

**ESCUELA SUPERIOR POLITÉCNICA DEL LITORAL**

**Facultad de Ingeniería en Mecánica y Ciencias de la  
Producción**

Diseño de un sistema de generación de energía usando la cascarilla de  
arroz como fuente de energía

**PROYECTO INTEGRADOR**

Previo la obtención del Título de:

**Ingeniero Mecánico**

Presentado por:

Jimmy Daniel Catagua Gavilanez

Steven Alexander Méndez Rodríguez

GUAYAQUIL - ECUADOR

Año: 2021

## **DEDICATORIA**

El presente proyecto se lo dedico a mi familia, mi padre Wilmer Oswaldo Catagua Murillo, mi madre Martha Yolanda Gavilanez Muñoz y a mi hermano Wilmer Andrés Catagua Gavilanez por ser ese apoyo incondicional y mi motor principal para cumplir con este objetivo

**Jimmy Daniel Catagua Gavilanez**

## **DEDICATORIA**

El presente trabajo se lo quiero dedicar a mis padres y hermana, por todo el apoyo brindado durante mis años de estudio, ser una fortaleza para mí al no dejarme caer en los momentos más difíciles que pase.

**Steven Alexander Méndez Rodríguez**

## **AGRADECIMIENTOS**

A lo largo de toda mi carrera universitaria me crucé con varias personas, las cuales formaron parte y ayudaron en mi aprendizaje de una u otra manera, como lo son; maestros, amigos, compañeros, choferes de transespol, conserjes, autoridades de ESPOL, etc. A todo lo que le llamamos “familia politécnica”, les quiero dar mis más sinceros agradecimientos. Quiero agradecer también a mi abuelo Máximo Catagua por acogerme en su hogar y hacerme sentir como un hijo más, a toda mi familia, tíos, primos y abuelos. Al ing. Francisco López Rengifo por abrirme las puertas de la piladora “INAREN S.A”, y así poder realizar este trabajo con mayor precisión. Por último, un especial agradecimiento a nuestro tutor el Dr. Jorge Duque y a nuestro profesor de materia el Dr. Francis Loayza por su paciencia y guía a lo largo de este trabajo.

**Jimmy Daniel Catagua Gavilanez**

## **AGRADECIMIENTOS**

Agradezco a mis padres Miguel Ángel Méndez y María del Roció Rodríguez por su apoyo y sacrificio que me llevo al termino de este trabajo, a mi hermana Angye Méndez por ser un pilar de ánimo para continuar, a mi Tía Lucila Rodríguez por acogerme en su hogar durante el inicio y gran parte de carrera dándome el apoyo igual al de una madre durante todo ese tiempo. A mi compañero de tesis por la paciencia ante los problemas durante la realización de este trabajo y a mis compañeros de carrera por todas las experiencias y momentos que vivimos. Por último, agradecer a nuestro tutor de tesis Ing. Duque por su guía a lo largo de este trabajo.

**Steven Alexander Méndez Rodríguez**

## DECLARACIÓN EXPRESA

"Los derechos de titularidad y explotación, nos corresponde conforme al reglamento de propiedad intelectual de la institución; Jimmy Daniel Catagua Gavilánez, Steven Alexander Méndez Rodríguez y damos nuestro consentimiento para que la ESPOL realice la comunicación pública de la obra por cualquier medio con el fin de promover la consulta, difusión y uso público de la producción intelectual"



---

Jimmy Daniel  
Catagua Gavilánez



---

Steven Alexander  
Méndez Rodríguez

## **EVALUADORES**

.....  
**Francis Loayza P., PhD.**

PROFESOR DE LA MATERIA

.....  
**Jorge Duque R., MSc.**

PROFESOR TUTOR

## RESUMEN

Ecuador como país agroindustrial tienen un gran potencial de generar energía proveniente de los desechos de su producción agrícola, sin embargo, no existe un gran desarrollo en la producción energética con biomasa. La cascarilla de arroz es uno de los desechos agrícolas más producidos, y con un poder calorífico de 13,93 [MJ/kg], lo que hace de esta fuente de biomasa un recurso con gran potencial en el uso de generación de energía. Actualmente, pocas son las productoras de arroz que aprovechan la cascarilla como fuente de energía para sus procesos, por lo que, este proyecto busca dar un aprovechamiento adecuado a la cascarilla, mediante el estudio de la tecnología de transformación de biomasa, factibilidad térmica y económica del uso de la cascarilla para la generación de energía. En este trabajo se desarrolló un sistema de generación de vapor, que cubre la demanda energética de la Piladora "INAREN S.A". Para el diseño, se investigó el consumo energético de la empresa siendo de 300 [kW], con esto, se realizó un proceso iterativo donde se recalculaba el ciclo de generación a medida que se seleccionaban y diseñaban los componentes del sistema. Se logró determinar que la cascarilla disponible es suficiente para generar la demanda de energía eléctrica de la empresa, dándole un mejor aprovechamiento a la cascarilla de arroz. Además de generar electricidad, en el sistema se aprovecha el 9% del vapor a la salida de la turbina para calentar aire que es utilizado en el sistema de secado de arroz de la piladora.

**Palabras Clave:** poder calorífico, demanda energética, generación de energía, proceso iterativo.



## **ABSTRACT**

*Ecuador, as an agro-industrial country, has great potential to generate energy from agricultural production waste; however, there is not much development in biomass energy production. Rice husks are one of the most produced agricultural wastes, with a calorific value of 13.93 [MJ/kg], which makes this source of biomass a resource with great potential for energy generation. Currently, few rice producers use rice husks as a source of energy for their processes; therefore, this project seeks to make an adequate use of rice husks by studying the biomass transformation technology, thermal and economic feasibility of using rice husks for energy generation. In this work, a steam generation system was developed to cover the energy demand of the "INAREN S.A.". For the design, the energy consumption of the company was investigated, being 300 [kW], with this, an iterative process was carried out where the generation cycle was recalculated as the components of the system were selected and designed. It was determined that the available husk is enough to generate the company's electricity demand, making better use of the rice husk. In addition to generating electricity, the system takes advantage of 9% of the steam coming out of the turbine to heat air that is used in the rice drying system of the rice mill.*

**Keywords:** *calorific value, energy demand, energy generation, iterative process.*

# ÍNDICE GENERAL

RESUMEN .....	I
ABSTRACT .....	II
ÍNDICE GENERAL .....	III
ABREVIATURAS.....	VII
SIMBOLOGÍA.....	VIII
ÍNDICE DE FIGURAS .....	IX
ÍNDICE DE TABLAS.....	X
CAPÍTULO 1	
1. Introducción .....	1
1.1 Definición del Problema.....	1
1.2 Justificación del proyecto.....	2
1.3 Objetivos .....	2
1.3.1 Objetivo General .....	2
1.3.2 Objetivos Específicos.....	2
1.4 Marco teórico.....	3
1.4.1 La cascarilla de arroz. ....	3
1.4.2 Generación de energía a partir de biomasa. ....	4
1.4.3 Ciclo de Rankine.....	5
CAPÍTULO 2	
2. Metodología.....	6
2.1 Procedimiento esquemático.....	6
2.2 Análisis del problema.....	7
2.3 Requerimientos de la solución.....	8

2.3.1	Costos.....	8
2.3.2	Espacio .....	8
2.3.3	Accesibilidad .....	8
2.3.4	Facilidad de instalación.....	8
2.3.5	Fácil funcionamiento .....	8
2.3.6	Menor contaminante .....	8
2.4	Alternativas de Solución .....	9
2.4.1	Sistema de generación de vapor por medio de la combustión directa de la cascarilla de arroz. ....	9
2.4.2	Sistema de cogeneración de vapor por medio de la combustión directa de la cascarilla de arroz .....	9
2.4.3	Gasificación de la cascarilla de arroz para producir gas pobre.....	10
2.5	Ventajas y desventajas de los sistemas de vapor.....	11
2.6	Ventajas y desventajas de la gasificación.....	11
2.7	Clasificación de los requerimientos.....	12
2.7.1	Comparación por pares.....	12
2.7.2	Ponderación de los requerimientos.....	12
2.7.3	Valoración de los requerimientos ante las alternativas.....	13
2.8	Selección de la mejor alternativa .....	13
2.8.1	Matriz de decisión .....	13
2.9	Diseño detallado.....	15
2.10	Método para el diseño final.....	15
2.10.1	Potencial calorífico de la cascarilla del arroz.....	16
2.10.2	Demanda energética de la piladora.....	18
2.10.3	Energía requerida para el secado del arroz.....	19
2.10.4	Ciclo de vapor de Rankine.....	20

2.10.5	Análisis de balance de energía en estado estable. ....	22
2.10.6	Consideraciones iniciales para el diseño del intercambiador.....	23
2.10.7	Velocidad de flujo del fluido de enfriamiento. ....	24
2.10.8	Coeficiente de convección del agua en flujo interno.....	25
2.10.9	Coeficiente de Convección del vapor en flujo externo.....	26
2.10.10	Coeficiente global de transferencia de calor.....	29
2.10.11	Área superficial y longitud de tubería.....	29
2.10.12	Pérdidas de presión y potencia de bomba.....	32
2.10.13	Efectividad del intercambiador.....	32

### CAPÍTULO 3

3.	Resultados Y ANÁLISIS.....	34
3.1	Potencia Calorífica de la cascarilla de arroz.....	34
3.2	Demanda energética de la piladora.....	35
3.2.1	Energía eléctrica máxima consumida por la piladora.....	35
3.2.2	Energía de secado del arroz.....	35
3.2.1	Diseño del ciclo de generación por vapor.....	36
3.2.2	Selección de la Turbina.....	37
3.2.3	Selección de la caldera.....	47
3.2.4	Consumo de combustible en la caldera.....	47
3.3	Diseño del condensador.....	51
3.3.1	Análisis de balance de energía en estado estable. ....	51
3.3.2	Velocidad de flujo del agua en el arreglo de tuberías.....	52
3.3.3	Coeficiente de convección en flujo interno del agua.....	54
3.3.4	Coeficiente de Convección del vapor en flujo externo:.....	56
3.3.5	Coeficiente global de transferencia de calor.....	63
3.3.6	Área superficial y longitud de tubería.....	65

3.3.7	Pérdida de presión y potencia de bomba .....	67
3.3.8	Efectividad del intercambiador .....	69
3.4	Selección del calentador de aire .....	69
3.4.1	Condiciones del aire.....	70
3.4.2	Condiciones del vapor.....	71
3.5	Selección de la Bomba del Condensador .....	72
3.5.1	Distancia entre el río Babahoyo y el condensador .....	72
3.5.2	Caudal del sistema de bombeo del condensador.....	73
3.5.3	Pérdidas en tubería.....	74
3.6	Selección de la Bomba del ciclo de vapor .....	82
3.7	Consumo de energía de los componentes del sistema.....	84
3.8	Ultima iteración de los cálculos del ciclo de vapor .....	84
3.9	Consumo total de cascarilla de arroz.....	86
3.10	Eficiencia total del ciclo.....	87
3.11	Análisis financiero del sistema de generación de energía.....	87
3.11.1	Tablas de costos directos.....	88
3.11.2	Tablas de costos indirectos.....	89
3.11.3	Flujo de caja anual .....	90
 CAPÍTULO 4		
4.	Conclusiones Y Recomendaciones.....	92
4.1	Conclusiones.....	93
4.2	Recomendaciones.....	94
 BIBLIOGRAFÍA		
 APÉNDICES		

## **ABREVIATURAS**

ESPOL	Escuela Superior Politécnica del Litoral
ASTM	American Society for Testing and Materials
NACE	National Association of Corrosion Engineer
SSC	Electrodo de Plata Cloruro de Plata
CSE	Electrodo de Cobre Sulfato de Cobre
HWL	High Water Level
LWL	Low Water Level
CIS	Inspección pasó a paso, medición de potenciales de encendido
MPY	Milésimas de pulgadas por año

## SIMBOLOGÍA

mil	Milésima de pulgada
mg	Miligramo
pH	Potencial de Hidrógeno
m	Metro
mV	Milivoltio
Cu	Cobre
Ni	Níquel
C	Carbono
Mn	Manganeso
P	Fósforo

## ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 2.1 Proceso del diseño .....	7
Figura 2.2 Alternativa de solución 1. Sistema de ciclo de vapor de Rankine .....	9
Figura 2.3. Alternativa de solución 2. Sistema de vapor de cogeneración .....	10
Figura 2.4. Alternativa de solución 3. Sistema de gasificación.....	10
Figura2.5. flujograma del sistema de generación a vapor.....	15
Figura2.6. Diagrama de flujo del proceso de diseño .....	16
Figura2.7. Esquema del proceso de pilado del arroz .....	16
Figura2.8. Factor de corrección $\epsilon$ -NTU .....	31
Figura3.1. Balance de energía en la turbina con las condiciones nominales isoentrópicamente .....	39
Figura3.2. Modelo de ciclo Rankine en CyclePad.....	40
Figura3.3. Parámetros del punto 3 .....	41
Figura3.4. Parámetros del punto 4 .....	42
Figura3.5. Parámetros del punto 1 .....	43
Figura3.6. Parámetros del punto 2 .....	45
Figura3.7. Gráfico T vs S con los parámetros de la turbina en CyclePad .....	46
Figura3.8. Parámetros del ciclo .....	46
Figura3.9. Modelo del ciclo Rankine con los parámetros de la turbina y la caldera ..	49
Figura3.10. Diagrama T VS S del ciclo Rankine con los parámetros corregidos de la turbina y caldera .....	50
Figura3.11. Parámetros en los puntos de entrada y salida de cada componente .....	50
Figura3.12. Parámetros de cada componente .....	51
Figura3.13. Ubicación geográfica de la piladora y el río Babahoyo.....	72
Figura3.14. Cálculo de la distancia entre los puntos geográficos.....	73
Figura3.15. Rango de operación de las bombas .....	81
Figura3.16. Punto de operación de la bomba seleccionada.....	82
Figura3.17. Especificaciones de la bomba seleccionada .....	84
Figura3.18. Gráfico T vs S resultante del ciclo de vapor.....	85
Figura3.19. Parámetros resultantes del ciclo de vapor .....	85



## ÍNDICE DE TABLAS

Tabla 1.1 Composición porcentual de la cascarilla de arroz y ceniza de cascarilla de arroz.....	3
Tabla 2.1. Comparación por pares de los requerimientos.....	12
Tabla 2.2. Ponderación de los requerimientos.....	13
Tabla 2.3. Valoración de los requerimientos ante las alternativas.....	13
Tabla 2.4. Matriz de decisión de la mejor alternativa.....	14
Tabla 2.5. Poder calorífico de la cascarilla según su humedad y composición.....	17
Tabla 2.6. Carga eléctrica demandada por la piladora, considerando el secado y horas de trabajo al día.....	18
Tabla 2.7. Constante para el banco de flujo cruzado.....	27
Tabla 2.8. Factor de corrección C2.....	28
Tabla 3.1. Especificaciones de la turbina.....	37
Tabla 3.2. Especificaciones de la caldera seleccionada.....	47
Tabla 3.3. Velocidad de fluido interno para varios diámetros de tubería de intercambiadores.....	53
Tabla 3.4. Coeficientes de convección para todos los arreglos.....	55
Tabla 3.5. Velocidades del flujo externo y Reynolds de los arreglos.....	57
Tabla 3.6. Número de Nusselt para los arreglos.....	59
Tabla 3.7. Coeficientes de convección del flujo externo de los arreglos.....	60
Tabla 3.8. Valores de coeficiente de vapor corregidos según Ts y disposición del arreglo.....	62
Tabla 3.9. Resultados de Coeficiente Global de Transferencia de calor.....	63
Tabla 3.10. Área de transferencia y longitud de tubería requeridos para los arreglos estudiados.....	66
Tabla 3.11. Pérdida de presión y potencia de bomba requerida para los arreglos....	68
Tabla 3.12. Efectividad del condensador.....	69
Tabla 3.13. Lista de accesorios y pérdidas por fricción en la sección de aspiración	75
Tabla 3.14. Lista de accesorios y pérdidas por fricción en la sección de descarga..	77
Tabla 3.15. Parámetros de trabajo de la bomba del ciclo de vapor.....	83

Tabla 3.16. Componentes del sistema y su consumo de energía .....	84
Tabla 3.17. Precios de las maquinaria del ciclo de vapor .....	88
Tabla 3.18. Precios de los materiales de bombeo del condensador .....	88
Tabla 3.19. Precios de materiales para la fabricación del condensador.....	88
Tabla 3.20. Costos de fabricación y ensamble del condensador .....	89
Tabla 3.21. Costo de los secadores .....	89
Tabla 3.22. Costos del montaje del ciclo de vapor .....	89
Tabla 3.23. Costos de los materiales de mantenimiento del sistema .....	89
Tabla 3.24. Costos de los rubros no operacionales del sistema .....	90
Tabla 3.25. Costos totales del sistema .....	90
Tabla 3.26. Flujo de caja del sistema de generación .....	91

# CAPÍTULO 1

## 1. INTRODUCCIÓN

### 1.1 Definición del Problema

Como país agroindustrial Ecuador ha producido desechos agroindustriales que por años no fueron manejados correctamente, la mayoría de los desechos eran depositados en áreas cercanas al área de cultivos, poblaciones o carreteras, causando contaminación del suelo debido a las grandes cantidades que eran depositadas, o contaminación del aire debido a que los residuos eran quemados al aire libre, afectando a los moradores de las poblaciones cercanas y trabajadores de las propias piladoras, además, el desechar la cascarilla de arroz representa un gasto logístico para las piladoras debido a que deben transportar la cascarilla que no tiene uso. A partir del 2015 en Ecuador se aplicaron leyes en las que se exigía a los productores agrícolas hacer un mejor manejo de sus residuos, los cuales no están optimizados aún, desde el 2018 Ecuador también viene trabajando en la inclusión de la economía circular en todos sus sistemas de producción, por lo cual, encontrar alternativas de usos de los residuos agrícolas es una gran oportunidad para este sector. (INEN, 2019) El Ministerio de Agricultura y Ganadería al 2019 indica que el arroz es el segundo producto agrícola de mayor producción en el país, teniendo 288000 hectáreas sembradas con una producción de 1670000 toneladas. Guayas es el principal productor de arroz aportando con el 74% de la producción total. Considerando que de una saca de arroz cosechado de entre 200 y 210 libras se obtienen cerca de 160 libras de masa blanca (arroz pilado, arrocillo, polvillo, etc.), además, las sacas llevan alrededor de 3% de impurezas, la cascarilla de arroz representaría el 17% en peso de la producción teniendo 280000 toneladas de cascarilla de arroz anuales, de las cuales solo un 35% es utilizado, es decir, que se desechan anualmente 180000 toneladas de cascarilla de arroz. Además, el desechar la cascarilla de arroz ocasiona gastos logísticos a los dueños de las piladoras y dado a su alto contenido de sílice (20%) es difícil su biodegradación, entonces, la mayoría opta por su quema. (Ganadería, 2020)

## **1.2 Justificación del proyecto**

En este proyecto se busca dar aprovechamiento a uno de los residuos agroindustriales más producidos en Ecuador, como lo es la cascarilla de arroz, haciendo un estudio de factibilidad técnica y económica del uso de la cascarilla de arroz como fuente de combustible para la generación de electricidad y que cubra, de ser posible, por completo la demanda energética de la piladora de arroz "INAREN S.A", durante sus periodos de producción.

Desde el 2018 en Ecuador se ha fomentado la utilización de la economía circular en todos sus sistemas de producción. Esto ha generado una gran oportunidad para la agroindustria en el manejo de sus residuos agrícolas. Actualmente la agroindustria ecuatoriana, busca la forma de reducir su huella ecológica mediante el aprovechamiento de sus residuos. (INEN, 2019)

## **1.3 Objetivos**

### **1.3.1 Objetivo General**

Diseñar un sistema de generación eléctrica a partir de la utilización de la cascarilla de arroz como fuente combustible, mediante el estudio de disponibilidad del recurso, tecnología de generación con biomasa y factibilidad económica, para cubrir la demanda energética de las empresas productoras de arroz considerando sus periodos más altos de producción.

### **1.3.2 Objetivos Específicos**

1. Contrastar el uso de la cascarilla de arroz como fuente combustible para la generación energética ante los usos alternativos más empleados actualmente, para sustentar el uso del desecho agroindustrial como fuente de energía.
2. Estudiar las tecnologías y procesos de transformación de biomasa en energía eléctrica, para lograr una correcta selección de componentes e implementación de un sistema de generación eficiente.
3. Evaluar la factibilidad técnica, económica y disponibilidad tecnológica para plantear un modelo de generación que pueda cubrir la demanda de energía eléctrica de la Piladora "INAREN S.A".

## 1.4 Marco teórico

### 1.4.1 La cascarilla de arroz.

La cascarilla de arroz es uno de los subproductos que se obtienen debido al proceso de pilado que se efectúa en las piladoras de arroz, en su gran mayoría representa un desecho y un problema para los propietarios debido a su gran volumen que ocupa y también por su alto contenido de sílice (20%) es difícil su biodegradación. Es una materia relativamente liviana que posee un peso específico de 125 [Kg/m<sup>3</sup>], entonces al apilar 1 tonelada ocupa 8m<sup>3</sup>, además, posee un poder calorífico de 13,94 [MJ/Kg].

La temperatura a la que puede llegar al ser quemada es de hasta 970 [°C] si se encuentra totalmente seca, pero si se encuentra con algún grado de humedad, solo puede alcanzar hasta 650 [°C]. Además, genera un 17,8% de ceniza rica en sílice (94,5%).

A continuación, se presenta una tabla con los componentes químicos de la cascarilla de arroz y la ceniza. (Varón, 2005)

**Tabla 1.1 Composición porcentual de la cascarilla de arroz y ceniza de cascarilla de arroz. [Fuente: Varón, 2005]**

Cascarilla de arroz		Ceniza de cascarilla de arroz	
Componente	%	Componente	%
Carbono	39.1	Ceniza de sílice (SiO <sub>2</sub> )	94.5
Hidrogeno	5.2	Oxido de calcio (CaO)	0.25
Nitrógeno	0.6	Oxido de Magnesio (MgO)	0.23
Oxígeno	37.2	Oxido de potasio (K <sub>2</sub> O)	1.1
Azufre	0.1	Oxido de sodio (Na <sub>2</sub> O)	0.78
Cenizas	17.8	Sulfato (SO <sub>3</sub> )	0.56

#### 1.4.2 Generación de energía a partir de biomasa.

La preocupación por el agotamiento y la contaminación que ocasiona el uso de los combustibles fósiles, los cuales son la principal fuente de energía mundialmente en la actualidad, nos hace reflexionar y tratar de buscar nuevas fuentes, formas y métodos de obtener energía de manera más sustentable y limpia. Entre las cuales, es el uso de biomasa que bien es cierto, es la fuente de energía más antigua que existe y quizás la más usada antes de la llegada de los combustibles fósiles. (Ministerio de Energía y Recursos No Renovables, 2021)

Existen varios métodos para transformar la energía de la biomasa, entre los más comunes tenemos lo termoquímicos y bioquímicos.

**Los métodos termoquímicos** consisten en la combustión controlada de la biomasa con baja humedad y usando el calor para la transformación de energía. (Ministerio de Energía y Recursos No Renovables, 2021)

Entre los métodos termoquímicos se tiene:

**Combustión**, en la cual se quema la biomasa de manera directa con mucho aire, y recuperando el calor de la combustión para ser utilizado en diferentes procesos, tales como la producción de vapor y electricidad.

**Pirolisis**, en el cual se descompone la biomasa utilizando calor con bajo contenido de oxígeno y así utilizar los gases formados.

**Co-combustión**, donde se utiliza la biomasa como un combustible de apoyo para el proceso de combustión de otros combustibles, en especial el carbón, para reducir así las emisiones de los gases.

**Métodos bioquímicos**, los cuales se basan en utilizar la biomasa con alto contenido de humedad relativa y así obtener su degradación utilizando microorganismos, en el cual resultan diferentes tipos de combustibles sólidos, líquidos y gaseosos, donde tienen más versatilidad de uso, tales como la cocina, el transporte, la industria, electricidad, etc. (Ministerio de Energía y Recursos No Renovables, 2021)

Entre los métodos más comunes se tiene:

**Fermentación alcohólica**, este método consiste en la fermentación de hidratos de carbono para obtener etanol.

**Fermentación metánica**, el cual consiste en la digestión anaerobia, donde se descompone la materia orgánica para obtener biogás.

### **1.4.3 Ciclo de Rankine.**

Es el ciclo ideal para el estudio de los ciclos de potencia a vapor, como lo son las centrales eléctricas de vapor. Este ciclo es representado comúnmente en diagramas de temperatura versus entropía, donde, agua ingresa a una caldera mediante una bomba que eleva su presión mediante una compresión isentrópica hasta la presión de operación requerida por la caldera. Mediante un proceso isobárico, en la caldera por la quema de un combustible se agrega calor al agua para generar vapor sobrecalentado. Al salir de la caldera, el vapor pasa a través de una turbina donde se expande de manera isentrópica y produce energía cinética rotacional, la turbina se encuentra conectada a un generador eléctrico para producir electricidad. La presión y temperatura a la salida de la turbina disminuyen, por lo que se tiene vapor húmedo el cual es llevado a un condensador para que pase a estado líquido y así pueda entrar nuevamente a la bomba.

# CAPÍTULO 2

## 2. METODOLOGÍA

Este trabajo se realizó con el fin de diseñar un sistema de generación de energía eléctrica a partir de la utilización de la cascarilla de arroz, el cual es uno de los desechos agroindustriales más grandes del país y que debido a la falta de inversión en el manejo los desechos industriales, en algunos casos no se le da un uso adecuado que genere un beneficio para el productor de arroz.

Para llegar con el sistema de generación eléctrica que cumpla con lo planteado se inició consultando la cantidad de energía demandada de una piladora de producción mediana y su producción promedio de tamo (cascarilla de arroz), posteriormente, se realizó un balance de masa y energía en el cual se analizó la cantidad de potencia que se podría generar idealmente con la cascarilla. Entonces, si idealmente se puede producir suficiente energía que satisfaga a la piladora, se procedió a seleccionar y diseñar el sistema de generación, además, bajo sus condiciones de trabajo se definió como el sistema adecuado para producir la potencia requerida, y la cantidad de cascarilla de arroz necesaria para el proceso de transformación energética.

### 2.1 Procedimiento esquemático

El flujograma es para mostrar la estrategia a seguir, llevando un orden cronológico del procedimiento, como se muestra en la Figura 2.1 iniciando desde analizar el problema y terminando en el análisis de la factibilidad económica del diseño.





**Figura 2.1 Proceso del diseño [Fuente: Autores]**

## **2.2 Análisis del problema**

Debido a la alta producción de cascarilla de arroz y a la falta de inversión de los usos de desechos para producción de fuentes renovables o economía inversa, la cascarilla de arroz no ha tenido este tipo de usos, a más de la venta para camas de avicultura, porcicultura, o para uso interno de las piladoras para secar el arroz. Por lo tanto, se busca darle un mejor aprovechamiento a este desecho agroindustrial utilizándolo como fuente de combustible para la producción de energía eléctrica sustentable para la piladora “INAREN S.A”, que se encuentra en la provincia del Guayas, en el cantón Samborondón, vía a la Parroquia Victoria, KM 2 S\N, y tiene

una producción diaria de cerca de 850 sacos de masa blanca (arroz pilado, arrocillo, polvillo, etc.) y una demanda cerca de los 300 [kW]. Esta producción energética se realizó efectuando un balance de energía, considerando la cantidad disponible en la cascarilla de arroz producida y la demanda necesaria utilizada para el proceso de pilado.

## **2.3 Requerimientos de la solución.**

### **2.3.1 Costos**

Este proyecto debe ser económicamente viable, ya que tendrá un costo inicial de inversión y un costo de operación, los cuales deben ser cubiertos en el ahorro generado por la energía que producirá el sistema. Por lo tanto, se espera que la solución ganadora tenga un retorno sobre la inversión favorable, es decir, genere ganancias mayores a la inversión.

### **2.3.2 Espacio**

En este aspecto se considera que la solución escogida de ser posible debe mantenerse dentro de las instalaciones de la empresa, para evitar gastos en el transporte del tamo o de transmisión de la energía eléctrica producida.

### **2.3.3 Accesibilidad**

Las tecnologías requeridas y usadas deben ser comercialmente accesibles y de ser posible se deben obtener por medio de vendedores dentro del país, que aseguren disponibilidad de los equipos y repuestos de los mismos.

### **2.3.4 Facilidad de instalación.**

Debe ser sencillo el montaje y acoplamiento de los componentes del sistema.

### **2.3.5 Fácil funcionamiento**

El control de la operación del sistema no debe ser complejo, es decir, que no necesariamente debe operar personal especializado.

### **2.3.6 Menor contaminante**

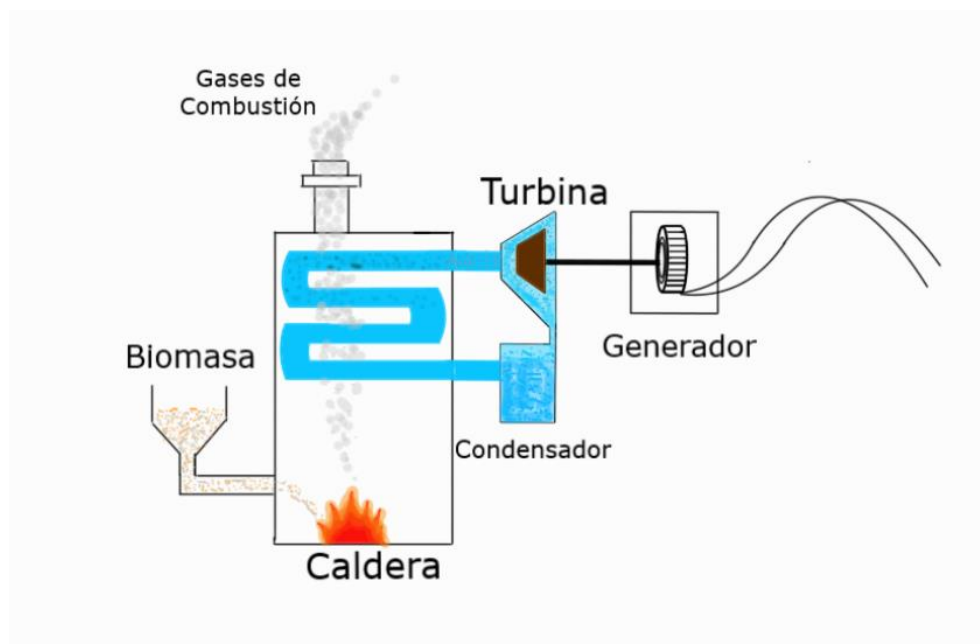
Se requiere que el diseño sea lo menor contaminante posible y que cumpla con las regulaciones ambientales del país.

## 2.4 Alternativas de Solución

Entre las alternativas de diseño, se consideran 3 posibles soluciones para el aprovechamiento adecuado de la cascarilla de arroz, entre las cuales tenemos:

### 2.4.1 Sistema de generación de vapor por medio de la combustión directa de la cascarilla de arroz.

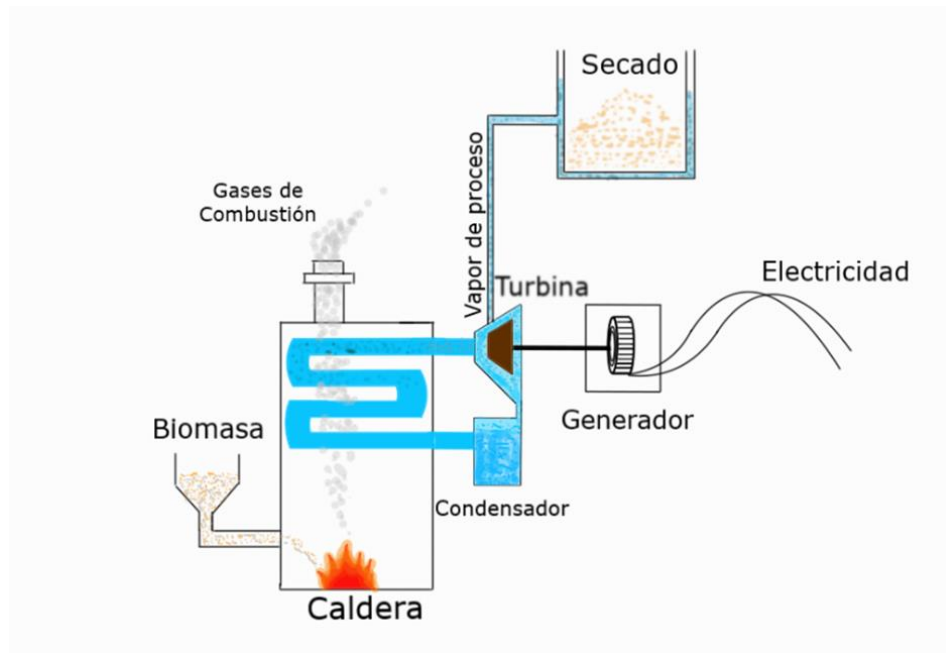
En esta propuesta se utilizará el poder calorífico disponible en la cascarilla producida por combustión por medio de una caldera para generar vapor, el cual será utilizado para darle energía mecánica a una turbina y así hacer girar al generador para producir electricidad.



**Figura 2.2 Alternativa de solución 1. Sistema de ciclo de vapor de Rankine**  
[Fuente: Autores]

### 2.4.2 Sistema de cogeneración de vapor por medio de la combustión directa de la cascarilla de arroz

En esta propuesta se utilizará la potencia calórica disponible en la cascarilla producida por combustión directa, para generar vapor sobrecalentado y utilizarlo para la generación, y parte del vapor a la salida de la turbina se utiliza para calentar aire que será aprovechado en el secado del arroz.

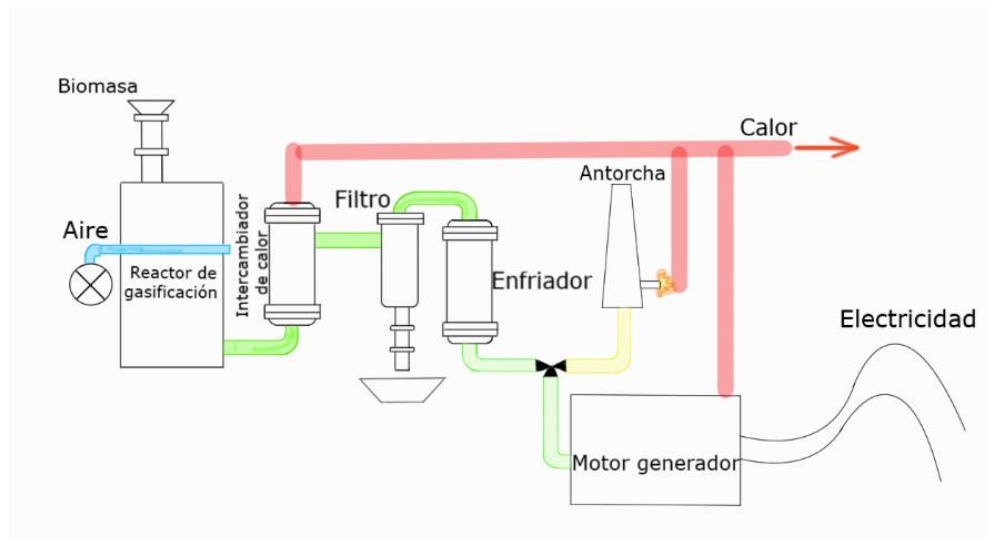


**Figura 2.3. Alternativa de solución 2. Sistema de vapor de cogeneración.**

[Fuente: Autores]

### 2.4.3 Gasificación de la cascarilla de arroz para producir gas pobre.

Esta propuesta contempla la gasificación de la cascarilla de arroz para obtener un gas pobre que será utilizado como combustible en un generador a gas y quemado para producir calor en el proceso de secado del arroz.



**Figura 2.4. Alternativa de solución 3. Sistema de gasificación. [Fuente:**

**Autores]**

## **2.5 Ventajas y desventajas de los sistemas de vapor.**

### **Ventajas**

- Posibilidad de utilizar cualquier tipo de biomasa, como combustible en la generación del vapor. Es decir, en caso de que la cascarilla de arroz disponible no sea suficiente para cubrir la demanda requerida, se puede utilizar otro tipo de biomasa.
- La tecnología de los sistemas de generación de vapor se caracteriza por tener gran disponibilidad y son aplicables a un amplio rango de procesos de acuerdo con las necesidades del usuario.

### **Desventajas**

- El tiempo de precalentamiento de las turbinas suelen ser prolongados, lo cual, no es conveniente para sistemas en los que se necesita que la generación sea lo más rápida posible.
- Los sistemas de generación eléctrica a vapor tienen baja eficiencia, sobre todo, cuando se trabaja con capacidades de generación menores a 1 [MW].

## **2.6 Ventajas y desventajas de la gasificación.**

### **Ventajas**

- Los gasificadores no emiten gases nitrogenados o sulfurados, por lo que, reducen la contaminación al no contribuir al efecto invernadero.
- El gas producido es fácil de almacenar y obtiene un gran rendimiento eléctrico, siendo la vía más adecuada de aprovechamiento del residuo.

### **Desventajas**

- Costo de producción elevado, frente a combustibles fósiles, debido a que, la tecnología no está lo suficientemente disponible.
- Presenta riesgos de explosiones, por fugas del gas, por lo que el sistema debe estar correctamente sellado.
- Produce contaminantes que necesitan tratamiento especial, como el alquitrán.

## 2.7 Clasificación de los requerimientos.

Para la elección de una de las alternativas mencionadas se procedió a la clasificación de los requerimientos de diseño para identificar cuáles son las más importantes a cumplir, es decir, que requerimiento debe cumplir antes que otro y por qué razón. Para lograr una buena clasificación de los requerimientos se realizó una comparación por pares, se les dio un valor de peso y así finalmente hacer la elección de la alternativa que mejor se ajuste a los mismos, con una calificación obtenida mediante la evaluación de cada alternativa ante los requerimientos.

### 2.7.1 Comparación por pares

Se utilizó un cuadro de doble entrada para comparar los requerimientos del diseño entre sí, esto nos ayudó a definir que requerimiento es más importante ante los otros. Para esto se utilizó la comparación directa y se dio la calificación de 1 si el requerimiento era más importante de cumplir con el que se lo compara, y 0 si no lo era.

**Tabla 2.1. Comparación por pares de los requerimientos. [Fuente: Autores]**

Criterios	Costo	Espacio	Accesibilidad	fácil instalación	fácil funcionamiento	Menor contaminante	TOTAL
Costo	---	1	1	0	0	0	2
Espacio	0	---	0	0	0	0	0
Accesibilidad	0	1	---	0	0	0	1
fácil instalación	1	1	1	---	0	0	3
fácil funcionamiento	1	1	1	1	---	0	4
Menor contaminante	1	1	1	1	1	---	5

### 2.7.2 Ponderación de los requerimientos.

Bajo los resultados obtenidos en la comparación por pares se asignó un valor de peso a cada uno de los requerimientos.

**Tabla 2.2. Ponderación de los requerimientos. [Fuente: Autores]**

<b>Criterios</b>	<b>Ponderación</b>
<b>Menor contaminante</b>	0.30
<b>Fácil funcionamiento</b>	0.25
<b>Fácil instalación</b>	0.18
<b>Costo</b>	0.12
<b>Accesibilidad</b>	0.10
<b>Espacio</b>	0.05

### **2.7.3 Valoración de los requerimientos ante las alternativas.**

A cada una de las alternativas de solución planteadas, se le calificó la condición de poder cumplir con cada uno de los requerimientos, dándole un valor cuantitativo a la misma.

**Tabla 2.3. Valoración de los requerimientos ante las alternativas. [Fuente: Autores]**

<b>Condición</b>	<b>Calificación</b>
<b>Malo</b>	1
<b>Regular</b>	2
<b>Bueno</b>	3
<b>Muy bueno</b>	4

## **2.8 Selección de la mejor alternativa**

### **2.8.1 Matriz de decisión**

Mediante la matriz de decisión se puso a comparación las alternativas de solución con los requerimientos y se le otorgó una calificación con respecto a la capacidad de poder cumplir con las mismas. La solución mejor puntuada fue la alternativa con la que trabajó.

**Tabla 2.4. Matriz de decisión de la mejor alternativa. [Fuente: Autores]**

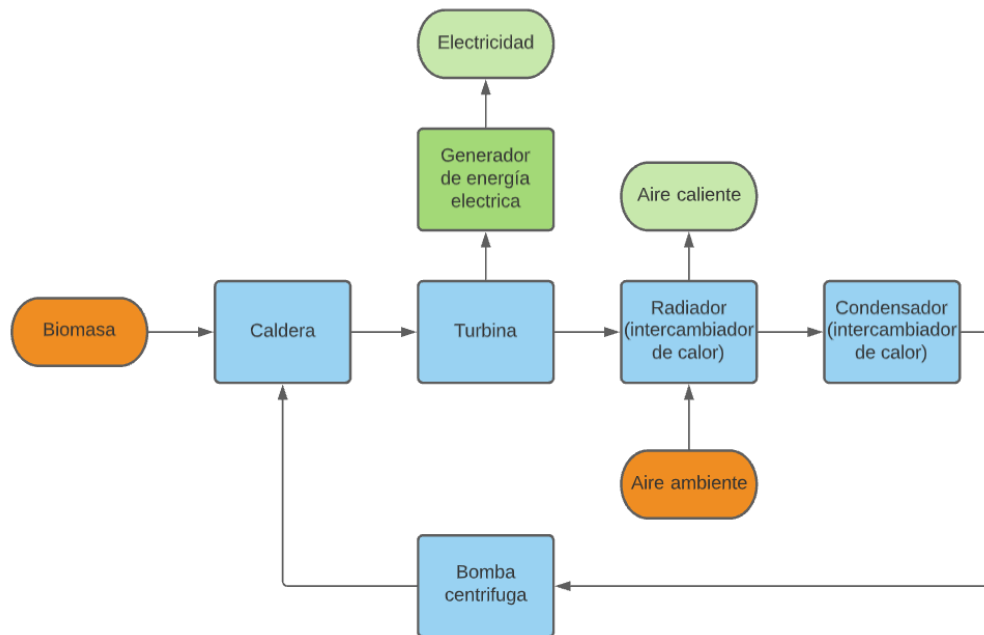
Criterios de selección	Factor de peso	<i>Diseño 1 (generador a vapor)</i>		<i>Diseño 2 (cogeneración a vapor)</i>		<i>Diseño 3 (gasificación)</i>	
		Calificación	Peso ponderado	Calificación	Peso ponderado	Calificación	Peso ponderado
<b>Menor contaminante</b>	0,30	2,00	0,60	3,00	0,90	2,00	0,60
<b>Fácil funcionamiento</b>	0,25	3,00	0,60	3,00	0,60	2,00	0,40
<b>Fácil instalación</b>	0,18	3,00	0,54	3,00	0,54	3,00	0,54
<b>Costo</b>	0,12	3,00	0,36	3,00	0,36	1,00	0,12
<b>Accesibilidad</b>	0,10	4,00	0,40	4,00	0,40	2,00	0,20
<b>Espacio</b>	0,05	2,00	0,10	2,00	0,10	3,00	0,15
		Total 1	2,60	<b>Total 2</b>	<b>2,90</b>	Total 3	2,01

Mediante la matriz de decisión, el diseño 2 obtuvo el mayor puntaje, por lo tanto, se optó por la cogeneración de vapor en un ciclo de Rankine. Esta alternativa resultó ser la ganadora por ser la más versátil, ya que de este sistema se puede aprovechar el vapor generado para calentar el aire para el proceso de secado luego de haber pasado por la turbina de generación.



## 2.9 Diseño detallado

### Sistema de generación a vapor

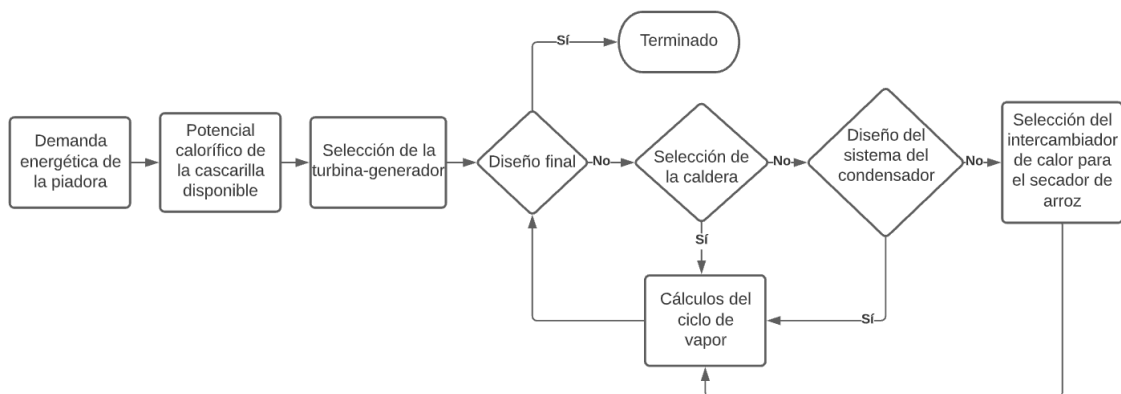


**Figura2.5. flujograma del sistema de generación a vapor. [Fuente: Autores]**

La cascarilla de arroz almacenada en silos, se transporta hasta la caldera de biomasa, donde la cascarilla es quemada directamente para producir vapor, este vapor acciona la turbina generadora, la cual, le transfiere energía mecánica a un generador eléctrico y así obtener la electricidad requerida, a la salida de la turbina se recupera parte del calor para calentar el aire utilizado en el proceso de secado y la otra parte del vapor pasa por un intercambiador de calor de tubos y coraza para ser enfriado con el agua del río.

### 2.10 Método para el diseño final.

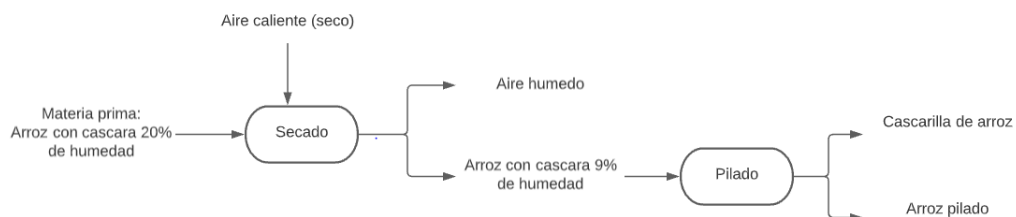
El flujograma de la Figura 6 muestra los pasos que se siguieron para llegar al diseño final. Lo primero fue determinar la potencia calorífica de la cascarilla de arroz disponible en la producción diaria. Posteriormente, obtener la demanda de energía utilizada por la piladora. Luego, realizar los cálculos iterativos del ciclo de vapor para posteriormente ir seleccionando y diseñando los equipos que componen el sistema de generación.



**Figura2.6. Diagrama de flujo del proceso de diseño. [Fuente: Autores]**

### 2.10.1 Potencial calorífico de la cascarilla del arroz.

El potencial calorífico depende de la capacidad de producción de la piladora y el porcentaje de humedad de la cascarilla de arroz, por lo tanto, primero se determinó la cantidad de cascarilla de arroz producida en el día de trabajo promedio y posteriormente se obtuvo el poder calorífico inferior de la cascarilla en función de su porcentaje de humedad.



**Figura2.7. Esquema del proceso de pilado del arroz. [Fuente: Autores]**

La empresa reporta que en el día se procesan 1400 sacas de arroz, que en promedio tienen un peso de entre 200 y 210 [lb], por un proceso de conversión se estima la cantidad de arroz procesado mensualmente considerando los días laborables promedios en un mes.

La masa de arroz cosechado para la producción es cerca de las 2600 toneladas mensuales. El arroz cosechado se conoce que contiene

impurezas, las cuales antes del proceso de secado, pasan por una zaranda que realiza una pre-limpieza del producto y luego entra a un horno de secado, para lo cual, en “INAREN S.A”, consideran una pérdida de la merma de secado de entre el 6 al 7% de pérdida de masa. Por lo tanto, la saca de arroz pre limpio y seco es de aproximadamente 204 [Lb] y en la mayoría de los piladores estiman que 40 [Lb] de las 204 [Lb] es de cascarilla de arroz. Entonces se tiene 166 [Lb] de masa blanca (arrocillo, polvillo, arroz pilado, etc.) por cada saca de arroz cosechado. Considerando lo anteriormente mencionado, se estima la cascarilla de arroz disponible en un día de producción.

Una vez se obtuvo la masa de cascarilla disponible se determinó el potencial calorífico disponible según el porcentaje de humedad de la cascarilla, se considera que la cascarilla se mantiene a una humedad del 9% después del proceso del secado.

**Tabla 2.5. Poder calorífico de la cascarilla según su humedad y composición. [Fuente: Lario, 2017]**

%h	Composición inmediata (%)							Composición elemental (%)					PCI [MJ/kg]
	C	H	O	N	S	CENIZAS	Total (%)	Material Volátil	Carbono fijo	CENIZAS	Humedad	Total (%)	
8,9	39,1	5,2	37,2	0,27	0,43	17,8	100	58,8	14,5	17,8	8,9	100	14,09
9	38,76	4,9	37,46	0,28	0,42	18,18	100	58,18	14,64	18,18	9	100	13,94
9,4	37,4	3,7	38,5	0,32	0,38	19,7	100	55,7	15,2	19,7	9,4	100	13,34

La potencia térmica de la cascarilla de arroz que se dispone, se la obtiene con:

$$P_{CA} = PCI_{9\%} * \dot{M}_{CA} \quad (2.1)$$

Donde,

$P_{CA}$ , Potencia térmica promedio de la cascarilla de arroz disponible en un día de producción. [MW]

$\dot{M}_{CA}$ , es el flujo de cascarilla de arroz promedio disponible en un día de producción. [kg/s]

$PCI_{9\%}$ , es el poder calorífico inferior de la cascarilla de arroz con 9% de humedad. [MJ/kg]

### 2.10.2 Demanda energética de la piladora.

La demanda energética de la piladora se obtuvo mediante la inspección directa en el banco de transformadores y tomando la medida de corriente amperes que consume normalmente la empresa.

**Tabla 2.6. Carga eléctrica demandada por la piladora, considerando el secado y horas de trabajo al día. [Fuente: Autores]**

Concepto	Valor	Unidad	Especificación
Producción	1400	sacas [210 Lb]	Arroz cosechado que se ocupa para el proceso de producción.
Horas laborables diarias	13	Horas por día [H/día]	En promedio se trabaja 13 horas diarias pilando arroz.
Porcentaje de humedad	9	%H	Contenido de humedad sin especificación de base húmeda o seca
Carga eléctrica	750 - 1000	Amperes [A]	Carga eléctrica consumida en amperes consumidos normalmente en un día de producción.

Como la demanda reportada está en términos de corriente [A] se realizó la conversión a potencia [kW], mediante la siguiente ecuación.

$$kW = \frac{\sqrt{3}V_{L-N} * I_{AC} * FP}{1000} \quad (2.2)$$

Donde,

$kW$ , es la demanda energética de la empresa en [kW]

$V_{L-N}$ , es el voltaje de línea neutro, en [V]

$I_{AC}$ , es la carga eléctrica de la planta, en [A]

$FP$ , es un factor de potencia. Para este caso: 0.8

### 2.10.3 Energía requerida para el secado del arroz.

Durante el proceso de secado el arroz pasa de un 20% de humedad a 9 o 10% de humedad, es decir, el arroz pierde masa de agua durante el secado, esta masa de agua se debe considerar para determinar la energía necesaria para el secado y lograr la reducción de humedad indicada. esta se determinó mediante los datos proporcionados por "INAREN S.A", donde, se utiliza una torre de secado de tipo estacionario, con un horno de combustión de la cascarilla de arroz también de tipo estacionario, en el cual es complicado controlar la temperatura de este, ya que, se ingresa el combustible manualmente, y esto hace que en ocasiones se eleve mucho la temperatura y genere daños en el grano del arroz. Tienen un tiempo de secado de entre 15-16 horas para secar cerca de 950 sacas y obtener cerca de 890 sacas de arroz seco, por lo tanto, consideran una merma de secado de entre el 6 y 7%.

Entonces, para obtener la cantidad de masa de agua pérdida en el secado del arroz, se multiplicó la masa total de arroz con el 20% de humedad y se lo multiplicó por la merma de secado considerada por la empresa. Luego, se usó la ecuación *Ec. 2.10.3* para determinar la energía requerida para el secado.

$$E_{secado} = \dot{m}_{H_2O} C_{pH_2O} \Delta T + \dot{m}_{H_2O} C_{LVH_2O} \quad (2.3)$$

Donde:

$E_{secado}$ , la energía requerida para el secado [kW]

$\dot{m}_{H_2O}$ , flujo de masa de agua del arroz extraída en el proceso de secado [kg]

$C_{pH_2O}$ , Calor específico del agua 4 180  $\left[ \frac{J}{kg T} \right]$

$C_{LVH_2O}$ , Calor latente de vaporización 2.2643  $\left[ \frac{J}{kg} \right]$

$\Delta T$ , variación de temperatura [K]

#### 2.10.4 Ciclo de vapor de Rankine.

Para los cálculos iterativos de los ciclos de vapor que se realizaron, se usó el programa "CyclePad", en el cual se pueden efectuar cálculos de diferentes procesos, tales como los del ciclo de vapor de Rankine, ideal o con eficiencias, Balances de masa y energía, etc. Además, también se usaron las ecuaciones típicas de los ciclos de vapor.

Los cuatro componentes principales del ciclo Rankine ideal son la bomba, la caldera, la turbina y el condensador. En estos cuatro componentes se consideran procesos de flujo estacionario, por lo que, la ecuación de energía de flujo estacionario por unidad de masa es la siguiente:

$$(q_{entrada} - q_{salida}) + (W_{entrada} - W_{salida}) = h_s - h_e \quad (2.4)$$

Como en el condensador y en la caldera no se genera trabajo, y en la bomba y la turbina se los supone de manera isentrópica, los balances de energía para cada elemento son los siguientes:

##### **Bomba:**

$$W_{bomba,entrada} = h_s - h_e \quad (2.5)$$

o

$$W_{bomba,entrada} = v(P_s - P_e) \quad (2.6)$$

Donde:

$W_{bomba,entrada}$ , es la energía que la bomba cede al fluido en términos de potencia [kW]

$h_e = h_f @ P_e$ , es la entalpia del fluido a las condiciones de entrada a la bomba  $\left[ \frac{kW}{kg} \right]$

$v = v_e = v_f @ P_e$ , es el volumen específico del fluido a las condiciones de entrada de la bomba  $\left[\frac{m^3}{kg}\right]$

**Caldera:**

$$q_{entrada} = h_s - h_e \quad (2.7)$$

Donde:

$q_{entrada}$ , es el calor que se cede en la caldera al fluido  $[kW]$

$h_s$ , es la entalpia del fluido a las condiciones de salida de la caldera  $\left[\frac{kW}{kg}\right]$

$h_e$ , es la entalpia del fluido a las condiciones de entrada de la caldera  $\left[\frac{kW}{kg}\right]$

**Turbina:**

$$W_{turbina,salida} = h_e - h_s \quad (2.8)$$

$W_{turbina,salida}$ , es la energía que la turbina adquiere del fluido en términos de energía mecánica  $[kW]$

$h_s$ , es la entalpia del fluido a las condiciones de salida de la turbina  $\left[\frac{kW}{kg}\right]$

$h_e$ , es la entalpia del fluido a las condiciones de entrada de la turbina  $\left[\frac{kW}{kg}\right]$

**Condensador:**

$$q_{salida} = h_e - h_s \quad (2.9)$$

Donde:

$q_{salida}$ , es el calor que el condensador adquiere del fluido

$h_s$ , es la entalpia del fluido a las condiciones de salida del condensador

$h_e$ , es la entalpia del fluido a las condiciones de entrada del condensador

### Eficiencia del ciclo Rankine:

$$\eta_{termica} = \frac{W_{neto}}{q_{entrada}} = 1 - \frac{q_{salida}}{q_{entrada}} \quad (2.10)$$

Donde:

$$W_{neto} = q_{entrada} - q_{salida} = W_{turbina} - W_{bomba} \quad (2.11)$$

$W_{neto}$ , es el trabajo neto que puede generar el sistema en términos energéticos

#### 2.10.5 Análisis de balance de energía en estado estable.

Una vez que se tuvieron los parámetros necesarios en los cálculos de ciclo Rankine de vapor y se hayan elegido la turbina y la caldera adecuada, se procedió al diseño del condensador. Donde, el condensador es un intercambiador de calor de tubos y coraza, en el cual, actúa el agua ambiente del río Babahoyo por dentro del arreglo de tuberías para intercambiar calor con el vapor húmedo que sale de la turbina hasta condensarlo.

Entonces, previamente se realizó un análisis de balance de energía en estado estable para determinar las cantidades de fluido frío y caliente que se requería para obtener los parámetros deseados del intercambiador. Para ello se usó el siguiente modelo de ecuaciones:

$$\begin{aligned} \dot{m}_{caliente,in} h_{caliente,in} + \dot{m}_{frío,in} h_{frío,in} \\ = \dot{m}_{frío,out} h_{frío,out} + \dot{m}_{caliente,out} h_{caliente,out} \end{aligned} \quad (2.12)$$

Donde:

$\dot{m}_{caliente,in}$ , el flujo másico del fluido caliente a la entrada del intercambiador  
 $h_{caliente,in}$ , la entalpía de fluido caliente a las condiciones de entrada del intercambiador



$\dot{m}_{frío,in}$ , el flujo másico del fluido frío a la entrada del intercambiador

$h_{frío,in}$ , la entalpia del fluido frío a las condiciones de entrada del intercambiador

$\dot{m}_{frío,out}$ , el flujo másico del fluido frío a la salida del intercambiador

$h_{frío,out}$ , la entalpia del fluido frío a las condiciones de salida del intercambiador

$\dot{m}_{caliente,out}$ , el flujo másico del fluido caliente a la salida del intercambiador

$h_{caliente,out}$ , la entalpia de fluido caliente a las condiciones de salida del intercambiador

O también:

$$\dot{m}_{caliente} C_{caliente} (t_1 - t_2) = \dot{m}_{frío} C_{frío} (t_4 - t_3) \quad (2.13)$$

Donde:

$\dot{m}_{frío}$ , flujo másico del fluido frío

$c_{frío}$ , calor específico del fluido frío

$t_1 - t_2$ , diferencia de temperaturas del fluido caliente a la entrada y salida

$\dot{m}_{caliente,in}$ , el flujo másico del fluido caliente

$t_4 - t_3$ , diferencia de temperaturas del fluido frío a la entrada y salida

Además;

$$\dot{m}_{caliente} = \frac{Q_{out}}{c_{caliente} (t_4 - t_3)} \quad (2.14)$$

Donde:

$Q_{out}$ , calor que cede el fluido caliente al fluido frío

### 2.10.6 Consideraciones iniciales para el diseño del intercambiador

Para el diseño de los intercambiadores, se inicia determinado las velocidades requeridas y coeficientes convectivos para cada fluido entre

los que se realiza el intercambio de calor. En primer lugar, se tomaron las siguientes consideraciones para iniciar el diseño los intercambiadores:

- El fluido frío pasara a través del arreglo de tuberías y el fluido caliente por la coraza.
- La tubería realiza 2 pasos a través de la coraza.
- Se utiliza un arreglo de tubos escalonado, donde,  $S_T = S_L = 2D$

### 2.10.7 Velocidad de flujo del fluido de enfriamiento.

Del análisis de balance de energía en estado estable se determinó el flujo másico del fluido frío ( $\dot{m}_{frío}$ ).

La velocidad de flujo dentro del arreglo de tubos recomendada por las guías y normas de diseño de intercambiadores esta entre 1-2,5 [m/s], por lo que se utilizó este parámetro para disminuir la cantidad posible de arreglos a utilizar.

Se determina la velocidad de flujo de fluido frío según el número de tuberías y el diámetro de la tubería, por medio de la siguiente ecuación:

$$V_{frío} = \frac{4\dot{m}_{frío}}{\rho_{frío}2N\pi D_i^2} \quad (2.15)$$

Donde:

$V_{frío}$ : es la velocidad del fluido frío a través de la tubería [m/s]

$\dot{m}_{frío}$ : es el flujo másico del fluido frío [kg/s]

$\rho_{frío}$ : es la densidad del fluido frío a la temperatura de saturación [kg/m<sup>3</sup>]

2N: es el número total de tuberías dentro de la carcasa

$D_i$ : diámetro interno de la tubería [m]

Utilizando los diámetros normalizados para intercambiadores de calor, se determinó el tipo de arreglo de tubos que cumplen con la condición de la velocidad del fluido.

Las propiedades termodinámicas de los fluidos se determinaron por el programa IHT.

### 2.10.8 Coeficiente de convección del agua en flujo interno

De las configuraciones calculadas previamente, se obtuvieron el número de arreglos que cumplen con la condición de velocidad de flujo dentro de las tuberías, por lo cual se continua el diseño con los mismos números de arreglos. Posteriormente, se determinó el coeficiente de convección en flujo interno para los arreglos con la siguiente ecuación:

$$\bar{h}_{\text{frío}} = \frac{\text{Nu}_{D_{\text{frío}}} * k_{\text{frío}}}{D_i} \quad (2.16)$$

Donde:

$h_{\text{frío}}$ , coeficiente de convección en flujo interno para el fluido frío [W/m<sup>2</sup>]

$\text{Nu}_{D_{\text{frío}}}$ , Número de Nusselt del fluido frío a las condiciones de entrada.

$k_{\text{frío}}$ , conductividad térmica del fluido frío a las condiciones de entrada. [W/m]

Para determinar el número de Nusselt fue necesario determinar el número de Reynolds, Prandtl y  $f$ , como se muestra a continuación:

$$\text{Re}_{D_i} = \frac{\rho_{\text{frío}} * V_{\text{frío}} * D_i}{\mu_{\text{frío}}} \quad (2.17)$$

Donde:

$\mu_{\text{frío}}$ , es la viscosidad del fluido frío a las condiciones de entrada. [Ns/m<sup>2</sup>]

Con el número de Reynolds se determinó el factor de fricción  $f$  de la siguiente forma:

$$f = (0.79 \ln(\text{Re}_{D_i} - 1.64))^{-2} \quad (2.18)$$

El número de Prandtl del fluido frío  $\text{Pr}_{\text{frío}}$ , se obtuvo por la ecuación:

$$\text{Pr}_{\text{H}_2\text{O}} = \frac{c_{p_{\text{frío}}} * \mu_{\text{frío}}}{k_{\text{frío}}} \quad (2.19)$$

El número de Nusselt:

$$\text{Nu}_{D_{i_{\text{frío}}}} = \frac{\left(\frac{f}{8}\right) (\text{Re}_{D_i} - 1000) \text{Pr}}{1 + 12.7 \left(\frac{f}{8}\right)^{\frac{1}{2}} \left((\text{Pr})^{\frac{2}{3}} - 1\right)} \quad (2.20)$$

### 2.10.9 Coeficiente de Convección del vapor en flujo externo

A través del arreglo de tuberías pasa el vapor saturado, como el fluido caliente, por lo tanto, se debe determinar el coeficiente de convección en flujo externo a través del banco de tubos, utilizando las propiedades del fluido a las condiciones ya indicadas.

$$\text{Re}_{D_{\text{max}}} = \frac{V_{\text{max}} * D_e}{\nu} \quad (2.21)$$

Donde:

$\text{Re}_{D_{\text{max}}}$ : Número de Reynolds máximo

$V_{\text{max}}$ : Velocidad máxima a través del banco de tubos, [m/s]

$D_e$ : Diámetro externo de la tubería, [m]

$\nu$ : viscosidad cinemática, [m<sup>2</sup>/s]

La velocidad máxima se debe determinar verificando la relación que se muestra a continuación, que bajo las condiciones de diseño que se establecieron, indica:

$$S_D = \left[ S_L^2 + \left( \frac{S_T}{2} \right)^2 \right]^{\frac{1}{2}} < \frac{S_T + D}{2} \quad (2.22)$$

Donde:

$S_D$ , es la distancia entre centros de las tuberías en diferentes columnas.

$S_L$ , es la distancia entre centros de las tuberías en la misma fila.  
 $S_T$ , es la distancia entre centros de las tuberías en la misma columna.

$$\left[ (2D)^2 + \left( \frac{2D}{2} \right)^2 \right]^{\frac{1}{2}} < \frac{2D + D}{2} \quad (2.23)$$

$$5D < 1.5D$$

$$S_D > \frac{S_T + D}{2} \therefore V_{\max} = \frac{S_T}{S_T - D} V$$

$$V_{\max} = \frac{2D}{2D - D} V = 2V \quad (2.24)$$

Para número de Nusselt se utilizó una correlación, que depende de constantes determinadas por el número de Reynolds máximo, la cantidad de tubos en las filas y el número de Prandtl a la temperatura del fluido caliente y temperatura en la pared de tubería  $T_s$ , considerando que se utilizan tuberías de materiales altamente conductivos y espesores finos se toma un  $T_s$  promedio, el cual se estimará:

$$\overline{Nu}_D = C_1 C_2 Re_{D,max}^m Pr^{0.36} \left( \frac{Pr}{Pr_s} \right)^{\frac{1}{4}} \quad (2.25)$$

Las constantes  $C_1$  y  $m$ , se toman de la tabla 8 en función del número de Reynolds máximo y el tipo de configuración del arreglo de tubos y  $C_2$  de la tabla 9 en función del número de tubos en cada columna.

**Tabla 2.7. Constante para el banco de flujo cruzado [Fuente: Fundamentos de calor de Incropera]**

Configuration	$Re_{D,max}$	$C_1$	$m$
Aligned	$10 - 10^2$	0.80	0.40
Staggered	$10^2 - 10^3$	0.90	0.40
Aligned	$10^2 - 10^3$	<b>Aproximate as a single (isolated) cylinder</b>	
Staggered	$10^2 - 10^3$		

Aligned ( $S_T/S_L > 0.7$ ) <sup>a</sup>	$10^3 - 2 \times 10^5$	0.27	0.63
Staggered ( $S_T/S_L < 2$ )	$10^3 - 2 \times 10^5$	$0.35 (S_T/S_L)^{1/5}$	0.60
Staggered ( $S_T/S_L > 2$ )	$10^3 - 2 \times 10^5$	0.40	0.60
Aligned	$2 \times 10^5 - 2 \times 10^6$	0.021	0.84
Staggered	$2 \times 10^5 - 2 \times 10^6$	0.022	0.84

**Tabla 2.8. Factor de corrección C2. [Fuente: Fundamentos de calor de Incropera]**

For $N_L < 20 (Re_{D,max} \geq 10^3)$ [15]									
$N_L$	1	2	3	4	5	7	10	13	16
<b>Aligned</b>	0.70	0.80	0.86	0.90	0.92	0.95	0.97	0.98	0.99
<b>Staggered</b>	0.64	0.76	0.84	0.89	0.92	0.95	0.97	0.98	0.99

Por consiguiente, el coeficiente de convección del fluido caliente se determinó por:

$$\bar{h}_{\text{vapor}} = \frac{\text{Nu}_{D_{\text{caliente}}} * k_{\text{caliente}}}{D_e} \quad (2.26)$$

Es necesario, realizar un proceso iterativo de corrección de  $T_s$  promedio asumido y, por lo tanto, corrección del coeficiente de convección del fluido caliente.

Ya que  $T_s$  fue asumida para determinar los coeficientes de convección de vapor, es necesario comprobar si  $T_s$  asumida fue apropiada, mediante la ecuación:

$$\bar{h}_{\text{caliente}}(T_{\text{caliente}} - T_s) = \bar{h}_{\text{frío}}(T_s - T_{\text{caliente}}) \quad (2.27)$$

Las tuberías utilizadas por el arreglo se consideran térmicamente finas, por lo que se estima un  $\bar{T}_s$ .

$$\bar{h}_{\text{caliente}}(T_{\text{caliente}} - \bar{T}_s) = \bar{h}_{\text{frío}}(\bar{T}_s - T_{\text{frío}}) \quad (2.28)$$

$$\bar{h}_{\text{caliente}} T_{\text{caliente}} + \bar{h}_{\text{frío}} T_{\text{frío}} = (\bar{h}_{\text{frío}} + \bar{h}_{\text{caliente}}) \bar{T}_s$$

$$\bar{T}_s = \frac{\bar{h}_{caliente} T_{caliente} + \bar{h}_{frio} T_{frio}}{\bar{h}_{frio} + \bar{h}_{caliente}} \quad (2.29)$$

Luego de la corrección de  $T_s$  el coeficiente de convección del fluido caliente, se debe corregir por el número de tubos en columna, con la relación:

$$\bar{h}_{caliente,N} = \frac{\bar{h}_{caliente}}{\left(\frac{N_L}{2}\right)^{\left(\frac{1}{4}\right)}} \quad (2.30)$$

#### 2.10.10 Coeficiente global de transferencia de calor

El coeficiente global de transferencia de calor depende solamente de los coeficientes de convección de los fluidos, ya que, no se considera la resistencia de conducción en las tuberías, por considerarlas térmicamente frías, por lo tanto, el coeficiente global de transferencia se expresa:

$$U = \frac{1}{\frac{1}{\bar{h}_{frio}} + \frac{1}{\bar{h}_{caliente}}} \quad (2.31)$$

#### 2.10.11 Área superficial y longitud de tubería

Se utilizo el método de la temperatura media logarítmica para determinar el área de transferencia de calor y longitud de tubería, para el intercambiador de calor.

Temperatura media logarítmica:

$$\Delta T_{lmCF} = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln\left(\frac{\Delta T_1}{\Delta T_2}\right)} \quad (2.32)$$

Donde:

$\Delta T_1$ ,  $\Delta T_2$ , son la diferencia de temperatura de los fluidos, para la condición de contraflujo, se tiene:

$$\Delta T_1 = T_{h,i} - T_{c,o}$$

$$\Delta T_2 = T_{h,o} - T_{c,i}$$

Donde:

$T_{h,i}$   $T_{h,o}$ , son las temperaturas de entrada y salida del fluido caliente.

$T_{c,i}$   $T_{c,o}$ , son las temperaturas de entrada y salida del fluido frío.

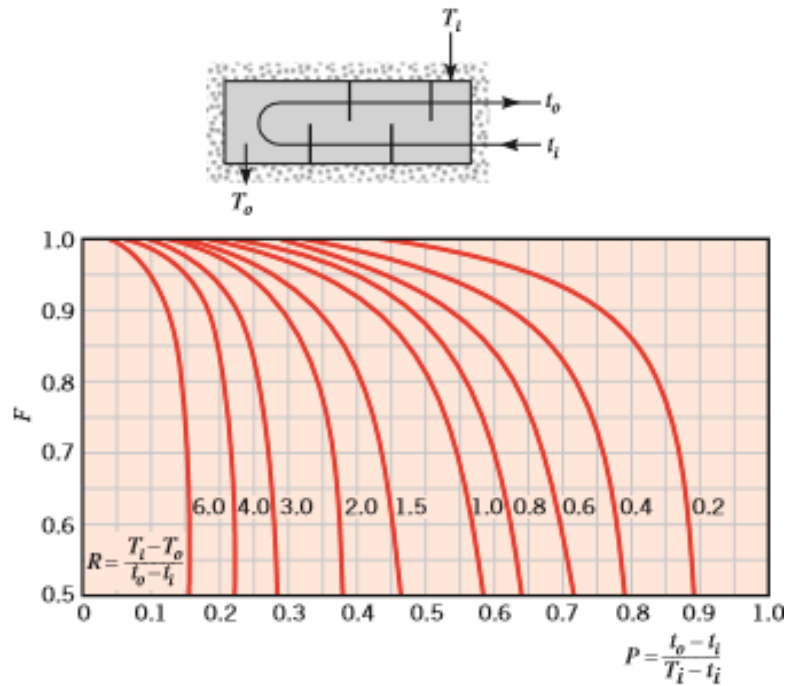
El factor de corrección F, se determina con la ayuda de las relaciones mostradas a continuación:

$$P = \frac{t_o - t_i}{T_i - t_i} \quad (2.33)$$

$$R = \frac{T_i - T_o}{t_o - t_i} \quad (2.34)$$

En este caso  $t$ , es asignada a la temperatura que pasa por el lado de la tubería y  $T$  para la temperatura del fluido por el lado de la coraza, es decir, no importa por donde pasen el fluido caliente o el frío, sino, por donde circulen.





**Figura2.8. Factor de corrección  $\epsilon$ -NTU [Fuente: Fundamentos de calor de Incropera]**

Para las temperaturas de operación  $F = 1$ , debido a que uno de los fluidos ocurre un cambio de fase y no hay disminución de temperatura. Para determinar el área y longitud de tuberías requeridas se determinan de la siguiente forma.

$$\Delta T_{lmTC} = \Delta T_{lmCF}$$

$$Q = UA\Delta T_{lmTC} \tag{2.35}$$

Para el área de transferencia de calor tenemos:

$$UA = \frac{Q_{frío}}{\Delta T_{lmTC}} \tag{2.36}$$

$$A = \frac{Q_{caliente}}{\Delta T_{lmTC} U} \tag{2.37}$$

La longitud de tubería se obtuvo de:

$$A = NL\pi D_e \quad (2.38)$$

$$L = \frac{A}{\pi D_e N} \quad (2.39)$$

### 2.10.12 Pérdidas de presión y potencia de bomba

El cambio de presión que se produce al pasar el agua dentro del arreglo de tuberías nos indicara la potencia de bomba necesaria para lograr que el fluido frío pase por el arreglo, por medio de la ecuación:

$$\dot{W}_b = \frac{\dot{m}_{frío} \Delta P}{\rho_{frío}} \quad (2.40)$$

Además;

$$\Delta P = h_f \rho_{frío} g \quad (2.41)$$

$$h_f = \frac{f V_{frío}^2 L}{2gd} \quad (2.42)$$

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

$$\dot{W}_b = \dot{m}_{frío} * h_f * g$$

### 2.10.13 Efectividad del intercambiador

La eficiencia del condensador está dada por la relación entre el calor que debe remover y calor máximo que podría remover el intercambiador de calor como se muestra en la ecuación:

$$\varepsilon = \frac{q_c}{q_{max}} \quad (2.43)$$

Donde:

$\varepsilon$ , es la eficiencia del intercambiador.

$q_c$ , es la transferencia de calor real (requerida) para el intercambiador.

$q_{max}$ , es la transferencia de calor máxima posible para el intercambiador.

En principio la transferencia máxima de calor máxima se genera cuando uno de los fluidos del intercambiador de flujo cruzado de longitud infinita, sufre el máximo cambio de temperatura posible, es decir,  $T_{h,i} = T_{c,i}$ , de forma general tenemos:

$$q_{max} = C_{min}(T_{h,i} - T_{c,i}) \quad (2.44)$$

Done:

$C_{min}$ , es igual a la menor de las capacitancias térmicas  $C_h, C_c$ , de los fluidos de intercambio.

$T_{h,i}, T_{c,i}$ , son las temperaturas de entrada y salida de los fluidos de intercambio, caliente y frío respectivamente.

Las capacitancias térmicas están dadas por:

$$C_h = \dot{m}_h c_{p,h} \quad y \quad C_c = \dot{m}_c c_{p,c} \quad (2.45)$$

Donde:

$\dot{m}_h c_{p,h}$ , son el flujo másico y poder calorífico del fluido caliente respectivamente a su temperatura promedio.

$\dot{m}_c c_{p,c}$ , son el flujo másico y poder calorífico del fluido frío respectivamente a su temperatura promedio.

# CAPÍTULO 3

## 3. RESULTADOS Y ANÁLISIS

A continuación, se muestran y explican detalladamente los pasos seguidos en el diseño del sistema de generación de vapor, empezando por la determinación de la potencia térmica disponible, las necesidades energéticas de la empresa y la energía requerida para el proceso de secado, todo ello en base a la producción diaria del pilador. Posteriormente, se seleccionó la turbina de generación capaz de cubrir la demanda eléctrica de la empresa, y se determinó el ciclo Rankine bajo las condiciones de trabajo de la turbina, luego, con los datos del primer ciclo se seleccionaron los demás componentes del sistema de generación (caldera, bomba, condensador) y se recalculó el ciclo Rankine del sistema. Además, se seleccionó un intercambiador de calor de flujo cruzado, que cumplirá la función de calentar el aire que se usa para secar el arroz en las condiciones requeridas por la piladora, tomando el 9% del vapor a la salida de la turbina del ciclo Rankine de generación, y se diseñó un segundo intercambiador de calor de tubos y coraza que cumplirá la función de condensar el otro 91% de vapor, en el cual se utiliza agua tomada del río Babahoyo como fluido de refrigeración.

### 3.1 Potencia Calorífica de la cascarilla de arroz

Cascarilla de arroz disponible en base a la producción de la piladora. Por lo que primero se realizó la conversión de la masa de cascarilla que contiene cada saca en base a la producción de sacas diarias.

$$M_{cascarilla} = 40[Lb] * 1400 \frac{sacas}{dia}$$

$$M_{cascarilla} = 56000 \left[ \frac{Lb}{dia} \right] * 0,45 \frac{kg}{Lb}$$

$$M_{cascarilla} = 25200 \left[ \frac{Kg}{dia} \right]$$

$$M_{cascarilla} = 0,538 \left[ \frac{Kg}{s} \right]$$

Una vez obtenida la masa disponible de cascarilla de arroz, se determinó la potencia calorífica máxima que podemos disponer para el sistema de generación.

$$P_{CA} = PCI_{9\%} * \dot{M}_{CA}$$

$$P_{CA} = 13,94 \left[ \frac{MJ}{kg} \right] * 0,54 \left[ \frac{kg}{s} \right]$$

$$P_{CA} = 7,53 [MW]$$

Se tienen 7.3 [kW] de potencia calorífica disponible en base a la producción reportada por la empresa, esta potencia es la que se debe aprovechar al máximo en la generación de vapor.

## 3.2 Demanda energética de la piladora

### 3.2.1 Energía eléctrica máxima consumida por la piladora

La demanda energética de la piladora en términos de potencia corresponde a:

$$kW = \frac{\sqrt{3}V_{L-N} * I_{AC} * FP}{1000}$$

$$kW = \frac{\sqrt{3}220 * 1000 * 0.8}{1000} = 304 [KW]$$

La demanda energética que consume la empresa cuando se encuentra en su pico máximo de consumo es de 1000[A] de corriente, que equivalen a cerca de 300[KW].

### 3.2.2 Energía de secado del arroz

La energía que se requiere para el secado es parte de la demanda energética de la piladora en términos térmicos. Para esto, se determinó la masa de 950 sacas de 200 [Lb] en Kilogramos, y luego se multiplicó la masa total del arroz al ingresar al secador por la merma del secado, dato que se obtuvo de la piladora.

$$M_{H2O} = M_{arroz(20\%)} * \%Merma$$

Donde:

$M_{H2O}$ , Masa de agua de la merma de secado

$M_{arroz(20\%)}$ , Masa del arroz en cascara húmedo

$\%_{Merma}$ , Porcentaje de merma de secado

Entonces la masa de arroz en cascara húmeda:

$$M_{arroz(20\%)} = 950 [sacas] * 200 [Lb]$$

$$M_{arroz(20\%)} = 86182,5 [kg] \text{ diarios}$$

Por lo tanto, la masa de agua de la merma de secado:

$$\dot{m}_{H_2O} = M_{arroz(20\%)} * \%_{Merma}$$

$$\dot{m}_{H_2O} = 86182,5 \left[ \frac{kg}{día} \right] * 6,5\%$$

$$\dot{m}_{H_2O} = 5601,86 \left[ \frac{kg}{día} \right]$$

La energía requerida para disminuir el porcentaje de humedad en el arroz se obtiene mediante la ecuación (2.3):

$$E_{secado} = \dot{m}_{H_2O} C_{pH_2O} \Delta T + \dot{m}_{H_2O} C_{LVH_2O}$$

Reemplazando los datos:

$$E_{secado} = 5601,86 \frac{kg}{día} \left( \left( 4180 \frac{J}{kg K} * (100 - 25)K \right) + 2264300 \frac{J}{kg} \right)$$

$$E_{secado} = 1,44 * 10^{10} \left[ \frac{J}{día} \right]$$

Convirtiendo al requerimiento diario y por hora.

$$E_{secado} = 1,44 * 10^{10} \left[ \frac{J}{día} \right] * \frac{1 \text{ día laboral}}{13 \text{ h laborales}} = 1,11 * 10^9 \left[ \frac{J}{h} \right]$$

$$E_{secado} = 1,11 * 10^9 \left[ \frac{J}{h} \right] * \frac{1[h]}{3600[s]} = 308,55 \left[ \frac{kJ}{s} \right]$$

Por lo tanto, se obtuvo una energía de 308[kW] para el secado del arroz:

$$E_{secado} = 308,55 [kW]$$

### 3.2.1 Diseño del ciclo de generación por vapor.

El sistema se basa en el ciclo de generación de vapor de Rankine, donde, seleccionando una turbina que sea capaz de generar la energía requerida por la

empresa, para luego ir seleccionando y diseñando los demás componentes, y recalculando el ciclo con los nuevos parámetros, eficiencias y restricciones, ya que es en un proceso iterativo.

### 3.2.2 Selección de la Turbina.

La turbina se la seleccionó en base a la demanda de energía de consumo de la piladora “INAREN S.A”, la cual es de 300KW aproximadamente, por lo que se buscó una turbina que cubra esta demanda, tal como la turbina XN-M40 que tiene un generador tipo sincrónico de 630 KW.

**Tabla 3.1. Especificaciones de la turbina. [Fuente: Xinning Energy, 2020]**

Turbina	
Marca	Xinning energy
Modelo	XN-M40 / B0,63 – 0,98/0,147
Potencia nominal del generador	630 KW
Presión de vapor de admisión	0,98 MPa
Velocidad nominal	3000 rpm
Temperatura máxima de vapor de entrada	300 °C
Presión de vapor de salida	0,147 MPa
Consumo de vapor nominal	16 kg/KWh

Donde la eficiencia isentrópica de la turbina en su carga nominal de trabajo (especificaciones de la *tabla 3.1*), se la obtiene con la siguiente ecuación:

$$\eta_{Turbina} = \frac{W_{out\,real}}{W_{out\,Isentropico}}$$

Donde:

$W_{out\,real}$ , es el trabajo de salida real o nominal de la turbina.

$W_{out\,Isentropico}$ , es el trabajo ideal o isentrópico de la turbina.

Además:

$$W_{Turbina} = \dot{m}_{vapor}(h_{Salida} - h_{entrada})$$

El consumo de vapor nominal de la turbina es de 16kg/kWh como se muestra en la Tabla 3.1 Especificaciones del fabricante. Por lo tanto, se lo multiplica por la potencia nominal de la está para obtener el consumo nominal de vapor en términos de flujo másico:

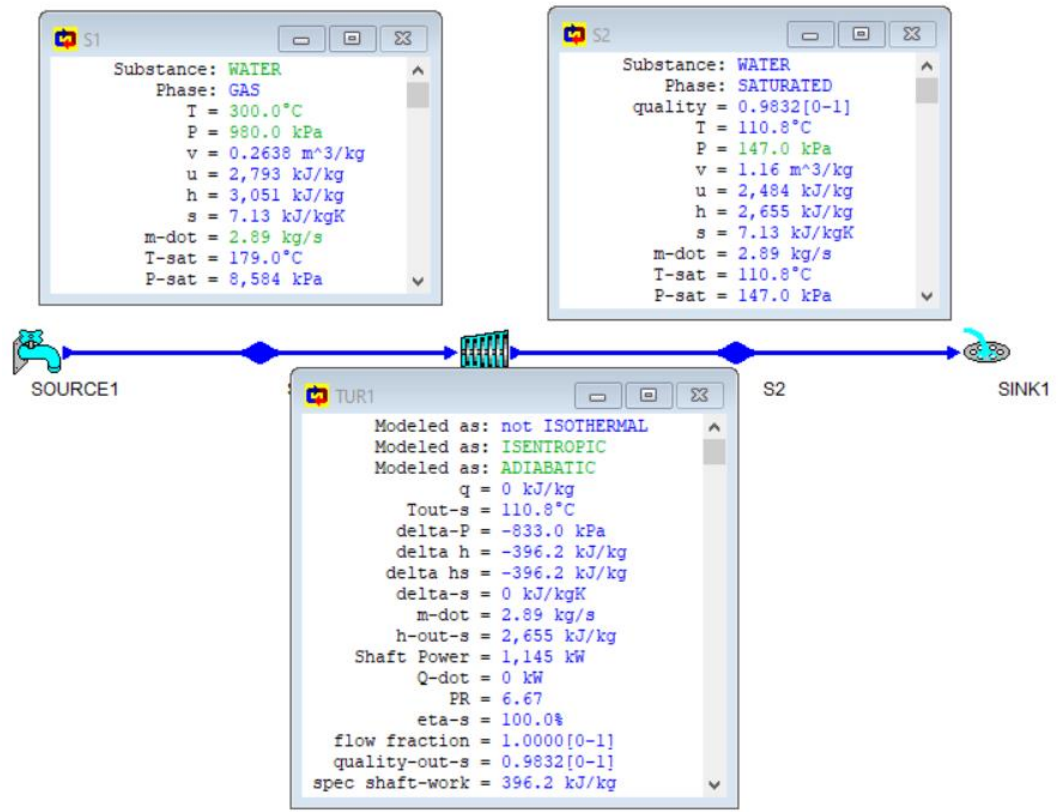
$$\dot{m}_{vapor} = 16 \left[ \frac{kg}{kWh} \right] * 650[kW]$$

$$\dot{m}_{vapor} = 10400 \left[ \frac{k}{h} \right] * \frac{1[h]}{3600[s]}$$

$$\dot{m}_{vapor} = 2.889 \left[ \frac{k}{s} \right]$$

Ahora, realizando un balance energético en la turbina con el programa “CiclePad”, como se muestra en la imagen:





**Figura3.1. Balance de energía en la turbina con las condiciones nominales isoentrópicamente [Fuente: Autores]**

Donde S1 son las condiciones del vapor a la entrada, S2 a la salida y TUR1 son las condiciones de la turbina con los parámetros isentrópicos nominales de las especificaciones del fabricante. Por lo tanto, la entalpía a la entrada

$$h_{Entrada} = 3051 \left[ \frac{kJ}{kg} \right] \text{ y a la salida } h_{Salida} = 2655 \left[ \frac{kJ}{kg} \right].$$

Entonces:

$$\eta_{Turbina} = \frac{W_{out}^{real}}{W_{out}^{Isentropico}} = \frac{W_{out}^{real}}{\dot{m}_{vapor}(h_{salida} - h_{entrada})}$$

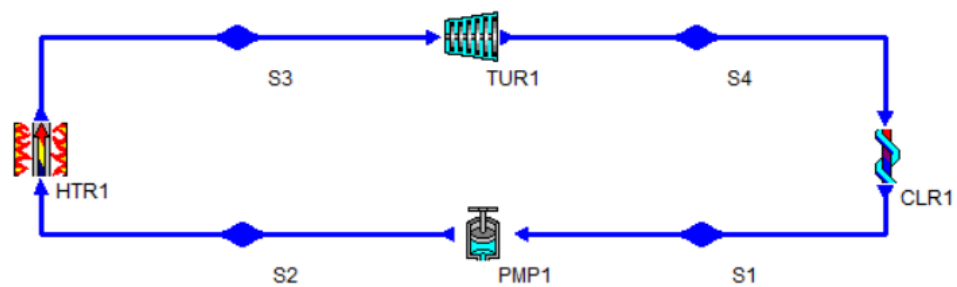
$$\eta_{Turbina} = \frac{630[kJ]}{2.889 \left[ \frac{k}{s} \right] \left( 3051 \left[ \frac{kJ}{kg} \right] - 2655 \left[ \frac{kJ}{kg} \right] \right)}$$

$$\eta_{Turbina} = \frac{630[kW]}{1145[kW]}$$

$$\eta_{Turbina} = 0.55$$

Una vez que se seleccionó la turbina – generador con la que se trabajará para cubrir la demanda de consumo de la empresa, haciéndola trabajar a media carga (320 [kW]). Se inició los cálculos del sistema tomando los valores óptimos de operación de los parámetros y eficiencias especificadas en la turbina, donde, se usó el programa CyclePad para realizar los mismos cálculos, asumiendo la eficiencia isentrópica la bomba 90%.

Por lo que tenemos el siguiente modelo del ciclo de Rankine:



**Figura3.2. Modelo de ciclo Rankine en CyclePad. [Fuente: Autores]**

En el punto 3 (entrada de la turbina) tenemos vapor sobrecalentado en las siguientes condiciones:

*Punto 3. Vapor sobrecalentado*

$$P_3 = 0,98 \text{ [MPa]}$$

$$T_3 = 300 \text{ [}^\circ\text{C]}$$

Utilizando la Tabla A-6 del libro de termodinámica de Cengel y un proceso de interpolación se determinaron las propiedades del vapor sobrecalentado.

$$h_3 = 3051 \left[ \frac{\text{KJ}}{\text{Kg}} \right]$$

$$s_3 = 7,13 \left[ \frac{\text{KJ}}{\text{Kg K}} \right]$$

En el punto 3 del ciclo en el programa tenemos los siguientes parámetros:

```

S3
Substance: WATER
Phase: GAS
T = 300.0°C
P = 980.0 kPa
v = 0.2638 m^3/kg
u = 2,793 kJ/kg
h = 3,051 kJ/kg
s = 7.13 kJ/kgK
m-dot = 1.47 kg/s
T-sat = 179.0°C
P-sat = 8,584 kPa
v-f(Tsat) = 0.0011 m^3/kg
v-g(Tsat) = 0.1982 m^3/kg
u-f(Tsat) = 757.9 kJ/kg
u-g(Tsat) = 2,583 kJ/kg
h-f(Tsat) = 759.0 kJ/kg
h-g(Tsat) = 2,777 kJ/kg
s-f(Tsat) = 2.13 kJ/kgK
s-g(Tsat) = 6.59 kJ/kgK
V-dot = 0.3874 m^3/sec
U-dot = 4,101 kW
H-dot = 4,480 kW
S-dot = 10.47 kW/K
flow fraction = 1.0000[0-1]

```

**Figura3.3. Parámetros del punto 3. [Fuente: Autores]**

Considerando eficiencia isentrópica del 55% a la salida de la turbina aún tenemos vapor sobrecalentado, con las siguientes propiedades (a la salida de la turbina):

*Punto 4. Vapor sobrecalentado*

$$T_4 = 180,3[^\circ\text{C}]$$

$$P_4 = 0,147 [\text{MPa}]$$

$$s_4 = 7,59 \left[ \frac{\text{KJ}}{\text{Kg K}} \right]$$

$$h_4 = 2833 \left[ \frac{\text{KJ}}{\text{Kg}} \right]$$

$$v_4 = 1,59 \left[ \frac{\text{m}^3}{\text{Kg}} \right]$$

En el programa tenemos los siguientes parámetros en el mismo punto 4, utilizando la misma eficiencia isentrópica de la turbina del 90%.

```

Substance: WATER
Phase: GAS
T = 180.3°C
P = 147.0 kPa
v = 1.59 m^3/kg
u = 2,626 kJ/kg
h = 2,833 kJ/kg
s = 7.59 kJ/kgK
m-dot = 1.47 kg/s
T-sat = 110.8°C
P-sat = 1,008 kPa
v-f(Tsat) = 0.0011 m^3/kg
v-g(Tsat) = 1.18 m^3/kg
u-f(Tsat) = 464.4 kJ/kg
u-g(Tsat) = 2,519 kJ/kg
h-f(Tsat) = 464.6 kJ/kg
h-g(Tsat) = 2,692 kJ/kg
s-f(Tsat) = 1.43 kJ/kgK
s-g(Tsat) = 7.23 kJ/kgK
V-dot = 2.33 m^3/sec
U-dot = 3,856 kW
H-dot = 4,160 kW
S-dot = 11.15 kW/K
flow fraction = 1.0000[0-1]

```

**Figura3.4. Parámetros del punto 4. [Fuente: Autores]**

El punto 1 del diseño corresponde a la salida del condensador en este caso se consideró que el enfriamiento se produce a presión constante  $P_4 = P_1$ , obteniendo agua saturada con las siguientes propiedades.

*Punto 1. Agua saturada*

$$T_1 = T_{sat} = 110,8 \text{ [}^\circ\text{C]}$$

$$P_1 = 0,147 \text{ [MPa]}$$

$$s_1 = s_f = 1,43 \left[ \frac{\text{KJ}}{\text{Kg K}} \right]$$

$$h_1 = h_f = 464,6 \left[ \frac{\text{KJ}}{\text{Kg}} \right]$$

$$v_1 = 0.0011 \left[ \frac{m^3}{Kg} \right]$$

Y en el programa:

```

S1
Substance: WATER
Phase: SATURATED
quality = 0[0-1]
T = 110.8°C
P = 147.0 kPa
v = 0.0011 m^3/kg
u = 464.4 kJ/kg
h = 464.6 kJ/kg
s = 1.43 kJ/kgK
m-dot = 1.47 kg/s
T-sat = 110.8°C
P-sat = 147.0 kPa
v-f(Tsat) = 0.0011 m^3/kg
v-g(Tsat) = 1.18 m^3/kg
u-f(Tsat) = 464.4 kJ/kg
u-g(Tsat) = 2,519 kJ/kg
h-f(Tsat) = 464.6 kJ/kg
h-g(Tsat) = 2,692 kJ/kg
s-f(Tsat) = 1.43 kJ/kgK
s-g(Tsat) = 7.23 kJ/kgK
V-dot = 0.0015 m^3/sec
U-dot = 681.9 kW
H-dot = 682.2 kW
S-dot = 2.10 kW/K
flow fraction = 1.0000[0-1]

```

**Figura3.5. Parámetros del punto 1. [Fuente: Autores]**

El punto 2 es la salida de la bomba, donde se considera una eficiencia isentrópica del 90% y la presión de entrada a la turbina es igual a la de trabajo de caldera  $P_3 = P_2$ , por lo que, en la entrada de la caldera tendremos agua saturada con las siguientes propiedades:

*Punto 2. Agua saturada*

$$T_2 = T_{sat} = 110,9 [^{\circ}C]$$

$$P_2 = P_4 = 0.98 [MPa]$$

$$s_f = 1,43 \left[ \frac{KJ}{Kg K} \right]$$

$$h_f = 465,6 \left[ \frac{KJ}{Kg} \right]$$

$$v_f = 0.0011 \left[ \frac{m^3}{Kg} \right]$$

El trabajo de la bomba se determinó por la ecuación:

$$W_{pump,in} = v_1(P_2 - P_1)$$

$$W_{pump,in} = 1,47 [kW]$$

Siendo la entalpia en el punto 2

$$h_2 = h_1 + W_{pump,in}$$

$$h_2 = 3051 \left[ \frac{KJ}{Kg} \right]$$

El flujo másico de vapor que requiere la turbina para producir los 315 KW es de:

$$\dot{m}_{vapor} = 1,47 \left[ \frac{Kg}{s} \right]$$

Por lo tanto, el calor cedido de la caldera al fluido es de:

$$\dot{Q}_{in} = \dot{m}_{vapor}(h_3 - h_2)$$

$$\dot{Q}_{in} = 1,47 \left[ \frac{Kg}{s} \right] (3051 \left[ \frac{KJ}{Kg} \right] - 465,6 \left[ \frac{KJ}{Kg} \right])$$

$$\dot{Q}_{in} = 3797 \left[ \frac{KJ}{s} \right]$$

En el programa tenemos:

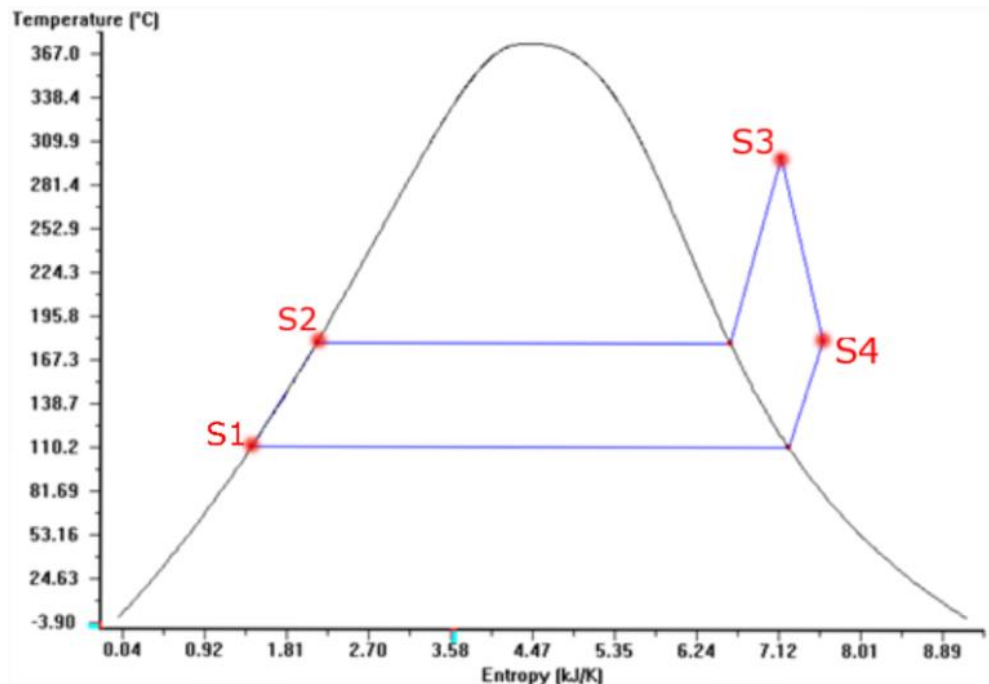
```

S2
Substance: WATER
Phase: LIQUID
T = 110.9°C
P = 980.0 kPa
v = 0.0011 m^3/kg
u = 464.5 kJ/kg
h = 465.6 kJ/kg
s = 1.43 kJ/kgK
m-dot = 1.47 kg/s
T-sat = 179.0°C
P-sat = 147.5 kPa
v-f(Tsat) = 0.0011 m^3/kg
v-g(Tsat) = 0.1982 m^3/kg
u-f(Tsat) = 757.9 kJ/kg
u-g(Tsat) = 2,583 kJ/kg
h-f(Tsat) = 759.0 kJ/kg
h-g(Tsat) = 2,777 kJ/kg
s-f(Tsat) = 2.13 kJ/kgK
s-g(Tsat) = 6.59 kJ/kgK
V-dot = 0.0015 m^3/sec
U-dot = 682.1 kW
H-dot = 683.6 kW
S-dot = 2.10 kW/K
flow fraction = 1.0000[0-1]

```

**Figura3.6. Parámetros del punto 2. [Fuente: Autores]**

Por lo tanto, la gráfica de temperatura versus la entropía del ciclo es la siguiente:



**Figura3.7. Gráfico T vs S con los parámetros de la turbina en CyclePad. [Fuente: Autores]**

Siendo los parámetros generales del ciclo:

```

CYCLE
Modeled as: Make Assumption
  Tmax = 300.0°C
  Tmin = 110.8°C
  Pmax = 980.0 kPa
  Pmin = 147.0 kPa
max-m-dot = UNKNOWN kg/s
Power in = -1.47 kW
Power out = 320.0 kW
net-power = 318.5 kW
Q-dot in = 3,797 kW
Q-dot out = -3,478 kW
net Q-dot = 318.5 kW

```

**Figura3.8. Parámetros del ciclo. [Fuente: Autores]**

Obtenidos los datos del ciclo ideal se tiene que el proceso trabaja entre 980 y 147 [Kpa] de presión y el calor neto de entrada al ciclo es de 3797 [KW], por lo que la caldera que se seleccionará debe cumplir o aproximarse a las condiciones requeridas para el sistema y que se adapten a los requerimientos. Posteriormente se recalculó considerando las eficiencias y



pérdidas que se producen en los diferentes procesos, obteniendo la producción real.

### 3.2.3 Selección de la caldera.

Con el sistema previamente calculado, tenemos un consumo de vapor de 1,47 [kg/s], que equivale a 5.292 [T/h]. Por lo tanto, se seleccionó la siguiente caldera:

**Tabla 3.2. Especificaciones de la caldera seleccionada. [Fuente: Zozen, 2020]**

Caldera	
Marca	Zozen
Modelo	SZL12 – 1.25
Consumo de combustible de 16240[KJ/Kg]	2060[kg/h]
Vapor nominal	12[T/h]
Temperatura nominal de vapor	194[°C]
Temperatura de alimentación de agua	60[°C]
Eficiencia térmica	78.1%
Presión máxima de vapor	1.25[MPa]

### 3.2.4 Consumo de combustible en la caldera.

En las especificaciones de la caldera seleccionada tenemos que consume 2060[kg/h] que equivale a 0,57 [Kg/s] de biomasa de 16240[KJ/Kg] de poder calorífico. En cambio, la empresa dispone de 0,54 [Kg/s] de cascarilla con un poder calorífico de 13940 [KJ/Kg].

Por lo tanto, el calor disponible máximo que puede ceder la biomasa de las especificaciones de la caldera:

$$P_{BIO} = PCI_{BIO} * \dot{M}_{BIO}$$

$$P_{BIO} = 16240 \left[ \frac{KJ}{kg} \right] * 0,57 \left[ \frac{kg}{s} \right]$$

$$P_{BIO} = 9257 [KW]$$

Pero la caldera tiene una eficiencia térmica del 78,1%, por lo tanto, el calor que recibe el vapor por parte de la biomasa de las especificaciones se lo calcula:

$$Q_{TBIO} = P_{BIO} * e_{caldera}$$

Donde;

$Q_{TBIO}$ , calor total cedido de la biomasa de las especificaciones de la caldera.

$P_{BIO}$ , calor disponible de la biomasa.

$e_{caldera}$ , eficiencia térmica de la caldera.

$$Q_{TBIO} = 9257 [KW] * 78,1\%$$

$$Q_{TBIO} = 7229 [KW]$$

En cambio, el poder calorífico disponible de la cascarilla de arroz es:

$$P_{CA} = 7,53 [MW]$$

Y con la eficiencia de caldera:

$$Q_{TCA} = P_{CA} * e_{caldera}$$

$$Q_{TCA} = 7530 [KW] * 78,1\%$$

Entonces tenemos un calor total máximo que puede ceder la cascarilla al vapor en la caldera es de:

$$Q_{TCA} = 5880 [KW]$$

Ahora bien, se determinó el flujo de vapor máximo que puede producir la cascarilla disponible en la caldera con una regla de tres simple con el flujo de vapor que genera la biomasa de las especificaciones de la caldera seleccionada:

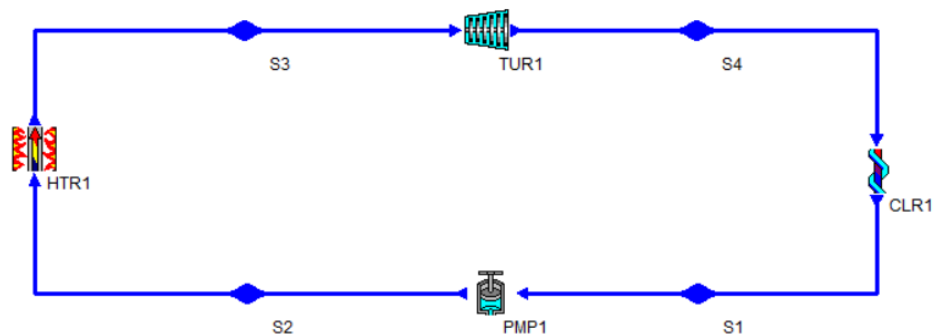
$$\dot{m}_{vCA} = \frac{(\dot{m}_{vBIO})(Q_{TCA})}{Q_{TBIO}}$$

$$\dot{m}_{vCA} = \frac{\left(3,2 \left[\frac{Kg}{s}\right]\right) (5880 [KW])}{7229 [KW]}$$

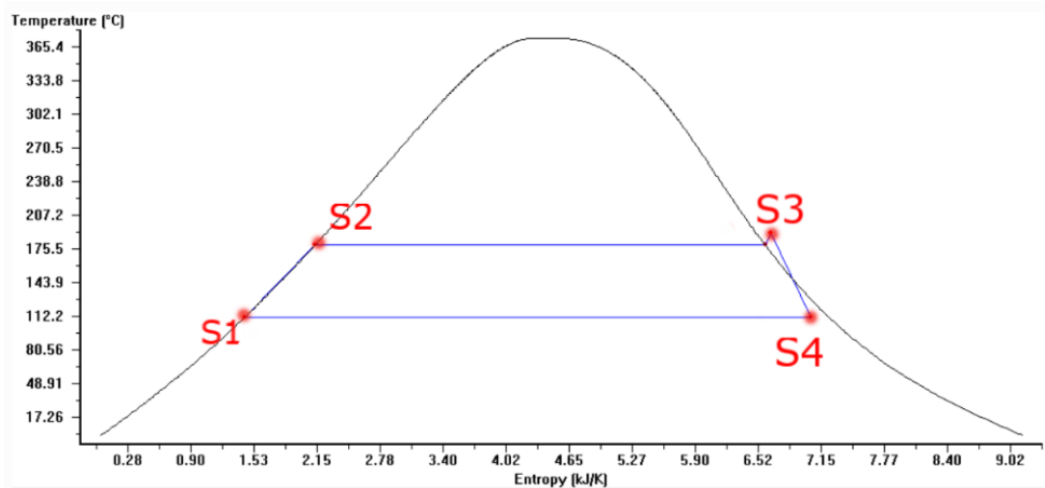
$$\dot{m}_{vCA} = 2,68 \left[\frac{Kg}{s}\right]$$

Como el consumo de vapor del ciclo Rankine calculado, es de  $1,47 \left[\frac{Kg}{s}\right]$  a las condiciones establecidas por la turbina, y el máximo que puede producir en la cascarilla disponible en la caldera con las condiciones de esta, es de  $2,68 \left[\frac{Kg}{s}\right]$ . Por lo tanto, la cascarilla si puede satisfacer el sistema.

Entonces, recalculando el ciclo Rankine con los nuevos parámetros de la caldera, tenemos:

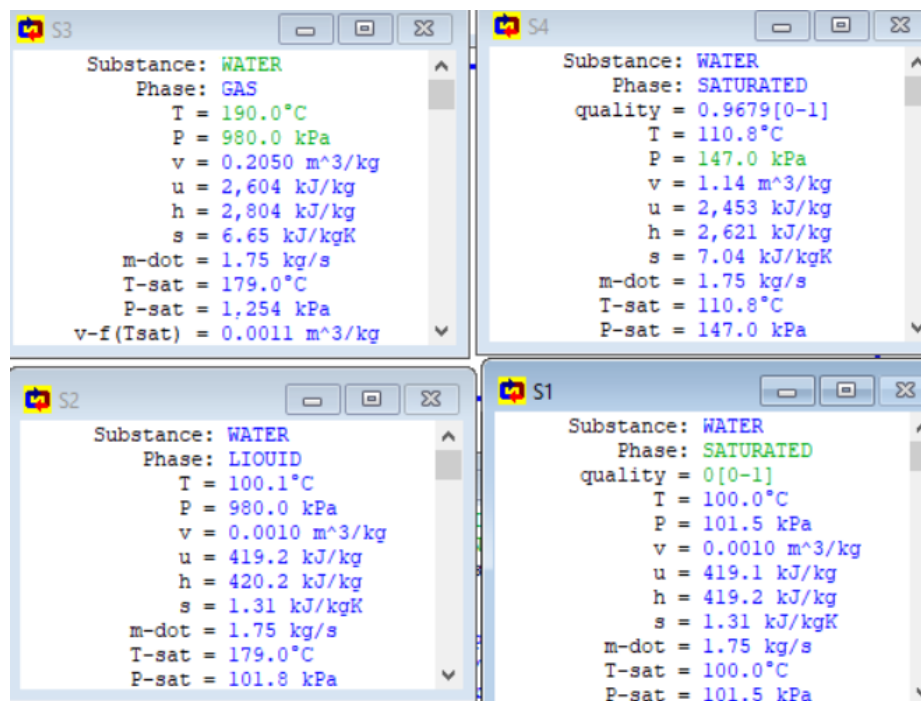


**Figura3.9. Modelo del ciclo Rankine con los parámetros de la turbina y la caldera. [Fuente: Autores]**



**Figura3.10. Diagrama T VS S del ciclo Rankine con los parámetros corregidos de la turbina y caldera. [Fuente: Autores]**

En la siguiente Figura tenemos las condiciones del fluido en los cuatro puntos principales del ciclo, que son a la entra y salida de cada componente.



**Figura3.11. Parámetros en los puntos de entrada y salida de cada componente. [Fuente: Autores]**

En la siguiente imagen tenemos los parámetros en cada componente del ciclo Rankine, donde tenemos que el flujo de vapor en que debe generar la caldera es de 1,75 [Kg/s] y el calor que debe transferir la cascarilla al fluido es de 4161[kW]. Además, tenemos las condiciones en las que se debe diseñar el condensador.

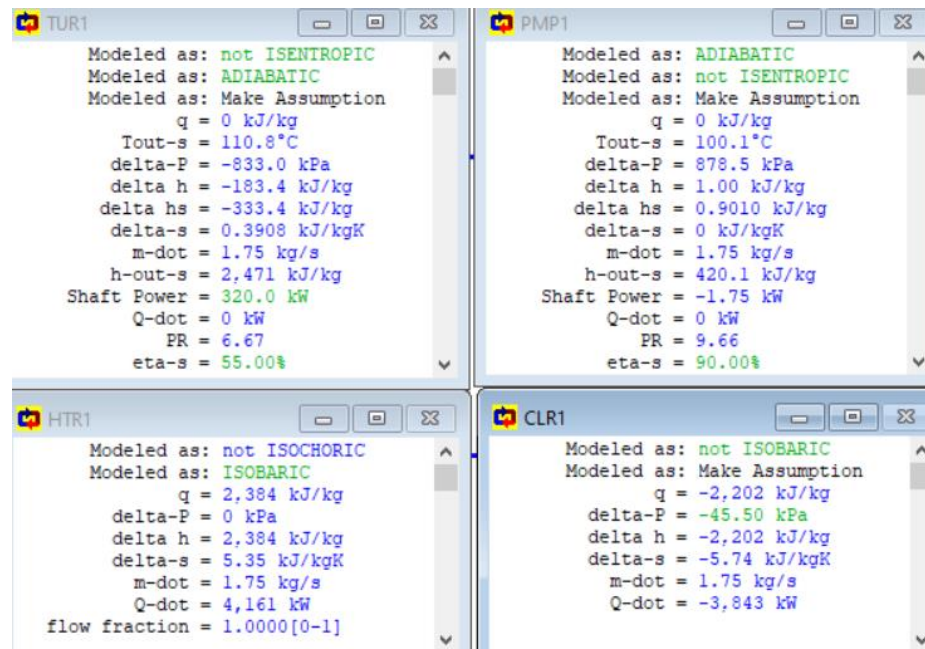


Figura3.12. Parámetros de cada componente. [Fuente: Autores]

### 3.3 Diseño del condensador

#### 3.3.1 Análisis de balance de energía en estado estable.

En el condensador tenemos de entrada vapor saturado como fluido caliente a una temperatura de 110 [°C] a una presión de 147 [kPa] y agua proveniente del Río Babahoyo como fluido frío a condiciones ambientales 24 [°C] y 101,325 [kPa]. A la salida del condensador tenemos líquido saturado a 110 [°C] y asumimos agua saldrá a 35 [°C] y 101,325 [kPa]. Realizando el balance energético obtenemos el flujo del agua fría, mediante:

$$\dot{m}_{vapor}\Delta h_{vapor} = \dot{m}_{agua}\Delta h_{agua} = Q_{out}$$

$$\dot{m}_{agua} = \frac{Q_{out}}{\Delta h_{vagua}}$$

El calor necesario para condensar el vapor a 110 [°C] es de 3774 [kW] y la variación de entalpía del agua a estas condiciones es de 46,01 [kJ/kg], por lo tanto:

$$\dot{m}_{vapor} = \frac{3774 [kW]}{46,01 \left[ \frac{kJ}{kg} \right]} = 82,01 \left[ \frac{kg}{s} \right]$$

### 3.3.2 Velocidad de flujo del agua en el arreglo de tuberías.

Del análisis de balance de energía en estado estable se determinó que el flujo másico del fluido frío es:

$$\dot{m}_{agua} = 82,01 \left[ \frac{kg}{s} \right]$$

La velocidad de flujo dentro del arreglo de tubos recomendada por las guías y normas de diseño de intercambiadores esta entre 1-2,5 [m/s], por lo que, se utilizó este parámetro para disminuir la cantidad posible de arreglos a utilizar.

Se determina la velocidad de flujo de fluido frío según el número de tuberías y el diámetro de la tubería, por medio de la siguiente ecuación (2.15):

$$V_{agua} = \frac{4\dot{m}_{agua}}{\rho_{agua@25^{\circ}C} 2N\pi D_i^2}$$

Utilizando las especificaciones de tuberías normalizadas para uso en intercambiadores de calor y con una hoja de cálculo realizada en Excel se determinó el número de tubos necesarios por paso de cada tubería para que cumpla con el rango de velocidades establecidas.

El cálculo de la velocidad de flujo interno en un arreglo de tuberías de 900 tubos por paso con tubería de 1/2 pulgada, es de:

$$V_{agua} = \frac{4 * 82,1}{997,6 * 2 * 900 * \pi * 0,0072^2} = 1,123 \left[ \frac{m}{s} \right]$$

**Tabla 3.3. Velocidad de fluido interno para varios diámetros de tubería de intercambiadores. [Fuente: Autores]**

Diámetro externo (nominal) $D_e$		Valor de galga BWG	Espesor de pared		Diámetro interno $D_i$		N, número de tubos por paso	$V_{agua}$ m/s
pulg	m		pulg	m	pulg	m		
0,5	0,0127	12	0,1	0,0025	0,282	0,0072	900	1,123
							800	1,263
							700	1,444
							600	1,684
							500	2,021
0,5	0,0127	20	0,035	0,0009	0,43	0,0109	400	1,102
							300	1,470
							200	2,205
							250	1,764
							275	1,604
0,75	0,0191	10	0,134	0,0034	0,482	0,0122	350	1,006
							300	1,173
							275	1,280
							250	1,408
							200	1,760
0,75	0,0191	18	0,049	0,0012	0,652	0,0166	160	1,188
							150	1,268
							100	1,901
							90	2,113
							80	2,377
1	0,0254	8	0,165	0,0042	0,67	0,017	120	1,511
							100	1,813
							90	2,014
							80	2,266
							75	2,417
1	0,0254	18	0,049	0,0012	0,902	0,0229	90	1,110
							80	1,249
							70	1,427
							60	1,665

							50	1,998
1,25	0,0318	8	0,165	0,0042	0,92	0,0234	70	1,367
							60	1,595
							50	1,914
							45	2,126
							40	2,392
1,25	0,0318	18	0,049	0,0012	1,15	0,0292	50	1,229
							45	1,365
							40	1,536
							35	1,756
							30	2,048
1,5	0,0381	8	0,165	0,0042	1,17	0,0297	45	1,320
							40	1,485
							35	1,697
							30	1,980
							25	2,376
1,5	0,0381	18	0,049	0,0012	1,4	0,0356	40	1,033
							35	1,181
							30	1,378
							25	1,654
							20	2,067

### 3.3.3 Coeficiente de convección en flujo interno del agua.

Determinadas las velocidades de flujo para los distintos arreglos de tubos, se determinó el coeficiente de convección en flujo interno para el agua mediante la ecuación (2.16):

$$\bar{h}_{\text{agua}} = \frac{\text{Nu}_{\text{D}_{\text{agua}}} * k_{\text{agua}}}{D_i}$$

Para determinar el número de Nusselt fue necesario determinar, el número de Reynolds (2.17), Prandtl (2.18) y factor de fricción  $f$  (2.19).

Continuando con el cálculo para el arreglo de 900 tubos por paso con tubería de  $\frac{1}{2}$  pulgada tenemos:

$$\text{Re}_{D_i} = \frac{997,6 * 1,123 * 0,0072}{9,165E - 7} = 1974408,370$$



Con el número de Reynolds se determinó el factor de fricción  $f$  con la ecuación:

$$f = (0,79 \ln(\text{Re}_{D_i} - 1,64))^{-2}$$

$$f = (0,79 \ln(1974408,370 - 1,64))^{-2} = 0,006$$

El número de Prandtl para el agua se puede obtener por la ecuación o directamente de tablas, ya que solo depende propiedades del fluido a la temperatura de analizada:

$$\text{Pr}_{\text{H}_2\text{O}} = \frac{c_{p\text{H}_2\text{O}} * \mu_{\text{H}_2\text{O}}}{k_{\text{H}_2\text{O}}} = 6.28$$

El número de Nusselt se obtuvo de la ecuación (2.20):

$$\text{Nu}_{D_i\text{H}_2\text{O}} = \frac{\left(\frac{0,006}{8}\right) (1974408,370 - 1000) 6,28}{1 + 12.7 \left(\frac{0,006}{8}\right)^{\frac{1}{2}} \left((6,28)^{\frac{2}{3}} - 1\right)} = 23342,759$$

Finalmente, el coeficiente de convección interno es de:

$$h_{R134a} = \frac{23342,759 * 0,609}{0,0072} = 8523,576 \left[ \frac{\text{W}}{\text{m}^2\text{K}} \right]$$

**Tabla 3.4. Coeficientes de convección para todos los arreglos. [Fuente: Autores]**

$D_i$	N, número de tubos por paso	$V_{agua}$	$Re_D$	$f$	$Nu_D$	$\bar{h}_{agua}$
0,0072	900	1,123	8800671,387	0,006	23342,759	1974408,370
0,0072	800	1,263	9900755,310	0,006	25965,778	2196272,086
0,0072	700	1,444	11315148,926	0,006	29300,152	2478304,504
0,0072	600	1,684	13201007,080	0,006	33688,892	2849518,785
0,0072	500	2,021	15841208,496	0,006	39741,521	3361470,333
0,0109	400	1,102	13079896,923	0,006	33408,815	1866602,578
0,0109	300	1,470	17439862,564	0,006	43362,251	2422716,574
0,0109	200	2,205	26159793,846	0,005	62662,980	3501078,445
0,0109	250	1,764	20927835,077	0,006	51164,890	2858662,224
0,0109	275	1,604	19025304,616	0,006	46924,346	2621736,392
0,0122	350	1,006	13355585,617	0,006	34046,036	1699511,161
0,0122	300	1,173	15581516,553	0,006	39150,392	1954310,576
0,0122	275	1,280	16998018,058	0,006	42364,571	2114756,039

0,0122	250	1,408	18697819,864	0,006	46190,772	2305752,466
0,0122	200	1,760	23372274,830	0,006	56564,617	2823594,422
0,0166	160	1,188	21471517,540	0,006	52370,404	1921299,774
0,0166	150	1,268	22902952,042	0,006	55531,855	2037283,119
0,0166	100	1,901	34354428,063	0,005	80289,037	2945543,578
0,0166	90	2,113	38171586,737	0,005	88371,692	3242069,901
0,0166	80	2,377	42943035,079	0,005	98379,839	3609236,254
0,017	120	1,511	27955073,816	0,005	66560,612	2384436,030
0,017	100	1,813	33546088,580	0,005	78567,873	2814578,509
0,017	90	2,014	37273431,755	0,005	86476,323	3097887,116
0,017	80	2,266	41932610,724	0,005	96268,666	3448683,403
0,017	75	2,417	44728118,106	0,005	102099,428	3657561,848
0,0229	90	1,110	27670233,181	0,005	65943,683	1753698,808
0,0229	80	1,249	31129012,328	0,005	73399,798	1951985,899
0,0229	70	1,427	35576014,089	0,005	82883,606	2204197,205
0,0229	60	1,665	41505349,771	0,005	95374,666	2536383,033
0,0229	50	1,998	49806419,725	0,005	112614,731	2994863,366
0,0234	70	1,367	34815842,848	0,005	81269,959	2115102,777
0,0234	60	1,595	40618483,323	0,005	93516,497	2433826,778
0,0234	50	1,914	48742179,987	0,005	110418,842	2873721,135
0,0234	45	2,126	54157977,764	0,005	121553,630	3163511,141
0,0234	40	2,392	60927724,984	0,005	135343,024	3522388,966
0,0292	50	1,229	39060514,099	0,005	90243,872	1882141,026
0,0292	45	1,365	43400571,222	0,005	99334,429	2071735,187
0,0292	40	1,536	48825642,624	0,005	110591,197	2306508,194
0,0292	35	1,756	55800734,428	0,005	124912,330	2605192,097
0,0292	30	2,048	65100856,832	0,005	143779,195	2998682,522
0,0297	45	1,320	42669921,874	0,005	97809,615	2005591,100
0,0297	40	1,485	48003662,109	0,005	108892,671	2232849,717
0,0297	35	1,697	54861328,124	0,005	122992,690	2521971,329
0,0297	30	1,980	64004882,812	0,005	141568,090	2902860,826
0,0297	25	2,376	76805859,374	0,005	167212,655	3428703,927
0,0356	40	1,033	40047999,006	0,005	92319,407	1579284,236
0,0356	35	1,181	45769141,722	0,005	104262,826	1783597,212
0,0356	30	1,378	53397332,009	0,005	119995,587	2052733,505
0,0356	25	1,654	64076798,410	0,005	141713,273	2424252,343
0,0356	20	2,067	80095998,013	0,005	173744,712	2972205,887

### 3.3.4 Coeficiente de Convección del vapor en flujo externo:

El vapor saturado pasara a través del arreglo de tubos en contraflujo, por lo que, el coeficiente de convección se determina el coeficiente de

convección como flujo externo. El vapor pasara a una temperatura de 110 [°C] y terminara como líquido saturado a la misma temperatura. Nuevamente se inicia determinado la velocidad del fluido en el exterior.

$$Re_{D_{max}} = \frac{V_{max} * D_e}{\nu}$$

La relación para la velocidad máxima se cumple para todos los arreglos ya que se estableció un arreglo escalonado donde  $S_L = S_T = 2D$ , como todos los arreglos serán diseñados bajo esta disposición siempre cumplirán que la velocidad máxima es el doble de la velocidad calculada. Para el arreglo de 900 tubos por paso con tubería de ½ pulgada, set tiene una velocidad en flujo externo de:

$$V = \frac{4\dot{m}_{vapor}}{\rho_{vapor_{110^{\circ}C}} N \pi D_e^2}$$

$$V = \frac{4(1,75)}{(0,8734) * 2 * (900) * \pi * (0,0127)^2} = 8,787 \left[ \frac{m}{s} \right]$$

$$V_{max} = 2 * 8,787 = 17,575 \left[ \frac{m}{s} \right]$$

$$Re_{D_{max}} = \frac{17,575 * 0,0127}{2,3E - 5} = 9704,226$$

**Tabla 3.5. Velocidades del flujo externo y Reynolds de los arreglos. [Fuente: Autores]**

$D_e$	N, número de tubos por paso	$V_{vapor}$	$V_{vapor,max}$	$Re_{max}$
0,0127	900	8,787	17,575	9704,226
0,0127	800	9,886	19,771	10917,255
0,0127	700	11,298	22,596	12476,862
0,0127	600	13,181	26,362	14556,339
0,0127	500	15,817	31,634	17467,607
0,0127	400	19,771	39,543	21834,509
0,0127	300	26,362	52,724	29112,679
0,0127	200	39,543	79,086	43669,018
0,0127	250	31,634	63,268	34935,214
0,0127	275	28,758	57,517	31759,286
0,0191	350	9,990	19,980	16592,267
0,0191	300	11,655	23,310	19357,645

0,0191	275	12,715	25,429	21117,431
0,0191	250	13,986	27,972	23229,174
0,0191	200	17,483	34,965	29036,468
0,0191	160	21,853	43,707	36295,584
0,0191	150	23,310	46,621	38715,290
0,0191	100	34,965	69,931	58072,935
0,0191	90	38,850	77,701	64525,483
0,0191	80	43,707	87,413	72591,169
0,0254	120	16,476	32,952	36390,848
0,0254	100	19,771	39,543	43669,018
0,0254	90	21,968	43,936	48521,131
0,0254	80	24,714	49,429	54586,273
0,0254	75	26,362	52,724	58225,357
0,0254	90	21,968	43,936	48521,131
0,0254	80	24,714	49,429	54586,273
0,0254	70	28,245	56,490	62384,312
0,0254	60	32,952	65,905	72781,697
0,0254	50	39,543	79,086	87338,036
0,0318	70	18,020	36,040	49828,978
0,0318	60	21,023	42,046	58133,808
0,0318	50	25,228	50,456	69760,570
0,0318	45	28,031	56,062	77511,744
0,0318	40	31,535	63,070	87200,712
0,0318	50	25,228	50,456	69760,570
0,0318	45	28,031	56,062	77511,744
0,0318	40	31,535	63,070	87200,712
0,0318	35	36,040	72,080	99657,957
0,0318	30	42,046	84,093	116267,616
0,0381	45	19,527	39,055	64694,842
0,0381	40	21,968	43,936	72781,697
0,0381	35	25,107	50,213	83179,082
0,0381	30	29,291	58,582	97042,262
0,0381	25	35,149	70,298	116450,715
0,0381	40	21,968	43,936	72781,697
0,0381	35	25,107	50,213	83179,082
0,0381	30	29,291	58,582	97042,262
0,0381	25	35,149	70,298	116450,715
0,0381	20	43,936	87,873	145563,394

Considerando que se utilizan tuberías de materiales altamente conductivos y espesores finos se toma un  $T_s$  promedio, el cual, se estimara en 68 [°C]:

$$\overline{Nu}_D = C_1 C_2 Re_{D,max}^m Pr^{0.36} \left( \frac{Pr}{Pr_s} \right)^{\frac{1}{4}}$$

$$Pr_{vapor@110^\circ C} = 1,02$$

$$Pr_{s@(T_s=68^\circ C)} = 0,9809$$

Para el arreglo de 900 tubos por paso con tubería de ½ pulgada las constantes y número de Nusselt, es:

$$\overline{Nu}_D = 0,35 * 1 * 9704,226^{0.60} * 1,02^{0.36} \left( \frac{1,02}{0,9809} \right)^{\frac{1}{4}} = 87,82$$

**Tabla 3.6. Número de Nusselt para los arreglos. [Fuente: Autores]**

$D_e$	NL, número de columnas	$R_{max,vapor}$	C1	m	C2	$Nu_{D,vapor}$
0,0127	20	9704,226	0,35	0,60	1,00	87,82
0,0127	20	10917,255	0,35	0,60	1,00	94,25
0,0127	20	12476,862	0,35	0,60	1,00	102,11
0,0127	30	14556,339	0,35	0,60	1,00	112,01
0,0127	20	17467,607	0,35	0,60	1,00	124,95
0,0127	20	21834,509	0,35	0,60	1,00	142,85
0,0127	20	29112,679	0,35	0,60	1,00	169,77
0,0127	20	43669,018	0,35	0,60	1,00	216,53
0,0127	25	34935,214	0,35	0,60	1,00	189,39
0,0127	20	31192,156	0,35	0,60	1,00	176,94
0,0191	20	16592,267	0,35	0,60	1,00	121,16
0,0191	20	19357,645	0,35	0,60	1,00	132,90
0,0191	20	20740,334	0,35	0,60	1,00	138,52
0,0191	25	23229,174	0,35	0,60	1,00	148,26
0,0191	20	29036,468	0,35	0,60	1,00	169,50
0,0191	20	36295,584	0,35	0,60	1,00	193,79
0,0191	15	38715,290	0,35	0,60	0,98	197,41
0,0191	10	58072,935	0,35	0,60	0,97	249,21
0,0191	10	64525,483	0,35	0,60	0,97	265,47
0,0191	10	72591,169	0,35	0,60	0,97	284,91
0,0254	10	36390,848	0,35	0,60	0,97	188,27
0,0254	10	43669,018	0,35	0,60	0,97	210,03
0,0254	10	48521,131	0,35	0,60	0,97	223,74
0,0254	10	54586,273	0,35	0,60	0,97	240,12
0,0254	10	58225,357	0,35	0,60	0,97	249,60
0,0254	10	48521,131	0,35	0,60	0,97	223,74

0,0254	10	54586,273	0,35	0,60	0,97	240,12
0,0254	10	62384,312	0,35	0,60	0,97	260,15
0,0254	10	72781,697	0,35	0,60	0,97	285,36
0,0254	10	87338,036	0,35	0,60	0,97	318,35
0,0318	10	49828,978	0,35	0,60	0,97	227,34
0,0318	10	58133,808	0,35	0,60	0,97	249,37
0,0318	10	69760,570	0,35	0,60	0,97	278,19
0,0318	9	77511,744	0,35	0,60	0,96	293,29
0,0318	8	87200,712	0,35	0,60	0,96	314,77
0,0318	10	69760,570	0,35	0,60	0,97	278,19
0,0318	9	77511,744	0,35	0,60	0,96	293,29
0,0318	8	87200,712	0,35	0,60	0,96	314,77
0,0318	7	99657,957	0,35	0,60	0,95	337,47
0,0318	6	116267,616	0,35	0,60	0,94	366,28
0,0381	9	64694,842	0,35	0,60	0,96	263,15
0,0381	8	72781,697	0,35	0,60	0,96	282,42
0,0381	7	83179,082	0,35	0,60	0,95	302,79
0,0381	6	97042,262	0,35	0,60	0,94	328,63
0,0381	5	116450,715	0,35	0,60	0,92	358,82
0,0381	8	72781,697	0,35	0,60	0,96	282,42
0,0381	7	83179,082	0,35	0,60	0,95	302,79
0,0381	6	97042,262	0,35	0,60	0,94	328,63
0,0381	5	116450,715	0,35	0,60	0,92	358,82
0,0381	5	145563,394	0,35	0,60	0,92	410,23

Por consiguiente, el coeficiente de convección de vapor se determinó por:

$$\bar{h}_{vapor} = \frac{Nu_{D_{vapor}} * k_{vapor}}{D_e}$$

El coeficiente de convección de vapor para los arreglos se muestra en la tabla 3.7

**Tabla 3.7. Coeficientes de convección del flujo externo de los arreglos.**

[Fuente: Autores]

$D_e$	$D_i$	N, número de tubos por paso	NT, número de filas	NL, número de columnas	$Nu_{D_{vapor}}$	$\bar{h}_{vapor}$
0,0127	0,0072	900	90	20	87,818	324,098
0,0127	0,0072	800	80	20	94,249	347,830
0,0127	0,0072	700	70	20	102,111	376,845
0,0127	0,0072	600	40	30	112,005	413,362
0,0127	0,0072	500	50	20	124,953	461,147
0,0127	0,0109	400	40	20	142,855	527,212
0,0127	0,0109	300	30	20	169,769	626,540
0,0127	0,0109	200	20	20	216,527	799,104

0,0127	0,0109	250	20	25	189,394	698,968
0,0127	0,0109	280	28	20	176,944	653,020
0,0191	0,0122	350	35	20	121,158	297,312
0,0191	0,0122	300	30	20	132,898	326,123
0,0191	0,0122	280	28	20	138,515	339,906
0,0191	0,0122	250	20	25	148,261	363,823
0,0191	0,0122	200	20	20	169,502	415,945
0,0191	0,0166	160	16	20	193,785	475,534
0,0191	0,0166	150	20	15	197,407	484,423
0,0191	0,0166	100	20	10	249,209	611,541
0,0191	0,0166	90	18	10	265,472	651,448
0,0191	0,0166	80	16	10	284,911	699,152
0,0254	0,017	120	24	10	188,267	347,405
0,0254	0,017	100	10	10	210,031	387,565
0,0254	0,017	90	18	10	223,737	412,857
0,0254	0,017	80	16	10	240,121	443,089
0,0254	0,017	75	15	10	249,601	460,583
0,0254	0,0229	90	18	10	223,737	412,857
0,0254	0,0229	80	16	10	240,121	443,089
0,0254	0,0229	70	14	10	260,151	480,050
0,0254	0,0229	60	12	10	285,360	526,568
0,0254	0,0229	50	10	10	318,348	587,439
0,0318	0,0234	70	14	10	227,336	335,071
0,0318	0,0234	60	12	10	249,366	367,540
0,0318	0,0234	50	10	10	278,193	410,028
0,0318	0,0234	45	10	9	293,292	432,282
0,0318	0,0234	40	10	8	314,768	463,937
0,0318	0,0292	50	10	10	278,193	410,028
0,0318	0,0292	45	10	9	293,292	432,282
0,0318	0,0292	40	10	8	314,768	463,937
0,0318	0,0292	35	10	7	337,473	497,401
0,0318	0,0292	30	10	6	366,278	539,857
0,0381	0,0297	45	10	9	263,149	323,721
0,0381	0,0297	40	10	8	282,418	347,426
0,0381	0,0297	35	10	7	302,789	372,486
0,0381	0,0297	30	10	6	328,634	404,280
0,0381	0,0297	25	10	5	358,824	441,419
0,0381	0,0356	40	10	8	282,418	347,426
0,0381	0,0356	35	10	7	302,789	372,486
0,0381	0,0356	30	10	6	328,634	404,280
0,0381	0,0356	25	10	5	358,824	441,419
0,0381	0,0356	20	8	5	410,230	504,658

La corrección del coeficiente de vapor por  $T_s$  asumido se realiza en un proceso iterativo como se indica en la sección 2.10.9, utilizando la ecuación:

$$\bar{T}_s = \frac{\bar{h}_{\text{vapor}} T_{\text{vapor}} + \bar{h}_{\text{H}_2\text{O}} T_{\text{H}_2\text{O}}}{\bar{h}_{\text{H}_2\text{O}} + \bar{h}_{\text{vapor}}}$$

Luego de la corrección de  $T_s$  el coeficiente de convección del vapor, se debe corregir por el número de tubos en columna, con la relación:

$$\bar{h}_{\text{vapor},N} = \frac{\bar{h}_{\text{vapor}}}{\left(\frac{N_L}{2}\right)^{\left(\frac{1}{4}\right)}}$$

**Tabla 3.8. Valores de coeficiente de vapor corregidos según  $T_s$  y disposición del arreglo. [Fuente: Autores]**

$D_e$	$D_i$	N, número de tubos por paso	NT, número de filas	NL, número de columnas	$\bar{h}_{\text{agua}}$	$\bar{h}_{\text{vapor}}$	Corrección por $T_s$ $\bar{h}_{\text{vapor}}$	Corrección por arreglo $\bar{h}_{\text{vapor}}$
0,0127	0,0072	900	90	20	1974408,370	324,098	320,3976	180,1728
0,0127	0,0072	800	80	20	2196272,086	347,830	343,8593	193,3663
0,0127	0,0072	700	70	20	2478304,504	376,845	343,8593	193,3663
0,0127	0,0072	600	40	30	2849518,785	413,362	408,6430	207,6449
0,0127	0,0072	500	50	20	3361470,333	461,147	455,8824	293,0885
0,0127	0,0109	400	40	20	1866602,578	527,212	521,1933	348,3069
0,0127	0,0109	300	30	20	2422716,574	626,540	619,3870	444,2391
0,0127	0,0109	200	20	20	3501078,445	799,104	789,9813	367,4881
0,0127	0,0109	250	20	25	2858662,224	698,968	690,9885	367,4881
0,0127	0,0109	280	28	20	2579215,767	653,020	690,9885	165,2824
0,0191	0,0122	350	35	20	1699511,161	297,312	293,9183	181,2987
0,0191	0,0122	300	30	20	1954310,576	326,123	322,3997	188,9612
0,0191	0,0122	280	28	20	2080477,372	339,906	336,0258	191,2828
0,0191	0,0122	250	20	25	2305752,466	363,823	359,6693	231,2328
0,0191	0,0122	200	20	20	2823594,422	415,945	411,1965	264,3598
0,0191	0,0166	160	16	20	1921299,774	475,534	470,1056	289,3833
0,0191	0,0166	150	20	15	2037283,119	484,423	478,8932	404,2934
0,0191	0,0166	100	20	10	2945543,578	611,541	604,5596	430,6764
0,0191	0,0166	90	18	10	3242069,901	651,448	644,0115	462,2135
0,0191	0,0166	80	16	10	3609236,254	699,152	691,1704	229,6716
0,0254	0,017	120	24	10	2384436,030	347,405	343,4392	256,2218
0,0254	0,017	100	10	10	2814578,509	387,565	383,1409	272,9421
0,0254	0,017	90	18	10	3097887,116	412,857	408,1437	292,9288
0,0254	0,017	80	16	10	3448683,403	443,089	438,0307	304,4944
0,0254	0,017	75	15	10	3657561,848	460,583	455,3253	272,9421
0,0254	0,0229	90	18	10	1753698,808	412,857	408,1437	292,9288
0,0254	0,0229	80	16	10	1951985,899	443,089	438,0307	317,3637



0,0254	0,0229	70	14	10	2204197,205	480,050	474,5694	348,1171
0,0254	0,0229	60	12	10	2536383,033	526,568	520,5564	388,3596
0,0254	0,0229	50	10	10	2994863,366	587,439	580,7331	221,5174
0,0318	0,0234	70	14	10	2115102,777	335,071	331,2457	242,9830
0,0318	0,0234	60	12	10	2433826,778	367,540	363,3443	271,0720
0,0318	0,0234	50	10	10	2873721,135	410,028	405,3471	293,4121
0,0318	0,0234	45	10	9	3163511,141	432,282	427,3474	324,3080
0,0318	0,0234	40	10	8	3522388,966	463,937	458,6407	271,0720
0,0318	0,0292	50	10	10	1882141,026	410,028	405,3471	293,4121
0,0318	0,0292	45	10	9	2071735,187	432,282	427,3474	324,3080
0,0318	0,0292	40	10	8	2306508,194	463,937	458,6407	359,5035
0,0318	0,0292	35	10	7	2605192,097	497,401	491,7226	507,6981
0,0318	0,0292	30	10	6	2998682,522	539,857	668,1683	219,7260
0,0381	0,0297	45	10	9	2005591,100	323,721	320,0255	219,7260
0,0381	0,0297	40	10	8	2232849,717	347,426	343,4599	242,8628
0,0381	0,0297	35	10	7	2521971,329	372,486	368,2338	269,2195
0,0381	0,0297	30	10	6	2902860,826	404,280	399,6648	303,6796
0,0381	0,0297	25	10	5	3428703,927	441,419	436,3798	347,0401
0,0381	0,0356	40	10	8	1579284,236	347,426	343,4599	242,8628
0,0381	0,0356	35	10	7	1783597,212	372,486	368,2338	269,2195
0,0381	0,0356	30	10	6	2052733,505	404,280	399,6648	303,6796
0,0381	0,0356	25	10	5	2424252,343	441,419	436,3798	347,0401
0,0381	0,0356	20	8	5	2972205,887	504,658	498,8967	396,7580

### 3.3.5 Coeficiente global de transferencia de calor

El coeficiente global de transferencia de calor depende solamente de los coeficientes de convección de los fluidos, ya que, no se considera la resistencia de conducción en las tuberías, por considerarlas térmicamente frías, por lo tanto, el coeficiente global de transferencia se expresa:

$$U = \frac{1}{\frac{1}{h_{H_2O}} + \frac{1}{h_{vapor}}}$$

**Tabla 3.9. Resultados de Coeficiente Global de Transferencia de calor. [Fuente: Autores]**

$D_e$	$D_i$	N, número de tubos por paso	NT, número de filas	NL, número de columnas	$\bar{h}_{agua}$	Corrección por Ts $\bar{h}_{vapor}$	Corrección por arreglo $\bar{h}_{vapor}$	Coeficiente global de transferencia $U$
0,0127	0,0072	900	90	20	1974408,37	320,398	180,173	180,156
0,0127	0,0072	800	80	20	2196272,09	343,859	193,366	193,349
0,0127	0,0072	700	70	20	2478304,5	343,859	193,366	193,351
0,0127	0,0072	600	40	30	2849518,79	408,643	207,645	207,630
0,0127	0,0072	500	50	20	3361470,33	455,882	293,089	293,063

0,0127	0,0109	400	40	20	1866602,58	521,193	348,307	348,242
0,0127	0,0109	300	30	20	2422716,57	619,387	444,239	444,158
0,0127	0,0109	200	20	20	3501078,44	789,981	367,488	367,450
0,0127	0,0109	250	20	25	2858662,22	690,988	367,488	367,441
0,0127	0,0109	280	28	20	2579215,77	690,988	165,282	165,272
0,0191	0,0122	350	35	20	1699511,16	293,918	181,299	181,279
0,0191	0,0122	300	30	20	1954310,58	322,400	188,961	188,943
0,0191	0,0122	280	28	20	2080477,37	336,026	191,283	191,265
0,0191	0,0122	250	20	25	2305752,47	359,669	231,233	231,210
0,0191	0,0122	200	20	20	2823594,42	411,196	264,360	264,335
0,0191	0,0166	160	16	20	1921299,77	470,106	289,383	289,340
0,0191	0,0166	150	20	15	2037283,12	478,893	404,293	404,213
0,0191	0,0166	100	20	10	2945543,58	604,560	430,676	430,613
0,0191	0,0166	90	18	10	3242069,9	644,011	462,214	462,148
0,0191	0,0166	80	16	10	3609236,25	691,170	229,672	229,657
0,0254	0,017	120	24	10	2384436,03	343,439	256,222	256,194
0,0254	0,017	100	10	10	2814578,51	383,141	272,942	272,916
0,0254	0,017	90	18	10	3097887,12	408,144	292,929	292,901
0,0254	0,017	80	16	10	3448683,4	438,031	304,494	304,468
0,0254	0,017	75	15	10	3657561,85	455,325	272,942	272,922
0,0254	0,0229	90	18	10	1753698,81	408,144	292,929	292,880
0,0254	0,0229	80	16	10	1951985,9	438,031	317,364	317,312
0,0254	0,0229	70	14	10	2204197,21	474,569	348,117	348,062
0,0254	0,0229	60	12	10	2536383,03	520,556	388,360	388,300
0,0254	0,0229	50	10	10	2994863,37	580,733	221,517	221,501
0,0318	0,0234	70	14	10	2115102,78	331,246	242,983	242,955
0,0318	0,0234	60	12	10	2433826,78	363,344	271,072	271,042
0,0318	0,0234	50	10	10	2873721,13	405,347	293,412	293,382
0,0318	0,0234	45	10	9	3163511,14	427,347	324,308	324,275
0,0318	0,0234	40	10	8	3522388,97	458,641	271,072	271,051
0,0318	0,0292	50	10	10	1882141,03	405,347	293,412	293,366
0,0318	0,0292	45	10	9	2071735,19	427,347	324,308	324,257
0,0318	0,0292	40	10	8	2306508,19	458,641	359,504	359,448
0,0318	0,0292	35	10	7	2605192,1	491,723	507,698	507,599
0,0318	0,0292	30	10	6	2998682,52	668,168	219,726	219,710
0,0381	0,0297	45	10	9	2005591,1	320,025	219,726	219,702
0,0381	0,0297	40	10	8	2232849,72	343,460	242,863	242,836
0,0381	0,0297	35	10	7	2521971,33	368,234	269,220	269,191
0,0381	0,0297	30	10	6	2902860,83	399,665	303,680	303,648
0,0381	0,0297	25	10	5	3428703,93	436,380	347,040	347,005
0,0381	0,0356	40	10	8	1579284,24	343,460	242,863	242,825
0,0381	0,0356	35	10	7	1783597,21	368,234	269,220	269,179
0,0381	0,0356	30	10	6	2052733,5	399,665	303,680	303,635
0,0381	0,0356	25	10	5	2424252,34	436,380	347,040	346,990
0,0381	0,0356	20	8	5	2972205,89	498,897	396,758	396,705

### 3.3.6 Área superficial y longitud de tubería

Utilizando el método de temperatura media logarítmica descrita en la sección 2.10.11:

$$\Delta T_{\text{lmCF}} = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln\left(\frac{\Delta T_1}{\Delta T_2}\right)}$$

$$\Delta T_{\text{lmCF}} = \frac{(110 - 35) - (110 - 24)}{\ln\left(\frac{(110 - 35)}{(110 - 24)}\right)}$$

$$\Delta T_{\text{lmCF}} = 88,37 \text{ [}^\circ\text{C]}$$

El factor de corrección F, se determina con la ayuda de las relaciones (2.32) y (2.33):

$$P = \frac{35 - 25}{110 - 25} = 0,13 \quad R = \frac{110 - 110}{35 - 25} = 0$$

Para las temperaturas de operación  $F = 1$ , debido a que en uno de los fluidos ocurre un cambio de fase y no hay disminución de temperatura. Para determinar el área y longitud de tuberías requeridas se determinan con las ecuaciones (2.34):

$$UA = \frac{3774000}{1 * 88,37} = 4270,68$$

$$A = \frac{4270,68}{180,156} = 23,705 \text{ [m}^2\text{]}$$

La longitud de tubería se obtuvo con la ecuación (2.39):

$$L = \frac{A}{\pi D_e N}$$
$$L = \frac{23,705}{\pi * 0,0127 * 900} = 0,330 \text{ [m]}$$

**Tabla 3.10. Área de transferencia y longitud de tubería requeridos para los arreglos estudiados. [Fuente: Autores]**

$D_e$	$D_i$	N, número de tubos por paso	NT, número de filas	NL, número de columnas	Coeficiente global de transferencia	UA	A	L
0,0127	0,0072	900	90	20	180,156	4270,68	23,705	0,330
0,0127	0,0072	800	80	20	193,349	4270,68	22,088	0,346
0,0127	0,0072	700	70	20	193,351	4270,68	22,088	0,395
0,0127	0,0072	600	40	30	207,630	4270,68	20,569	0,430
0,0127	0,0072	500	50	20	293,063	4270,68	14,573	0,365
0,0127	0,0109	400	40	20	348,242	4270,68	12,264	0,384
0,0127	0,0109	300	30	20	444,158	4270,68	9,615	0,402
0,0127	0,0109	200	20	20	367,450	4270,68	11,622	0,728
0,0127	0,0109	250	20	25	367,441	4270,68	11,623	0,583
0,0127	0,0109	280	28	20	165,272	4270,68	25,840	1,157
0,0191	0,0122	350	35	20	181,279	4270,68	23,559	0,561
0,0191	0,0122	300	30	20	188,943	4270,68	22,603	0,628
0,0191	0,0122	280	28	20	191,265	4270,68	22,329	0,664
0,0191	0,0122	250	20	25	231,210	4270,68	18,471	0,616
0,0191	0,0122	200	20	20	264,335	4270,68	16,156	0,673
0,0191	0,0166	160	16	20	289,340	4270,68	14,760	0,769
0,0191	0,0166	150	20	15	404,213	4270,68	10,565	0,587
0,0191	0,0166	100	20	10	430,613	4270,68	9,918	0,826
0,0191	0,0166	90	18	10	462,148	4270,68	9,241	0,856
0,0191	0,0166	80	16	10	229,657	4270,68	18,596	1,937
0,0254	0,017	120	24	10	256,194	4270,68	16,670	0,870
0,0254	0,017	100	10	10	272,916	4270,68	15,648	0,981
0,0254	0,017	90	18	10	292,901	4270,68	14,581	1,015
0,0254	0,017	80	16	10	304,468	4270,68	14,027	1,099
0,0254	0,017	75	15	10	272,922	4270,68	15,648	1,307
0,0254	0,0229	90	18	10	292,880	4270,68	14,582	1,015
0,0254	0,0229	80	16	10	317,312	4270,68	13,459	1,054
0,0254	0,0229	70	14	10	348,062	4270,68	12,270	1,098
<b>0,0254</b>	<b>0,0229</b>	<b>60</b>	<b>12</b>	<b>10</b>	<b>388,300</b>	<b>4270,68</b>	<b>10,998</b>	<b>1,149</b>
0,0254	0,0229	50	10	10	221,501	4270,68	19,281	2,416
0,0318	0,0234	70	14	10	242,955	4270,68	17,578	1,257
0,0318	0,0234	60	12	10	271,042	4270,68	15,757	1,314
0,0318	0,0234	50	10	10	293,382	4270,68	14,557	1,457
0,0318	0,0234	45	10	9	324,275	4270,68	13,170	1,465
0,0318	0,0234	40	10	8	271,051	4270,68	15,756	1,971
0,0318	0,0292	50	10	10	293,366	4270,68	14,557	1,457

0,0318	0,0292	45	10	9	324,257	4270,68	13,171	1,465
0,0318	0,0292	40	10	8	359,448	4270,68	11,881	1,487
0,0318	0,0292	35	10	7	507,599	4270,68	8,413	1,203
0,0318	0,0292	30	10	6	219,710	4270,68	19,438	3,243
0,0381	0,0297	45	10	9	219,702	4270,68	19,439	1,804
0,0381	0,0297	40	10	8	242,836	4270,68	17,587	1,837
0,0381	0,0297	35	10	7	269,191	4270,68	15,865	1,893
0,0381	0,0297	30	10	6	303,648	4270,68	14,065	1,958
0,0381	0,0297	25	10	5	347,005	4270,68	12,307	2,056
0,0381	0,0356	40	10	8	242,825	4270,68	17,587	1,837
0,0381	0,0356	35	10	7	269,179	4270,68	15,866	1,894
0,0381	0,0356	30	10	6	303,635	4270,68	14,065	1,958
0,0381	0,0356	25	10	5	346,990	4270,68	12,308	2,057
0,0381	0,0356	20	8	5	396,705	4270,68	10,765	2,249

Por lo tanto, con la *Tabla 3.10* ya se eligió el arreglo de tubos que se encuentra marcado con amarillo, eligiendo un arreglo de 60 tubos de 1[in] por 1,15 [m] de longitud.

### 3.3.7 Pérdida de presión y potencia de bomba

El cambio de presión que se produce al pasar el agua dentro del arreglo de tuberías nos indicara la potencia de bomba necesaria para lograr que el agua fría pase por el arreglo, por medio de la ecuación:

$$\dot{W}_b = \frac{\dot{m}_{H_2O} \Delta P}{\rho_{H_2O}}$$

Además;

$$\Delta P = h_f \rho_{H_2O} g$$

$$h_f = \frac{f V_{H_2O}^2 L}{2gd}$$

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

$$\dot{W}_b = \dot{m}_{H_2O} * h_f * g$$

**Tabla 3.11. Pérdida de presión y potencia de bomba requerida para los arreglos.**

**[Fuente: Autores]**

$D_e$	$D_i$	N, número de tubos por paso	L	$\Delta P$	$W_{bomba}$
0,013	0,007	900,000	0,330	325264,660	26768,473
0,013	0,007	800,000	0,346	377984,974	31107,224
0,013	0,007	700,000	0,395	485605,303	39964,109
0,013	0,007	600,000	0,430	603989,474	49706,832
0,013	0,007	500,000	0,365	602719,297	49602,300
0,013	0,011	400,000	0,384	102009,086	8395,094
0,013	0,011	300,000	0,402	137323,092	11301,349
0,013	0,011	200,000	0,728	355956,520	29294,337
0,013	0,011	250,000	0,583	233889,058	19248,488
0,013	0,011	280,000	1,157	420167,012	34578,701
0,019	0,012	350,000	0,561	96639,408	7953,183
0,019	0,012	300,000	0,628	123863,436	10193,653
0,019	0,012	280,000	0,664	139300,706	11464,102
0,019	0,012	250,000	0,616	142600,344	11735,654
0,019	0,012	200,000	0,673	189798,425	15619,939
0,019	0,017	160,000	0,769	58677,461	4829,009
0,019	0,017	150,000	0,587	47425,523	3903,003
0,019	0,017	100,000	0,826	95538,959	7862,619
0,019	0,017	90,000	0,856	108578,636	8935,752
0,019	0,017	80,000	1,937	272841,195	22454,152
0,025	0,017	120,000	0,870	76245,061	6274,779
0,025	0,017	100,000	0,981	100908,525	8304,521
0,025	0,017	90,000	1,015	114679,308	9437,822
0,025	0,017	80,000	1,099	137759,540	11337,268
0,025	0,017	75,000	1,307	173577,700	14285,013
0,025	0,023	90,000	1,015	26764,258	2202,632
0,025	0,023	80,000	1,054	30839,928	2538,049
0,025	0,023	70,000	1,098	36160,194	2975,894
0,025	0,023	60,000	1,149	43345,770	3567,249
0,025	0,023	50,000	2,416	107181,478	8820,769
0,032	0,023	70,000	1,257	37234,532	3064,309
0,032	0,023	60,000	1,314	44632,677	3673,158
0,032	0,023	50,000	1,457	58160,168	4786,437
0,032	0,023	45,000	1,465	64195,821	5283,156
0,032	0,023	40,000	1,971	95928,477	7894,675
0,032	0,029	50,000	1,457	19712,769	1622,312
0,032	0,029	45,000	1,465	21755,233	1790,402

0,032	0,029	40,000	1,487	24508,963	2017,027
0,032	0,029	35,000	1,203	22330,403	1837,737
0,032	0,029	30,000	3,243	69021,974	5680,337
0,038	0,030	45,000	1,804	24665,657	2029,922
0,038	0,030	40,000	1,837	27868,535	2293,511
0,038	0,030	35,000	1,893	32345,853	2661,983
0,038	0,030	30,000	1,958	38363,746	3157,241
0,038	0,030	25,000	2,056	47375,299	3898,869
0,038	0,036	40,000	1,837	11497,685	946,231
0,038	0,036	35,000	1,894	13342,805	1098,080
0,038	0,036	30,000	1,958	15822,411	1302,145
0,038	0,036	25,000	2,057	19535,035	1607,685
0,038	0,036	20,000	2,249	26047,617	2143,654

### 3.3.8 Efectividad del intercambiador

La efectividad del intercambiador se determinó en base a la sección 2.10.13 mostrando los resultados en la tabla 3.12.

**Tabla 3.12. Efectividad del condensador. [Fuente: Autores]**

	$\dot{m}$	$c_p$	C	$T_i$	$q_c$	$q_{max}$	$\varepsilon$
Vapor	1,75	2144	3752	110	377400	322672	0,85
Agua ambiente	82,1	4180	343178	24			

### 3.4 Selección del calentador de aire

El calentador de aire es un intercambiador de calor en flujo cruzado, donde se aprovechará el calor latente de condensación del vapor a la salida de la turbina para calentar aire desde el ambiente a una temperatura de 70 [°C] de manera constante, de esta forma por medio del aire caliente reducir la humedad del arroz de 20% a 9 %. Antes se estimó que la energía necesaria para remover la cantidad de humedad requerida en un día de producción es de 308,55 [kW], tomando un 20% extra de calor como factor de seguridad, se requiere que este intercambiador remueva 370 [kW] desde el vapor hasta el aire.

### 3.4.1 Condiciones del aire.

El calentador de aire debe llevar la temperatura del aire ambiente 25[°C] hasta los 70[°C], aportándole calor desde el vapor a la salida de la turbina, teniendo:

$$Q_a = \dot{m}_a * c_{p_a} * (t_{a_o} - t_{a_i})$$

Donde:

$Q_a$ , es el calor agregado al aire [kW].

$\dot{m}_a$ , es el flujo másico del aire [kg/s].

$c_{p_a}$ , calor específico del aire a temperatura promedio [kJ/kgK].

$(t_{a_o} - t_{a_i})$ , es la diferencia de temperatura de salida y entrada del intercambiador del aire respectivamente. [°C]

$$\dot{m}_a = \frac{Q_a}{c_{p_a} * (t_{a_o} - t_{a_i})}$$
$$\dot{m}_a = \frac{370000 [W]}{1008 \left[ \frac{J}{kgK} \right] * (70 - 25)[°C]} = 8,15 \left[ \frac{kg}{s} \right]$$

El volumen necesario de aire a mover lo determinamos con:

$$\dot{V} = \dot{m}_a * \frac{1}{\rho_{Aire}}$$

Donde:

$\dot{V}$ , es el flujo volumétrico del aire [m<sup>3</sup>/h]

$\rho_{Aire}$ , densidad del aire. [kg/m<sup>3</sup>]

$$\dot{V} = 8,15 \left[ \frac{kg}{s} \right] * \frac{1}{1,093 \left[ \frac{kg}{m^3} \right]} * \frac{3600[s]}{1[h]} = 27996 \left[ \frac{m^3}{h} \right]$$

Con el calor requerido y el flujo volumétrico de aire se buscaron en el mercado condensadores de vapor con aire con la capacidad requerida.

El modelo FNTV-450 mostrado en la Apéndice A sección 3, tiene la capacidad para mover 123 [kW] al vapor, al utilizar 3 de estos condensadores tendríamos una capacidad de 369 [kW]. Considerando que se necesitan remover del vapor 370 [kW] incluido el factor de seguridad, es permisible usar los 3 condensadores en serie para realizar la remoción de



calor y llevar el aire a la temperatura deseada, con la nueva cantidad de calor requerirá un flujo menor.

$$\dot{m}_a = \frac{123000 [W]}{1008 \left[ \frac{J}{kgK} \right] * (70 - 25)[^{\circ}C]} = 2,71 \left[ \frac{kg}{s} \right]$$

$$\dot{V} = 2,71 \left[ \frac{kg}{s} \right] * \frac{1}{1,093 \left[ \frac{kg}{m^3} \right]} * \frac{3600[s]}{1[h]} = 8925 \left[ \frac{m^3}{h} \right]$$

El modelo seleccionado cuenta con 4 ventiladores con la capacidad de mover hasta  $8600 \left[ \frac{m^3}{h} \right]$  de aire, por lo que, es factible lograr el flujo volumétrico deseado.

El modelo seleccionado expulsa el aire caliente hacia el ambiente, pero, para este caso, será aprovechado para el secado del arroz, transportando el aire caliente mediante canales, para la reducción de gastos los condensadores se ubicaran cerca de la torre de secado, es decir la línea de vapor será llevada hasta la ubicación de los condensadores, la ventaja en elegir 3 condensadores en lugar de uno, solo es que con cada condensador se puede transportar el aire a una sección diferente de la torre, alta, media y baja, y así mantener el flujo constante y uniforme de aire a  $70 [^{\circ}C]$  en toda la torre.

### 3.4.2 Condiciones del vapor.

En el intercambiador el vapor entra como vapor saturado a  $110 [^{\circ}C]$  y sale como líquido saturado a  $110[^{\circ}C]$ , aportando el calor liberado en la condensación al aire, por lo que tenemos:

$$Q_v = \dot{m}_v * \Delta h$$

Donde:

$Q_v$ , calor de condensación liberado.

$\dot{m}_v$ , flujo másico de vapor.

$\Delta h$ , calor de condensación, expresado como diferencia de entalpias.

$$\dot{m}_v = \frac{Q_v}{\Delta h}$$

$$\dot{m}_v = \frac{370 [kW]}{2156 \left[ \frac{kJ}{kg} \right]} = 0,17 \left[ \frac{kg}{s} \right]$$

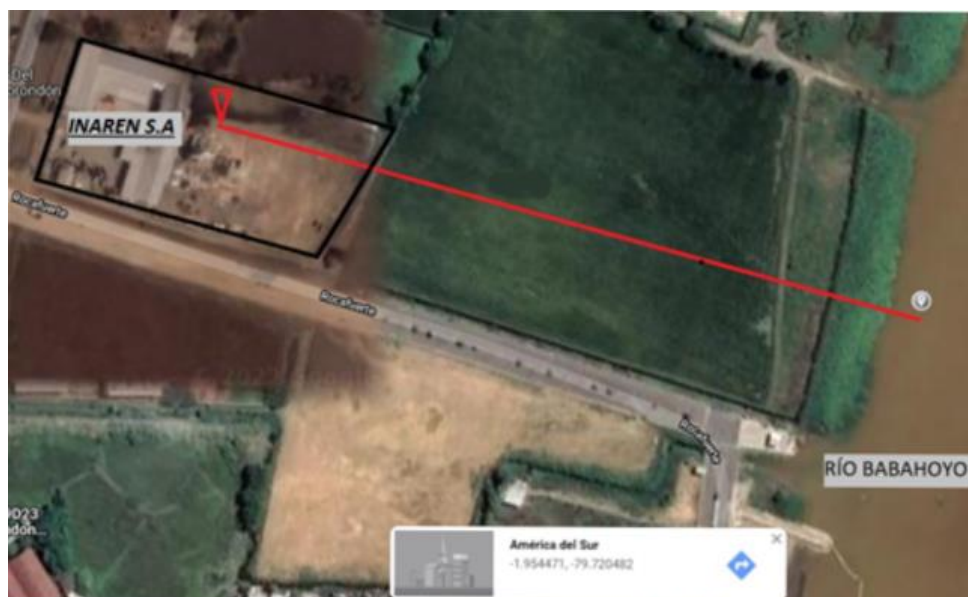
En este caso se ha decidido mantener el mismo flujo de vapor en los 3 condensadores, para sacar solo una línea de vapor hacia los mismos, por lo tanto, en cada condensador el vapor irá perdiendo calidad por el calor removido en cada uno hasta salir como líquido saturado en el último condensador.

### 3.5 Selección de la Bomba del Condensador

El condensador es un intercambiador de calor de tubo y coraza, donde, el agua fría que pasará por dentro del arreglo de los tubos del intercambiador se la tomará desde el Río Babahoyo hasta el punto donde estará ubicado el condensador. Además, tenemos que el flujo másico de agua es de 82.01[Kg/s]. Entonces, con esto se determinó el cabezal de la bomba, el NPSH disponible y el caudal, para seleccionar la que mejor se adapte al sistema.

#### 3.5.1 Distancia entre el río Babahoyo y el condensador

Esta distancia se la determinó colocando las coordenadas geográficas obtenidas en “Google Maps”, como se muestra en la imagen:



**Figura3.13. Ubicación geográfica de la piladora y el río Babahoyo. [Fuente: Google Maps, 2020]**

Una vez tomada las coordenadas geográficas entre el punto de succión de la bomba (río Babahoyo) y el punto de la descarga (condensador), se usó la página “TuTiempo.net” para calcular la distancia entre esos dos puntos, como se muestra en la imagen:

**Datos para el cálculo**

Si no conoces las coordenadas puedes utilizar: [Buscar coordenadas](#)

**Punto de partida**

Latitud  Longitud

**Punto final**

Latitud  Longitud

Realizar cálculos

**Resultado del cálculo**

Distancia  Kilómetros

Distancia  Millas

**Usando el mapa**

**Figura3.14. Cálculo de la distancia entre los puntos geográficos [Fuente: TuTiempo.net, 2020]**

Por lo tanto, tenemos una distancia de aproximadamente 210[m] entre el punto de succión y el punto de descarga del sistema de bombeo.

### 3.5.2 Caudal del sistema de bombeo del condensador

El flujo másico calculado en el balance de energía del condensador es de 82,01[Kg/s] y el volumen específico es de 0.0010[m<sup>3</sup>/Kg]. Entonces:

$$\begin{aligned} \dot{Q}_{H2O} &= \dot{m}_{H2O} \cdot v_{H2O} \\ \dot{Q}_{H2O} &= \left( 82,01 \left[ \frac{Kg}{s} \right] \right) \left( 0,0010 \left[ \frac{m^3}{Kg} \right] \right) \\ \dot{Q}_{H2O} &= 0,08201 \left[ \frac{m^3}{s} \right] = 295,2 \left[ \frac{m^3}{h} \right] \\ \dot{Q}_{H2O} &= 1299,89[GPM] \end{aligned}$$

### 3.5.3 Pérdidas en tubería

Para determinar el cabezal de la bomba, se hizo una revisión previa de los catálogos de bombas que manejen caudales de 1299,89[GPM], donde la mayoría presentaba con diámetros de tubería de succión y descarga de 6" y 5", respectivamente. Por lo que el diseño de tuberías se lo realizó con tuberías PVC de 5" en la descarga y 6" en la succión. Además, se asumió una altura de succión de 2 metros y una altura de descarga de también 2 metros.

De las tablas del catálogo de "RotorPump" para tuberías de acero se tiene pérdida s por fricción en caños rectos de 5 [in] de diámetro con caudal de 170 [m<sup>3</sup>/h] de 12,6 [m] por cada 100 [m] de caño, y con caudal de 227 [m<sup>3</sup>/h] de 19,4 [m] por cada 100 [m]. entonces se extrapoló:

$$h_{LTubería} = \left( \frac{19,4[m] - 12,6[m]}{227 \left[ \frac{m^3}{h} \right] - 170 \left[ \frac{m^3}{h} \right]} \right) \left( 295,2 \left[ \frac{m^3}{h} \right] - 170 \left[ \frac{m^3}{h} \right] \right) + 12,6[m]$$
$$h_{LTubería\ descarg a} = 27,51[m]$$

Luego se lo multiplica para el factor de tuberías PVC:

$$h_{LTubería.descarg a} = 27,51[m] * 0.65$$
$$h_{LTubería.descarg a} = 17,88[m]$$

En cambio, en la tubería de aspiración de 6[in] se tiene que con un caudal de 234 [m<sup>3</sup>/h] hay una pérdida de fricción de 13,2[m] por cada 100[m] de caño, y con un caudal de 341[m<sup>3</sup>/h] su pérdida es de 18,8[m], entonces se interpola con el caudal que se requiere de 295,2[m<sup>3</sup>/h]:

$$h_{LTubería.succ} = \left( \frac{18,8[m] - 13,2[m]}{341 \left[ \frac{m^3}{h} \right] - 234 \left[ \frac{m^3}{h} \right]} \right) \left( 295,2 \left[ \frac{m^3}{h} \right] - 234 \left[ \frac{m^3}{h} \right] \right) + 13,2[m]$$

$$h_{LTubería.succion} = 16,06[m]$$

Luego se lo multiplica para el factor de tuberías PVC:

$$h_{LTubería.succion} = 16,06[m] * 0.65$$

$$h_{LTubería.succion} = 10,44[m]$$

Para evitar ciertos fenómenos físicos en el fluido y que puedan afectar la vida útil de la bomba y tuberías, tales como; la cavitación, por lo que se requiere de una válvula de aspiración con retención de resorte o válvula de pie a la entrada de la succión. Así como también una válvula de retención o para evitar el golpe de Ariete ubicada aguas arriba de la bomba y válvulas globo para el control del caudal.

Por lo tanto, se enlistan los accesorios y sus pérdidas en la succión:

**Tabla 3.13. Lista de accesorios y pérdidas por fricción en la sección de aspiración. [Fuente: Autores]**

Cantidad	Accesorio	K <sub>L</sub>	Longitud equivalente en caño
1	Válvula de retención de retención de 6"	2,08	20,74[m]
1	Codos de 90° roscado de 6"	0,49	4,88[m]
6m	Tubería de 6"	0,06	10,44[m]

Como el fabricante especifica una longitud equivalente a la de la cañería, entonces con una regla de tres simple se determinó la altura de pérdida de cada accesorio, ya que por cada 100[m] tenemos una pérdida 10,44[m] en el caño PVC de 6":

En la válvula de pie:

$$100[m] \rightarrow 10,44[m]$$

$$20,74[m] \rightarrow \frac{20,74[m] * 10,44[m]}{100[m]}$$

$$h_{L_{Val.pie}} = 2,17[m]$$

Codo de 90° de 6":

$$100[m] \rightarrow 10,44[m]$$

$$4,88[m] \rightarrow \frac{4,88[m] * 10,44[m]}{100[m]}$$

$$h_{L_{codo90}} = 0,51[m]$$

Tubería de aspiración:

$$100[m] \rightarrow 10,44[m]$$

$$6[m] \rightarrow \frac{6[m] * 10,44[m]}{100[m]}$$

$$h_{L_{Tuberia}} = 0,63[m]$$

Entonces, el cabezal total de aspiración:

$$H_{L_{succion}} = h_{L_{Tuberia}} + h_{L_{codo90}} + h_{L_{Val.pie}}$$

$$H_{L_{succion}} = 0,63[m] + 0,51[m] + 2,17[m]$$

$$H_{L_{succion}} = 3,31[m]$$

Determinando el NPSH<sub>disponible</sub>:

$$NPSH_{disponible} = H_s + H_a + H_{vp} + H_{L_{succion}}$$

Donde:

$$H_s = \frac{P_{atm}}{\rho g} = \frac{101525[Pa]}{\left(1000 \left[\frac{kg}{m^3}\right]\right) \left(9,81 \left[\frac{m}{s^2}\right]\right)}$$

$$H_s = 10,35[m]$$

$$H_{vp} = \frac{P_{vp}}{\rho g} = \frac{2338[Pa]}{\left(1000 \left[\frac{kg}{m^3}\right]\right) \left(9,81 \left[\frac{m}{s^2}\right]\right)}$$

$$H_{vp} = 0,383[m]$$

$$H_a = 2[m]$$

Por lo tanto:

$$NPSH_{disponible} = 10,35[m] + 2[m] - 0,383[m] - 3,31[m]$$

$$NPSH_{disponible} = 8,66[m]$$

Para que la instalación este correctamente diseñada, debe cumplir la siguiente inecuación:

$$NPSH_{disponible} > 1,1 * NPSH_{requerido}$$

$$NPSH_{requerido} < \frac{8,66[m]}{1,1}$$

$$NPSH_{requerido} < 7,87[m]$$

**Tabla 3.14. Lista de accesorios y pérdidas por fricción en la sección de descarga. [Fuente: Autores]**

Cantidad	Accesorio	$K_L$	Longitud equivalente en caño
206[m]	Tubería de 5"	37,43	17,88[m]
1	Válvula Globo de 5" totalmente abierta	2,09	25,01[m]
3	Codos de 90° roscado	1,07	4,27[m]
34	Unión roscada	0.08	-

Como el fabricante especifica una longitud equivalente a la de la cañería, entonces con una regla de tres simple se determinó la altura de pérdida de

cada accesorio, ya que por cada 100[m] tenemos una pérdida de 17,88[m] en el caño PVC de 5”:

Tubería de descarga:

$$100[m] \rightarrow 17,88[m]$$

$$206[m] \rightarrow \frac{206[m] * 17,88[m]}{100[m]}$$

$$h_{L_{Tubería}} = 36,8[m]$$

Válvula Globo de 5” totalmente abierta:

$$100[m] \rightarrow 17,88[m]$$

$$25,01[m] \rightarrow \frac{25,01[m] * 17,88[m]}{100[m]}$$

$$h_{L_{Val.Globo}} = 4,47[m]$$

3 codos de 90° roscado:

$$100[m] \rightarrow 17,88[m]$$

$$4,27[m] \rightarrow \frac{3 * 4,27[m] * 17,88[m]}{100[m]}$$

$$h_{L_{codo90°}} = 2,29[m]$$

73 uniones roscadas:

Para esta parte fue necesario hallar la velocidad del agua en la tubería de 5[in]:

$$\dot{Q}_{agua} = A_{Tubería} * v_{agua}$$

Donde:

$\dot{Q}_{agua}$ , Caudal del fluido

$A_{Tubería}$ , Área de la tubería



$v_{agua}$ , Velocidad del fluido

Por lo tanto:

$$v_{agua} = \frac{\dot{Q}_{agua}}{A_{Tuberia}}; A_{Tuberia} = \pi R_{Tuberia}^2$$

$$v_{agua} = \frac{0,08201 \left[ \frac{m^3}{s} \right]}{(\pi) * \left( \frac{0,127[m]}{2} \right)^2}$$

$$v_{agua} = 6,48 \left[ \frac{m}{s} \right]$$

Aplicando la ecuación:

$$h_{L_{unión}} = k_{L_{unión}} \frac{v^2}{2g}$$

$$h_{L_{unión}} = (0,08) \frac{\left( 6,48 \left[ \frac{m}{s} \right] \right)^2}{2(9,81 \left[ \frac{m}{s^2} \right])}$$

$$h_{L_{unión}} = 0,17[m] * 34$$

$$h_{L_{unión}} = 5,78[m]$$

Entonces, el cabezal total de descarga:

$$H_{L_{descarga}} = h_{L_{Tuberia}} + h_{L_{Val.Globo}} + h_{L_{Codo90^\circ}} + h_{L_{unión}}$$

$$H_{L_{descarga}} = 36,8[m] + 4,47[m] + 2,29[m] + 5,78$$

$$H_{L_{descarga}} = 49,34[m]$$

Ahora bien, para determinar el cabezal de la bomba, se partió de la ecuación general de la energía, en la cual nos quedó:

$$H_B = Z_2 - Z_1 + H_l + H_{condensador}$$

Donde, la caída de presión en el arreglo del intercambiador de calor de tubos y coraza es:

$$\Delta P_{condensador} = 43345,77 [Pa]$$

Entonces:

$$H_{condensador} = \frac{\Delta P_{condensador}}{\rho_{agua} * g}$$

$$H_{condensador} = \frac{43345,77 [Pa]}{\left(1000 \left[\frac{kg}{m^3}\right]\right) \left(9,81 \left[\frac{m}{s^2}\right]\right)}$$

$$H_{condensador} = 4,42 [m]$$

Las pérdidas totales de succión y descarga se suman:

$$H_L = H_{L_{succion}} + H_{L_{descarga}}$$

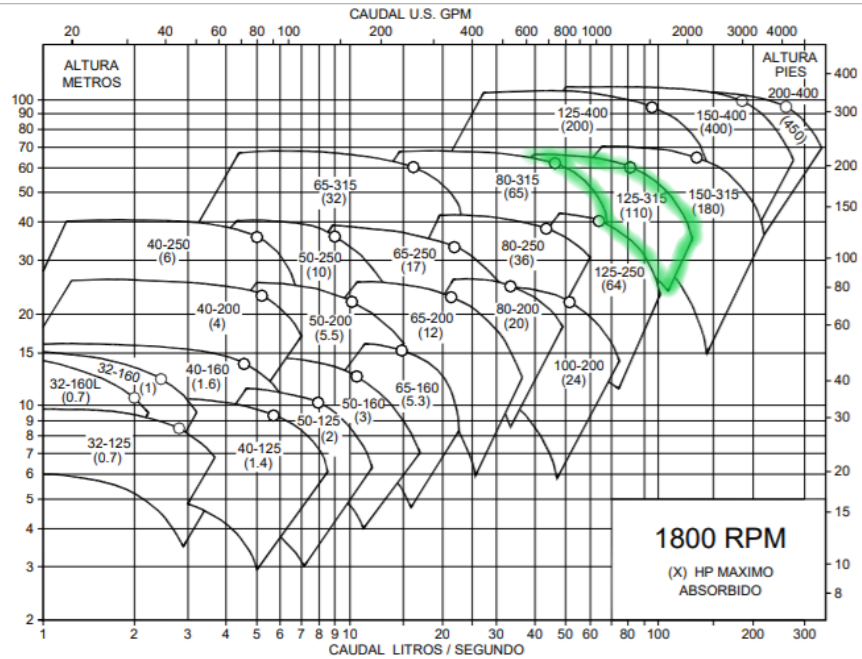
$$H_L = 3,31 [m] + 49,34 [m]$$

$$H_L = 52,65 [m]$$

$$H_B = 4 [m] - 0 + 52,65 [m] + 4,42 [m]$$

$$H_B = 61,07 [m]$$

Tenemos un cabezal de la bomba de  $H_B = 61,07 [m]$ , y un  $NPSH_{requerido} < 7,87 [m]$  con un caudal de  $\dot{Q}_{H_2O} = 1299,89 [GPM]$ . Por lo tanto, en el catálogo de “Hidrostal” de bombas centrifugas, se elige el grupo:



**Figura3.15.Rango de operación de las bombas. Fuente: [Catalogo de bombas centrífugas “Hidrostral”]**

Por lo que se eligió la bomba que se muestra en la siguiente Figura, ya que si trabaja con un caudal de 1300[GPM] a un cabezal de 60[m], como se muestra en el punto 1 de la gráfica. El  $NPSH_{requerido}$  es menor a los 7,87[m] que el diseño dispone, como se muestra en el punto 3. Además, trabajará a una potencia de 80 [HP].

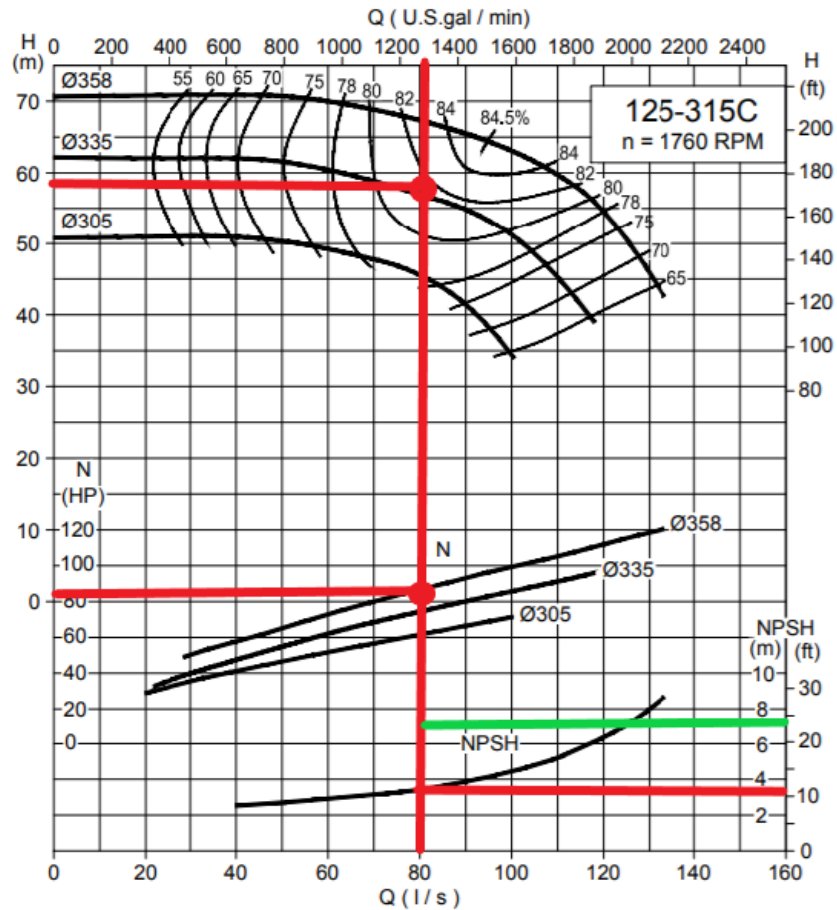


Figura3.16. Punto de operación de la bomba seleccionada. Fuente: [Catalogo de bombas centrifugas “Hidrostal”]

### 3.6 Selección de la Bomba del ciclo de vapor

En el ciclo de vapor se sabe que se trabaja con una presión alta de 980[KPa] y una presión baja de 147[KPa], entonces se tiene una variación de presión de 833[KPa]. Además, se tiene un flujo másico del vapor del ciclo de 1,75[kg/s], transformando este valor a caudal:

$$\dot{Q}_{H2O} = \dot{m}_{H2O} \cdot v_{H2O}$$

Donde:  $v_{H2O} = 0,0011 \left[ \frac{m^3}{s} \right]$  a las condiciones de salida del condensador.

$$\dot{Q}_{H_2O} = \left(1,75 \left[\frac{Kg}{s}\right]\right) \left(0,0011 \left[\frac{m^3}{Kg}\right]\right)$$

$$\dot{Q}_{H_2O} = 0,001925 \left[\frac{m^3}{s}\right] = 6,93 \left[\frac{m^3}{h}\right]$$

$$\dot{Q}_{H_2O} = 30,51[GPM]$$

Para determinar el cabezal de la bomba, se transformó el delta presión en altura de la bomba:

$$H_B = \frac{\Delta P_{H_2O}}{\rho_{H_2O} g}$$

$$H_B = \frac{833000 [Pa]}{\left(1000 \left[\frac{kg}{m^3}\right]\right) \left(9,81 \left[\frac{m}{s^2}\right]\right)}$$

$$H_B = 84,91[m]$$

Además, se tiene una caída de presión en el condensador de 4,22[m]

$$H_B = 84,91[m] + 4,22[m]$$

$$H_B = 89,13[m]$$

Por lo tanto, la bomba debe ser trabajar con los siguientes parámetros:

**Tabla 3.15. Parámetros de trabajo de la bomba del ciclo de vapor. [Fuente: Autores]**

Parámetro	Valor
Caudal	$6,93 \left[\frac{m^3}{h}\right]$
Cabezal	$89,13[m]$

Las bombas centrifugas están diseñadas para operar con mayores caudales, pero eso implica a que su elevación de presión es menor. En cambio, las bombas multicelulares trabaja con menores caudales, pero elevan mucho más la presión, en comparación con las bombas centrifugas.

### Serie XV (A)



Modelo	Potencia		Caudal (m <sup>3</sup> /h)										AISI 304 PRECIO		AISI 316 PRECIO		
	Kw	CV	0	2	2,5	3	3,5	4	4,5	5	5,4	6	7	Monof.	Trifas.	Monof.	Trifas.
			H - ALTURA TOTAL (mca)														
XV 5/2	0,55	0,75	22	21	20	20	19	18	17	16	16	14	11	1.085	1.075	CONSULTAR	
XV 5/3	0,75	1	34	32	31	30	30	28	27	26	25	23	18	1.175	1.120		
XV 5/4	1,1	1,5	46	43	42	40	39	38	36	34	33	30	24	1.240	1.215		
XV 5/5	1,1	1,5	57	52	51	49	48	46	44	42	40	36	29	1.275	1.250		
XV 5/6	1,5	2	69	64	62	61	59	57	54	52	49	45	37	1.575	1.525		
XV 5/7	1,5	2	80	74	72	70	68	65	62	59	56	51	41	1.665	1.615		
XV 5/8	2,2	3	92	86	84	82	80	77	74	71	67	62	51	2.010	1.735		
XV 5/10	2,2	3	114	107	104	101	98	94	91	86	82	75	61	2.090	1.820		
XV 5/12	3	4	138	129	126	122	119	115	110	105	100	92	75		2.360		
XV 5/14	3	4	160	149	145	141	137	132	126	120	114	105	85		2.535		
XV 5/17	4	5,5	197	185	181	176	171	165	159	152	145	134	110		2.885		
XV 5/19	5,5	7,5	220	207	202	197	192	186	179	170	163	150	124		3.540		
XV 5/22	5,5	7,5	254	238	233	227	220	213	205	195	186	172	141		3.665		

Figura 3.17. Especificaciones de la bomba seleccionada. Fuente: [Catalogo de bombas AGP]

### 3.7 Consumo de energía de los componentes del sistema.

El sistema posee componentes que requieren de potencial para poder realizar su trabajo, tal es el caso de las bombas hidráulicas y ventiladores del sistema de secado como se muestra en la siguiente tabla:

Tabla 3.16. Componentes del sistema y su consumo de energía. [Fuente: Autores]

Equipo	Cantidad	Consumo	Total
Bomba centrífuga Hidrostral 125-315C	1	60 [kW]	45 [kW]
Bomba Multicelular XV 5/14	1	3 [kW]	3 [kW]
Ventiladores de los radiadores	12	0,8 [kW]	9,6 [kW]
<b>Total</b>			<b>57,6 [kW]</b>

### 3.8 Última iteración de los cálculos del ciclo de vapor

Como el sistema actualmente se encuentra diseñado para producir 320 [kW], pero sus componentes poseen un consumo de potencial de 57,6 [kW], entonces se lo

recalculó para producir 350 [kW] con los mismos componentes previamente seleccionados, solo variando el consumo de cascarilla de arroz y flujo de vapor.

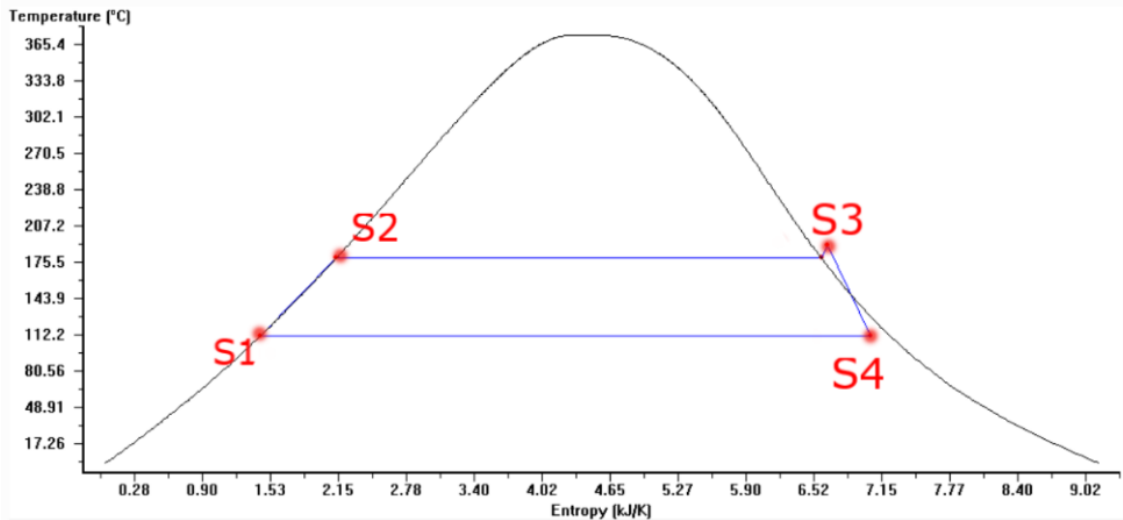


Figura3.18. Gráfico T vs S resultante del ciclo de vapor. [Fuente: Autores]

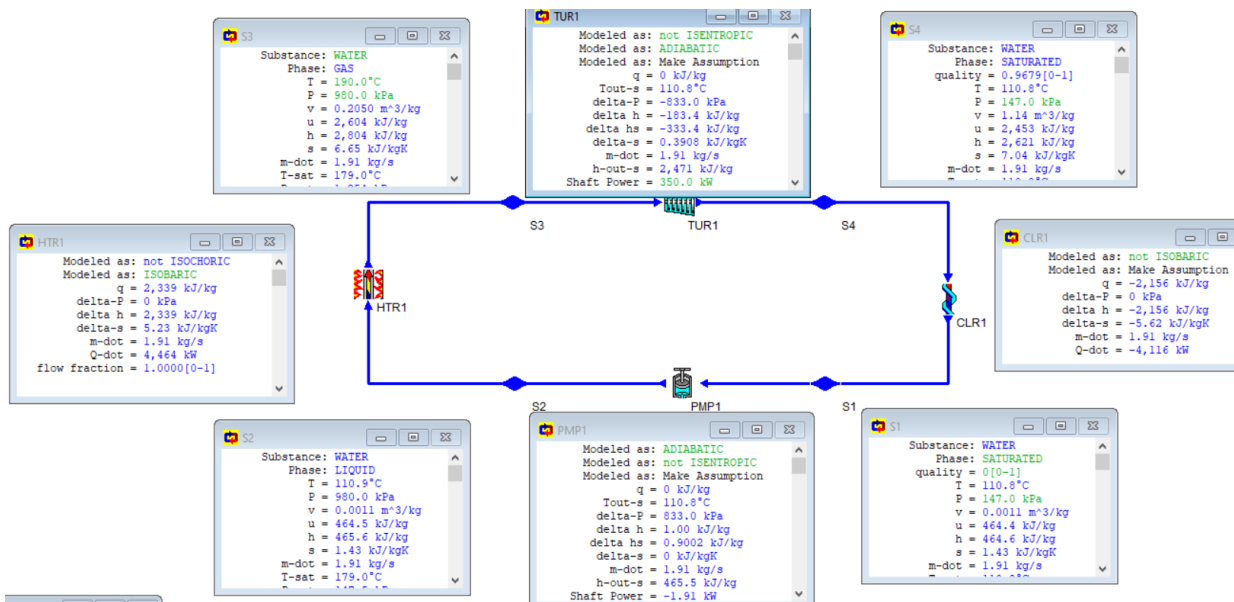


Figura3.19. Parámetros resultantes del ciclo de vapor. [Fuente: Autores]

Por lo tanto, se tuvo una producción de vapor de 1,91 [kg/s] como se muestra en los parámetros de HTR1 de la Figura 3.19, con una transferencia de calor en la

caldera de 4464 [kW] produciendo un potencial de 350 [kW]. Satisfaciendo las necesidades requeridas del ciclo y la piladora.

### 3.9 Consumo total de cascarilla de arroz.

Calor máximo de transferencia en caldera con eficiencia térmica:

$$Q_{TCA1} = 5880 [KW]$$

Flujo másico máximo de cascarilla disponible:

$$\dot{M}_{cascarilla1} = 0,54 \left[ \frac{kg}{s} \right]$$

Calor de caldera en el ciclo de vapor:

$$Q_{TCA2} = 4464 [KW]$$

Entonces realizando una regla de tres simple para hallar el flujo másico necesario de cascarilla:

$$\dot{M}_{cascarilla} = \frac{(\dot{M}_{cascarilla1})(Q_{TCA2})}{Q_{TCA1}}$$

$$\dot{M}_{cascarilla} = \frac{(0,54 \left[ \frac{kg}{s} \right])(4464 [KW])}{5880 [KW]}$$

$$\dot{M}_{cascarilla} = 0,41 \left[ \frac{kg}{s} \right]$$

Es decir que se requiere el 76% del total de cascarilla disponible de la piladora para producir 350 [kW] de energía y secar 950 sacas de arroz.

Además, el poder calorífico neto ingresado al sistema:

$$P_{CA} = PCI_{9\%} * \dot{M}_{CA}$$

$$P_{CA} = 13,94 \left[ \frac{MJ}{kg} \right] * 0,41 \left[ \frac{kg}{s} \right]$$

$$P_{CA} = 5,71 [MW]$$



### 3.10 Eficiencia total del ciclo

Se determinó la eficiencia del ciclo, dividiendo la energía total ingresada al sistema para la energía total de salida del sistema, por lo que tenemos los siguientes datos de salida:

Energía generada en el sistema de vapor:

$$W_{salida} = 350 [KW]$$

Energía térmica usada para el secado del arroz:

$$Q_{secado} = 370 [KW]$$

Pero al Sistema se le es ingresado un total de 5710 [kW] térmicos de calor por la combustión de cascarilla de arroz, por lo tanto, la eficiencia del ciclo:

$$E_{CICLO} = \frac{W_{salida} + Q_{secado}}{Q_{TCA}}$$
$$E_{CICLO} = \frac{350 + 370}{5710}$$
$$E_{CICLO} = 12,6\%$$

### 3.11 Análisis financiero del sistema de generación de energía

Se realizó un análisis financiero del sistema de generación de energía para comprobar que es económicamente viable y se verificó empleando un flujo de caja del sistema.

Primero se realizó un listado de los costos de los diferentes rubros del sistema. Los costos se los dividió en dos grupos; en costos directos e indirectos, donde, los costos directos son los que hacen referencia al costo de las máquinas, materiales, y mano de obra de instalación, mientras que los costos indirectos son los que hacen referencia al mantenimiento, consumo de energía y costo operacional.

### 3.11.1 Tablas de costos directos

**Tabla 3.17. Precios de las maquinaria del ciclo de vapor. [Fuente: Autores]**

<b>Maquinaria del ciclo de vapor</b>			
<b>elemento</b>	<b>cantidad</b>	<b>precio unitario</b>	<b>total</b>
Caldera	1	80000	80000
turbina	1	60000	60000
Electrobomba multicelular vertical 3CV trifásica	1	414	414
Bomba centrífuga de 80 HP	1	3500	3500
Banda transportadora de biomasa	1	2000	2000
			145914

**Tabla 3.18. Precios de los materiales de bombeo del condensador. [Fuente: Autores]**

<b>Materiales del sistema de bombeo del condensador</b>			
<b>elemento</b>	<b>cantidad</b>	<b>precio unitario</b>	<b>total</b>
Tubería PVC de 5"	1	75000	75000
tubería PVC de 6"	1	27	27
Válvula globo de 5"	1	19	19
Válvula de pie de 6"	1	35	35
unión roscada de 5"	34	1.2	40.8
manómetro	1	22	22
			75143.8

**Tabla 3.19. Precios de materiales para la fabricación del condensador. [Fuente: Autores]**

<b>Materiales del condensador</b>			
<b>elemento</b>	<b>cantidad</b>	<b>precio unitario</b>	<b>total</b>
Tubería de acero inoxidable AISI 340 de 1"	24	2.2/kg	1542.87
plancha de acero inoxidable AISI 340 de 1/4"	3	2.2/kg	486.2
			2029.07

**Tabla 3.20. Costos de fabricación y ensamble del condensador. [Fuente: Autores]**

<b>Ensamblaje y fabricación den condensador</b>			
<b>Elemento</b>	<b>Cantidad</b>	<b>Precio Unitario</b>	<b>Total</b>
soldadura	1	500	500
herramientas	1	2000	2000
mano de obra	1	10000	10000
			\$12500

**Tabla 3.21. Costo de los secadores. [Fuente: Autores]**

<b>SECADOR</b>			
<b>Elemento</b>	<b>Cantidad</b>	<b>precio unitario</b>	<b>total</b>
Condensadores	4	4000	12000
			12000

**Tabla 3.22. Costos del montaje del ciclo de vapor. [Fuente: Autores]**

<b>Montaje del ciclo de vapor</b>			
<b>elemento</b>	<b>cantidad</b>	<b>precio unitario</b>	<b>total</b>
Guía del montaje	1	3000	3000
Mano de obra	5	800/hombre	4000
			\$7000

### 3.11.2 Tablas de costos indirectos

**Tabla 3.23. Costos de los materiales de mantenimiento del sistema. [Fuente: Autores]**

<b>Materiales no operacionales</b>			
<b>elemento</b>	<b>cantidad</b>	<b>precio unitario</b>	<b>total</b>
Grasas y lubricantes	1	200	200
			200

**Tabla 3.24. Costos de los rubros no operacionales del sistema. [Fuente: Autores]**

<b>Rubros operacionales</b>			
<b>Elemento</b>	<b>Cantidad</b>	<b>Precio Unitario</b>	<b>Total</b>
Energía eléctrica	1	0.0837/KWh	0
mano de obra	1	6000	6000
Mantenimiento	2	2000	4000
			10000

### 3.11.3 Flujo de caja anual

La piladora “INAREN S.A”, tiene 13 horas laborales diarias de lunes a viernes que eso equivale a 260 horas mensuales laborales. Tiene un consumo máximo de 300[kW], por lo tanto, el consumo mensual equivale:

$$\text{Consumo mensual de energía} = 300[kW] * 260[h] = 78000kWh$$

El costo por cada kilovatio-hora en Ecuador, es de \$0,0837. Por lo tanto, el costo mensual de energía eléctrica actualmente es de:

$$\text{Costo mensual de energía} = 78000[kWh] * \$0.0837 = \$6528,6$$

Por lo tanto, el sistema de generación de energía tendrá un ahorro mensual del consumo del pago de las planillas eléctricas de la piladora de \$6528,6 dólares americanos, que en el año serían \$78343.

En la siguiente tabla se especifican los costos totales de inversión del sistema de generación de energía, donde los costos directos son los costos iniciales de inversión, mientras que los costos indirectos serían los costos de operación.

**Tabla 3.25. Costos totales del sistema. [Fuente: Autores]**

<b>Costos totales de inversión</b>	
<b>Costos</b>	<b>Valor</b>
Costos directos	247586.87
Costos indirectos	10200
TOTAL	257786.87

Por lo tanto, el flujo de caja anual es el siguiente:

**Tabla 3.26. Flujo de caja del sistema de generación. [Fuente: Autores]**

	Año 0	Año 1	Año 2	Año 3	Año 4	Año 5	Año 6	Año 7	Año 8	Año 9	Año 10	Total
<b>Saldo inicial</b>	0	0	-179426.87	-111266.87	-43106.87	25053.13	93213.13	161373.13	229533.13	297693.13	365853.13	
<b>Ingresos Operacionales</b>												
Ventas en efectivo	0	78360	78360	78360	78360	78360	78360	78360	78360	78360	78360	470160
<b>Total de Ingresos Operacionales</b>	0	78360	78360	78360	78360	78360	78360	78360	78360	78360	78360	470160
<b>Ingresos No Operacionales</b>												
Cobros por ventas de activo fijo	0	0	0	0	0	0	0	1	2	3	4	0
<b>Total de Ingresos No Operacional</b>	0	0	0	0	0	0	0	1	2	3	4	0
<b>Total de Ingresos</b>	0	78360	78360	78360	78360	78360	78360	78361	78362	78363	78364	470160
<b>Egresos Operacionales</b>												
Pago de mantenimiento	0	10200	10200	10200	10200	10200	10200	10200	10200	10200	10200	61200
<b>Total Egresos Operacionales</b>	0	10200	10200	10200	10200	10200	10200	10200	10200	10200	10200	61200
<b>Egresos No Operacionales</b>												
Compra de maquinaria	0	247586.87		0	0	0	0	1	2	3	4	247586.87
<b>Total Egresos No Operacionales</b>	0	247586.87	0	0	0	0	0	1	2	3	4	247586.87
<b>Total Egresos</b>	0	257786.87	10200	10200	10200	10200	10200	10201	10202	10203	10204	61200
<b>Flujo de caja económico</b>	0	-179426.87	-111266.87	-43106.87	25053.13	93213.13	161373.13	229533.13	297693.13	365853.13	434013.13	

Como se puede observar en la *Tabla 37*, al proyecto le toma cerca de tres años para recuperar su inversión, y a partir del cuarto año empiezan a haber ganancias del ahorro en el consumo de energía.

# CAPÍTULO 4

## 4. CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

En este trabajo se buscó dar un mejor aprovechamiento a la cascarilla de arroz producida como un desecho, para lo cual, se diseñó un sistema de generación de energía a vapor, utilizando la cascarilla de arroz como la fuente de esta energía. La piladora "INAREN S.A" tiene un consumo promedio de energía de 300[KW] y procesan 1400 sacas diarias de arroz, de lo que se obtiene 25000[kg] de cascarilla diariamente, esta cascarilla pasa por un proceso de secado, el cual, reduce el porcentaje de humedad del 20% hasta un 9%, requiriendo 370 [kW]. Previamente se determinó la cantidad de energía disponible que podríamos obtener de la cascarilla que produce la empresa y realizar un balance de energía para determinar si esta biomasa puede generar la energía suficiente, por lo tanto, con la cantidad de cascarilla disponible se obtiene 7[MW], entonces se consideró que fue suficiente para producir los 300[KW].

El diseño del ciclo de generación de vapor para producir energía eléctrica empezó con la selección de una turbina que sea capaz de producir los 300 [KW]. Luego con esto se tuvo las condiciones en las cuales el vapor debe producirse para que la turbina pueda operar de tal manera que genere la energía demandada y así seleccionar la caldera que produce el vapor a las condiciones necesarias. Como nos damos cuenta, este fue un proceso iterativo, ya que se fueron seleccionando y diseñando los componentes a medida que se fue recalculando el ciclo con los valores de eficiencias y nuevos parámetros, en la cual, se usó el programa "CyclePad" para realizar de manera más óptima los cálculos del ciclo, llegando a un sistema de generación capaz de cumplir la demanda requerida, y además, la energía que posee el vapor a la salida de la turbina puede ser capaz de calentar aire para el proceso de secado, ya que, la energía que se requiere para el secado es de 1965,47[kW], mientras que la energía que el vapor cede en el condensador es de 3774[kW]. Por lo tanto, se puede usar parte de esta energía para la producción de secado del arroz.

## 4.1 Conclusiones

Actualmente en la piladora "INAREN S.A" la cascarilla es quemada en un horno y se aprovecha el calor generado para calentar el aire utilizado en el proceso de secado del arroz con cáscara, sin control de cuanta cascarilla se utiliza o hasta que temperatura se lleva el aire. Sin embargo, en el sistema propuesto, la cascarilla es quemada para la generación de vapor, el cual es utilizado para generar 350 [kW], necesarios para mantener en operación los procesos productivos de la piladora, además, 9% del vapor residual del proceso de generación se aprovecha para calentar aire ambiente hasta los 70 [°C] a un flujo constante de 2,71 [kg/s] de aire, proceso en el cual se requieren 370 [kW] de calor. Logrando concluir que, utilizar el sistema de generación eléctrica a vapor con cascarilla de arroz como fuente combustible propuesto, resulta dar un mejor aprovechamiento a este desecho agroindustrial, en comparación al uso actual que le da la piladora al recurso.

El sistema de generación eléctrica propuesto se logra generar la demanda trabajando a media capacidad, en otras palabras, la turbina seleccionada es capaz de generar hasta 650 [kW] y solo produce 350 [kW], debido a que la cascarilla disponible no es capaz de generar el flujo de vapor necesario para trabajar a carga completa la turbina, por tanto, el sistema diseñado y los componentes seleccionados y diseñados son adecuados para las condiciones y disponibilidad del recurso en "INAREN S.A.", logrando no solamente generar la energía eléctrica requerida, sino también, aprovechando parte del vapor en la salida de la turbina para calentar el aire que se utiliza en el proceso de secado.

La inversión inicial del sistema de generación eléctrica a vapor utilizando cascarilla de arroz es alrededor de los US\$ 260000, con una proyección de 10 años de trabajo se tiene un VAN de US\$ 660000 y un TIR del 28 %, considerando solamente el ahorro de US\$ 7834,5 al año generado por dejar de comprar la energía eléctrica, haciendo al sistema diseñado totalmente rentable a pesar de tener una baja eficiencia global por la poca energía eléctrica generada.

## 4.2 Recomendaciones

Se recomienda estudiar el poder calorífico de otros desechos que generen durante el proceso del arroz y ver la factibilidad para generar un mayor flujo de vapor, y así lograr que el sistema propuesto logre trabajar a su máxima capacidad, de esta manera, agregar valor al sistema, ya que, la energía eléctrica extra generada puede ser vendida a las poblaciones cercanas o utilizarse para aumentar procesos en la piladora.

En la salida de la turbina se utiliza 9% del vapor (0,17 [kg/s]), para aprovechar el 370 [kW] de calor en el calentamiento de aire utilizado en el proceso de secado, por lo tanto, se recomienda realizar estudios de nuevos procesos en los que se puede se pueda utilizar el calor (3774 [KW]) y flujo de vapor (1,75 [Kg/s]) restantes que se envían al condensador, de esta manera se logra una mejora en la eficiencia del ciclo térmico.

Para evitar pérdidas en de calor principalmente en el transporte del vapor sobrecalentado hacia la turbina y del vapor residual en la salida de la turbina hacia los procesos en los que se utilizó, se recomienda optimizar la distancia entre los distintos elementos y el aislamiento de las líneas de transporte del vapor para minimizar las pérdidas de calor en el sistema.



# BIBLIOGRAFÍA

- B.M. Jenkins, L. B. (1998). Combustion properties of Biomass. *Fuel Processing Technology* (pág. 30). California USA: ELSERVIER.
- Castelló, M. C. (2014). *Análisis de la problemática e investigación de aspectos avanzados de la generación eléctrica con biomasa*. Logroño: Universidad de la Rioja.
- Enrique Martínez L., L. L. (2010). *Análisis y aplicación de las expresiones del contenido de humedad en sólidos*. Querétaro: Simposio de Metrología.
- Ganadería, M. d. (2020). *Sistema de Información Pública Agropecuaria*. Obtenido de SIPA: <http://sipa.agricultura.gob.ec/index.php/cifras-agroproductivas>
- Génesis Alejandra Zambrano Zambrano, V. L. (2021). Aprovechamiento de la cascarilla de arroz (*Oryza sativa*) para la obtención de fibras de celulosa. *Polo del Conocimiento Vol. 6*, 415-437.
- Incropera, F. P. (1999). *Fundamentos de transferencia de calor*. México : Prentice Hall.
- Lario, A. S. (2017). *Diseño de una planta de gasificación con cogeneración para el aprovechamiento energético de la cascarilla de arroz en un proceso industrial*. Madrid: Escuela técnica Superior de Ingeniería y Diseño Industrial, Universidad Politécnica de Madrid .
- Lugmaña, L. I. (2016). *Diseño y construcción de un gasificador para producir gas de síntesis a partir de la combustión de cascarilla de arroz*. Quito: Escuela Politécnica Nacional.
- Luis Tipanluisa, G. M. (2015). *Estudio experimental de la combustión de la cascarilla de arroz en una cámara de lecho fijo*. Universidad Internacional SEK.
- Manuel Antonio Echeverría Cruz, O. A. (2010). *Caracterización energética de la cascarilla de arroz para su aplicación en la generación de energía termoeléctrica*. Quito: Escuela Politécnica Nacional.
- Manuel Raúl Peláez Samaniego, P. J. (2015). *Energías renovables en el Ecuador. Situación actual, tendencias y perspectivas*. Cuenca: Universidad de Cuenca.
- Ortiz, G. S. (2020). *Valoración energética de residuos agrícolas: cáscara de plátano, cascarilla de arroz y bagazo de caña mediante procesos de biodigestión y combustión*. Quito: Escuela Politécnica del Litoral.
- Renovables, M. d. (5 de enero de 2021). Ecuador consolida la producción eléctrica a partir de fuentes renovables. Quito, Ecuador.
- Secretaría de Energía . (2008). *Energías Renovables 2008 - Energía Biomasa*. Argentina: Secretaría de Energía.
- T. Kapur, T. C. (1996). Electricity generation from rice husk in Indian rice mills: Potential and financial viability. *Biomass and Bioenergy Vol. 10*, 11.
- Trujillo, D. A. (2017). *Uso de la ceniza de cascarilla de arroz como reemplazo parcial del cemento en la fabricación de hormigones convencionales en el Ecuador*. Quito: Universidad San Francisco de Quito, Colegio de Ciencias e Ingenierías.

Vera, H. R. (2018). *Diseño de una máquina secadora de arroz tipo torre para mejorar el sistema de secado en el molino "San Rafael S:R:L:" del departamento de Lambayaque*. Chiclayo: Univesidad Cesar vallejo.

W. M. Kays, A. L. (2018). *Compact Heat Exchangers*. New Delhi: Scientific International.

Yury Alexandra Vargas Corredor, L. I. (2018). Aprovechamiento de residuos agroindustriales para el mejoramiento de la calidad del ambiente. *Revista Facultad de Ciencias Básicas*, 59-79.

# APÉNDICES

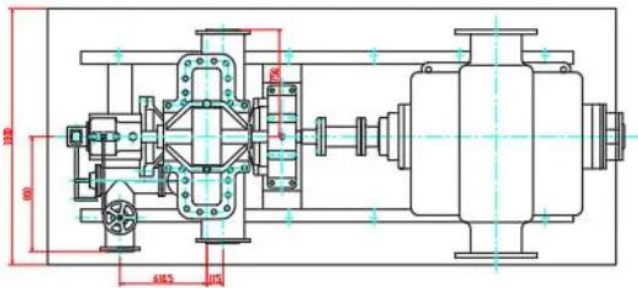
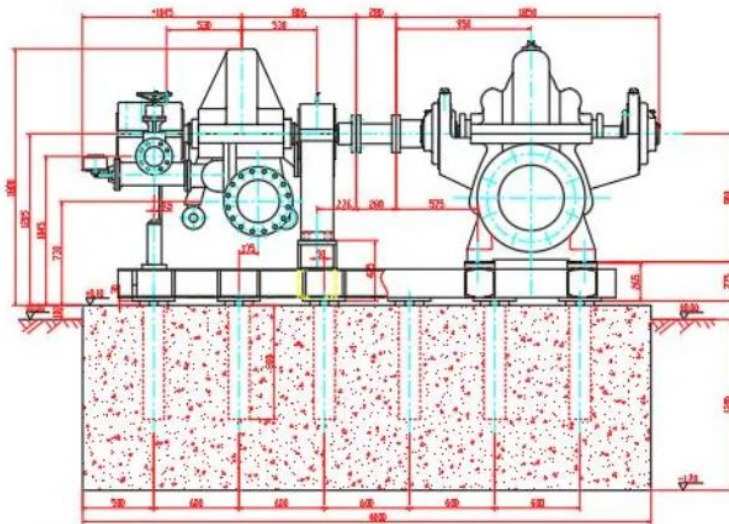
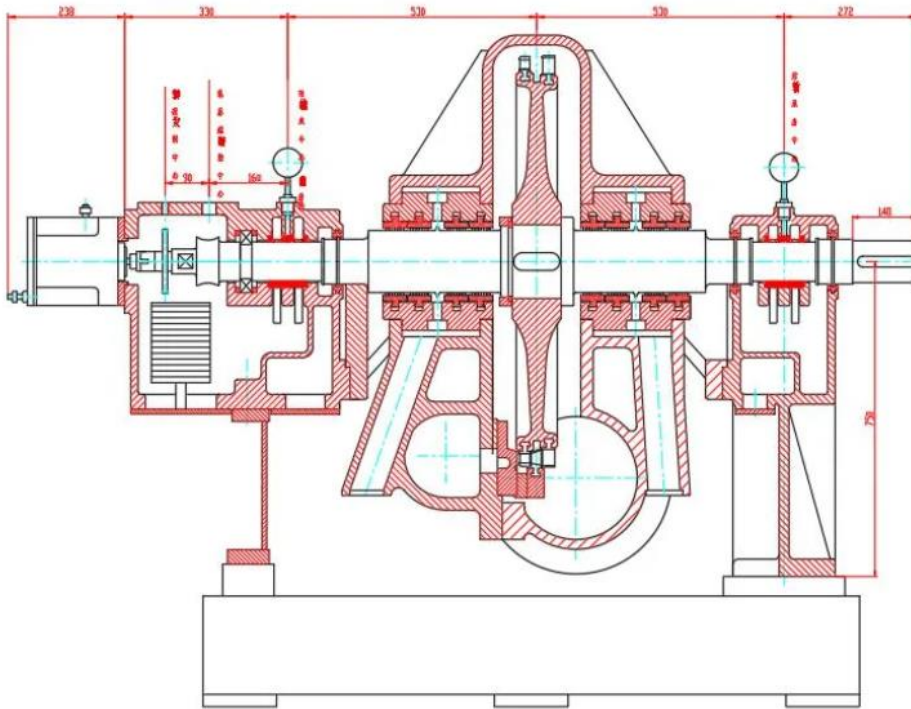
# APÉNDICE A

## Sección 1: Especificaciones de la Turbina.



### Especificaciones técnicas de diferentes XN-M40 Series Modelos estándar:

El modelo del producto	Código de fábrica	La potencia nominal (Kw).	La velocidad nominal (Rpm).	Presión de vapor de admisión (MPa)	El vapor de entrada de la temperatura (°C)	Presión de vapor de escape (MPa)	El consumo de vapor Kg/kwh
B0.25-1.0/0.2	XN-M40.	250	3000	1.0	305	0.2	18.4
B0.32-0.98/0.55	XN-M40.	320	3000	0.98	300	0.55	38.5
B0.5-0.98/0,5	XN-M40.	500	3000	0.98	300	0.5	40.06
B0.6-0.8/0.2	XN-M40.	600	3000	0.8	250	0.2	21.3
B0.6-0.98/0,3	XN-M40.	600	3000	0.98	300	0.3	22,75
B0.63-0.98/0.147	XN-M40.	630	3000	0.98	300	0.147	16
B0.7-0.98/0.25	XN-M40.	700	3000	0.98	300	0.25	20
B1.0-0.9/0,15	XN-M40.	1000	3000	0.9	300	0.15	17
B1.0-0.98/0,2	XN-M40.	1000	3000	0.98	300	0.2	17.6
B1.25-1.0/0.2	XN-M40.	1250	3000	1.0	330	0.2	17.2.



**Sección 2: Especificaciones de la Caldera**



### Sección 3: Especificaciones condensador de vapor con aire.

型号 Model	换热量 In the heat kw	换热面积 Heat transfer area m <sup>2</sup>	风机电机 Fanmotor					进液管 Liquid into the tube φ mm	出液管 The liquid pipe φ mm
			风叶数量 Number of fans N	功率 Power W	风量 Air volume m <sup>3</sup> /h	风叶 The wind leaf φ mm	电压 The voltage V		
FNVT-120	35.4	120	2	2 × 250	2 × 4700	450	380	28	22
FNVT-140	41.3	140	2	2 × 420	2 × 5600	500	380	32	25
FNVT-160	44.3	160	2	2 × 420	2 × 5600	500	380	32	25
FNVT-180	47	180	2	2 × 550	2 × 6800	550	380	32	25
FNVT-200	52.5	200	3	3 × 250	3 × 4700	450	380	32	25
FNVT-220	60.5	220	3	3 × 420	3 × 5600	500	380	32	25
FNVT-240	64.5	240	3	3 × 420	3 × 5600	500	380	35	28
FNVT-260	71.5	260	3	3 × 550	3 × 6800	550	380	35	28
FNVT-280	76	280	3	3 × 550	3 × 6800	550	380	38	28
FNVT-300	82.5	300	3	3 × 800	3 × 8600	600	380	38	28
FNVT-320	88.5	320	3	3 × 800	3 × 8600	600	380	42	28
FNVT-360	99	360	3	3 × 850	3 × 9700	630	380	42	32
FNVT-400	112	400	3	3 × 850	3 × 9700	630	380	50	32
FNVT-450	123	450	4	4 × 800	4 × 8600	600	380	50	35

Figura0.1. Modelos de condensadores de vapor con aire. [Fuente: Henan Tianneng Refrigeration Technology Co.]

型号Model	Amm	Bmm	Cmm	Dmm	Emm
FNVT-120	1630	950	1465	1230	910
FNVT-140	1670	950	1684	1270	910
FNVT-160	1900	950	1684	1500	910
FNVT-180	2100	950	1684	1700	910
FNVT-200	2260	950	1684	1860	910
FNVT-220	2260	1050	1797	1860	1010
FNVT-240	2440	1050	1797	2040	1010
FNVT-260	2590	1050	1797	2190	1010
FNVT-280	2410	1100	1684	2010	1060
FNVT-300	2980	1050	1797	2580	1010
FNVT-320	2710	1100	1684	2310	1060
FNVT-360	2710	1100	1797	2310	1060
FNVT-400	2710	1100	1899	2310	1060
FNVT-450	3280	1100	1797	2880	1060

Figura0.2. Dimensiones de condensadores de vapor con aire. [Fuente: Henan Tianneng Refrigeration Technology Co.]

## **APÉNDICE B**

**Planos**



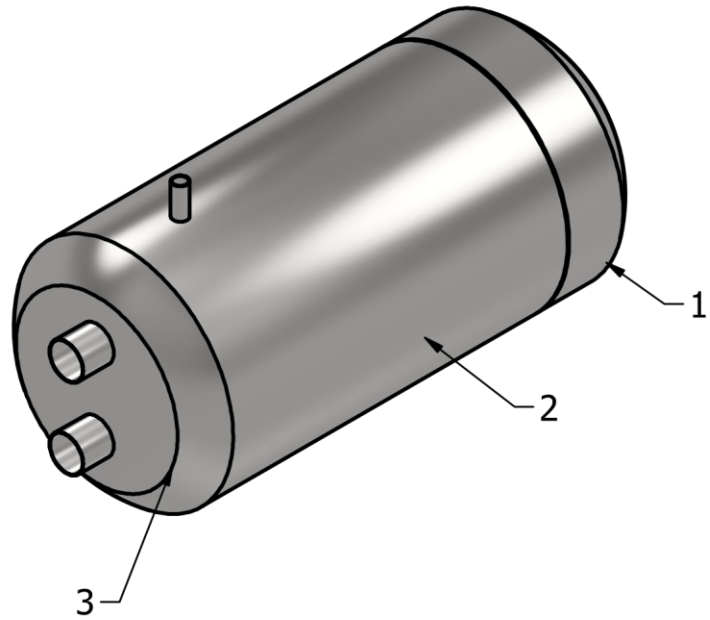
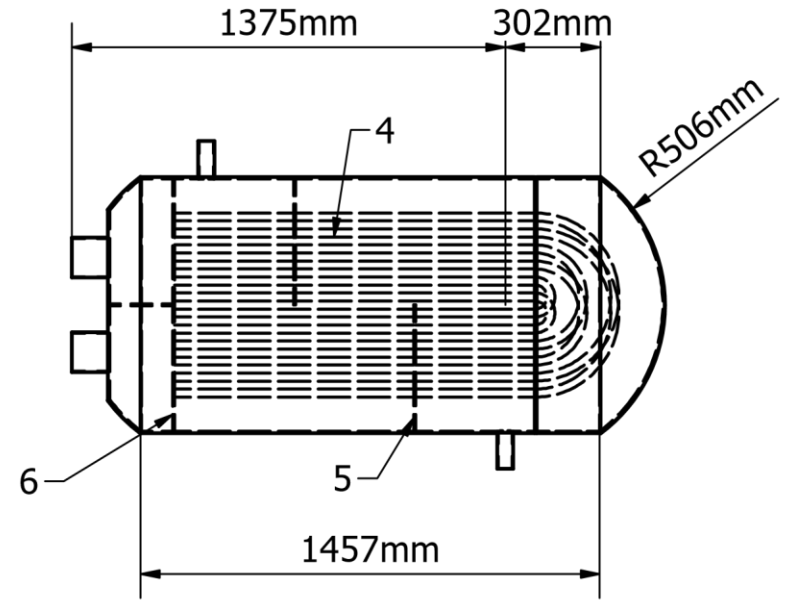
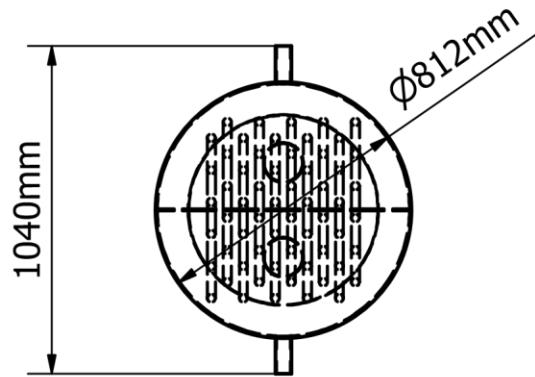


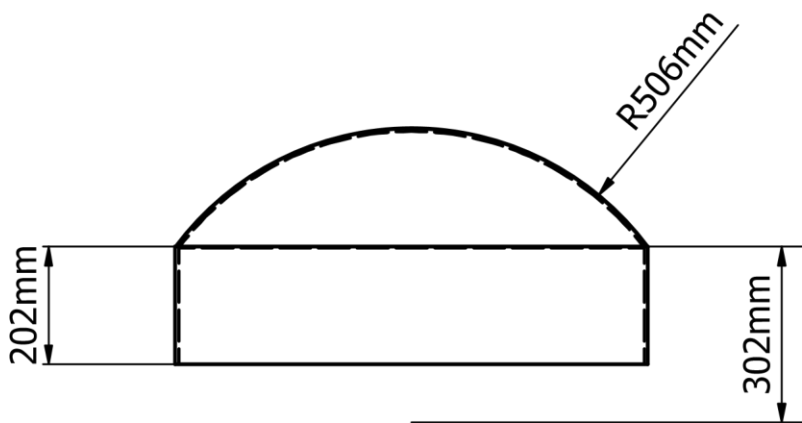
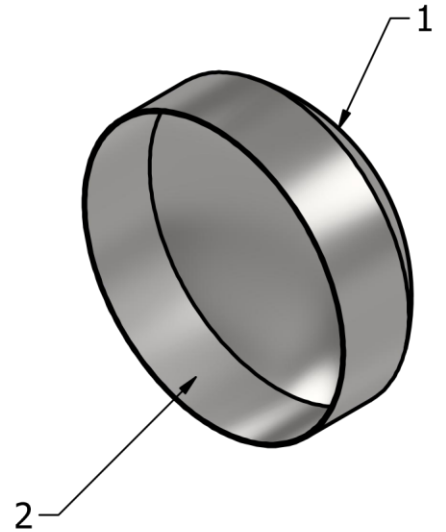
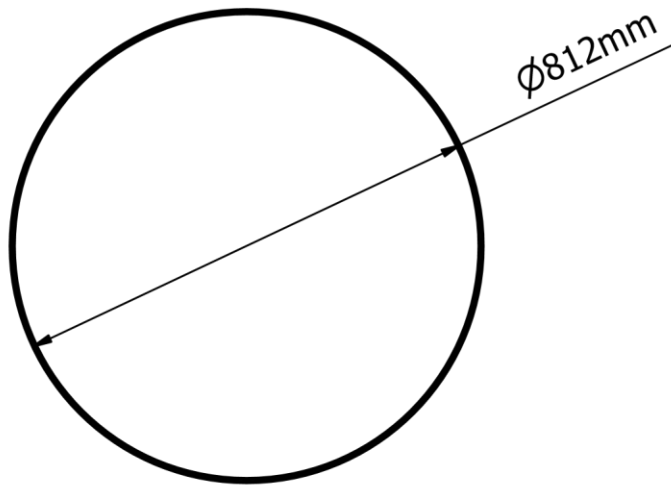
TABLA		
ITEM	CANTIDAD	NOMBRE
1	1	Casquete posterior
2	1	Coraza
3	1	Casquete de entrada y salida del fluido frío
4	1	Arreglo de tubos
5	2	Placas separadoras
6	2	Placa aisladora



Diseño de <b>Steven Mendez</b>	Dibujado por <b>Jimmy Catagua</b>	Aprobado por <b>Ing. Jorge Duque</b>	Fecha	Escala <b>0.04:1</b>
ESCUELA SUPERIOR POLITÉCNICA DEL LITORAL		CONDENSADOR		
		condensador		Hoja <b>1</b>

MATERIALES

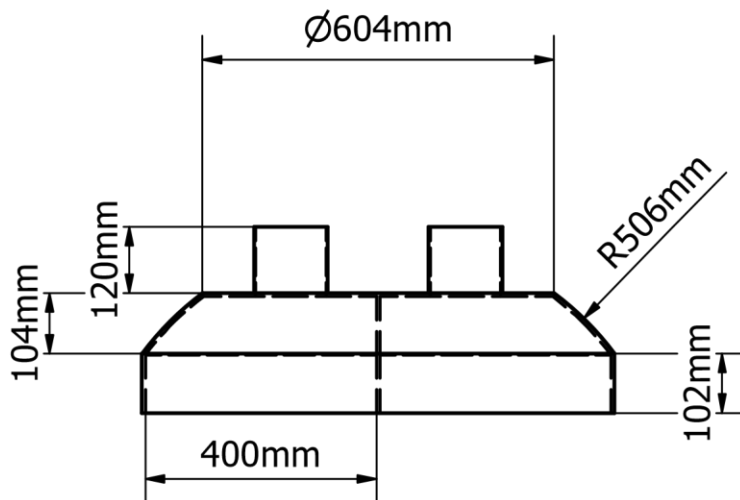
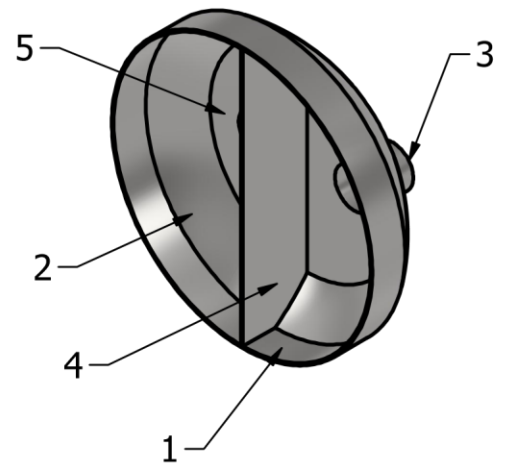
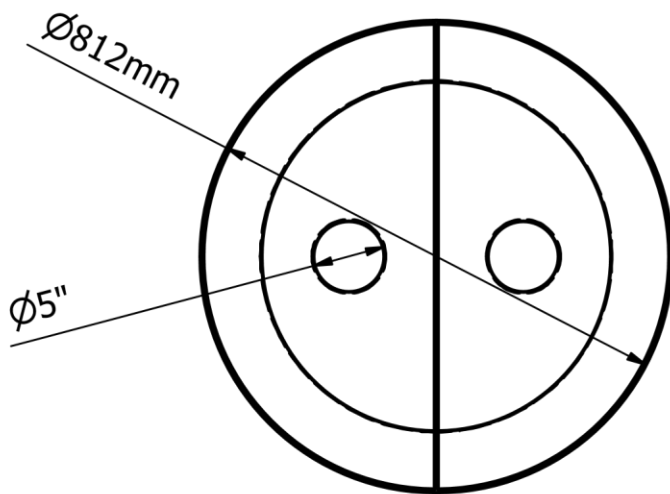
ITEM	CANTIDAD	DESCRIPCION	MATERIAL
1	1	Casco	Plancha de acero inoxidable AISI 304 de 1/4" X Ø227mm
2	1	Tubo rolado	Plancha de acero inoxidable ASISI 304 de 1/4" X 2520mm X 202mm



Diseño de Steven Mendez	Dibujado por Jimmy Catagua	Aprobado por Ing. Jorge Duque	Fecha	Escala 0.06:1
ESCUELA SUPERIOR POLITÉCNICA DEL LITORAL		CONDENSADOR		
Casquete posterior			Hoja 1	

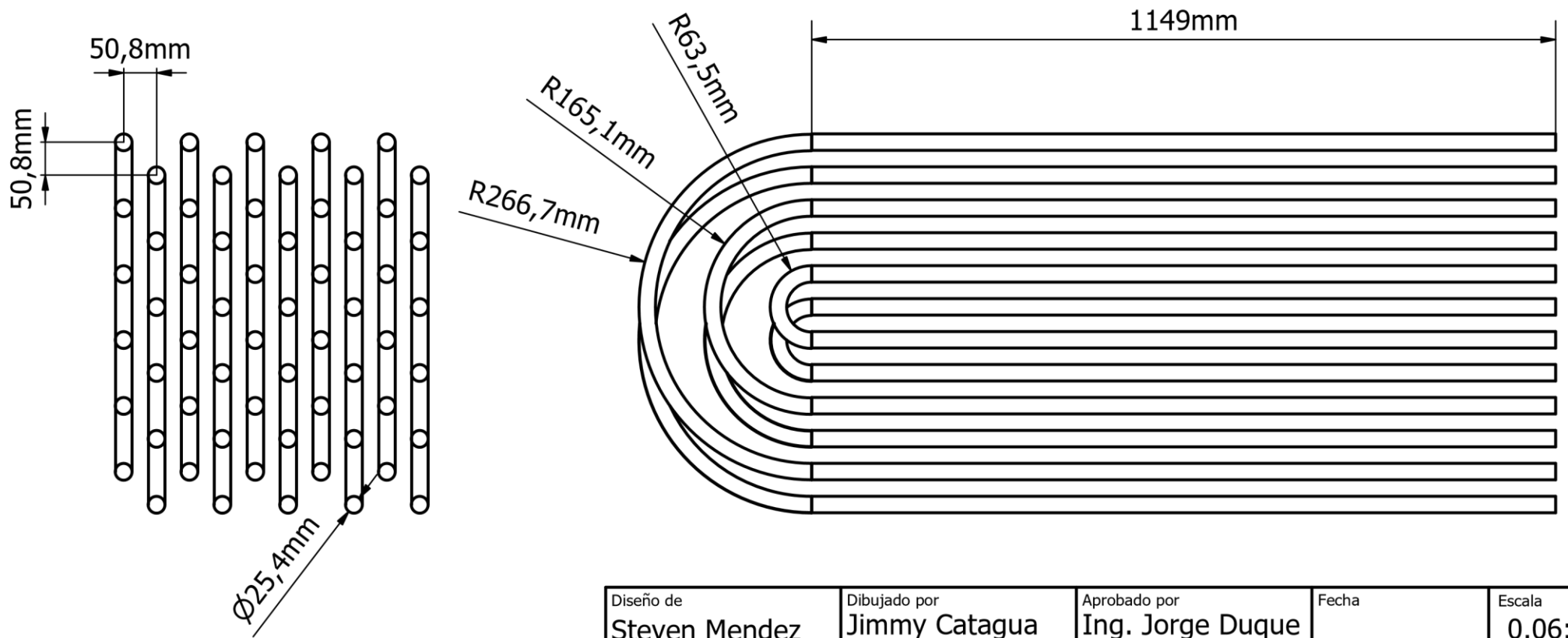
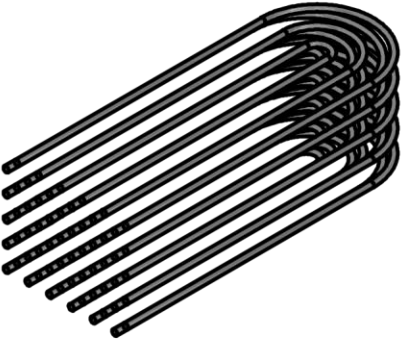
MATERIALES

ITEM	CANTIDAD	DESCRIPCION	MATERIAL
1	1	Tubo rolado	Plancha de acero inoxidable AISI 304 de 1/4" X 2550mm
2	1	Cono truncado	Plancha de acero inoxidable AISI 304 de 1/4" X 2550mm
3	2	tuberia de entrada y salida del fluido frio	Tubos de acero inoxidable AISI 304 de 5"
4	1	plancha divisora	Plancha de acero inoxidable AISI 304 de 1/4" X 812mm X 206mm
5	1	Circunferencia	Plancha de acero inoxidable AISI 304 de 1/4" X Ø604mm



Diseño de Steven Mendez	Dibujado por Jimmy Catagua	Aprobado por Ing. Jorge Duque	Fecha	Escala 0.06:1
ESCUELA SUPERIOR POLITÉCNICA DEL LITORAL		CONDENSADOR		
Casquete de entrada y salida del agua fría			Hoja 1	

MATERIALES			
ITEM	CANTIDAD	DESCRIPCION	MATERIAL
1	120	Tubos rectos	Tubos de acero inoxidable AISI 304 de Ø1" X 149mm
2	10	Curva U de R38,1mm	Tubos de acero inoxidable AISI 304 de Ø1" X 120mm
3	10	Curva U de R165,1mm	Tubos de acero inoxidable AISI 304 de Ø1" X 518,7mm
4	10	Curva U de R226,7mm	Tubos de acero inoxidable AISI 304 de Ø1" X 712,2mm



Diseño de <b>Steven Mendez</b>	Dibujado por <b>Jimmy Catagua</b>	Aprobado por <b>Ing. Jorge Duque</b>	Fecha	Escala <b>0.06:1</b>
ESCUELA SUPERIOR POLITÉCNICA DEL LITORAL		CONDENSADOR		
Casquete posterior			Hoja <b>1</b>	