

DETERMINACIÓN DE LAS CONDICIONES DE OPERACIÓN DE LA PLANTA DE
GENERACIÓN DE VAPOR SOBRE PARÁMETROS DE DISEÑO

JUANA DANIELA FAJARDO VILLAMIL
CRISTIAN CAMILO TOVAR NEIRA

FUNDACIÓN UNIVERSIDAD DE AMÉRICA
FACULTAD DE INGENIERÍAS
PROGRAMA DE INGENIERÍA MECÁNICA
BOGOTÁ D.C
2.019

DETERMINACIÓN DE LAS CONDICIONES DE OPERACIÓN DE LA PLANTA DE
GENERACIÓN DE VAPOR SOBRE PARÁMETROS DE DISEÑO

JUANA DANIELA FAJARDO VILLAMIL
CRISTIAN CAMILO TOVAR NEIRA

Proyecto integral de grado para optar al título de
INGENIERO MECÁNICO

Dirección
CARLOS URREGO RODRIGUEZ
Ingeniero Mecánico

FUNDACIÓN UNIVERSIDAD DE AMÉRICA
FACULTAD DE INGENIERÍAS
PROGRAMA DE INGENIERÍA MECÁNICA
BOGOTÁ D.C
2.019

Nota de aceptación:

Presidente del jurado
Ing. Carlos Urrego Rodríguez

Jurado 1
Ing.

Jurado 2
Ing.

Bogotá D.C., febrero 2.019

DIRECTIVAS DE LA UNIVERSIDAD

Presidente de la Universidad y Rector del claustro

Dr. Jaime Posada Díaz

Vicerrector de Desarrollo y Recursos humanos

Dr. Luis Jaime Posada García-Peña

Vicerrector Académico y de Posgrados

Dra. Ana Josefa Herrera Vargas

Decano general Facultad de Ingenierías

Ing. Julio Cesar Fuentes Arismendi

Director general de investigación y proyección social

Dr. Manuel Cancelado Jiménez

Director del Departamento de Ingeniería Mecánica

Ing. Carlos Mauricio Veloza Villamil

Las directivas de la Universidad de América, los jurados calificadores y los docentes no son responsables por las ideas y conceptos emitidos en el presente documento. Estos corresponden únicamente al autor.

A Ramón Fajardo, quien siempre me ha brindado su apoyo incondicional en los momentos difíciles, su cariño y confianza.

A Lindsay Villamil, que con su sabiduría, entrega, amor y ejemplo, me enseñó a luchar por lo que quiero y a no rendirme nunca, esto es por ellos, por mis padres, porque gracias a su esfuerzo y confianza, todo esto fue posible.

Para ustedes y de ustedes.

A mi hermanita Gabriela, razón de mi motivación para mejorar constantemente y así pueda ver en mí un ejemplo a seguir.

A mis abuelos Matilde y Alvaro a quienes quiero llenar de orgullo con mis logros y a toda mi familia, que ha aportado en gran parte a lo que soy ahora.

Finalmente, a mis amigos, con quien disfrute al máximo de esta maravillosa etapa y de esta manera hicieron su contribución a mi proceso académico.

JUANA DANIELA FAJARDO VILLAMIL

Inicialmente quiero agradecer a mis papás y a mi hermana por ser lo mejor que me ha dado el universo, sin su tiempo, ejemplo, dedicación, consejos, apoyo, energía, valentía y amor este proceso que se culmina con este trabajo no hubiera sido posible, este logro es más de ustedes que mío.

También a mis abuelos, ya que su mirada de orgullo fue uno de los motivos más grandes para siempre dar lo mejor de mí.

Dedicarles unas palabras de agradecimiento a todos los compañeros y amigos que fueron parte de este camino, en especial a Juana ya que mejor compañera de trabajo de grado no pude tener.

A mis mejores amigos gracias por ser un apoyo y rueda de auxilio siempre.

Por último, pero no menos importante, agradecer a todos los docentes que con su vocación, tiempo y conocimientos siempre estuvieron dispuestos y atentos para hacer de este estudiante un profesional.

Gracias por tanto, perdón por tan poco.

CRISTIAN CAMILO TOVAR NEIRA

AGRADECIMIENTOS

Los autores expresan sus agradecimientos a:

El ingeniero Mecánico Carlos Urrego Rodriguez, director del proyecto de investigación por guiarnos en el desarrollo del proyecto y ofrecernos su apoyo a lo largo de la investigación.

El ingeniero Mecánico Carlos Mendoza, por su orientación y ayuda en el desarrollo de los objetivos planteados para este proyecto.

El ingeniero Mecánico Juan Felipe Giraldo, por su tiempo y dedicación en apoyar en la elaboración de la simulación propuesta en el proyecto.

El ingeniero Carlos Mauricio Veloza, director del programa de ingeniería mecánica, por su interés en impulsar el cumplimiento satisfactorio de todos los objetivos sugeridos en este proyecto.

A todo el cuerpo docente, que participo en la realización y culminación de este proyecto de investigación.

Por último, a nuestros padres por su esfuerzo y apoyo incondicional durante todo este recorrido.

Gracias totales.

CONTENIDO

	pág.
INTRODUCCIÓN	18
1. GENERALIDADES	20
1.1 CICLO RANKINE	20
1.1.1 Ciclo Rankine Simple	20
1.1.2 Ciclo Rankine con Sobrecalentamiento	21
1.2 PLANTAS DE GENERACIÓN DE VAPOR	23
1.2.1 Caldera	24
1.2.1.1 Caldera pirotubular	24
1.2.1.2 Partes principales de una caldera pirotubular	25
1.2.1.3 Caldera pirotubular vertical	26
1.2.1.4 Combustibles para la caldera	27
1.2.1.5 Especificaciones de la caldera perteneciente a la planta	27
1.2.2 Turbina tipo Curtis	29
1.2.3 Generador	30
1.2.4 Condensador	30
1.2.5 Suavizador de agua de intercambio iónico	31
1.2.6 Sobrecalentador	32
1.2.7 Torre de enfriamiento	33
1.2.8 Distribuidor de vapor	35
2. MODELO COMPUTACIONAL	36
2.1 ESTADO DEL ARTE	36
2.2 METODOLOGÍA	36
2.2.1 Análisis termodinámico del ciclo Rankine con sobrecalentamiento	36
2.2.2 Eficiencia térmica	48
2.2.3 Eficiencia Mecánica	49
2.2.4 Eficiencia térmica en cogeneración	49
2.2.5 Pérdidas totales del sistema	50
2.2.6 Diagramas de flujo para la elaboración del código	55
2.2.7 Python	57
2.2.7.1 ¿Por qué Python?	57
2.2.7.2 Spyder	57
2.2.7.3 Coolprop	57
2.2.8 Programación	57
2.2.9 Diseño de la interfaz gráfica	64
2.2.9.1 Elaboración del manual del usuario	65
3. RESULTADOS Y COMPROBACIÓN	66

4. PROTOCOLOS DE PRUEBAS DE OPERACIÓN Y PROTOCOLO DE SEGURIDAD	82
4.1 PROTOCOLO DE PRUEBAS DE OPERACIÓN	82
4.1.1 Pruebas de operación en calderas	83
4.1.2 Pruebas de operación en bomba de alimentación	83
4.1.3 Pruebas de operación en turbinas	83
4.1.4 Pruebas de operación en el condensador	83
4.1.5 Norma ASME PTC 46 (RENDIMIENTO GENERAL DE PLANTAS)	84
4.2 PROTOCOLO DE SEGURIDAD	85
4.2.1 Derrames o fugas	85
4.2.1.1 Derrames o fugas de agua	86
4.2.1.2 Derrames o fugas de combustible	86
4.2.1.3 Medidas de contingencia para derrames de combustible	87
4.2.2 Incendios y/o explosión	87
4.2.2.1 Medidas preventivas para evitar siniestros de este tipo	88
4.2.2.2 Medidas de contingencia para incendios y/o explosiones	89
5. CONCLUSIONES	90
6. RECOMENDACIONES	91
BIBLIOGRAFIA	92
ANEXOS	94

LISTA DE ECUACIONES

	pág.
Ecuación 1. Balance de energía	41
Ecuación 2. Calidad para una mezcla	42
Ecuación 3. Calidad a partir del volumen específico	43
Ecuación 4. Calidad a partir de la entropía	43
Ecuación 5. Eficiencia isoentrópica	46
Ecuación 6. Trabajo real en la turbina.	47
Ecuación 7. Trabajo Isoentrópico en la turbina.	47
Ecuación 8. Eficiencia térmica	48
Ecuación 9. Eficiencia mecánica	49
Ecuación 10. Pérdidas totales por presión	50
Ecuación 11. Pérdidas de presión por fricción	50
Ecuación 12. Número Reynolds	51
Ecuación 13. Coeficiente de fricción	51
Ecuación 14. Pérdidas de presión por accesorios	52
Ecuación 15. Factor de resistencia para válvulas	53

LISTA DE FIGURAS

	pág.
Figura 1. Diagrama equipos ciclo Rankine simple	21
Figura 2. Diagrama de ciclo Rankine con sobrecalentamiento	22
Figura 3. Diagrama de equipos planta de generación de vapor Universidad de América	23
Figura 4. Esquema representativo de una caldera pirotubular típica de tres pasos	25
Figura 5. Esquema caldera pirotubular vertical	27
Figura 6. Ficha técnica caldera teknik	28
Figura 7. Turbina de acción escalonamiento de velocidad o de Curtis	29
Figura 8. Esquema de generador síncrono	30
Figura 9. Esquema de un intercambiador de calor de coraza y tubos	31
Figura 10. Suavizador de agua de intercambio iónico	32
Figura 11. Sobre calentador planta térmica	33
Figura 12. Esquema típico de una torre de enfriamiento	34
Figura 13. Distribuidor de vapor	35
Figura 14. Diagrama de equipos y puntos significativos utilizados para la programación del modelo matemático	37
Figura 15. Eficiencia isoentrópica en las turbinas	46
Figura 16. Plano P&ID de la planta de vapor	52
Figura 17. Diagrama de flujo de las estrategias principales del programa	55
Figura 18. Diagrama de flujo para el cálculo de las propiedades del agua implementando la biblioteca Coolprop	56
Figura 19. Entrada de valores iniciales de flujo a Spyder	58
Figura 20. Variables de entrada y salida para el punto 1	58
Figura 21. Variables de entrada y salida para el punto 2	59
Figura 22. Variables de entrada y salida para el punto 5	59
Figura 23. Variables de entrada y salida para el punto 4	60
Figura 24. Variables de entrada y salida para el punto 3	60
Figura 25. Variables de entrada y salida para el punto 6	61
Figura 26. Cálculo de trabajos en Spyder	61
Figura 27. Cálculo de potencias en Spyder	62
Figura 28. Cálculo de las eficiencias en Spyder	62
Figura 29. Código para realización de gráfica TS mediante Coolprop y Matplotlib	63
Figura 30. Interfaz gráfica del modelo computacional	65
Figura 31. Esquema de turbina de vapor	66
Figura 32. Ciclo real de Rankine con vapor sobrecalentado	71
Figura 33. Cálculo en Spyder de las propiedades del punto 2, mediante Coolprop	74
Figura 34. Resultados propiedades termodinámicas del punto 3	74

Figura 35. Cálculo en Spyder de las propiedades del punto 4, mediante Coolprop	74
Figura 36. Resultados propiedades termodinámicas del punto 4	75
Figura 37. Cálculo en Spyder de las propiedades del punto 1, mediante Coolprop	75
Figura 38. Resultados propiedades termodinámicas del punto 1	75
Figura 39. Cálculo en Spyder de las propiedades del punto 2, mediante Coolprop	75
Figura 40. Resultados propiedades termodinámicas del punto 2	76
Figura 41. Cálculo en Spyder del trabajo y las potencias	76
Figura 42. Resultados de trabajos y potencias del ciclo termodinámico	76
Figura 43. Cálculo en Spyder de de la eficiencia de la planta de vapor	76
Figura 44. Resultado de la eficiencia	76
Figura 45. Características de la planta de generación de la Universidad ECCI	77
Figura 46. Esquema de la configuración de la planta térmica Universidad ECCI	78
Figura 47. Simulación de funcionamiento de la planta térmica de la Universidad ECCI	81
Figura 48. Dosificador de ACPM	87
Figura 49. Válvulas Caldera	88
Figura 50. Tipos de extintores	89

LISTA DE GRÁFICAS

	pág.
Gráfica 1. Diagrama T-S del ciclo Rankine simple ideal	37
Gráfica 2. Diagrama T-S del ciclo Rankine sobrecalentado.	63
Gráfica 3. Trabajo de la turbina Vs Eficiencia de la turbina	69
Gráfica 4. Eficiencia mecánica Vs Eficiencia de la turbina	69
Gráfica 5. Eficiencia térmica Vs Eficiencia de la turbina	70

LISTA DE CUADROS

	pág.
Cuadro 1. Tabla A-4 Agua saturada. Tabla de temperaturas	38
Cuadro 2. Tabla A-4. Agua saturada. Tabla de temperatura	39
Cuadro 3. Tabla A-6. Vapor de agua sobrecalentado	39
Cuadro 4. Tabla A-6. Vapor de agua sobrecalentado	41
Cuadro 5. Tabla A-5. Agua saturada. Tabla de presiones	41
Cuadro 6. Tabla A-5. Agua saturada. Tabla de presiones	42
Cuadro 7. Tabla A-6. Vapor de Agua Sobrecalentado	44
Cuadro 8. Tabla A-5. Agua saturada. Tabla de presiones	44
Cuadro 9. Tabla A-6. Vapor de agua sobrecalentado	48
Cuadro 10. Propiedades del Ciclo Rankine de la Planta Térmica de la Universidad de América	48
Cuadro 11. Valores de eficiencias y trabajo según la variación de la eficiencia de la turbina	68
Cuadro 12. Datos de temperatura y presión Universidad ECCI	79
Cuadro 13. Resultados propiedades termodinámicas planta térmica ECCI	80
Cuadro 14. Resultado del trabajo en los equipos, Universidad ECCI	80
Cuadro 15. Resultado de la eficiencia en los equipos, Universidad ECCI	80
Cuadro 16. Alternativas de Manejo Interno.	86

LISTA DE ANEXOS

	pág.
ANEXO A. Código de programación	95
ANEXO B. Manual del usuario	101
ANEXO C. Protocolo de pruebas	105

RESUMEN

En el presente trabajo de grado, se desarrolló un modelo computacional de la operación de la planta de generación de vapor de la Universidad de América, para llevar a cabo este proyecto se utilizaron el programa Python y sus entornos de trabajo Spyder y PyQt5.

Para la elaboración del modelo, primero, se realizó un análisis termodinámico del ciclo bajo el cual opera la planta, Rankine sobrecalentado. En esta etapa se examinó punto por punto el comportamiento del proceso, a través del resultado de la medición de variables, como temperatura y presión a la entrada y salida de los equipos representativos del ciclo. El objetivo del estudio de estos puntos en específico, es obtener las propiedades termodinámicas de cada uno de ellos, para luego con esta información, calcular la eficiencia térmica del ciclo.

Una vez terminado el análisis termodinámico, se procedió a escribir el código para la simulación de la planta en Spyder. En el modelo se utilizó la biblioteca CoolProp, de Python, que se encarga de buscar e importar propiedades de múltiples sustancias, dentro de las que se encuentra el agua, que constituye el fluido de trabajo del ciclo, de tal manera, la estructura del código logra obtener las propiedades termodinámicas de cada punto del proceso, a través de las variables de entrada presión y temperatura, establecidas por el usuario que haga uso de esta herramienta. Para finalizar la simulación, se diseñó una interfaz gráfica con el fin de hacer más amigable la introducción de datos y la respectiva visualización de resultados, el desarrollo de esta aplicación se efectuó en el entorno de trabajo PyQt5.

Finalmente, se redactaron un protocolo de pruebas de operación y un protocolo de seguridad para contingencias. En el primero, se elaboró una lista de chequeo para el procedimiento de encendido de la planta, donde se busca asegurar que se efectúen todos los pasos de iniciación correctamente, adicionalmente, se incluyó otra lista que indica los puntos donde se pueden realizar mediciones, para corroborar el buen funcionamiento de los equipos y, por último, se plantearon ecuaciones para calcular el trabajo realizado por los equipos y la eficiencia térmica de ciclo. En el protocolo de seguridad para contingencias, se expusieron cuáles son los incidentes que pueden presentarse a la hora de poner en funcionamiento la planta, las medidas preventivas para evitarlos y las acciones a llevar a cabo si se presenta una emergencia.

PALABRAS CLAVE: Eficiencia térmica, planta de generación de vapor, propiedades termodinámicas, simulación.

INTRODUCCIÓN

La *importancia* de este proyecto radica en el desarrollo de una herramienta didáctica, que permita apoyar los conocimientos adquiridos en temáticas como máquinas térmicas, fluidos y generación de energía, instruidos en el aula de clase.

El campo de la generación de energía, es un área ampliamente estudiada dentro del programa de ingeniería mecánica, puesto que, reúne múltiples conocimientos adquiridos durante todo el proceso académico. Dentro de este campo se aplican conceptos aprendidos en asignaturas como termodinámica, la que se lleva a la práctica en el análisis del ciclo de potencia de vapor Rankine, máquinas térmicas para entender el funcionamiento de los equipos que conforman la planta de vapor y su eficiencia, mecánica de fluidos en el estudio del transporte del fluido de trabajo y las pérdidas del sistema y seguridad y salud en el trabajo con el fin de identificar riesgos y conocer el procedimiento a seguir en caso de emergencia en la planta.

La elaboración de este proyecto tiene como *objetivo* general: “Determinar las condiciones de operación de la planta de generación de vapor sobre parámetros de diseño”. Con el fin de desarrollar los siguientes objetivos específicos;

- ✓ Implementar un modelo computacional de la operación de la planta con base en los parámetros de diseño suministrados por el fabricante
- ✓ Calcular la eficiencia térmica de la planta en proceso de cogeneración a partir de las condiciones de diseño
- ✓ Elaborar un protocolo de pruebas de funcionamiento de los equipos de la planta de generación de vapor
- ✓ Formular un protocolo de seguridad para contingencias en la operación de la planta de generación de vapor

El *alcance* de este proyecto se basa en la obtención de las propiedades termodinámicas para los tramos representativos del ciclo, por medio del software Python y su entorno de trabajo Spyder, de esta manera se calculó la eficiencia térmica del proceso y, por último, se elaboraron protocolos de pruebas de operación y de seguridad para corroborar el buen manejo de la planta de generación.

Dentro de la *limitación* del proyecto, el análisis termodinámico se realizó a partir de los parámetros de diseño proporcionados por el fabricante, es decir, los datos resultantes de las mediciones en los instrumentos instalados a la entrada y salida de los equipos, no fueron obtenidos directamente de la planta, a su vez, no se intervinieron equipos ni se modificaron diseños.

La *metodología* empleada para la elaboración del proyecto consta de ciertos análisis termodinámicos, por medio de los que fue posible comprender el funcionamiento de la planta y de tal manera cumplir con los objetivos planteados.

La *aplicación* de este proyecto va dirigida a la realización de prácticas de laboratorio para las asignaturas de máquinas térmicas, termodinámica, transferencia de calor y plantas térmicas.

1. GENERALIDADES

En termodinámica dos de las más importantes áreas de aplicación son la generación de energía y la refrigeración. En la producción de energía, a los ciclos en los que se tenga en cuenta efectos que generen dificultad en su análisis, tal como la fricción o variables de tiempo que afecten el encuentro de equilibrio durante el ciclo, son conocidos como ciclos reales. A su vez, los casos en los cuales no se tengan en cuenta la reversibilidad y complejidad de algunas variables para analizar el ciclo, van a ser ciclos de tipo ideal¹.

La generación de energía se puede llevar a cabo mediante diferentes procesos, que a gran escala se pueden clasificar en ciclos de gas o vapor, para los cuales la diferencia va a ser la fase en la que permanezca el fluido de trabajo durante todo el proceso.

Generalmente para plantas térmicas tipo industrial o didáctico para la academia que utilizan vapor en la generación de energía, el ciclo con el que se lleva a cabo el proceso es el ciclo Rankine:

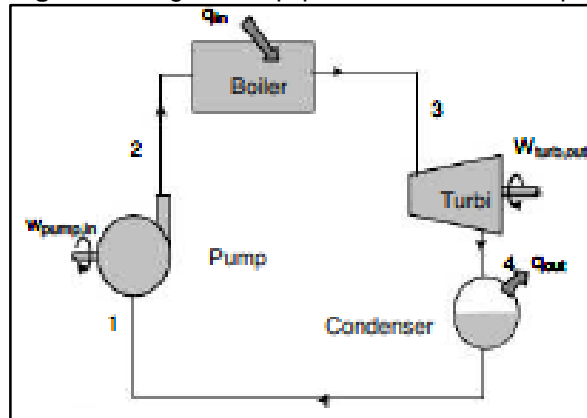
1.1 CICLO RANKINE

1.1.1 Ciclo Rankine Simple². En éste ciclo, el vapor se obtiene mediante una caldera, posteriormente el fluido de trabajo se dirige hacia una turbina en la que su eje está conectado a un generador, que convierte el trabajo mecánico generado por el impulso del vapor en la turbina en energía eléctrica, la mezcla de vapor y agua que sale de la turbina completa su cambio de fase en un condensador, posterior a esto, una bomba lo dirige nuevamente hacia la caldera, para así cerrar el ciclo de trabajo.

¹ CENGEL, Yunus A. capítulo. En: Fundamentals of Thermal-Fluid Sciences. 5 ed. Nueva York: Mc Graw Hill, 2017. 346 p.

² Ibid., p. 373.

Figura 1. Diagrama equipos ciclo Rankine simple



Fuente. Fundamentals of Thermal-Fluid Sciences. 5 ed. Nueva York: Mc Graw Hill, 2017

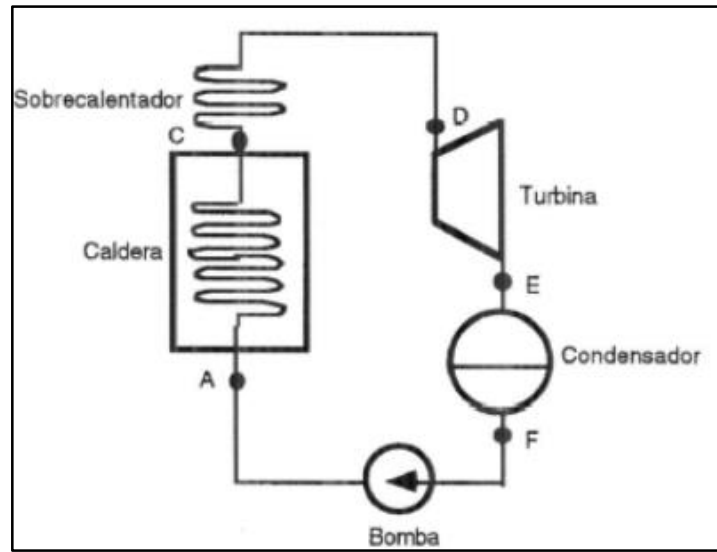
1.1.2 Ciclo Rankine con Sobrecalentamiento³. En el ciclo Rankine con sobrecalentamiento el agua entra a la bomba como líquido saturado, en la que el fluido alcanza la presión de operación de la caldera. Durante este proceso de compresión la temperatura del agua aumenta un poco debido a una disminución en el volumen específico del agua.

El agua entra como líquido comprimido a la caldera y sale como vapor sobrecalentado; en la caldera los gases de combustión, reactores nucleares u otras fuentes, transfieren calor al agua a presión constante. Posteriormente el vapor pasa a través del sobrecalentador para eliminar la humedad residual que contenga el fluido. El vapor sobrecalentado entra a la turbina donde se expande isoentrópicamente para luego producir trabajo haciendo girar el eje conectado a un generador eléctrico.

La presión y la temperatura del fluido disminuyen en esta etapa, generando un vapor húmedo que cambia a fase líquida, a presión constante en el condensador. El vapor sale del equipo como líquido saturado y entra a la bomba cerrando el ciclo.

³ CENGEL, Yunus A. Ciclos de potencia de vapor y combinados. En: Termodinámica. 6 ed. México: Mc Graw Hill, 2009. 574 p.

Figura 2. Diagrama de ciclo Rankine con sobrecalentamiento

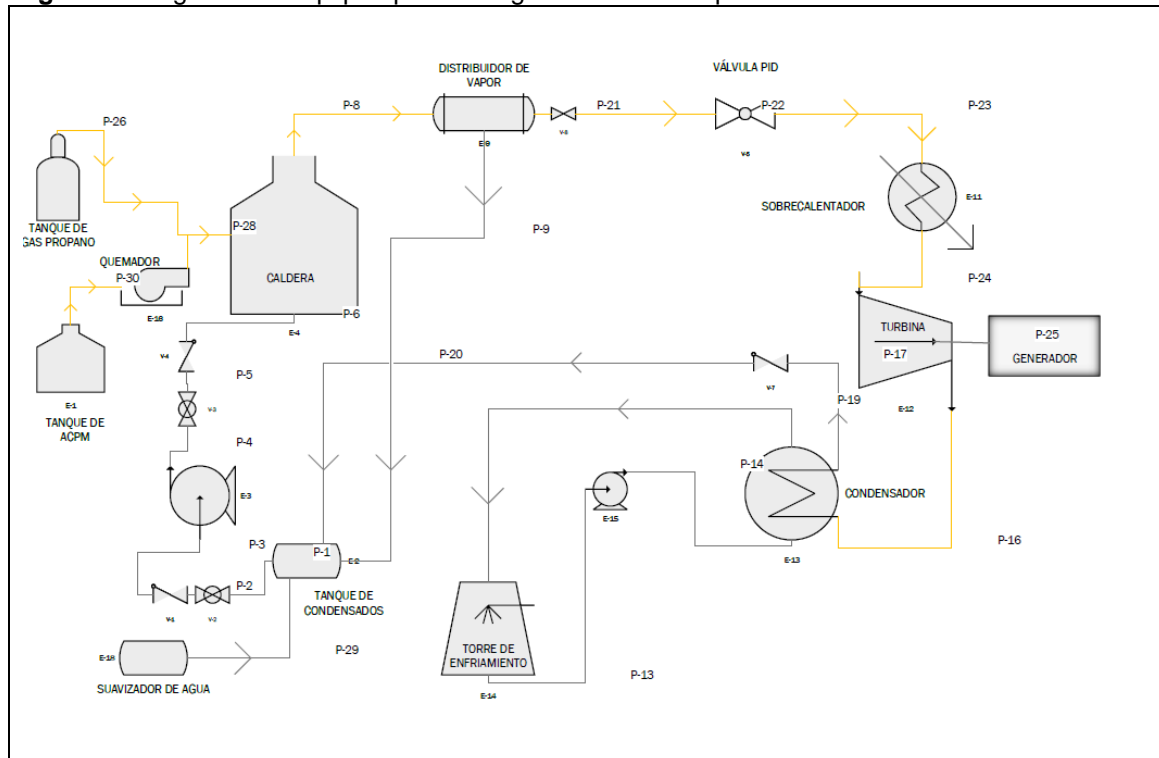


Fuente: Principios fundamentales ciclos a vapor. (Diapositivas). Disponible en: <http://slideplayer.es/slide/1095350/>

1.2 PLANTAS DE GENERACIÓN DE VAPOR

Una planta térmica⁴ puede ser definida como una máquina o un conjunto de equipos que generan y entregan un flujo de energía mecánica o eléctrica. El principal equipo de estas plantas para la generación de energía es el generador. Una planta de vapor se denomina planta térmica debido a que convierte calor en energía eléctrica.

Figura 3. Diagrama de equipos planta de generación de vapor Universidad de América.



Fuente: Elaboración propia. Basado en: LOPEZ, Sebastián y MORALES, Jose. Desarrollo de un sistema de supervisión de variables de funcionamiento para la planta térmica de generación de vapor y energía de la Fundación Universidad de América. Trabajo de grado ingeniero mecánico. Bogotá D.C.: Fundación Universidad de América. Facultad de ingeniería. Programa de ingeniería mecánica, 2018.

Para la elaboración de éste proyecto se aborda como objeto de estudio una planta térmica con fines didácticos, su objetivo principal es profundizar el conocimiento en áreas afines, fomentar proyectos de investigación y a su vez generar fortalezas en el aprendizaje de los estudiantes mediante la realización de prácticas de laboratorio.

El funcionamiento de la planta empieza mediante la adición de calor a la caldera a través de la quema de uno de dos combustibles, gas propano o ACPM. El agua, como fluido de trabajo se calienta en la caldera hasta alcanzar una presión de 896 kPa, obteniendo el estado de vapor saturado; el fluido es transportado hasta un

⁴ RAJA, A.K. capítulo. En: Power Plant Engineering. 1 ed. New Dehli: New age international (p) limited, 2006. 2 p.

distribuidor de vapor que cumple con la función de trampa de condensados e igualmente direccionar el flujo hacia la turbina, posteriormente el vapor pasa a través de una válvula PID (Controlador Proporcional, Integral y Derivativo), que a partir de un estrangulamiento proporciona presión al fluido para aumentar su velocidad. Luego de esto, pasa por un sobrecalentador que aumenta la temperatura hasta 190°C para ingresar el fluido en estado sobrecalentado a la turbina, a la salida de ésta el vapor es dirigido hasta un intercambiador de calor de tubos y coraza, en el que se condensa mediante la transferencia de calor con agua proveniente de la torre de enfriamiento, el fluido en estado líquido es impulsado hasta el tanque de condensados, donde reposa y es mezclado con agua a la que previamente se le ha reducido su dureza en el suavizador. Finalmente, una bomba impulsa el agua de alimentación a la caldera, para iniciar nuevamente en ciclo.

La planta en estudio está conformada por los siguientes equipos y componentes:

1.2.1 Caldera. “Es un recipiente a presión cerrado en el que se calienta un fluido para uso externo del mismo, por aplicación directa de calor resultante de la combustión de un combustible que puede ser sólido, líquido o gaseoso o por utilización de la energía nuclear o eléctrica”⁵.

1.2.1.1 Caldera piro-tubular. Esta caldera⁶ consiste en un haz de tubos contenidos en una carcasa; el proceso de evaporación se lleva a cabo fuera de los tubos generando vapor, los gases calientes se transportan por el interior de los tubos los que se hallan rodeados por agua. Este tipo de equipo tiene un hogar integral denominado también caja de fuego limitado por superficies enfriadas por agua⁷. Las calderas piro-tubulares⁸ se caracterizan a menudo por el número de pasos, refiriéndose esto al número de veces en que el gas de combustión fluye a través de los tubos, transfiriendo calor al agua que se transporta por la carcasa.

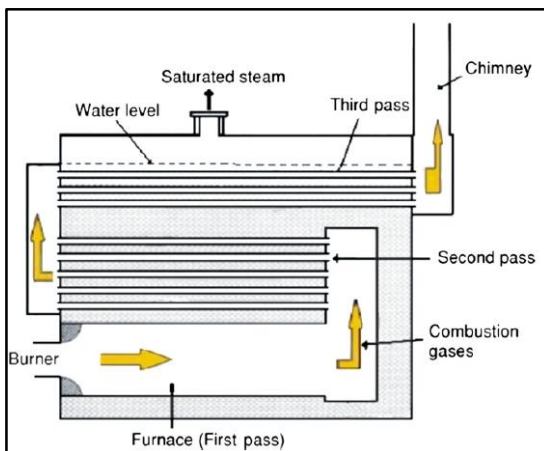
⁵ LAWRENCE, A. capítulo. En: MANUAL DE CALDERAS Principios operativos de mantenimiento, construcción, instalación, reparación, seguridad, requerimientos y normativas. 4 ed. España: McGraw-Hill, 2000. 15 p.

⁶ GUTIÉRREZ ORTIZ. F.J. Modeling of fire-tube boilers. Departamento de Ingeniería química y ambiental, Universidad de Sevilla [en línea], Julio 2011 [citado 12 Junio 2018]. Disponible en: <https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S1359431111003425>

⁷ SEVERNS, W.H. capítulo. En: La producción de energía mediante el vapor de agua, el aire y los gases. 5ª ed. Barcelona: Reverté S.A, 1982. P127.

⁸ GUTIÉRREZ ORTIZ. Op.cit., p.1.

Figura 4. Esquema representativo de una caldera pirotubular típica de tres pasos.



Fuente: Modeling of fire-tube boilers.

Disponible en: <https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S1359431111003425>

1.2.1.2 Partes principales de una caldera pirotubular⁹. Dependiendo del tipo de caldera, se dispone de muchas partes características, por lo tanto, es muy difícil atribuir un espacio a cada uno de los componentes, de tal manera se analizaron las partes principales de las calderas en general.

- Hogar de la caldera¹⁰: Espacio de la caldera en el cual se produce la combustión. Se puede clasificar según: la ubicación (Exterior o interior), el tipo de combustible (Sólido ó gaseoso) y su construcción (Liso ó corrugado).
- Puerta del hogar¹¹: Es una pieza característica de las calderas que trabajan con combustible sólido, ya que se ingresan este tipo de combustibles al hogar y a su vez se hacen las operaciones de control de fuego. El quemador sustituye a la puerta del hogar en las calderas que operan con combustibles líquidos y gaseosos.
- Cenicero¹²: Sirve para recibir las cenizas que caen de la parrilla del hogar de la caldera, estos residuos que allí se acumulan deben retirarse periódicamente.
- Conductos de humo¹³: Por estos espacios circulan los humos y gases calientes de la combustión, para así aprovechar el calor entregado para calentar el agua y/o producir vapor.

⁹ Asociación Chilena de Seguridad ACHS. Descripción de Calderas y Generadores de Vapor. [en línea]. [citado 12 Junio 2018]. Disponible en: <http://www.achs.cl/portal/trabajadores/Capacitacion/CentrodeFichas/Documents/descripcion-de-caldera-y-generadores-de-vapor.pdf>

¹⁰ Ibid., p. 13.

¹¹ Ibid., p. 13.

¹² Ibid., p. 15.

¹³ Ibid., p. 16.

- Chimenea¹⁴: Por allí los gases y humos de combustión realizan su salida a la atmosfera. Tiene como función principal darle el tiro necesario a la caldera para realizar una combustión adecuada.
- Cámara de Agua¹⁵: Es el volumen de agua con que se va a ocupar en la caldera, el cual va a tener un valor mínimo del cual nunca debe descender durante la operación de la caldera.
- Cámara de Vapor¹⁶: Sobre el nivel máximo de agua presente en la caldera se dejará un volumen el cual va a ser ocupado por el vapor producido en la misma. Con el fin de separar completamente las partículas en suspensión de agua del vapor, en algunos casos se tiene un pequeño cilindro llamado domo, el cual contribuye a mejorar la calidad del vapor.

1.2.1.3 Caldera piro-tubular vertical¹⁷. De acuerdo a con posición, la caldera que hace parte de la planta de generación de vapor es vertical. Este tipo de calderas se utiliza en servicio estacionario para presiones y capacidades medias, lo que beneficia la superficie a utilizar en planta, debido a que necesita muy poco espacio para su instalación. Las ventajas que presenta este tipo de posición en calderas son:

- Compacidad en su estructura y manejabilidad de la misma
- Bajo costo inicial
- Muy poca superficie del hogar requerida por caballo de fuerza
- Instalación rápida y sencilla

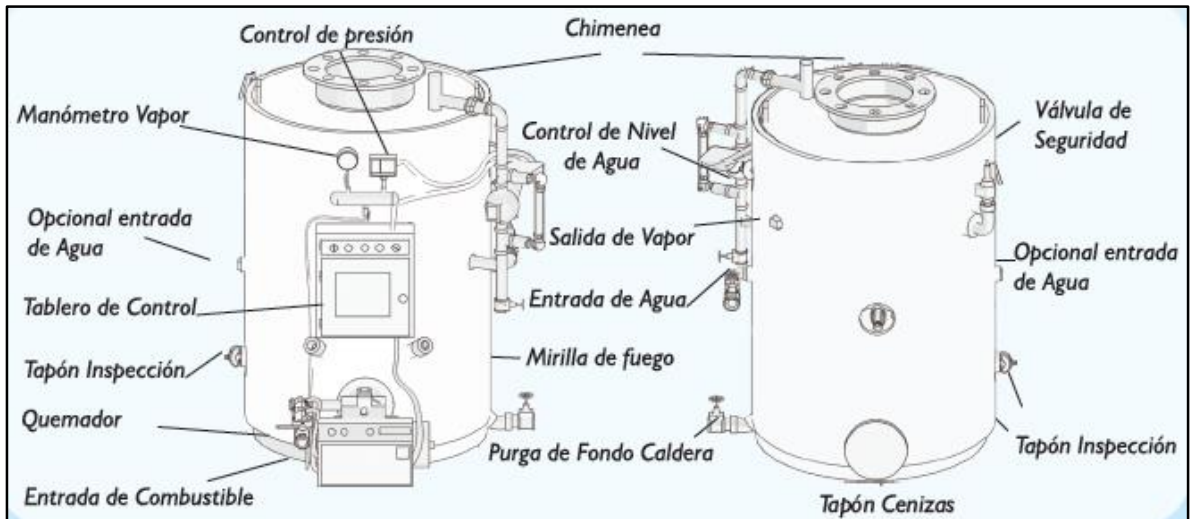
¹⁴ Ibid., p. 16.

¹⁵ Ibid., p. 17.

¹⁶ Ibid., p. 17.

¹⁷ LAWRENCE. Op. cit., p. 70.

Figura 5. Esquema caldera pirotubular vertical



Fuente: TECNİK Ltda. Hoja caldera vertical. Bogotá.

1.2.1.4 Combustibles para la caldera. La caldera es de combustible dual y está alimentada por gas natural o ACPM.

- ACPM (Aceite combustible para motores)¹⁸. Este combustible conocido como diesel o gas oil, se compone principalmente de cuatro clases de hidrocarburos: alcanos normales, isoalcanos, cicloalcanos y aromáticos. Dentro de sus características se encuentran las siguientes propiedades fisicoquímicas: Está compuesto fundamentalmente por parafinas, su principal característica es que se inflama bajo fuerte presión y tiene una densidad sobre 850 Kg/m³
- Gas Propano¹⁹. Producido en la columna de destilación de crudo, es considerado un gas licuado de petróleo, que puede almacenarse de forma simple y segura en tanques a una temperatura de 15°C y presión atmosférica, se explica así su rápida difusión. Se emplea como combustible debido a su gran poder calorífico, y tiene como ventaja el adaptarse a muchos usos y situaciones diferentes²⁰.

1.2.1.5 Especificaciones de la caldera perteneciente a la planta. A continuación, se enunciarán las características generales de la caldera correspondiente a la planta de vapor adquirida por la Universidad:

¹⁸ SZYMKOWICZ. Patrick G y BENAJES. Jesús. Development of a Diesel Surrogate Fuel Library. Universidad Politécnica de Valencia [en línea], Enero 2018 [Citado 19 de junio 2018]. Disponible en: <https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0016236118301236>

¹⁹ IBERPROPANO S.A. Características del propano [en línea]. [citado 20 Nov., 2018]. Disponible en : <http://iberpropano.com/caracteristicas-del-propano/>

²⁰ SINELEC. Gas Propano – Usos, tipos y características [en línea]. [citado 20 Nov., 2018]. Disponible en: <http://gruposinelec.com/gas-propano-usos-tipos-y-caracteristicas/>

De ubicación:

➤ Área de superficie para instalación: 3m²

➤ Altura: 7m

➤ Carga máxima: 1000 kg/m²

De operación:

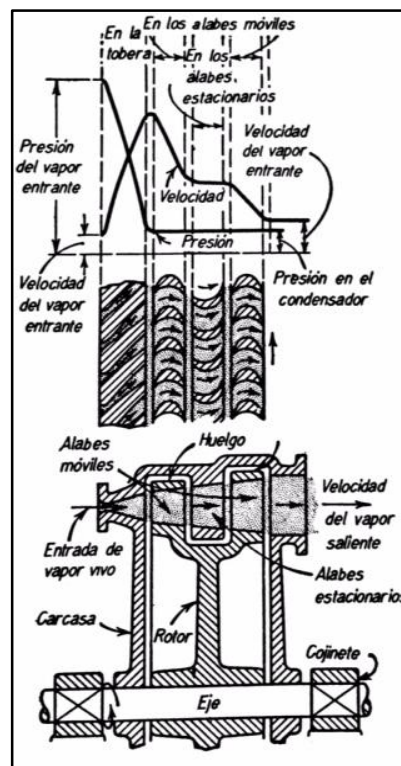
Figura 6. Ficha técnica caldera teknik

ESPECIFICACIONES TECNICAS	
1. CAPACIDAD	: 20 B.H.P. - 668.000 BTU / hora.
2. COMBUSTIBLE	: DUAL (A.C.P.M. y/o GAS NT).
3. PRESION DE TRABAJO	: 0 a 125 psi.
4. PRESION DE DISEÑO	: 150 psi.
5. CONSUMO ACPM	: 6.0 galones / hora
6. CONSUMO GAS NATURAL	: 21 m3/hora de Hi: 38.800 BTU/MT3
CONSUMO DE PROPANO	: 40 Lb / Hora de Hi: 21.500 BTU/LB.
7. PRODUCCION DE VAPOR	: 690 libras / hora a 212° F.
8. QUEMADOR COMBUSTION:	: Tiro forzado según Norma UL & FM
9. TIPO	: Pirotubular, Vertical con camisa húmeda, 1 paso cámara combustión, 1 paso haz de tubería
10.SUPERFICIE DE TRANSF	: 103 Ft2
11.PESO NETO	: 1.100 Kilos.
12.DIMENSIONES	: 104 cms diám. x 210 cms altura.
13.SISTEMA ELECTRICO	: 110 - 220 Voltios.
14.MANEJO.	: Operación automática.
15.CONTROLES DE SEGURIDAD	: Protección alto-bajo nivel agua. Protección control máx. presión vapor. Protección control seguridad llama.
16. EQUIPO ADICIONAL	: * Tanque de Condensados cap. 45 gl. * Motobomba de alimentación de agua 10 g.p.m.
17.NORMAS DE FABRICACION:	: Según ICONTEC y ASME.
18.MATERIALES DE FABRICAC:	: Láminas para cuerpo y haz de tuberías interna de fuego en Acero al Carbono ASTM. Aislamiento y lámina inox. acabado exterior.
19. GARANTIAS OFRECIDAS	: Certificados de calidad de los controles y de las materias primas del equipo. Garantía contra defectos de fabricación de 12 meses para el cuerpo y el haz tubular. Garantizamos el equipo para vida útil de 20 años mínimo en condiciones normales de operación.

Fuente: TECNIK Ltda. Especificaciones técnicas caldera de vapor. Bogotá.

1.2.2 Turbina tipo Curtis²¹. Es una turbina de acción con escalonamiento de velocidad que trabaja bajo el principio Curtis, el cual consiste en producir una gran caída de presión en un grupo de toberas y utilizar la velocidad resultante del vapor en tantos grupos de alabes como sea necesario. Está compuesta²² por coronas llamadas coronas Curtis, que sirven como regulador de flujo, realizando una admisión parcial de vapor entre cada una de las coronas, lo que define las etapas que tenga la turbina, la rueda Curtis a su vez verifica que exista una regulación cuantitativa del flujo que pasa a través de la misma.

Figura 7. Turbina de acción escalonamiento de velocidad o de Curtis



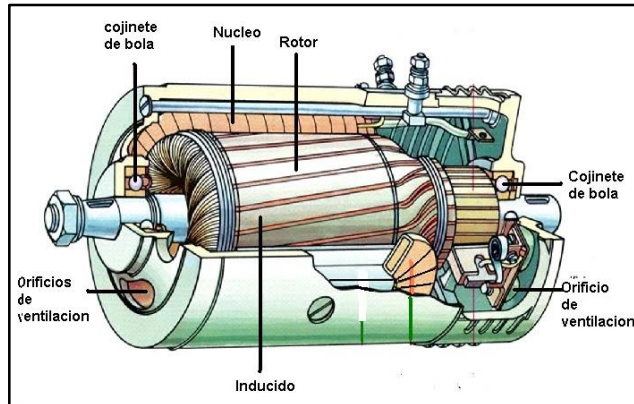
Fuente: La producción de energía mediante el vapor de agua, el aire y los gases.

²¹ SEVERNS, W.H. capítulo. En: La producción de energía mediante el vapor de agua, el aire y los gases. 5ª ed. Barcelona: Reverté S.A, 1982. 272 p.

²² FERNANDEZ, P. Turbinas de vapor de acción [en línea]. [citado 12 Abr., 2018]. Disponible en: <http://es.pfernandezdiez.es/?pageID=20>

1.2.3 Generador²³. Es síncrono, también conocido como alternador, el cual es utilizado para convertir potencia mecánica en potencia eléctrica de corriente alterna. Al aplicar una corriente directa al devanado del rotor del generador se produce un campo magnético en el mismo. Un motor primario lo hace girar produciendo un campo magnético dentro de la máquina, el que va a ser giratorio. Dentro de los devanados del estator del generador el campo magnético giratorio producido anteriormente, va a inducir un conjunto de voltajes trifásicos.

Figura 8. Esquema de generador síncrono.



Fuente: La máquina síncrona. Disponible en: <http://javiervdavidvenegas.blogspot.com/2010/05/la-maquina-sincrona.html>

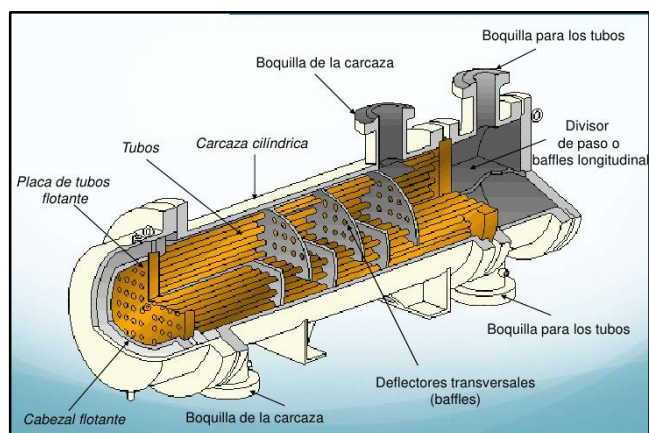
1.2.4 Condensador. Se usa para mejorar la eficiencia teórica del ciclo de la planta, ya que esta depende en su mayor parte del rango de presiones a través del cual el vapor se expande²⁴. El condensador principal ubicado en la planta de generación de vapor consiste en un intercambiador de calor de coraza y tubos²⁵. Éste tipo de equipos contiene un gran número de tubos con sus ejes paralelos a la carcasa en la cual van a estar empacados. La transferencia se da a medida que uno de los fluidos se mueve por dentro de los tubos, al tiempo que el otro se mueve por la coraza. Se utilizan desviadores en la coraza con el fin de forzar al fluido a moverse en dirección transversal a esta, para mejorar la transferencia de calor e igualmente, mantener un espacio uniforme entre los tubos. Se clasifica según el número de pasos que se realizan por los tubos y la coraza.

²³ CHAPMAN, Stephen.J. capítulo. En: Máquinas eléctricas. 4a ed. México: Mc Graw Hill, 2005. 267 p.

²⁴ SWIFT, Charles D. capítulo. En: Plantas de vapor arranque, prueba y operación. 1a ed. México: Mc Graw Hill. 1965. 403 p.

²⁵ CENGEL, Yunus A. capítulo. En: Transferencia de calor y masa. 4 ed. México: Mc Graw Hill, 2011. 631 p.

Figura 9. Esquema de un intercambiador de calor de coraza y tubos.



Fuente: Intercambiadores de calor. (Diapositivas). Disponible en: <https://es.slideshare.net/mahulig/tema-4-intercambiadores-de-calor-mejorado>

1.2.5 Suavizador de agua de intercambio iónico. La dureza del agua²⁶ tiene como fuente principal de origen los suelos en los cuales tenga contacto el líquido, por lo cual, aguas duras con alto contenido de calcio y magnesio, se suelen asociar con cuencas de captación de rocas sedimentarias de las cuales las más comunes son las de piedra caliza y creta. A su vez las aguas blandas, con un bajo contenido de calcio y magnesio suelen haber estado en contacto con rocas impermeables como el granito. Esta concentración de sustancias disueltas en el agua va a variar dependiendo de la ubicación geográfica y la estación del año, debido a que el agua viaja en su ciclo hidrológico por diferentes rocas y suelos y debido a su alto poder disolvente, va a incorporar materiales orgánicos e inorgánicos durante su recorrido.

El intercambio iónico²⁷ remueve del agua los iones indeseables transfiriéndolos a un material sólido conocido como intercambiador iónico, el cual va a realizar un intercambio con iones deseables, que se encuentran en la matriz del material. Este dispositivo va a tener una capacidad limitada para reemplazar iones indeseables, llegando a un punto en el cual su matriz se va a saturar de estos, para lo cual se lava con una solución regeneradora que contiene la especie de iones deseables, estos sustituyen a los indeseables que se han acumulado en la matriz del intercambiador.

²⁶ NEIRA, Marco Antonio. Dureza en aguas de consumo humano y uso industrial, impactos y medidas de mitigación. Estudio de caso: Chile. Memoria para optar al título de Ingeniero Civil. Santiago de Chile.: Universidad de Chile. Facultad de ciencias físicas y matemáticas. Departamento de Ingeniería Civil. 2006. p 2.

²⁷ Ibid., p. 30.

Figura 10. Suavizador de agua de intercambio iónico.



Fuente. Fotografía tomada en planta de Ingenium.

1.2.6 Sobrecalentador²⁸. Es uno de los componentes más importantes de una planta térmica, sus principales efectos en mejorar y economizar el ciclo son:

- Incrementa la capacidad de la planta
- Elimina la corrosión en la turbina de vapor
- Reduce el consumo de vapor generado por la turbina de vapor

La importancia de incorporar un sobrecalentador al proceso radica en que, cuando se trabaja con vapor saturado en una turbina, es muy frecuente que el rendimiento del equipo no sea óptimo debido a la condensación de una parte del fluido, aun cuando hay una caída de presión en el proceso. Una turbina va a transformar la energía del vapor sobrecalentado en trabajo sin formar humedad en el interior de la misma, entregando así mayores valores de eficiencia en la producción de energía²⁹.

²⁸ CENGEL, Fundamentals of Thermal-Fluid Sciences. Op. cit, p. 380.

²⁹ The Babcock & Wilcox Company. Section II – Steam Generation from Chemical Energy. En: Steam, Its generation and use. 41 ed. Ohio. 2005. 19-9 p.

Figura 11. Sobre calentador planta térmica.

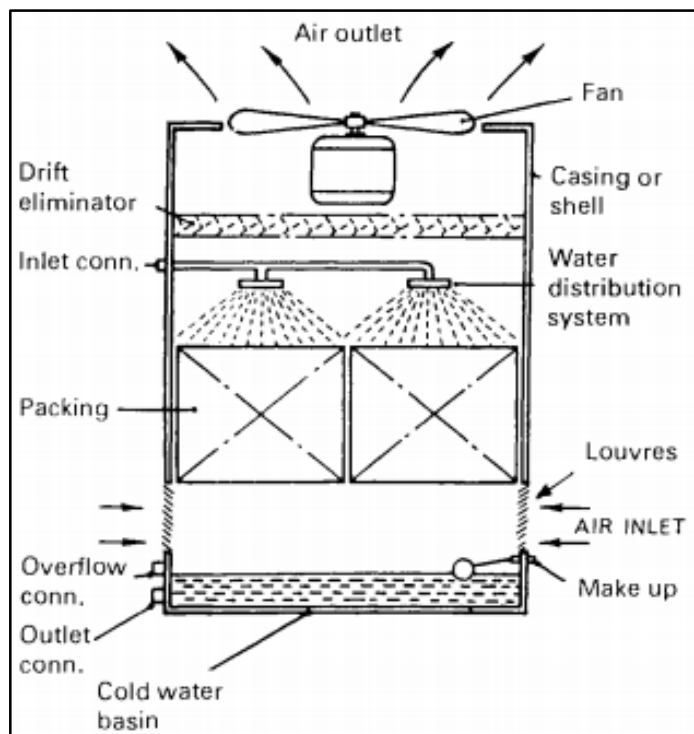


Fuente. Fotografía tomada en la Universidad Santo Tomás.

1.2.7 Torre de enfriamiento³⁰. Tiene como fin disminuir la temperatura del agua caliente proveniente de algún sistema mediante la transferencia de calor con un flujo de aire. Consiste en una estructura en la que el agua caliente se introduce en forma de rocío desde la parte superior de la torre, para luego mezclarse con el aire de enfriamiento que entra generalmente en dirección opuesta a la corriente de agua, para asegurar el contacto de estos dos flujos. Este equipo lleva a cabo la disminución de temperatura mediante el principio de evaporación, que radica en utilizar la gran entalpia agua en esa fase en presencia de aire en movimiento, donde una ligera película de aire saturado en la superficie del agua es el que extrae el calor, para luego cederlo al ambiente.

³⁰ HILL, G.B. capítulo. En: Cooling Towers Principles and Practice. 3 ed. Londres: Butterworth-Heinemann. 1990. 1 p.

Figura 12. Esquema típico de una torre de enfriamiento.



Fuente. Cooling Towers Principles and Practice.

La torre de enfriamiento de la planta térmica en estudio, es de flujo de aire inducido, compuesta por una carcasa que encierra el proceso de transferencia de calor, como se observa en la figura en este caso se usa un ventilador de tiro inducido por donde se produce la salida del flujo de aire caliente³¹. La temperatura de entrada del agua es de 70 °C y de salida 40 °C.

³¹ Ibid., p. 2.

1.2.8 Distribuidor de vapor. Este equipo habilita una entrada de vapor con un sistema de trampa de condensados y tres salidas, una de ellas dirigida al sobre calentador y posteriormente a la turbina de vapor, la segunda conexión conecta el vapor de proceso y la tercera conexión es libre para otras aplicaciones que puedan requerir el uso de vapor.

Figura 13. Distribuidor de vapor.



Fuente. INGENIUM Ltda. Manual Planta Térmica Didáctica

2. MODELO COMPUTACIONAL

El software de simulación de la planta de generación de vapor constituye una herramienta didáctica en el proceso de aprendizaje y práctica de los conceptos vistos en el aula de clase. Se parte de un análisis termodinámico del ciclo en cuestión, con la finalidad de realizar cálculos que permitan conocer las propiedades termodinámicas de cada uno de los puntos del proceso, los principales índices de funcionamiento como potencias y eficiencias, así como un medio de comprobación para determinadas condiciones operacionales y resolución de problemas concretos acerca del ciclo Rankine, mediante el ingreso de propiedades tomadas en la planta.

2.1 ESTADO DEL ARTE.

Desarrollo de un programa de computador para la simulación de plantas térmicas. Es un proyecto enfocado al desarrollo de un paquete computacional de simulación del ciclo Rankine simple, con recalentamiento y regenerativo de plantas térmicas de vapor de agua, orientado a apoyar el proceso de enseñanza y aprendizaje. Este programa consta de una sub aplicación para el cálculo de las propiedades termodinámicas del agua, el programa informático y un manual de usuario³².

2.2 METODOLOGÍA.

2.2.1 Análisis termodinámico del ciclo Rankine con sobrecalentamiento. El ciclo Rankine consta de 4 puntos importantes en los que el fluido de trabajo cambia de fase, para éste análisis se asume un flujo másico constante, por tanto, no se consideran las pérdidas por accesorios.

Teniendo en cuenta estas condiciones, el análisis se empezó con base en la información suministrada por el fabricante de la planta de generación de vapor, quien proporcionó los datos a los que operará la planta, como son la temperatura, presión y flujo másico.

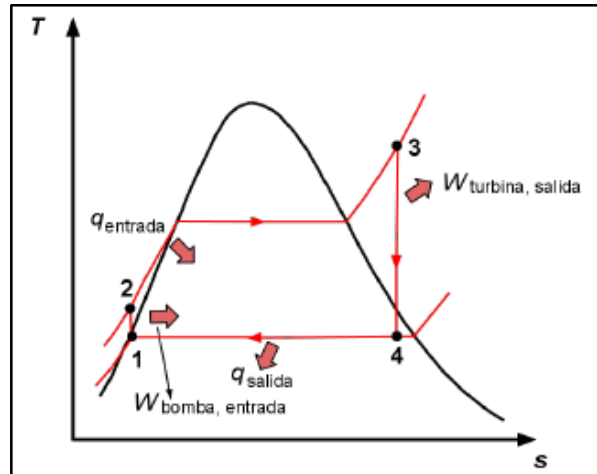
Es necesario recalcar que, para la elaboración del análisis y posteriormente la simulación del ciclo, se consideran las condiciones de operación normales de la planta, en las que, para la bomba y a la salida del condensador el fluido de trabajo se debe encontrar en fase líquida, a la salida de la caldera y en el tramo de los equipos auxiliares, en forma de mezcla líquido – vapor, posterior al sobrecalentador en estado vapor sobrecalentado y a la salida de la turbina como vapor saturado.

A partir de ésta información y basando éste análisis en la implementación de la información formulada en la 8ed de Termodinámica de Cengel, se plantearon las

³² ESPITIA, Jorge. Desarrollo de un programa de computador para la simulación de plantas térmicas. Bucaramanga: Universidad Pontificia Bolivariana. Facultad de ingeniería mecánica. 2011. p 2.

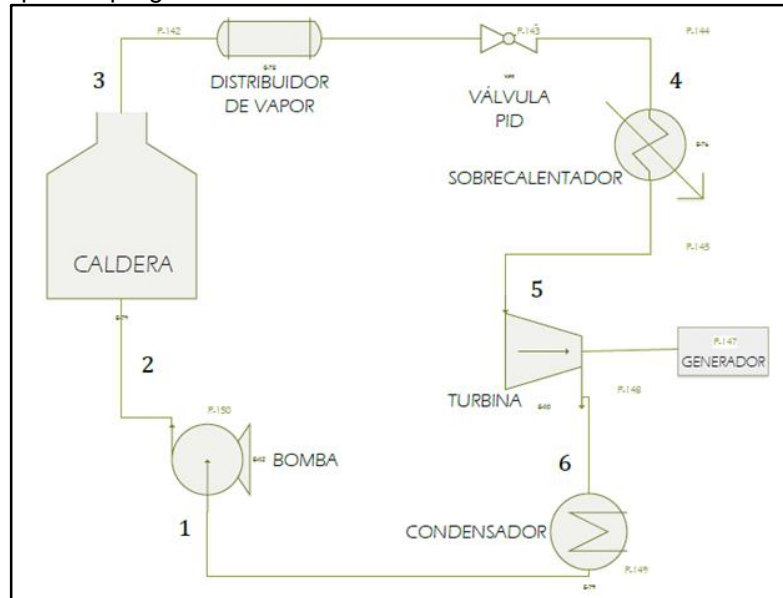
siguientes ecuaciones de acuerdo con la interpretación de los diagramas que se muestran a continuación:

Gráfica 1. Diagrama T-S del ciclo Rankine simple ideal



Fuente: Desarrollo de un programa de computador para la simulación de plantas térmicas. 2011.

Figura 14. Diagrama de equipos y puntos significativos utilizados para la programación del modelo matemático.



Fuente: Elaboración propia. Basado en: LOPEZ, Sebastián y MORALES, Jose. Desarrollo de un sistema de supervisión de variables de funcionamiento para la planta térmica de generación de vapor y energía de la Fundación Universidad de América.

➤ Punto 1

- Caracterización del condensador

Se parte de las variables de entrada del punto 1 según la Figura 13, se tiene que:

$$\text{Temperatura}_1 = 97^\circ\text{C}$$

$$\text{Presión}_1 = 101,35 \text{ kPa}$$

Se hallaron las propiedades del fluido de trabajo en fase líquida saturado, para así posteriormente calcular el delta de entalpia presente en este equipo.

Cuadro 1. Tabla A-4 Agua saturada. Tabla de temperaturas

Temperatura (°C)	Presión Sat (kPa)	Volumen Especifico(m ³ /kg)		Entalpia (kJ/kg)			Entropia (kJ/kg*K)		
		vf	vg	hf	hfg	hg	sf	sfg	sg
95	84.609	0.00104	1.9808	398.09	2667.6	2667.6	1.2504	6.1647	7.4151
100	101.42	0.001043	1.672	419.17	2256.4	2675.6	1.3072	6.047	7.3542

Fuente: CENGEL, Yunus. capítulo. En: Termodinámica. 7 ed. México: Mc Graw Hill, 2011. 914 p.

Para las siguientes propiedades se tomaron los valores h_f , s_f y v_f , puesto que el fluido se encuentra en estado líquido.

$$h_1 = 406,524 \text{ kJ/kg}$$

$$s_1 = 1,273 \text{ kJ/kgK}$$

$$v_1 = 0,001041 \text{ m}^3/\text{kg}$$

- Trabajo del condensador

$$W_{\text{Condensador}} = (h_6 - h_1)$$

$$W_{\text{Condensador}} = 2342,284 \text{ kJ/kg}$$

➤ Punto 2

- Caracterización de la bomba de alimentación

Se parte de las variables de entrada del punto 2 según la Figura 13, se tiene que:

$$\text{Temperatura}_2 = 90^\circ\text{C}$$

$$\text{Presión}_2 = 896,318 \text{ kPa}$$

Este punto corresponde al transporte del fluido de trabajo a la caldera por medio de una bomba de alimentación, a partir de la temperatura se hallaron las propiedades del fluido de trabajo en la fase líquido saturado, mediante las tablas de propiedades termodinámicas de Cengel, para así posteriormente calcular el delta de entalpia presente en este equipo.

Cuadro 2. Tabla A-4. Agua saturada. Tabla de temperatura

Temperatura (°C)	Presión Sat (kPa)	Volumen Específico(m ³ /kg)		Entalpia (kJ/kg)			Entropia (kJ/kg*K)		
		vf	vg	hf	hfg	hg	sf	sfg	sg
90	70.183	0.001036	2.3593	377.04	2269.6	2659.6	1.1929	6.2853	7.4782

Fuente: CENGEL, Yunus. capítulo. En: Termodinámica. 7 ed. México: Mc Graw Hill, 2011. 914 p.

Se tomaron los valores de h_f , s_f y v_f para las siguientes propiedades, puesto que el fluido se encuentra en fase líquida.

$$h_2 = 377.679 \text{ kJ/kg}$$

$$s_2 = 1.192 \text{ kJ/kgK}$$

$$v_2 = 0.001035 \text{ m}^3/\text{kg}$$

- Trabajos de la bomba de alimentación

$$W_{Bomba} = (h_2 - h_1)$$

$$W_{Bomba} = 28.845 \text{ kJ/kg}$$

- Potencia de la bomba de alimentación

$$P_{bomba} = \dot{m}(h_2 - h_1)$$

$$P_{Bomba} = 2.513 \text{ kW}$$

➤ Punto 5

- Caracterización del sobrecalentador

$$P_5 = 614 \text{ kPa}$$

$$T_5 = 161 \text{ °C}$$

A partir de la presión se hallaron las propiedades del fluido de trabajo en estado vapor sobrecalentado, mediante las tablas de propiedades termodinámicas de Cengel, para así posteriormente calcular el delta de entalpia presente en este equipo.

Para obtener el valor de las propiedades, se realiza una interpolación entre los valores expuestos en el cuadro 3.

Cuadro 3. Tabla A-6. Vapor de agua sobrecalentado

Presión (kPa)	Temperatura(°C)	Volumen Específico(m ³ /kg)	Entalpia (kJ/kg)	Entropia (kJ/kg*K)
600	158.83	0.3156	2756.2	6.7593
	200	0.35212	2850.6	6.9683
800	170.41	0.24035	2768.3	6.6616
	200	0.26088	2839.8	6.8177

Fuente: Fuente: CENGEL, Yunus. capítulo. En: Termodinámica. 7 ed. México: Mc Graw Hill, 2011. 918 p.

$$h_5 = 2760.286 \text{ kJ/kg}$$

$$s_5 = 6.758 \text{ kJ/kg K}$$

$$v_5 = 0.309 \text{ m}^3/\text{kg}$$

- Trabajo del sobrecalentador

$$W_{\text{Sobrecalentador}} = (h_5 - h_4)$$

$$W_{\text{Sobrecalentador}} = 11,478 \text{ kJ/kg}$$

➤ Punto 4

Datos correspondientes al punto en el que se genera una caída de presión a causa del paso del flujo a través de equipos auxiliares, se hallaron las propiedades del fluido de trabajo en fase mezcla líquido-vapor.

- Datos de entrada

$$\dot{m} = 0,8712 \text{ kg/s}$$

$$P_4 = P_5 = 614 \text{ kPa}$$

- Balance energético de los equipos auxiliares

Para determinar la temperatura en el punto 4, se realizó un análisis en el sobrecalentador, el cual corresponde a un proceso de flujo estacionario debido a que no existe cambio en ningún punto con respecto al tiempo.

El sistema se considera un volumen de control porque la masa cruza su frontera durante el proceso, solo hay una entrada y una salida por consiguiente $\dot{m}_1 = \dot{m}_2 = \dot{m}$ de igual manera se suministra trabajo eléctrico al proceso³³.

Para el balance de este proceso se tienen en cuenta las condiciones de salida del sobrecalentador, es decir los datos correspondientes al punto 5, según la figura 13:

$$\dot{m} = 0,8712 \text{ kg/s}$$

$$P_5 = 614 \text{ kPa}$$

$$T_5 = 161^\circ\text{C}$$

$$h_5 = 2760,08 \text{ kJ/kg}$$

³³ CENGEL, Yunus. capítulo. En: Termodinámica. 7 ed. México: Mc Graw Hill, 2011. 245 p.

Ecuación 1. Balance de energía

$\dot{E}_{ent} = \dot{E}_{sal}$

Fuente: CENGEL, Yunus. Capítulo. En: Termodinámica. 7 ed. México: Mc Graw Hill, 2011. 918 p.

$$\begin{aligned}\dot{w}_{e,ent} + \dot{m}h_4 &= Q_{sal} + \dot{m}h_5 \\ \dot{w}_{e,ent} - Q_{sal} &= \dot{m}h_5 - \dot{m}h_4 \\ \dot{w}_{e,ent} - Q_{sal} &= \dot{m}(h_5 - h_4)\end{aligned}$$

Donde, Q_{sal} se desprecia debido a que no se asumen pérdidas de calor en este punto del ciclo ya que se cuenta con un aislamiento térmico, de esta manera la ecuación se establece de la siguiente forma:

$$\dot{w}_{e,ent} = \dot{m}(h_5 - h_4)$$

$$\begin{aligned}h_4 &= h_5 - \frac{W_{e,ent}}{\dot{m}} \\ h_4 &= 2760,08 \text{ kJ/kg} - \frac{1 \text{ kJ/s}}{0,08712 \text{ kg/s}} \\ h_4 &= 2748,6016 \text{ kJ/kg}\end{aligned}$$

Con la presión y el valor de la entalpia se revisa en tablas de termodinámica para establecer como se encuentra el fluido, si en mezcla saturada, vapor saturado o como vapor sobrecalentado.

Cuadro 4. Tabla A-6. Vapor de agua sobrecalentado

Presión (kPa)	Temperatura(°C)	Volumen Específico(m ³ /kg)	Entalpia (kJ/kg)	Entropia (kJ/kg*K)
600	158.83	0.3156	2756.2	6.7593
	200	0.35212	2850.6	6.9683
800	170.41	0.24035	2768.3	6.6616
	200	0.26088	2839.8	6.8177

Fuente: Fuente: CENGEL, Yunus. capítulo. En: Termodinámica. 7 ed. México: Mc Graw Hill, 2011. 918 p.

Cuadro 5. Tabla A-5. Agua saturada. Tabla de presiones

Presión (kPa)	Temperatura(°C)	Volumen Específico(m ³ /kg)		Entalpia (kJ/kg)		
		vf	vg	hf	hfg	hg
600	158.83	0.001101	0.3156	670.38	2085.8	2756.2
650	161.98	0.001104	0.2926	684.08	2075.5	2759.6

Fuente: Fuente: CENGEL, Yunus. capítulo. En: Termodinámica. 7 ed. México: Mc Graw Hill, 2011. 917 p.

De acuerdo con las tablas, a partir de P_4 y h_4 se halla el valor de la temperatura teniendo en cuenta que es una mezcla líquido - vapor, realizando una interpolación con los siguientes datos:

Cuadro 6. Tabla A-5. Agua saturada. Tabla de presiones

Presión (kPa)	Temperatura(°C)	Volumen Específico(m ³ /kg)		Entalpia (kJ/kg)		
		vf	vg	hf	hfg	hg
600	158.83	0.001101	0.3156	670.38	2085.8	2756.2
650	161.98	0.001104	0.2926	684.08	2075.5	2759.6

Fuente: Fuente: CENGEL, Yunus. capítulo. En: Termodinámica. 7 ed. México: Mc Graw Hill, 2011. 917 p.

De esta manera se obtiene un valor de 159,712°C para la temperatura 4.

- Caracterización de los equipos auxiliares

Partiendo de las variables de entrada del punto 4, según la figura 13:

$$T_4 = 159,712^\circ\text{C}$$

$$P_4 = 614 \text{ kPa}$$

Datos correspondientes al punto en el que se genera una caída de presión a causa del paso del flujo a través de equipos auxiliares, se hallaron las propiedades del fluido de trabajo en estado mezcla líquido-vapor, para así posteriormente calcular el delta de entalpia presente en este equipo.

Puesto que es una mezcla líquido – vapor, se procede a calcular la calidad del fluido a partir de la interpolación de los valores h_f y h_{fg} de la siguiente manera:

$$h_{f4} = 674,216 \text{ kJ/kg}$$

$$h_{fg4} = 2082,916 \text{ kJ/kg}$$

Ecuación 2. Calidad para una mezcla

$$x_4 = \frac{h_4 - h_f}{h_{fg}}$$

Fuente: Fuente: CENGEL, Yunus. capítulo. En: Termodinámica. 7 ed. México: Mc Graw Hill, 2011. p 129.

$$x_4 = \frac{2748.6016 \text{ kJ/kg} - 674,216\text{kJ/kg}}{2082,916\text{kJ/kg}} = 0.9959$$

Para el cálculo de volumen específico y entropía, se realizó igualmente la interpolación de los valores v_f, v_{fg}, S_f y S_{fg} , dando como resultado:

$$v_{f4} = 0,0011018 \frac{m^3}{kg}; v_{fg4} = 0.308058 \frac{m^3}{kg}$$

$$S_{f4} = 1,93962 \frac{kJ}{kg * K}; S_{fg4} = 4,812092 \frac{kJ}{kg * K}$$

Por medio de estos valores se hace uso de la siguiente expresión para hallar v_4 y s_4 .

Ecuación 3. Calidad a partir del volumen específico

$$v_4 = v_{f4} + (X_4 * v_{fg4})$$

Fuente: Fuente: CENGEL, Yunus. capítulo. En: Termodinámica. 7 ed. México: Mc Graw Hill, 2011. p 130.

$$v_4 = 0,0011018 \frac{m^3}{kg} + (0.9959 * 0.308058 \frac{m^3}{kg})$$

$$v_4 = 0,307896 \frac{m^3}{kg}$$

Ecuación 4. Calidad a partir de la entropía

$$S_4 = S_{f4} + (X_4 * S_{fg4})$$

Fuente: Fuente: CENGEL, Yunus. capítulo. En: Termodinámica. 7 ed. México: Mc Graw Hill, 2011. p 132.

$$S_4 = 1,93962 \frac{kJ}{kg * K} + (0.9959 * 4,812092 \frac{kJ}{kg * K})$$

$$S_4 = 6,731982 \frac{kJ}{kg * K}$$

De ésta manera se caracterizan las propiedades para el fluido en este punto

$$T_4 = 159,712^\circ\text{C}$$

$$S_4 = 6.732 \text{ kJ/kg K}$$

$$v_4 = 0.307 \text{ m}^3/\text{kg}$$

➤ Punto 3

- Caracterización de la caldera

Partiendo de las variables de entrada del punto 3, según la figura 13:

$$P_3 = 861,845 \text{ kPa}$$

Conociendo la entalpia del punto 4, y debido a que la tubería por la que se transporta el fluido en este tramo, está provista de un aislamiento térmico, las pérdidas en energía se desprecian, así que, la entalpia en el punto 3 será la misma que en el punto 4, de esta manera, se halla la calidad, entropía y volumen específico del vapor.

$$h_4 = h_3 = 2748.6016 \text{ kJ/kg}$$

Con esta presión y el valor de la entalpia se revisa en tablas de termodinámica para establecer como se encuentra el fluido, si en mezcla saturada, vapor saturado o como vapor sobrecalentado.

Cuadro 7. Tabla A-6. Vapor de Agua Sobrecalentado

Presión (kPa)	Temperatura(°C)	Volumen Específico(m ³ /kg)	Entalpia (kJ/kg)	Entropia (kJ/kg*K)
800	170.41	0.24035	2768.3	6.6616
	200	0.26088	2839.8	6.8177
1000	179.88	0.19437	2777.1	6.585
	200	0.20602	2828.3	6.6956

Fuente: Fuente: CENGEL, Yunus. capítulo. En: Termodinámica. 7 ed. México: Mc Graw Hill, 2011. 918 p.

Cuadro 8. Tabla A-5. Agua saturada. Tabla de presiones

Presión (kPa)	Temperatura(°C)	Volumen Específico(m ³ /kg)		Entalpia (kJ/kg)			Entropia (kJ/kg*K)		
		vf	vg	hf	hfg	hg	sf	sfg	sg
850	172.94	0.001118	0.2269	731.95	2038.8	2770.8	2.0705	4.5705	6.6409
900	175.35	0.001121	0.21489	742.56	2030.5	2773	2.0941	4.5273	6.6213

Fuente: Fuente: CENGEL, Yunus. capítulo. En: Termodinámica. 7 ed. México: Mc Graw Hill, 2011. 917 p.

Confirmando así que el fluido de trabajo en el punto a evaluar se encuentra en mezcla saturada, por lo siguiente se procede a realizar el cálculo de la calidad de la mezcla.

$$x_3 = \frac{h_4 - h_f}{hfg}$$

$$x_3 = \frac{2748.6016 \text{ kJ/kg} - 734.463 \text{ kJ/kg}}{2036.834 \text{ kJ/kg}} = 0.9888$$

Se especifican los valores de agua saturada y mezcla liquido-vapor, para la presión establecida en el punto:

$$S_{f3} = 2.076 \frac{\text{kJ}}{\text{kg} \cdot \text{K}}; S_{fg3} = 4.56 \frac{\text{kJ}}{\text{kg} \cdot \text{K}}$$

$$v_{f3} = 0.001118 \frac{\text{m}^3}{\text{kg}}; v_{fg3} = 0.2229 \frac{\text{m}^3}{\text{kg}}$$

Con el valor de la calidad definido se realiza el cálculo de la entropía y el volumen específico del fluido de trabajo.

$$S_3 = S_{f3} + (X_3 * S_{fg3})$$

$$S_3 = 2.076 \frac{\text{kJ}}{\text{kg} * \text{K}} + (0.98 * 4.56 \frac{\text{kJ}}{\text{kg} * \text{K}})$$

$$S_3 = 6.585 \frac{\text{kJ}}{\text{kg} * \text{K}}$$

$$v_3 = v_{f3} + (X_3 * v_{fg3})$$

$$v_3 = 0.001118 \frac{\text{m}^3}{\text{kg}} + (0.98 * 0.2229 \frac{\text{m}^3}{\text{kg}})$$

$$v_3 = 0.2215 \frac{\text{m}^3}{\text{kg}}$$

- Trabajo de la caldera

$$W_{\text{Caldera}} = (h_3 - h_2)$$

$$W_{\text{Caldera}} = 2371.129 \text{ kJ/kg}$$

- Potencia de la caldera

$$P_{\text{Caldera}} = m(h_3 - h_2)$$

$$P_{\text{Caldera}} = 206,575 \text{ kW}$$

➤ Punto 6

- Caracterización de la turbina

Partiendo de las variables de entrada del punto 6, según la figura 13:

$$T_6 = 107,9^\circ\text{C}$$

$$P_6 = 25 \text{ kPa}$$

$$s_{6s} = s_5 = 6.758 \text{ kJ/kg K}$$

Con el fin de calcular la entalpía real del punto, se asume que ocurre una expansión isoentrópica en la turbina, con la presión 6 y el valor de entropía anteriormente expresado, se busca a través de las tablas la entalpía h_{6s} , arrojando el siguiente valor:

$$h_{6s} = 2255,166 \text{ kJ/kg}$$

Ahora bien, para hallar la entalpía real del ciclo se hace uso de la ecuación de eficiencia isoentrópica y se expresa de la siguiente manera:

Ecuación 5. Eficiencia isoentrópica

$$\eta_{\text{isoentrópica}} = \frac{W_r}{W_s}$$

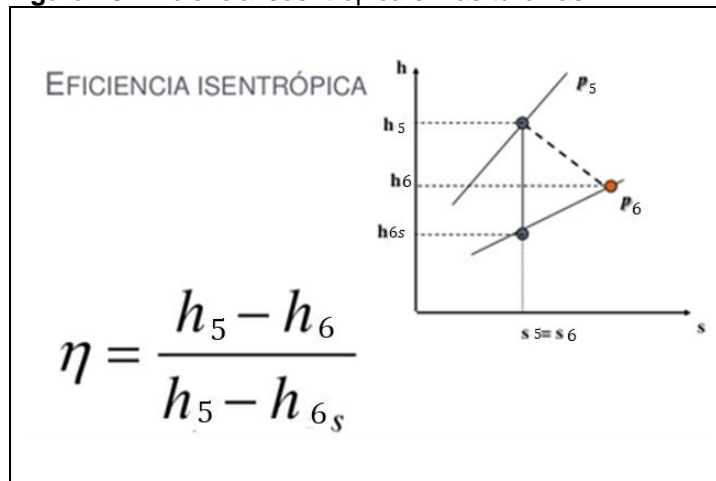
Fuente: CENGEL, Yunus A. capítulo. En: Fundamentals of Thermal-Fluid Sciences. 7 ed. Nueva York: Mc Graw Hill, 2012. 371 p.

Dónde:

$W_r =$ Trabajo real de la turbina

$W_s =$ Trabajo isoentrópico de la turbina

Figura 15. Eficiencia isoentrópica en las turbinas.



Fuente: CENGEL, Yunus A. capítulo. En: Fundamentals of Thermal-Fluid Sciences. 7 ed. Nueva York: Mc Graw Hill, 2012. 371 p.

De esta manera se definieron los trabajos como:

Ecuación 6. Trabajo real en la turbina.

$$W_r = (h_5 - h_{6r})$$

Fuente: CENGEL, Yunus A. capítulo. En: Fundamentals of Thermal-Fluid Sciences. 7 ed. Nueva York: Mc Graw Hill, 2012. 371 p.

Ecuación 7. Trabajo Isoentrópico en la turbina.

$$W_s = (h_5 - h_{6s})$$

Fuente: CENGEL, Yunus A. capítulo. En: Fundamentals of Thermal-Fluid Sciences. 7 ed. Nueva York: Mc Graw Hill, 2012. 371 p.

Para el cálculo de h_{6r} se hace uso de la potencia real de la turbina, la cual se obtiene a través del número de bombillos encendidos. La potencia total que proporciona la turbina es 1 kW, partiendo de esto, se calcula la entalpía real.

$$W_r = (h_5 - h_{6r})$$

$$P_r = \dot{m} (h_5 - h_{6r})$$

$$h_{6r} = h_5 - \frac{P_r}{\dot{m}}$$

$$h_{6r} = 2760,08 \text{ kJ/kg} - \frac{1 \text{ kW}}{0,08712 \text{ m/s}}$$

$$h_{6r} = 2748,80 \text{ kJ/kg}$$

En último lugar, se calcula la eficiencia isoentrópica del ciclo usando la ecuación 5, en función de las ecuaciones 6 y 7, con el objeto de saber que tan alejado está el comportamiento del ciclo real del ideal, así que, se obtiene el siguiente valor:

$$\eta_{isoentrópica} = \frac{(2771,5582 \text{ kJ/kg} - 2748,80 \text{ kJ/kg})}{(2760,08 \text{ kJ/kg} - 2496,142 \text{ kJ/kg})}$$

$$\eta_{isoentrópica} = 2,27 \%$$

Posterior a la obtención de la entalpía real en el punto, se procede a obtener los valores reales de las propiedades térmicas restantes, a través de la presión.

Cuadro 9. Tabla A-6. Vapor de agua sobrecalentado

Presión (kPa)	Temperatura(°C)	Volumen Específico(m3/kg)	Entalpia (kJ/kg)	Entropia (kJ/kg*K)
10	100	17.196	2687.5	8.4489
	150	19.513	2783	8.6893
50	100	3.4187	2692.4	7.69
	150	3.8897	2780.2	7.9413

Fuente: Fuente: CENGEL, Yunus. capítulo. En: Termodinámica. 7 ed. México: Mc Graw Hill, 2011. 918 p.

$$h_6 = 2748,80 \text{ kJ/kg}$$

$$s_6 = 8,184 \text{ kJ/kg K}$$

$$v_6 = 7,475 \text{ m}^3/\text{kg}$$

- Trabajo de la turbina

$$W_{\text{Turbina}} = (h_5 - h_6)$$

$$W_{\text{Turbina}} = 11,478 \text{ kJ/kg}$$

Cuadro 10. Propiedades del Ciclo Rankine de la Planta Térmica de la Universidad de América

EQUIPO	PRESIONES	TEMPERATURA	ENTALPIA	ENTROPIA	VOLUMEN ESPECIFICO
	P diseño (kPa)	T diseño (°C)	h diseño (kJ/kg)	s diseño (kJ/kg*K)	v diseño (m3/kg)
Condensador (1)	101,325	97	406,524	1,273	0,001041
Bomba (2)	896,318	90	377,678	1,192	0,001035
Caldera(3)	861,845	173,511	2748,602	6,569	0,213184
Auxiliares(4)	614	159,712	2748,602	6,585	0,2215
Sobrecalentador (5)	614	161	2760,286	6,759	0,30994
Turbina (6)	25	107,9	2748,808	8,184	7,475

Fuente: Elaboración propia. Basado en CENGEL, Yunus. Termodinámica. 7 ed. México: Mc Graw Hill, 2011.

2.2.2 Eficiencia térmica. Mediante los datos de entalpia obtenidos del anterior análisis se procede a realizar el cálculo de eficiencia térmica del ciclo ideal, con base en las condiciones de diseño. Se refiere a la relación entre la energía que deseamos obtener del ciclo y el calor absorbido durante este; se expresa de acuerdo a la ecuación 11:

Ecuación 8. Eficiencia térmica

$$\eta_{\text{Térmica}} = \frac{Q_{\text{agregado}} - Q_{\text{perdido}}}{Q_{\text{agregado}}}$$

Fuente: CENGEL, Yunus A. capítulo. En: Fundamentals of Thermal-Fluid Sciences. 7 ed. Nueva York: Mc Graw Hill, 2012. 315 p.

$$\eta_{\text{Térmica}} = \frac{(W_{\text{calder}} + W_{\text{sobrecalentador}}) - W_{\text{condensador}}}{(W_{\text{caldera}} + W_{\text{sobrecalentador}})}$$

$$\eta_{T\acute{e}rmica} = \frac{[(h3 - h2) + (h5 - h4)] - (h6 - h1)}{[(h3 - h2) + (h5 - h4)]}$$

$$\eta_{T\acute{e}rmica} = \frac{(2354.723 \text{ kJ/kg} + 11,478 \text{ kJ/kg}) - (2342,284 \text{ kJ/kg})}{(2354,30811 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} + 11,478 \text{ kJ/kg})}$$

$$\eta_{T\acute{e}rmica} = 1,69\%$$

2.2.3 Eficiencia Mecánica. Se refiere a la relación entre el trabajo realizado por los componentes mecánicos (turbina y bomba) y la energía consumida para realizar el mismo.

Ecuación 9. Eficiencia mecánica

$$\eta_{Mec\acute{a}nica} = \frac{W_{neto}}{Q_{agregado}}$$

Fuente: CENGEL, Yunus A. capitulo. En: Fundamentals of Thermal-Fluid Sciences. 7 ed. Nueva York: Mc Graw Hill, 2012. 316 p.

$$\eta_{Mec\acute{a}nica} = \frac{(W_{turbina} - W_{bomba})}{(W_{caldera} + W_{sobrecalentador})}$$

$$\eta_{Mec\acute{a}nica} = \frac{(h5 - h6r) - [v2 * (P2 - P1)]}{[(h3 - h2) + (h5 - h4)]}$$

$$\eta_{Mec\acute{a}nica} = \frac{(11,478 \text{ kJ/kg}) - (12,023 \text{ kJ/kg})}{(2354,30811 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} + 11,478 \text{ kJ/kg})}$$

$$\eta_{Mec\acute{a}nica} = 0,4502 \%$$

2.2.4 Eficiencia térmica en cogeneración. Para llevar a cabo la cogeneración en la planta, una parte del flujo másico del ciclo se dirige hacia la planta piloto. En el distribuidor de vapor se da apertura a la válvula de una de las salidas, de esta manera, la mitad del fluido de trabajo se emplea en la generación de energía y la otra mitad es llevada hasta la planta piloto. Con base en lo anterior, para el cálculo de la eficiencia en cogeneración, el flujo másico se divide en dos para efectuar todas las operaciones que dependan del mismo.

$$\eta_{T_{cog}} = \frac{(W_{caldera} + W_{sobrecalentador}) - W_{condensador}}{(W_{caldera} + W_{sobrecalentador})}$$

$$\eta_{T_{cog}} = \frac{[(h3 - h2) + (h5 - h4)] - (h6r - h1)}{[(h3 - h2) + (h5 - h4)]}$$

$$\eta_{T_{cog}} = \frac{((2371129,567J/kg) + (22956,524J/kg)) - (2330805,894J/kg)}{((2359651,306J/kg) + (22956,525J/kg))} * 100$$

$$\eta_{T_{cog}} = 2,64 \%$$

2.2.5 Pérdidas totales del sistema.

- Pérdidas en la tubería de aspiración. Las pérdidas en el sistema se calculan con base en Advanced Energy Systems por Nikolai V. Khartchenko, en las que se procede a obtener el valor de las mismas a partir de la fricción en la tubería y los accesorios que la componen. Las pérdidas se hallan con el fluido de trabajo en estado líquido, en el tramo de proceso conformado por el recorrido que hace desde la salida del tanque de condensados, hasta la entrada a la caldera.
- Pérdidas a la salida del tanque de condensados. El total de las pérdidas ΔPT en este tramo están constituidas por las pérdidas de presión por fricción ΔP_f y la suma de las pérdidas por accesorios $\Sigma \Delta P_{ac}$.

Ecuación 10. Pérdidas totales por presión

$$PT_{cond} = \Delta P_f + \Sigma \Delta P_{ac}$$

Fuente: KHARTCHENKO, Nikolai y HARTCHENKO, Vadym. capítulo. En: Advanced Energy System. 2 ed. Boca Ratón: CRC Press, 2014. 31 p.

Las pérdidas de presión por fricción en la tubería con una sección constante, se expresan de esta manera:

Ecuación 11. Pérdidas de presión por fricción

$$\Delta P_f = \lambda * \frac{L}{d} * \frac{\rho v^2}{2}$$

Fuente: KHARTCHENKO, Nikolai y HARTCHENKO, Vadym. capítulo. En: Advanced Energy System. 2 ed. Boca Ratón: CRC Press, 2014. 31 p.

Donde λ es el coeficiente de fricción, L [m] y d [m] son la longitud y el diámetro de la tubería respectivamente, ρ [kg/m³] es la densidad del fluido y v [m/s] la velocidad del flujo.

Para hallar el coeficiente de fricción λ , se procede a calcular el número Reynolds para el fluido de trabajo:

Ecuación 12. Número Reynolds

$$Re = \frac{v * d * \rho}{\mu}$$

Fuente: KHARTCHENKO, Nikolai y KHARTCHENKO, Vadym. capítulo. En: Advanced Energy System. 2 ed. Boca Ratón: CRC Press, 2014. 31 p.

$$Re = \frac{0,16241m/s * 0,0266m * 1000kg/m^3}{3,11 \times 10^{-4} Pa * s}$$

$$Re = 13891,016$$

Este valor de Re corresponde a flujo turbulento basándose en la relación $2320 < Re < 1 \times 10^5$.

El cálculo de λ para un fluido de este tipo en una tubería hidráulicamente lisa es:

Ecuación 13. Coeficiente de fricción

$$\lambda = \frac{0,3164}{Re^{0,25}}$$

Fuente: KHARTCHENKO, Nikolai y KHARTCHENKO, Vadym. capítulo. En: Advanced Energy System. 2 ed. Boca Ratón: CRC Press, 2014. 31 p.

$$\lambda = \frac{0,3164}{13891,016^{0,25}}$$

$$\lambda = 0,02914$$

De esta manera se calculan las pérdidas por fricción

$$\Delta P_f = 0,02914 * \frac{2,5m}{0,00266m} * \frac{1000kg/m^3 * (0,16241m/s)^2}{2}$$

$$\Delta P_f = 36,1196 Pa$$

Luego las pérdidas por accesorios, se determinan de la siguiente manera:

Ecuación 14. Pérdidas de presión por accesorios

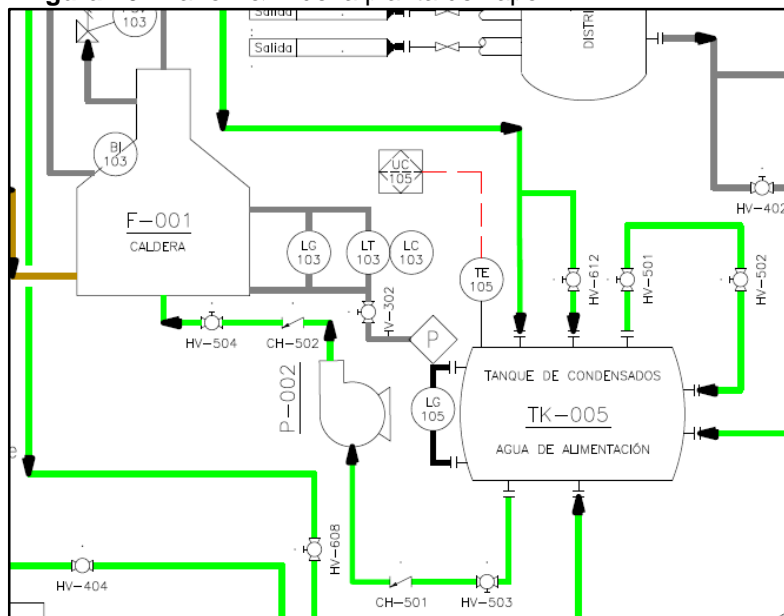
$$\Delta P_{ac} = k * \frac{\rho v^2}{2}$$

Fuente: KHARTCHENKO, Nikolai y KHARTCHENKO, Vadym. capítulo. En: Advanced Energy System. 2 ed. Boca Ratón: CRC Press, 2014. 31 p.

Donde k es el factor de pérdidas menores, el cual depende del tipo de accesorios que se encuentran en la sección de tubería a estudiar.

En este tramo de tubería se encuentra una válvula de retención y una válvula de bola, tal como se puede observar en la figura 16 correspondiente al plano P&ID de la planta de vapor.

Figura 16. Plano P&ID de la planta de vapor



Fuente: LOPEZ, Sebastián y MORALES, Jose. Desarrollo de un sistema de supervisión de variables de funcionamiento para la planta térmica de generación de vapor y energía de la Fundación Universidad de América. Trabajo de grado ingeniero mecánico. Bogotá D.C.: Fundación Universidad de América. Facultad de ingeniería. Programa de ingeniería mecánica, 2018.

El coeficiente k de una válvula de bola corresponde a 4,371 de acuerdo con la tabla de resistencia en válvulas y accesorios y al método para su determinación según la expresión:

Ecuación 15.Factor de resistencia para válvulas

$$k = \left(\frac{Le}{D}\right) f_T$$

Fuente: MOTT, Robert L. capítulo. En: Mecánica de fluidos. 6 ed. México: Pearson Prentice Hall, 2006. 300p

Por consiguiente las pérdidas por accesorios para la válvula de bola se calculan de la siguiente manera:

$$\Delta P_{ac} = 4,371 * \frac{1000kg/m^3 * (0,16241m/s)^2}{2}$$

$$\Delta P_{ac} = 57,6469 Pa$$

Para la válvula de retención, el coeficiente k corresponde a 2,914 con base en el mismo método de cálculo, por consiguiente:

$$\Delta P_{ac} = 2.914 * \frac{1000kg/m^3 * (0,16241m/s)^2}{2}$$

$$\Delta P_{ac} = 38,4313 Pa$$

De esta manera las pérdidas totales en esta sección del sistema, son equivalentes a la suma de las pérdidas por fricción en la tubería y las pérdidas atribuidas a accesorios. Calculándose de la siguiente forma:

$$P_{Tcond} = \Delta P_f + \Delta P_{acc}$$

$$P_{total} = 36,1196Pa + (57,6469Pa \times 2) + (38,4313Pa \times 2)$$

$$P_{total} = 228,2760 Pa$$

Pérdidas en la tubería de impulsión.

La velocidad en este tramo de tubería es $v = 0,162915 m/s$ así que se calcula el número Reynolds para el fluido en esta sección.

$$Re = \frac{0,162915m/s * 0,0266m * 1000kg/m^3}{3,11 \times 10^{-4} Pa * s}$$

$$Re = 14649,78$$

El cálculo de λ para un fluido de este tipo, es decir en estado turbulento, en una tubería hidráulicamente lisa es:

$$\lambda = \frac{0,3164}{Re^{0,25}}$$

$$\lambda = \frac{0,3164}{14649,78^{0,25}}$$

$$\lambda = 0,02875$$

De esta manera se calculan las pérdidas por fricción, asumiendo los mismos parámetros que en el proceso de aspiración.

$$\Delta P_f = 0,02875 * \frac{2.5m}{0,00266m} * \frac{1000kg/m^3 * (0,162915m/s)^2}{2}$$

$$\Delta P_f = 35,8581 Pa$$

Luego las pérdidas por accesorios, siendo $k = 4,3125$ valor de la constante correspondiente a una válvula de bola, se determinan de la siguiente manera:

$$\Delta P_{ac} = 4,3125 * \frac{1000m^3/kg * (0,162915m/s)^2}{2}$$

$$\Delta P_{ac} = 57,2296 Pa$$

Para la válvula de retención el valor de la constante $k = 2,875$, así que se procede a realizar el mismo cálculo.

$$\Delta P_{ac} = 2,875 * \frac{1000m^3/kg * (0,162915m/s)^2}{2}$$

$$\Delta P_{ac} = 38,1531 Pa$$

Las pérdidas totales en el tramo de tubería por impulsión son:

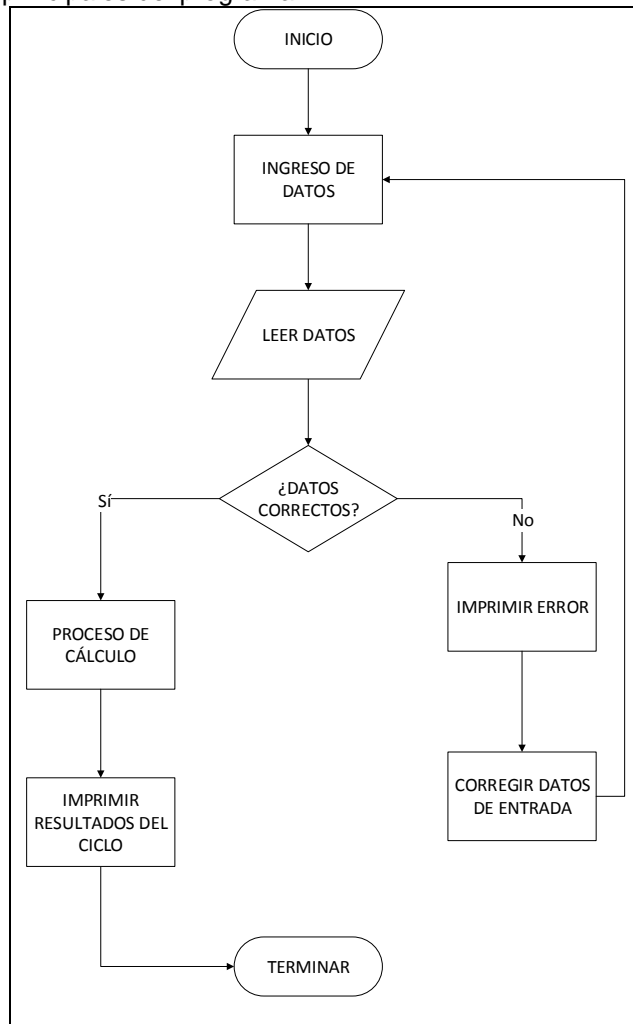
$$PT_{bomb} = \Delta P_f + \Delta P_{acc}$$

$$PT_{bomb} = 35,8581 Pa + (57,2296Pa \times 2) + (38,1531Pa \times 2)$$

$$PT_{bomb} = 226,6235 Pa$$

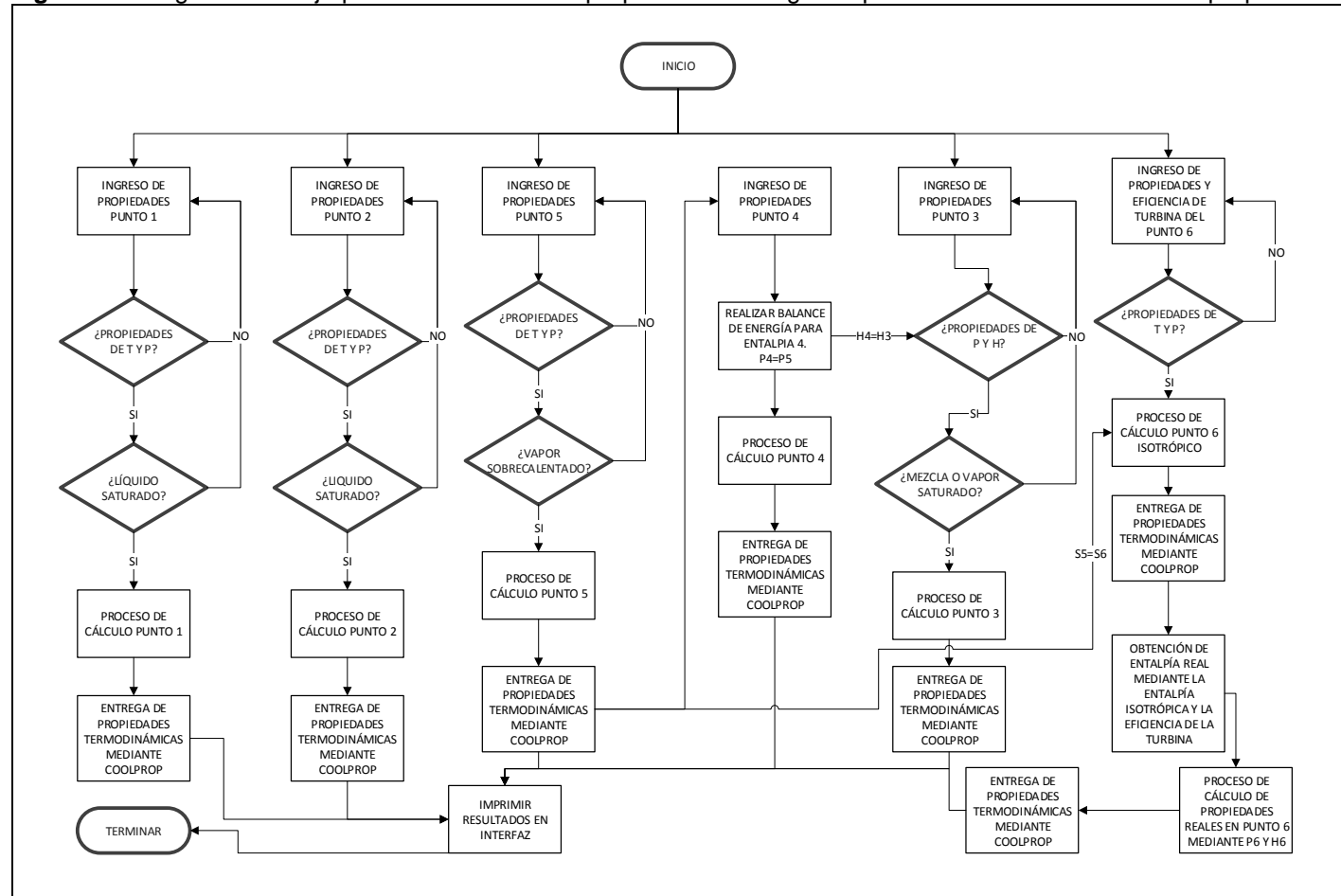
2.2.6 Diagramas de flujo para la elaboración del código

Figura 17. Diagrama de flujo de las estrategias principales del programa



Fuente: Elaboración propia. Basado en: ESPITIA, Jorge. Desarrollo de un programa de computador para la simulación de plantas térmicas. Bucaramanga: Universidad Pontificia Bolivariana. Facultad de ingeniería mecánica. 2011

Figura 18. Diagrama de flujo para el cálculo de las propiedades del agua implementando la biblioteca Coolprop.



Fuente: Elaboración propia. Basado en: ESPITIA, Jorge. Desarrollo de un programa de computador para la simulación de plantas térmicas. Bucaramanga: Universidad Pontificia Bolivariana. Facultad de ingeniería mecánica. 2011

2.2.7 Python. “Es un lenguaje interpretado o de script, con tipado dinámico, multiplataforma y orientado a objetos”³⁴. Python puede ser considerado como un lenguaje semi-interpretado, ya que el código de fuente se traduce a un pseudo código máquina intermedio llamado bytecode, la primera vez que se ejecute el programa. El software como tal no permite tratar una variable de un tipo distinto al que se haya definido, sin antes convertir de forma explícita dicha variable, por lo que se considera fuertemente tipado³⁵.

La orientación a objetos que maneja este tipo de software es un arquetipo de programación, en el cual los conceptos que se plantean en el programa van a ser relevantes en el problema planteado en el mundo real.

2.2.7.1 ¿Por qué Python? Porque su sintaxis es simple, clara y sencilla, a su vez es un programa que pone a disposición del usuario una gran cantidad de librerías que van a agilizar el proceso de búsqueda, entregando en el ambiente de trabajo los datos requeridos para ejecutar el código de manera completa, sin necesidad de realizar una búsqueda e introducción manual de la información³⁶.

2.2.7.2 Spyder. Es un entorno de trabajo escrito en Python, para Python. Ofrece una combinación única de la funcionalidad avanzada de edición, análisis, depuración y creación de perfiles de una herramienta de desarrollo integral con la exploración de datos, ejecución interactiva, inspección profunda y buenas capacidades de visualización de un paquete científico³⁷.

Spyder es el entorno de trabajo utilizado, para la elaboración de la estructura del código del modelo computacional.

2.2.7.3 Coolprop. Coolprop³⁸ es una librería C++ la cual implementa propiedades de fluidos y ecuaciones de estado y transporte para 122 componentes, con una interfaz amigable al usuario.

Está disponible para lenguajes de programación como Python, MathCAD, MATLAB, Java, Android, etc.

2.2.8 Programación. Posterior al análisis del ciclo termodinámico se procede a ingresar el modelo matemático obtenido al lenguaje Python, con el fin de realizar la simulación del ciclo. Utilizando la biblioteca Coolprop se va a automatizar la búsqueda de propiedades termodinámicas para cada uno de los puntos relevantes del ciclo Rankine con sobrecalentamiento.

³⁴ GONZALEZ, R. capítulo. En: Python para todos. 1 ed. España: Creative Commons. 2011. p. 7.

³⁵ Ibid., p.8.

³⁶ Ibid., p.9.

³⁷ SPYDER. Overview [en línea]. [citado 27 Nov., 2018]. Disponible: <https://www.spyder-ide.org/>

³⁸ COOLPROP. Welcome to Coolprop [en línea]. [citado 14 Sep., 2018]. Disponible en : <http://www.coolprop.org/index.html#what-is-coolprop>

Figura 19. Entrada de valores iniciales de flujo a Spyder.

```
FlujoM = 0.0871212
PSc = 1000
Pturbina = 1000
```

Fuente: Elaboración propia.

Como primera variable de entrada se tiene el flujo másico en el sistema, al que no es posible estimarle pérdidas netas, debido a que no se pueden realizar prácticas en la planta de generación, por lo tanto, el flujo másico para la simulación va a permanecer constante y solo va a variar en caso tal que se tenga en cuenta la apertura de la válvula que dirige el flujo hacia la planta piloto.

Figura 20. Variables de entrada y salida para el punto 1.

```
#PUNTO 1 (CONDENSADOR)
P1=101325; T1=370.15

#COOLPROP
import CoolProp.CoolProp as CP
h1 = (CP.PropsSI('H', 'T', T1, 'P', P1, 'Water'))
s1 = (CP.PropsSI('S', 'T', T1, 'P', P1, 'Water'))
v1 = 1/(CP.PropsSI('D', 'T', T1, 'P', P1, 'Water'))
PH1 = CP.PhaseSI('T', T1, 'P', P1, 'Water')
print('h1=', h1, 's1=', s1, 'v1=', v1, 'Fase 1=', PH1)
```

Fuente: Elaboración propia.

Inicialmente se ingresan los valores de temperatura y presión a la entrada de la bomba de alimentación, con el fin de que a partir de estos valores la biblioteca defina las propiedades del fluido de trabajo en ese estado, con los siguientes resultados:

$h1 = 406524.174 \text{ J/kg}$
 $s1 = 1273.19 \text{ J/kg K}$
 $v1 = 0.001041 \text{ m}^3/\text{kg}$
 $Fase\ 1 = liquid$

Figura 21. Variables de entrada y salida para el punto 2.

```
#PUNTO 2 (BOMBA)
P2=896318; T2=363.15

#COOLPROP
h2 = (CP.PropsSI('H', 'T', T2, 'P', P2, 'Water'))
s2 = (CP.PropsSI('S', 'T', T2, 'P', P2, 'Water'))
v2 = 1/(CP.PropsSI('D', 'T', T2, 'P', P2, 'Water'))
PH2 = CP.PhaseSI('T', T2, 'P', P2, 'Water')
print('h2=', h2, 's2=', s2, 'v2=', v2, 'Fase 2=', PH2)
```

Fuente: Elaboración propia.

Se comienza ingresando la presión y temperatura a la entrada de la caldera, datos con los que se definieron las propiedades térmicas del fluido de trabajo en el punto determinado, obteniendo así los siguientes resultados:

$$h_2 = 377678.764 \text{ J/kg}$$

$$s_2 = 1192.269 \text{ J/kg K}$$

$$v_2 = 0.001035 \text{ m}^3/\text{kg}$$

$$\text{Fase 2} = \text{liquid}$$

Figura 22. Variables de entrada y salida para el punto 5.

```
#PUNTO 5 (SOBRECALENTADOR)
P5=614000; T5=434.15

#COOLPROP
h5 = (CP.PropsSI('H', 'T', T5, 'P', P5, 'Water'))
s5 = (CP.PropsSI('S', 'T', T5, 'P', P5, 'Water'))
v5 = 1/(CP.PropsSI('D', 'T', T5, 'P', P5, 'Water'))
PH5 = CP.PhaseSI('T', T5, 'P', P5, 'Water')
print('h5=', h5, 's5=', s5, 'v5=', v5, 'Fase 5=', PH5)
```

Fuente: Elaboración propia

Se ingresan los valores de temperatura y presión a la entrada de la turbina, con los que se definió la fase y las propiedades termodinámicas del fluido de trabajo en el punto indicado, obteniendo los siguientes resultados:

$$h_5 = 2760286.594 \text{ J/kg}$$

$$s_5 = 6758.707 \text{ J/kg K}$$

$$v_5 = 0.309 \text{ m}^3/\text{kg}$$

$$\text{Fase 5} = \text{gas}$$

Figura 23. Variables de entrada y salida para el punto 4.

```
#PUNTO 4 (AUXILIARES)
h4=(h5-(PSc/FlujoMPID))
P4=P5

#COOLPROP
T4 = (CP.PropsSI('T', 'P', P4, 'H', h4, 'Water'))
s4 = (CP.PropsSI('S', 'P', P4, 'H', h4, 'Water'))
v4 = 1/(CP.PropsSI('D', 'P', P4, 'H', h4, 'Water'))
PH4 = CP.PhaseSI('P', P4, 'H', h4, 'Water')
print('T4=', T4, 's4=', s4, 'v4=', v4, 'Fase 4=', PH4)
```

Fuente: Elaboración propia.

Para este punto ubicado a la entrada del sobrecalentador se tiene en cuenta el balance de energía del equipo para obtener la entalpía en este punto y la presión de entrada va a ser igual a la presión de salida, con la presión y la entalpía se definieron las propiedades termodinámicas del fluido de trabajo para este punto, obteniendo los siguientes resultados:

$$T4 = 432.879 \text{ K}$$
$$s4 = 6732.202 \text{ J/kg K}$$
$$v4 = 0.3075 \text{ m}^3/\text{kg}$$
$$\text{Fase 4} = \text{twophase}$$

Figura 24. Variables de entrada y salida para el punto 3.

```
#PUNTO 3 (CALDERA)
P3=861845; h3=h4

#COOLPROP
T3 = (CP.PropsSI('T', 'P', P3, 'H', h3, 'Water'))
s3 = (CP.PropsSI('S', 'P', P3, 'H', h3, 'Water'))
v3 = 1/(CP.PropsSI('D', 'P', P3, 'H', h3, 'Water'))
VI3 = (CP.PropsSI('V', 'P', P3, 'H', h3, 'Water'))
PH3 = CP.PhaseSI('P', P3, 'H', h3, 'Water')
d3 = CP.PropsSI('D', 'P', P3, 'H', h3, 'Water')
print('T3=', T3, 's3=', s3, 'v3=', v3, 'Fase 3=', PH3)
```

Fuente: Elaboración propia.

La presión a la salida de la caldera va a ser igual a la presión de entrada. Debido a que en el tramo de tubería desde la caldera al sobrecalentador existe un aislamiento térmico, no ocurre una variación en energía, así pues, no se presenta un cambio en la entalpía, por lo tanto esta propiedad a la salida de la caldera va a ser igual a la de entrada al sobrecalentador. Las variables de entrada van a ser la presión de salida de la caldera y la entalpía, para así hallar las propiedades termodinámicas y fase del fluido de trabajo en el punto en cuestión, obteniendo los siguientes resultados:

$T3 = 446.667 \text{ K}$
 $s3 = 6585.7 \text{ J/kg K}$
 $v3 = 0.2214 \text{ m}^3/\text{kg}$
 Fase 3 = twophase

Figura 25. Variables de entrada y salida para el punto 6.

```

#PUNTO 6 (TURBINA)
P6=25000; T6=381.05
s6s=s5

#COOLPROP
h6s = (CP.PropsSI('H', 'P', P6, 'S', s6s, 'Water'))
h6 = h5 - (Pturbina/FlujoM)
Ps = FlujoM *(h5 - h6s)
Pt = FlujoM * (h5-h6)
nisoent = (Pt/Ps)*100
s6 = (CP.PropsSI('S', 'P', P6, 'H', h6, 'Water'))
v6 = 1/(CP.PropsSI('D', 'P', P6, 'H', h6, 'Water'))
PH6 = CP.PhaseSI('P', P6, 'H', h6, 'Water')
print('h6=', h6, 's6=', s6, 'v6=', v6, 'Fase 6=', PH6, 'EficienciaIsoentropica=', nisoer
  
```

Fuente: Elaboración propia

Para obtener las propiedades a la salida de la turbina, primero, se asume que ocurre un proceso isoentrópico, donde $s6 = s5$, así que se halla la entalpía $h6s$ a partir de la presión en este punto y de la entropía, obteniendo el siguiente resultado:

$$h6s = 2255166.400 \text{ J/kg K}$$

Posterior a esto, se calcula la entalpía real en

$$\begin{aligned}
 h6 &= 2748808.332 \text{ J/kg} \\
 s6 &= 8184.37 \text{ J/kg K} \\
 v6 &= 7.476 \text{ m}^3/\text{kg} \\
 \text{Fase 6} &= \text{gas}
 \end{aligned}$$

Figura 26. Cálculo de trabajos en Spyder.

```

#TRABAJOS
dcond=(h6-h1); dbomb=(h1-h2); dbomb2= v2*(P2-P1); dcald=(h3-h2); dsob=(h5-h4); dturb=(h5-h6)
print('dcond=',dcond, 'dbomb=',dbomb, 'dbomb2=',dbomb2, 'dcald=', dcald, 'dsob=', dsob, 'dturb=', dturb)
  
```

Fuente: Elaboración propia

Se realiza también el cálculo de los trabajos realizados por los equipos teniendo en cuenta los diferentes cambios de entalpía a la salida y entrada de los mismos, obteniendo los siguientes resultados:

$$\begin{aligned}
 dcond &= 2342284.6823 \text{ J/kg} \\
 dbomb &= 28845.41 \text{ J/kg} \\
 dcald &= 2371129.568 \text{ J/kg} \\
 dsob &= 11478.262 \text{ J/kg}
 \end{aligned}$$

$$dturb = 11478.262 \text{ J/kg}$$

Figura 27. Cálculo de potencias en Spyder.

```
#POTENCIAS
Pbomb=FlujoMPID*(dbomb); Pcald=FlujoMPID*dcald; Pturb=FlujoMPID*dturb
print('Pbomb=', Pbomb, 'Pcald=', Pcald, 'Pturb=', Pturb)
```

Fuente: Elaboración propia.

Para obtener la potencia de cada uno de los equipos, se multiplica el trabajo de cada uno por el flujo másico del sistema, se obtienen los siguientes resultados:

$$P_{bomb} = 2513.046 \text{ J/kg}$$

$$P_{cald} = 206575.653 \text{ J/kg}$$

$$P_{turb} = 1000 \text{ J/kg}$$

Figura 28. Cálculo de las eficiencias en Spyder.

```
#EFICIENCIA MECÁNICA
nm=((dturb-(v2*(P2-P1)))/(dcald+dsob))*100
print('nm=', nm)

#EFICIENCIA TÉRMICA
nt = (((dcald+dsob)-dcond)/(dcald+dsob))*100
print('nt=', nt)
```

Fuente: Elaboración propia

Para finalizar el análisis del ciclo se realiza el cálculo de las eficiencias del sistema con base en los trabajos realizados por los equipos y el calor suministrado para realizar ese trabajo, se obtienen los siguientes resultados:

$$nm = 0.447 \%$$

$$nt = 1.692 \%$$

Figura 29. Código para realización de gráfica TS mediante Coolprop y Matplotlib.

```
#GRÁFICA
import CoolProp
from CoolProp.Plots import PropertyPlot
import matplotlib.pyplot as plt

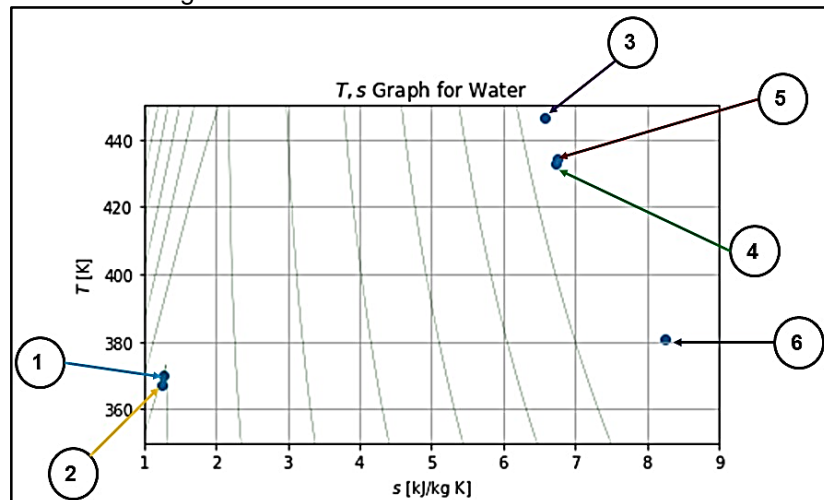
ts_plot = PropertyPlot('Water', 'TS')
ts_plot.calc_isolines(CoolProp.iHmass)
ts_plot.title(r'$T,s$ Graph for Water')
ts_plot.xlabel(r'$s$ [kJ/kg K]')
ts_plot.ylabel(r'$T$ [K]')
ts_plot.grid()
Y = [T1,T2,T3,T4,T5,T6]
X = [(s1/1000),(s2/1000),(s3/1000),(s4/1000),(s5/1000),(s6/1000)]
plt.xlim([1,9])
plt.ylim([350,450])

plt.scatter(X,Y)
ts_plot.show()
plt.show()
```

Fuente: Elaboración propia.

Para la realización de la gráfica Temperatura Vs Entropía del sistema se utiliza el paquete de gráficas Coolprop.Plots perteneciente a la biblioteca Coolprop para obtener los ejes y los domos de cambio de fase, mediante la función matplotlib.pyplot se van a definir los puntos pertenecientes a la gráfica definidos por las propiedades termodinámicas del ciclo.

Gráfica 2. Diagrama T-S del ciclo Rankine sobrecalentado.



Fuente: Elaboración propia. Basado en planta de generación de vapor de la Universidad de América.

Como se puede observar en la gráfica 2, el punto 1 corresponde a la salida del condensador, el punto 2 a la salida de la bomba de alimentación a la caldera, el 3 a la salida de la caldera, el 4 al paso por los equipos auxiliares, el punto 5 a la salida del sobrecalentador y el 6 a la salida de la turbina.

2.2.9 Diseño de la interfaz gráfica

PyQt5³⁹. Es un conjunto de enlaces Python para el entorno de trabajo de desarrollo de aplicaciones multiplataforma para escritorio, Qt. Este entorno contiene la herramienta Qt Designer, que permite diseñar y crear interfaces gráficas de usuario con widgets. Mediante este instrumento es posible componer y personalizar las ventanas o cuadros de dialogo creados.

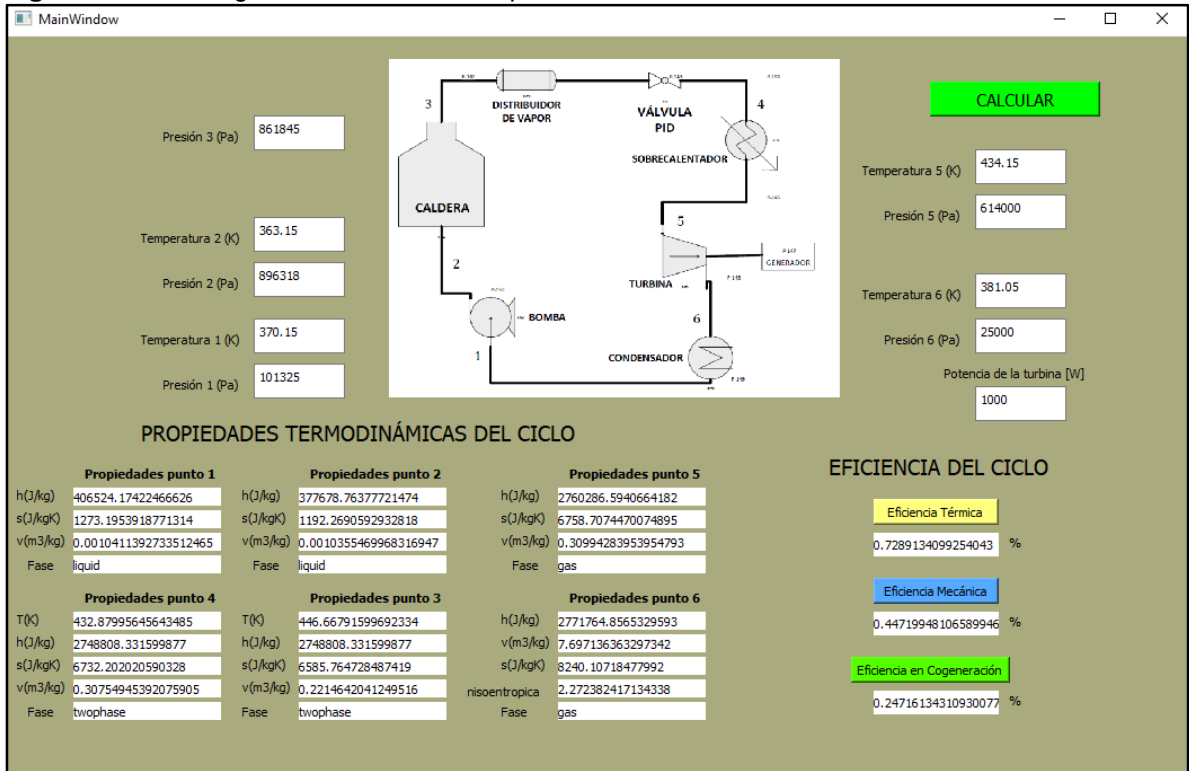
Los widgets y ventanas creadas se integran perfectamente con el código programado por medio de señales, para que pueda asignar fácilmente el comportamiento a elementos gráficos⁴⁰, todas las propiedades establecidas en Qt Designer pueden modificarse desde el código elaborado en Spyder.

Por consiguiente, haciendo uso del entorno de trabajo PyQt5 y su herramienta Qt Designer, se diseñó la interfaz gráfica para el modelo computacional, la cual puede ser observada en la figura 30 (ver anexo A).

³⁹ RIVERBANK COMPUTING LIMITED. What is PyQt? [en línea]. [citado 7 Nov., 2018]. Disponible en: <https://riverbankcomputing.com/software/pyqt/intro>

⁴⁰ THE Qt COMPANY. Qt Designer Manual [en línea]. [citado 7 Nov., 2018]. Disponible en: <http://doc.qt.io/qt-5/qtdesigner-manual.html>

Figura 30. Interfaz gráfica del modelo computacional



Fuente: Elaboración propia

2.2.9.1 Elaboración del manual del usuario. Se elabora un manual del usuario con el objeto de instruir a la persona que haga uso de la herramienta planteada en este proyecto, indicando el correcto ingreso de datos, así como los procedimientos y funciones adecuadas para el uso del programa (ver anexo B).

3. RESULTADOS Y COMPROBACIÓN

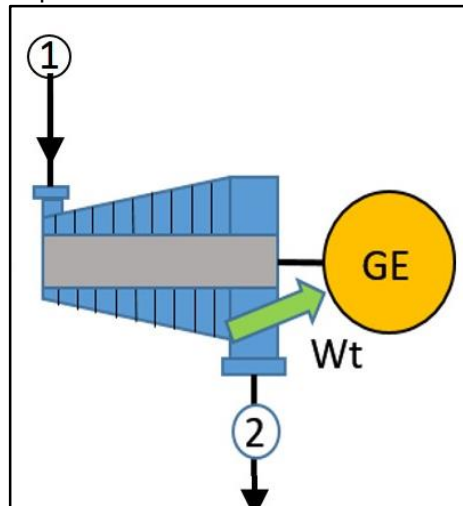
Para la validación tanto del modelo matemático como de la simulación que fueron realizados en el anterior capítulo, es necesario efectuar la comprobación de valores obtenidos y dar una explicación a los resultados que se consiguieron después del análisis termodinámico elaborado.

- Relación de la eficiencia de la turbina con la eficiencia de la planta. Como se pudo observar en el capítulo anterior, la eficiencia térmica del ciclo es $\eta_T = 0,72\%$, dato que constituye un valor bajo para este tipo de proceso, puesto que la eficiencia promedio para un ciclo Rankine sobrecalentado esta alrededor del 30%. Para poder explicar este hecho, se recurre al concepto de eficiencia isoentrópica, información que permite argumentar el porqué de este resultado, a través de un análisis en la turbina de la planta.

Para empezar, se tiene que:

$$\eta_{isoentrópica} = \frac{W_r}{W_s}$$

Figura 31. Esquema de turbina de vapor.



Fuente: Blog de Termodinámica. Ciclo Rankine. <https://termodinamica-esimeazc.blogspot.com/2016/10/ciclo-rankine.html>
Termodinámica. Ciclo Rankine

A partir del anterior esquema, se puede expresar la ecuación de eficiencia isoentrópica de la siguiente manera:

$$\eta_{isoentrópica} = \frac{(h1 - h2r)}{(h1 - h2s)}$$

Dónde:

$h1$ es la entalpía a la entrada de la turbina

$h2r$ es la entalpía real a la salida de la turbina

$h2s$ es la entalpía isoentrópica a la salida de la turbina

Primero, se busca la entalpía 1 en las tablas termodinámicas, a través de las condiciones de entrada en la turbina, es decir de los datos de salida del sobrecalentador, así se obtiene que:

$$h1 = 2760,28 \text{ kJ/kg}$$

Acto seguido, se busca de igual manera $h2s$, esto a partir de la presión a la salida de la turbina y como es un proceso isoentrópico, de $h5$ también, de esta manera:

$$h2s = 2255,2 \text{ kJ/kg}$$

Ahora bien, para efectuar el cálculo de $h2r$ es necesario darle un valor a la eficiencia isoentrópica. Basando este planteamiento en Fundamentals of Thermodynamics por Sonntag y Van Wylen, donde se establece que "las eficiencias típicas de las turbinas de vapor son de 0,70 a 0,88"⁴¹, se asume el valor mínimo de eficiencia 70%, por consiguiente, se procede a realizar el cálculo.

$$h2r = h1 - \eta_s(h1 - h2s)$$

$$h2r = 2760,280 \text{ kJ/kg} - 0,7(2760,280 \text{ kJ/kg} - 2255,2 \text{ kJ/kg})$$

$$h2r = 2406,724 \text{ kJ/kg}$$

Luego entonces, a partir de estas condiciones, el trabajo de la turbina es equivalente a:

$$W_T = (h1 - h2r)$$

$$W_T = (2760,280 \text{ kJ/kg} - 2255,2 \text{ kJ/kg})$$

$$W_T = 353,556 \text{ kJ/kg}$$

Para dar por terminado este planteamiento, es necesario traer a colación que el trabajo que realiza la turbina en sus condiciones de operación normales es

⁴¹ SONNTAG. Richard y VAN WYLEN. Gordon. capítulo. En: Fundamentals of Thermodynamics. 6ª ed. Nueva York: John Wiley & Sons, 2003. p.318

11,478kJ/kg , según la potencia que entrega el equipo (1kW), así pues, comparando este valor de trabajo con el anteriormente calculado, se puede concluir que la eficiencia térmica del ciclo, es baja debido a que la turbina trabaja con un rendimiento menor, teniendo en cuenta que los valores de eficiencia anteriormente enunciados, corresponden a turbinas comerciales, el hecho de que este elemento sea diseñado por el fabricante de la planta, afecta en gran medida el trabajo que realiza el equipo.

Para finalizar, se puede atribuir al trabajo que realiza la turbina, que, en comparación con la caldera, es por mucho más bajo, el valor que se obtiene de eficiencia térmica del ciclo.

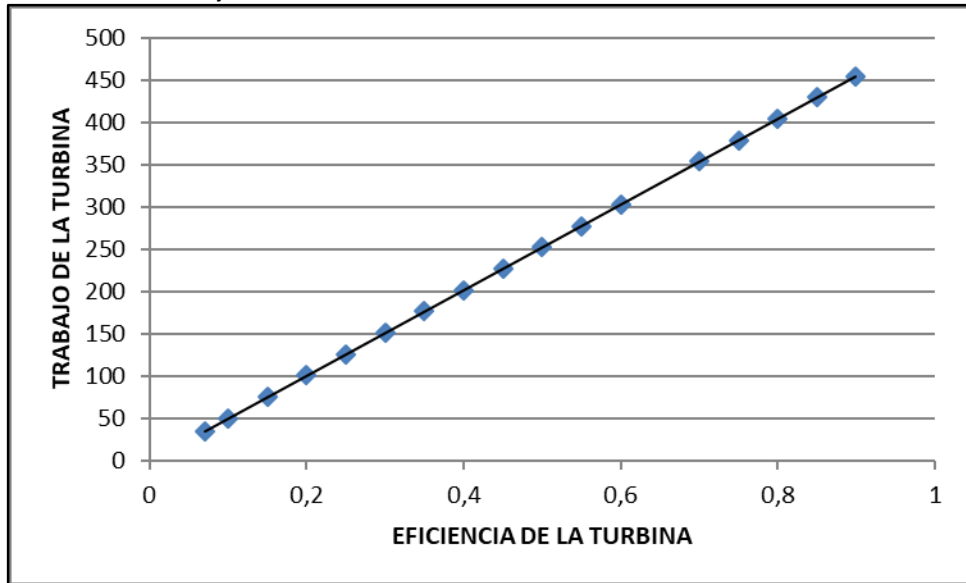
Para dar una mejor explicación a la relación entre la eficiencia del ciclo y la eficiencia de la turbina, se realizaron las gráficas 3, 4 y 5 a partir de los datos del cuadro 11.

Cuadro 11. Valores de eficiencias y trabajo según la variación de la eficiencia de la turbina

Eficiencia Turbina	h2r	Trabajo Turbina	Eficiencia Mecánica	Eficiencia Térmica
0,07	2724,9468	35,3332	1,448421226	2,693905166
0,1	2709,804	50,476	2,083976886	3,329460826
0,15	2684,566	75,714	3,143236319	4,388720259
0,2	2659,328	100,952	4,202495753	5,447979693
0,25	2634,09	126,19	5,261755186	6,507239126
0,3	2608,852	151,428	6,321014619	7,56649856
0,35	2583,614	176,666	7,380274053	8,625757993
0,4	2558,376	201,904	8,439533486	9,685017426
0,45	2533,138	227,142	9,498792919	10,74427686
0,5	2507,9	252,38	10,55805235	11,80353629
0,55	2482,662	277,618	11,61731179	12,86279573
0,6	2457,424	302,856	12,67657122	13,92205516
0,7	2406,948	353,332	14,79509009	16,04057403
0,75	2381,71	378,57	15,85434952	17,09983346
0,8	2356,472	403,808	16,91360895	18,15909289
0,85	2331,234	429,046	17,97286839	19,21835233
0,9	2305,996	454,284	19,03212782	20,27761176

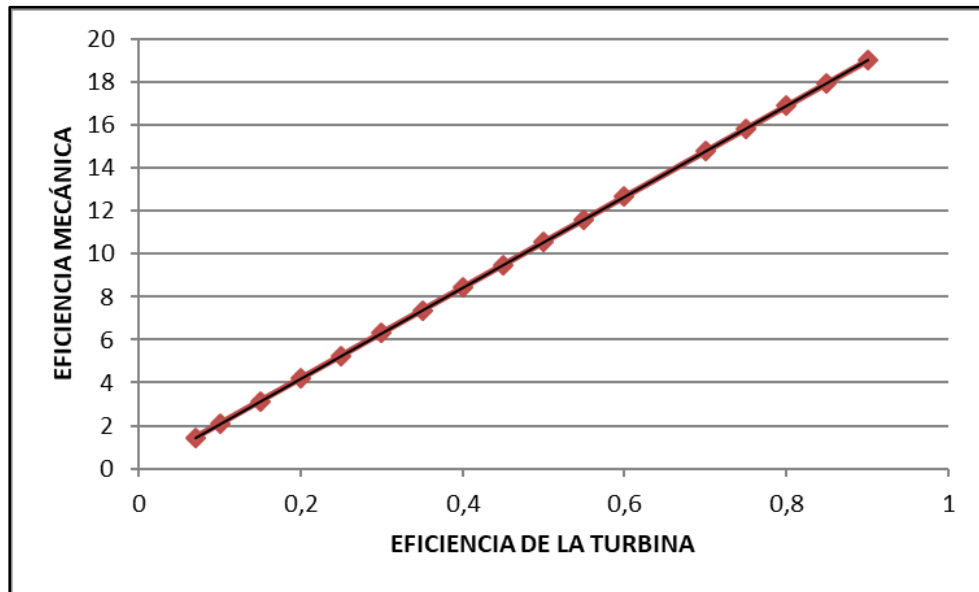
Fuente. Elaboración propia

Gráfica 3. Trabajo de la turbina Vs Eficiencia de la turbina



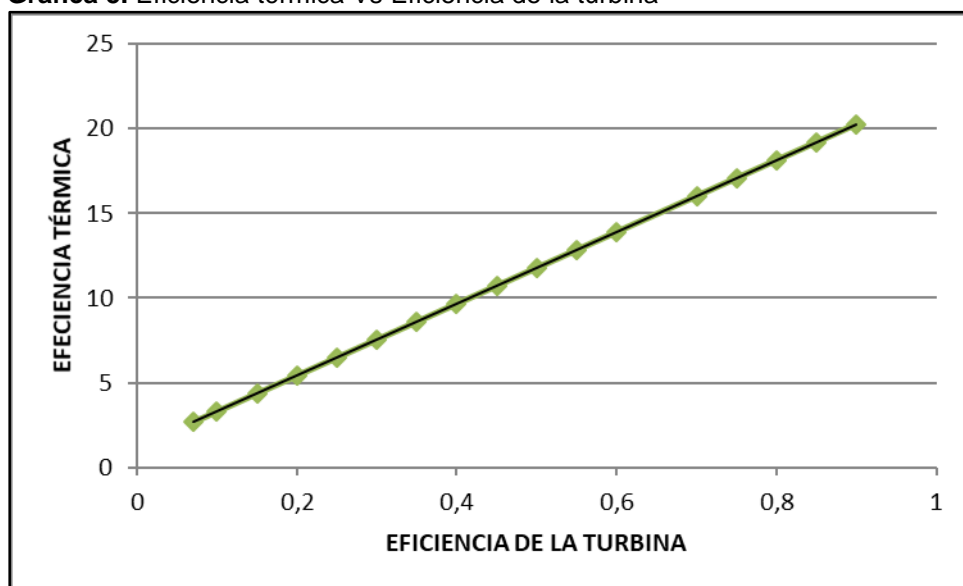
Fuente. Elaboración propia

Gráfica 4. Eficiencia mecánica Vs Eficiencia de la turbina



Fuente. Elaboración propia

Gráfica 5. Eficiencia térmica Vs Eficiencia de la turbina



Fuente. Elaboración propia

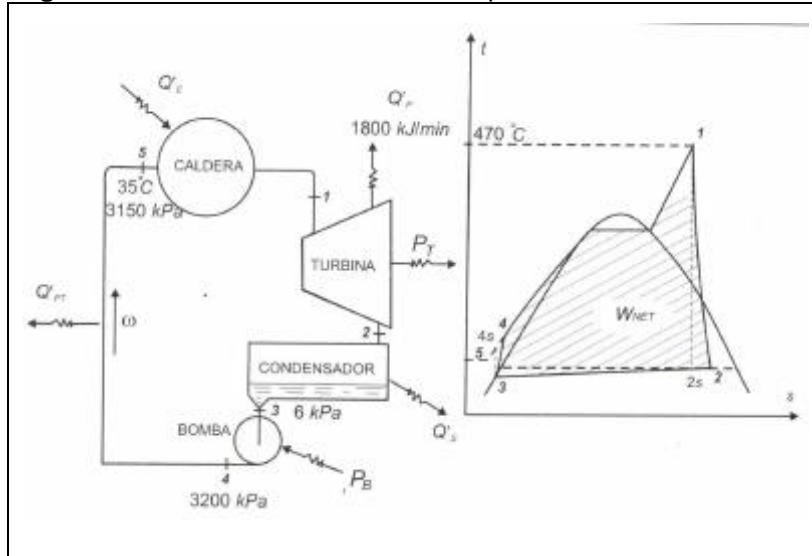
Como se puede observar en la gráfica 3, el aprovechamiento de la energía que proporciona el vapor sobrecalentado que ingresa a la turbina, va a estar relacionado con la eficiencia de la misma, a medida que esta aumenta, el trabajo que realiza el equipo mejora. Este incremento se ve reflejado en las gráficas 4 y 5, donde se evidencia que a medida que la eficiencia de la turbina crece, la eficiencia tanto térmica como mecánica llega a unos valores óptimos para el tipo de ciclo que se está realizando.

- Comprobación del simulador mediante un ejercicio de ciclo Rankine con vapor sobrecalentado. Para realizar la verificación del funcionamiento del modelo computacional formulado en este proyecto, se van a ingresar datos de un ciclo Rankine real que usa vapor sobrecalentado para la generación de energía, dicho ejemplo es extraído del libro Generación Térmica 1 ed de Ramiro Ortiz Flórez, en el cual se plantea lo siguiente:

Determine la eficiencia, la potencia neta y la rata de vapor de un ciclo real de Rankine con vapor sobrecalentado, en el cual el agua entra en la turbina como vapor sobrecalentado, en el cual el agua entra en la turbina como vapor sobrecalentado a una presión de 3000 kPa y una temperatura de 470°C, y sale de ella a una presión de 8 kPa. Suponga que la eficiencia isoentrópica de la turbina es 88% y la de la bomba, 80%. La figura 32 muestra los valores de las presiones y las temperaturas en algunos puntos del ciclo, así como las pérdidas de calor en la turbina. Suponga un flujo estable de 2 kg/S⁴².

⁴² ORTIZ FLÓREZ R. capítulo en: Generación Térmica. 1 ed. Bogotá D.C.: Ediciones de la U. 2012. 460 p.

Figura 32. Ciclo real de Rankine con vapor sobrecalentado



Fuente: ORTIZ FLÓREZ R. capítulo en: Generación Térmica. 1 ed. Bogotá D.C.: Ediciones de la U. 2012. 461 p.

Solución:

“Con los datos del enunciado y de la figura, y mediante las tablas de propiedades de agua se determinan las propiedades en las diferentes fases del ciclo”⁴³.

Estado 1:

$$\begin{aligned}
 p_1 &= 3000 \text{ kPa} \\
 h_1 &= 3389 \text{ kJ/kg} \\
 T_1 &= 470^\circ\text{C} \\
 s_1 &= 7.1448 \text{ kJ/kg} \cdot \text{K}
 \end{aligned}$$

En el estado correspondiente a la salida de una turbina adiabática reversible, por tanto isoentrópica, se denomina 2_s.

Estado 2_s:

$$\begin{aligned}
 p_{2s} &= 8 \text{ kPa} \\
 T_{2s} &= 41.5^\circ\text{C} \\
 s_{2s} &= s_1 = 7.1448 \text{ kJ/kg} \cdot \text{K} \\
 x_{2s} &= 0.8581, \quad h_{2s} = 2235.9 \text{ kJ/kg}
 \end{aligned}$$

⁴³ Ibid., p. 461.

“El trabajo producido por esta turbina es $w_{2s} = 1153.1 \text{ kJ/kg}$. En conciencia, el trabajo y la potencia producidos por la turbina real son”⁴⁴.

$$w_T = 0.8 * 1153.1 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} = 1014.7 \text{ kJ/kg} \quad P_T = 2 * 922.5 = 2029 \text{ kW}$$

“Estado 2: este estado se determina aplicando la primera ley en el proceso de flujo y considerando las pérdidas de calor, las cuales son”⁴⁵.

$$(1800/60)/2 = 15 \text{ kJ/kg}$$

$$w_T = -q_P + h_1 - h_2$$

$$h_2 = -w_T + q_P - h_1 = -1014.7 - 15 + 3389 = 2359.3 \text{ kJ/kg}$$

“Como la presión a la salida de la turbina real es igual a la de la turbina adiabática reversible, entonces $p_2 = p_{2s} = 8 \text{ kPa}$. Se trata entonces de un vapor húmedo”⁴⁶.

$$T_2 = 41.5^\circ\text{C}, \quad x_2 = 0.9094, \quad s_2 = 7.5370 \text{ kJ/kg}$$

Estado 3:

$$p_3 = 6 \text{ kPa}$$

$$T_3 = 36.16^\circ\text{C}$$

$$x_3 = 0$$

$$h_3 = 151.53 \text{ kJ/kg}$$

$$s_3 = 0.5210 \text{ kJ/kg} * K$$

“El estado correspondiente a la salida de una bomba adiabática reversible, por tanto isentrópica, se denomina 4_s ”.

Estado 4_s :

$$p_{4s} = 3200 \text{ kPa}$$

$$T_{4s} = 36.4^\circ\text{C}$$

$$h_{4s} = 155.16 \text{ kJ/kg}$$

$$s_{4s} = s_3 = 0.5210 \text{ kJ/kg} * K$$

“El trabajo requerido por esta bomba es $w_{Bs} = 3.63 \text{ kJ/kg}$. En consecuencia, el trabajo y la potencia producidos por la turbina real son”⁴⁷

⁴⁴ Ibid., p. 461.

⁴⁵ Ibid., p. 462.

⁴⁶ Ibid., p. 462.

⁴⁷ Ibid., p. 462.

$$w_B = 3.63 \text{ kJ/kg} / 0.80 = 4.54 \text{ kJ/kg}$$

$$P_B = 2 * 4.54 = 9.1 \text{ kW}$$

“Estado 4: este estado se determina aplicando la primera ley en el proceso de flujo”⁴⁸:

$$w_B = h_4 - h_3 \rightarrow h_4 = h_3 + w_B = 153.53 + 4.54 = 155.97 \text{ kJ/kg}$$

“Como la presión a la salida de la bomba real es igual a la de la bomba adiabática reversible, entonces $p_4 = p_{4s} = 3200 \text{ kPa}$. Así:”⁴⁹

$$T_4 = 36.5 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$s_4 = 0.5237 \text{ kJ/kg} * K$$

“Estado 5: como $p_5 = 3150 \text{ kPa}$, $T_5 = 35^\circ\text{C}$, entonces:”⁵⁰

$$h_5 = 149.48 \text{ kJ/kg}$$

$$s_5 = 0.5024 \text{ kJ/kg} * K$$

“El calor suministrado por la caldera es: $q_E = h_1 - h_5 = 3239.5 \text{ kJ/kg}$. El trabajo neto es: $W_{NET} = W_T - W_B = 1010.2 \text{ kJ/kg}$ ”⁵¹.

Por lo tanto, la eficiencia mecánica es:

$$\eta = W_{NET}/q_E = 0.312(31.2\%)$$

Conociendo estos resultados, se procede a ingresar las propiedades del fluido de trabajo para este ciclo Rankine con sobrecalentamiento en el ambiente de trabajo de Spyder, para mediante la biblioteca Coolprop realizar la simulación del ejercicio planteado en el libro Generación Térmica 1 ed de Ramiro Ortiz Flórez. Realizando variaciones en torno a que no se va a tener en cuenta los equipos auxiliares, y tampoco se tiene en cuenta el punto del sobrecalentador ya que en el ejercicio la caldera entrega el fluido de trabajo en vapor sobrecalentado sin necesidad de utilizar este equipo para cumplir con esa función, así mismo se tendrán en cuenta y se modificarán en el simulador las eficiencias de los equipos suministradas por el autor.

Inicialmente como valor de entrada se toma solamente el flujo másico ya que las eficiencias serán tomadas directamente en el cálculo del trabajo de los equipos.

⁴⁸ Ibid., p. 462.

⁴⁹ Ibid., p. 462.

⁵⁰ Ibid., p. 462.

⁵¹ Ibid., p. 463.

Figura 33. Cálculo en Spyder de las propiedades del punto 2, mediante Coolprop.

```
#SIMULACIÓN PLANTA GENERACIÓN DE VAPOR
FlujoM= 2

#PUNTO 3 (CONDENSADOR)
P3=6000; h3=150146

#COOLPROP
import CoolProp.CoolProp as CP
T3 = (CP.PropsSI('H', 'P', P3, 'H', h3, 'Water'))
s3 = (CP.PropsSI('S', 'P', P3, 'H', h3, 'Water'))
v3 = 1/(CP.PropsSI('D', 'P', P3, 'H', h3, 'Water'))
PH3 = CP.PhaseSI('P', P3, 'H', h3, 'Water')
print('T3=', T3, 's3=', s3, 'v3=', v3, 'Fase 3=', PH3)
```

Fuente: Elaboración propia.

Para hallar las propiedades termodinámicas en el punto 3, correspondiente a la salida del condensador, se ingresa la temperatura y la entalpia como variables de entrada, mediante Coolprop se obtienen las propiedades de temperatura, volumen específico, entropía y fase del fluido de trabajo.

Figura 34. Resultados propiedades termodinámicas del punto 3.

```
T3= 150146.0 s3= 516.5111262020242 v3= 0.0010063404157190632 Fase 3= liquid
```

Fuente: Elaboración propia.

Figura 35. Cálculo en Spyder de las propiedades del punto 4, mediante Coolprop.

```
#PUNTO 4 (BOMBA)
P4=3200000; h4= 155970

#COOLPROP
T4 = (CP.PropsSI('H', 'P', P4, 'H', h4, 'Water'))
s4 = (CP.PropsSI('S', 'P', P4, 'H', h4, 'Water'))
v4 = 1/(CP.PropsSI('D', 'P', P4, 'H', h4, 'Water'))
PH4 = CP.PhaseSI('P', P4, 'H', h4, 'Water')
print('h4=', h4, 's2=', s4, 'v4=', v4, 'Fase 4=', PH4)
```

Fuente: Elaboración propia.

El punto 4, correspondiente a la salida de la bomba tiene como variables de entrada la temperatura y la entalpia, mediante el ingreso de estas y el uso de la biblioteca Coolprop se realiza la obtención de las propiedades de temperatura, entropía, volumen específico y fase del fluido de trabajo.

Figura 36. Resultados propiedades termodinámicas del punto 4.

```
T4= 155970.0 s2= 524.9535311056281 v4= 0.0010051748252512538 Fase 4= liquid
```

Fuente: Elaboración propia.

Figura 37. Cálculo en Spyder de las propiedades del punto 1, mediante Coolprop.

```
#PUNTO 1 (CALDERA)
P1=3000000; T1=743.15

#COOLPROP
h1 = (CP.PropsSI('H', 'P', P1, 'T', T1, 'Water'))
s1 = (CP.PropsSI('S', 'P', P1, 'T', T1, 'Water'))
v1 = 1/(CP.PropsSI('D', 'P', P1, 'T', T1, 'Water'))
PH1 = CP.PhaseSI('P', P1, 'T', T1, 'Water')
print('T1=', T1, 's1=', s1, 'v1=', v1, 'Fase 3=', PH1)
```

Fuente: Elaboración propia.

A la salida de la caldera se encuentra el punto 1, el cual tiene como variables de entrada la presión y la temperatura, para la obtención de entalpía, entropía, volumen específico y fase mediante la biblioteca Coolprop.

Figura 38. Resultados propiedades termodinámicas del punto 1.

```
T1= 743.15 s1= 7146.968837382853 v1= 0.1112295560282267 Fase 3= supercritical_gas
```

Fuente: Elaboración propia.

Figura 39. Cálculo en Spyder de las propiedades del punto 2, mediante Coolprop.

```
#PUNTO 2 (TURBINA)
P2=8000; T2=314.65
s2s=s1
h2s = (CP.PropsSI('H', 'P', P2, 'S', s2s, 'Water'))
s2s = (CP.PropsSI('S', 'P', P2, 'S', s2s, 'Water'))
v2s = 1/(CP.PropsSI('D', 'P', P2, 'S', s2s, 'Water'))
PH2s = CP.PhaseSI('P', P2, 'S', s2s, 'Water')
print('h2s=', h2s, 's2s=', s2s, 'v2s=', v2s, 'Fase 2S=', PH2s)
dturb=(h1-h2s) * 0.88
h2= dturb + h1
s2 = (CP.PropsSI('S', 'P', P2, 'H', h2, 'Water'))
v2 = 1/(CP.PropsSI('D', 'P', P2, 'H', h2, 'Water'))
PH2 = CP.PhaseSI('P', P2, 'H', h2, 'Water')
print('h2=', h2, 's2=', s2, 'v2=', v2, 'Fase 2=', PH2)
```

Fuente: Elaboración propia.

Mediante la herramienta Coolprop se obtienen las propiedades termodinámicas del punto 2, ubicado a la salida de la turbina, considerándola adiabática reversible y real, tomando como propiedades de entrada la presión y temperatura.

Figura 40. Resultados propiedades termodinámicas del punto 2.

```
h2s= 2236263.6559846206 s2= 7146.968837382853 v2s= 15.537970449282128 Fase 2S= twophase
h2= 4404958.138620564 s2= 10951.510126600873 v2= 67.83640513253937 Fase 2= supercritical_gas
```

Fuente: Elaboración propia.

Figura 41. Cálculo en Spyder del trabajo y las potencias.

```
#TRABAJOS
dcond=(h2-h3); dbomb=(h3-h4)/0.8; dbomb2= (v4*(P4-P3))/0.8; dcald=(h1-h4); dturb=(h1-h2s) * 0.88
print('dcond=',dcond, 'dbomb=',dbomb, 'dbomb2=',dbomb2, 'dcald=', dcald, 'dturb=', dturb)

#POTENCIAS
Pbomb=FlujoM*(dbomb); Pcald=FlujoM*dcald; Pturb=FlujoM*dturb
print('Pbomb=', Pbomb, 'Pcald=', Pcald, 'Pturb=', Pturb)
```

Fuente: Elaboración propia.

Mediante las diferencias de entalpías se hallan los trabajos de cada uno de los equipos, posteriormente, multiplicando estos resultados con el flujo másico para así obtener las potencias de los equipos.

Figura 42. Resultados de trabajos y potencias del ciclo termodinámico.

```
dcond= 4254812.138620564 dbomb= 4013.1604898156306 dcald= 3233854.5510037392 dturb= 1015133.5876168244
Pbomb= 8026.320979631261 Pcald= 6467709.1020074785 Pturb= 2030267.1752336489
```

Fuente: Elaboración propia.

Figura 43. Cálculo en Spyder de de la eficiencia de la planta de vapor.

```
#EFICIENCIA
nm=((dturb-dbomb2)/dcald)*100
print('nm=', nm)
```

Fuente: Elaboración propia.

Mediante el trabajo neto y el calor de entrada, se realiza el cálculo de la eficiencia de la planta de generación de vapor, obteniendo el siguiente resultado:

Figura 44. Resultado de la eficiencia.

```
nm= 31.26672554933469
```

Fuente: Elaboración propia.

El ejercicio planteado por Ramiro Ortiz Flórez en Generación Térmica 1 ed, siendo un ciclo rankine con sobrecalentamiento abarca las especificaciones de equipos necesarias para realizar la comprobación del cálculo del ciclo. Con lo cual, realizando los cambios anteriormente mencionados, se verifican mediante los resultados obtenidos el correcto funcionamiento de la programación planteada para ciclo rankine con sobrecalentamiento.

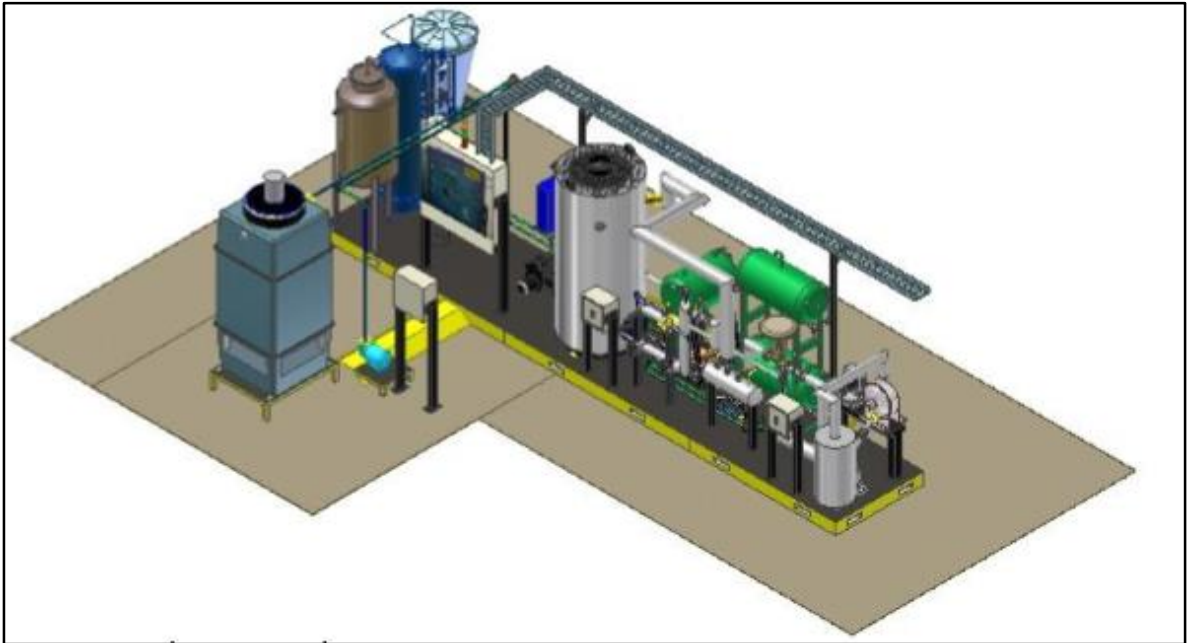
- Comprobación de la simulación mediante datos obtenidos de la planta de generación de vapor de la Universidad ECCI. Para la comprobación del modelo matemático se seleccionó la planta de generación de vapor de la Universidad ECCI, dado que cuenta con una configuración similar a la planta adquirida por la Universidad de América, teniendo en cuenta que también fue fabricada por Ingenium Ltda.

Figura 45. Características de la planta de generación de la Universidad ECCI

ESPECIFICACIONES DE LOS EQUIPOS PERTENECIENTES A LA PLANTA DE GENERACIÓN DE VAPOR DE LA UNIVERSIDAD ECCI	
EQUIPO	CARACTERISTICAS
CALDERA	CAPACIDAD: 15 BHP
	COMBUSTIBLE: DIESEL
	PRESIÓN DE OPERACIÓN: 896KPa
	PRESIÓN DE DISEÑO: 1034.21 Kpa
	EFICIENCIA: 81%-82%
SOBRECALENTADOR ELÉCTRICO	POTENCIA: 6000W
	RESISTENCIAS: 6
TURBINA DE VAPOR	CAPACIDAD: 2KW
	NÚMERO DE ETAPAS: 2
	PRESIÓN MÁXIMA DE OPERACIÓN: 1000KPa
CONDENSADOR (INTERCAMBIADOR DE CALOR TIPO CORAZA-TUBOS)	NÚMERO DE TUBOS: 12
	NÚMERO DE PASOS: 1

Fuente. Elaboración propia. Basado en: INGENIUM Ltda. Manual de Planta térmica.

Figura 46. Esquema de la configuración de la planta térmica Universidad ECCI



Fuente. INGENIUM Ltda. Manual Planta Térmica.

A partir de los datos obtenidos de una prueba realizada el 29 de agosto de 2011, a la planta de generación de vapor de la Universidad ECCI, diseñada por Ingenium, mismo fabricante de la planta de generación de vapor de la Universidad de América, se realizó la comprobación del modelo computacional. Debido a su capacidad y características fue la más semejante para realizar el cálculo usando las condiciones planteadas en el simulador.

Cuadro 12. Datos de temperatura y presión Universidad ECCI

PRUEBA EN LA PLANTA TÉRMICA UNIVERSIDAD ECCI		
DATOS DE LA PRUEBA (29-08-2011)		
PUNTO 1		
TEMPERATURA	90.9	°C
PRESIÓN	74.66	Kpa
PUNTO 2		
TEMPERATURA	87.9	°C
PRESIÓN	896.318	Kpa
PUNTO 3		
TEMPERATURA	175.7	°C
PRESIÓN	861.845	Kpa
PUNTO 4		
TEMPERATURA		
PRESIÓN		
PUNTO 5		
TEMPERATURA	161.4	°C
PRESIÓN	606	Kpa
PUNTO 6		
TEMPERATURA	108.1	°C
PRESIÓN	6	Kpa
FLUJO MÁSICO	0.0473621	kg/s
POTENCIA DE LA TURBINA	2	kJ/s

Fuente: Prueba realizada en la planta de generación de vapor de la universidad ECCI

En primera instancia se realiza el análisis termodinámico del ciclo Rankine con sobrecalentamiento utilizando las tablas de propiedades termodinámicas de Termodinámica de Cengel 7ed, mediante las cuales se obtienen los siguientes resultados:

Cuadro 13. Resultados propiedades termodinámicas planta térmica ECCI

EQUIPO	PRESIONES	TEMPERATURA	ENTALPIA	ENTROPIA	VOLUMEN
	P diseño (kPa)	T diseño (°C)	h diseño (kJ/kg)	s diseño (kJ/kg*K)	v diseño (m ³ /kg)
Condensador (1)	74.66	90.9	380.755	1.2033	0.00103672
Bomba (2)	896.318	87.9	368.2116	1.168414	0.00103054
Caldera(3)	861.845	175.7	2635.409228	6.332113627	0.209181404
Auxiliares(4)	606	159.208	2635.409228	6.475768972	0.294718174
Sobrecalentador (5)	606	161.4	2762.0928	6.7723	0.31788
Turbina (6)	6	108.1	2719.725	8.769	29.967

Fuente: Elaboración propia. Basado en: CENGEL, Yunus. Termodinámica. 7 ed. México: Mc Graw Hill, 2011.

Posterior a obtener los resultados de las propiedades termodinámicas en los puntos significativos de la planta de generación de vapor de la Universidad ECCI, se procede a realizar el cálculo de los trabajos en los equipos y de las eficiencias, obteniendo los siguientes resultados:

Cuadro 14. Resultado del trabajo en los equipos, Universidad ECCI

TRABAJO EN LOS EQUIPOS		
Condensador	2338.97	kJ/kg
Bomba	0.8467514	kJ/kg
Caldera	2267.1976	kJ/kg
Sobrecalentador	126.68357	kJ/kg
Turbina	42.3678	kJ/kg

Fuente: Elaboración propia.

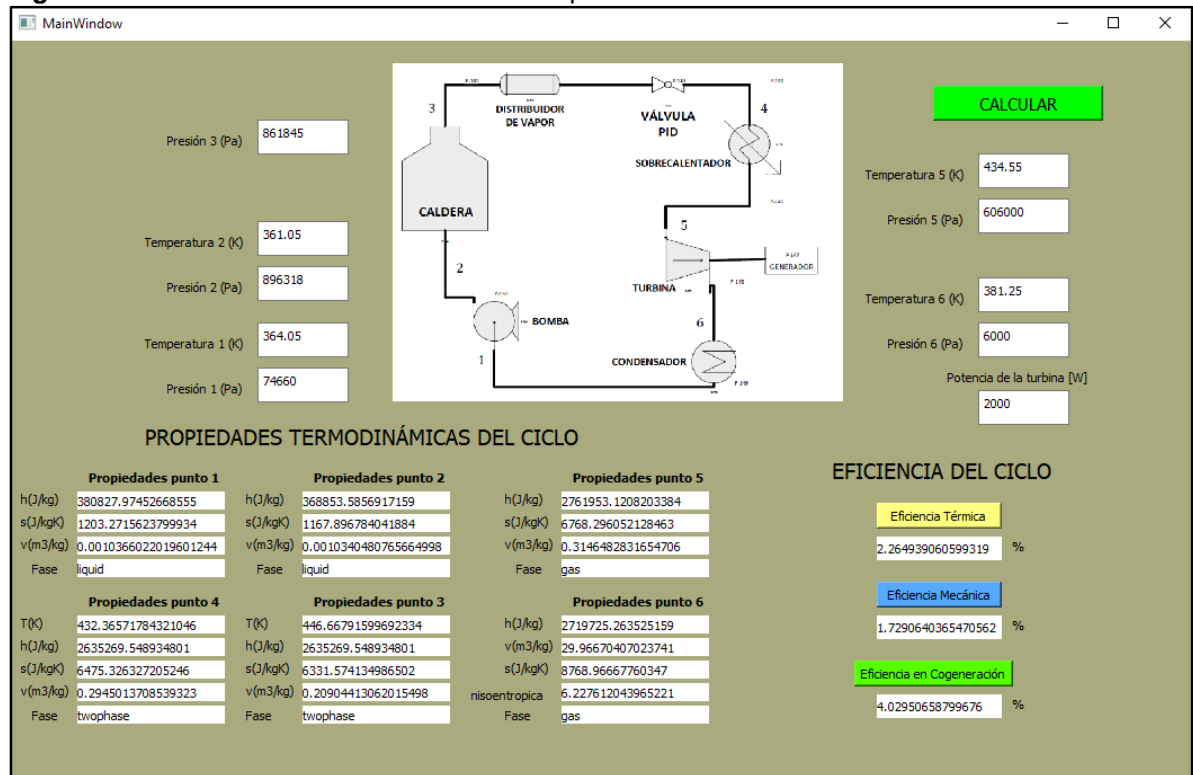
Cuadro 15. Resultado de la eficiencia en los equipos, Universidad ECCI

EFICIENCIAS	
nm	1.73%
nt	2.29%

Fuente: Elaboración propia.

Después de esto se realiza el ingreso de propiedades en la interfaz gráfica, para realizar así el cálculo del ciclo termodinámico de la planta térmica de la Universidad ECCI, donde solo se realizó una variación en el flujo másico, potencia de la turbina y potencia del sobrecalentador, los cuales tienen especificaciones distintas a los equipos pertenecientes a la planta de generación de vapor de la Universidad de América.

Figura 47. Simulación de funcionamiento de la planta térmica de la Universidad ECCI



Fuente: Elaboración propia

Como se pudo observar en el anterior análisis, la eficiencia térmica del ciclo de esta planta es mayor, en razón a que primero, la potencia del sobrecalentador es de 6000W, aportando un calor de entrada superior al sistema $Q_{sob} = 126,68 kJ/kg$. Por otra parte, la turbina de la Planta térmica de la Universidad ECCI tiene una potencia de 2000W, lo que permite que realice un trabajo mucho más alto, aprovechando así de mejor manera la energía del vapor. En conclusión, debido a la disimilitud en la capacidad de estos dos equipos pertenecientes a las dos plantas, Universidad ECCI y Fundación Universidad de América, radica la acentuada diferencia en los resultados de la eficiencia térmica y mecánica, obtenidos mediante el uso del modelo matemático planteado en este trabajo de grado.

4. PROTOCOLOS DE PRUEBAS DE OPERACIÓN Y PROTOCOLO DE SEGURIDAD

La importancia de los protocolos de pruebas de operación y seguridad en una planta de generación, radica en establecer un margen de operación en el cual se garantice un correcto manejo de los equipos, realizar ciertas mediciones para corroborar el buen funcionamiento de la planta y estipular la forma correcta de reaccionar ante situaciones que puedan poner en riesgo tanto la salud y seguridad del operador como la vida útil de los equipos.

4.1 PROTOCOLO DE PRUEBAS DE OPERACIÓN⁵²

Tienen como fin determinar si algún elemento del equipo de la planta es aceptable o no, es decir si su funcionamiento satisface las condiciones de diseño en cuanto a capacidad, presión, eficiencia entre otras medidas de su funcionamiento, y en caso contrario, saber en qué proporción no los satisface. El método utilizado para realizar dichas pruebas por lo general se lleva a cabo bajo la normativa ASME o ASTM.

Para las pruebas de operación se debe preparar una lista que contenga todas las lecturas que se requieran tomar, registrando los medios para hacerlas y los lugares en donde se efectuaran. Es importante que la toma de lecturas se efectúe con facilidad y respondiendo a una secuencia, la cual debe obedecer a la localización espacial de los instrumentos de prueba, para evitar recorridos repetidos e improductivos, igualmente se recomienda que las lecturas sean tomadas por la misma persona encargada⁵³.

Los instrumentos de medición empleados tales como manómetros, termómetros y medidores de flujo, deben tener una vigencia de calibración la cual esté dentro de los tiempos en los que la prueba va a ser realizada. Para obtener resultados cercanos a las condiciones de diseño establecidas, es necesario que las pruebas sean realizadas después de que la planta haya operado un periodo de tiempo suficientemente largo, a su vez la prueba deberá llevarse a cabo durante un espacio de tiempo considerablemente largo para obtener lecturas de las variables medidas con mayor exactitud⁵⁴.

A continuación, se presentan algunas consideraciones a tener en cuenta, para la elaboración de las pruebas de operación a los equipos principales en la generación de vapor:

⁵² SWIFT, C. capítulo. En: PLANTAS DE VAPOR Arranque, Prueba y Operación. 1 ed. México: Compañía Editorial Continental. 1965. p. 587.

⁵³ Ibid., p. 588.

⁵⁴ Ibid., p. 591.

4.1.1 Pruebas de operación en calderas. Para realizar pruebas de eficiencia en la caldera existen dos métodos los cuales son los más comunes, el método de energía recibida- energía aprovechada o por el de pérdidas de calor.

- Método energía recibida-energía aprovechada⁵⁵. Es el método directo en el cual las cantidades de agua alimentada, vapor producido y combustible consumido deben ser determinadas con bastante precisión. Las mediciones que involucren cantidades tendrán que ser tomadas en el mismo periodo de tiempo y en un orden para el cual sea posible determinar la hora exacta en que termina el periodo de tiempo empleado.
- Método de pérdidas de calor⁵⁶. En éste método se toman lecturas de temperatura en puntos representativos del equipo, con el fin de determinar las pérdidas debidas al calor de los gases de escape, calor en el vapor de agua, combustible sin quemar que no haya reaccionado por completo con el oxígeno y quede contenido en los gases de escape.

4.1.2 Pruebas de operación en bomba de alimentación. El punto principal a determinar cuándo se prueba una bomba es la eficiencia, el trabajo producido por esta se puede establecer mediante el peso del agua bombeada y la carga neta con la cual es elevada. Utilizando los medidores de flujo se puede determinar el peso del agua.

Se deben observar presiones, temperaturas, flujos, medidas eléctricas y la velocidad de la bomba, este último deberá ser mantenido durante todo el desarrollo de la prueba dentro de un valor cercano al especificado de acuerdo con las condiciones de operación entregadas por el fabricante⁵⁷.

4.1.3 Pruebas de operación en turbinas. Una de las formas de evaluar la correcta operación de una turbina es mediante la medición del condensado, que es la manera más precisa de determinar la cantidad de vapor usada por una turbina en un ciclo de condensación. Es importante tener presente que algunos accesorios o elementos presentes a través de los cuales se transporta el flujo de vapor producen una caída de presión y fugas⁵⁸.

4.1.4 Pruebas de operación en el condensador. Una manera de realizarle pruebas al condensador es determinando la carga térmica, la cual es comúnmente calculada midiendo la cantidad de vapor condensado y calcular el contenido de calor del vapor que fluye al condensador, para lo cual es conveniente contar con un medidor de flujo en la línea de condensado.

⁵⁵ Ibid., p. 592.

⁵⁶ Ibid., p. 593.

⁵⁷ Ibid., p. 616.

⁵⁸ Ibid., p. 618.

El calor extraído por libra de vapor es posible de calcular mediante un balance térmico completo de la turbina, es necesario medir las temperaturas en puntos críticos del intercambiador y a la salida de la turbina⁵⁹.

4.1.5 Norma ASME PTC 46 (RENDIMIENTO GENERAL DE PLANTAS). Este código tiene en su estructura 7 secciones las cuales son:

- Sección 1: Objetivo y alcance.
- Sección 2: Definiciones y descripción de términos.
- Sección 3: Principios Rectores.
- Sección 4: Instrumentos y Métodos de Medición.
- Sección 5: Cálculo de resultados.
- Sección 6: Informe de la prueba.
- Sección 7: Incertidumbre de la prueba.

“El objetivo de este código es el de proveer procedimientos y métodos para la determinación del rendimiento y la potencia eléctrica de salida de plantas de energía eléctrica de ciclo de calor”⁶⁰. Este código puede ser usado en plantas de generación de energía mediante vapor o cogeneración, para así evaluar el rendimiento de la planta en operación normal, con todos sus equipos en condiciones de limpieza y funcionamiento óptimas. Los procedimientos expuestos en este código no deben ser realizados en otros tipos de ciclos para la producción de energía⁶¹.

El mismo va a definir los términos que pueden ser usados en el momento de plantear un procedimiento de pruebas, con los cuales se van a precisar constantes físicas y factores de conversión comunes. Igualmente, se van a describir diferentes estándares con los cuales se pueden llevar a cabo análisis de componentes que conforman un planta de generación de energía, de manera individual⁶².

Para la formulación de un protocolo de pruebas se debe especificar el objetivo que se quiere cumplir, es decir, el resultado que se quiere evaluar mediante la ejecución de la práctica planteada. Por ejemplo, se puede tener como finalidad del estudio las siguientes configuraciones⁶³:

- Disposición específica de la unidad: En el cual se va a realizar el análisis en una disposición definida, de un punto en especial, por ejemplo, teniendo la válvula de alimentación de vapor en una posición predeterminada durante todo el

⁵⁹ Ibid., p. 630.

⁶⁰ American Society of Mechanical Engineers. Códigos de pruebas de rendimiento. ASME PTC 46 Rendimiento General de Plantas. Nueva York.: ASME, 2013. 11 p.

⁶¹ Ibid., p. 11.

⁶² Ibid., p. 20.

⁶³ Ibid., p. 21.

proceso, evaluando así la máxima capacidad, obteniendo como resultado la potencia neta y el heat rate neto.

- Potencia neta corregida especificada: El objetivo de esta es determinar mediante la prueba la potencia neta corregida de la planta térmica.
- Potencia neta medida especificada: Esta prueba tiene como fin determinar la potencia neta de la planta sin importar las condiciones de operación ni las condiciones de frontera que se presenten en el momento de la práctica.

Se debe tratar este tipo de normativas como referencia para la verificación de las garantías comerciales con respecto a la potencia de salida de una planta térmica, por lo cual ambas partes deben estar de acuerdo con el programa planteado en el protocolo, para así convenir las diferentes variables que se deben medir, el tiempo de duración de la prueba y ajustes permitidos durante la ejecución del programa, así mismo de cómo se presentarán los resultados obtenidos y el rango de incertidumbre de los mismos, para así tener claro en qué momento los valores obtenidos serán válidos ó nulos⁶⁴. (ver Anexo C).

4.2 PROTOCOLO DE SEGURIDAD⁶⁵

Constituye un documento en el que se consignan los pasos a seguir, para efectuar labores seguras dentro del proceso de una planta, su planteamiento tiene en cuenta las condiciones de riesgo que pueden afectar el funcionamiento la misma y permiten mejorar las ejecuciones de los procedimientos previniendo riesgos.

El objetivo de este protocolo de seguridad para contingencias, es asegurar la integridad física de los estudiantes, docentes y demás asistentes a las prácticas de laboratorio efectuadas en la planta, así mismo, salvaguardar los equipos que la conforman y las instalaciones de la Universidad, esto se logrará siguiendo ciertas directrices que se expondrán más adelante.

Primero se identifican los incidentes que pueden ocurrir en la planta de generación:

- Derrames o fugas
- Incendios y/o explosión

4.2.1 Derrames o fugas. Se producen en razón a la mala manipulación de los elementos de la planta, fatiga en materiales de los equipos generadores, ruptura de tuberías o mangueras, instalación incorrecta y descarga de combustible.

⁶⁴ Ibid., p. 22.

⁶⁵ COSINTE Ltda. Qué es un protocolo de seguridad [en línea]. [citado 20 nov., 2018]. Disponible en: <https://www.cosinte.com/protocolos-de-seguridad/>

4.2.1.1 Derrames o fugas de agua. En caso de detectarse un derrame o fuga de agua en el sistema, se deben tomar las siguientes medidas de contingencia:


- Informar de inmediato al auxiliar de laboratorio
- Si el derrame es pequeño y no representa un riesgo para los individuos que se encuentren en el sitio, es necesario permitir que el auxiliar de laboratorio inspeccione la causa de la falla y tome medidas correctivas en el momento, como limpieza y/o ajuste, con el fin de evitar la ocurrencia de accidentes que perjudiquen la salud de los presentes.
- Si la fuga o derrame es abundante, el auxiliar de laboratorio deberá considerar detener la operación de la planta.

4.2.1.2 Derrames o fugas de combustible. Los combustibles utilizados en la planta son gas propano y ACPM, las fugas pueden presentarse por una falla operativa en el suministro de alimentación a la caldera, así mismo, los derrames pueden ser generados por la deficiente manipulación y almacenamiento de los mismos. La ocurrencia de estos incidentes genera nubes de vapor de combustible que pueden dar paso a incendios y explosiones.

Es importante llevar a cabo medidas preventivas para evitar episodios de este tipo, así que se recomienda acogerse a los siguientes procedimientos:

- Definir y preparar lugares adecuados para el almacenamiento y utilización de combustibles.
- La persona encargada de depositar el combustible en el dosificador, debe contar con un dispensador adecuado que minimice los derrames.
- El laboratorio debe estar provisto de materiales absorbentes como estopa, sacos de arena y aserrín.
- El recipiente para el almacenamiento de combustible debe tener las características establecidas por la Secretaría Distrital de Ambiente como se muestra en el cuadro 16, debe situarse en zonas secas, donde no este expuesto a la humedad, ni cerca de una alguna fuente de calor y debidamente sellado.

Cuadro 16. Alternativas de Manejo Interno.

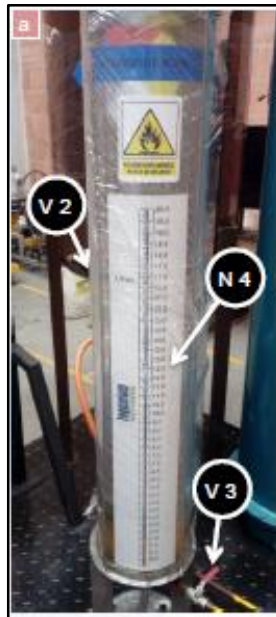
RESIDUO	TIPO	ALTERNATIVAS DE MANEJO INTERNO			
		RECIRCULACIÓN	ALMACENAMIENTO/ EMBALAJE	TRATAMIENTO	ROTULADO/EMBAJAJE
ELEMENTOS IMPREGNADOS	Peligroso	NA	Caneca con tapa en cuarto de RESPEL	NA	

Fuente: BOGOTÁ. SECRETARÍA DISTRITAL DE AMBIENTE. Guía para la gestión y manejo integral de residuos Industria Metalmecánica. Bogotá D.C. 2010. 101 p. ISBN 978-958-9387-80-1.

4.2.1.3 Medidas de contingencia para derrames de combustible.

- Dependiendo de su magnitud, se debe comunicar al auxiliar de laboratorio.
- Se debe realizar el cierre de la válvula V3, la cual se muestra en la figura 48.
- Se determina el sitio del cual se está generando el derrame y se inicia su control, si es necesario, se deben detener las operaciones que lo originen.
- El líquido se debe remover del piso lo más antes posible, haciendo uso de los materiales anteriormente nombrados.
- Realizar la disposición final del material contaminado con combustible, se debe depositar en un contenedor de color rojo que debe tener la etiqueta de “residuos peligrosos” o “residuos especiales”.
- Limpieza con abundante agua del área afectada.

Figura 48. Dosificador de ACPM.



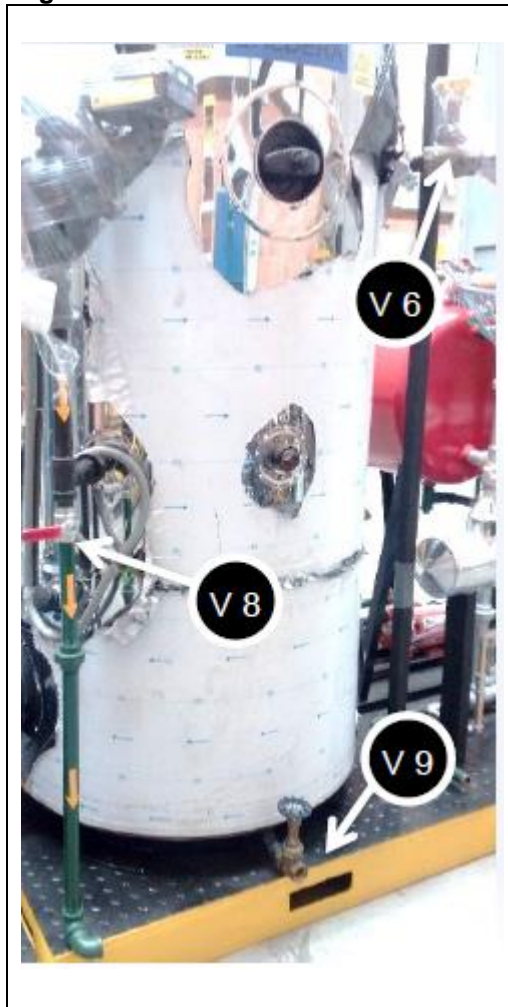
Fuente: INGENIUM Ltda. Planta Térmica FUA. Procedimiento de Encendido.

4.2.2 Incendios y/o explosión. Se ocasiona a causa de una condición o acción insegura. La sobrepresión en la caldera, puede ser la causa más grave de explosión en la planta, esto a razón del mal manejo de la válvula principal de salida de vapor del equipo. Para evitar este accidente es importante capacitar personal para el manejo de la caldera y seguir estrictamente la lista de chequeo para el procedimiento de encendido.

4.2.2.1 Medidas preventivas para evitar siniestros de este tipo:

- Es importante tener siempre presente, que la válvula principal de salida de vapor de la caldera (V3), la cual se muestra en la figura 49, debe abrirse en el momento que la presión alcance el valor de 115 Psi.
- Verificar que la tubería que conduce el combustible a la caldera no tenga fugas.
- Inspeccionar el buen estado de la válvula de suministro de combustible, ubicada en la parte inferior del dosificador.

Figura 49. Válvulas Caldera






Fuente: INGENIUM Ltda. Planta Térmica FUA. Procedimiento de Encendido.

4.2.2.2 Medidas de contingencia para incendios y/o explosiones:

- Activar la alarma general contra incendios, después se debe comunicar a los brigadistas de la Universidad, para que lleven a cabo las acciones correspondientes.
- En el lugar de los hechos se debe evaluar rápidamente el tipo de incendio, para poder utilizar el extintor adecuado de acuerdo a su naturaleza.

Tipos de extintores⁶⁶: Portátil de agua, portátil de PQS (polvo químico seco), portátil de CO₂, utilizados para espacios confinados con atmosfera muy diluida, espuma flúor-proteínica y mangueras contra incendio.

Figura 50. Tipos de extintores

Id	Combustible	Agua	PQS Potásico	PQS ABC	CO ₂	Espumas
	Papeles, maderas, cartones, textiles, desperdicios, etc.	SI	NO	SI	NO	NO
	Gasolina, nafta, pinturas, aceite, ACPM y líquidos inflamables.	NO	SI	SI	SI	NO
	Butano, propano y otros gases	NO	SI	SI	SI	NO
	Equipos e instalaciones eléctricas	NO	SI	SI	SI	NO
	Metales combustibles, magnesio, sodio, etc.	NO	NO	NO	NO	SI

Fuente: Estudio de impacto ambiental para la construcción y operación de a central Termoeléctrica TermoAlmeida. En línea: <https://expeditiorepositorio.utadeo.edu.co/bitstream/handle/20.500.12010/4279/Cap%209%20Plan%20de%20contingencia.pdf?sequence=9&isAllowed=y>

- Posterior a esto se debe desconectar la alimentación eléctrica en el sector del incendio
- Si el incendio no puede ser apagado con extintores, es necesario comunicarse a la compañía de bomberos
- Al finalizar el incendio se evaluará si hay algún elemento explosivo que pueda causar otro desastre o si existe otro peligro latente.
- Como última acción se retornan los extintores descargados a su respectivo puesto, colocándolos en el suelo para recargarlos de nuevo.

⁶⁶ UNIVERSIDAD JORGE TADEO LOZANO. Estudio de impacto ambiental para la construcción y operación de a central Termoeléctrica TermoAlmeida [en línea]. [citado 22 nov., 2018]. Disponible en: <https://expeditiorepositorio.utadeo.edu.co/bitstream/handle/20.500.12010/4279/Cap%209%20Plan%20de%20contingencia.pdf?sequence=9&isAllowed=y>

5. CONCLUSIONES

- Ante la necesidad de conocer y comprender en detalle la operación de la planta de generación de vapor de la Universidad de América, se generó una herramienta que permite obtener las propiedades termodinámicas del fluido de trabajo en los puntos significativos del ciclo, para así contrastar estos resultados con las condiciones de operación suministradas por el fabricante.
- La eficiencia térmica en cogeneración aumenta de 1,69% a 2,64% es decir en un 56%, debido a que al sobrecalentador ingresa un flujo másico menor $\dot{m} = 0,0435\text{kg/s}$, afectando directamente el valor de entalpia a la entrada del equipo. El trabajo del mismo es mayor, de esta manera aumenta el calor de entrada modificando así el valor de la eficiencia térmica.
- La eficiencia térmica de la planta no constituye un valor óptimo para este tipo de ciclo termodinámico, debido a que el trabajo neto realizado por la turbina es bajo; $W_t = 11,478\text{kJ/kg}$ en relación al calor de entrada que suministra la caldera y el sobrecalentador $Q_{ent} = 2382,60\text{kJ/kg}$. Esta acentuada diferencia en los valores de trabajo y calor, se da a causa de que la eficiencia de la turbina no es lo suficientemente alta para aprovechar la energía suministrada por el vapor que proporciona el sobrecalentador. Si este equipo fuera diseñado con una eficiencia para turbinas comerciales entre 70 – 80 %, como lo plantea Sonntag y Van Wylen en Fundamentals of Thermodynamics, sería capaz de entregar un mayor rendimiento, mejorando así las condiciones de trabajo de la planta.
- Dentro del protocolo de seguridad para contingencias se pudo identificar dos tipos de riesgos; derrames o fugas e incendios y explosiones, provocados en la mayoría de veces por la caldera principalmente, bombas, tuberías y por el suministro del combustible, en estos resultados radica la importancia de, acogerse a las directrices que propone el protocolo de seguridad, para así, evitar la ocurrencia de incidentes que pongan en peligro la seguridad de personas y el buen estado de los equipos.

6. RECOMENDACIONES

- Se evidenció que el rendimiento de la turbina afecta la eficiencia térmica del sistema, por ende, se recomienda, buscar la manera de mejorar la eficiencia de la turbina, para que este equipo pueda aprovechar de una manera óptima la energía del fluido de trabajo y se vea reflejada en la eficiencia del ciclo.
- Se observó durante el transcurso de este proyecto que, la seguridad de la planta depende de la ejecución oportuna de los mecanismos de seguridad instalados en los equipos, por ende, se recomienda seguir a cabalidad el procedimiento del protocolo de pruebas, para asegurar el correcto funcionamiento de la planta y evitar contingencias.
- Para llevar a cabo el protocolo de pruebas de operación, es necesario informar de los parámetros y puntos de este al fabricante, con el objeto de no tener ninguna discrepancia al momento de la ejecución de la prueba.
- Debido a que el análisis termodinámico para esta planta es elaborado con base en datos de operación teóricos obtenidos directamente con el fabricante, se recomienda realizar la validación del modelo computacional contrastando los resultados que se obtengan en este, con los datos reales de operación de la planta en funcionamiento.

BIBLIOGRAFIA

American Society of Mechanical Engineers. Códigos de pruebas de rendimiento. ASME PTC 46 Rendimiento General de Plantas. Nueva York.: ASME, 2013.

Asociación Chilena de Seguridad ACHS. Descripción de Calderas y Generadores de Vapor. [en línea]. Disponible en: <http://www.achs.cl/portal/trabajadores/Capacitacion/CentrodeFichas/Documents/descripcion-de-caldera-y-generadores-de-vapor.pdf>

CENGEL, Yunus A. Fundamentals of Thermal-Fluid Sciences. 5 ed. Nueva York: Mc Graw Hill, 2017

CENGEL, Yunus. Termodinámica. 7 ed. México: Mc Graw Hill, 2011.

CENGEL, Yunus A. Transferencia de calor y masa. 4 ed. México: Mc Graw Hill, 2011.

CHAPMAN, Stephen.J. En: Máquinas eléctricas. 4a ed. México: Mc Graw Hill, 2005.

COSINTE Ltda. Qué es un protocolo de seguridad [en línea]. Disponible en: <https://www.cosinte.com/protocolos-de-seguridad/>

ESPITIA, Jorge. Desarrollo de un programa de computador para la simulación de plantas térmicas. Bucaramanga: Universidad Pontificia Bolivariana. Facultad de ingeniería mecánica. 2011.

FERNANDEZ, P. Turbinas de vapor de acción [en línea]. Disponible en: <http://es.pfernandezdiez.es/?pageID=20>

GONZALEZ, R. Python para todos. 1 ed. España: Creative Commons. 2011

GUTIÉRREZ ORTIZ. F.J. Modeling of fire-tube boilers. Departamento de Ingeniería química y ambiental, Universidad de Sevilla [en línea], Julio 2011. Disponible en: <https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S1359431111003425>

HILL, G.B. Cooling Towers Principles and Practice. 3 ed. Londres: Butterworth-Heinemann. 1990.

INSTITUTO COLOMBIANO DE NORMAS TÉCNICAS Y CERTIFICACIÓN. Compendio de normas para trabajos escritos. NTC-1486-6166. Bogotá D.C.: El instituto, 2018. ISBN 97895885855673 153p.

LAWRENCE, A. MANUAL DE CALDERAS Principios operativos de mantenimiento, construcción, instalación, reparación, seguridad, requerimientos y normativas. 4 ed. España: McGraw-Hill, 2000

NEIRA, Marco Antonio. Dureza en aguas de consumo humano y uso industrial, impactos y medidas de mitigación. Estudio de caso: Chile. Memoria para optar al título de Ingeniero Civil. Santiago de Chile.: Universidad de Chile. Facultad de ciencias físicas y matemáticas. Departamento de Ingeniería Civil. 2006.

RAJA, A.K. Power Plant Engineering. 1 ed. New Dehli: New age international (p) limited, 2006

RIVERBANK COMPUTING LIMITED. What is PyQt? [en línea]. Disponible en: <https://riverbankcomputing.com/software/pyqt/intro>

SEVERNS, W.H. La producción de energía mediante le vapor de agua, el aire y los gases. 5ª ed. Barcelona: Reverté S.A, 1982.

SONNTAG. Richard y VAN WYLEN. Gordon. Capitulo. En: Fundamentals of Thermodynamics. 6ª ed. Nueva York: John Wiley & Sons, 2003.

SWIFT, Charles D. Plantas de vapor arranque, prueba y operación. 1a ed. México: Mc Graw Hill. 1965.

SZYMKOWICZ. Patrick G y BENAJES. Jesús. Development of a Diesel Surrogate Fuel Library. Universidad Politécnica de Valencia [en línea], Enero 2018. Disponible en: <https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0016236118301236>

The Babcock & Wilcox Company. Steam, Its generation and use. 41 ed. Ohio. 2005.

THE Qt COMPANY. Qt Designer Manual [en línea]. Disponible en: <http://doc.qt.io/qt-5/qtdesigner-manual.html>

UNIVERSIDAD JORGE TADEO LOZANO. Estudio de impacto ambiental para la construcción y operación de a central Termoeléctrica TermoAlmeida [en línea]. Disponible en: <https://expeditiorepositorio.utadeo.edu.co/bitstream/handle/20.500.12010/4279/Cap%209%20Plan%20de%20contingencia.pdf?sequence=9&isAllowed=y>

ANEXOS

ANEXO A. CÓDIGO DE PROGRAMACIÓN

```
import sys
from PyQt5 import QtWidgets, uic
from PyQt5.QtGui import QPixmap
from PyQt5.QtWidgets import QApplication, QWidget, QLabel
from PyQt5 import QtCore

qtCreatorFile = "prueba.ui"

Ui_MainWindow, QtBaseClass = uic.loadUiType(qtCreatorFile)

class MyApp(QtWidgets.QMainWindow, Ui_MainWindow):
    def __init__(self):
        QtWidgets.QMainWindow.__init__(self)
        Ui_MainWindow.__init__(self)
        self.setupUi(self)
        self.title = 'PyQt5 image - pythonspot.com'
        self.width = 200
        self.height = 1280
        self.initUI()

    def initUI(self):

        w=400; h=300
        label = QLabel(self)
        pixmap = QPixmap('diagramaequipos.png')
        label.setPixmap(pixmap.scaled(w,h))
        label.setGeometry(QtCore.QRect(340,20,w,h))

        self.show()
```

```
#PUNTO 1
```

```
self.calcular.clicked.connect(self.propiedades_1)
```

```
def propiedades_1(self):  
    FlujoM = 0.0871212  
    PSc = 1000  
    T1 = float(self.t1.toPlainText())  
    P1 = float(self.p1.toPlainText())  
    T2 = float (self.t2.toPlainText())  
    P2 = float (self.p2.toPlainText())  
    T5 = float(self.t5.toPlainText())  
    P5 = float(self.p5.toPlainText())  
    P3 = float(self.p3.toPlainText())  
    P6 = float(self.p6.toPlainText())  
    Pturbina = float(self.pt.toPlainText())
```

```
#PUNTO 1
```

```
import CoolProp.CoolProp as CP  
h1 = (CP.PropsSI('H', 'T', T1, 'P', P1, 'Water'))  
s1 = (CP.PropsSI('S', 'T', T1, 'P', P1, 'Water'))  
v1 = 1/(CP.PropsSI('D', 'T', T1, 'P', P1, 'Water'))  
PH1 = CP.PhaseSI('T', T1, 'P', P1, 'Water')  
E1 = (h1)  
E2 = (s1)  
E3 = (v1)  
E4 = (PH1)  
E1_string = str(E1)  
E2_string = str(E2)  
E3_string = str(E3)  
E4_string = str(E4)  
self.prop1h.setText(E1_string)  
self.prop1s.setText(E2_string)  
self.prop1v.setText(E3_string)  
self.prop1f.setText(E4_string)
```


#PUNTO 2

```
import CoolProp.CoolProp as CP
h2 = (CP.PropsSI('H', 'T', T2, 'P', P2, 'Water'))
s2 = (CP.PropsSI('S', 'T', T2, 'P', P2, 'Water'))
v2 = 1/(CP.PropsSI('D', 'T', T2, 'P', P2, 'Water'))
PH2 = CP.PhaseSI('T', T2, 'P', P2, 'Water')
E1 = (h2)
E2 = (s2)
E3 = (v2)
E4 = (PH2)
E1_string = str(E1)
E2_string = str(E2)
E3_string = str(E3)
E4_string = str(E4)
self.prop2h.setText(E1_string)
self.prop2s.setText(E2_string)
self.prop2v.setText(E3_string)
self.prop2f.setText(E4_string)
```

#PUNTO 5

```
import CoolProp.CoolProp as CP
h5 = (CP.PropsSI('H', 'T', T5, 'P', P5, 'Water'))
s5 = (CP.PropsSI('S', 'T', T5, 'P', P5, 'Water'))
v5 = 1/(CP.PropsSI('D', 'T', T5, 'P', P5, 'Water'))
PH5 = CP.PhaseSI('T', T5, 'P', P5, 'Water')
E1 = (h5)
E2 = (s5)
E3 = (v5)
E4 = (PH5)
E1_string= str(E1)
E2_string= str(E2)
E3_string= str(E3)
E4_string= str(E4)
```

#PUNTO 4

```
import CoolProp.CoolProp as CP
h4 = (h5 - (PSc/FlujoM))
T4 = (CP.PropsSI('T', 'P', P5, 'H', h4, 'Water'))
s4 = (CP.PropsSI('S', 'P', P5, 'H', h4, 'Water'))
v4 = 1/(CP.PropsSI('D', 'P', P5, 'H', h4, 'Water'))
PH4 = CP.PhaseSI('P', P5, 'H', h4, 'Water')
B1 = (T4)
B2 = (h4)
B3 = (s4)
B4 = (v4)
B5 = (PH4)
B1_string = str(B1)
B2_string = str(B2)
B3_string = str(B3)
B4_string = str(B4)
B5_string = str(B5)
self.prop5h.setText(E1_string)
self.prop5s.setText(E2_string)
self.prop5v.setText(E3_string)
self.prop5f.setText(E4_string)
self.prop4t.setText(B1_string)
self.prop4h.setText(B2_string)
self.prop4s.setText(B3_string)
self.prop4v.setText(B4_string)
self.prop4f.setText(B5_string)
```

#PUNTO 3

```
import CoolProp.CoolProp as CP
h4 = (h5 - (PSc/FlujoM))
T3 = (CP.PropsSI('T', 'P', P3, 'H', h4, 'Water'))
s3 = (CP.PropsSI('S', 'P', P3, 'H', h4, 'Water'))
v3 = 1/(CP.PropsSI('D', 'P', P3, 'H', h4, 'Water'))
PH3 = CP.PhaseSI('P', P3, 'H', h4, 'Water')
E1 = (T3)
E2 = (s3)
E3 = (v3)
E4 = (PH3)
E5 = (h4)
E1_string = str(E1)
E2_string = str(E2)
E3_string = str(E3)
E4_string = str(E4)
E5_string = str(E5)
self.prop3t.setText(E1_string)
self.prop3s.setText(E2_string)
self.prop3v.setText(E3_string)
self.prop3f.setText(E4_string)
self.prop3h.setText(E5_string)
```

#PUNTO 6

```
import CoolProp.CoolProp as CP
h6s = (CP.PropsSI('H', 'P', P6, 'S', s5, 'Water'))
h6r = h5-(Pturbina/FlujoM)
nisoent = ((h5-h6r)/(h5-h6s))*100
s6 = (CP.PropsSI('S', 'P', P6, 'H', h6r, 'Water'))

v6 = 1/(CP.PropsSI('D', 'P', P6, 'H', h6r, 'Water'))
PH6 = CP.PhaseSI('P', P6, 'H', h6r, 'Water')
E1 = (h6r)
E2 = (v6)
E3 = (PH6)
E4 = (s6)
E5 = (nisoent)
E1_string = str(E1)
E2_string = str(E2)
E3_string = str(E3)
E4_string = str(E4)
E5_string = str(E5)
self.prop6h.setText(E1_string)
self.prop6v.setText(E2_string)
self.prop6f.setText(E3_string)
self.prop6s.setText(E4_string)
self.nisoent.setText(E5_string)
```

#EFICIENCIA TÉRMICA

```
Dca = h4 - h2
Dso = h5 - h4
Dco = h6r - h1
Eft = (((Dca + Dso)-Dco) / (Dca + Dso)) * 100
E1 = (Eft)
E1_string = str(E1)
self.nter.setText(E1_string)
```

#EFICIENCIA MECÁNICA


```
Dca = h4 - h2
Dso = h5 - h4
Dtu = h5 - h6r
Dbo = v2 * (P2 - P1)
Efm = ((Dtu - Dbo)/ (Dca + Dso)) * 100
E1 = (Efm)
E1_string = str(E1)
self.nmec.setText(E1_string)
```

#EFICIENCIA EN COGENERACION

```
FlujoMC = (0.0871212/2)
h6r = h5-(Pturbina/FlujoMC)
h4 = (h5 - (PSc/FlujoMC))
Dca = h4 - h2
Dso = h5 - h4
Dco = h6r - h1
Eft = (((Dca + Dso)-Dco) / (Dca + Dso)) * 100
E1 = (Eft)
E1_string = str(E1)
self.ncog.setText(E1_string)
```

```
if __name__ == "__main__":
    app = QtWidgets.QApplication(sys.argv)
    app.aboutToQuit.connect(app.deleteLater)
    window = MyApp()
    window.show()
    sys.exit(app.exec_())
```

ANEXO B. MANUAL DEL USUARIO

 Fundación Universidad de América	FUNDACIÓN UNIVERSIDAD DE AMÉRICA	
	FACULTAD DE INGENIERÍAS	
	MANUAL DE USUARIO PARA SIMULACIÓN	Noviembre 2018

MANUAL DE SIMULACIÓN PARA EL PROYECTO DE GRADO: DETERMINACIÓN DE LAS CONDICIONES DE OPERACIÓN DE LA PLANTA DE GENERACIÓN DE VAPOR SOBRE PARÁMETROS DE DISEÑO.

INTRODUCCIÓN

Este programa se ha creado con el objeto, de brindar una herramienta que simule el funcionamiento del ciclo Rankine con sobrecalentamiento de la planta de generación de vapor, adquirida por la Universidad de América. En la simulación se lleva a cabo la obtención de las propiedades termodinámicas en cada uno de los puntos significativos que conforman el ciclo, esto en relación a los equipos que forman parte de la planta, a fin de, calcular la eficiencia térmica resultante del proceso.

REQUISITOS DEL PROGRAMA

Los requisitos previos del software instalado para ejecutar el programa, son:

- Python 3.7
- Anaconda 3
- Spyder 3.6
- Coolprop 6
- PyQt5

Requisitos mínimos de hardware son los siguientes

- Mínimo 256 MB RAM.
- Mínimo 512 MB de espacio de disco duro.

VISUALIZACIÓN DE LA INTERFAZ

Para visualizar la interfaz es necesario abrir el documento “Modelo Planta Térmica” desde Spyder y dar click en icono de “Ejecutar archivo”, como resultado, emergerá la ventana de la interfaz.



MENÚ DE OPCIONES

La interfaz del programa le ofrece al usuario diez entradas para el ingreso de datos, las que deben ser diligenciadas en su totalidad. En la parte inferior de la ventana, se presentan las propiedades termodinámicas para cada punto, siendo un total de seis; adicionalmente dos casillas con los valores de eficiencia térmica y mecánica.

PROPIEDADES TERMODINÁMICAS DEL CICLO

Propiedades punto 1		Propiedades punto 2		Propiedades punto 5	
h(J/kg)	<input type="text"/>	h(J/kg)	<input type="text"/>	h(J/kg)	<input type="text"/>
s(J/kgK)	<input type="text"/>	s(J/kgK)	<input type="text"/>	s(J/kgK)	<input type="text"/>
v(m ³ /kg)	<input type="text"/>	v(m ³ /kg)	<input type="text"/>	v(m ³ /kg)	<input type="text"/>
Fase	<input type="text"/>	Fase	<input type="text"/>	Fase	<input type="text"/>

Propiedades punto 4		Propiedades punto 3		Propiedades punto 6	
T(K)	<input type="text"/>	T(K)	<input type="text"/>	h(J/kg)	<input type="text"/>
h(J/kg)	<input type="text"/>	h(J/kg)	<input type="text"/>	v(m ³ /kg)	<input type="text"/>
s(J/kgK)	<input type="text"/>	s(J/kgK)	<input type="text"/>	s(J/kgK)	<input type="text"/>
v(m ³ /kg)	<input type="text"/>	v(m ³ /kg)	<input type="text"/>	nisoentropica	<input type="text"/>
Fase	<input type="text"/>	Fase	<input type="text"/>	Fase	<input type="text"/>

EFICIENCIA DEL CICLO

Eficiencia Térmica	<input type="text"/>	%
Eficiencia Mecánica	<input type="text"/>	%
Eficiencia en Cogeneración	<input type="text"/>	%

Dicho lo anterior, el proceso para el diligenciamiento de cada punto se efectúa de la siguiente manera:

Punto 1

En este punto, se ingresan los datos presión y temperatura medidos a la salida del condensador, en las unidades indicadas en la interfaz (K y Pa). Para explicar el proceso se utilizarán los datos proporcionados por la empresa fabricante, de acuerdo a las condiciones de operación normales de la planta.

Temperatura 1 (K)	<input type="text" value="370.15"/>
Presión 1 (Pa)	<input type="text" value="101325"/>

Punto 2

Se deben ingresar los datos de presión y temperatura del fluido a la salida de la bomba, en las unidades indicadas en la interfaz (K y Pa).

Temperatura 2 (K)	<input type="text" value="363.15"/>
Presión 2 (Pa)	<input type="text" value="896318"/>

Punto 3

El usuario debe ingresar el dato de presión de operación de la caldera.

Presión 3 (Pa)	<input type="text" value="861845"/>
----------------	-------------------------------------

Punto 5

En este punto, se ingresan los datos presión y temperatura medidos a la salida del sobrecalentador, en las unidades indicadas en la interfaz (K y Pa).

Temperatura 5 (K)	<input type="text" value="434.15"/>
Presión 5 (Pa)	<input type="text" value="614000"/>

Punto 6

En este punto se ingresan los datos de temperatura y presión medidos a la salida de la turbina, así mismo la potencia de la misma, equivalente a los vatios de los bombillos que están aprovechando la energía producida a través del trabajo realizado por el equipo, en las unidades indicadas en la interfaz (K y Pa).

Temperatura 6 (K)	381.05
Presión 6 (Pa)	25000
Potencia de la turbina [W]	1000

Posterior al ingreso de todos los datos en las casillas, se pulsa el botón “calcular” situado en la parte superior de la interfaz, de esta manera se realiza el cálculo de las propiedades y su obtención para cada uno de los puntos significativos del proceso, igualmente, los valores de eficiencia térmica, mecánica y en cogeneración; el resultado podrá ser visualizado en la parte inferior de la ventana.


PROPIEDADES TERMODINÁMICAS DEL CICLO

Propiedades punto 1		Propiedades punto 2		Propiedades punto 5	
h(J/kg)	406524.17422466626	h(J/kg)	377678.76377721474	h(J/kg)	2760286.5940664182
s(J/kgK)	1273.1953918771314	s(J/kgK)	1192.2690592932818	s(J/kgK)	6758.7074470074895
v(m ³ /kg)	0.0010411392733512465	v(m ³ /kg)	0.0010355469968316947	v(m ³ /kg)	0.30994283953954793
Fase	liquid	Fase	liquid	Fase	gas
Propiedades punto 4		Propiedades punto 3		Propiedades punto 6	
T(K)	432.87995645643485	T(K)	446.66791599692334	h(J/kg)	2748808.331599877
h(J/kg)	2748808.331599877	h(J/kg)	2748808.331599877	v(m ³ /kg)	7.475543018775161
s(J/kgK)	6732.202020590328	s(J/kgK)	6585.764728487419	s(J/kgK)	8184.37003881068
v(m ³ /kg)	0.30754945392075905	v(m ³ /kg)	0.2214642041249516	nisoentropica	2.2723824171343696
Fase	twophase	Fase	twophase	Fase	gas

EFICIENCIA DEL CICLO

Eficiencia Térmica	1.6924175435576505	%
Eficiencia Mecánica	0.44719948106589946	%
Eficiencia en Cogeneración	2.1741696103737542	%

ANEXO C. PROTOCOLO DE PRUEBAS

 Fundación Universidad de América	FUNDACIÓN UNIVERSIDAD DE AMÉRICA	
	FACULTAD DE INGENIERÍAS	
	PROTOCOLO DE PRUEBAS DE OPERACIÓN	Noviembre 2018

Programa: Ingeniería	Departamento: Mecánica
PROTOCOLO DE PRUEBAS PARA EVALUAR LA OPERACIÓN DE LA PLANTA DE GENERACIÓN DE VAPOR DE LA UNIVERSIDAD DE AMÉRICA	

1. INTRODUCCIÓN
<p>La importancia de los protocolos de operación radica en establecer un margen de operación en el cual se garantice un correcto manejo de los equipos, realizar ciertas mediciones para corroborar el buen funcionamiento de la planta. Esto con el fin de determinar si algún elemento del equipo de la planta es aceptable o no, es decir, si su funcionamiento satisface las condiciones de diseño en cuanto a capacidad, presión, eficiencia entre otras medidas de su funcionamiento, y en caso contrario, saber en qué proporción no los satisface. Es importante que este protocolo tenga una lista en la cual que contenga todas las lecturas que se requieran tomar, registrando los medios para hacerlas y los lugares donde se efectuaran. Es importante que la toma de lecturas se efectúe con facilidad y respondiendo a una secuencia la cual obedezca a la localización de los instrumentos de prueba, para evitar recorridos repetidos e improductivos, se recomienda que las lecturas sean tomadas por la misma persona encargada.</p>

2. CHECKLIST PROCEDIMIENTO DE ENCENDIDO		
VERIFICACIÓN DE NIVELES		
ITEM	CUMPLE	NO CUMPLE
Nivel de agua en el tanque de condensados: Debe tener un nivel de agua del 50% de la mirilla de vidrio como mínimo para poder iniciar el encendido		
Verificar que la válvula que va del tanque de condensados a la bomba de alimentación de agua de la caldera se encuentre completamente abierta.		
Nivel de agua en la torre de enfriamiento: Se debe verificar que el espejo de agua se encuentre por encima del filtro de la bomba.		
Nivel de ACPM en el dosificador: Para una práctica de encendido de la caldera el nivel mínimo debe ser de 14 litros de diesel. Para llenar el dosificador de acrilico con ACPM se debe verificar que la válvula posterior esté completamente abierta, y que el tanque de ACPM tenga un nivel mínimo para asi poder con la cantidad sugerida.		

Verificar que la válvula que se encuentra en la parte inferior del dosificador esté totalmente abierta, para encender el quemador de la caldera.		
Manómetro de la válvula PID: Se verifica que tenga una presión de 4 Bar (60 psi). De lo contrario se debe verificar el suministro de aire de aire comprimido.		
APERTURA Y CIERRE DE VÁLVULAS		
ITEM	APLICA (SI/NO)	REALIZADO (SI/NO)
Verificar si la válvula principal de ingreso de agua al tanque de condensados está abierta y en caso que no lo esté, abrirla para mantener un flujo de agua fresca al tanque.		
Verificar que la válvula de agua de alimentación a la caldera está abierta, para realizar el llenado de la misma.		
Verificar que la válvula principal de salida de vapor de la caldera se encuentre cerrada durante el tiempo de encendido de la misma.		
Verificar las válvulas de la tubería de gas que hace parte del quemador piloto de la caldera, para el encendido del mismo, ya que se debe tener suministro de gas propano, sin importar que el combustible con el que trabaje el quemador sea ACPM.		
Para el encendido del quemador con ACPM, las válvulas de paso de ACPM deben estar cerradas y las que permiten el paso de gas propano al piloto del quemador abiertas.		
Para el encendido del quemador con gas, todas las válvulas de gas deben estar abiertas para permitir el paso de gas tanto al piloto como a la cámara del quemador.		
Verificar que las conexiones del estabilizador de voltaje del tablero del quemador estén bien conectadas, de lo contrario el mismo no va a funcionar.		
ENERGIZACIÓN DEL TABLERO PRINCIPAL Y SUBTABLEROS		
ITEM	REALIZADO (SI/NO)	
Subir el totalizador principal que alimenta el tablero externamente.		
Subir los totalizadores internos en el tablero principal los cuales energizan a cada uno de los equipos de la planta.		
Verificar que el botón de parada de emergencia no se encuentre accionado.		
Accionar el botón de encendido y esperar a que el PLC encienda.		
En el tablero de la caldera/quemador pulsar "CONTROL" en ON.		
En el tablero de la caldera/quemador el botón "FUEL SELECT" en GAS para usar el quemador con propano ó en OIL para usar el quemador con ACPM.		
La muletilla de la bomba de suministro de combustible debe estar en automático.		

PROCEDIMIENTO DE PURGA DE LA CALDERA	
ITEM	REALIZADO (SI/NO)
Si la caldera se encuentra encendida, verificar que la presión no sea mayor a 0.5 Bar.	
Realizar la apertura por tres segundos de la válvula de purga del distribuidor de vapor de instrumentos mediante.	
Realizar la apertura por tres segundos de la válvula V8.	
Realizar la apertura por cinco segundos de la válvula V9.	
PROCEDIMIENTO DE ENCENDIDO DEL SOBRECALENTADOR	
ITEM	REALIZADO (SI/NO)
Se enciende el sobrecalentador a la temperatura deseada (generalmente 190°C).	
PROCEDIMIENTO DE ENCENDIDO DE LA TURBINA	
ITEM	REALIZADO (SI/NO)
Verificar que el manómetro de la caldera se encuentre a 115 psi aproximadamente y que los niveles de agua, aire y combustible estén correctos.	
Realizar la apertura de la válvula principal de salida de vapor de la caldera.	
Realizar la apertura de la válvula central del distribuidor.	
Realizar la apertura de la válvula de la turbina.	
En el PLC se realiza la visualización de la pantalla de control de la turbina.	
Seleccionar "INGRESAR VELOCIDAD" para ingresar la velocidad requerida en RPM.	

3. CONDICIONES DE TRABAJO EN LA PLANTA
<p>Se recomienda llevar a cabo esta prueba con la planta operando en normalidad, con todos sus equipos en condiciones de limpieza y funcionamiento óptimas. La finalidad de este protocolo de pruebas es obtener la potencia de trabajo la cual puede alcanzar la planta de generación de vapor operando en condiciones de operación de diseño previamente suministradas por el fabricante, durante la ejecución del mismo se deben realizar mediciones de presión y temperatura de los equipos que componen la planta térmica, para así determinar las propiedades termodinámicas de los equipos y mediante estos realizar los cálculos de trabajos de los componentes y eficiencia térmica de la planta.</p>

4. CHECKLIST VARIABLES DE CONTROL DE SISTEMA	
CALDERA	
ITEM	REALIZADO (SI/NO)
Verificar si la presión de operación de la caldera es la deseada (115 psi, 792.897 KPa), en el manómetro de la caldera.	
Revisar la temperatura de salida de vapor en la pantalla del PLC.	
SOBRECALENTADOR	
ITEM	REALIZADO (SI/NO)
Verificar la presión del fluido de trabajo a la salida del sobrecalentador mediante los instrumentos correspondientes	
Verificar la temperatura del fluido de trabajo a la salida del sobrecalentador mediante los instrumentos correspondientes	
TURBINA	
ITEM	REALIZADO (SI/NO)
Ingresar la velocidad requerida en RPM en la pantalla del PLC. (Máximo 6000 RPM)	
Verificar la presión del fluido de trabajo a la salida de la turbina mediante la pantalla del PLC.	
Verificar la temperatura del fluido de trabajo a la salida de la turbina mediante la pantalla del PLC.	
Verificar la cantidad de bombillas encendidas	
CONDENSADOR	
ITEM	REALIZADO (SI/NO)
Verificar la presión del fluido de trabajo a la entrada del condensador en la pantalla del PLC o en el instrumento correspondiente.	
Verificar la temperatura del fluido de trabajo a la entrada del condensador en la pantalla del PLC o en el instrumento correspondiente.	
BOMBA	
ITEM	REALIZADO (SI/NO)
Verificar la presión del fluido de trabajo a la entrada de la bomba en la pantalla del PLC.	
Verificar la temperatura del fluido de trabajo a la entrada de la bomba en la pantalla del PLC.	
Verificar el caudal que se suministra al sistema en el instrumento correspondiente.	

5. TOMA DE DATOS DE VARIABLES EN LOS PUNTOS SIGNIFICATIVOS DEL SISTEMA		
CALDERA		
VARIABLE	VALOR	UNIDAD
TEMPERATURA		
PRESIÓN		
SOBRECALENTADOR		
VARIABLE	VALOR	UNIDAD
TEMPERATURA		
PRESIÓN		
TURBINA		
VARIABLE	VALOR	UNIDAD
VELOCIDAD		
TEMPERATURA		
PRESIÓN		
CONDENSADOR		
VARIABLE	VALOR	UNIDAD
TEMPERATURA		
PRESIÓN		
BOMBA		
VARIABLE	VALOR	UNIDAD
TEMPERATURA		
PRESIÓN		
CAUDAL		

6. VALORES DE DISEÑO EN LOS EQUIPOS DE LA PLANTA DE GENERACIÓN DE VAPOR		
CALDERA		
VARIABLE	VALOR	UNIDAD
TEMPERATURA	175.7	°C
PRESIÓN	861.845	KPa
SOBRECALENTADOR		
VARIABLE	VALOR	UNIDAD
TEMPERATURA	161	°C
PRESIÓN	614	KPa
TURBINA		
VARIABLE	VALOR	UNIDAD
TEMPERATURA	107.9	°C
PRESIÓN	25	KPa
CONDENSADOR		
VARIABLE	VALOR	UNIDAD
TEMPERATURA	97	°C
PRESIÓN	101.325	KPa
BOMBA		
VARIABLE	VALOR	UNIDAD
TEMPERATURA	94	°C
PRESIÓN	896.318	KPa
CAUDAL	0.08712	Kg/s
<p>Se comparan los valores obtenidos con los valores de diseño de los equipos suministrados por el fabricante, para así evaluar el funcionamiento de los mismos en el momento de la prueba.</p>		

7. ENTALPIAS Y TRABAJOS EN LOS PUNTOS SIGNIFICATIVOS DEL SISTEMA			
Para realizar el cálculo de la eficiencia de la planta se hace necesario hallar el valor del trabajo en cada uno de los equipos, definido como la diferencia de entalpías a la entrada y salida de los mismos, por lo cual mediante los datos obtenidos de presión y temperatura en los puntos significativos del sistema, se va a determinar el valor de la entalpia.			
CALDERA			
Temperatura de entrada:	°C	Presión de entrada:	Kpa
Temperatura de salida:	°C	Presión de salida:	KPa
Mediante los valores obtenidos, se relacionan los datos de entrada y salida para así con las tablas de propiedades termodinámicas de Cengel hallar los valores de entalpia.			
Entalpia de entrada:		KJ/Kg	
Entalpia de salida:		KJ/Kg	
TRABAJO EN LA CALDERA = Entalpia de salida - Entalpia de entrada			
TRABAJO EN LA CALDERA = KJ/Kg			
SOBRECALENTADOR			
Temperatura de entrada:	°C	Presión de entrada:	Kpa
Temperatura de salida:	°C	Presión de salida:	KPa
Mediante los valores obtenidos, se relacionan los datos de entrada y salida para así con las tablas de propiedades termodinámicas de Cengel hallar los valores de entalpia.			
Entalpia de entrada:		KJ/Kg	
Entalpia de salida:		KJ/Kg	
TRABAJO EN EL SOBRECALENTADOR = Entalpia de salida - Entalpia de entrada			
TRABAJO EN EL SOBRECALENTADOR = KJ/Kg			
TURBINA			
Temperatura de entrada:	°C	Presión de entrada:	Kpa
Temperatura de salida:	°C	Presión de salida:	KPa
Mediante los valores obtenidos, se relacionan los datos de entrada y salida para así con las tablas de propiedades termodinámicas de Cengel hallar los valores de entalpia.			
Entalpia de entrada:		KJ/Kg	
Entalpia de salida:		KJ/Kg	
TRABAJO EN LA TURBINA = Entalpia de salida - Entalpia de entrada			
TRABAJO EN LA TURBINA = KJ/Kg			
CONDENSADOR			
Temperatura de entrada:	°C	Presión de entrada:	Kpa
Temperatura de salida:	°C	Presión de salida:	KPa
Mediante los valores obtenidos, se relacionan los datos de entrada y salida para así con las tablas de propiedades termodinámicas de Cengel hallar los valores de entalpia.			
Entalpia de entrada:		KJ/Kg	
Entalpia de salida:		KJ/Kg	
TRABAJO EN EL CONDENSADOR = Entalpia de salida - Entalpia de entrada			
TRABAJO EN EL CONDENSADOR = KJ/Kg			
BOMBA			
Temperatura de entrada:	°C	Presión de entrada:	Kpa
Temperatura de salida:	°C	Presión de salida:	KPa
Mediante los valores obtenidos, se relacionan los datos de entrada y salida para así con las tablas de propiedades termodinámicas de Cengel hallar el valor del volumen específico.			
Volumen específico:		KJ/Kg	
TRABAJO EN LA BOMBA = Volumen específico x (Presión de salida - Presión de entrada)			
TRABAJO EN LA BOMBA = KJ/Kg			

8. CÁLCULO DE LA EFICIENCIA EN EL SISTEMA

$$\eta_{T\acute{e}rmica} = \frac{Q_{agregado} - Q_{perdido}}{Q_{agregado}}$$

$$\eta_{T\acute{e}rmica} = \frac{(W_{calder} + W_{sobrecalentador}) - W_{condensador}}{(W_{caldera} + W_{sobrecalentador})}$$

$$\eta_{T\acute{e}rmica} =$$

$$\eta_{Mec\acute{a}nica} = \frac{W_{neto}}{Q_{agregado}}$$

$$\eta_{Mec\acute{a}nica} = \frac{(W_{turbina} - W_{bomba})}{(W_{caldera} + W_{sobrecalentador})}$$

$$\eta_{Mec\acute{a}nica} =$$

9. OBSERVACIONES