

# **ESCUELA POLITÉCNICA NACIONAL**

## **FACULTAD DE INGENIERÍA MECÁNICA**

### **OPTIMIZACIÓN DE EQUIPOS TÉRMICOS Y TERMODINÁMICOS CON ENFOQUE MECATRÓNICO**

#### **OPTIMIZACIÓN DE UN GENERADOR DE VAPOR DIESEL PIROTUBULAR DE 100 BHP MEDIANTE EL USO DE UN ENFOQUE MECATRÓNICO**

**TRABAJO DE INTEGRACIÓN CURRICULAR PRESENTADO COMO  
REQUISITO PARA LA OBTENCIÓN DEL TÍTULO DE INGENIERO MECÁNICO**

**SANTIAGO JOEL VALENCIA ALQUEDÁN**

**santiago.valencia@epn.edu.ec**

**DIRECTOR: ING. ÁLVARO GONZALO XAVIER AGUINAGA BARRAGÁN, PhD.**

**alvaro.aguinaga@epn.edu.ec**

**DMQ, febrero 2022**

## CERTIFICACIONES

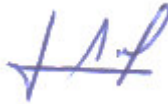
Yo, Santiago Joel Valencia Alquedán declaro que el trabajo de integración curricular aquí descrito es de mi autoría; que no ha sido previamente presentado para ningún grado o calificación profesional; y, que he consultado las referencias bibliográficas que se incluyen en este documento.



---

**Santiago Joel Valencia Alquedán**

Certifico que el presente trabajo de integración curricular fue desarrollado por Santiago Joel Valencia Alquedán, bajo mi supervisión.



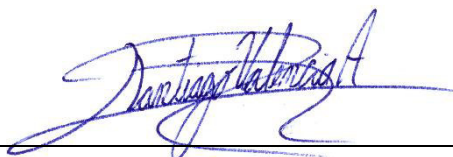
---

**Ing. Álvaro Gonzalo Xavier Aguinaga Barragán, PhD.**

**DIRECTOR**

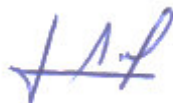
## DECLARACIÓN DE AUTORÍA

A través de la presente declaración, afirmamos que el trabajo de integración curricular aquí descrito, así como los productos resultantes del mismo, son públicos y estarán a disposición de la comunidad a través del repositorio institucional de la Escuela Politécnica Nacional; sin embargo, la titularidad de los derechos patrimoniales nos corresponde a los autores que hemos contribuido en el desarrollo del presente trabajo; observando para el efecto las disposiciones establecidas por el órgano competente en propiedad intelectual, la normativa interna y demás normas.



---

**Santiago Joel Valencia Alquedán**



---

**Ing. Álvaro Gonzalo Xavier Aguinaga Barragán, PhD.**

**DIRECTOR**

## **DEDICATORIA**

Este trabajo se lo dedico a mis padres, Marcelo Valencia y Alicia Alquedán, quienes con su incondicional apoyo me brindaron el privilegio de elegir mi vocación a través de la educación superior.

Santiago Valencia

## **AGRADECIMIENTO**

A mis queridos padres, por enseñarme con su ejemplo el valor del trabajo, sacrificio, compromiso y responsabilidad. Además de permitirme soñar con una profesión y vocación orientada a la creatividad, ingenio y ciencia. Jamás podré terminar de agradecerles por todo su cariño, apoyo y cuidados. Los amo con todo mi corazón.

A mis hermanos, quienes siempre me alegran con su forma de ser y a quienes siempre deseo lo mejor de este mundo. Espero poder verlos muy pronto como profesionales cumpliendo sus metas.

A la universidad, por permitirme expandir mis conocimientos, conocer personas maravillosas y brindarme experiencias inolvidables.

A mi tutor, Ing. Álvaro Aguinaga, por confiar en mi capacidad de investigación y compromiso en la redacción de este trabajo.

Santiago Valencia

# ÍNDICE DE CONTENIDO

CERTIFICACIONES .....	I
DECLARACIÓN DE AUTORÍA .....	II
DEDICATORIA .....	III
AGRADECIMIENTO .....	IV
ÍNDICE DE CONTENIDO .....	V
ÍNDICE DE FIGURAS.....	VII
ÍNDICE DE TABLAS.....	VIII
RESUMEN.....	IX
ABSTRACT .....	X
1 INTRODUCCIÓN .....	1
1.1 Objetivo general .....	1
1.2 Objetivos específicos.....	1
1.3 Alcance.....	2
1.4 Marco teórico.....	3
Estado del arte.....	3
Sistemas de vapor en la industria ecuatoriana.....	4
Energía y exergía.....	5
Fases del agua .....	5
Generadores de vapor .....	7
Control de calderas de vapor .....	12
2 METODOLOGÍA .....	13
2.1 Enfoque mecatrónico.....	13
2.2 Procedimiento.....	13
2.3 Modelación matemática.....	14
Hogar .....	14
Tubos de humo .....	17
Tambor .....	18

Eficiencia energética .....	23
Eficiencia exergética .....	23
Representación en espacio de estado .....	24
3 RESULTADOS, CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES.....	26
3.1 Resultados .....	26
Datos para la simulación numérica .....	26
Control del sistema .....	27
Solución del modelo.....	28
Análisis de sensibilidad paramétrica.....	34
3.2 Conclusiones .....	41
3.3 Recomendaciones.....	42
4 REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS .....	43
ANEXOS.....	46
ANEXO I: Paquetes y requisitos de los códigos de programación .....	46
ANEXO II: Programación del modelo en espacio de estado .....	47
ANEXO III: Programación de la dinámica del proceso 1 .....	54
ANEXO IV: Programación de la dinámica del proceso 2.....	55
ANEXO V: Programación de la dinámica del proceso 3 con lazo abierto .....	56
ANEXO VI: Programación de la dinámica del proceso 3 con lazo cerrado.....	57
ANEXO VII: Obtención de eficiencias .....	58

## ÍNDICE DE FIGURAS

<b>Figura 1.1.</b> Campana de saturación temperatura vs. volumen específico del agua. ....	7
<b>Figura 1.2.</b> Configuraciones típicas de calderas pirotubulares. a) Hogar posterior enfriado por agua, de dos retornos y combustión de aceite o gas. b) Hogar posterior seco, de dos retornos y combustión de aceite o gas.....	8
<b>Figura 1.3.</b> Ejemplo de configuración de caldera pirotubular. ....	9
<b>Figura 1.4.</b> Principio de funcionamiento de una caldera acuatubular de un solo tubo...	9
<b>Figura 1.5.</b> Caldera de vapor acuatubular Cleaver Brooks modelo FLX. ....	10
<b>Figura 2.1.</b> Generador de vapor con hogar posterior seco de dos pasos .....	14
<b>Figura 3.1.</b> Diagrama de bloques de control con lazo abierto.....	27
<b>Figura 3.2.</b> Diagrama de bloques de control con lazo cerrado.....	28
<b>Figura 3.3.</b> Diagrama temperatura entropía de los procesos de la caldera de vapor. .	29
<b>Figura 3.4.</b> Comportamiento dinámico del proceso 1. a) Control en lazo abierto. b) Control con lazo cerrado. ....	30
<b>Figura 3.5.</b> Comportamiento dinámico del proceso 2. a) Control en lazo abierto. b) Control con lazo cerrado.....	31
<b>Figura 3.6.</b> Comportamiento dinámico del proceso de operación de la caldera. a) Control en lazo abierto. b) Control con lazo cerrado.....	33
<b>Figura 3.7.</b> Sensibilidad de las eficiencias con la variación del número de tubos. a) Eficiencia energética. b) Eficiencia exergética. ....	35
<b>Figura 3.8.</b> Sensibilidad de las eficiencias con la variación del espesor del aislante del tambor. a) Eficiencia energética. b) Eficiencia exergética. ....	37
<b>Figura 3.9.</b> Sensibilidad paramétrica de la temperatura del agua de alimentación. a) Eficiencia energética. b) Eficiencia exergética. ....	38
<b>Figura 3.10.</b> Sensibilidad de las eficiencias con la variación de la temperatura ambiental. a) Eficiencia energética. b) Eficiencia exergética. ....	39



## ÍNDICE DE TABLAS

<b>Tabla 3.1.</b> Valores de constantes del controlador PID en el proceso 1. ....	30
<b>Tabla 3.2.</b> Valores de constantes del controlador PID en el proceso 2. ....	32
<b>Tabla 3.3.</b> Valores de constantes del controlador PID en el proceso 3. ....	33
<b>Tabla 3.4.</b> Eficiencia de la solución inicial. ....	34
<b>Tabla 3.5.</b> Propiedades térmicas de aislantes de calderas. ....	36
<b>Tabla 3.6.</b> Eficiencias con el uso de distintos aislantes. ....	36
<b>Tabla 3.7.</b> Resumen de eficiencias del sistema con uso de parámetros optimizados acumulados. ....	40
<b>Tabla 3.8.</b> Sensibilidad de cada parámetro. ....	40
<b>Tabla AI.1.</b> Requisitos y paquetes para el uso de códigos de programación .....	46
<b>Tabla AI.2.</b> Códigos de programación utilizados. ....	46

## RESUMEN

Los generadores de vapor son equipos de gran demanda y uso en el sector industrial. Sin embargo, poseen un alto consumo de combustible que repercute en un uso poco sostenible de los recursos fósiles. El objetivo de este trabajo consiste en la optimización de un generador de vapor Diesel pirotubular de 100 BHP mediante un enfoque mecatrónico. Para ello se desarrolló un modelo matemático representado en espacio de estado; se simuló el modelo usando control de lazo abierto y cerrado, determinando la mejor opción en cada proceso; se evaluó el sistema variando distintos parámetros con el fin de obtener aquellos que optimizan la eficiencia energética y exergética, y analizar su sensibilidad. Los parámetros evaluados fueron el número de tubos de humo, tipo y espesor del aislante en el tabor, temperatura del agua de alimentación y la perturbación temperatura ambiental. Se obtuvo como resultado de las simulaciones que para los procesos de calentamiento inicial hasta la saturación y calentamiento hasta la temperatura de operación es mejor el uso de un control de lazo abierto, mientras que, en el proceso de operación es mejor el uso de un control de lazo cerrado. Como resultado de la optimización paramétrica, la eficiencia energética y exergética incrementaron en un 10,57% y 8,44% respecto al modelo inicial. El parámetro más sensible es la temperatura de alimentación de agua, aumentando la eficiencia energética en un 11,57% por cada grado centígrado, seguido del número de tubos de humo y el espesor del aislante.

**PALABRAS CLAVE:** generador de vapor, caldera, pirotubular, espacio de estado, sensibilidad paramétrica, optimización paramétrica.

## ABSTRACT

Steam generators are equipment of great demand and use in the industrial sector. However, they have a high fuel consumption that has an impact on an unsustainable use of fossil resources. The objective of this work is the optimization of a 100 BHP fire tube Diesel steam generator using a mechatronic approach. To do this, he developed a mathematical model represented in state space; the model was simulated using open and closed loop control determining the best option in each process; the system was evaluated by varying different parameters in order to obtain those that optimize energy and exergetic efficiency and analyze their sensitivity. The parameters evaluated were the number of smoke tubes, type and thickness of the insulator in the tabor, temperature of the feed water and the disturbance of the ambient temperature. It was obtained as a result of the simulations that for the processes of initial heating to saturation and heating to the operating temperature it is better to use an open loop control, while in the operation process the use of a closed loop control is better. As a result of parametric optimization, energy and exergetic efficiency increased by 10.57% and 8.44% compared to the initial model. The most sensitive parameter is the water supply temperature, increasing energy efficiency by 11.57% for each degree Celsius, followed by the number of smoke tubes and the thickness of the insulator.

**KEY WORDS:** steam generator, boiler, fire tube, state space, parametric sensitivity, parametric optimization.

# 1 INTRODUCCIÓN

Los generadores de vapor son instrumentos que producen vapor mezclado o sobrecalentado con el propósito de ser fuentes de calor y/o potencia. Su importancia en el sector industrial es muy alta debido a que son el componente principal en los sistemas de vapor. Adicionalmente, son considerados como los que más combustible consumen en este sector (Pepino Minetti et al., 2018).

El crecimiento del sector industrial, la demanda por recursos energéticos y cuidado del medio ambiente han generado una necesidad en el mercado de este tipo de equipos (Güiza Pineda & Rangel Hernández, 2017). Por lo que es necesario el estudio para su optimización, de manera que, se logre disminuir el consumo de combustible, emisiones contaminantes y solventar la demanda en el mercado de manera sostenible. Sin embargo, el análisis de generadores de vapor es complejo, pues existen una gran cantidad de parámetros que caracterizan su funcionamiento (Retirado Mediaceja et al., 2020).

Para cumplir con este propósito, el presente trabajo de integración curricular propone optimizar un generador de vapor Diesel de 100 BPH mediante el uso de un enfoque mecatrónico, el cual, consiste en la modelación matemática representada en espacio de estado, simulación numérica del comportamiento dinámico usando control de lazo abierto y cerrado, y optimización de los parámetros que maximizan la eficiencia energética y exergética mediante un análisis de sensibilidad.

## 1.1 Objetivo general

Optimizar un generador de vapor Diesel pirotubular de 100 BHP mediante la modelación matemática de la dinámica del sistema, simulación numérica, control y análisis de sensibilidad paramétrica para mejorar su eficiencia energética y exergética.

## 1.2 Objetivos específicos

- Sistematizar el estado del arte de la modelación y optimización paramétrica de generadores de vapor mediante una recopilación bibliográfica.
- Realizar el modelo matemático representado en espacio de estado a través del análisis de flujos energéticos y exergéticos de un generador de vapor pirotubular Diesel de 100 BHP.
- Resolver el modelo matemático por medio de simulaciones del comportamiento dinámico del sistema en diferentes procesos.

- Determinar los parámetros que optimizan el modelo en espacio de estado con ayuda de un análisis de sensibilidad paramétrica.

### **1.3 Alcance**

El alcance de este trabajo se estructura en distintas actividades (A) que son requeridas para el cumplimiento de cada objetivo específico (OE).

- OE 1. Sistematizar el estado del arte de la modelación y optimización de generadores de vapor mediante una recopilación bibliográfica.
  - A 1.1 Recopilación bibliográfica.
  - A 1.2 Análisis y sistematización de la información bibliográfica.
  - A 1.3 Elaboración de un informe del estado del arte con la información bibliográfica sistematizada.
- OE 2. Realizar el modelo matemático representado en espacio de estado a través del análisis de flujos energéticos y exergéticos de un generador de vapor pirotubular Diesel de 100 BHP.
  - A 2.1 Determinación de las plantas, parámetros de entrada y salida para el modelo matemático.
  - A 2.2 Determinación de las ecuaciones constitutivas del sistema.
  - A 2.3 Desarrollo del modelo matemático representado en espacio de estado.
- OE 3. Resolver el modelo matemático por medio de simulaciones del comportamiento dinámico del sistema en diferentes procesos.
  - A 3.1 Estimación de coeficientes del modelo matemático.
  - A 3.2 Simulación del modelo matemático con coeficientes estimados para diferentes procesos.
- OE 4. Determinar los parámetros que optimizan el modelo en espacio de estado con ayuda de un análisis de sensibilidad paramétrica.
  - A 4.1 Desarrollo de simulaciones secuenciales variando cada parámetro y evaluando las eficiencias energéticas y exergéticas para optimizar los parámetros.
  - A 4.2 Determinación de la sensibilidad de los parámetros para determinar los más influyentes en el aumento de la eficiencia térmica y exergética.

## 1.4 Marco teórico

### Estado del arte

En esta sección se analizan de manera general algunos estudios previos sobre modelación y optimización de generadores de vapor pirotubulares basándose en una documentación bibliográfica sistematizada con el propósito de mostrar el estado actual de las investigaciones de este tema.

El gran desarrollo de las tecnologías de la información ha permitido el uso de modelos altamente complejos y detallados. Un ejemplo de estos es la dinámica de fluidos computacional (CFD). Este método es uno de los más usados y es útil para sistemas en estado estable. No obstante, Khaustov et al. (2018) menciona que, en el caso de calderas de vapor, que son sistemas en los que se varía la carga térmica durante el año, los modelos CFD son poco eficaces en la solución de respuestas transitorios en tiempos prolongados. Por este motivo, un método utilizado para evaluar estos casos es modelar la dinámica del sistema utilizando ecuaciones diferenciales.

Un ejemplo del uso de modelos dinámicos con ecuaciones diferenciales ordinarias es el trabajo de Khaustov et al., (2018) que modela una caldera pirotubular a partir de un balance energético y un balance de masa del aire, combustible y agua. Este modelo no solo permite representar la dinámica del sistema, sino que, ayuda a determinar costos anuales de operación y configurar un control automático.

Tognoli et al., (2019) propone un modelo dinámico para una caldera de vapor pirotubular de tres pasos con punto de estancamiento, donde modela independientemente el sistema de agua líquida-vapor y el de gases de combustión, para luego concatenarlos con un balance energético. En el primer caso representa el sistema mediante ecuaciones diferenciales de flujos másicos y balances energéticos, y para el segundo aprovecha un análisis en elementos finitos. Adicionalmente, se valida el modelo y se complementa con un sistema de control y una modelación económica.

Yu et al. (2018) modela y simula el comportamiento dinámico de una caldera de vapor de gases de escape de un buque mediante una división de módulos y haciendo uso de diagramas de bloques en Simulink/Matlab, donde se analiza la presión de vapor, volumen del agua, temperatura del vapor y nivel de agua del tambor.

Hamouda (2019), además de modelar calderas de vapor, determina la eficiencia y evalúa la influencia de los principales parámetros en esta, analiza el caso para calderas pirotubulares y acuaturbulares y concluye las siguientes aseveraciones: excesos de aire

en la combustión disminuyen la eficiencia, incrementos en la temperatura del combustible disminuye la eficiencia, incrementos de la temperatura del agua de alimentación aumentan la eficiencia, entre otras más.

Álvarez Pacheco (2020), a través de su estudio, realiza un modelo no lineal, analiza la sensibilidad paramétrica de un generador de vapor de recuperación de calor y plantea parámetros de optimización para reducir esfuerzos térmicos en el tambor.

Consecuentemente, existen distintos modelos matemáticos dinámicos para generadores de vapor pirotubulares basados en diagramas de bloques y ecuaciones diferenciales ordinarias donde las principales variables analizadas son la presión del vapor, temperatura del vapor, nivel de agua, mezcla aire-combustible, flujo de aire de combustión, flujo de combustible y esfuerzos térmicos en el tambor. Por otro lado, el uso de este tipo de modelos matemáticos es conveniente en contraste del uso de modelos complejos como CFD debido a rápida aplicación, baja demanda computacional, capacidad de análisis de respuestas transitorias y posibilidad de expansión con modelos económicos.

Es evidente la necesidad de estructuración de los modelos en representación de espacio de estado y uso de flujos exergéticos para un análisis paramétrico y optimización.

### **Sistemas de vapor en la industria ecuatoriana**

Los sistemas de vapor son considerados como un punto clave en el desarrollo industrial. Dentro de estos sistemas, los generadores de vapor son la herramienta principal, tanto que se le describe como “el corazón de la industria moderna” (Kitto y Stultz, 2015, como se citó en Yoalbys et al., 2020). En este apartado se indagará en los usos de los sistemas de vapor en el Ecuador y determinará su importancia en el sector industrial.

Según Instituto de investigación geológico y energético (2020) en su balance energético nacional, la demanda energética del sector industrial en el año 2020 es la segunda más alta del país con un valor de 17,4% y un consumo de 14,4 millones de barriles equivalentes de petróleo (BEP) de los cuales 3,7 corresponden al consumo de Diesel oil, siendo el combustible más usado por el sector.

Pepino Minetti et al. (2018) sostiene que los generadores de vapor son considerados los que más combustible consumen en la industria. Por lo que es razonable deducir que existe un amplio uso de estos equipos con combustible Diesel en Ecuador.

Además, algunos ejemplos de sistemas de vapor documentados bibliográficamente en el país son en el sector hospitalario que utiliza estos sistemas como fuentes de

calefacción, esterilización, lavado, secado y cocción en marmitas (Álvarez Cevallos, 2014); el sector agroindustrial en procesos de pasteurización de leche (Freire Osorio, 2021); industrias textiles como fuente térmica para tinturado y secado (Izurieta Sisalema, 2016); entre muchos otros más.

En consecuencia, se evidencia la importancia de los generadores de vapor en la industria ecuatoriana. Por lo tanto, es pertinente el estudio de su optimización para lograr disminuir los costos de operación, el consumo de combustible y las emisiones contaminantes.

## **Energía y exergía**

La energía y exergía son dos variables relacionadas directamente con la primera y segunda ley de la termodinámica respectivamente. La mejora de la eficiencia de esas dos variables es altamente buscada en ingeniería, pues, con ello se logra disminuir los insumos de entrada y maximizar los productos en determinados sistemas.

### ***Energía***

La energía es una magnitud termodinámica extensiva que, en un sistema, se conserva en el tiempo. La energía es muy útil en ciencia e ingeniería, sin embargo, no posee una definición clara, por lo que puede considerarse como la capacidad de causar cambios en un sistema (Çengel et al., 2019). El balance de energía en un sistema y se lo denomina conservación de la energía o primera ley de la termodinámica.

### ***Exergía***

La exergía es una magnitud termodinámica extensiva que consiste en la máxima cantidad de energía que se puede extraer como trabajo útil dado un estado específico en un sistema (Çengel et al., 2019). En otras palabras, la exergía representa el límite superior del trabajo útil que puede utilizarse de un sistema determinado sin violar ninguna ley termodinámica (Toscano, 2015). El balance de exergía en un sistema siempre disminuye y es una alternativa a la definición de la segunda ley de la termodinámica.

## **Fases del agua**

El agua es una sustancia pura, es decir que su composición química es constante y dependiendo de las propiedades termodinámicas intensivas esta puede estar en distintas fases. A continuación, se describirán las fases líquidas y gaseosa (vapor).



### ***Líquido comprimido y saturado***

Se denomina líquido comprimido o subenfriado a la fase en la que la sustancia está en estado líquido y no está a punto de evaporarse. En caso de que la sustancia este en estado líquido y pueda coexistir con vapor a la misma temperatura y presión sin que exista transferencia de calor entre las fases se denomina líquido saturado (Çengel et al., 2019).

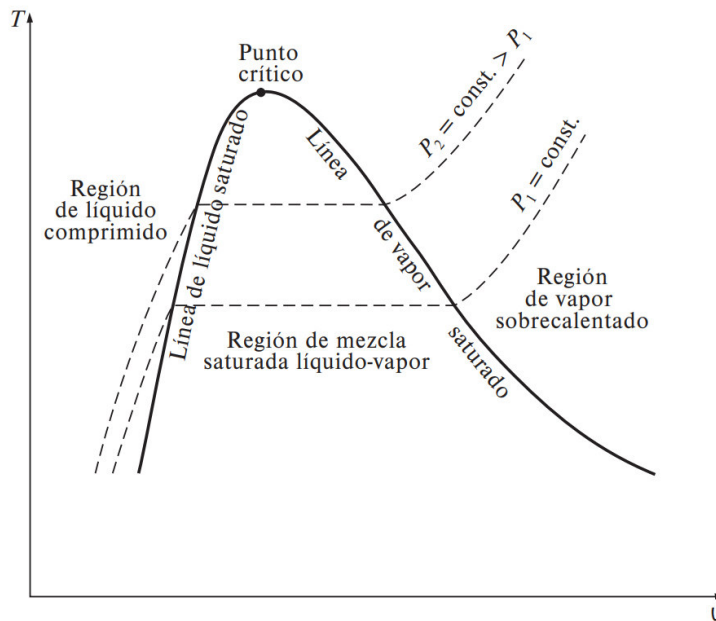
### ***Vapor saturado y sobre calentado***

De manera similar al líquido comprimido y saturado, el vapor saturado es aquel que puede coexistir con el líquido saturado a la misma temperatura y presión sin transferencia de calor. En caso de que el vapor no esté a punto de condensarse se denomina vapor sobrecalentado o seco (Çengel et al., 2019).

### ***Cambio de fase y campana de saturación***

Entre el estado de líquido y vapor saturados existe una región intermedia en la cual se produce el cambio de fase líquida a gaseosa. En esta región conviven simultáneamente estas fases a temperatura constante, sin embargo, para lograr definir *qué tan cerca esta de evaporarse o condensarse* es necesario definir una nueva propiedad denominada calidad, que consiste en la relación entre la masa de vapor y la masa total del fluido en el sistema.

Cuando se grafica las distintas propiedades en estado de saturación se obtienen las llamadas campanas de saturación, en las cuales, se observa el estado de la sustancia dependiendo de sus propiedades intensivas. En la figura 1.1 se observa la campana de saturación del agua en función de la temperatura y volumen específico.



**Figura 1.1.** Campana de saturación temperatura vs. volumen específico del agua.

Fuente: (Çengel et al., 2019, p. 118)

## Generadores de vapor

Los generadores o calderas de vapor son instrumentos de transformación de energía que producen vapor saturado o sobrecalentado a partir de transferir de calor hacia un fluido de trabajo con el propósito de ser fuentes de calor y/o potencia.

El funcionamiento de un generador de vapor consiste en transferir calor producto de un proceso de combustión hacia el fluido de trabajo que puede ser agua o vapor. Existen distintos combustibles usados como Diesel, GLP, gas natural, carbón, biomasa, etcétera.

Estos instrumentos se pueden clasificar según varios criterios como su presión de trabajo, materiales, posición, entre otros. No obstante, a continuación, se presenta una clasificación según el contenido en los tubos pues es una de las más comunes y prácticas.

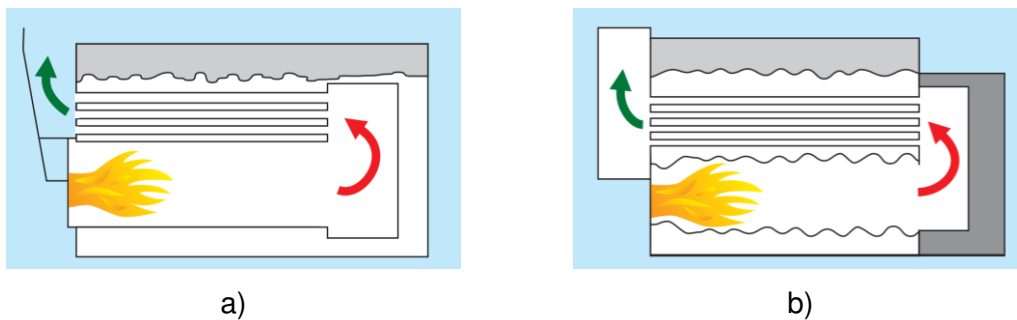
### **Calderas de vapor pirotubulares**

También llamados calderas de tubos de fuego, tubos de humo o de coraza son aquellos en los que los gases calientes producto de la combustión fluyen a través de tubos inmersos en agua para transferir calor.

Estas calderas producen vapor saturado y trabajan generalmente con presiones no superiores a 17 bar. Los gases de combustión deben de enfriarse a menos de 420°C en

caso de calderas de acceso liso y a menos de 470°C en caso de calderas de acero aleado antes de ingresar en la cámara de inmersión (Spirax Sarco, 2022a).

Existen diferentes configuraciones de diseño en las que los tubos tienen un distinto número de pasos y cabezal seco o enfriado por agua. En la figura 1.2 se observan algunas configuraciones de calderas pirotubulares donde las flechas representan la dirección del flujo de los gases calientes.



**Figura 1.2.** Configuraciones típicas de calderas pirotubulares. a) Hogar posterior enfriado por agua, de dos retornos y combustión de aceite o gas. b) Hogar posterior seco, de dos retornos y combustión de aceite o gas.

Fuente: (Bahamondes, 2006)

Más adelante se muestran las principales ventajas y desventajas del uso de este tipo de calderas según Bahamondes (2006) y Spirax Sarco (2022a) con respecto a otros tipos de calderas.

Ventajas:

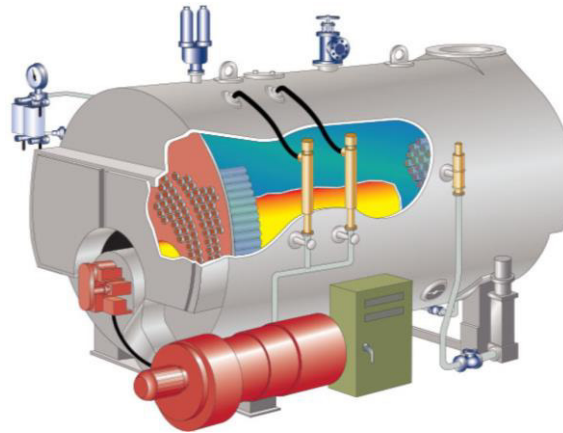
- Bajo costo inicial gracias a su simplicidad de diseño.
- Proceso de instalación sencillo económico.
- Flexibilidad de operación ya que el gran volumen de agua absorbe las fluctuaciones de la demanda de vapor de corto plazo y aplicación rápida.
- Mantenimiento sencillo.
- Bajos requerimientos de pureza de agua.
- Control sencillo.

Desventajas:

- Alto peso y tamaño.
- Mayor tiempo de puesta en marcha y mayor tiempo para aumentar la presión.
- Peligro de explosión.
- Baja potencia de entrega de vapor.

- Baja presión de trabajo.

En la figura 1.3 se observa un ejemplo de caldera de vapor pirotubular.



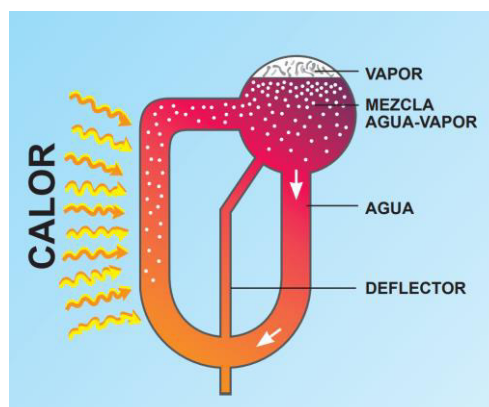
**Figura 1.3.** Ejemplo de configuración de caldera pirotubular.

Fuente: (Spirax Sarco, 2022a)

### ***Calderas de vapor acuatubulares***

También llamados calderas de tubos de agua se caracterizan porque el fluido que a traviesa los tubos es agua o vapor en vez de gases calientes.

Para explicar su principio de funcionamiento Bahamondes (2006) considera la caldera acuatubular de un solo tubo mostrada en la figura 1.4 donde se calienta la rama izquierda calentando el agua y generando vapor saturado. La mezcla de vapor y agua se mueve hacia arriba entrando al colector. El agua fría del colector fluye y ocupa el lugar en la rama izquierda siguiendo la dirección de las flechas en la figura. De esta manera, el movimiento continuo del fluido produce vapor.



**Figura 1.4.** Principio de funcionamiento de una caldera acuatubular de un solo tubo.

Fuente: (Bahamondes, 2006)

Las calderas acuatubulares son usadas generalmente en aplicaciones de centrales eléctricas debido a que estas pueden trabajar con presiones de hasta 160 bar, flujo de vapor de hasta 500 kg/s y generar vapor sobrecalentado hasta 550°C (Spirax Sarco, 2022b).

Seguidamente se presentan las principales ventajas y desventajas de calderas acuatubulares con respecto a otros tipos según Bahamondes (2006) y Spirax Sarco (2022b).

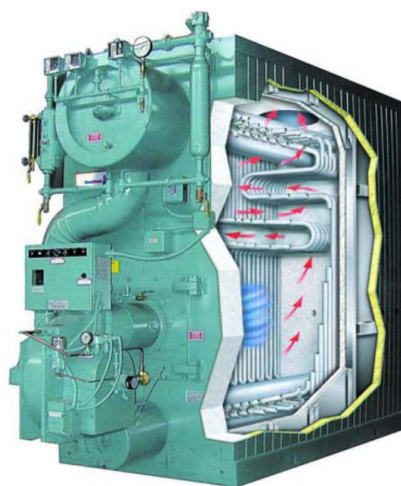
Ventajas:

- Alta eficiencia.
- Bajo tiempo de puesta en marcha.
- Respuesta rápida a los cambios de carga.
- Alta presión de trabajo.
- Facilidad del control de temperatura.

Desventajas:

- Mayor costo.
- Mayor dificultad de fabricación.
- Sistemas de control complejos en caso varios quemadores.
- Altos requerimientos de pureza del agua.
- Díficil ajuste a fluctuaciones de consumo de vapor.

En la figura 1.5 se muestra un ejemplo de caldera de vapor acuatubular.



**Figura 1.5.** Caldera de vapor acuatubular Cleaver Brooks modelo FLX.

Fuente: (Cleaver Brooks, 2014)

### ***Elementos de las calderas de vapor***

Debido a la existencia de distintos tipos de calderas, además de varias configuraciones se presentan las principales partes de una caldera de vapor genérico descritas por Bahamondes (2006) y Ordinola (2018).

- Hogar: También llamado fogón o cámara de combustión es la zona donde se realiza la combustión. Este puede ser tanto interior como exterior.
- Emparrillado: Son rejas metálicas que cumplen la función de soporte de combustible sólido en el hogar.
- Quemador: Componente que realiza la mezcla aire-combustible idónea para la combustión en el hogar.
- Altar: Muro de material refractario opuesto a la puerta del hogar o al quemador que tiene la función de poner resistencia para que los gases calientes se distribuyan adecuadamente.
- Mampostería: Construcción de material refractario que cubre a la caldera.
- Conductos de humo: También llamados tubos humo o fuego son conductos por los cuales circulan gases calientes producto de la combustión.
- Caja de humo: Zona en la que se reúnen los gases de la combustión luego de haber entregado calor y antes de salir a la chimenea.
- Chimenea: Salida a la atmósfera donde reúnen los gases de la combustión.
- Regulador de tiro: También llamado templador es una compuerta ubicada en el ducto de humo que comunica con la chimenea o en la misma chimenea.
- Tapas de registro: Aberturas que permiten inspeccionar, y realizar operaciones de mantenimiento en la caldera.
- Puertas de explosión: Puertas ubicadas en la caja de humo que se abren cuando existe un exceso de presión.
- Cámara de agua: Zona en la que se almacena agua en estado líquido.
- Cámara de vapor: Zona en la que se almacena vapor
- Tambor: Recipiente de presión donde se localiza la cámara de vapor y agua.
- Cámara de alimentación de agua: Zona para la alimentación de agua de la caldera. Está ubicada entre el nivel máximo y mínimo del agua.
- Economizador: Intercambiador de calor entre el agua de alimentación y los gases calientes antes de salir por la chimenea.
- Sobrecalentador de vapor: Equipo que eleva la temperatura del vapor por encima del punto de saturación.

- Precalentador de aire: Equipo que eleva la temperatura del aire utilizado en la combustión mediante el aprovechamiento del calor de gases de calientes que van a la chimenea.

## **Control de calderas de vapor**

Los sistemas de control en las calderas de vapor se pueden dividir en subsistemas para el hogar, flujo de alimentación, relación aire combustible y temperatura en el tambor (Gilman, 2010). Estas se relacionan entre sí para el control general del sistema. Para lograr este propósito las variables comúnmente controladas se presentan a continuación.

### ***Presión***

Los lazos de control de presión pueden ser aplicados en el tambor o en la cámara de combustión. Para la cámara de vapor se regula el flujo de combustible, mientras que, para la presión de en el hogar se regula una válvula de presión (Guyer, 2012).

### ***Temperatura***

El control de temperatura es usado para controlar la temperatura del vapor y de los gases calientes producto de la combustión (Guyer, 2012).

### ***Nivel***

Los lazos de control de nivel son usados para controlar el nivel de líquido en el tambor (Guyer, 2012).

### ***Flujo***

Los lazos de control de flujo pueden ser usados en el control de flujo de combustible, aire del quemador, líquido de alimentación o vapor de salida (Guyer, 2012).

### ***Relación aire-combustible***

Los controles para la relación aire-combustible son fundamentales para prevenir una mezcla muy rica que puede desembocar en explosiones o una mezcla pobre que genera una baja eficiencia y mal funcionamiento. Para esto se deben considerar propiedades del aire y del combustible (Gilman, 2010).

## **2 METODOLOGÍA**

En la siguiente sección se describe la metodología empleada en la realización del presente trabajo. El tipo de investigación realizada es cuantitativa correlacional, lo que significa que está enfocado en el análisis de variables medibles numéricamente y sus relaciones entre sí. En este caso, las distintas variables son aquellas que modelan el comportamiento de una caldera de vapor pirotubular Diesel de 100 BHP y los flujos energéticos y exergéticos asociados al sistema.

### **2.1 Enfoque mecatrónico**

El presente trabajo utiliza un enfoque metodológico mecatrónico que consiste en la integración holística y sinérgica entre ingeniería mecánica, electrónica y tecnologías de información, de manera que, permite una visión más amplia que la de sus partes individuales hacia la resolución de problemas ingenieriles (Aguinaga Barragán, 2009). Un uso de este enfoque es la modelación y optimización de sistemas energéticos en los cuales se hace uso de conocimientos clásicos de termodinámica y transferencia de calor con conocimientos de control automático.

Haciendo uso de este enfoque, se utilizan los flujos energéticos y exergéticos de un generador de vapor para crear un modelo matemático del sistema sirviéndose de una representación en espacio de estado, simulación numérica y análisis de sensibilidad paramétrica para determinar parámetros que permiten mejorar la eficiencia térmica y exergética.

Cabe mencionar que los resultados de este trabajo no solo son útiles para la mejora de la eficiencia en generadores de vapor, sino que, además, brinda una aproximación para el diseño paramétrico de este tipo equipos.

### **2.2 Procedimiento**

El procedimiento propuesto se basa en una recopilación bibliográfica de la modelación y optimización de generadores de vapor para su posterior análisis y sistematización del estado del arte. Seguidamente, se determinan los parámetros y ecuaciones constitutivas de entrada y salida de la planta para el posterior modelamiento matemático en representación de espacio de estado. Luego, se estiman coeficientes y resuelve el modelo mediante simulaciones de la dinámica de diferentes procesos asociados al sistema controlados con lazo abierto y cerrado. Se desarrollan simulaciones consecutivas del estado estable del proceso de operación variando parámetros,



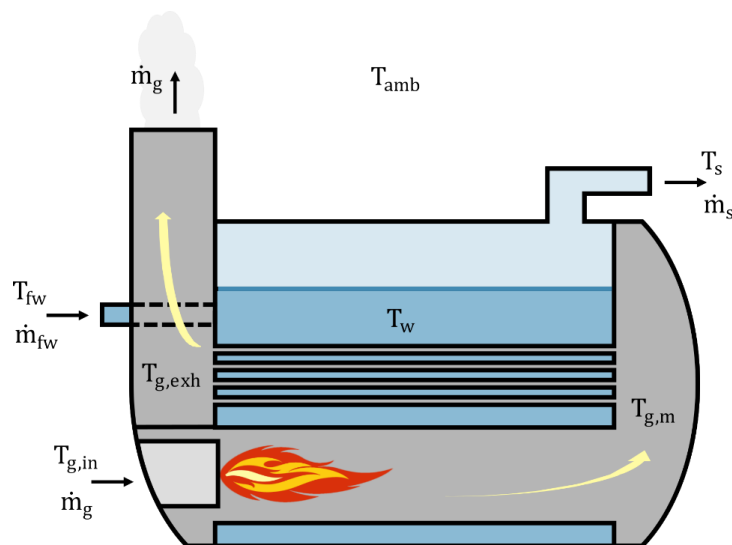
evaluando su eficiencia energética y exergética, y seleccionando los parámetros que optimizan el sistema de manera consecutiva. Finalmente, se realiza un análisis de sensibilidad paramétrica para determinar qué parámetro influye más en el aumento de la eficiencia térmica.

Los parámetros analizados son el número de tubos de humo, tipo de aislante, espesor del aislante, temperatura de alimentación, además de la perturbación de la temperatura ambiental.

### 2.3 Modelación matemática

La modelación matemática considera un generador de vapor piro-tubular con hogar posterior seco, dos pasos y tubos sumergidos, como se muestra en la figura 2.1.

El sistema dinámico analiza los procesos de puesta a punto y generación de vapor. El sistema general se divide en subsistemas para el hogar (E1), tubos de humo (E2) y tambor (E3). Adicionalmente, se analiza el valor de la eficiencia energética y exergética a partir de los flujos energéticos y exergéticos globales del sistema en estado estable del proceso de operación.



**Figura 2.1.** Generador de vapor con hogar posterior seco de dos pasos

Fuente: (Propia)

#### Hogar

Se asume como un cilindro con un flujo másico de ingreso y salida, donde se genera calor por combustión y se transfiere por efectos de convección y radiación hacia las paredes. Se modela como sistema abierto en donde la variación de la masa en el tiempo

es nula, es decir que el flujo másico de ingreso al subsistema es igual al flujo másico de salida. Tomando esto en cuenta, el balance de energía es igual a la ecuación 2.1.

$$\frac{d}{dt}(V_{E1} \rho_{g,E1} \overline{Cv}_{g,E1} T_{E1}) = Pot + \dot{m}_g \overline{Cp}_{g,E1} (T_{g,in} - T_{g,m}) - \dot{q}_{conv,E1} - \dot{q}_{rad}$$

**Ecuación 2.1.** Balance de energía en el hogar.

$$T_{g,m} = \frac{T_{E1} + T_{E2}}{2}$$

**Ecuación 2.2.** Temperatura de gases a la salida del hogar.

$$Pot = \dot{m}_{fuel} LHV$$

**Ecuación 2.3.** Potencia calórica suministrada al hogar.

Donde:

$V_{Ei}$	Volumen en subsistema "Ei", m <sup>3</sup>
$\rho_g$	Densidad media del aire, kg/m <sup>3</sup>
$\overline{Cv}_g$	Calor específico medio a volumen constante del aire, J/kg K
$T_{Ei}$	Temperatura del aire en subsistema "Ei", K
$T_{g,in}$	Temperatura del aire de ingreso, K
$T_{g,m}$	Temperatura del aire de salida del hogar, K
Pot	Potencia calórica suministrada por la combustión, kW
$\dot{m}_{fuel}$	Flujo másico de ingreso del combustible, kg/s
LHV	Poder calorífico inferior del combustible, W s/kg
$\dot{m}_g$	Flujo másico del aire, kg/s
$\overline{Cp}_g$	Calor específico medio a presión constante del aire, J/kg K
$\dot{q}_{conv}$	Tasa de calor transferida por convección, W
$\dot{q}_{rad}$	Tasa de calor transferida por radiación, W

El subíndice "Ei" con i = 1, 2 y 3, representa variables asociadas al subsistema.

Las tasas de calor por convección y radiación se determinan mediante:

$$\dot{q}_{conv,E1} = 2\pi R_i h_{conv,E1} (T_{E1} - T_{wall,E1})$$

**Ecuación 2.4.** Tasa de calor transferida por convección en el hogar.

$$\dot{q}_{rad} = 2\pi R_i L \varepsilon \sigma (T_{E1} + T_{wall,E1})(T_{E1}^2 + T_{wall,E1}^2)(T_{E1} - T_{wall,E1})$$

**Ecuación 2.5.** Tasa de calor transferida por radiación en el hogar.

Donde:

$R_i$	Radio interno del hogar, m
$L$	Longitud del hogar, m
$h_{conv}$	Coefficiente de convección, W/m <sup>2</sup> K
$\varepsilon$	Emisividad térmica, sin dimensión
$\sigma$	Constante de Stefan-Boltzmann = 5,67x10 <sup>-8</sup> W/m <sup>2</sup> K <sup>4</sup>
$T_{wall}$	Temperatura de la pared del hogar, K

El término  $\varepsilon \sigma (T_{E1} + T_{wall,E1})(T_{E1}^2 + T_{wall,E1}^2)$  en la ecuación 2.5 se denomina coeficiente de radiación ( $h_{rad}$ ) y permite la linealización de la tasa de calor transferida por radiación.

El coeficiente de convección para este caso y los siguientes (piro tubos) se halla mediante la ecuación de Dittus–Boelter (Bergman et al., 2011).

$$h_{conv,E1} = \frac{k_{g,E1}}{2R_i} 0,0243 Re^{0,8} Pr^{0,4}$$

**Ecuación 2.6.** Coeficiente de convección.

Donde:

$k_g$	Coefficiente de conductividad térmica del aire, W/m K
$Re$	Número de Reynolds, sin dimensión
$Pr$	Número de Prandtl, sin dimensión

El balance de energía de las paredes del hogar se modela como sistema cerrado de la siguiente manera:

$$m_{wall,E1} C_{wall,E1} \frac{dT_{wall,E1}}{dt} = \dot{q}_{conv,E1} + \dot{q}_{rad} - \dot{q}_{water,E1}$$

**Ecuación 2.7.** Balance de energía en las paredes del hogar.

Donde:

$m_{\text{wall}}$	Masa de las paredes, kg
$C_{\text{wall}}$	Calor específico de las paredes, kg
$\dot{q}_{\text{water}}$	Tasa de calor transferida al agua, W

La tasa de calor transferida al agua se modela mediante conducción en las paredes y convección entre las paredes y el agua en ebullición como se muestra a continuación.

$$\dot{q}_{\text{water},E1} = \frac{1}{\text{Resis}_{t,E1}} (T_{\text{wall},E1} - T_w)$$

$$= \frac{2\pi L}{\frac{1}{k_{\text{wall},E1}} \ln\left(1 + \frac{e}{R_i}\right) + \frac{1}{h_{\text{conv},w} (R_i + e)}} (T_{\text{wall},E1} - T_w)$$

**Ecuación 2.8.** Tasa de calor transferida al agua desde las paredes del hogar.

Donde:

$\text{Resis}_{t,E1}$	Resistencia térmica entre la pared y el agua, K/W
$k_{\text{wall}}$	Coefficiente de conductividad térmica de las paredes, W/m K
$e$	Espesor de las paredes del hogar, m
$h_{\text{conv},w}$	Coefficiente de convección del agua, W/m <sup>2</sup> K
$T_w$	Temperatura del agua, K

## Tubos de humo

Se asume como un conjunto de cilindros en los que la temperatura de ingreso de los gases es igual a la temperatura de salida de los gases en el hogar. Al igual que en la modelación anterior, la variación de masa en el tiempo es nula y el subíndice "E2" representa variables asociadas al subsistema de un piro tubo. Se asume que en todos los tubos efectúa el mismo balance de energía que es igual a la ecuación 2.9.

$$\frac{1}{N} \frac{d}{dt} (V_{E2} \rho_{g,E2} \bar{C}_{V,E2} T_{E2}) = \frac{\dot{m}_g}{N} \bar{C}_{p,g,E2} (T_{g,m} - T_{g,\text{exh}}) - \dot{q}_{\text{conv},E2}$$

**Ecuación 2.9.** Balance de energía en un tubo de humo.

$$T_{g,\text{exh}} = \frac{T_{E2} + T_{\text{amb}}}{2}$$

**Ecuación 2.10.** Temperatura de gases a la salida de tubos de humo.

Donde:

- N Número de piro tubos  
 $T_{g,exh}$  Temperatura del aire de salida de los tubos de humo, K

La tasa de calor transferida por convección se modela como:

$$\dot{q}_{conv,E2} = 2\pi r_i L h_{conv,E2} (\bar{T}_{E2} - T_{wall,E2})$$

**Ecuación 2.11.** Tasa de calor transferida por convección en un tubo de humo.

Donde  $r_i$  es el radio interno de un tubo y el coeficiente de convección ( $h_{conv,E2}$ ) se halla de igual que en el hogar (ecuación 2.6), únicamente cambiando los coeficientes por los correspondientes al subsistema de tubos de humo.

El balance de energía y el calor transferido al agua de un tubo se representa de acuerdo con las ecuaciones 2.12 y 2.13.

$$m_{wall,E2} C_{wall,E2} \frac{dT_{wall,E2}}{dt} = \dot{q}_{conv,E2} - \dot{q}_{water,E2}$$

**Ecuación 2.12.** Balance de energía en las paredes de un tubo de humo.

$$\begin{aligned} \dot{q}_{water,E2} &= \frac{1}{Resis_{t,E2}} (T_{wall,E1} - T_w) \\ &= \frac{2\pi L}{\frac{1}{k_{wall,E2}} \ln\left(1 + \frac{e_t}{r_i}\right) + \frac{1}{h_{conv,w}(r_i + e_t)}} (T_{wall,E1} - T_w) \end{aligned}$$

**Ecuación 2.13.** Tasa de calor transferida al agua desde las paredes de un tubo de humo.

Donde  $e_t$  representa el espesor de los tubos.

## Tambor

Se considera el supuesto de un cilindro que contiene en su interior la mezcla vapor-agua líquida, y se desprecian los volúmenes de los tubos y hogar.

En el balance de masa la masa dentro del subsistema es igual a la masa del vapor más la masa del agua. Se consideran como únicos flujos de masa al agua líquida de alimentación y al vapor saturado de salida como se observa en la ecuación 2.14.

$$\frac{d}{dt}(\rho_s V_s + \rho_w V_w) = \dot{m}_{fw} - \dot{m}_s$$

**Ecuación 2.14.** Balance de masa dentro del tambor.

Donde:

$\rho_s$	Densidad del vapor, kg/m <sup>3</sup>
$V_s$	Volumen que ocupa el vapor, m <sup>3</sup>
$\rho_w$	Densidad del agua saturada, kg/m <sup>3</sup>
$V_w$	Volumen que ocupa el agua saturada, m <sup>3</sup>
$\dot{m}_{fw}$	Flujo másico de agua de alimentación, kg/s
$\dot{m}_s$	Flujo másico de vapor, kg/s

Por otro lado, el balance de energía toma en cuenta transferencia de energía debido a los tubos de humo, hogar, agua de alimentación, flujo de vapor y las paredes exteriores del tambor como se muestra a continuación.

$$\frac{d}{dt}(\rho_s V_s u_s + \rho_w V_w u_w) = \sum_j \dot{q}_{water,j} + \dot{m}_{fw} h_{fw} - \dot{m}_s h_s - \dot{q}_{conv,E3}$$

**Ecuación 2.15.** Balance de energía dentro del tambor.

Donde:

$u_s$	Energía interna del vapor, J/kg
$u_w$	Energía interna del agua saturada, J/kg
$\dot{q}_{water,j}$	Tasa de calor transferida al agua por algún piro tubo o por el hogar, W
$h_{fw}$	Entalpía del agua de alimentación, J/kg
$h_s$	Entalpía del vapor, J/kg
$\dot{q}_{conv,E3}$	Tasa de calor transferida por convección entre el agua-vapor y paredes del tambor, W

El volumen total del tambor es igual a  $V_t = V_s + V_w$ , además, dado que  $u = h - P/\rho$ , la ecuación 2.15 se reescribe como:

$$\frac{d}{dt}(\rho_s V_s h_s + \rho_w V_w h_w - P V_t) = \sum_j \dot{q}_{water,j} + \dot{m}_{fw} h_{fw} - \dot{m}_s h_s - \dot{q}_{conv,E3}$$

**Ecuación 2.16.** Variación del balance de energía dentro del tambor.

Donde  $P$  es la presión dentro del tambor,  $h_w$  y  $h_s$  son entalpías de agua y vapor saturados respectivamente.

Multiplicando la ecuación 2.14 por  $h_w$  y luego restándola de la ecuación 2.16 se obtiene:

$$\begin{aligned} h_c V_s \frac{d\rho_s}{dt} + h_c \rho_s \frac{dV_s}{dt} + \rho_s V_s \frac{dh_s}{dt} + \rho_w V_w \frac{dh_w}{dt} - \frac{V_t}{dt} \\ = \sum_j \dot{q}_{\text{water},j} - \dot{m}_{f_w}(h_w - h_{f_w}) - \dot{m}_s h_c - \dot{q}_{\text{conv},E3} \end{aligned}$$

**Ecuación 2.17.** Dinámica de la temperatura del agua saturada.

Donde  $h_c = h_s - h_w$  y se denomina entalpía de condensación (Åström & Bell, 2000).

Asumiendo que la masa de vapor en el subsistema no cambia en el tiempo ( $d(V_s \rho_s)/dt \cong 0$ ) y tomando en cuenta que Åström & Bell (2000) denotan como expresión dominante a  $dh_w/dP$ , la ecuación 2.17 se reduce a:

$$\rho_w V_w \frac{dh_w}{dT_w} \frac{dT_w}{dt} \cong \sum_j \dot{q}_{\text{water},j} - \dot{m}_{f_w}(h_w - h_{f_w}) - \dot{m}_s h_c - \dot{q}_{\text{conv},E3}$$

**Ecuación 2.18.** Variación de la dinámica de la temperatura del agua saturada.

Donde el término  $dh_w/dT_w$  puede representarse como el calor específico a presión constante de líquido saturado ( $\overline{C}_{p_w}$ ).

En el caso del proceso de puesta a punto con un calentamiento inicial de líquido comprimido, el término  $dh_w/dT_w$  se reemplaza por el calor específico a volumen constante ( $\overline{C}_{p_v}$ ) y se eliminan los términos de flujo másico de agua de alimentación y vapor saturado ( $\dot{m}_{f_w}$  y  $\dot{m}_s$ ) en la ecuación 2.18.

Despreciando el volumen ocupado por tubos de humo y hogar, además de asumir el volumen total como contenido en un cilindro perfecto, la altura del nivel del agua (líquida) en el tambor se puede expresar como (Tognoli et al., 2019):

$$\frac{dV_w}{dt} = 2LR_T \frac{dl}{dt}$$

**Ecuación 2.19.** Relación entre volumen y nivel de líquido saturado.

Donde:

- $R_T$  Radio interno del tambor, m
- $l$  Altura del nivel del agua saturada, m

Reemplazando la ecuación 2.19 en la 2.14 y recordando la suposición de que la masa del vapor no cambia en el tiempo se obtiene la ecuación 2.20, que relaciona la altura del nivel del agua con los flujos másicos en el tambor y es útil en procesos de control de nivel.

$$2\rho_wLR_T \frac{dl}{dt} = \dot{m}_{fw} - \dot{m}_s$$

**Ecuación 2.20.** Dinámica del nivel de líquido saturado.

Sin embargo, en el modelo del generador de vapor se asume un nivel constante por la suposición de un control de nivel. De este modo, se tiene que el flujo másico del agua de alimentación es igual al del vapor saturado ( $\dot{m}_{fw} = \dot{m}_s$ ).

El balance de energía de las paredes del tambor se modela como:

$$m_{wall,E3} C_{wall,E3} \frac{dT_{wall,E3}}{dt} = \dot{q}_{conv,E3} - \dot{q}_{ex}$$

**Ecuación 2.21.** Balance de energía en las paredes del tambor.

$$\dot{q}_{conv,E3} = 2\pi R_T L h_{conv,w} (T_w - T_{wall,E3})$$

**Ecuación 2.22.** Tasa de calor transferida desde fluido de trabajo hacia las paredes del tambor.

Donde:

$\dot{q}_{conv,E3}$  Tasa de calor transferida entre el agua en ebullición y las paredes del tambor, W

$\dot{q}_{ex}$  Tasa de calor transferida entre las paredes del tambor y el exterior, W

El coeficiente de convección por la ebullición del agua ( $h_{conv,w}$ ) se determina a partir de la correlación de ebullición de Cooper y se considera una rugosidad de la superficie de ebullición de  $1\mu\text{m}$  (Tognoli et al., 2019).

$$h_{conv,w} = 12,96Pr^{0,12}[-0,4343 \ln(Pr)]^{-0,55} \left(\frac{q}{A}\right)^{0,67}$$

**Ecuación 2.23.** Coeficiente de convección por ebullición de agua.



Donde:

- $\frac{q}{A}$  Flujo de calor, W/m<sup>2</sup>  
Pr Número de Prandtl, sin dimensión

La ecuación 2.23 se usa para la determinación de la convección entre las paredes del hogar y los piro tubos con el agua en las ecuaciones 2.8 y 2.13, así como también, entre el agua y las paredes del tambor en la ecuación 2.22.

En el caso de la convección del tambor, se modela suponiendo que el coeficiente de convección de ebullición del agua se aplica en todo el interior del tambor, incluyendo la fase de vapor.

La tasa de calor transferida entre las paredes del tambor y el exterior se determina mediante:

$$\dot{q}_{ex} = \frac{1}{Resis_{t,E3}} (T_{wall,E3} - T_{amb})$$

**Ecuación 2.24.** Tasa de calor transferida desde las paredes del tambor hacia el ambiente.

$$Resis_{t,E3} = \frac{1}{2\pi L k_{wall,E3}} \ln\left(1 + \frac{e_T}{R_T}\right) + \frac{1}{2\pi L k_{insu}} \ln\left(1 + \frac{e_{insu}}{R_T + e_T}\right) + \frac{1}{2\pi L k_{wall,E3}} \ln\left(1 + \frac{e_T}{R_T + e_T + e_{insu}}\right) + \frac{1}{2\pi L h_{conv,ex} (R_T + 2e_T + e_{insu})}$$

**Ecuación 2.25.** Resistencia térmica de las paredes del tambor hacia el ambiente.

Donde:

- $Resis_{t,E3}$  Resistencia térmica de las paredes del tambor, K/W  
 $e_T$  Espesor de las paredes internas del tambor y externas del tambor, m  
 $e_{insu}$  Espesor del aislante, m  
 $k_{insu}$  Coeficiente de conductividad térmica del aislante, W/m K  
 $h_{conv,ex}$  Coeficiente de convección exterior al tambor, W/m<sup>2</sup> K  
 $T_{amb}$  Temperatura del aire en el ambiente, K

El coeficiente de convección exterior al tambor se asume como una convección natural definida por Morgan como (Bergman et al., 2011):

$$h_{\text{conv,ex}} = \frac{k_{\text{amb}}}{2R_T} CRa^n$$

**Ecuación 2.26.** Coeficiente de convección natural.

Donde:

$k_{\text{amb}}$	Coeficiente de conductividad térmica del aire ambiente, W/m K
Ra	Número de Rayleigh, sin dimensiones
C	Coeficiente proporcional del número de Rayleigh, sin dimensiones
n	Coeficiente exponencial del número de Rayleigh, sin dimensiones

La ecuación 2.26 también es usada para la obtención del coeficiente de convección del agua líquida comprimida en el proceso de calentamiento inicial.

### Eficiencia energética

La eficiencia energética en el generador de vapor considerando el modelo matemático en estado estable del proceso de operación es igual a:

$$\eta_I = \frac{\dot{m}_s(h_s - h_{fw})}{\text{Pot}} = \frac{\dot{m}_s(h_s - h_{fw})}{\dot{m}_{\text{fuel}}LVH}$$

**Ecuación 2.27.** Eficiencia energética de caldera de vapor.

### Eficiencia exergética

La eficiencia exergética se determina a partir de sus flujos de entrada y salida que se representan en la ecuación 2.28.

$$\eta_{II} = \frac{\dot{m}_s[h_s - h_{fw} - T_{\text{amb}}(s_s - s_{fw})]}{\dot{m}_{\text{fuel}}LVH \varphi}$$

**Ecuación 2.28.** Eficiencia exergética de caldera de vapor.

Donde:

$T_{fw}$	Temperatura del agua de alimentación, K
$s_s$	Entropía del vapor saturado, J/kg K
$s_{fw}$	Entropía del agua de alimentación, J/kg K
$\varphi$	Coeficiente de exergía química por combustión, sin unidades

En el caso de la eficiencia exergética, se asume que la única fuente de exergía es la química en el proceso de combustión la cual se obtiene a partir de la relación semi empírica propuesta por Kotas (1995) en la siguiente ecuación para combustibles líquidos.

$$\varphi = 1,0401 + 0.1728 \frac{h}{c} + 0.0432 \frac{o}{c} + 0.2169 \frac{s}{c} \left( 1 - 2.0628 \frac{h}{c} \right)$$

**Ecuación 2.29.** Coeficiente de exergía química por combustión.

Donde:

- c Fracción másica de carbono en el combustible.
- h Fracción másica de hidrógeno en el combustible.
- o Fracción másica de oxígeno en el combustible.
- s Fracción másica de azufre en el combustible.

### Representación en espacio de estado

Se reordenan y linealizan las ecuaciones 2.1, 2.7, 2.9, 2.12, 2.18 y 2.21. En la linealización se consideran términos termodinámicos promedios en el rango de presiones y temperatura de trabajo del generador de vapor como constantes en lugar de ser variables.

El sistema de ecuaciones matriciales 2.30 y 2.31 muestran la representación de espacio de estado para el sistema de un generador de vapor.

$$\frac{d}{dt} \begin{Bmatrix} T_{E1} \\ T_{wall,E1} \\ T_{E2} \\ T_{wall,E2} \\ T_w \\ T_{wall,E3} \end{Bmatrix} = \begin{pmatrix} a_{11} & a_{12} & a_{13} & 0 & 0 & 0 \\ a_{21} & a_{22} & 0 & 0 & a_{25} & 0 \\ a_{31} & 0 & a_{33} & a_{34} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & a_{43} & a_{44} & a_{45} & 0 \\ 0 & a_{52} & 0 & a_{54} & a_{55} & a_{56} \\ 0 & 0 & 0 & 0 & a_{65} & a_{66} \end{pmatrix} \begin{Bmatrix} T_{E1} \\ T_{wall,E1} \\ T_{E2} \\ T_{wall,E2} \\ T_w \\ T_{wall,E3} \end{Bmatrix} + \begin{pmatrix} b_{11} & b_{12} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & b_{34} \\ 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & b_{53} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & b_{64} \end{pmatrix} \begin{Bmatrix} T_{g,in} \\ Pot \\ \dot{m}_s \\ T_{amb} \end{Bmatrix}$$

**Ecuación 2.30.** Vector de estados.

$$\mathbf{y}(t) = \begin{pmatrix} 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 \end{pmatrix} \begin{Bmatrix} T_{E1} \\ T_{wall,E1} \\ T_{E2} \\ T_{wall,E2} \\ T_w \\ T_{wall,E3} \end{Bmatrix} + \begin{pmatrix} 0 & 0 & 0 & 0 \end{pmatrix} \begin{Bmatrix} T_{g,in} \\ Pot \\ \dot{m}_s \\ T_{amb} \end{Bmatrix}$$

**Ecuación 2.31.** Vector de salidas.

Donde:

$$\begin{aligned} a_{11} &= \frac{-1/2[\dot{m}_g \bar{C}_{p_g,E1}] - 2\pi R_i L(h_{conv,E1} + h_{rad})}{V_{E1} \rho_{g,E1} \bar{C}_{v_g,E1}} & a_{52} &= \frac{1}{\rho_w V_w \bar{C}_{p_w} Res_{t,E1}} \\ a_{12} &= \frac{2\pi R_i L(h_{conv,E1} + h_{rad})}{V_{E1} \rho_{g,E1} \bar{C}_{v_g,E1}} & a_{54} &= \frac{N}{\rho_w V_w \bar{C}_{p_w} Res_{t,E2}} \\ a_{13} &= \frac{-1/2[\dot{m}_g \bar{C}_{p_g,E1}]}{V_{E1} \rho_{g,E1} \bar{C}_{v_g,E1}} & a_{55} &= -\frac{1}{\rho_w V_w \bar{C}_{p_w} Res_{t,E1}} - \\ & & & \frac{N}{\rho_w V_w \bar{C}_{p_w} Res_{t,E2}} - \frac{2\pi R_T L h_{conv,w}}{\rho_w V_w \bar{C}_{p_w}} \\ a_{21} &= \frac{2\pi R_i L(h_{conv,E1} + h_{rad})}{m_{wall,E1} C_{wall,E1}} & a_{56} &= \frac{2\pi R_T L h_{conv,w}}{\rho_w V_w \bar{C}_{p_w}} \\ a_{22} &= \frac{-2\pi R_i L(h_{conv,E1} + h_{rad})}{m_{wall,E1} C_{wall,E1}} - & a_{65} &= \frac{2\pi R_T L h_{conv,w}}{m_{wall,E3} C_{wall,E3}} \\ & \frac{1}{m_{wall,E1} C_{wall,E1} Res_{t,E1}} & a_{66} &= \frac{-2\pi R_T L h_{conv,w}}{m_{wall,E3} C_{wall,E3}} - \\ a_{25} &= \frac{1}{m_{wall,E1} C_{wall,E1} Res_{t,E1}} & & \frac{1}{m_{wall,E3} C_{wall,E3} Res_{t,E3}} \\ a_{31} &= \frac{\dot{m}_g \bar{C}_{p_g,E2}}{2V_{E2} \rho_{g,E2} \bar{C}_{v_g,E2}} & b_{11} &= \frac{2\dot{m}_g \bar{C}_{p_g,E1}}{V_{E1} \bar{\rho}_{g,E1} \bar{C}_{v_g,E1}} \\ a_{33} &= \frac{-2N\pi r_i L h_{conv,E2}}{V_{E2} \rho_{g,E2} \bar{C}_{v_g,E2}} & b_{12} &= \frac{1}{V_{E1} \bar{\rho}_{g,E1} \bar{C}_{v_g,E1}} \\ a_{34} &= \frac{2N\pi r_i L h_{conv,E2}}{V_{E2} \rho_{g,E2} \bar{C}_{v_g,E2}} & b_{34} &= \frac{-\dot{m}_g \bar{C}_{p_g,E2}}{2V_{E2} \bar{\rho}_{g,E2} \bar{C}_{v_g,E2}} \\ a_{43} &= \frac{2\pi r_i L h_{conv,E2}}{m_{wall,E2} C_{wall,E2}} & b_{53} &= \frac{h_{fw} - h_w - h_c}{\rho_w V_w \bar{C}_{p_w}} \\ a_{44} &= \frac{-2\pi r_i L h_{conv,E2}}{m_{wall,E2} C_{wall,E2}} - & b_{64} &= \frac{1}{m_{wall,E3} C_{wall,E3} Res_{t,E3}} \\ & \frac{1}{m_{wall,E2} C_{wall,E2} Res_{t,E2}} & & \end{aligned}$$

### 3 RESULTADOS, CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

#### 3.1 Resultados

##### Datos para la simulación numérica

Para la solución del modelo se consideran los siguientes datos de geometría, propiedades térmicas de los materiales y condiciones de operación:

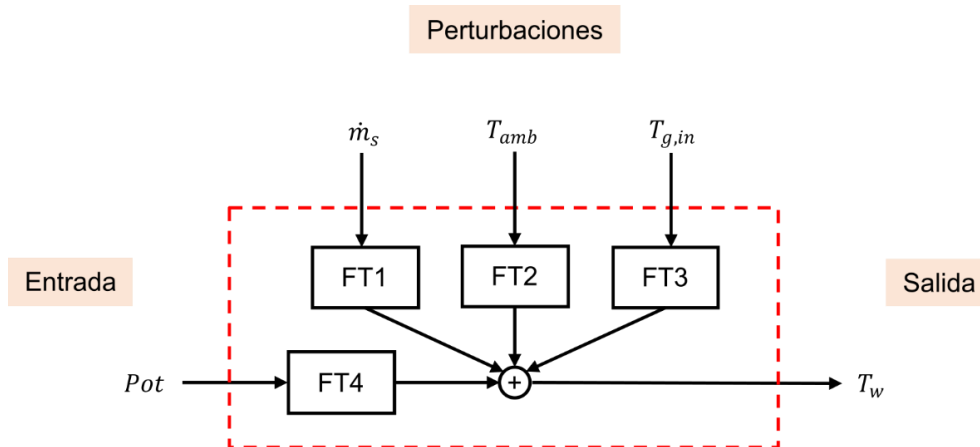
- Longitud del tambor: 2 m
- Radio del tambor: 0,75 m
- Número de tubos de humos: 33
- Radio interno de los tubos de humo: 2,5 cm
- Espesor del aislante: 5 cm
- Calor específico a volumen constante del aire: 805,02 J/kg-K
- Calor específico a presión constante del aire: 1092,07 J/kg-K
- Densidad del aire: 0,5 kg/m<sup>3</sup>
- Coeficiente de conducción del aire: 0,055 W/m-K
- Calor específico del acero para tubos y tambor: 470 J/kg-K
- Densidad del acero: 7800 kg/m<sup>3</sup>
- Coeficiente de conducción del acero: 52 W/m-K
- Calor específico del aislante: 835 J/kg-K
- Densidad del aislante: 32 kg/m<sup>3</sup>
- Coeficiente de conducción térmica del aislante: 0,038 W/m-K
- Temperatura del ambiente: 20°C
- Temperatura del agua de alimentación: 20°C
- Flujo másico de vapor: 0,38 kg/s (3000 lb/hora)
- Presión de diseño: 9 bar (manométricos)

Los datos geométricos y de operación se obtienen a partir de generadores de vapor ofertados por fabricantes como Thermocon (2022) y Cleaver Brooks (2022). Propiedades termodinámicas de fluidos son obtenidas a partir de la librería de código abierto PYroMat (Martin, 2021). Se asume como aislante térmico fibra de vidrio con propiedades obtenidas de Bergman et al. (2011). Por último, se asume un acero ASTM A203 (utilizado en recipientes de presión) con propiedades obtenidas de MatWeb (2022).

## Control del sistema

Dado el modelo matemático representado en espacio de estado se delimitan las variables de entrada y salida de la planta, así como también las perturbaciones. En la figura 3.1 se observa un diagrama de bloques del modelo de control en lazo abierto, donde los bloques “FTi” con  $i = 1, 2, 3$  y  $4$  corresponden a funciones de transferencia obtenidas a partir de la representación en espacio de estado.

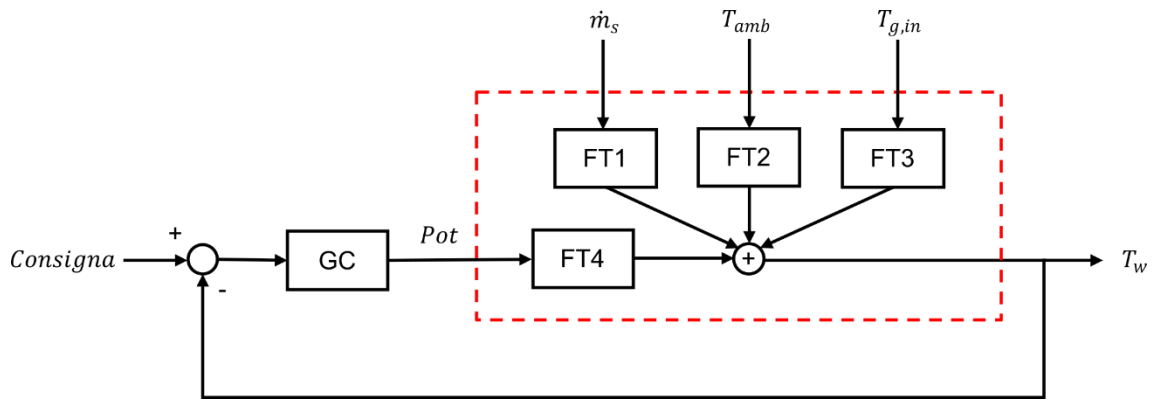
Se tiene como única variable de entrada a la potencia calórica, pues esta se controla a partir del quemador. Por otro lado, las variables de flujo másico de vapor, temperatura ambiental y temperatura de ingreso del aire se suponen como perturbaciones. Finalmente, la única salida del sistema que se desea analizar y controlar es la temperatura del vapor saturado dentro del tambor, ya que con esta se determina la presión.



**Figura 3.1.** Diagrama de bloques de control con lazo abierto.

Fuente: (Propia)

De igual manera, la figura 3.2 representa el diagrama de bloques del control con lazo cerrado donde existe una retroalimentación a la variable de entrada y un controlador “GC” que regula la variable de entrada en función de la diferencia de la consigna y la salida. Los bloques de procesos encerrados en el cuadro rojo de líneas punteadas corresponden al modelo inicial.



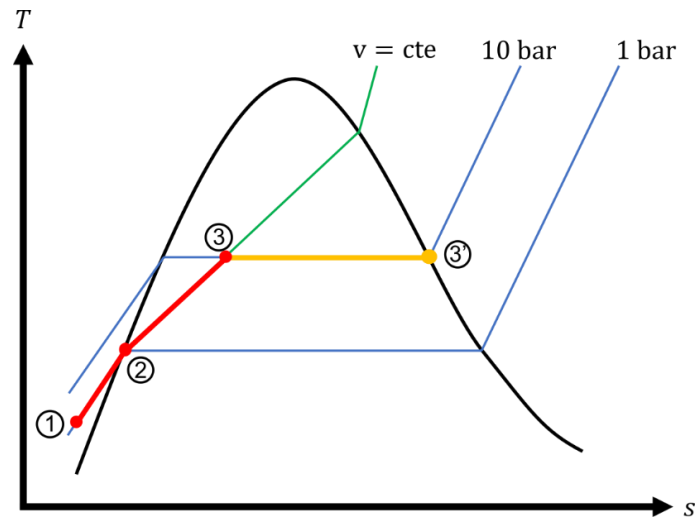
**Figura 3.2.** Diagrama de bloques de control con lazo cerrado.

Fuente: (Propia)

### Solución del modelo

La solución del modelo consiste en el comportamiento dinámico del sistema controlado en lazo abierto y cerrado. Este comportamiento inicia con la puesta a punto del equipo y su posterior operación. En la figura 3.3 se observa un diagrama temperatura entropía del agua con los estados de inicio y fin de los diferentes procesos.

- Proceso 1: Calentamiento inicial del agua líquida a volumen y presión constante hasta llegar a la temperatura de saturación. (Estado 1 a 2)
- Proceso 2: Calentamiento del líquido saturado en volumen constante y sin flujo de vapor hasta llegar a la presión de trabajo. (Estado 2 a 3)
- Proceso 3: Operación de la caldera con presión contante y flujo de vapor saturado. Se mantiene constante la calidad del agua dentro del tambor debido a la alimentación de agua líquida (estado 3 constante dentro del tambor). Sin embargo, el vapor saturado generado se encuentra en el estado 3' con calidad de 100%, y el agua de alimentación se encuentra en el estado 1.



**Figura 3.3.** Diagrama temperatura entropía de los procesos de la caldera de vapor.

Fuente: (Propia)

### ***Dinámica del proceso 1***

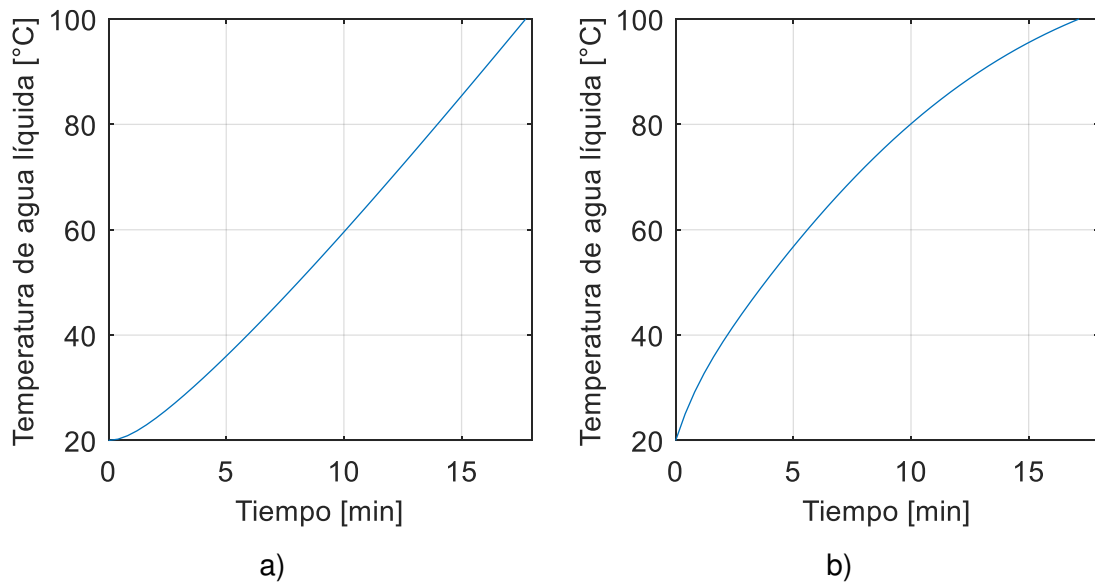
En este proceso el generador de vapor inicia cargado con agua líquida comprimida a una temperatura y presión del ambiente (20°C y 1 bar). Se considera como un sistema cerrado, es decir, sin flujo de masa. El volumen es constante e igual al del líquido contenido dentro del tambor y la presión es constante pues esta aumenta significativamente con la generación de vapor, sin embargo, en este no es el caso de este proceso. Se suministra una potencia calórica al sistema y esta aumenta la temperatura del líquido hasta alcanzar el punto de saturación (99,61°C a 1 bar). Este proceso se observa en el diagrama temperatura entropía de la figura 3.3 donde corresponde a la trayectoria marcada con línea roja entre los estados 1 y 2.

Mediante el control del proceso con lazo abierto la potencia calórica suministrada es constante e igual a 1275,235 kW. La figura 3.4a), que corresponde a la simulación del comportamiento dinámico del proceso en lazo abierto, muestra que la temperatura no se estabiliza y es necesario detener la simulación cuando se alcanza la temperatura de saturación puesto que el modelo para este proceso es válido únicamente hasta este caso. El tiempo que tarda el modelo en alcanzar la temperatura de saturación es de 17,72 minutos.

Por otro lado, la figura 3.4b) representa la simulación del comportamiento dinámico del proceso controlado con un lazo cerrado. El controlador utilizado es del tipo proporcional, derivativo e integral (PID) y utiliza las constantes mostradas en la tabla 3.1. Al igual que en el caso de control con lazo abierto no se observa una estabilización de la temperatura, esto debido a que no se desea estabilizar la temperatura hasta el proceso



3, sin embargo, se alcanza un tiempo de llegada a la saturación de 17 minutos que es menor que el tiempo con el uso de lazo abierto.



**Figura 3.4.** Comportamiento dinámico del proceso 1. a) Control en lazo abierto. b) Control con lazo cerrado.

Fuente: (Propia)

**Tabla 3.1.** Valores de constantes del controlador PID en el proceso 1.

Kp	$3,16 \times 10^4$
Ki	11
Kd	$3.81 \times 10^6$

Fuente: (Propia)

Es importante enfatizar en que no es necesaria la estabilización de la temperatura en este proceso puesto que se debe de seguir suministrando calor al sistema para el aumento de la temperatura hasta las condiciones de trabajo. Además, el proceso está limitado debido que el modelo no considera el cambio de fase. Por este motivo es necesario analizar las simulaciones únicamente hasta la llegada a la temperatura de saturación.

El comportamiento dinámico mostrado en la figura 3.4 al usar controles en lazo abierto y cerrado es muy similar. Si bien, se obtiene un menor tiempo de llegada a la saturación con el lazo cerrado, este no es significativo. Además, la complejidad del uso de un

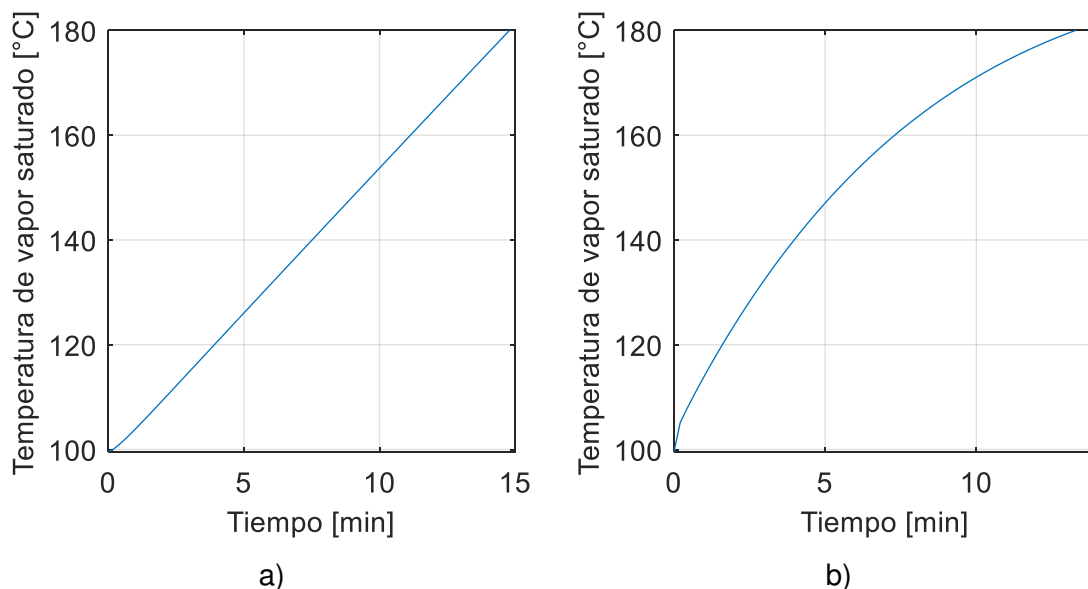
controlador de lazo cerrado es mucho mayor que la de lazo abierto, por lo que es conveniente el uso de este último para el control del proceso 1.

### ***Dinámica del proceso 2***

El proceso se inicia con las condiciones finales del proceso anterior, temperatura de 99,61°C y 1 bar. En este caso el agua contenida dentro del tambor ha llegado a la saturación y con el suministro de calor se forma vapor. El proceso se da en un sistema cerrado y con volumen constante en el que se aumenta la presión y la temperatura con el aumento del vapor generado. Este proceso tiene fin con la llegada a la temperatura de trabajo de 179,88°C que corresponden a 10 bar, a partir de los cuales se empieza suministrar vapor. En la figura 3.3 se observa el proceso como la trayectoria color rojo desde los estados 2 a 3.

En el control con lazo abierto se suministra una potencia constante de 1275,235 kW y se alcanza la temperatura de trabajo en 14,7 minutos. La temperatura no se estabiliza pues al igual que en el caso anterior se debe de seguir suministrando calor para el siguiente proceso. La figura 3.5a) muestra el comportamiento dinámico en lazo abierto de este proceso.

En el control con lazo cerrado el sistema hasta alcanzar una temperatura de trabajo en un tiempo de 13,1 minutos. El controlador usado es tipo PID con valores mostrados en la tabla 3.2. La figura 3.5b) muestra el comportamiento dinámico del proceso con el control de lazo cerrado.



**Figura 3.5.** Comportamiento dinámico del proceso 2. a) Control en lazo abierto. b) Control con lazo cerrado.

Fuente: (Propia)

**Tabla 3.2.** Valores de constantes del controlador PID en el proceso 2.

Kp	$3,56 \times 10^4$
Ki	24,5
Kd	$1,13 \times 10^5$

Fuente: (Propia)

Al igual que en el caso anterior, no es conveniente la estabilización del sistema, pues no es el proceso de operación, además, la dinámica del sistema con control de lazo abierto y cerrado es muy similar, por lo que es preferible el uso de un control con lazo abierto debido a su menor complejidad.

Es importante notar que a pesar de ser un proceso en cambio de fase la temperatura no es constante, pues esta aumenta al igual que la presión debido al suministro de calor en un volumen constante. La línea verde en la figura 3.3 muestra como los procesos en saturación aumentan de temperatura y presión si mantienen un volumen constante.

### ***Dinámica del proceso 3***

El proceso 3 corresponde a la operación del generador de vapor. En este caso el sistema es abierto y existe un flujo de vapor saliente, además un flujo de agua de alimentación que mantiene un nivel constante, por este motivo, la relación entre el vapor saturado y el agua líquida saturada dentro del tambor es aproximadamente constante debido al control de nivel con bombas de velocidad variable. El valor de la calidad de la mezcla agua líquida vapor dentro del tambor permanece aproximadamente constante en el estado 3 de la figura 3.3. Sin embargo, esto no se debe confundir con la calidad del vapor saturado que se entrega, pues este, tiene una calidad de 100% y se muestra en el estado 3' de la misma figura.

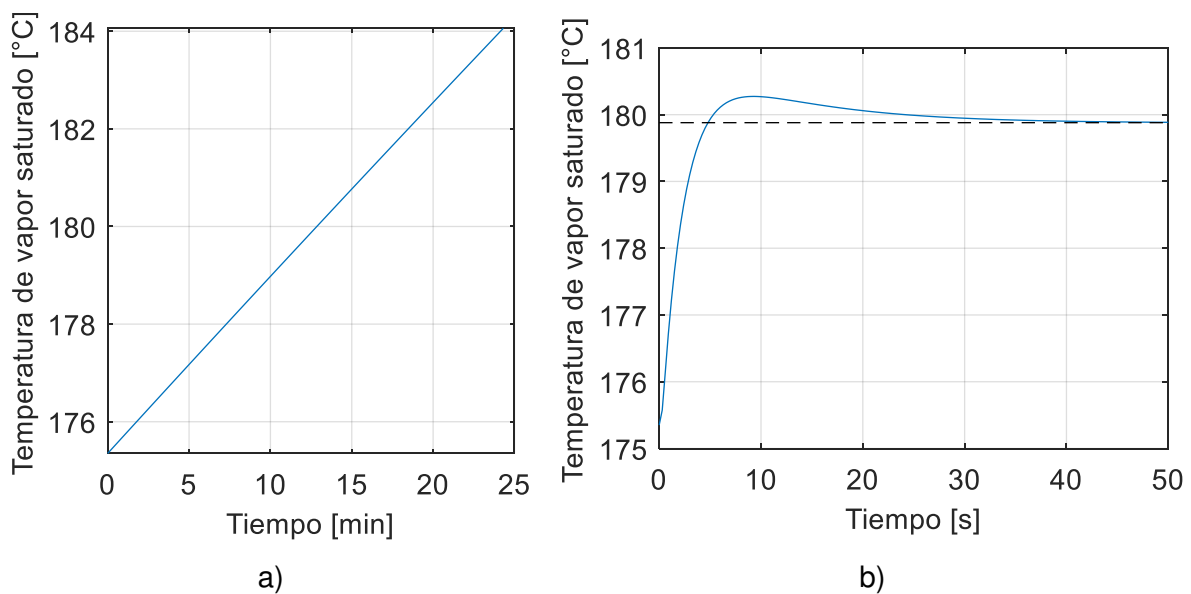
El proceso corresponde a la operación del generador de vapor por lo que se debe de mantener una presión constante o en un intervalo de presiones de operación, además de tener un flujo másico de vapor es constante.

Debido a que este proceso se encuentra en un cambio de fase, se puede determinar la presión a partir de la temperatura de saturación. De este modo, el control de la presión se logra a partir del control de la temperatura de saturación.

El control de lazo abierto del sistema consiste en suministrar calor hasta alcanzar una presión de 11 bar (184,06°C) para luego apagar la fuente de potencia hasta que se alcancen 9 bar (175,35°C). Se repite consecutivamente este proceso variando entre 9 y

11 bar. El tiempo necesario para alcanzar este rango de presiones es de 24,1 minutos. La figura 3.6a) muestra la simulación del comportamiento dinámico de este proceso.

Por otro lado, el control en lazo cerrado logra estabilizar la presión de trabajo en 10 bar (179,88°C) actuando desde una presión de 9 bar. Se usa de un controlador PID sobre la potencia de entrada permitiendo la modulación de llama del quemador. Las constantes usadas en el controlador se muestran en la tabla 3.3 y la simulación del comportamiento dinámico del sistema en la figura 3.6b). El tiempo de estabilización hasta la temperatura de trabajo es de 40 segundos.



**Figura 3.6.** Comportamiento dinámico del proceso de operación de la caldera. a) Control en lazo abierto. b) Control con lazo cerrado.

Fuente: (Propia)

**Tabla 3.3.** Valores de constantes del controlador PID en el proceso 3.

Kp	$1,35 \times 10^7$
Ki	$6,53 \times 10^5$
Kd	$3,97 \times 10^7$

Fuente: (Propia)

En este proceso, a diferencia de los anteriores, es conveniente la estabilización de la temperatura, en adición que, gracias al control PID, el tiempo de estabilización es

considerablemente menor respecto al tiempo del alcance del rango de temperaturas definido en lazo abierto. Por lo tanto, es altamente recomendable el uso del control con lazo cerrado en este proceso.

El uso de lazo cerrado actúa en el control de la potencia calórica entregada al sistema, permitiendo una modulación de llama que maximiza la vida útil del quemador y disminuye los esfuerzos dinámicos en el tambor por la presión ayudando a prevenir en mayor medida fallos.

Para concluir, los valores de las eficiencias de energética y exergética del sistema en estado estable del proceso de operación se muestran en la tabla 3.4.

**Tabla 3.4.** Eficiencia de la solución inicial.

$\eta_I$	70,95%
$\eta_{II}$	20,96%

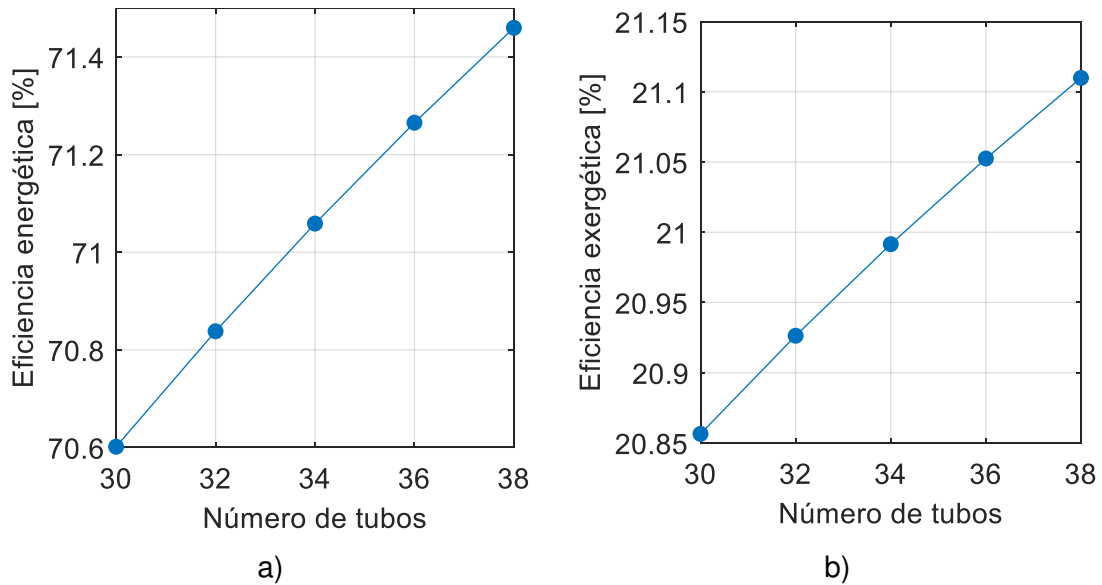
Fuente: (Propia)

### **Análisis de sensibilidad paramétrica**

A continuación, se presenta el análisis de sensibilidad paramétrica, donde se evalúan valores de eficiencia energética y exergética en función de los parámetros de número de tubos de humo, tipos de aislantes en el tambor, espesor del aislante y temperatura del agua de alimentación; además del análisis de la perturbación temperatura ambiental. Se seleccionan los parámetros que mejoran el uso de la energía consecutivamente para obtener finalmente aquellos que optimizan el sistema.

#### **Número de tubos de humo**

En este caso, se analiza un número de 30, 32, 34, 36 y 38 tubos. En la figura 3.7a) se observa que el aumento del número de tubos de humos aumenta el valor de la eficiencia energética desde un valor de 70,6% hasta 71,46%. Así mismo, la figura 3.7b) muestra un aumento de la eficiencia exergética desde 20,86% hasta 21,1%.



**Figura 3.7.** Sensibilidad de las eficiencias con la variación del número de tubos. a) Eficiencia energética. b) Eficiencia exergética.

Fuente: (Propia)

Se interpreta que el incremento del número de tubos incrementa el valor de la eficiencia energética y exergética debido a que se aumenta el área efectiva de transferencia de calor, aumentando a su vez el calor transferido hacia el fluido de trabajo disminuyendo las pérdidas y aumentando el valor de la exergía útil o recuperada.

Se selecciona el número de 38 tubos de fuego que mejora la eficiencia energética y exergética ya que aumentan en aproximadamente un 1,22% la eficiencia energética y exergética con respecto al análisis con 30 tubos.

### ***Tipo de aislante***

Se analizan algunos de los aislantes más comunes en caldera. En la tabla 3.5 se muestran las propiedades térmicas de los aislantes utilizados en el análisis de sensibilidad paramétrica.

**Tabla 3.5.** Propiedades térmicas de aislantes de calderas.

	Densidad [kg/m <sup>3</sup> ]	Conductividad térmica [W/m-K]	Calor específico [kJ/kg-K]
Fibra de vidrio	32	0,038	0,835
Ladrillo refractario	2050	1	0,96
Vidrio celular	145	0,058	1
Espuma de poliuretano	70	0,026	1,045

Fuente: (Bergman et al., 2011)

La tabla 3.6 muestra la evaluación de las eficiencias del sistema en para cada tipo de aislante donde el mejor de estos corresponde a la espuma de poliuretano.

**Tabla 3.6.** Eficiencias con el uso de distintos aislantes.

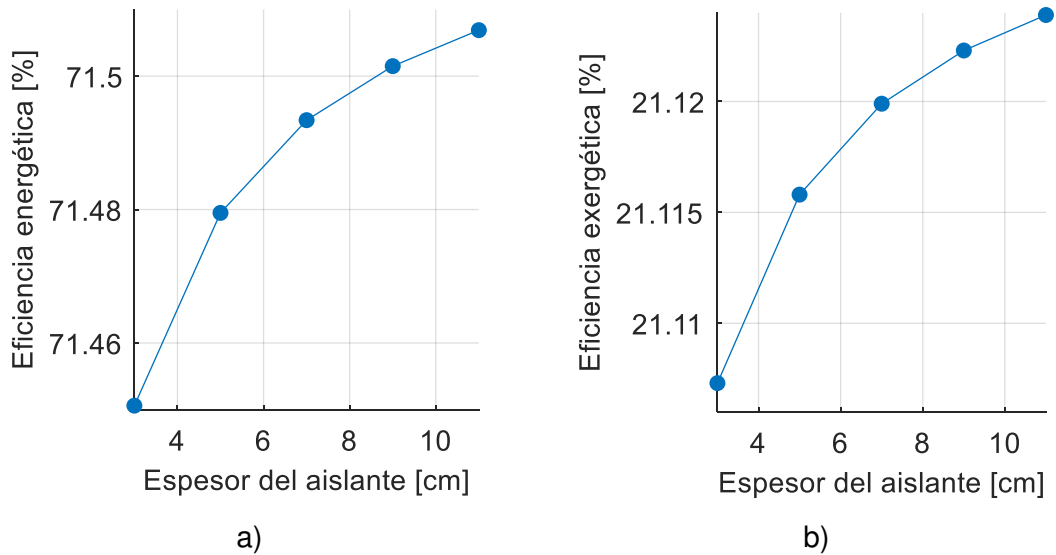
	$\eta_I$ [%]	$\eta_{II}$ [%]
Fibra de vidrio	71,4597	21,1099
Ladrillo refractario	71,1673	21,0236
Vidrio celular	71,4309	21,1014
Espuma de poliuretano	71,4795	21,1158

Fuente: (Propia)

Se selecciona el aislante de espuma de poliuretano que tiene una eficiencia energética y exergética 0,44% mayor a la opción de menores eficiencias.

### ***Espesor del aislante del tambor***

El espesor del aislante está relacionado con las pérdidas de calor en el fluido de trabajo con el ambiente a través del tambor. Se analizan espesores de 3, 5, 7, 9 y 11 cm de espuma de poliuretano. En la figura 3.8a) muestra como la eficiencia energética aumenta con el aumento del espesor del aislante desde un valor de 71,45% hasta alcanzar un valor de 71,51%, además que, la figura 3.8b) muestra que de igual manera se incrementa la eficiencia exergética desde el 21,107% hasta 21,123%.



**Figura 3.8.** Sensibilidad de las eficiencias con la variación del espesor del aislante del tambor. a) Eficiencia energética. b) Eficiencia exergética.

Fuente: (Propia)

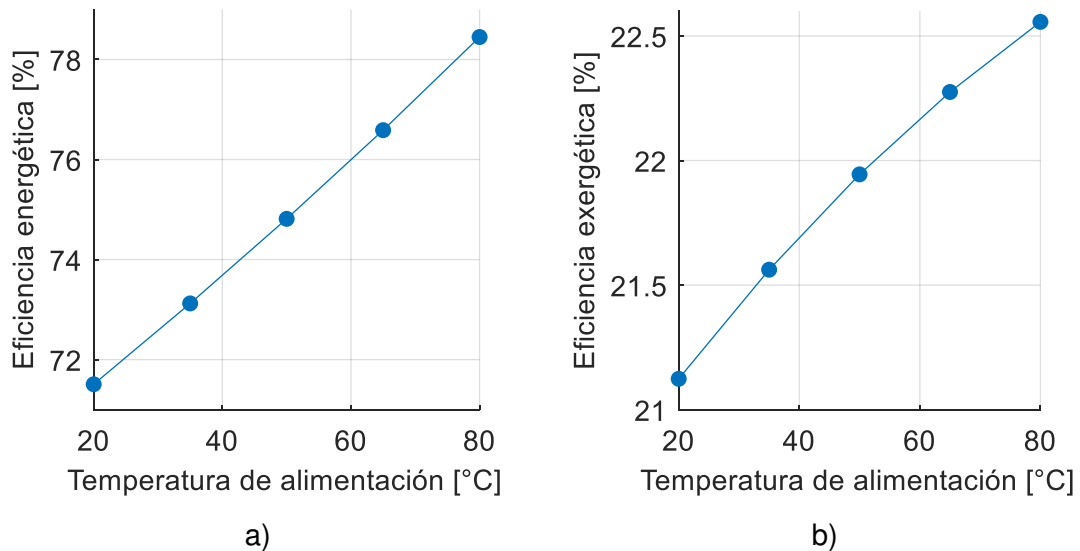
Se puede determinar que el incremento del espesor del aislante en el tambor ayuda al uso eficiente de la energía, pues se muestra un aumento en las eficiencias. Esto es razonable debido a que de este modo las pérdidas de calor se minimizan.

Se selecciona un aislante de 11 centímetros de espesor que incrementa el valor de las eficiencias en un 0,08% con respecto al espesor de 3 centímetros.

### ***Temperatura del agua de alimentación***

Se analiza el aumento del agua de alimentación asumiendo el uso de un economizador en el sistema de generación de vapor. Las temperaturas analizadas son de 20, 35, 50, 65 y 80°C. En la figura 3.9 se observa que la eficiencia energética aumenta desde un valor de 71,51% hasta 78,45%, mientras que la eficiencia exergética aumenta desde 21,12% hasta 22,56%.





**Figura 3.9.** Sensibilidad paramétrica de la temperatura del agua de alimentación. a) Eficiencia energética. b) Eficiencia exergética.

Fuente: (Propia)

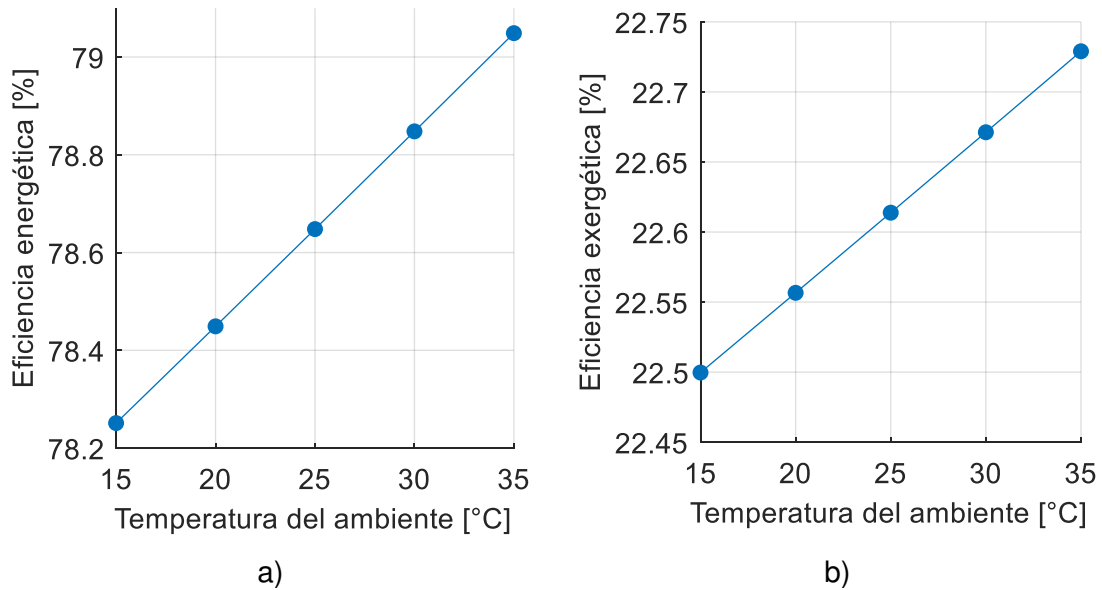
Se interpreta que el incremento de eficiencia energética es debido al mejor uso de la energía, se requiere un menor calor de aporte al fluido de trabajo debido al precalentamiento y, por ende, un menor consumo de potencia.

Se selecciona una temperatura de alimentación de 80°C, la cual brinda eficiencias 9,7% mayores al uso con respecto a la temperatura de 20°C.

### ***Temperatura ambiental***

La temperatura ambiental es una perturbación y un dato imposible de controlar que es útil analizar pues afecta el desempeño del generador de vapor.

Las temperaturas consideradas en el análisis son 15, 20, 25, 30 y 35°C. En la figura 3.10a) se observa como la eficiencia energética aumenta desde un valor de 78,25% hasta 79,05%. No obstante, en la figura 3.10b) se observa como con el aumento de la temperatura aumenta a su vez la eficiencia exergética desde un valor de 22,45% hasta 22,73%.



**Figura 3.10.** Sensibilidad de las eficiencias con la variación de la temperatura ambiental. a) Eficiencia energética. b) Eficiencia exergética.

Fuente: (Propia)

Esto indica como el aumento de la temperatura ambiental disminuye el salto térmico entre el fluido de trabajo en el tambor y el ambiente, y así, se minimizan las pérdidas de calor.

A pesar de que no se puede optimizar temperatura ambiental dado que es una perturbación, es útil determinar cómo afecta esta perturbación a la eficiencia del equipo. De este modo, se tiene que, con el incremento de la temperatura a 35°C, la eficiencia energética y exergética se incrementan en un 1,02%.

Como consecuencia de la optimización de los parámetros y el análisis de la perturbación, en la tabla 3.7 se muestra un resumen de como estos incrementan las eficiencias del sistema. Los valores de las eficiencias consideran a los parámetros optimizados acumulados en orden descendente a la tabla, es decir que, las eficiencias del último parámetro consideran la optimización de todo el sistema.

**Tabla 3.7.** Resumen de eficiencias del sistema con uso de parámetros optimizados acumulados.

Parámetro optimizado o perturbación	$\eta_I$ [%]	$\eta_{II}$ [%]
Evaluación inicial del sistema	70,95%	20,96%
Número de tubos de humo = 38	71,46%	21,1%
Tipo de aislante = espuma de poliuretano	71,48%	21,12%
Espesor del aislante = 11 cm	71,51%	21,12%
Temperatura de alimentación = 80 °C	78,45%	22,56%
Temperatura ambiental = 35°C	79,05%	22,73%

Fuente: (Propia)

De este modo, considerando únicamente los parámetros optimizados, se tiene que el sistema mejora su eficiencia energética y exergética en un 10,57% y 8,44% con respecto al estado inicial.

### **Análisis de sensibilidad**

La evaluación de la sensibilidad consiste en determinar qué tan sensible es la eficiencia térmica con respecto a la variación de parámetros, es decir, la relación de la variación de la eficiencia respecto a la variación de los parámetros.

En las figuras anteriores se muestra como la eficiencia es una función de los distintos parámetros y perturbación. Al linealizar estas funciones, se tiene que la sensibilidad es la pendiente de las rectas. Estas se determinan haciendo uso de una regresión lineal de mínimos cuadrados. En la tabla 3.8 se muestra la sensibilidad de cada parámetro y perturbación.

El parámetro del tipo de aislante no es analizado debido a que este es cualitativo y no es posible obtener una tasa de variación.

**Tabla 3.8.** Sensibilidad de cada parámetro

Parámetro o perturbación	$\eta_I$ /parámetro
Número de tubos de humo [ $u^*$ ]	0,1072
Espesor del aislante [cm]	0,0067
Temperatura de alimentación [°C]	0,1157
Temperatura ambiental [°C]	0,0399

Nota:  $u^*$  representa una unidad.

Fuente: (Propia)

El parámetro más sensible es la temperatura de alimentación, seguido del número de tubos de humo y el espesor del aislante. Por lo tanto, es conveniente el incremento del agua de alimentación con el uso de economizadores y tanques de condensado puesto que este es el parámetro que influye en mayor medida en la eficiencia del sistema.

Por otro lado, el incremento del número de tubos de humo implica una reconstrucción parcial del generador de vapor, por lo tanto, no es una opción muy viable y es práctica solo en determinados casos.

El espesor y tipo de aislante son parámetro que influyen en la eficiencia energética, sin embargo, su sensibilidad es considerablemente menor respecto al aumento de la temperatura de alimentación.

Finalmente, la temperatura ambiente, a pesar de que no se puede controlar, influye relativamente poco en la eficiencia del sistema, por lo que, a pesar de que puedan existir variaciones a lo largo de la vida del equipo, no afectan significativamente a la eficiencia energética del sistema.

### **3.2 Conclusiones**

En este trabajo se optimizó un generador de vapor Diesel pirotubular de 100 BHP haciendo uso de un enfoque mecatrónico, donde se determinó que en los procesos 1 y 2 es mejor el uso de un control de lazo abierto, y en el proceso 3 es mejor el uso de un control de lazo cerrado. Mediante la optimización paramétrica se incrementaron las eficiencias energética y exergética en un 10,57% y 8,44% respectivamente al evaluar parámetros optimizados de número de tubos de humo, tipo de aislante, espesor del aislante y temperatura del agua de alimentación.

Se sistematizó el estado del arte de la modelación y optimización de generadores de vapor mediante el análisis de publicaciones recientes (últimos cinco años), a partir de las cuales, se concluye que existen distintos modelos matemáticos de la dinámica del sistema, además de su utilidad en sistemas de control y expansión a modelos económicos. Sin embargo, no es común el uso de representaciones en espacio de estado ni de análisis de eficiencias térmicas y exergéticas para su optimización paramétrica.

Se realizó un modelo matemático representado en espacio de estado a través del análisis de los flujos energéticos de un generador de vapor pirotubular de 100 BHP, subdividiendo el sistema en el hogar, tubos de humo y tambor; y así, obteniendo un modelo que tiene como salida la temperatura del fluido de trabajo, como entrada una

potencia calórica y como perturbaciones la temperatura ambiental, flujo de vapor y temperatura de ingreso de gases.

Se resolvió el modelo matemático por medio de simulaciones del comportamiento dinámico del sistema utilizando un control en lazo abierto y cerrado para los procesos de calentamiento hasta la saturación, calentamiento hasta la presión de trabajo y operación de la caldera con flujo de vapor. Se determinó que en los dos procesos iniciales es mejor el uso de un control en lazo abierto debido a la similitud de los comportamientos dinámicos y menor complejidad del lazo de control. En el proceso de operación es mejor el control con lazo cerrado dado que este permite la estabilización de la temperatura.

Se determinó que los parámetros que optimizan el sistema se obtienen incrementando el número de tubos de humo, espesor del aislante y temperatura de alimentación de agua, además de seleccionar como aislante a la espuma de poliuretano. El parámetro más sensible es la temperatura de alimentación de agua que aumenta la eficiencia térmica del sistema en un 11,57% por cada grado centígrado, seguido del número de tubos con un 10,72% por cada tubo y el espesor del aislante con un 0,67% por cada centímetro. Adicionalmente se analizó la sensibilidad de la perturbación temperatura ambiental donde se determinó el incremento de la eficiencia térmica en un 4% por cada grado centígrado.

### **3.3 Recomendaciones**

El modelo matemático considera la linealización de las ecuaciones de estado, sin embargo, se requiere un estudio que considere las no linealidades para comparar los modelos y mejorar el control dinámico del sistema.

Mediante el análisis del proceso de combustión, control de nivel y distribución de vapor, el modelo matemático puede expandirse y volverse más robusto permitiendo ampliar aún más los parámetros de análisis y representando mejor al sistema.

El presente trabajo puede complementarse mediante una validación experimental del modelo matemático para demostrar la veracidad de los resultados del comportamiento dinámico y proponer mejoras.

## 4 REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- Aguinaga Barragán, Á. G. X. (2009). Aprovechamiento holístico de la mecatrónica en los procesos de manufactura industriales. *V Seminario Euro Latinoamericano de Sistemas de Ingeniería (FIEE)*.  
<https://bibdigital.epn.edu.ec/bitstream/15000/9370/1/P67.pdf>
- Álvarez Cevallos, I. A. (2014). *Diseño del sistema de distribución de vapor en el hospital León Becerra de Guayaquil*.
- Álvarez Pacheco, C. E. (2020). *Modelado matemático y análisis de sensibilidad del funcionamiento del domo de un generador de vapor de recuperación de calor (HRSG) en una central térmica*.  
<http://repositorio.ufpso.edu.co/xmlui/bitstream/handle/123456789/386/33699.pdf?sequence=1&isAllowed=y>
- Åström, K. J., & Bell, R. D. (2000). Drum-boiler dynamics. *Automatica*, 36(3), 363–378.
- Bahamondes, P. A. (2006). *Descripción de calderas y generadores de vapor*. ACHS.  
[https://www.achs.cl/portal/trabajadores/Capacitacion/CentrodeFichas/Documents\\_pdf/descripcion-de-caldera-y-generadores-de-vapor.pdf](https://www.achs.cl/portal/trabajadores/Capacitacion/CentrodeFichas/Documents_pdf/descripcion-de-caldera-y-generadores-de-vapor.pdf)
- Bergman, T. L., Lavine, A. S., Incropera, F. P., & Dewitt, D. P. (2011). *Introduction to heat transfer* (6ta ed.). Jhon Wiley & Sons, Inc.
- Çengel, Y. A., Boles, M. A., & Kanoğlu, M. (2019). *Thermodynamics: An Engineering Approach* (9th ed.). McGraw-Hill.
- Cleaver Brooks. (2014). *FLX 150-1200 Operation and Maintenance Manual*.
- Cleaver Brooks. (2022). *CBLE Firetube Boiler*.  
<https://cleaverbrooks.com/Catalog/boilers/firetube/cble>
- Freire Osorio, G. H. (2021). *Diseño de una planta piloto para la producción de leche pasteurizada, queso y yogurt en la asociación agropecuaria “Campo Verde” ubicada en Tueucucho, cantón Cayambe provincia de Pichincha*.  
<https://dspace.ups.edu.ec/bitstream/123456789/21515/1/UPS%20-%20TTS569.pdf>
- Gilman, G. F. (2010). *Boiler control systems engineering* (2nd ed.). International society of automation.

- Güiza Pineda, R. F., & Rangel Hernández, V. H. (2017). Metodología para determinar la eficiencia energética de calderas de baja potencia. *Jóvenes En La Ciencia*, 3, 2628–2629.  
<http://repositorio.ugto.mx/bitstream/20.500.12059/4929/1/Metodolog%C3%ADa%20para%20determinar%20la%20eficiencia%20energ%C3%A9tica%20de%20calderas%20de%20baja%20potencia.pdf>
- Guyer, P. J. (2012). *An introduction to boiler controls*.
- Hamouda, A. S. (2019). Computer-Based Boiler Efficiency Improvement, Studying the Most Effective Parameters: A Case Study. *International Journal of Science Technology & Engineering*, 5(8), 72–77.  
[https://d1wqtxts1xzle7.cloudfront.net/58599333/IJSTEV518025.pdf?1552310774=&response-content-disposition=inline%3B+filename%3DComputer\\_Based\\_Boiler\\_Efficiency\\_Improve.pdf&Expires=1641858347&Signature=PM6Grs6snRn~xKdGMxxkahvpo9nkK0V0tuf9r9UvlGaw-OPijL3Re7x](https://d1wqtxts1xzle7.cloudfront.net/58599333/IJSTEV518025.pdf?1552310774=&response-content-disposition=inline%3B+filename%3DComputer_Based_Boiler_Efficiency_Improve.pdf&Expires=1641858347&Signature=PM6Grs6snRn~xKdGMxxkahvpo9nkK0V0tuf9r9UvlGaw-OPijL3Re7x)
- Instituto de investigación geológico y energético. (2020). *Balance energético nacional 2020* (1st ed.). Ministerio de energía y recursos naturales no renovables del Ecuador.  
<https://www.rekursyenergia.gob.ec/wp-content/uploads/2021/09/Balance-Energe%CC%81tico-Nacional-2020-Web.pdf>
- Izurieta Sisalema, M. H. (2016). *Diseño y simulación del sistema de distribución de vapor de agua para el proceso de producción de la empresa “Industrial Textiles Tornasol Cía. Ltda.”*  
<https://dspace.ups.edu.ec/bitstream/123456789/13112/3/UPS-KT01306.pdf>
- Khaustov, S., Guk, O., & Razov, I. (2018). Ordinary differential equations for the dynamic characteristics of heating boilers. *MATEC Web of Conferences*, 194.  
<https://doi.org/10.1051/mateconf/201819401024>
- Kotas, T. J. (1995). *The exergy method of thermal plant analysis*. Krieger Publishing Company.
- Martin, C. R. (2021). *PYroMat live modules*. <http://www.pyromat.org/live/index.html>
- MatWeb. (2022). *ASTM A203 Low Alloy Steel, Grade A*.  
<http://www.matweb.com/search/DataSheet.aspx?MatGUID=667e2f9adf9a49fca1b7c00df08255a4>

- Ordinola, C. I. (2018). *Funcionamiento y partes de una caldera*.  
<http://reini.utcv.edu.mx/jspui/bitstream/123456789/427/1/009748.pdf>
- Pepino Minetti, R. C., Fonseca, J. M., & López, E. G. (2018). Eficiencia ambiental y energética de calderas en la provincia de Córdoba, Argentina. *Revista de La Facultad de Ciencias Exactas, Física y Naturales*, 5, 39–43.  
<https://revistas.unc.edu.ar/index.php/FCEFYN/article/download/22895/22555/65421>
- Retirado Mediaceja, Y., Laurencio Alfonso, H. L., Sánchez Escalona, A. A., Camaraza Medina, Y., Salazar Corrales, M. F., Lamorú Urgelles, M., & Góngora Leyva, E. (2020). Análisis termoenergético del sistema de generación de vapor de una central térmica de 49 MW. *Enfoque UTE*, 11(3), 87–101.  
[http://scielo.senescyt.gob.ec/scielo.php?script=sci\\_arttext&pid=S1390-65422020000300087#ref24](http://scielo.senescyt.gob.ec/scielo.php?script=sci_arttext&pid=S1390-65422020000300087#ref24)
- Spirax Sarco. (2022a). *Shell boilers*. The Boiler House.  
<https://www.spiraxsarco.com/learn-about-steam/the-boiler-house/shell-boilers#article-top>
- Spirax Sarco. (2022b). *Water tube boilers*. The Boiler House.  
<https://www.spiraxsarco.com/learn-about-steam/the-boiler-house/water-tube-boilers#article-top>
- Thermocon. (2022). *Caldera 100BHP a diesel*. <https://www.thermocon.com.ec/product-page/caldera-100bhp-a-diesel>
- Tognoli, M., Najaf, B., Marchesi, R., & Rinaldi, F. (2019). Dynamic modelling, experimental validation, and thermo-economic analysis of industrial fire-tube boilers with stagnation point reverse flow combustor. *Applied Thermal Engineering*, 149.
- Toscano, R. C. (2015). *Uso eficiente de la energía en el sistema de refrigeración de amoníaco de la empresa Ecuajugos S.A.*  
<https://bibdigital.epn.edu.ec/bitstream/15000/9099/3/CD-6052.pdf>
- Yu, F., Yongfeng, Y., Honghai, W., Ming, Y., Donghua, Z., & Bo, L. (2018). Modelling and Simulating for Marine Exhaust Gas Boiler. *International Conference on Mechatronics and Intelligent Robotics*.



## ANEXOS

### ANEXO I: Paquetes y requisitos de los códigos de programación

Para la solución del modelo dinámico representado en espacio de estado y la obtención de valores eficiencias se desarrollaron códigos de programación en los lenguajes Python y Matlab. La tabla AI.1 muestra los paquetes y requisitos necesarios para el uso de los códigos de programación.

**Tabla AI.1.** Requisitos y paquetes para el uso de códigos de programación

	Python	Matlab
Versión	3.6.9	9.10.0.1602886 (R2021a)
Paquetes	Matplotlib – v3.5.1 Numpy – v1.22.1 Scipy – v1.7.3 Pyromat – v2.1.10	Control System Toolbox – v10.10

Fuente: (Propia)

En los posteriores anexos se presentan los códigos de programación. La tabla AI.2 muestra la función de los distintos códigos, su lenguaje de programación y anexo en el que se encuentra.

**Tabla AI.2.** Códigos de programación utilizados

	Función	Lenguaje
ANEXO II	Obtiene las matrices del modelo en espacio de estado y las exporta a un documento de Matlab.	Python
ANEXO III	Simula el comportamiento dinámico en lazo abierto y cerrado del proceso 1.	Matlab
ANEXO IV	Simula el comportamiento dinámico en lazo abierto y cerrado del proceso 2.	Matlab
ANEXO V	Simula el comportamiento dinámico en lazo abierto del proceso 3.	Matlab
ANEXO VI	Simula el comportamiento dinámico en lazo cerrado del proceso 3.	Matlab
ANEXO VII	Obtiene el valor de las eficiencias en el proceso de operación en estado estable.	Matlab

Fuente: (Propia)

## ANEXO II: Programación del modelo en espacio de estado

```
# -*- coding: utf-8 -*-
#####
"""MODELACIÓN EN ESPACIO DE ESTADO"""
#####

import matplotlib.pyplot as plt
import numpy as np
import scipy as sc
import scipy.signal as signal
import scipy.io
import pyromat as pm

#
air = pm.get('ig.air')
H2O = pm.get('mp.H2O')
pi = np.pi

#####
#PARÁMETROS DE ANÁLISIS
#####

#Hogar
R_i = 0.2 #m
e = 0.003 #m

#Tubos de humo
N = 33 #tubos de fuego
r_i = 0.025 #m
e_t = 0.003 #m

#Tambor
e_insu = 0.05 #m
e_T = 0.03 #m

#Térmicos
T_fw = 20 #°C
T_gin = 20 #°C

# Se supone un aislante de fibra de vidrio
C_insu = 835 #J/kg-K
rho_insu = 32 #kg/m3
k_insu = 0.038 #W/m-K

# # Se supone ladrillo refractario
# C_insu = 960 #J/kg-K
# rho_insu = 2050 #kg/m3
# k_insu = 1 #W/m-K

# # Se supone vidrio celular
# C_insu = 1000 #J/kg-K
# rho_insu = 145 #kg/m3
# k_insu = 0.058 #W/m-K

# # Se supone espuma de poliuretano
# C_insu = 1045 #J/kg-K
# rho_insu = 70 #kg/m3
# k_insu = 0.026 #W/m-K

#####
#DATOS Y CONSTANTES
#####
```

```

R_N = 0.75          # m,      radio del tambor
L = 2              # m,      longitud del tambor
V_w = 1.98        # m3,     Volumen de almacenamiento de agua
T_gexh = 60       # °C,     Temperatura de salida de los humos
R_T = R_N - e_insu - 2*e_T # m,      Radio interno del tambor

# Se supone la relación entre el flujo de combustible y el de aire
LHV = 42.6*10**6   # J/kg,   poder calorífico inferior del Diesel
m_fuel = 980950/LHV # kg/s,   flujo másico del combustible
m_g = 1.5*14.5*m_fuel # kg/s,   flujo másico del aire

T_amb = 20        # °C,     temperatura del ambiente

# Se supone aire a 500°C y 1.1 bar
Cv_g = air.cv(T=500+273.15, p=1.1)[0]*10**3 # J/kg-K
Cp_g = air.cp(T=500+273.15, p=1.1)[0]*10**3 # J/kg-K
rho_g = air.d(T=500+273.15, p=1.1)[0] # kg/m3

k_g = 55*10**(-3) # W/m-K
rho_w = 1000      # kg/m3
Cv_liq = 4180    # J/kg-K

# Se supone acero ASTM A203
C_wall = 470      #J/kg-K
k_wall = 52       #W/m-K
rho_wall = 7800   #kg/m3

# LINEALIZACIÓN DEL TÉRMINO dhw/dTw
Hw = []
Tw_ = []
dHw_dTw = []
for i in range(10):
    hw = H2O.hs(p=i+1)[0][0]
    Tw = H2O.Ts(p=i+1)[0] - 273.15
    Hw.append(hw)
    Tw_.append(Tw)

    # print(hw, Tw)

n = len(Hw)
x = np.array(Tw_)
y = np.zeros(n)
for i in range(n):
    y[i] = Hw[i]

sumx = sum(x)
sumy = sum(y)
sumx2 = sum(x*x)
sumy2 = sum(y*y)
sumxy = sum(x*y)
promx = sumx/n
promy = sumy/n

Cpw = (sumx*sumy-n*sumxy)/(sumx**2-n*sumx2)
b = promy - Cpw*promx

plt.plot(x,y)
plt.show()

print("")
print("Cpw = ", Cpw, "kJ/kg-K;   b = ", b, "kJ/kg", "\n", "hw(Tw) = cpw*Tw + b")
# print(x, "\n", "\n", y)
# print("\n", Hw)

Cpw = Cpw*10**3

def h_conv_g(radio, k conducc ter=k g, flujo masico=m g):

```

```

mu = 354.6*10**(-7)
Re = 4*flujo_masico/(pi*2*radio*mu)
Pr = 0.702
h = (k_conducc_ter/(2*radio))*((0.023)*(Re**0.8)*(Pr**0.4))
return h

def h_radiacion():
    # epsilon = ((0.52+1)/2)*1
    epsilon = 1
    sigma = 5.67037*10**(-8)
    #Temperaturas asumidas
    T_e1 = 600 + 273.15
    T_wall_e1 = 400 + 273.15
    #
    h = epsilon*sigma*(T_e1+T_wall_e1)*((T_e1**2)+(T_wall_e1**2))
    return float(h)

def h_boling():
    Pr = 0.99
    q_pp = 1380.9256
    h = 12.96*(Pr**0.12)*((-0.4343*np.log(Pr))**(-0.55))*(q_pp)**0.67
    return h

def h_conv_wl(radio=(r_i+e_t)):
    k_w = 0.58
    Ra = (9.81*(206*10**(-6))*(200-170)*(2*radio)**3)/((0.5*10**(-6))*(k_w/(rho_w*4180)))
    C = 0.125
    n = 0.333
    h = (k_w/(2*radio))*C*(Ra**n)
    return h

def h_conv_ex(radio=R_T):
    k_amb = 26.3*10**(-3)
    Ra = (9.81*(1/(25+273.15))*(40-25)*(2*radio)**3)/(15.89*22.5*10**(-12))
    C = 0.125
    n = 0.333
    h = (k_amb/(2*radio))*C*(Ra**n)
    return h

def volumen(radio_i, espesor, longitud=L):
    Volumen = longitud*pi*((radio_i+espesor)**2)-(radio_i**2)
    return Volumen

def masa(volumen, densidad):
    M= densidad*volumen
    return M

h_conv_E1 = h_conv_g(R_i)
h_conv_E2 = h_conv_g(r_i, flujo_masico=(m_g/N))
h_rad = h_radiacion()
h_eb = h_boling()
h_water = h_conv_wl()
h_conv_E3 = h_conv_ex()

V_E1 = volumen(0, R_i)
V_E2 = volumen(0, r_i)
V_E3 = volumen(0, R_T)

V_wall_1 = volumen(R_i, e)
V_wall_2 = volumen(r_i, e_t)
V_wall_3 = volumen(R_T, e_T)

m_wall_1 = masa(V_E1, rho_wall)
m_wall_2 = masa(V_E2, rho_wall)
m_wall_3 = masa(V_E3, rho_insu)

```

```

#####
#Representación matricial del modelo
#####

Cap_t_E1 = V_E1*rho_g*Cv_g
Cap_t_wall_E1 = m_wall_1*C_wall
Cap_t_E2 = V_E2*rho_g*Cv_g
Cap_t_wall_E2 = m_wall_2*C_wall
Cap_t_wall_E3 = m_wall_3*C_insu

# Valores para proceso de calentamiento de agua comprimida
Cap_t_E3_liq = V_w*rho_w*Cv_liq

Resis_t_E1_liq = (2*pi*L/((np.log(1+ e/R_i)/k_wall) + 1/(h_water*(R_i+e))))**(-1)
Resis_t_E2_liq = (2*pi*L/((np.log(1+ e_t/r_i)/k_wall) + 1/(h_water*(r_i+e_t))))**(-1)
Resis_t_E3_liq = (1/(2*pi*L))*((np.log(1+ e_T/R_T)/k_wall) + (np.log(1+ e_insu/(R_T+e_T)))/k_insu) + (np.log(1+ e_T/(R_T+e_T+e_insu)))/k_wall) + 1/(h_conv_E3*(R_T+2*e_T+e_insu))

# Valores para proceso de calentamiento de agua saturada
Cap_t_E3_sat = V_w*rho_w*Cpw

Resis_t_E1_sat = (2*pi*L/((np.log(1+ e/R_i)/k_wall) + 1/(h_eb*(R_i+e))))**(-1)
Resis_t_E2_sat = (2*pi*L/((np.log(1+ e_t/r_i)/k_wall) + 1/(h_eb*(r_i+e_t))))**(-1)
Resis_t_E3_sat = (1/(2*pi*L))*((np.log(1+ e_T/R_T)/k_wall) + (np.log(1+ e_insu/(R_T+e_T)))/k_insu) + (np.log(1+ e_T/(R_T+e_T+e_insu)))/k_wall) + 1/(h_conv_E3*(R_T+2*e_T+e_insu))

# Proceso de calentamiento de agua líquida comprimida
#####
a_11_l = -.5*m_g*Cp_g - 2*pi*R_i*L*(h_conv_E1+h_rad)
a_12_l = 2*pi*R_i*L*(h_conv_E1+h_rad)
a_13_l = -.5*m_g*Cp_g

a_21_l = 2*pi*R_i*L*(h_conv_E1+h_rad)
a_22_l = -2*pi*R_i*L*(h_conv_E1+h_rad) - 1/Resis_t_E1_liq
a_25_l = 1/Resis_t_E1_liq

a_31_l = m_g*Cp_g/(2*N)
a_33_l = -2*pi*r_i*L*h_conv_E2
a_34_l = 2*pi*r_i*L*h_conv_E2

a_43_l = 2*pi*r_i*L*h_conv_E2
a_44_l = -2*pi*r_i*L*h_conv_E2 - 1/Resis_t_E2_liq
a_45_l = 1/Resis_t_E2_liq

a_52_l = 1/Resis_t_E1_liq
a_54_l = N/Resis_t_E2_liq
a_55_l = (-1/Resis_t_E1_liq)-(N/Resis_t_E2_liq)-2*pi*R_T*L*h_eb
a_56_l = 2*pi*R_T*L*h_eb

a_65_l = 2*pi*R_T*L*h_eb
a_66_l = -2*pi*R_T*L*h_eb - 1/Resis_t_E3_liq

b_11_l = m_g*Cp_g
b_12_l = 1 ##
b_33_l = -m_g*Cp_g/(2*N)
b_64_l = 1/Resis_t_E3_liq

a_111 = a_11_l/Cap_t_E1
a_121 = a_12_l/Cap_t_E1
a_131 = a_13_l/Cap_t_E1

```

```

a_211 = a_21_1/Cap_t_wall_E1
a_221 = a_22_1/Cap_t_wall_E1
a_251 = a_25_1/Cap_t_wall_E1

a_311 = a_31_1/Cap_t_E2
a_331 = a_33_1/Cap_t_E2
a_341 = a_34_1/Cap_t_E2

a_431 = a_43_1/Cap_t_wall_E2
a_441 = a_44_1/Cap_t_wall_E2
a_451 = a_45_1/Cap_t_wall_E2

a_521 = a_52_1/Cap_t_E3_liq
a_541 = a_54_1/Cap_t_E3_liq
a_551 = a_55_1/Cap_t_E3_liq
a_561 = a_56_1/Cap_t_E3_liq

a_651 = a_65_1/Cap_t_wall_E3
a_661 = a_66_1/Cap_t_wall_E3

b_111 = b_11_1/Cap_t_E1
b_121 = b_12_1/Cap_t_E1
b_331 = b_33_1/Cap_t_E2
b_641 = b_64_1/Cap_t_wall_E3

#Representación en espacio de estado
A_1 = np.zeros([6,6])
B_1 = np.zeros([6,4])
C_1 = np.array([[1,0,0,0,0,0],
                [0,0,0,0,1,0]])
D_1 = np.zeros([2,4])

A_1[0][0]=a_111
A_1[0][1]=a_121
A_1[0][2]=a_131

A_1[1][0]=a_211
A_1[1][1]=a_221
A_1[1][4]=a_251

A_1[2][0]=a_311
A_1[2][2]=a_331
A_1[2][3]=a_341

A_1[3][2]=a_431
A_1[3][3]=a_441
A_1[3][4]=a_451

A_1[4][1]=a_521
A_1[4][3]=a_541
A_1[4][4]=a_551
A_1[4][5]=a_561

A_1[5][4]=a_651
A_1[5][5]=a_661

B_1[0][0]=b_111
B_1[0][1]=b_121
B_1[2][3]=b_331
B_1[5][3]=b_641

# Proceso de calentamiento de agua saturada
#####
a_11_s = -.5*m_g*Cp_g - 2*pi*R_i*L*(h_conv_E1+h_rad)
a_12_s = 2*pi*R_i*L*(h_conv_E1+h_rad)

```

```

a_13_s = -.5*m_g*Cp_g

a_21_s = 2*pi*R_i*L*(h_conv_E1+h_rad)
a_22_s = -2*pi*R_i*L*(h_conv_E1+h_rad) - 1/Resis_t_E1_sat
a_25_s = 1/Resis_t_E1_sat

a_31_s = m_g*Cp_g/(2*N)
a_33_s = -2*pi*r_i*L*h_conv_E2
a_34_s = 2*pi*r_i*L*h_conv_E2

a_43_s = 2*pi*r_i*L*h_conv_E2
a_44_s = -2*pi*r_i*L*h_conv_E2 - 1/Resis_t_E2_sat
a_45_s = 1/Resis_t_E2_sat

a_52_s = 1/Resis_t_E1_sat
a_54_s = N/Resis_t_E2_sat
a_55_s = (-1/Resis_t_E1_sat)-(N/Resis_t_E2_sat)-2*pi*R_T*L*h_eb
a_56_s = 2*pi*R_T*L*h_eb

a_65_s = 2*pi*R_T*L*h_eb
a_66_s = -2*pi*R_T*L*h_eb - 1/Resis_t_E3_sat

b_11_s = m_g*Cp_g
b_12_s = 1 ##
b_33_s = -m_g*Cp_g/(2*N)
b_54_s = float((H2O.h(T=T_fw+273.15,p=10) - H2O.hs(p=10)[1])*10**3)
b_65_s = 1/Resis_t_E3_sat

hr = b_54_s

a_11s = a_11_s/Cap_t_E1
a_12s = a_12_s/Cap_t_E1
a_13s = a_13_s/Cap_t_E1

a_21s = a_21_s/Cap_t_wall_E1
a_22s = a_22_s/Cap_t_wall_E1
a_25s = a_25_s/Cap_t_wall_E1

a_31s = a_31_s/Cap_t_E2
a_33s = a_33_s/Cap_t_E2
a_34s = a_34_s/Cap_t_E2

a_43s = a_43_s/Cap_t_wall_E2
a_44s = a_44_s/Cap_t_wall_E2
a_45s = a_45_s/Cap_t_wall_E2

a_52s = a_52_s/Cap_t_E3_sat
a_54s = a_54_s/Cap_t_E3_sat
a_55s = a_55_s/Cap_t_E3_sat
a_56s = a_56_s/Cap_t_E3_sat

a_65s = a_65_s/Cap_t_wall_E3
a_66s = a_66_s/Cap_t_wall_E3

b_11s = b_11_s/Cap_t_E1
b_12s = b_12_s/Cap_t_E1
b_33s = b_33_s/Cap_t_E2
b_54s = b_54_s/Cap_t_E3_sat
b_65s = b_65_s/Cap_t_wall_E3

#Representación en espacio de estado

A_s = np.zeros([6,6])
B_s = np.zeros([6,5])
C_s = np.array([[1,0,0,0,0,0],
                [0,0,0,0,1,0]])
D_s = np.zeros([2,5])

```

```

A_s[0][0]=a_11s
A_s[0][1]=a_12s
A_s[0][2]=a_13s

A_s[1][0]=a_21s
A_s[1][1]=a_22s
A_s[1][4]=a_25s

A_s[2][0]=a_31s
A_s[2][2]=a_33s
A_s[2][3]=a_34s

A_s[3][2]=a_43s
A_s[3][3]=a_44s
A_s[3][4]=a_45s

A_s[4][1]=a_52s
A_s[4][3]=a_54s
A_s[4][4]=a_55s
A_s[4][5]=a_56s

A_s[5][4]=a_65s
A_s[5][5]=a_66s

B_s[0][0]=b_11s
B_s[0][1]=b_12s
B_s[2][4]=b_33s
B_s[4][3]=b_54s
B_s[5][4]=b_65s

#####
# EXOPRTACIÓN DE MATRICES Y VALORES A MATLAB
#####

h_s = H2O.hs(p=10)[1][0]*1000;
h_fw = H2O.h(T=T_fw + 273.15, p=1)[0]*1000;
T_fw;
S_s = H2O.ss(p=10)[1][0]*1000;
S_fw = H2O.s(T=T_fw + 273.15, p=1)[0]*1000;
ho = H2O.h(T=T_amb + 273.15, p=1)[0]*1000
To = T_amb
So = H2O.s(T=T_amb + 273.15, p=1)[0]*1000

Eff_II = np.array([[h_s, h_fw, T_fw, S_s, S_fw]]);
print(h_s)

eff_II = {'hs': Eff_II[0][0], 'hfw': Eff_II[0][1], 'Tfw': Eff_II[0][2],
          'Ss': Eff_II[0][3], 'Sfw': Eff_II[0][4], 'ho': ho, 'To': To,
          'So': So}
scipy.io.savemat('Eficiencia II.mat', eff_II);

mdic = {'A_1': A_1, 'B_1': B_1, 'C_1': C_1, 'D_1': D_1};
scipy.io.savemat('Proceso_1.mat', mdic);

mdic_1 = {'A_s': A_s, 'B_s': B_s, 'C_s': C_s, 'D_s': D_s};
scipy.io.savemat('Proceso_2_y_3.mat', mdic_1);

```



## ANEXO III: Programación de la dinámica del proceso 1

```

%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
%
%                               PROCESO 1
%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
% Calentamiento inicial de caldera de vapor hasta llegar a la temperatura
% de saturación a presión atmosférica (aprox. 1 bar).
%
clear, clc;
load('\Proceso_1.mat');
%
%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
T_o = 20; % C, Temperatura inicial del proceso
%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%

T_gin = 20; % C, Temperatura de ingreso del aire
T_amb = 20; % C, Temperatura del ambiente
Pot = 980950*1.3; % W, Potencia de entrada (100 BHP)

T_gin = T_gin - T_o; % Temperaturas relativas respecto a la
T_amb = T_amb - T_o; % temperatura inicial del proceso.

Sys_1 = ss(A_1, B_1, C_1, D_1);
TF_1 = tf(Sys_1);
Wt1 = TF_1(2,1); % Función de transferencia para T_gin
Wt2 = TF_1(2,2); % Función de transferencia para Pot
Wt4 = TF_1(2,4); % Función de transferencia para T_amb

t = linspace(0, 3600, 150);

Tw1 = step(T_gin*Wt1,t);
Tw2 = step(Pot*Wt2,t);
Tw4 = step(T_amb*Wt4,t);
Tw = Tw1 + Tw2 + Tw4;

%%
% Lazo Abierto
t_min = t/60;
T_procl_la = Tw + T_o;
plot(t_min, T_procl_la);
% title('Proceso 1','Lazo abierto','Calentamiento inicial de líquido
comprimido','');
ylabel('Temperatura de agua líquida [°C]');
xlabel('Tiempo [min]');
% xlim([0,16]);
ylim([T_o, 100]);
grid('on');
pause;

%%
% Lazo Cerrado
consigna = 100 - T_o;

[Gc, info] = pidtune(Wt2, 'PID', 0.002)
H = feedback(Wt2*Gc,1);

St1_ = Wt1/(1+Wt2*Gc);
St4_ = Wt4/(1+Wt2*Gc);

T_1 = step(T_gin*St1_, t);
T_pid = step(consigna*H, t);
T_4 = step(T_amb*St4_, t);

```

```

T_procl_lc = T_l + T_pid + T_4;

plot(t/60, T_procl_lc + T_o);
% title({'Proceso 1','Lazo cerrado','Calentamiento inicial de líquido
comprimido',''});
ylabel('Temperatura de agua líquida [°C]');
xlabel('Tiempo [min]');
% xlim([0,486.241610738255/60]);
% xlim([0,13.4]);
ylim([20, 100]);
grid('on');
% pause;

```

## ANEXO IV: Programación de la dinámica del proceso 2

```

%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
%
%                               PROCESO 2
%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
% Calentamiento de agua saturada con volumen constante y sin flujo de masa
% desde una presión de 1 bar hasta la presión de timbre (10 bar).
%
clear, clc;
load('\Proceso_2_y_3.mat')
%
%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
T_o = 99.606; % °C, Temperatura inicial del proceso %
%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%

T_gin = 20;      % °C,      Temperatura de ingreso del aire
T_amb = 20;      % °C,      Temperatura del ambiente
Pot = 980950*1.3; % W,      Potencia de entrada (100 BHP)
m_s = 0;         % kg/s,    Flujo másico de vapor

T_gin = T_gin - T_o; % Temperaturas relativas respecto
T_amb = T_amb - T_o; % a la temperatura inicial del
% proceso.

Sys_sc = ss(A_s, B_s, C_s, D_s);
TF_2 = tf(Sys_sc);
St1 = TF_2(2,1); % Función de transferencia para T_gin
St2 = TF_2(2,2); % Función de transferencia para Pot
St4 = TF_2(2,4); % Función de transferencia para m_s
St5 = TF_2(2,5); % Función de transferencia para T_amb

% t = linspace(0, 1200, 150);
t = linspace(0, 1800, 150);

Tw1 = step(T_gin*St1,t);
Tw2 = step(Pot*St2,t);
Tw4 = step(m_s*St4,t);
Tw5 = step(T_amb*St5,t);
Tw = Tw1 + Tw2 + Tw4 + Tw5;

%%
%Lazo abierto
T_proc2_la = Tw + T_o;
plot(t/60, T_proc2_la);
% title({'Proceso 2','Lazo abierto','Calentamiento de agua saturada hasta la
presión de timbre',''});
ylabel('Temperatura de vapor saturado [°C]');
xlabel('Tiempo [min]');
% xlim([0,14.5]);
ylim([T_o, 180]);

```

```

grid('on');
pause;

%%
% Lazo Cerrado

consigna = 180 - T_o;

[Gc, info] = pidtune(St2, 'PID', 0.0027)
H = feedback(St2*Gc,1);
St1_ = St1/(1+St2*Gc);
St4_ = St4/(1+St2*Gc);
St5_ = St5/(1+St2*Gc);

T_1 = step(T_gin*St1_, t);
T_pid = step(consigna*H, t);
T_4 = step(m_s*St4_, t);
T_5 = step(T_amb*St5_, t);
T_proc2_lc = T_pid + T_1 + T_4 + T_5;

plot(t/60, T_proc2_lc + T_o);
% title({'Proceso 2','Lazo cerrado','Calentamiento de agua saturada hasta la
presión de timbre',''});
ylabel('Temperatura de vapor saturado [°C]');
xlabel('Tiempo [min]');
% xlim([0,13.8]);
ylim([T_o, 180]);
grid('on');
% pause;

```

## ANEXO V: Programación de la dinámica del proceso 3 con lazo abierto

```

%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
%
% PROCESO 3/LAZO ABIERTO
%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
% Contro en lazo abierto de la presión de trabajo del sistema mientras se
% entrega vapor saturado.
% La presión del vapor varía entre 9 y 11 bar. (Delta de presiones = 2 bar)
%
clear, clc;
load('\Proceso_2_y_3.mat')
%
%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
T_o_1 = 175.35;%%°C, Temperatura inicial del proceso%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
%
T_gin = 20;          %°C,      Temperatura de ingreso del aire
T_amb = 20;          %°C,      Temperatura del ambiente
Pot = 980950*1.3;    % W,      Potencia de entrada (100 BHP)
m_s = 0.315;         % kg/s,    Flujo másico de vapor (2800 lb/hr)
%
T_gin = T_gin - T_o_1;          % Temperaturas relativas respecto
T_amb = T_amb - T_o_1;          % a la temperatura inicial del
% proceso.
%
Sys_sc = ss(A_s, B_s, C_s, D_s);
TF_2 = tf(Sys_sc);
St1 = TF_2(2,1);    % Función de transferencia para T_gin
St2 = TF_2(2,2);    % Función de transferencia para Pot

```

```

St4 = TF_2(2,4);    % Función de transferencia para m_s
St5 = TF_2(2,5);    % Función de transferencia para T_amb

t = linspace(0, 30*60, 1000);
% t = linspace(0, 10^9, 100);

Tw1 = step(T_gin*St1,t);
Tw2 = step(Pot*St2,t);
Tw4 = step(m_s*St4,t);
Tw5 = step(T_amb*St5,t);
Tw = Tw1 + Tw2 + Tw4 + Tw5;

t_min = t/60;
T_proc3_la_1 = Tw + T_o_1;
plot(t/60 - 265.766/60, T_proc3_la_1);
% title({'Proceso 3', 'Lazo abierto', 'Control de operación de caldera', ''});
ylabel('Temperatura de vapor saturado [°C]');
xlabel('Tiempo [min]');
xlim([0,25]);
ylim([175.35 , 184.06]);
grid('on');
% pause;

```

## ANEXO VI: Programación de la dinámica del proceso 3 con lazo cerrado

```

%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
%
%                               PROCESO 3/LAZO CERRADO
%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
% Contro en lazo cerrado de la presión de trabajo del sistema mientras se
% entrega vapor saturado.
% La presión del vapor varía entre 9 y 10 bar. (Delta de presiones = 1 bar)
%
clear, clc;
load('\Proceso_2_y_3.mat')
load('\Eficiencia_II.mat')
%
%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
T_o = 175.35; %%%°C, Temperatura inicial del proceso %%%
%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%

T_gin = 20;      %°C,      Temperatura de ingreso del aire
T_amb = 20;      %°C,      Temperatura del ambiente
Pot = 980950;    % W,      Potencia de entrada (100 BHP)
m_s = 0.315;     % kg/s,    Flujo másico de vapor (2800 lb/hr)

T_gin = T_gin - T_o;      % Temperaturas relativas respecto
T_amb = T_amb - T_o;     % a la temperatura inicial del
                        % proceso.

Sys_sc = ss(A_s, B_s, C_s, D_s);
TF_2 = tf(Sys_sc);
St1 = TF_2(2,1);    % Función de transferencia para T_gin
St2 = TF_2(2,2);    % Función de transferencia para Pot
St4 = TF_2(2,4);    % Función de transferencia para m_s
St5 = TF_2(2,5);    % Función de transferencia para T_amb

% t = linspace(0, 10^3, 1000);
t = linspace(0, 5*60, 1000);

```

```

consigna = 179.88 - T_o;

[Gc, info] = pidtune(St2, 'PID', 0.5)
H = feedback(St2*Gc,1);

St1_ = St1/(1+St2*Gc);
St4_ = St4/(1+St2*Gc);
St5_ = St5/(1+St2*Gc);

T_1 = step(T_gin*St1_, t);
T_pid = step(consigna*H, t);
T_4 = step(m_s*St4_, t);
T_5 = step(T_amb*St5_, t);

Tff = T_1 + T_pid + T_4 + T_5;
plot(t, Tff + T_o);
line([0, 50],[consigna+T_o, consigna+T_o],'linestyle','--', 'Color','black');
% title({'Proceso 3','Lazo cerrado','Modulación de llama de caldera',''});
ylabel('Temperatura de vapor saturado [°C]');
xlabel('Tiempo [s]');
xlim([0,50]);
grid('on');
% pause;

```

## ANEXO VII: Obtención de eficiencias

```

%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
% EFICIENCIA ENERGÉTICA Y EXERGÉTICA
%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
% Obtención de las eficiencias energéticas y exergéticas a partir de la
% operación del sistema en estado estable.
%
clear, clc;
load('\Proceso_2_y_3.mat')
load('\Eficiencia II.mat')
%
%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
T_o = 175.35; % °C, Temperatura inicial del proceso %
%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%

T_gin = 20; % °C, Temperatura de ingreso del aire
T_amb = 20; % °C, Temperatura del ambiente
Pot = 980950; % W, Potencia de entrada (100 BHP)
m_s = 0.315; % kg/s, Flujo másico de vapor (2800 lb/hr)
LHV = 42.6*10^6; % J/kg, Poder calorífico inferior del diesel oil

T_gin = T_gin - T_o; % Temperaturas relativas respecto
T_amb = T_amb - T_o; % proceso.
u = [T_gin; Pot; 0; m_s; T_amb]; % Vector de entradas.
consigna = 179.88 - T_o;

c = 86.13;
h = 13.87;
phi = 1.0401 + 0.1728*(h/c);
%%
% Temperatura del hogar y potencia
paso = 0.098095; % Paso de potencia de 0.01 BHP
p_i = 2692285.5837327624*m_s; % Potencia de 80 BHP
error = 100;
while error >= 0.01
% for i = 1:1:79000
p_i = p_i + paso;
v = [T_gin; p_i; 0; m_s; T_amb];

```

```

    T_tot_cal = -1*inv(A_s)*B_s*v;
    T_cal = T_tot_cal(5);
    error = abs(T_cal - consigna);
end

disp(" ")
disp('La Temperatura en el hogar es de: ');
disp(T_tot_cal(1)+T_o+" °C");
disp(" ")
disp('La Potencia calórica es de: ');
disp(p_i/1000+" kW");
disp((p_i/1000)*0.101942+" BHP");
disp(" ")

%%
% Eficiencia del sistema

eff_I = (m_s*(hs - hfw))/p_i;
eff_II = m_s*(hs - hfw - (T_amb+T_o+273.15)*(Ss - Sfw))/(p_i*phi);

disp('La eficiencia energética es: ')
disp(eff_I*100+" %")
disp(' ')
disp('La eficiencia exergética es: ')
disp(eff_II*100+" %")

```