

Desarrollo de un calentador de aire para secado industrial mediante el uso de la energía
generada por quema de biomasa

Santiago Diaz Mantilla,
Daniel Alejandro Sánchez Kandia

Trabajo de Grado para Optar al Título de Ingeniero Mecánico

Director

Yesid Javier Rueda Ordoñez
Doctor en Ingeniería Mecánica

Codirector

Diego Franco Jacome
Doctor en Ingeniería Mecánica

Universidad Industrial de Santander
Facultad de ingeniería Fisicomecanica
Escuela de Ingeniería Mecánica
Bucaramanga

2023

Dedicatoria

A Dios en primer lugar porque en medio de todo este recorrido Él estuvo sosteniéndome
en cada momento para volver este sueño realidad.

A mis padres Raúl Diaz, Mónica Mantilla y a mi hermana María Alejandra Diaz por
estar, por apoyarme y acompañarme durante todo este proceso que culmina.

A María Trejos por su apoyo incondicional en cada momento, por ayudarme a superar
cada reto y por ser esa constante ayuda que tanto necesité.

A mis compañeros que me ayudaron y que hicieron de este camino algo inolvidable.

Santiago Diaz Mantilla

Dedicatoria

Agradezco a mis padres, Kathia Kandia y Manuel Sánchez, por su apoyo y dedicación en
hacer posible este logro

A mi hermano Felipe Kandia por haberme motivado a tomar este desafío en mi vida y
por ser mi constante apoyo y aliento en todo momento

A mis amigos cercanos por todo lo que he aprendido junto a ellos y por los momentos
inolvidables que siempre guardaré en mi memoria

A Paola Gelvez por su constante apoyo y motivación para alcanzar este logro. Su
presencia y aliento incondicional me han ayudado a nunca rendirme y a seguir adelante en este
camino.

Daniel Alejandro Sánchez Kandia

Agradecimientos

Agradecemos profundamente a nuestro profesor y director de proyecto de grado **Yesid Javier Rueda Ordoñez** y a nuestro codirector **Diego Luis Franco Jácome** por enseñarnos, guiarnos y compartir sus conocimientos para nuestro crecimiento y formación como profesionales.

A nuestra alma mater la Universidad Industrial de Santander por brindarnos sus instalaciones y la mejora de la misma para que nuestra formación como profesionales haya sido de la mejor calidad y una experiencia única en nuestra vida. También agradecemos a todos los profesores de la escuela de ingeniería mecánica por guiarnos y por aportar a nuestro conocimiento en cada etapa de nuestra carrera.

A nuestros compañeros y amigos que hicimos durante nuestra carrera profesional y que hicieron de esta, una experiencia muy grata e inolvidable. Por cada momento compartido junto a ellos, tanto los difíciles como los mejores, ya que cada uno de estos aportaron a nuestra formación como profesionales.

Por último, agradecer a nuestros padres y nuestras familias por todo el apoyo y el tiempo brindado durante nuestra carrera. Y a cada persona que aportó ese granito de arena necesario para culminar este sueño que hoy se vuelve realidad. Muchas gracias a todos y que Dios los bendiga.

Daniel Sánchez Kandia y Santiago Diaz Mantilla

Tabla de contenido

Introducción.....	13
1. Objetivos.....	14
1.1 Objetivo general.....	14
1.2 Objetivos específicos.....	14
2. Marco teórico.....	15
2.1 Biomasa en Colombia.....	16
2.2 Tipos de biomasa en Colombia.....	17
2.2.1 Bagazo de caña.....	18
2.3 Combustión.....	19
2.4 Transferencia de calor.....	21
2.4.1 Radiación.....	21
2.4.2 Convección.....	23
2.4.3 Conducción.....	25
2.5 Diseño.....	26
2.5.1 Cámara de combustión ciclónica.....	26
2.5.2 Intercambiador de calor.....	27
3. Metodología.....	31
3.1 Cálculos de la combustión.....	31
3.1.1 Selección biomasa.....	31
3.1.2 Estequiometría.....	32

3.1.3 Calor de combustión	35
3.1.4 Temperatura de llama adiabática	36
3.2 Cálculos de transferencia de calor	37
3.2.1 Calor de pérdidas	37
3.2.2 Calor al aire	38
3.2.3 Calor de productos.....	39
3.3 Selección de materiales.	40
4. Métodos de transferencia de calor al aire	41
4.1 Selección de los valores de diseño.....	41
4.1.1 Datos definidos de diseño.....	42
4.2 Análisis de la transferencia de calor al aire	44
4.2.1 Convección interna forzada	45
4.2.2 Radiación al aire.....	48
4.2.3 Calor de aletas al aire.....	50
4.2.4 Radiación entre tubos.....	51
4.2.5 Calor al aislante.....	53
4.3 Resultados obtenidos	53
5. Simulaciones	55
5.1 Simulación de la aleta.....	55
5.1.1 Nodos en fronteras	57
5.1.2 Nodos externos.....	57
5.1.3 Nodos internos.....	59
5.2 Simulación de la máquina	59

5.3 Resultados de la simulación	62
6. Diseño y costos del Calentador de aire para secado industrial	64
6.1 Diseño general	64
6.2 Diseño de cada subsistema o pieza	65
6.2.1 Tubo Interno (Cámara de combustión, numero 1)	65
6.2.2 Tubo externo (numero 2).....	67
6.2.3 Aislante (numero 3)	68
6.2.4 Brida (numero 4).....	69
6.2.5 Junta de tubos (numero 5).....	70
6.2 Costos del diseño	71
7. Análisis de resultados	74
8. Conclusiones.....	76
9. Recomendaciones.....	78
Referencias Bibliográficas.....	79
Apéndices	83

Lista de Figuras

Figura 1 <i>Distribución espacial de valores promedio de biomasa en Colombia</i>	16
Figura 2 <i>Valores promedio de PCI de disponibilidad de energía para las variedades</i>	18
Figura 3 <i>Ciclo de la Biomasa</i>	20
Figura 4 <i>Calentamiento por energía radiante</i>	22
Figura 5 <i>Procesos de transferencia de calor por convección</i>	23
Figura 6 <i>Cámara de combustión ciclónica</i>	27
Figura 7 <i>Intercambiador de calor indirecto</i>	29
Figura 8 <i>Diseño técnico de un intercambiador de tubos concéntricos</i>	30
Figura 9 <i>Productos y calor generado en una cámara de combustión</i>	36
Figura 10 <i>Cambio del flujo de aire a medida que varía la temperatura</i>	42
Figura 11 <i>Análisis de la transferencia de calor hacia el aire</i>	45
Figura 12 <i>Intercambiador de calor de tubos concéntricos</i>	46
Figura 13 <i>Análisis de la transferencia de calor por radiación en recinto cerrado de 3 superficies</i>	48
Figura 14 <i>Mallado de la aleta para nodos externos</i>	56
Figura 15 <i>Ampliación del mallado para nodos internos</i>	56
Figura 16 <i>Máquina seccionada para simulación</i>	60
Figura 17 <i>Calentador de aire para secado de industrial</i>	64
Figura 18 <i>Explosionado de la máquina calentador del aire para secado industrial</i>	65
Figura 19 <i>Tubo interno (Cámara de combustión)</i>	66
Figura 20 <i>Tubo externo</i>	67
Figura 21 <i>Aislante</i>	68
Figura 22 <i>Brida</i>	69
Figura 23 <i>Junta de tubos</i>	70
Figura 24 <i>Empaque</i>	71

Lista de Tablas

Tabla 1 <i>Análisis próximo y ultimo del bagazo de caña (#894). Valores en porcentaje</i>	32
Tabla 2 <i>Resultados de análisis en base seca y coeficientes estequiométricos. Valores en porcentaje.</i>	32
Tabla 3 <i>Resultados hallados con sus respectivas unidades.</i>	54
Tabla 4 <i>Resultados de las simulaciones para valores promedios</i>	62
Tabla 5 <i>Resultados de la simulación de la máquina</i>	63
Tabla 6 <i>Precios generales para la construcción.</i>	72
Tabla 7 <i>Precio de cada combustible en la cantidad necesaria para generar 16.12 KW</i>	74

Lista de Apéndices

Apéndice A. Planos de la máquina83

Resumen

Título: Desarrollo de un calentador de aire para secado industrial a través de la quema de biomasa *

Autor: Santiago Diaz Mantilla, Daniel Sánchez Kandia **

Palabras Clave: Combustión biomasa, quemador ciclónico, intercambiador de calor, Transferencia de calor, Proceso de secado

Descripción: Los calentadores de aire para secado industrial son maquinarias esenciales en el mundo de la alimentación y se utilizan con frecuencia para llevar a cabo el proceso de secado en diferentes productos. En los últimos años, se han desarrollado tecnologías innovadoras que permiten utilizar los residuos de la agroindustria como fuente de energía renovable para los calentadores de aire.

En este proyecto se ha desarrollado un modelo termodinámico para el diseño y simulación de un calentador de aire que utiliza un quemador ciclónico y un intercambiador de calor de tubos concéntricos. Para lograrlo, se llevó a cabo la caracterización de diferentes parámetros como la biomasa a utilizar y los materiales necesarios para el diseño.

El objetivo principal del modelo termodinámico fue evaluar los parámetros característicos de la combustión, lo que permitió determinar de manera precisa el comportamiento térmico del calentador de aire y asegurar su eficiencia energética y sostenibilidad.

Durante el desarrollo del proyecto, se pudo comprobar la alta capacidad energética del bagazo de caña y la resistencia del acero inoxidable 310 frente a diferentes componentes. Estas observaciones permitieron llevar a cabo un diseño óptimo para el calentador de aire, logrando una eficiencia del 78% en la transferencia de calor, según las conclusiones obtenidas.

* Trabajo de Grado

** Facultad de Ingenierías fisicomecánica. Escuela de ingeniería mecánica. Director: Yesid Javier Rueda Ordoñez. Doctor en Ingeniería Mecánica. Codirector: Diego Luis Franco Jácome. Doctor en Ingeniería Mecánica.

Abstract

Título: Development of an air heater for industrial drying through biomass burning.*

Author(s): Santiago Diaz Mantilla, Daniel Sánchez Kandia**

Key Words: Biomass combustion, cyclonic burner, heat exchanger, heat transfer, drying process.

Description: Industrial air heaters are essential machinery in the food industry and are frequently used to carry out the drying process in various products. In recent years, innovative technologies have been developed that allow the use of agro-industrial waste as a renewable energy source for air heaters.

In this project, a thermodynamic model was developed for the design and simulation of an air heater that uses a cyclonic burner and a concentric tube heat exchanger. To achieve this, different parameters such as biomass to be used and materials necessary for the design were characterized. The main objective of the thermodynamic model was to evaluate the characteristic parameters of combustion, which allowed for the precise determination of the thermal behavior of the air heater and ensure its energy efficiency and sustainability.

During the project development, the high energy capacity of sugarcane bagasse and the resistance of stainless steel 310 to different components were observed. These observations allowed for an optimal design of the air heater, achieving a heat transfer efficiency of 78%, according to the obtained conclusions.

* Degree work

** Faculty of Physical Mechanical Engineering. School of Mechanical Engineering. Director: PhD. Yesid Javier Rueda Ordoñez. Co-director: PhD. Diego Luis Franco Jácome

Introducción

El cambio climático y la necesidad de reducir las emisiones de gases de efecto invernadero son temas clave en la actualidad. En este contexto, el uso de fuentes de energía renovable se ha convertido en una prioridad para reducir la dependencia de los combustibles fósiles y mitigar el impacto ambiental. La biomasa, como fuente de energía renovable, ha demostrado ser una alternativa viable y sostenible para el suministro de energía térmica en procesos industriales, como el secado.

El secado industrial es un proceso fundamental en muchas industrias, como la alimentaria, la textil y la química. Este proceso consiste en eliminar la humedad del material para aumentar su durabilidad, calidad y valor. Los sistemas de secado convencionales utilizan combustibles fósiles, lo que aumenta los costos y las emisiones de gases de efecto invernadero. En este contexto, se plantea el diseño y desarrollo de un calentador de aire para secado industrial que utilice la energía generada por la quema de biomasa. Este proyecto busca optimizar el uso de los recursos naturales y reducir el impacto ambiental al mismo tiempo que se satisface la demanda energética requerida en procesos de secado industrial.

En esta investigación se abordarán los aspectos técnicos del diseño de un calentador de aire para secado industrial mediante el uso de la energía generada por la quema de biomasa. Se discutirán las características de la biomasa, los procesos de combustión y la eficiencia energética del sistema de secado.

1. Objetivos

1.1 Objetivo general

Implementar los conocimientos y competencias adquiridas en el programa de ingeniería mecánica para solucionar un problema en la industria desarrollando una máquina que permita calentar el aire para secado industrial aprovechando el uso de la energía generada por la quema de biomasa.

1.2 Objetivos específicos

Diseñar la cámara de combustión de biomasa utilizando el método por trayectoria de vórtice para el proceso de calentamiento de aire.

Diseñar un calentador de aire cuya fuente de energía provenga de la cámara de combustión de biomasa y genere una eficiencia del 70% o superior.

Realizar una simulación del calentador de aire previamente diseñado para corroborar la eficiencia deseada en el proceso mediante pruebas controladas de temperatura de la salida del aire que permitan determinar una eficiencia superior al 70%, lo cual le dará viabilidad técnica a su diseño.

Determinar los costos de fabricación y operación de la máquina para ver la viabilidad económica del proyecto a través de un estudio de mercado de máquinas que cumplan la misma función y así obtener el análisis de costo – beneficio del proyecto.

2. Marco teórico

La biomasa es una fuente de energía renovable y sostenible que se obtiene a partir de materia orgánica, como plantas, residuos agrícolas, residuos forestales, residuos alimentarios y otros materiales orgánicos. La biomasa puede utilizarse para generar electricidad, producir calor o como combustible para vehículos, entre otras aplicaciones.

Existen diferentes tipos de biomasa, cada uno con características y propiedades específicas. Uno de los tipos más comunes es la madera, que se utiliza en forma de astillas, pellets o leña para generar calor o electricidad. Otro tipo de biomasa son los residuos agrícolas, como las cáscaras de arroz o los residuos de cultivos, que también pueden utilizarse como combustible para producir calor o electricidad. Los residuos forestales, como las ramas y los troncos, también son una fuente importante de biomasa. Los residuos alimentarios, como los restos de comida y los residuos orgánicos, también pueden ser utilizados como biomasa para producir biogás o compost.

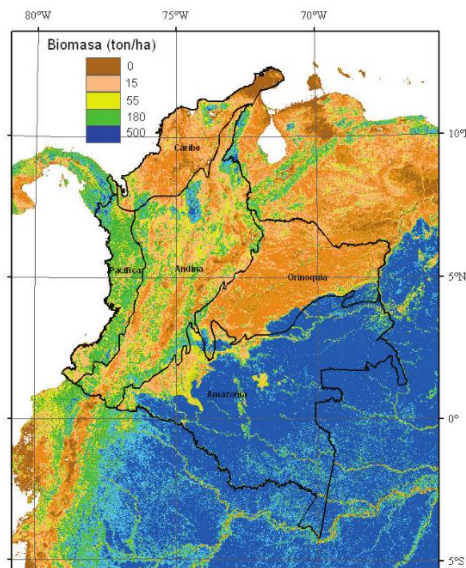
El uso de biomasa como fuente de energía renovable tiene múltiples beneficios ambientales y económicos. En primer lugar, la biomasa es una fuente de energía renovable que no emite gases de efecto invernadero en la atmósfera. Además, el uso de biomasa como fuente de energía reduce la dependencia de los combustibles fósiles y promueve la diversificación energética. También tiene beneficios económicos, ya que puede proporcionar empleo y oportunidades de desarrollo económico en áreas rurales y forestales. (Natuyser, 2019)

A pesar de los beneficios del uso de biomasa, también existen algunos desafíos y limitaciones. Por ejemplo, la disponibilidad de biomasa puede ser limitada en algunas regiones, lo que puede afectar a la eficiencia y la sostenibilidad del proceso. Además, el uso de biomasa puede tener impactos ambientales negativos si se maneja de forma inadecuada, como la deforestación o la degradación del suelo.

2.1 Biomasa en Colombia

El Ministerio de Ambiente y Desarrollo Sostenible de Colombia realizó un estudio en 2019 para identificar los tipos de biomasa disponibles en el país para la producción de energía. Según el estudio, los principales tipos de biomasa en Colombia son residuos agrícolas (38%), residuos forestales (34%), residuos urbanos (12%), residuos industriales (11%) y cultivos energéticos (5%). Los residuos agrícolas más comunes son la cáscara de café, la cáscara de arroz y los residuos de palma, mientras que los residuos forestales incluyen ramas, troncos y hojas de los árboles. La disponibilidad de biomasa varía según la región del país, por ejemplo, en la región cafetera se generan grandes cantidades de residuos de café, mientras que en las zonas rurales y forestales se pueden encontrar mayores cantidades de residuos forestales (secretaría técnica Ministerio de Ambiente y Desarrollo Sostenible Ministerio de Agricultura y Desarrollo Rural, 2022).

Figura 1 *Distribución espacial de valores promedio de biomasa en Colombia*



Nota: Tomado de Estimación de biomasa aérea en Colombia a partir de imágenes (p. 17), por ANAAYA Jesús, CHUVIECO Emilio & PALACIOS Alicia, 2008, MODIS.

Esto demuestra que Colombia cuenta con un gran potencial para la producción de biomasa en diversas regiones del país, gracias a la amplia variedad de recursos naturales que posee. Esta diversidad le permite a Colombia ser uno de los pocos países en el mundo con la capacidad de utilizar este recurso de manera efectiva para promover la generación de energía renovable y el desarrollo rural en todo el territorio nacional.

2.2 Tipos de biomasa en Colombia

Los residuos agrícolas son una importante fuente de biomasa en Colombia. Según el estudio realizado por el Ministerio de Ambiente y Desarrollo Sostenible en 2019, los residuos agrícolas representan el 38% de la biomasa disponible en el país, entre los residuos agrícolas más comunes en Colombia se encuentran:

Cáscara de café: es uno de los principales residuos agrícolas generados en el país. En 2019, se estimó que se producían alrededor de 1,2 millones de toneladas de cáscara de café al año.

Cáscara de arroz: también es un residuo agrícola importante en Colombia, especialmente en las regiones arroceras del país. Se estima que se producen alrededor de 950.000 toneladas de cáscara de arroz al año.

Residuos de palma: la industria aceitera de palma genera una gran cantidad de residuos orgánicos, como las hojas, los racimos vacíos y los restos de la extracción de aceite. En 2019, se estimó que la industria aceitera de palma generó alrededor de 4,7 millones de toneladas de residuos orgánicos. Haga clic o pulse aquí para escribir texto.

Otros residuos agrícolas importantes en Colombia incluyen los residuos de banano, caña de azúcar y maíz, entre otros. En general, los residuos agrícolas son una importante fuente de

biomasa en Colombia y pueden ser utilizados para la producción de biocombustibles, la generación de energía eléctrica o la producción de biogás mediante procesos de digestión anaerobia.

2.2.1 Bagazo de caña

El bagazo de caña es una biomasa importante en Colombia, ya que representa el 21% de la producción de biomasa del país. El bagazo de caña es el residuo de la caña de azúcar después de la extracción del jugo, y es utilizado en la producción de energía eléctrica y térmica en las centrales azucareras.

Según un estudio del Ministerio de Minas y Energía de Colombia, la capacidad instalada de generación eléctrica a partir del bagazo de caña en 2020 fue de 766 MW, lo que representa el 3,6% de la capacidad instalada total del país. Además, se estima que la cogeneración a partir de bagazo de caña puede generar anualmente 9,9 TWh de energía eléctrica en Colombia, lo que representa el 5,7% de la generación eléctrica total del país (*Boletín estadístico de Minas y Energía*, s/f).

Figura 2 Valores promedio de PCI de disponibilidad de energía para las variedades.



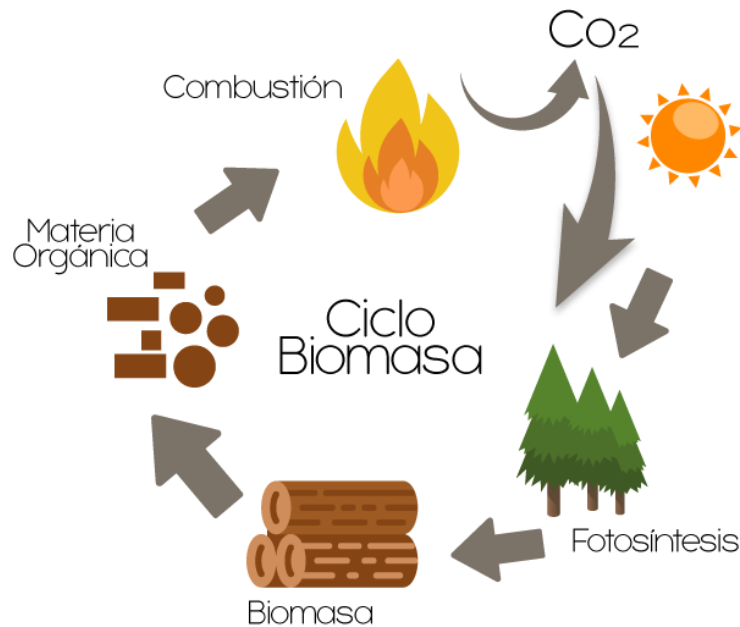
Nota: Tomado de *ENERGÍA DISPONIBLE A PARTIR DE BIOMASA DE RESIDUOS DE CAÑA DE AZÚCAR (Saccharum spp.)* (p. 72), por La Vequia et al., 2016, Revista Agro Productividad.

Según el estudio de “*Energía disponible a partir de biomasa de residuos de caña de azúcar*” concluyó que la biomasa de residuos de caña de azúcar tiene un gran potencial como fuente de energía renovable, ya que puede generar una cantidad significativa de energía a un costo menor en comparación con el petróleo. Además, se destaca que el uso de biomasa como fuente de energía puede reducir la dependencia de los combustibles fósiles, lo que resulta en una disminución en las emisiones de gases de efecto invernadero.

En la Figura 2 demuestra que, en la región de Cauca, la biomasa producida a partir de residuos de caña de azúcar tiene un alto potencial energético debido a su alta densidad de energía y a la gran cantidad disponible en la zona. Esta comparación es especialmente relevante en el contexto de los combustibles fósiles, como el petróleo, donde la biomasa residual se posiciona como una alternativa renovable y sostenible para la producción de energía (La Vequia et al., 2016).

2.3 Combustión

La combustión es un proceso que puede estar relacionado con el ciclo de la biomasa, ya que es una forma común de utilizar la biomasa como fuente de energía. En este proceso, la biomasa se quema y libera energía térmica que puede ser utilizada para generar electricidad, calefacción o procesos industriales. Sin embargo, es importante tener en cuenta que no todo el uso de la biomasa implica combustión, ya que también puede ser utilizada en procesos de fermentación, digestión anaerobia, entre otros. Además, es fundamental asegurarse de que la biomasa utilizada en la combustión sea producida de manera sostenible y que no cause daños ambientales.

Figura 3 *Ciclo de la Biomasa*

Nota: Tomado de *Excavación de zanja para biomasa en el ISPC*. por *Microzanjas*. Recuperado el 25 de marzo de 2023, de <https://microzanjas.com/excavacion-de-zanja-para-biomasa-en-el-ispc-de-mollet/17006/>

La combustión es un proceso mediante el cual se quema la biomasa para producir energía térmica o eléctrica. Durante la combustión, la biomasa se quema en presencia de oxígeno, produciendo dióxido de carbono, vapor de agua y otros gases, la combustión de biomasa puede realizarse en diferentes tipos de equipos, como calderas, hornos, estufas y turbinas. Estos equipos pueden ser de diferentes tamaños y potencias, dependiendo de la cantidad de biomasa que se quiera quemar y la cantidad de energía que se quiera producir, tiene algunas ventajas, como ser una fuente de energía renovable, sostenible y disponible en muchas partes del mundo. Además, la biomasa

puede ser una alternativa más limpia que los combustibles fósiles, ya que produce menos emisiones de gases de efecto invernadero (Carrasco García, 2007).

Sin embargo, la combustión de biomasa también tiene algunas limitaciones y desafíos, como la emisión de partículas contaminantes y la necesidad de controlar adecuadamente la calidad y el contenido de humedad de la biomasa. En general, la combustión de biomasa es una tecnología en constante evolución y mejora, con el potencial de ser una fuente importante de energía renovable y sostenible en el futuro.

2.4 Transferencia de calor

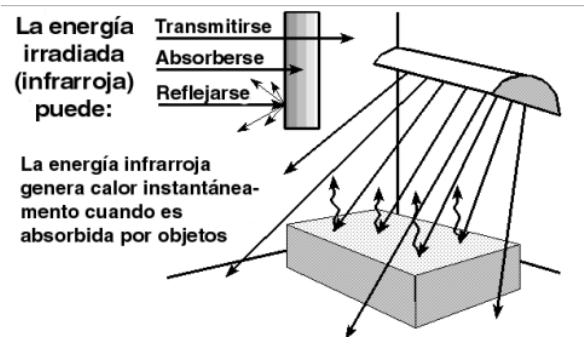
La transferencia de calor es el proceso físico en el que la energía térmica se transfiere de un cuerpo o sistema a otro, debido a una diferencia de temperatura entre ellos. Este proceso puede ocurrir por conducción, convección y radiación. La conducción se produce cuando la transferencia de calor ocurre a través de materiales sólidos, la convección se produce cuando la transferencia de calor ocurre a través del movimiento de un fluido y la radiación se produce cuando la transferencia de calor ocurre a través de ondas electromagnéticas. La transferencia de calor es un fenómeno fundamental en muchos procesos industriales, incluyendo la generación de energía, la refrigeración, la calefacción, la industria alimentaria, entre otros (PRODEL S.A, 2022).

2.4.1 Radiación

La radiación es un proceso de transferencia de calor que se produce a través de ondas electromagnéticas que se propagan en el espacio sin necesidad de un medio material. La radiación térmica es emitida por cualquier objeto que tenga una temperatura superior a cero absoluto y se

transfiere a través del espacio hasta ser absorbida por otro objeto. Un ejemplo común de radiación es la transferencia de calor del sol a la Tierra (Incropera & DeWitt, 1999d).

Figura 4 *Calentamiento por energía radiante*



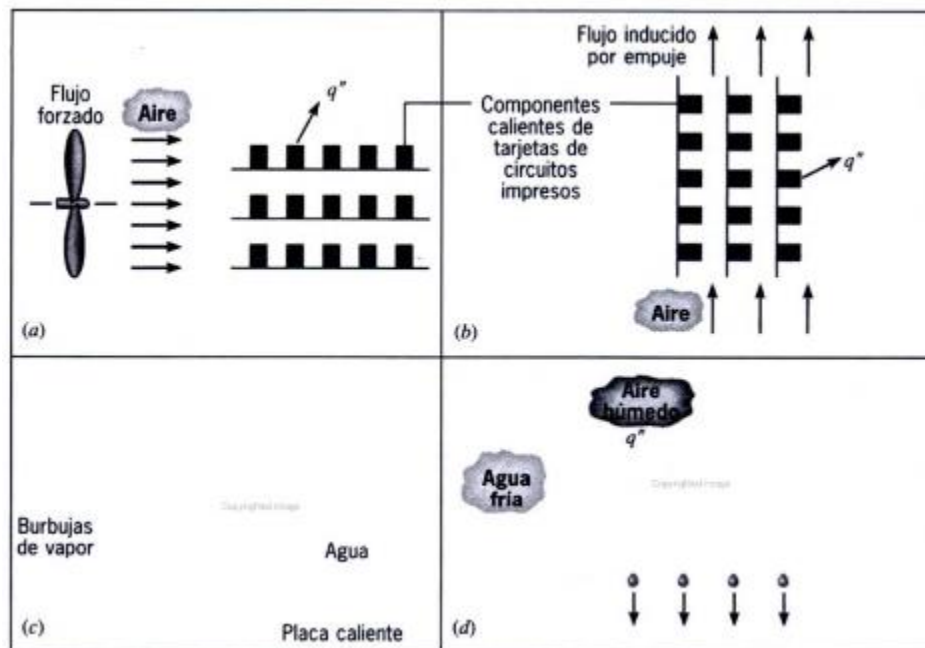
Nota: Tomado de Fundamentos de transferencia de calor y propiedades termodinámicas (p 1), por Chromalox. 2023.

Cuando un objeto tiene una temperatura superior al "cero absolutos", emite energía en forma de radiación infrarroja. Cuanto más caliente es el objeto, mayor es la cantidad de energía que emite. Si la radiación infrarroja proveniente de un objeto caliente, como un calentador, impacta sobre la superficie de un objeto más frío, como una pieza de trabajo, esta energía es absorbida y se convierte en energía térmica, calentando el objeto receptor. Una aplicación común del calentamiento infrarrojo es el secado de la pintura. Es importante destacar que la energía infrarroja se irradia desde la fuente en línea recta y no se convierte en energía térmica hasta que es absorbida por el objeto receptor (Precision Heat, s/f).

2.4.2 Convección

La convección es el proceso de transferencia de calor que se produce cuando un fluido (líquido o gas) se mueve de un lugar a otro. La transferencia de calor por convección se produce cuando el fluido caliente se mueve hacia una zona más fría, llevando consigo calor. Por ejemplo, cuando calentamos agua en una olla, la transferencia de calor por convección se produce cuando el agua caliente se mueve hacia la superficie de la olla y es reemplazada por agua fría en la parte inferior (Incropera & DeWitt, 1999a).

Figura 5 Procesos de transferencia de calor por convección



Nota: Tomado de Fundamentos de transferencia de calor. Prentice Hall (p. 7), por F. P., & DeWitt. 2006. Incropera.

2.4.2.1 Convección forzada. La convección forzada es un proceso en el que el movimiento del fluido es impulsado por una fuerza externa, como una bomba o un ventilador, y se produce una transferencia de calor desde una superficie sólida hacia el fluido. En la figura 5, este proceso se observa en el proceso A.

El número de Reynolds es un parámetro adimensional que se utiliza para caracterizar el flujo de un fluido y su transición a un flujo turbulento. Se define como la relación entre la fuerza de inercia del fluido y la fuerza viscosa. En el caso de la convección forzada, el número de Reynolds es un parámetro importante que determina el tipo de flujo que se produce en el fluido.

Para valores bajos de Reynolds, el flujo es laminar y el calor se transfiere de manera suave y ordenada. En contraste, para valores altos de Reynolds, el flujo es turbulento y el calor se transfiere de manera más eficiente, pero con mayor complejidad. Es importante tener en cuenta que el valor crítico del número de Reynolds que marca la transición del flujo laminar al turbulento puede variar dependiendo de la geometría del sistema y las propiedades del fluido (Incropera & DeWitt, 1999b)

2.4.2.2 Convección natural. La convección natural, también conocida como convección libre, es un fenómeno en el que el movimiento del fluido se produce de manera natural debido a las diferencias de densidad provocadas por cambios en la temperatura. En este proceso, el fluido caliente se vuelve menos denso y se eleva, mientras que el fluido frío desciende para ocupar su lugar, produciéndose así una circulación natural de fluido.

El número de Rayleigh es un parámetro adimensional que se utiliza para caracterizar el flujo de convección natural en un fluido. Se define como el producto entre el número de Grashof y el número de Prandtl. El número de Grashof representa la fuerza impulsora de la convección

natural, mientras que el número de Prandtl representa la relación entre la difusividad térmica y la viscosidad del fluido (Connor, 2019).

2.4.3 Conducción

La conducción es el proceso de transferencia de calor que se produce cuando dos objetos se ponen en contacto directo entre sí. La transferencia de calor por conducción se produce cuando la energía térmica fluye de un objeto a otro a través de la materia. Un ejemplo de transferencia de calor por conducción es cuando una sartén caliente se pone en contacto con una superficie fría de la cocina, y el calor se transfiere de la sartén a la superficie a través de la materia que las conecta.

Es importante destacar que estos tres procesos pueden ocurrir simultáneamente en un mismo sistema y que la transferencia de calor en un sistema puede ser dominada por uno u otro mecanismo dependiendo de las condiciones de este.

El flujo de calor en la conducción térmica está regulado por la ley de Fourier, que establece que la tasa de transferencia de calor es proporcional a la diferencia de temperatura entre dos puntos y a la conductividad térmica del material. Además, la geometría y la sección transversal del material también influyen en el flujo de calor.

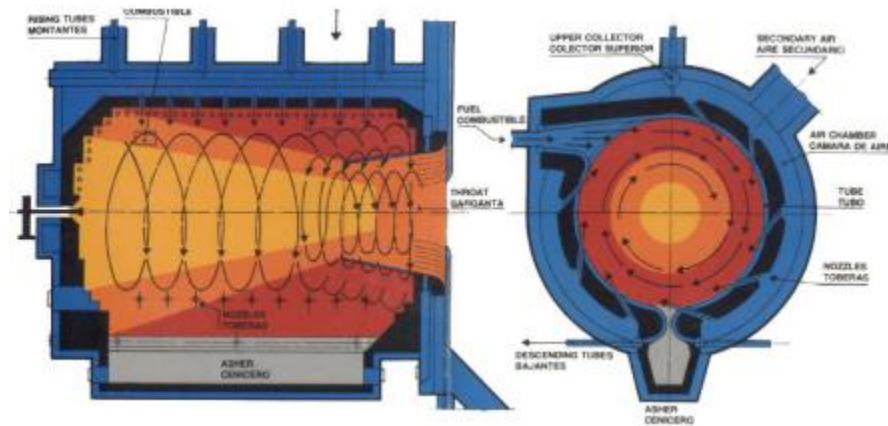
Al diseñar un calentador de aire para secado industrial, es fundamental considerar los principios de transferencia de calor y termodinámica para asegurar su eficiencia y efectividad. Esto implica tomar en cuenta las propiedades térmicas de los materiales utilizados, así como las dimensiones y geometría del sistema (Incropera & DeWitt, 1999c)

2.5 Diseño

Para garantizar la eficiencia y efectividad de un calentador de aire para secado industrial, es esencial tener en cuenta los principios de transferencia de calor y termodinámica. Esto significa considerar cuidadosamente las propiedades térmicas de los materiales utilizados y la geometría del sistema, así como los requisitos de seguridad y regulación para su correcto funcionamiento. Para lograr esto, es necesario estudiar componentes como la cámara de combustión ciclónica y la forma del intercambiador de calor, a fin de asegurar un diseño adecuado y optimizado para la aplicación específica.

2.5.1 Cámara de combustión ciclónica

Una cámara de combustión ciclónica es un tipo de cámara de combustión en la que el flujo de aire y combustible se mueve en un patrón de torbellino en forma de ciclón. Este patrón de flujo ayuda a lograr una combustión más completa y eficiente del combustible, lo que resulta en una mayor eficiencia térmica y una reducción de las emisiones contaminantes. La cámara de combustión ciclónica se utiliza a menudo en sistemas de calefacción industrial, procesamiento de alimentos y otras aplicaciones que requieren altas temperaturas para el secado, la deshidratación y otros procesos.

Figura 6 Cámara de combustión ciclónica

Nota: Tomado de Optimización de la combustión de aserrín en Derivados Forestales. Centro de Producción más Limpia, INTEC Chile / Cooperación Técnica Alemana GTZ. (2005).

Recuperado en 15 abril 2023 de <https://p2infohouse.org/ref/20/19302.pdf>.

En la imagen anterior se puede observar la estructura de una cámara de combustión ciclónica. Derivados Forestales S.A realizó una investigación donde implementaron una cámara ciclónica que permitió un aumento del 10% en la capacidad de generación de agua caliente y secado de la planta. En esta cámara, el aserrín es quemado, logrando que los gases de combustión alcancen más de 1000 °C. Esto permite una adecuada combustión de los despuntes y mejora significativamente la eficiencia del proceso de combustión en la planta, lo que se traduce en un ahorro de energía y en una reducción de emisiones contaminantes (Técnica Alemana, s/f).

2.5.2 Intercambiador de calor

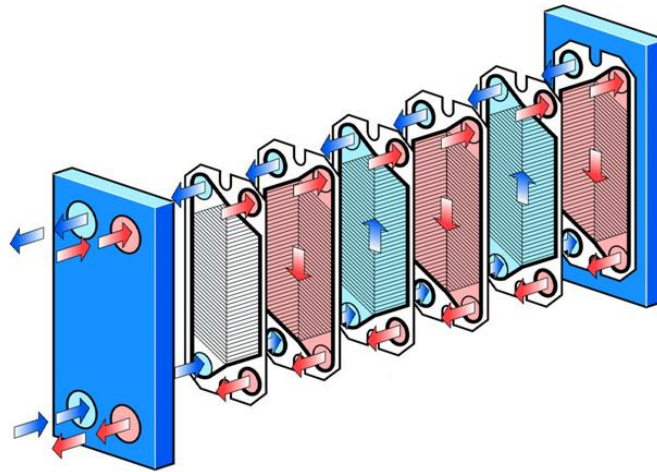
Un intercambiador de calor es un dispositivo que se utiliza para transferir calor entre dos fluidos o medios sin que se mezclen entre sí. El calor se puede transferir de un medio a otro a

través de la conducción, la convección o la radiación, y el intercambiador de calor permite que esta transferencia de calor ocurra de manera controlada y eficiente. Los intercambiadores de calor se utilizan en una amplia variedad de aplicaciones, como la refrigeración y la calefacción de edificios, la generación de energía, la industria química y procesos industriales en general.

2.5.2.1 Intercambiador de calor directo. Un intercambiador de calor directo es aquel en el que los dos fluidos que intercambian calor están en contacto directo, sin una barrera física que los separe. Como mencionas, un ejemplo común de este tipo de intercambiador es una torre de enfriamiento, donde el agua caliente se rocía en la parte superior de la torre y entra en contacto con el aire más frío que entra por la parte inferior. El calor se transfiere desde el agua al aire, y el agua se enfría antes de ser recirculada en el proceso de enfriamiento. Otro ejemplo de intercambiador de calor directo es el serpentín de una caldera, donde los gases calientes producidos por la combustión entran en contacto directo con el agua que se calienta.

2.5.2.2 Intercambiador de calor indirecto. Un intercambiador de calor indirecto es aquel en el que los fluidos que intercambian calor no están en contacto directo, sino que están separados por una pared o superficie de transferencia de calor. Los fluidos circulan por canales o conductos separados dentro del intercambiador y la transferencia de calor se produce a través de la superficie de contacto entre ellos. Algunos ejemplos de intercambiadores de calor indirectos son los radiadores de los automóviles, los condensadores de vapor y los intercambiadores de calor de placas. Estos tipos de intercambiadores de calor son útiles cuando los fluidos son corrosivos o tóxicos y no pueden estar en contacto directo entre sí, o cuando se requiere una mayor eficiencia en la transferencia de calor (Alfa Laval Iberia S.A, 2023).

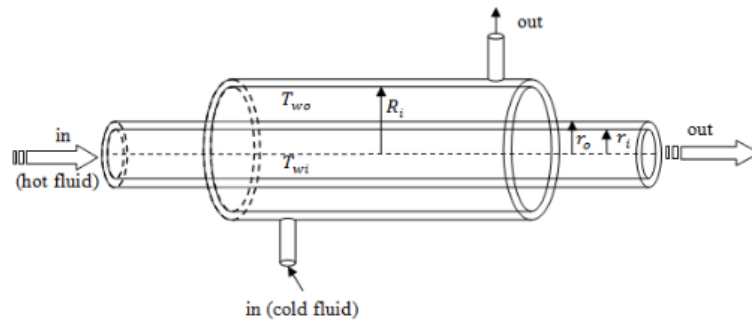
Figura 7 Intercambiador de calor indirecto



Nota: Tomado de Tecnigrado. (2020). Recuperado en 14 abril 2023 de <https://www.tecnigrado.com/intercambiadores-calor/>

2.5.2.3 Intercambiador de calor de tubos concéntricos. Un intercambiador de calor de tubos concéntricos es un tipo de intercambiador de calor que consta de dos tubos concéntricos, donde el fluido caliente fluye a través del espacio anular entre los dos tubos, mientras que el fluido frío fluye a través del tubo interno.

Figura 8 *Diseño técnico de un intercambiador de tubos concéntricos*



Nota: Tomado de Intercambiadores de calor de doble tubo por SACOME. (s.f.). Recuperado en 14 abril 2023 de <https://www.sacome.com/intercambiadores-calor-doble-tubo/>.

La transferencia de calor se produce a través de la pared del tubo interno, lo que permite una alta eficiencia en la transferencia de calor entre los dos fluidos. Este tipo de intercambiador de calor se utiliza comúnmente en aplicaciones de calefacción y refrigeración en la industria alimentaria, química, farmacéutica y de procesamiento de productos lácteos, también permiten se pueden adaptar a diferentes tamaños y necesidades de producción, lo que los hace ideales para procesos de secado industrial de diferentes escalas(SACOME, 2019).

3. Metodología

3.1 Cálculos de la combustión

Este proyecto de grado tiene 2 grandes partes. La primera es la combustión, en ella se escogió y se estudió la energía teórica que genera la biomasa, la cual se utilizó para conocer la cantidad de calor disponible que se puede transferir al aire. La segunda parte es la transferencia de calor. En ella, se buscó el diseño más adecuado para poder usar de manera más eficiente la energía generada por la combustión y se estudió la manera en que el calor se puede transferir hacia el aire. Se debe recordar que los medios de transferencia de calor son: conducción, convección y radiación.

3.1.1 Selección biomasa

Lo primero que se seleccionó fue que biomasa se iba a utilizar como fuente de energía para desarrollar la máquina. Como se vio en el punto 2.2 tipos de biomasa en Colombia, la biomasa seleccionada fue el bagazo de caña como fuente de energía. Luego, se recolectaron datos sobre la composición química de la biomasa seleccionada, es decir, el análisis próximo y el análisis último. Lo anterior, se obtuvo de una base de datos muy amplia de biomásas y se muestra en la tabla 1 que se presenta a continuación. (*ECN Phyllis classification, s/f*)

Tabla 1 Análisis próximo y último del bagazo de caña (#894). Valores en porcentaje

Biomasa	Cenizas	Humedad	C	H2O	H	O	N	S	TOTAL
Bagazo de caña	2.19	10.39	43.59	10.39	5.26	38.37	0.14	0.04	100

3.1.2 Estequiometria

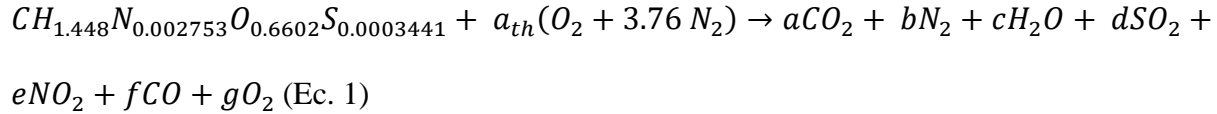
La estequiometría se desarrolló en base seca, así que lo primero que se hizo fue calcular la composición de la biomasa de esa manera. Además, se calcularon algunos datos necesarios para el desarrollo de la estequiometria. Lo anterior, se observa en la tabla 2.

Tabla 2 Resultados de análisis en base seca y coeficientes estequiométricos. Valores en porcentaje.

Elemento	Cantidad (%)	M (kg/mol)	# moles	Coeficientes	Peso Molecular
Carbono	48.64	12	0.04064	1	12
Hidrogeno	5.87	1	0.0587	1.448	1.448
Nitrógeno	0.1562	14	0.0001116	0.002753	0.03854
Oxigeno	42.82	16	0.02676	0.6602	10.5632
Azufre	0.04464	32	0.00001395	0.0003441	0.011
Cenizas	2.466	60	0.000411		

Nota. Realizado por autores. Adaptado de “Efecto en las emisiones de nox en el proceso de la combustión con mezclas de carbón y bagazo de caña por medio del método de co-firing, Trabajo de grado por Felipe et al., 2020

Teniendo los coeficientes de cada elemento se planteó la ecuación estequiométrica como se observa en la ecuación 1.



Además, al momento de resolverla se obtuvieron más incógnitas que ecuaciones, se hizo uso de las ecuaciones 2 ,3 ,4 ,5 ,6 y 7 para calcular las fracciones molares y limitar el valor de algunos gases presentes en la combustión en donde debido al continuo desarrollo normativo se tiene que el valor de NO₂ presentes en los gases no debe superar los 200 mg/m³(Revista de generación de Energía y Eficiencia Energética & Comisión Técnica de Fegeca, 2021). El valor mínimo de CO para calderas de biomasa es de 200 ppm según el temario formativo para profesionales(Temarios formativos profesionales, s/f). Los valores de VNO_2 y demás gases son los moles que se obtuvieron de la estequiometria (las letras a,b,c,d,e,f,g) de la ecuación 1.

$$X_{NO_2} = \frac{VNO_2}{VCO_2 + VN_2 + VNO_2 + VSO_2 + VO_2 + VCO} \text{ (Ec. 2)}$$

$$X_{CO_2} = \frac{VCO_2}{VCO_2 + VN_2 + VNO_2 + VSO_2 + VO_2 + VCO} \text{ (Ec. 3)}$$

$$X_{N_2} = \frac{VN_2}{VCO_2 + VN_2 + VNO_2 + VSO_2 + VO_2 + VCO} \text{ (Ec. 4)}$$

$$X_{SO_2} = \frac{VSO_2}{VCO_2 + VN_2 + VNO_2 + VSO_2 + VO_2 + VCO} \text{ (Ec. 5)}$$

$$X_{O_2} = \frac{VO_2}{VCO_2 + VN_2 + VNO_2 + VSO_2 + VO_2 + VCO} \text{ (Ec. 6)}$$

$$X_{CO} = \frac{VCO}{VCO_2 + VN_2 + VNO_2 + VSO_2 + VO_2 + VCO} \text{ (Ec. 7)}$$

Otro dato que se necesitaba calcular era la relación aire combustible, dicha relación es la cantidad de aire que se necesita para poder quemar una cantidad de combustible. A continuación, se presentan las ecuaciones usadas para realizar el cálculo de la relación aire combustible con 20% de aire en exceso (Felipe et al., 2020).

$$a_{th} * 1.2 = X_1 \text{ [kmol de aire]} \text{ (Ec. 8)}$$

$$(M_{O_2} * 2) + (3.76 * M_{N_2} * 2) = X_2 \text{ [kg/kmol]} \text{ (Ec. 9)}$$

$$X_1 * X_2 = X_3 \left[\frac{\text{kmol, aire}}{\text{kmol, C}} \right] \text{ (Ec. 10)}$$

La suma de los pesos moleculares del bagazo de caña es 24.06 (kg/kmol), dicho valor fue necesario para poder calcular los kilogramos necesarios de bagazo para la ecuación 11.

$$\frac{X_3}{24.06} = X_4 \left[\frac{\text{Kg, aire}}{\text{kg, bagazo}} \right] \text{ (Ec. 11)}$$

La densidad del aire en Bucaramanga es aproximadamente $1.18 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$ gracias a la estación E4 que obtuvo el valor promedio (Osma & Ordóñez, 2012), dicho valor fue necesario para la ecuación 12 para poder calcular la cantidad de aire por cada kilogramo de bagazo.

$$\frac{X_4}{1.18} = X_5 \left[\frac{\text{m}^3 \text{ aire}}{\text{kg, bagazo}} \right] \text{ (Ec. 12)}$$

Para poder calcular la cantidad de aire requerida, se multiplicó por la cantidad de bagazo de caña que se utilizará para el proceso. En este caso, la cantidad de biomasa usada para el diseño de la máquina fue de 4 kg/h. Este valor es requerido para poder seleccionar el ventilador que sea capaz de suministrarme el flujo de aire necesario.

$$X_5 * 4 = X_6 \left[\frac{\text{m}^3}{\text{h}} \right] \text{ (Ec. 13)}$$

3.1.3 Calor de combustión

En el capítulo 15-4 análisis sistemas reactivos con base en primera ley del libro de Termodinámica de Cengel dice “Una cámara de combustión generalmente involucra salida de calor, pero no entrada de calor. Entonces el balance de energía para un proceso típico de combustión de flujo estacionario se convierte en”(Yunus A. Cengel & Michael A. Boles, 2014) (ecuación 14).

$$Q_{sal} = H_r - H_p \text{ (Ec. 14)}$$

$$H_r = \sum N_r (\bar{h}_f + \bar{h} - \bar{h}) \text{ (Ec. 15)}$$

$$H_r = N_{biomasa} * h_{f,biomasa} \text{ (Ec. 16)}$$

$$H_p = \sum N_p (\bar{h}_f + \bar{h} - \bar{h}) \text{ (Ec. 17)}$$

Donde N_r son los moles de los reactivos y N_p son los moles de los productos hallados en el balance estequiométrico. Para facilitar los cálculos, se usó la ecuación 16 y no la ecuación 15, ya que toda la estequiometría se planteó con 1 kmol de biomasa. Además, en una cámara de combustión el Q_{sal} es el poder calorífico inferior que como dice en el capítulo 15-3 de Cengel (Yunus A. Cengel & Michael A. Boles, 2014), nos referimos a él cuándo el agua está en forma de vapor en los productos.

El poder calorífico superior e inferior están relacionados mediante la siguiente ecuación.

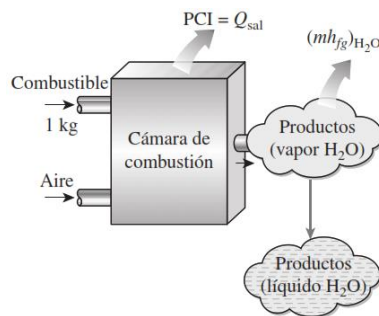
$$PCS = PCI + (H) * 9 * h_{fg(h_2o)} \text{ (Ec. 18)}$$

Para poder calcular el PCS se usó la correlación de Channiwala y Parikh del 2002 (Peduzzi et al., 2016) (ecuación 18) donde las letras C, H, S, O, N y A son el contenido de carbono, hidrógeno, azufre, oxígeno, nitrógeno y cenizas en porcentaje en base seca.

$$HHV = 349.1 * C + 1178.3 * H + 100.5 * S - 103.4 * O - 15.1 * N - 21.1 * A \text{ (Ec. 19)}$$

Conociendo el PCS (HHV en inglés) se obtuvo el valor del PCI por medio de la ecuación 18 en donde H es el porcentaje de hidrógeno en los reactivos. Como los valores de entalpías H_r y H_p están en (kJ/kmol) y el PCI está en (kJ/kg), este último dato se multiplicó por la masa molar del bagazo de caña (24.06 kg/mol) y así tenemos mismas unidades.

Figura 9 *Productos y calor generado en una cámara de combustión*



Nota: Tomado de Termodinámica (p. 784), por BOLES, Michael A. y ÇENGEL, Yunus A. 2014. Mc Graw Hill.

3.1.4 Temperatura de llama adiabática

Recordemos que la temperatura de llama adiabática es la temperatura máxima que podría llegar a alcanzar la combustión sino no tuviera pérdidas y la reacción fuera completa. Esta temperatura nos dio una idea sobre el tipo de material que podemos usar ya que un limitante es la temperatura que debe soportar la máquina. Para poder calcular la temperatura de llama adiabática o temperatura de flama se usó la ecuación 18 en donde tenemos el H_r , H_p y el C_p de los productos. Este último dato es calculado por medio de una temperatura media para cada gas presente en los productos.

$$T_{ad} = \frac{H_r - H_p}{\sum N_p (\overline{Cp}_p)} \quad (Ec. 20)$$

3.2 Cálculos de transferencia de calor

En la transferencia de calor lo que nos interesa es buscar la manera más eficiente de usar el calor generado por la quema del bagazo de caña y transferirlo al aire. En la sección anterior calculamos el Q_{sal} que es el calor que se genera en la combustión para 1 kg de bagazo. Dentro de las consideraciones de diseño para esta máquina se tomaron en cuenta 4 kg/h de bagazo de caña. Además, se tomó en cuenta una eficiencia de combustión del 80% debido a que existen diversas pérdidas al momento de llevarse a cabo el proceso.

$$Q_{total} = PCI * 4 * 0.8 \quad (Ec. 21)$$

Teniendo el calor total generado se procedió a realizar el análisis de cómo se divide a lo largo de la máquina y del proceso del calentamiento del aire. En donde el primer término es el calor que se transfiere hacia el ambiente, el segundo término es el calor que verdaderamente se utiliza para calentar el aire y el último término es el calor con el que salen los gases de la combustión al ambiente.

$$Q_{total} = Q_{perd} + Q_{aire} + Q_{prod} \quad (Ec. 22)$$

3.2.1 Calor de pérdidas

El calor de pérdidas en la mayoría de los casos tiene un valor del 3% del calor total generado como se observa en la ecuación 23.

$$Q_{perd} = 0.03 * Q_{total} \quad (Ec. 23)$$

Este calor se refiere al calor que se le entrega al ambiente, es por eso, que se realizó un análisis de transferencia de calor en donde se tuvo en cuenta la convección natural ya que se asume que la máquina está en un espacio abierto y radiación solar.

$$Q_{perd} * 1000 = Q_{conv,natural} + Q_{rad,solar} \quad (Ec. 24)$$

$$Q_{conv,natural} = h_{cn} * A_{s,aislante} * (T_{s,aislante} - T_{alred}) \quad (Ec. 25)$$

$$Q_{rad,solar} = \sigma * A_{s,aislante} * \varepsilon_s * (T_{s,aislante}^4 - T_{alred}^4) \quad (Ec. 26)$$

Para poder calcular el coeficiente de transferencia de calor por convección natural se necesitó calcular el número de Rayleigh, con dicho número se obtuvo el número de Nusselt y ahí pudo calcular el h_{cn} para este caso.

$$Ra_D = \frac{g * \beta * (T_{s,aislante} - T_{alred}) * D_{aislante}^3}{g^2} * Pr \quad (Ec. 27)$$

Para poder calcular el número de Nusselt para la convección natural, se usó la correlación empírica para un cilindro horizontal presentada en el libro de transferencia de calor (Y. Cengel, 2007c).

$$Nu_{cn} = \left(0.6 + \frac{0.387 * Ra_D^{1/6}}{\left(1 + \left(\frac{0.559}{Pr} \right)^{9/16} \right)^{8/27}} \right)^2 \quad (Ec. 28)$$

Conociendo el número de Nusselt se halló el valor h_{cn} usando la ecuación 29.

$$h_{cn} = \frac{k_{aire}}{D_{aislante}} * Nu_{cn} \quad (Ec. 29)$$

3.2.2 Calor al aire

Uno de los objetivos del proyecto era diseñar la máquina de modo que la eficiencia mínima de transferencia de calor sea del 70%. Teniendo ese límite de funcionamiento se obtuvo el valor mínimo de transferencia hacia al aire. La ecuación que define la eficiencia de transferencia de calor es del calor generado por la quema de biomasa que tanto uso para calentar el aire (ecuación 30).

$$n_{transf} = \frac{Q_{aire}}{Q_{total}} = 70\% \quad (Ec. 30)$$

Para poder calcular el máximo calor transferido al aire se usó la ecuación 22 en donde tenemos que el Q_{total} , Q_{perd} son constantes, de modo que si se reducen al mínimo el calor de productos (Q_{prod}) el Q_{aire} aumenta al máximo.

3.2.3 Calor de productos

Como los gases salen con una temperatura, ahí hay energía que se puede transferir. Para calcular dicho calor se planteó la siguiente ecuación.

$$Q_{prod} = \dot{m}_{prod} * Cp_{biomasa} * T_{sal,prod} \quad (Ec. 31)$$

Como se mencionó anteriormente, para obtener el calor máximo transferido al aire el calor de productos debe ser mínimo, es decir, la temperatura de salida debe ser la mínima. Como el aire entra a temperatura ambiente, la mínima temperatura a la que podrían salir los productos es a 25°C, es decir, 298 K.

Para calcular el \dot{m}_{prod} hacemos un balance de masa como el de la figura 9, en donde tenemos que al sistema le ingresa biomasa y aire, y salen productos. Teniendo esto en cuenta, tenemos que:

$$\dot{m}_{prod} = \dot{m}_{bio} + (X_4 * \dot{m}_{bio}) \quad (Ec. 32)$$

Para calcular el $Cp_{biomasa}$ se tuvo en cuenta la fracción molar de cada componente presente en los productos y el Cp de cada uno de ellos con la temperatura de salida de productos.

$$Cp_{Biomasa} = \sum X_i * Cp_i \quad (Ec. 33)$$

El $\dot{m}_{Biomasa}$ es la cantidad de biomasa que ingresamos o utilizamos para el diseño de la máquina, es decir, los 4 kg/h.

3.3 Selección de materiales.

Para el diseño se seleccionó el material SS 310 debido a su alta resistencia a la temperatura. Esto se debe a que el SS 310 es una aleación de acero inoxidable austenítico que tiene una alta resistencia a la oxidación y a la corrosión en altas temperaturas. Además, se comprobó que el SS 310 era un material adecuado a través de la ecuación 20, que permitió encontrar la temperatura de llama adiabática, la cual tiene un valor aproximado de 1407 °C (AZO Materials, 2019).

Otra característica destacada del SS 310 es su contenido de níquel, que representa aproximadamente el 20% de su composición y les otorga una excelente resistencia a altas temperaturas. Además, presenta una alta resistencia a la deformación por fluencia a temperaturas elevadas, lo que lo hace ideal para aplicaciones que requieren trabajar a temperaturas extremadamente altas.

Se seleccionó la técnica de soldadura TIG debido a que el material debe resistir altas temperaturas, y esta técnica de soldadura se caracteriza por producir uniones de alta calidad y resistencia a altas temperaturas (Fronius, s/f).

4. Métodos de transferencia de calor al aire

En esta sección se habla sobre como el calor del aire (Q_{aire}) es transferido al mismo. Que mecanismos de transferencia se tuvieron en cuenta, como se calcularon cada uno de ellos y la obtención de las medidas para el diseño de la máquina tales como: diámetros, longitud, tipo de aislante, etc.

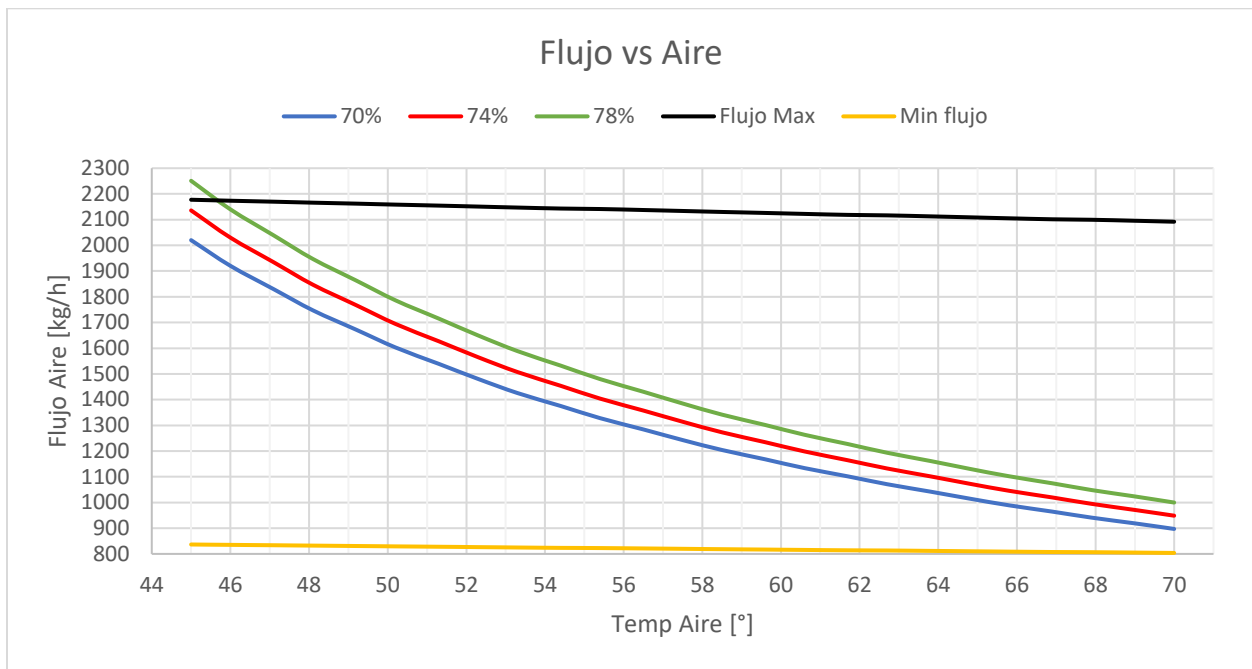
4.1 Selección de los valores de diseño

Esta máquina se diseñó para que el aire que entra a temperatura ambiente alcance temperaturas desde 45°C hasta 70°C. Como tenemos un rango de eficiencias y un rango de temperaturas, por consiguiente, tenemos un rango de flujos. Para poder empezar a diseñar la máquina se realizaron 3 iteraciones, en donde cada iteración se hizo con 3 eficiencias diferentes (mínima, media, máxima) y se obtuvieron una tabla de datos comparando la salida de la temperatura del aire y el flujo necesario usando la ecuación 31. Lo anterior se refleja en la construcción de la figura 10.

$$Q_{aire} = \dot{m}_{aire} * C_{p_{aire}} * (T_{sal,aire} - T_{ent,aire}) \quad (Ec. 34)$$

Por medio de la gráfica se decidió el rango de flujo de aire con el que la máquina puede trabajar para alcanzar esas temperaturas, el rango escogido fue de 2100 kg/h a 900 kg/h. Esto depende de la capacidad del ventilador escogido (CBDRE CJBRE 200-4T de SODECA) (Sodeca, s/f) y se diseñó la máquina tomando los valores en el punto medio del gráfico que fueron los siguientes:

- Temperatura salida del aire = 58°C
- Flujo de aire = 1314 kg/h
- $Q_{aire} = 12.11$ kJ/s, lo cual nos da una eficiencia del 75%

Figura 10 Cambio del flujo de aire a medida que varía la temperatura.

Nota: Realizado por autores.

4.1.1 Datos definidos de diseño

Se definió que el diámetro interno, es decir, el diámetro del tubo de combustión sea de 7cm de diámetro, esto con el objetivo de obtener un flujo turbulento y una velocidad axial para conservar los vórtices dentro del quemador. Como se conoce el flujo másico de productos el cual se calculó con la ecuación 32 y el diámetro que es un valor seleccionado, se calculó la velocidad axial de los productos mediante la siguiente ecuación.

$$\dot{m}_{prod} = \rho_{prod} * V_{prod} * A_T \quad (Ec. 35)$$

Para calcular la densidad de los productos, se usó el mismo principio con el que se calculó el Cp de la biomasa, es decir, se calcula la densidad de cada componente de los productos a una temperatura promedio y se multiplica por la fracción molar.

$$\rho_{prod} = \sum X_i * \rho_i \quad (Ec. 36)$$

Al resolver la ecuación obtuvimos una velocidad de $6.24 \left(\frac{m}{s}\right)$. Para saber que esta velocidad permite que el vórtice se conserve, su recurrió a la relación de velocidad de entrada (inlet velocity ratio) la cual dice que mantener el vórtice dicha relación debe estar en el rango de 3 a 4.

$$V_{axial} = \frac{V_{tang}}{3} \quad (Ec. 37)$$

La velocidad tangencial de la entrada de aire es definida por la velocidad mínima de arrastre de la biomasa la se tomó de $20 \left(\frac{m}{s}\right)$ para granulometrías inferiores a 250 micras. Al calcular la velocidad axial nos dio un valor de $6.67 \left(\frac{m}{s}\right)$ lo que nos quiere decir que la velocidad que se obtuvo de $6.24 \left(\frac{m}{s}\right)$ permite la conservación del vórtice. Conociendo la velocidad axial se halla el número de Reynolds y las propiedades de los gases se hallan siguiendo la ecuación 36.

$$Re_{prod} = \frac{V_{axial} * D_{int} * \rho_{prod}}{\mu_{prod}} \quad (Ec. 38)$$

El resultado fue un Reynolds de 4000 pero “se debe tener presente que, en muchos casos, el flujo se vuelve completamente turbulento para $Re > 4\ 000$ ”(Y. Cengel, 2007a) ya que los vórtices hacen que el flujo sea turbulento. Además, como conocemos la velocidad de arrastre y el caudal de aire requerido (con la relación aire combustible), se calcula el diámetro de la tubería de la entrada del aire con biomasa.

$$\dot{Q}_{aire} = V_{arrastre} * \frac{\pi}{4} * D_{in,aire}^2 \quad (Ec. 39)$$

El diámetro de la tubería para la entrada de aire con la biomasa es de 2cm según la ecuación anterior. Otro valor importante al momento de diseñar es la caída de presión en la cámara de combustión. Dicho valor se calculó de la siguiente manera.

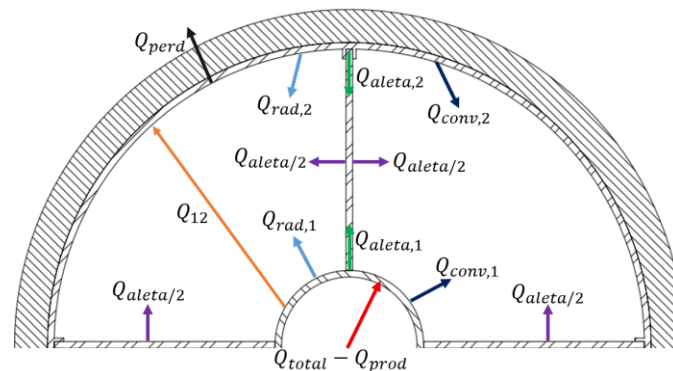
$$\Delta P_{comb} = f_{p,comb} * \left(\frac{Long}{D_{int}}\right) * \left(\frac{V_{axial}^2 * \rho_{prod}}{2}\right) \quad (Ec. 40)$$

Donde el factor de fricción de Darcy se calculó con la ecuación de Colebrook (Y. A. Cengel, 2007) para flujo turbulento.

$$\frac{1}{\sqrt{f_{p,comb}}} = -2 \log \left(\left(\frac{\varepsilon/D_{int}}{3.7} \right) + \left(\frac{2.51}{Re_{prod} * \sqrt{f_{p,comb}}} \right) \right) \quad (Ec. 41)$$

4.2 Análisis de la transferencia de calor al aire

Luego de conocer el Q_{aire} ahora lo que nos interesa es saber de qué manera y por cuales métodos de transferencia de calor dicho calor es transferido al aire. Sabemos que debido al movimiento del aire en la zona anular de los tubos tenemos convección forzada ya que el aire es impulsado por el ventilador, el proceso de combustión nos genera una transferencia de calor por radiación principalmente pero también por convección y las aletas nos generan una transferencia de calor por radiación y convección. Teniendo claro lo anterior, se realizó el siguiente análisis de transferencia de calor sin aletas como se observa en la figura 11.

Figura 11 Análisis de la transferencia de calor hacia el aire

Nota: Realizado por autores.

En donde el calor hacia el aire inicialmente vendría siendo la suma de los calores de convección, radiación y el calor de la aleta que salen de las superficies que están en contacto con el aire. Lo anterior, al momento de llevar a cabo los cálculos, se puede optar por despreciar el calor de radiación hacia el aire.

$$Q_{aire} = Q_{conv,1} + Q_{rad,1} + Q_{conv,2} + Q_{rad,2} + Q_{aleta} \quad (Ec. 42)$$

A continuación, se muestra cómo se calculó cada uno de los valores presentes en la ecuación anterior, las ecuaciones, valores tomados y demás análisis.

4.2.1 Convección interna forzada

Para calcular la convección 1 y 2, se usó la siguiente ecuación:

$$Q_{conv,1} = h_i * A_{s,i,sin\ aletas} * (T_{s,i} - T_{prom,aire}) \quad (Ec. 43)$$

$$Q_{conv,2} = h_o * A_{s,o,sin\ aletas} * (T_{s,o} - T_{prom,aire}) \quad (Ec. 44)$$

En donde el valor del área superficial del tubo interno ($A_{s,i}$) y del tubo externo ($A_{s,o}$) se calculó restando el espesor de las aletas al área superficial total de cada tubo.

$$A_{s,i,sin\ aletas} = A_{s,i} - (t * Long * N_{aletas}) \quad (Ec. 45)$$

En donde t es el espesor de la aleta y N_{aletas} el número de aletas implementadas que, en este caso, se usaron 4 aletas colocadas a una distancia de 90° entre ellas. Otro de los valores que se necesitaba calcular era el coeficiente de transferencia por convección (h). Para calcularlo se tuvo en cuenta la teoría del capítulo 8 del libro de transferencia de calor de Cengel donde hablan acerca del flujo en la sección anular entre tubos concéntricos.

Figura 12 Intercambiador de calor de tubos concéntricos.

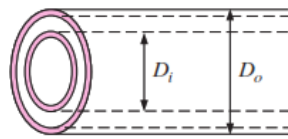


FIGURA 8-27

Un intercambiador de calor de tubo doble consta de dos tubos concéntricos.

Nota: Tomado de Transferencia de Calor y masa (p.477) por ÇENGEL et al., 2007, Mc Graw Hill.

Se comenzó calculando el diámetro hidráulico de la corona con la ecuación 46.

$$D_h = D_o - D_i \quad (\text{Ec. 46})$$

Luego, se calculó el número de Reynolds seguido del número de Nusselt y por último se halla el coeficiente de transferencia de calor por convección.

$$Re_{aire} = \frac{V_{aire} * D_h * \rho_{aire}}{\mu_{aire}} \quad (\text{Ec. 47})$$

La velocidad del aire se calcula teniendo en cuenta el flujo másico de aire que entra a la máquina ya que se conocen las propiedades y el área transversal.

$$\dot{m}_{aire} = \rho_{aire} * V_{aire} * A_t \quad (\text{Ec. 48})$$

Como el número de Reynolds dio mucho mayor que 10000, quiere decir que el flujo es turbulento, por eso, se usó la ecuación de Gnielinski (Y. Cengel, 2007b) (ecuación 49) ya que tiene una mayor precisión que la ecuación de Colburn.

$$Nu_{aire} = \frac{\left(\frac{f_{aire}}{8}\right) * (Re_{aire} - 1000) * Pr_{aire}}{1 + 12.7 * \left(\frac{f_{aire}}{8}\right)^{0.5} * \left(Pr_{aire}^{\frac{2}{3}} - 1\right)} \quad (Ec. 49)$$

En este caso “para los tubos lisos, el factor de fricción en el flujo turbulento se puede determinar a partir de la primera ecuación de Petukhov explícita [Petukhov (1970)] dada como” (Y. A. Cengel, 2007). Teniendo el número de Nusselt, se calculó h .

$$f_{aire} = (0.790 * \ln Re_{aire} - 1.64)^{-2} \quad (Ec. 50)$$

$$h_o = \frac{Nu_{aire} * k_{aire}}{D_h} \quad (Ec. 51)$$

Cuando se analiza un fluido que se encuentra en una zona anular, este está en contacto con 2 superficies, por consiguiente, tiene dos números de Nusselt, uno relacionado con la superficie interna (Nu_i) y otro relacionado con la superficie externa (Nu_o). Es decir, que tendríamos 2 coeficientes de transferencia de calor en dicha zona. Sin embargo “para el flujo turbulento completamente desarrollado, los coeficientes de convección interior y exterior son aproximadamente iguales entre sí.” (Y. Cengel, 2007d). En este caso, el flujo se encuentra en la zona de entrada, pero ÇENGEL menciona lo siguiente “Las longitudes de entrada para el flujo turbulento son típicamente cortas, a menudo sólo de 10 diámetros de tubo de largo y, por tanto, se puede usar de manera aproximada el número de Nusselt determinado para el flujo turbulento completamente desarrollado para todo el tubo” (Y. Cengel, 2007e). Lo que anterior quiere decir que el coeficiente de convección interno y externo se puede asumir iguales.

$$h_o = h_i \quad (Ec. 52)$$

Al igual que se calculó en el tubo de la combustión, en la sección anular también se calculó la caída de presión a la que el flujo de aire está expuesto. Las ecuaciones que se usaron fueron las mismas ecuaciones 40 y 41 anteriormente descritas con la diferencia de que los datos usados ya no son los de los gases de la combustión (productos) sino los datos cálculos del aire como se presentan a continuación.

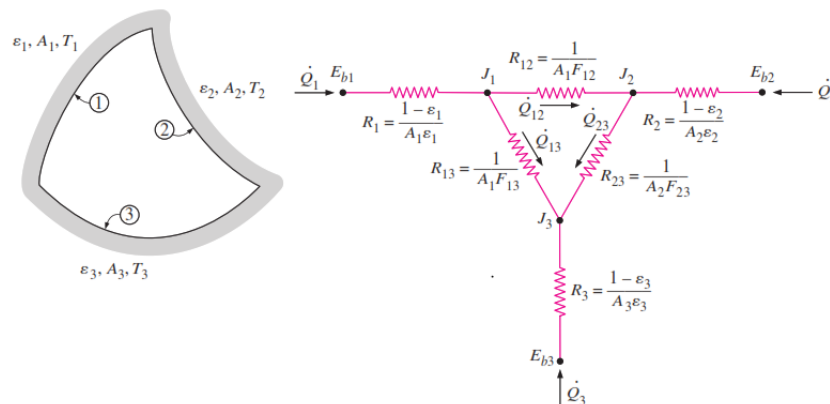
$$\Delta P_{aire} = f_{p,aire} * \left(\frac{Long}{D_o} \right) * \left(\frac{V_{aire}^2 * \rho_{aire}}{2} \right) \quad (Ec. 53)$$

$$\frac{1}{\sqrt{f_{p,aire}}} = -2 \log \left(\left(\frac{\varepsilon/D_o}{3.7} \right) + \left(\frac{2.51}{Re_{aire} * \sqrt{f_{p,aire}}} \right) \right) \quad (Ec. 54)$$

4.2.2 Radiación al aire

Para poder calcular la transferencia de calor de $Q_{rad,1}$ y $Q_{rad,2}$ se realizó un análisis de transferencia de calor en recintos cerrados de tres superficies como se observa en la figura 13 en donde se construye una red de resistencias para facilitar los cálculos.

Figura 13 Análisis de la transferencia de calor por radiación en recinto cerrado de 3 superficies



Nota: Tomado de Transferencia de calor y masa (p.733), por ÇENGEL, et al., 2007. Mc Graw Hill

Para este proyecto de grado las superficies 3 superficies de transferencia de calor eran: la superficie del tubo interna (superficie 1), superficie del tubo externo (superficie 2) y el aire (superficie 3). Este último se asume como una superficie reirradiante, es decir, que no tiene generación de calor. Según lo anterior tenemos que:

$$E_{b3} = J_3 \quad (Ec. 55)$$

La transferencia de calor por radiación de la superficie 1 hacia el aire viene dada siguiendo el recorrido de la figura 13 desde el punto 1 al 3.

$$Q_{rad,1} = \frac{\sigma * (T_{s,i}^4 - T_{prom,aire}^4)}{R_1 + R_{13}} \quad (Ec. 56)$$

En donde tenemos que las ecuaciones para calcular las resistencias según la figura 13 son:

$$R_1 = \frac{1 - \varepsilon_1}{A_i * \varepsilon_1} \quad (Ec. 57)$$

$$R_{13} = \frac{1}{A_i * \varepsilon_1 * F_{1m}} \quad (Ec. 58)$$

Para calcular la transferencia de calor por radiación desde la superficie 2, se sigue el mismo proceso anterior cambiando las áreas de transferencia de calor y temperaturas.

$$Q_{rad,2} = \frac{\sigma * (T_{s,o}^4 - T_{prom,aire}^4)}{R_2 + R_{23}} \quad (Ec. 59)$$

$$R_2 = \frac{1 - \varepsilon_2}{A_i * \varepsilon_2} \quad (Ec. 60)$$

$$R_{13} = \frac{1}{A_o * \varepsilon_2 * F_{2m}} \quad (Ec. 61)$$

El valor de emisividad del acero inoxidable ligeramente oxidado es de 0.4 según la tabla A-18 de Çengel (Y. Cengel, 2007f). Dicho valor fue tomado para ε_2 y ε_1 . Además, los factores de

visión F_{1m} y F_{2m} se tomaron de valor igual a 1 ya que toda la radiación que es emitida por una superficie es recibida por la otra.

4.2.3 Calor de aletas al aire

Lo primero que se hizo fue hacer una simulación del comportamiento de la aleta a través de métodos numéricos, esto con el objetivo de conocer en qué parte de la aleta se encontraba la temperatura mínima. Normalmente, dicha temperatura se encuentra en la punta de la aleta, pero en este caso, la aleta toca por ambos lados a 2 superficies que están a distintas temperaturas.

Al realizar la simulación presentada en la sección 5.1 se conoció que la temperatura mínima de la aleta efectivamente no se encontraba en la punta, sino antes. Lo anterior nos dice que parte de la energía que tiene la superficie externa se transfiere a la aleta, es decir, la aleta recibe energía de la superficie interna y externa. Teniendo esto en cuenta, la aleta se dividió en 2 partes para realizar el análisis, en donde el punto de división es el punto donde se encuentra la temperatura mínima.

Lo primero que se hizo fue calcular el calor de la aleta, para eso, se halló el calor máximo de la aleta y la eficiencia de esta. El calor máximo de la aleta se calcula como si la temperatura a lo largo de toda la aleta sea la misma temperatura de base.

$$Q_{max,aleta,n} = h_o * A_{aleta,1} * (T_{s,i} - T_{prom,aire}) \quad (Ec. 62)$$

$$A_{aleta,n} = (y_n) * Long * 2 * N_{aletas} \quad (Ec. 63)$$

$$ef_{aleta,n} = \frac{Z_n}{m_{z,n} * Lc_{z,n}} \quad (Ec. 64)$$

$$Z_n = \tanh(m_{z,n} * Lc_{z,n}) \quad (Ec. 65)$$

$$m_{z,n} = \left(\frac{2 * h_o}{k_{acero} * t} \right)^{\frac{1}{2}} \quad (Ec. 66)$$

$$Lc_{z,n} = (y_n) + \frac{t}{2} \quad (Ec. 67)$$

El valor de la conductividad térmica del acero (k_{acero}) se tomó de 12 $\left(\frac{W}{m*k}\right)$ y el valor y_n se define en la sección – simulación de la aleta. Este proceso se realiza para ambas partes de la aleta. Una vez conociendo la eficiencia de la aleta y el calor máximo que ambas pueden generar, se calcula el calor real de ambas partes.

$$Q_{aleta,1} = Ef_{aleta,1} * Q_{max,aleta,1} \quad (Ec. 68)$$

$$Q_{aleta,2} = Ef_{aleta,2} * Q_{max,aleta,2} \quad (Ec. 69)$$

Para conocer el calor que la aleta le transfiere al aire simplemente se suman los calores generados en ambas partes de la aleta

$$Q_{aleta} = Q_{aleta,1} + Q_{aleta,2} \quad (Ec. 70)$$

4.2.4 Radiación entre tubos

Hasta ahora nos enfocamos en como el calor generado por la combustión se transfiere al aire como se analizó en la ecuación 32, pero como se mencionó anteriormente y se pudo observar en la figura 11, la manera en que el tubo externo adquiere calor es mediante una transferencia de calor por radiación. Teniendo en cuenta el análisis de superficies de la figura 13, se puede calcular el Q_{12} sacando una resistencia equivalente entre la superficie 1 y la superficie 2 como se observa a continuación.

1. Las resistencias R_{13} y R_{23} son resistencias en serie, de ahí se obtiene una primera resistencia equivalente.

$$R_{serie} = R_{13} + R_{23} \quad (Ec. 71)$$

2. Luego tenemos dos resistencias en paralelo entre R_{serie} y R_{12}

$$R_p = \frac{R_{12} * R_{serie}}{R_{12} + R_{serie}} \quad (Ec. 72)$$

3. En donde tenemos que la R_{12} es:

$$R_{12} = \frac{1}{A_i * (1 - \varepsilon_3)} \quad (Ec. 73)$$

La emisividad de la superficie 3 (el aire) tiene un valor aproximado de 0.05

4. Por último, se hace un análisis como si se tuvieran 2 superficies y se calcula la transferencia de calor entre ellas (Q_{12}).

$$Q_{12} = \frac{\sigma * (T_{s,i}^4 - T_{s,o}^4)}{R_1 + R_p + R_2} \quad (Ec. 74)$$

Pero ese valor de Q_{12} no todo se transfiere al aire por convección y radiación. Como se mostró en la figura 4, de la superficie del tubo externo salen 4 calores: el calor de perdidas, el de convección, el de radiación y el calor de la parte 2 de la aleta, por lo tanto, si se hace un balance de energía, se obtiene la siguiente ecuación.

$$Q_{12} = (Q_{perd} * 1000) + Q_{conv,2} + Q_{rad,2} + Q_{aleta,2} \quad (Ec. 75)$$

Para corroborar los cálculos anteriores se usó la ecuación 76 ya que sabemos que el calor que sale del tubo interno hacia el sistema es el calor total de la combustión menos el calor de los productos.

$$Q_{cor} = Q_{12} + Q_{conv,1} + Q_{rad,1} + Q_{aleta,1} \quad (Ec. 76)$$

Por lo tanto, ese calor corroborado debe ser igual calor que le entrega el tubo interno al sistema, de lo contrario, el análisis realizado sería incorrecto.

$$Q_{cor} = Q_{total} - Q_{prod} = Q_{perd} + Q_{aire} \quad (Ec. 77)$$

4.2.5 Calor al aislante

Si bien este calor no es transmitido al aire, si se obtiene del mismo análisis que se hizo anteriormente en la figura 6 en donde se observa que dicho calor es el mismo calor de perdidas. Con este calor se calculó el espesor del aislante por medio de las siguientes ecuaciones.

$$Q_{perd} * 1000 = \frac{T_{s,o} - T_{s,aislante}}{R_{total}} \quad (Ec. 78)$$

La resistencia total viene siendo la resistencia por conducción del espesor del acero más el espesor del aislante.

$$R_{total} = R_{acero} + R_{aislante} \quad (Ec. 79)$$

$$R_{acero} = \frac{\ln\left(\frac{D_o + t_{aislante}}{D_o}\right)}{2 * \pi * k_{acero} * Long} \quad (Ec. 80)$$

$$R_{aislante} = \frac{\ln\left(\frac{D_{aislante}}{D_o + t_{aislante}}\right)}{2 * \pi * k_{aislante} * Long} \quad (Ec. 81)$$

El aislante que se seleccionó fue la fibra de vidrio ya que es uno de los materiales aislantes más conocidos cuya conductividad térmica es de $0.035 \left(\frac{W}{m*k}\right)$ según Çengel (Y. A. Cengel, 2007). El espesor del acero depende del calibre seleccionado, en este caso fue un calibre número 10, es decir, 3.42mm.

4.3 Resultados obtenidos

A continuación, se presentan algunos de los resultados más importantes de las ecuaciones presentadas a lo largo del trabajo de grado para el diseño de la máquina, tales como diámetros, cantidad de calor y flujo de aire.

Tabla 3 Resultados hallados con sus respectivas unidades.

Cámara de combustión			Intercambiador de Calor		
X_5	6	$\frac{m^3_{aire}}{kg_{bagazo}}$	D_i	76.86	mm
PCS	19421	$\frac{kJ}{kg}$	$Q_{conv,1}$	3478	$\frac{J}{s}$
PCI	18131	$\frac{kJ}{kg}$	$Q_{conv,2}$	2152	$\frac{J}{s}$
T_{ad}	1407	°C	$Q_{rad,1}$	576.1	$\frac{J}{s}$
Q_{total}	16.12	$\frac{kJ}{s}$	$Q_{rad,2}$	68.22	$\frac{J}{s}$
Q_{perd}	0.4835	$\frac{kJ}{s}$	Q_{aleta}	5837	$\frac{J}{s}$
Q_{prod}	3.522	$\frac{kJ}{s}$	Q_{12}	4160	$\frac{J}{s}$
Q_{aire}	12.11	$\frac{kJ}{s}$	Q_{cor}	12595	$\frac{J}{s}$
$Q_{conv,natural}$	368.5	$\frac{J}{s}$	$T_{s,i}$	824.5	K
$Q_{rad,solar}$	114.9	$\frac{J}{s}$	$T_{s,o}$	390.7	K
\dot{m}_{prod}	0,008969	$\frac{kg}{s}$	$T_{s,aislante}$	63.5	°C
D_{int}	70	mm	D_o	304.8	mm
ΔP_{comb}	13.11	Pa	ΔP_{aire}	4.162	Pa

5. Simulaciones

Para corroborar los datos calculados para el diseño de la máquina, se hicieron 2 simulaciones. La primera simulación se realizó a la aleta para conocer el comportamiento de esta y realizar un análisis correcto de la misma y la segunda se realizó a la máquina para comprobar la temperatura de la salida del aire. Ambas simulaciones se realizaron usando métodos numéricos en donde consiste en dividir la sección estudiada en diversas mallas las cuales contienen unos nodos y el objetivo es calcular la temperatura en cada uno de ellos para así conocer que sucede dentro de las superficies estudiadas y corroborar los datos de diseño.

5.1 Simulación de la aleta

Esta simulación se realizó considerando la conducción bidireccional de calor en estado estacionario (Y. A. Cengel, 2007), es decir, la transferencia de calor ocurre en varias direcciones (Ecuación 82).

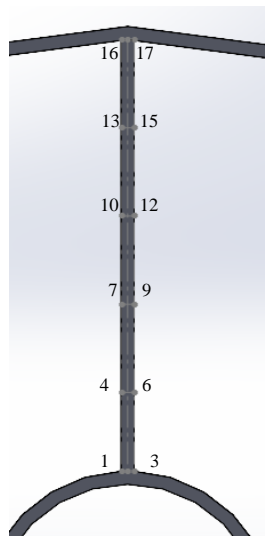
$$Q_{izq} + Q_{der} + Q_{arriba} + Q_{abajo} = 0 \quad (Ec. 82)$$

Como se explicó anteriormente, este método consiste en dividir el área a estudiar en nodos y calcular la temperatura en ellos. El número de nodos escogido para realizar la simulación fue de 3 nodos horizontal (m) y 6 nodos verticales (n), esta cantidad fue definida arbitrariamente. Luego de tener esa cantidad definida, se calcula el desplazamiento nodal en ambas direcciones a través de las siguientes ecuaciones.

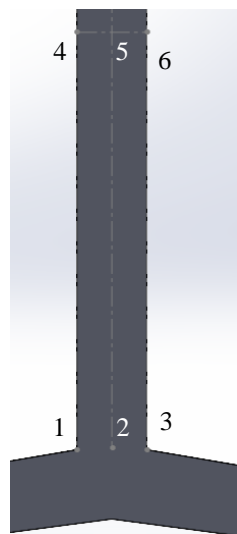
$$\Delta_x = \frac{t_{acero}}{m - 1} \quad (Ec. 83)$$

$$\Delta_y = \frac{D_h/2}{n - 1} \quad (Ec. 84)$$

Conociendo lo anterior, se hace la división de la aleta como se muestra en las figuras 14 y 15

Figura 14 *Mallado de la aleta para nodos externos*

Nota: Realizada por autores

Figura 15 *Ampliación del mallado para nodos internos.*

Nota: Realizada por autores

5.1.1 Nodos en fronteras

Estos nodos son los que están tocando la superficie y cuya temperatura se asume igual a la de la superficie en contacto, es decir:

$$T_1 = T_2 = T_3 = T_{s,i} \quad (85)$$

$$T_{16} = T_{17} = T_{18} = T_{s,o} \quad (86)$$

5.1.2 Nodos externos

El análisis de estos nodos se realizó teniendo en cuenta convección con el aire y conducción con la aleta alrededor.

- Nodo 4

$$h_{aire} * (\Delta_Y) * (T_{prom,aire} - T_4) + k_{acero} * \left(\frac{\Delta_X}{2}\right) * \left(\frac{T_7 - T_4}{\Delta_Y}\right) + k_{acero} * \left(\frac{\Delta_X}{2}\right) * \left(\frac{T_1 - T_4}{\Delta_Y}\right) + k_{acero} * (\Delta_Y) * \left(\frac{T_5 - T_4}{\Delta_X}\right) = 0 \quad (Ec. 87)$$

- Nodo 6

$$h_{aire} * (\Delta_Y) * (T_{prom,aire} - T_6) + k_{acero} * \left(\frac{\Delta_X}{2}\right) * \left(\frac{T_3 - T_6}{\Delta_Y}\right) + k_{acero} * \left(\frac{\Delta_X}{2}\right) * \left(\frac{T_9 - T_6}{\Delta_Y}\right) + k_{acero} * (\Delta_Y) * \left(\frac{T_5 - T_6}{\Delta_X}\right) = 0 \quad (Ec. 88)$$

- Nodo 7

$$h_{aire} * (\Delta_Y) * (T_{prom,aire} - T_7) + k_{acero} * \left(\frac{\Delta_X}{2}\right) * \left(\frac{T_4 - T_7}{\Delta_Y}\right) + k_{acero} * \left(\frac{\Delta_X}{2}\right) * \left(\frac{T_{10} - T_7}{\Delta_Y}\right) + k_{acero} * (\Delta_Y) * \left(\frac{T_8 - T_7}{\Delta_X}\right) = 0 \quad (Ec. 89)$$

- Nodo 9

$$h_{aire} * (\Delta_Y) * (T_{prom,aire} - T_9) + k_{acero} * \left(\frac{\Delta_X}{2}\right) * \left(\frac{T_6 - T_9}{\Delta_Y}\right) + k_{acero} * \left(\frac{\Delta_X}{2}\right) * \left(\frac{T_{12} - T_9}{\Delta_Y}\right) + k_{acero} * (\Delta_Y) * \left(\frac{T_8 - T_9}{\Delta_X}\right) = 0 \quad (Ec. 90)$$

- Nodo 10

$$h_{aire} * (\Delta_Y) * (T_{prom,aire} - T_{10}) + k_{acero} * \left(\frac{\Delta_X}{2}\right) * \left(\frac{T_{13} - T_{10}}{\Delta_Y}\right) + k_{acero} * \left(\frac{\Delta_X}{2}\right) * \left(\frac{T_7 - T_{10}}{\Delta_Y}\right) + k_{acero} * (\Delta_Y) * \left(\frac{T_{11} - T_{10}}{\Delta_X}\right) = 0 \quad (Ec. 91)$$

- Nodo 12

$$h_{aire} * (\Delta_Y) * (T_{prom,aire} - T_{12}) + k_{acero} * \left(\frac{\Delta_X}{2}\right) * \left(\frac{T_9 - T_{12}}{\Delta_Y}\right) + k_{acero} * \left(\frac{\Delta_X}{2}\right) * \left(\frac{T_{15} - T_{12}}{\Delta_Y}\right) + k_{acero} * (\Delta_Y) * \left(\frac{T_{11} - T_{12}}{\Delta_X}\right) = 0 \quad (Ec. 92)$$

- Nodo 13

$$h_{aire} * (\Delta_Y) * (T_{prom,aire} - T_{13}) + k_{acero} * \left(\frac{\Delta_X}{2}\right) * \left(\frac{T_{16} - T_{13}}{\Delta_Y}\right) + k_{acero} * \left(\frac{\Delta_X}{2}\right) * \left(\frac{T_{10} - T_{13}}{\Delta_Y}\right) + k_{acero} * (\Delta_Y) * \left(\frac{T_{14} - T_{13}}{\Delta_X}\right) = 0 \quad (Ec. 93)$$

- Nodo 15

$$h_{aire} * (\Delta_Y) * (T_{prom,aire} - 5) + k_{acero} * \left(\frac{\Delta_X}{2}\right) * \left(\frac{T_{12} - T_{15}}{\Delta_Y}\right) + k_{acero} * \left(\frac{\Delta_X}{2}\right) * \left(\frac{T_{18} - T_{15}}{\Delta_Y}\right) + k_{acero} * (\Delta_Y) * \left(\frac{T_{14} - T_{15}}{\Delta_X}\right) = 0 \quad (Ec. 94)$$

5.1.3 Nodos internos

Estos nodos tienen conducción por los 4 lados, es por lo que en las ecuaciones no aparece la conductividad del material ya que esta se elimina al estar presente en todas.

- Nodo 5

$$(\Delta_X) * \left(\frac{T_2-T_5}{\Delta_Y}\right) + (\Delta_X) * \left(\frac{T_8-T_5}{\Delta_Y}\right) + (\Delta_Y) * \left(\frac{T_6-T_5}{\Delta_X}\right) + (\Delta_Y) * \left(\frac{T_4-T_5}{\Delta_X}\right) = 0 \quad (Ec. 95)$$

- Nodo 8

$$(\Delta_X) * \left(\frac{T_{11}-T_8}{\Delta_Y}\right) + (\Delta_X) * \left(\frac{T_5-T_8}{\Delta_Y}\right) + (\Delta_Y) * \left(\frac{T_9-T_{58}}{\Delta_X}\right) + (\Delta_Y) * \left(\frac{T_7-T_8}{\Delta_X}\right) = 0 \quad (Ec. 96)$$

- Nodo 11

$$(\Delta_X) * \left(\frac{T_{14}-T_{11}}{\Delta_Y}\right) + (\Delta_X) * \left(\frac{T_8-T_{11}}{\Delta_Y}\right) + (\Delta_Y) * \left(\frac{T_{12}-T_{11}}{\Delta_X}\right) + (\Delta_Y) * \left(\frac{T_{10}-T_{11}}{\Delta_X}\right) = 0 \quad (Ec. 97)$$

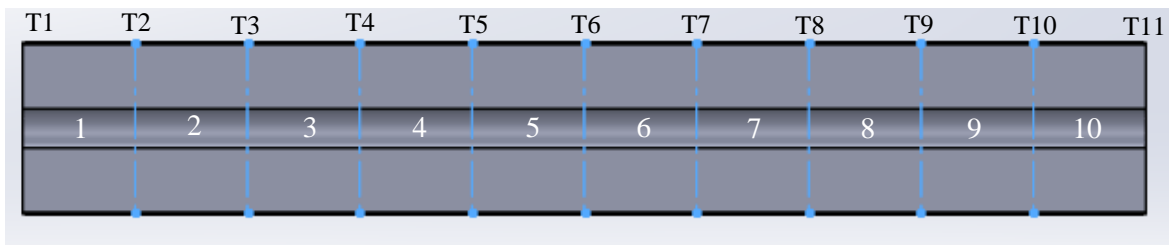
- Nodo 14

$$(\Delta_X) * \left(\frac{T_{17}-T_{14}}{\Delta_Y}\right) + (\Delta_X) * \left(\frac{T_{11}-T_{14}}{\Delta_Y}\right) + (\Delta_Y) * \left(\frac{T_{15}-T_{14}}{\Delta_X}\right) + (\Delta_Y) * \left(\frac{T_{13}-T_{14}}{\Delta_X}\right) = 0 \quad (Ec. 98)$$

5.2 Simulación de la máquina

El calor necesario para calentar el aire y llevarlo hasta cierta temperatura es conocido, es por eso, que dicho calor se divide en el número de secciones (ecuación 99) para evaluar y calcular la temperatura en cada uno de ellos. La separación de la máquina se representa en la siguiente figura.

$$q_n = \frac{Q_{aire}}{10} \quad (Ec. 99)$$

Figura 16 Máquina seccionada para simulación.

Nota: Realizada por autores

Modificando la ecuación 34 se calcula la temperatura para cada sección de la máquina. He de recordar que el $Cp_{aire,n}$ se calcula con una temperatura promedio entre la entrada y la salida del aire en cada zona En donde la temperatura 11 debía ser o estar muy cercana a la temperatura de salida del aire.

- Sección 1

$$q_n = \dot{m}_{aire} * Cp_{aire,1} * (T_2 - T_{ent,aire}) \quad (Ec. 100)$$

- Sección 2

$$q_n = \dot{m}_{aire} * Cp_{aire,2} * (T_3 - T_2) \quad (Ec. 101)$$

- Sección 3

$$q_n = \dot{m}_{aire} * Cp_{aire,3} * (T_4 - T_3) \quad (Ec. 102)$$

- Sección 4

$$q_n = \dot{m}_{aire} * Cp_{aire,4} * (T_5 - T_4) \quad (Ec. 103)$$

- Sección 5

$$q_n = \dot{m}_{aire} * Cp_{aire,5} * (T_6 - T_5) \quad (Ec. 104)$$

- Sección 6

$$q_n = \dot{m}_{aire} * C_{p_{aire,6}} * (T_7 - T_6) \text{ (Ec. 105)}$$

- Sección 7

$$q_n = \dot{m}_{aire} * C_{p_{aire,7}} * (T_8 - T_7) \text{ (Ec. 106)}$$

- Sección 8

$$q_n = \dot{m}_{aire} * C_{p_{aire,8}} * (T_9 - T_8) \text{ (Ec. 107)}$$

- Sección 9

$$q_n = \dot{m}_{aire} * C_{p_{aire,9}} * (T_{10} - T_9) \text{ (Ec. 108)}$$

- Sección 10

$$q_n = \dot{m}_{aire} * C_{p_{aire,10}} * (T_{11} - T_{10}) \text{ (Ec. 109)}$$

5.3 Resultados de la simulación

A continuación, se presentan los resultados de la simulación de la aleta y de la máquina.

Tabla 4 Resultados de las simulaciones para valores promedios

Simulación aleta			Simulación máquina		
T_4	594.4	K	T_1	25	°C
T_5	594.7	K	T_2	28.3	°C
T_6	594.4	K	T_3	31.6	°C
T_7	472.4	K	T_4	39.4	°C
T_8	472.5	K	T_5	38.21	°C
T_9	472.4	K	T_6	41.51	°C
T_{10}	411.1	K	T_7	44.8	°C
T_{11}	411.2	K	T_8	48.1	°C
T_{12}	411.1	K	T_9	51.4	°C
T_{13}	386.9	K	T_{10}	54.7	°C
T_{14}	387	K	T_{11}	58	°C
T_{15}	386.9	K			

Tabla 5 Resultados de la simulación de la máquina

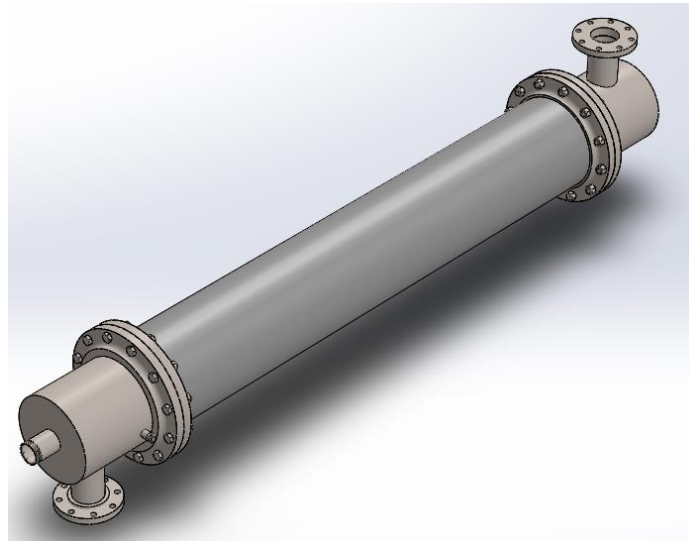
SIMULACIÓN MÁQUINA						
FLUJO AIRE MAYOR			FLUJO DE AIRE MENOR			
T_1	25	°C	T_1	25	°C	
T_2	27	°C	T_2	29,52	°C	
T_3	29,1	°C	T_3	34,04	°C	
T_4	31,01	°C	T_4	38,56	°C	
T_5	33,02	°C	T_5	43,07	°C	
T_6	35,02	°C	T_6	47,59	°C	
T_7	37,02	°C	T_7	52,1	°C	
T_8	39,03	°C	T_8	56,62	°C	
T_9	41,03	°C	T_9	61,13	°C	
T_{10}	43,03	°C	T_{10}	65,64	°C	
T_{11}	45,03	°C	T_{11}	70,15	°C	

6. Diseño y costos del Calentador de aire para secado industrial

6.1 Diseño general

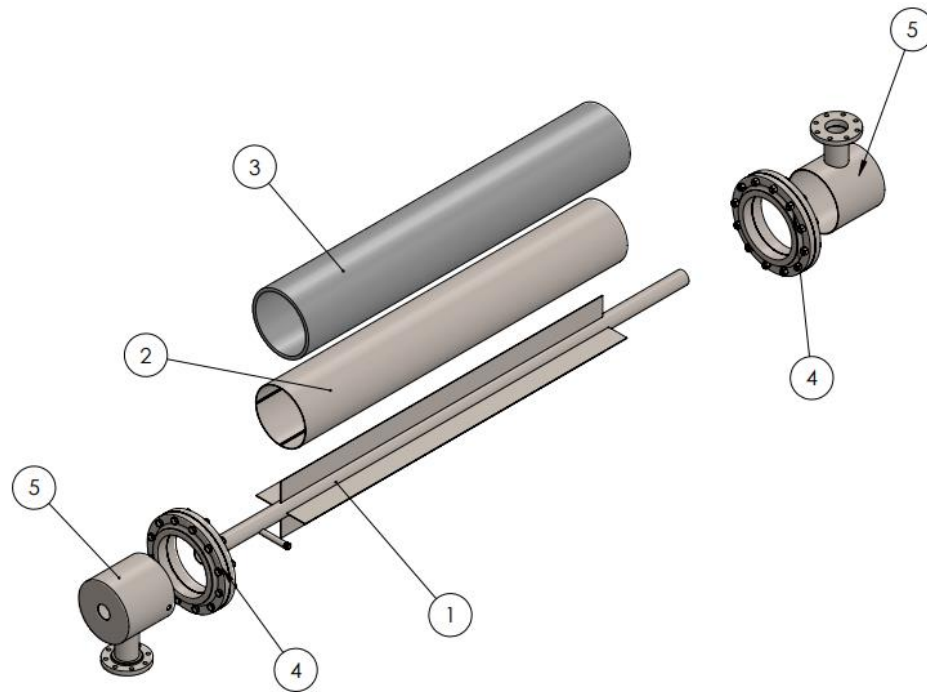
Una vez que se obtuvieron las medidas adecuadas para el diseño del calentador de aire para secado industrial, es necesario evaluar el costo estimado de producción. Para ello, se realizaron consultas en catálogos y se solicitaron cotizaciones a varias empresas que pudieran llevar a cabo la producción de la máquina, utilizando las medidas y los materiales seleccionados previamente.

Figura 17 *Calentador de aire para secado de industrial*



Nota: Realizada por autores

Para llevar a cabo el proceso de diseño y costeo, se ha dividido el calentador de aire para secado industrial en sus diferentes subsistemas o partes. De esta manera, se podrán analizar de forma más detallada los costos y requerimientos de cada una de las partes que conforman el equipo.

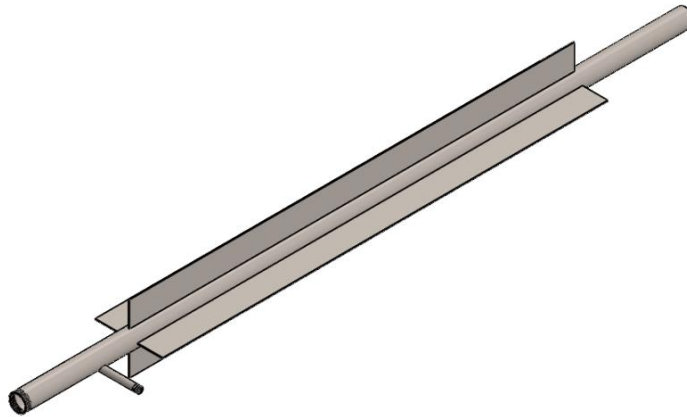
Figura 18 *Explosionado de la maquina calentador del aire para secado industrial*

Nota: Realizada por autores

6.2 Diseño de cada subsistema o pieza

6.2.1 Tubo Interno (Cámara de combustión, numero 1)

La cámara de combustión fue diseñada para implementar la tecnología de un quemador ciclónico tiene una forma circular, necesaria para generar el ciclón y lograr una eficiencia óptima en el proceso de combustión. Además, cuenta con 4 aletas colocadas en el centro, cada una de ellas con una longitud de 2 metros. El ingreso de la biomasa se encuentra dispuesto perpendicularmente a la cámara.

Figura 19 *Tubo interno (Cámara de combustión)*

Nota: Realizado por autores.

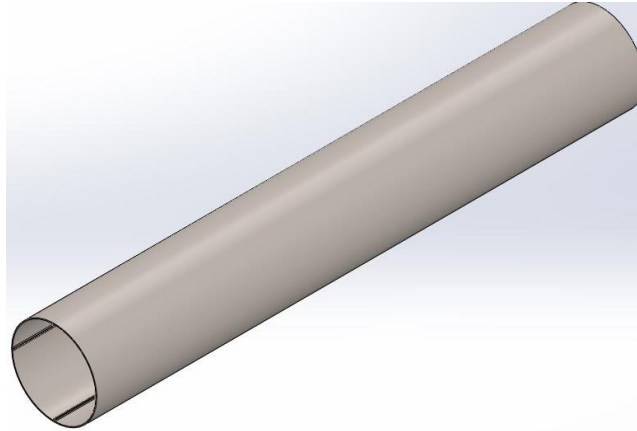
Después de realizar los cálculos pertinentes, se determinó que el diámetro interno requerido para la cámara de combustión es de 7 cm, mientras que el tubo de entrada de biomasa deberá tener un diámetro de 2 cm. Para garantizar la durabilidad y eficiencia del calentador de aire para secado industrial, se seleccionó el acero inoxidable 310 de calibre 10, debido a su capacidad para resistir altas temperaturas, las cuales se manejarán en la máquina en su conjunto. Además, las cuatro aletas se unirán mediante la técnica de soldadura TIG, lo que nos permitirá asegurar una unión resistente a altas temperaturas.

Para estimar el costo de producción de esta pieza, consultamos catálogos y empresas que nos proporcionaron cotizaciones sobre láminas de acero inoxidable 310. Para su fabricación se requiere aproximadamente una lámina de 3 metros y otra de 2 metros, además de los gastos de manufactura

6.2.2 Tubo externo (numero 2)

Es fundamental que el tubo externo asegure el área de paso del aire para el secado, a fin de mantener un flujo constante. Además, se necesitan guías para fijar correctamente cada aleta.

Figura 20 Tubo externo



Nota: Realizado por autores.

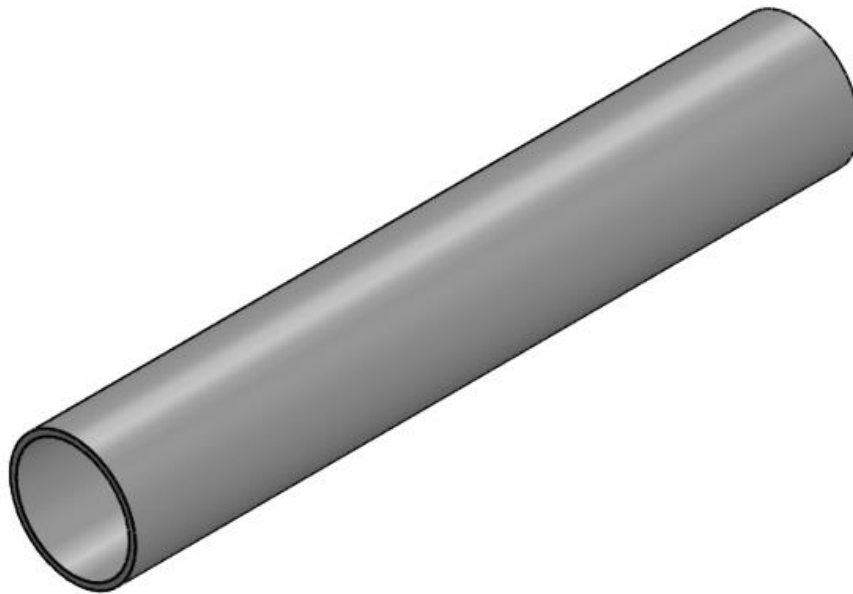
Para garantizar el flujo constante el diámetro interno del tubo externo fue calculado de 30.5 cm y la longitud de este es de 2 metros como las guías deben garantizar la fijación de cada aleta el largo tiene que ser proporcional al largo de cada aleta por lo cual también tiene un largo de 2 metros y un grosor de 1.75 mm el método de fijación se realizara con soldadura TIG para asegurar ya que se encontrara a altas temperaturas.

Se ha seleccionado el acero inoxidable 310 como material para el tubo externo y las guías. Se utilizará una lámina de 2 metros de longitud para la fabricación de las guías, garantizando así la solidez y estabilidad del intercambiador de calor.

6.2.3 Aislante (numero 3)

El aislante es un componente esencial en la máquina, ya que su función principal es reducir o evitar la transferencia de calor con el ambiente, lo que resulta fundamental para su correcto funcionamiento

Figura 21 *Aislante*



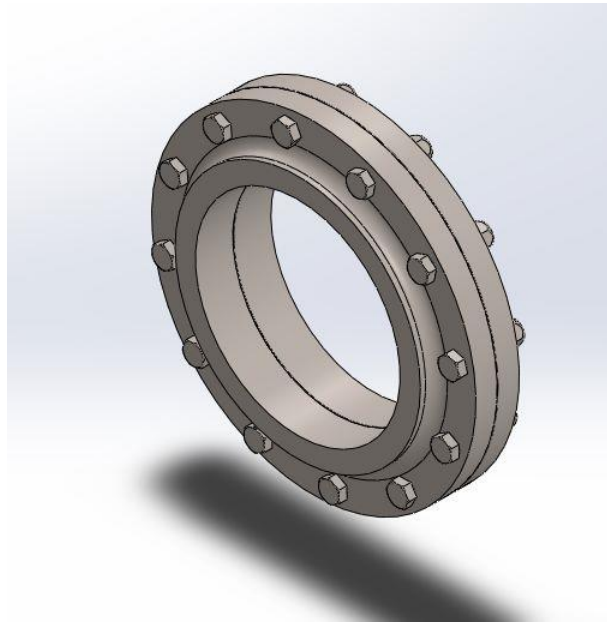
Nota: Realizado por autores.

Después de realizar los cálculos necesarios, se determinó que el grosor requerido para el aislante es de 34 cm. Después de una evaluación exhaustiva, se seleccionó la fibra de vidrio como material de elección debido a sus numerosas ventajas, incluyendo su excelente capacidad de aislamiento térmico y su bajo costo en comparación con otros materiales de aislamiento, para el proceso de manufactura se usará 1 lamina de 2 metros para su fabricación (Ventas Internacionales, 2018).

6.2.4 Brida (numero 4)

En el diseño de los calentadores de aire para secado industrial, las bridas cumplen una función fundamental al permitir la unión entre la junta de los tubos que permite el ingreso del aire al intercambiador de calor y el tubo exterior, que es el área efectiva de transferencia de calor. La función principal de estas bridas es garantizar que la conexión entre estos componentes sea hermética y segura, permitiendo que el aire caliente circule a través del intercambiador y transfiera su calor al material que se está secando (Gestión de compras, s/f).

Figura 22 Brida



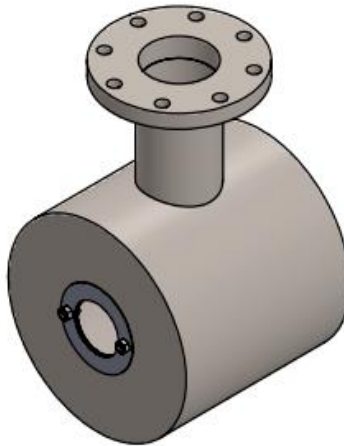
Nota: Realizado por autores.

En este caso, se utilizó una brida con la norma ASME B16.5 DN300, ya que el tubo externo tiene un diámetro interno de 30,5 cm, lo que corresponde a un diámetro nominal de 300 mm. La norma ASME B16.5 establece las dimensiones y tolerancias de las bridas de tubería, asegurando la compatibilidad y facilidad de instalación en sistemas de tuberías de alta presión y temperatura.

6.2.5 Junta de tubos (numero 5)

Es esencial que la junta del tubo garantice un flujo de aire adecuado en el sistema del intercambiador de calor, lo que es crucial para el proceso de secado. Además, la junta del tubo también debe asegurar una fijación segura del tubo interno o cámara de combustión, para evitar cualquier posible movimiento que pueda causar daños en el sistema o poner en riesgo la seguridad de las personas que trabajan con él.

Figura 23 Junta de tubos



Nota: Realizado por autores.

Se utilizó acero inoxidable 310 para la fabricación de la junta de tubos, para garantizar su resistencia a altas temperaturas y corrosión. Para la junta de tubos es necesario utilizar una lámina de aproximadamente 2 metros de largo para su construcción, soldada con TIG a un tubo que sirve como entrada de aire para el proceso de secado. Esta entrada de aire está conectada a una brida ASME B16.5 DN100, que permite su conexión con el sistema de tuberías. En el extremo de la junta de tubos se coloca un empaque para sellar herméticamente el hueco donde va el tubo interno o cámara de combustión, lo que evita que el aire para el secado se escape y garantiza la eficiencia del proceso de secado.

Figura 24 *Empaque*

Nota: Realizado por autores.

Para garantizar un sellado hermético en el sistema de intercambiadores de calor, se utilizan empaques que son estructuras compuestas por láminas de acero inoxidable y un aro circular de material teflón. El empaque cumple una función esencial en la prevención de fugas de fluidos o gases y para garantizar que el sistema funcione correctamente. Es importante destacar que el empaque debe cumplir con normas de calidad y seguridad, en este caso se utiliza el empaque con norma ASME F104 que asegura un correcto funcionamiento del sistema (CHESTERTON, 2012).

6.2 Costos del diseño

Para estimar los costos de la construcción del intercambiador de calor, se realizaron consultas en catálogos y empresas especializadas en la fabricación de los materiales y componentes necesarios, tal y como se ha descrito previamente. De esta manera, se pudo obtener una idea aproximada de los precios del acero inoxidable, las bridas, los empaques, entre otros elementos indispensables para la construcción del intercambiador de calor.

Tabla 6 Precios generales para la construcción.

PIEZA/ ELEMENTO	PRECIO UNITARIO Dólares	PRECIO CON VALOR DE IMPORTACIÓN Dólares	CANTIDAD	PRECIO TOTAL Pesos Colombianos
Lamina SS 310 Calibre 10	117.6	152.88	5	3.439.800
Brida ASME B16.5 DN 300	35	45.5	2	409.500
Brida ASME B16.5 DN 100	15	19.5	2	175.500
Empaque ASME F104	4	5.2	1	23.400
Fibra de vidrio	6	7.8	1	35.100
Manufactura	300	-	1	1.350.000

Los precios anteriores fueron obtenidos a través de la página web de Alibaba, una plataforma en la cual se pueden consultar y adquirir diversos elementos y partes necesarios para la construcción de la máquina. Se tuvo en cuenta el valor de las importaciones, ya que los precios encontrados corresponden a productos provenientes de Estados Unidos. Para ajustar el costo unitario, se aplicó un factor de ajuste del 30% (1.3) sobre el valor original.

Para el cálculo del costo de mano de obra, se consideró un salario de \$300 dólares por persona, que es equivalente al salario mínimo. Este costo se suma al precio de los materiales para obtener el precio total de manufactura.

El costo total de los elementos necesarios para la construcción de la máquina asciende a \$5.433.300. Para contemplar posibles imprevistos durante el proceso de construcción, se ha añadido un factor del 10% (1.1) al valor total, lo que resulta en un presupuesto final de \$5.976.630.

7. Análisis de resultados

Al realizar el análisis de costos, se consideró un factor de ganancia del 1.35 sobre el valor total de construcción de la máquina, que asciende a \$5.976.630, lo que resulta en un valor final de \$8.068.450.5. A pesar de que en el mercado existen propuestas similares que ofrecen el doble de generación de energía por un valor de 20 millones, nuestra propuesta que ofrece una solución similar por menos del 50% del valor de mercado, resulta muy atractiva para los consumidores.

Para evaluar la viabilidad de nuestro combustible en comparación con otros, utilizaremos la potencia generada en nuestro diseño de calentador de aire para secado industrial, la cual fue de 16.12 KW. A partir de esta medida, realizaremos una comparación de cuánto combustible es necesario para generar una potencia similar con otros tipos de combustibles. De esta manera, podremos determinar la eficiencia y el costo de nuestro combustible en relación con las alternativas disponibles en el mercado.

Tabla 7 Precio de cada combustible en la cantidad necesaria para generar 16.12 KW

COMBUSTIBLE	PODER CALORIFICO MJ/kg	EFICIENCIA %	CANTIDAD NECESARIA Kg/h	PRECIO EN EL MERCADO Peso colombiano
Bagazo de caña	18	80	4	\$1.600
Diésel	45	40	0.8988	\$2.120
Gas Natural	39	35	1300	\$2.109
Energía eléctrica	-	100	16.12	\$11.013

Se elaboró una tabla comparativa para analizar el costo de cada tipo de combustible utilizado en la generación de energía, incluyendo el bagazo de caña, el diésel, el gas natural y la energía eléctrica. El objetivo fue determinar cuál de estos combustibles resultaría más económico para generar la potencia requerida.

8. Conclusiones

Se desarrolló una máquina cuya función es a través de la quema de biomasa (bagazo de caña) calentar el aire hasta temperaturas entre 45 a 70 grados centígrados para el secado diversos alimentos tales como el cacao, el tabaco y el café, entre otros.

Se diseñó la cámara de combustión de tal manera que genere vórtices en su interior para que de esta tenga eficiencia más alta. Además, la transferencia de calor en la máquina obtiene eficiencias entre el 70 al 78% lo que genera que la mayor parte del calor producido por la combustión se transfiera al aire. Esto, se puede se pudo observar en la simulación en donde se obtuvo una salida de temperatura esperada para dicha cantidad de flujo de aire.

La selección del material para la fabricación de la máquina se llevó a cabo después de un estudio exhaustivo, el cual concluyó que el acero inoxidable 310 es altamente resistente a altas temperaturas durante períodos prolongados. Esta elección del material garantiza la durabilidad y eficiencia de la máquina, y proporciona una solución confiable para cualquier necesidad de alta temperatura en el futuro.

La elección de biomasa como combustible para la generación de energía resultó ser una decisión acertada, ya que después del análisis de la viabilidad de los costos frente a otros combustibles, pudimos comprobar que, aunque la diferencia no sea muy amplia, al menos tenemos un ahorro del 25% en los costos de operación.

La máquina fue diseñada con el objetivo de permitir un mantenimiento óptimo, y se logró gracias a su diseño desmontable. El proceso de despiece de la máquina es fácil e intuitivo para los operadores, lo que les permite realizar el mantenimiento de manera rápida y eficiente. Además, se tomó en cuenta la seguridad de las personas durante el proceso de despiece, garantizando que el proceso sea seguro para todos los involucrados. En conjunto, estas características aseguran que la máquina esté siempre en óptimas condiciones y lista para trabajar de manera eficiente.

9. Recomendaciones

Se recomienda como mejora para futuros trabajos en la máquina hacer una zona de convección, en donde la transferencia de calor sea gas - gas con flujo cruzado ya que se podrían reducir los diámetros para hacer la máquina más compacta y la longitud se podría reducir considerablemente, ya que el aire tendría más velocidad pero un número de pasos adicionales de modo que el aire siga adquiriendo la misma cantidad de energía y así conservar el rango de temperatura deseada para los procesos de secado.

Adicional, es recomendable agregarle a la máquina un separador de partículas a los gases de escape de la combustión, esto con el fin de limpiarlo y expulsarlos de manera más limpia y controlada al ambiente.

Referencias Bibliográficas

- Alfa Laval Iberia S.A. (2023). *Intercambiador de calor - Definición, funcionamiento, tipos, aplicaciones y mucho más*. <https://www.alfalaval.es/productos-y-soluciones/transferencia-de-calor/intercambiadores-de-calor-de-placas/intercambiador-de-calor-definicion-funcionamiento-tipos-y-aplicaciones/>
- AZO Materials. (2019). *Stainless Steel - Grade 304 (UNS S30400)*. <https://www.azom.com/article.aspx?ArticleID=965>
- Boletín estadístico de Minas y Energía*. (s/f). Recuperado el 15 de abril de 2023, de https://www1.upme.gov.co/PromocionSector/SeccionesInteres/Documents/Boletines/Boletin_Estadistico_2018_2022.pdf
- Boletín Técnico*. (s/f).
- Carrasco García, J. E. (2007). *BIOMASA COMBUSTIÓN DIRECTA DE LA BIOMASA*.
- Cengel, Y. (2007a). *TRANSFERENCIA DE CALOR Y MASA* (R. del Bosque Alayón, Ed.; Tercera, p. 454). McGraw-Hill.
- Cengel, Y. (2007b). *TRANSFERENCIA DE CALOR Y MASA* (R. del Bosque Alayón, Ed.; Tercera, p. 474). McGraw-Hill.
- Cengel, Y. (2007c). *TRANSFERENCIA DE CALOR Y MASA* (R. del Bosque Alayón, Ed.; Tercera, p. 511). McGraw-Hill .
- Cengel, Y. (2007d). *TRANSFERENCIA DE CALOR Y MASA* (R. del Bosque Alayón, Ed.; Tercera, p. 477). McGraw-Hill.
- Cengel, Y. (2007e). *TRANSFERENCIA DE CALOR Y MASA* (R. del Bosque Alayón, Ed.; Tercera, p. 476). McGraw-Hill.

- Cengel, Y. (2007f). *TRANSFERENCIA DE CALOR Y MASA* (R. del Bosque Alayón, Ed.; Tercera, p. 864). McGraw-Hill.
- Cengel, Y. A. (2007). *TRANSFERENCIA DE CALOR Y MASA* (M. Á. Toledo Castellanos, Ed.; Tercera, p. 511). McGraw Hill.
- CHESTERTON. (2012, agosto). CATÁLOGO DE EMPAQUES MECÁNICOS Y JUNTAS. http://www.chesterton.cl/ficha/ES73972_PackingCat.pdf.
- Connor, N. (2019, septiembre 17). *¿Qué es el número de Rayleigh? Definición*. <https://www.thermal-engineering.org/es/que-es-el-numero-de-rayleigh-definicion/>
- ECN Phyllis classification. (s/f). Recuperado el 15 de abril de 2023, de <https://phyllis.nl/Browse/Standard/ECN-Phyllis#cane%20bagasse>
- Felipe, A., Valencia, P., Asesor, P., & Gordillo, G. (2020). *Efecto en las emisiones de nox en el proceso de la combustión con mezclas de carbón y bagazo de caña por medio del método de co-firing*.
- Fronius. (s/f). *SOLDADURA TIG: CORDONES LIMPIOS, UNIONES ESTABLES*. Recuperado el 15 de abril de 2023, de <https://www.fronius.com/es-es/spain/tecnologia-de-soldadura/el-mundo-de-la-soldadura/soldadura-tig>
- Gestión de compras. (s/f). *Proceso de fabricación de Bidas*. <https://www.gestiondecompras.com/es/productos/forja/bridas/>.
- Incropera, F., & DeWitt, D. (1999a). *Fundamentos de Transferencia de Calor* (P. Roig Vásquez, E. Palos báez, & R. Ruiz Zamites, Eds.; Cuarta, pp. 5–8). PRENTICE HALL.
- Incropera, F., & DeWitt, D. (1999b). *Fundamentos de Transferencia de Calor* (P. E. Roig Vásquez, E. Palos báez, & R. Ruiz Zamites, Eds.; Cuarta, pp. 316–318). PRENTICE HALL.

- Incropera, F., & DeWitt, D. (1999c). *Fundamentos de Transferencia de Calor* (P. E. Roig Vásquez, E. Palos Báez, & R. R. Zamites Bonilla, Eds.; Cuarta, pp. 2–5). PRENTICE HALL.
- Incropera, F., & DeWitt, D. (1999d). *Fundamentos de Transferencia de Calor* (P. E. Roig Vásquez, E. Palos Báez, & R. Ruiz Zamites, Eds.; Cuarta, pp. 9–10). PRENTICE HALL.
- La Vequia, Debernardi-De, & Rosas Calleja. (2016). *ENERGÍA DISPONIBLE A PARTIR DE BIOMASA DE RESIDUOS DE CAÑA DE AZÚCAR (Saccharum spp.)* (Vol. 9, Número 7).
- Natuyser. (2019). *La Biomasa como fuente de energía*. <https://natuyser.es/blog/la-biomasa-como-fuente-de-energia>
- Peduzzi, E., Boissonnet, G., & Maréchal, F. (2016). Biomass modelling: Estimating thermodynamic properties from the elemental composition. *Fuel*, 181, 207–217. <https://doi.org/10.1016/j.fuel.2016.04.111>
- Precision Heat, C. (s/f). *Calentamiento por energía radiante (infrarroja) Fundamentos de transferencia de calor*. www.chromalox.com
- PRODEL S.A. (2022). *TRANSFERENCIA DE CALOR*.
- Revista de generación de Energía y Eficiencia Energética, & Comisión Técnica de Fegeca. (2021). *Calderas de biomasa: solución eficaz para reducir las emisiones contaminantes y los gases de efecto invernadero*. <https://www.interempresas.net/Instaladores/Articulos/356059-Calderas-biomasa-solucion-eficaz-reducir-emisiones-contaminantes-gases-efecto-invernadero.html>
- SACOME. (2019, septiembre 26). *Intercambiadores de calor de doble tubo | Tubo en tubo*. <https://www.sacome.com/intercambiadores-calor-doble-tubo/>
- Secretaria Técnica Ministerio de Ambiente y Desarrollo Sostenible Ministerio de Agricultura y Desarrollo Rural. (2022). *Plan de Acción para la Gestión Sostenible de la Biomasa Residual*.

<https://economiacircular.minambiente.gov.co/wp-content/uploads/2022/04/Plan-de-Accion-para-la-Gestion-Sostenible-de-la-Biomasa-Residual.pdf>

Sodeca. (s/f). *VENTILADORES CENTRÍFUGOS Y EXTRACTORES EN LÍNEA PARA CONDUCTOS.*

Técnica Alemana, C. (s/f). *OPTIMIZACION DE LA COMBUSTIÓN DE ASERRÍN EN DERIVADOS FORESTALES S.A.*

Temarios formativos profesionales. (s/f). *Los Gases de la Combustión.* Recuperado el 14 de abril de 2023, de <https://temariosformativosprofesionales.files.wordpress.com/2014/09/los-gases-de-la-combustic3b3n.pdf>

Ventas Internacionales. (2018, noviembre 28). *MATERIALES AISLANTES TÉRMICOS.*

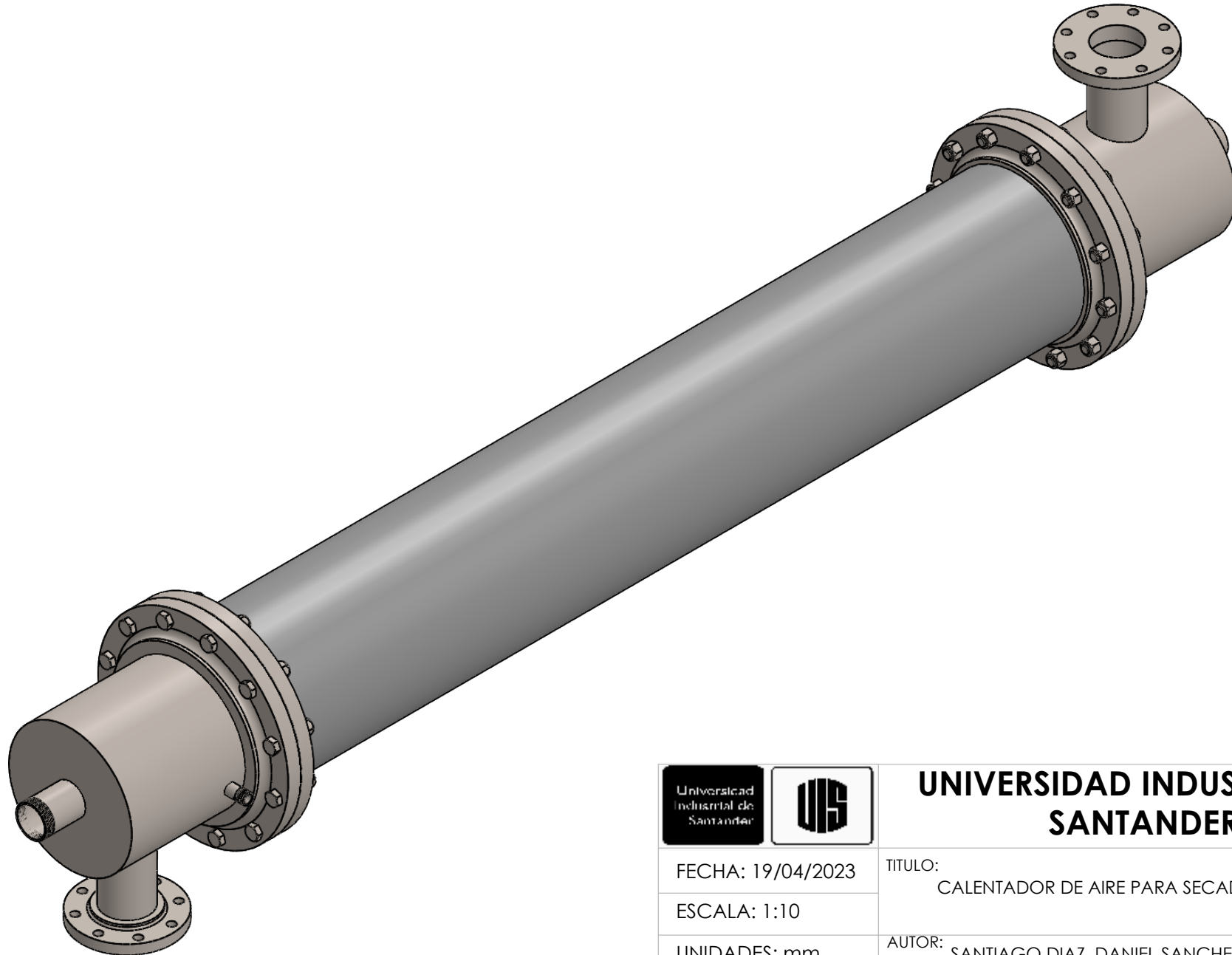
[https://ventasinternacionales.com/fibra-de-vidrio-ventajas/.](https://ventasinternacionales.com/fibra-de-vidrio-ventajas/)

<https://ventasinternacionales.com/fibra-de-vidrio-ventajas/>

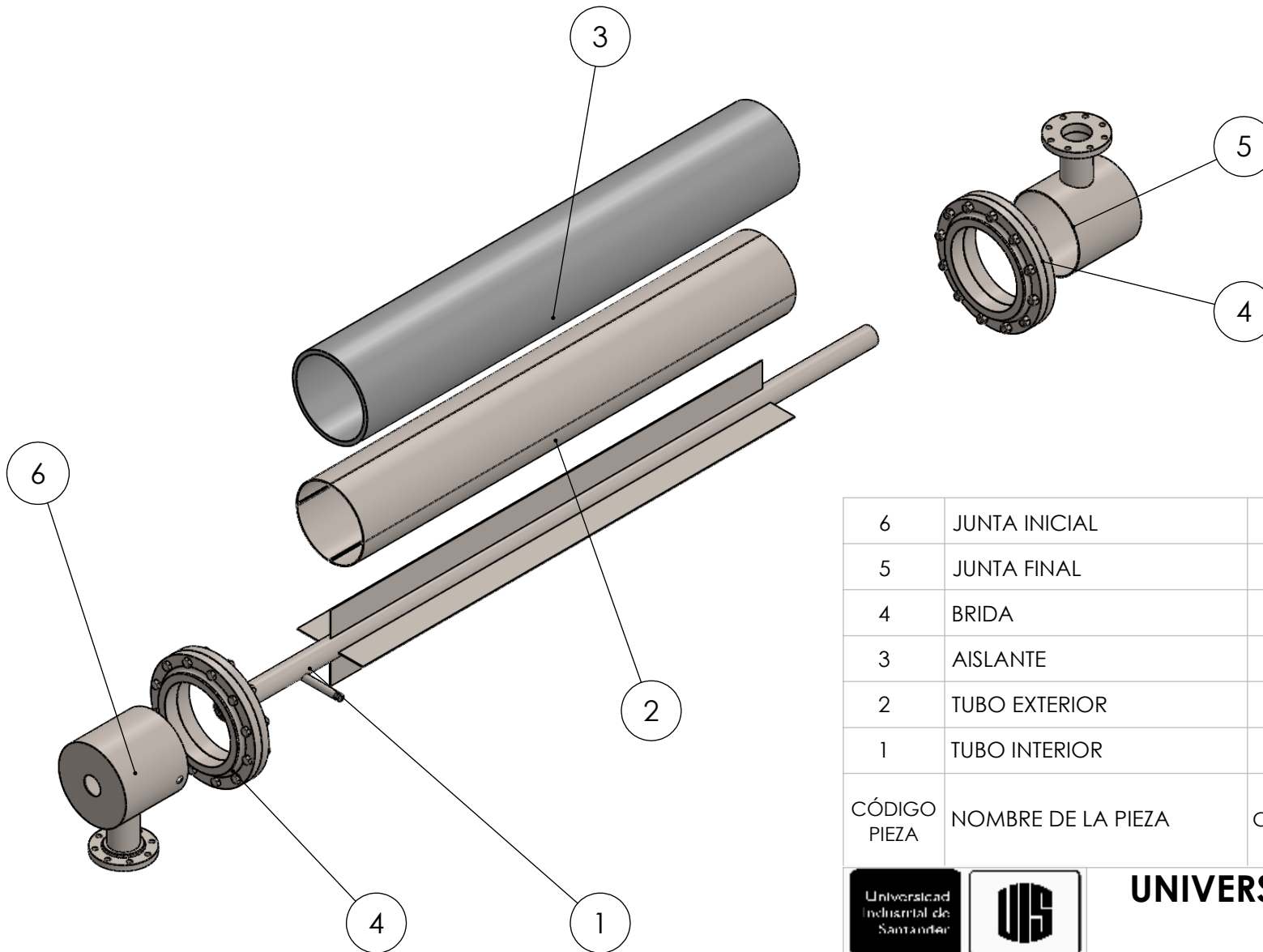
Yunus A. Cengel, & Michael A. Boles. (2014). *Termodinámica* (M. Á. Toledo Castellanos, Ed.; Octava, p. 784). McGraw Hill. www.elsolucionario.org

Apéndices

Apéndice A. Planos de la máquina



		UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER	
FECHA: 19/04/2023	TITULO: CALENTADOR DE AIRE PARA SECADO INDUSTRIAL		
ESCALA: 1:10	AUTOR: SANTIAGO DIAZ, DANIEL SANCHEZ		
UNIDADES: mm	REVISIA: UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER		HOJA 1/10
A4			



6	JUNTA INICIAL	1	SS 310 CALIBRE 10
5	JUNTA FINAL	1	SS 310 CALIBRE 10
4	BRIDA	2	ASME B16.5 - 150 - DN 300
3	AISLANTE	1	FIBRA DE VIDRIO
2	TUBO EXTERIOR	1	SS 310 CALIBRE 10
1	TUBO INTERIOR	1	SS 310 CALIBRE 10
CÓDIGO PIEZA	NOMBRE DE LA PIEZA	CANT.	ESPECIFICACIÓN: DIMENSIONAL, MATERIAL, REFERENCIA TÉCNICA DE SELECCIÓN, MARCA.



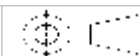
UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER

FECHA: 19/04/2023

ESCALA: 1:10

UNIDADES: mm

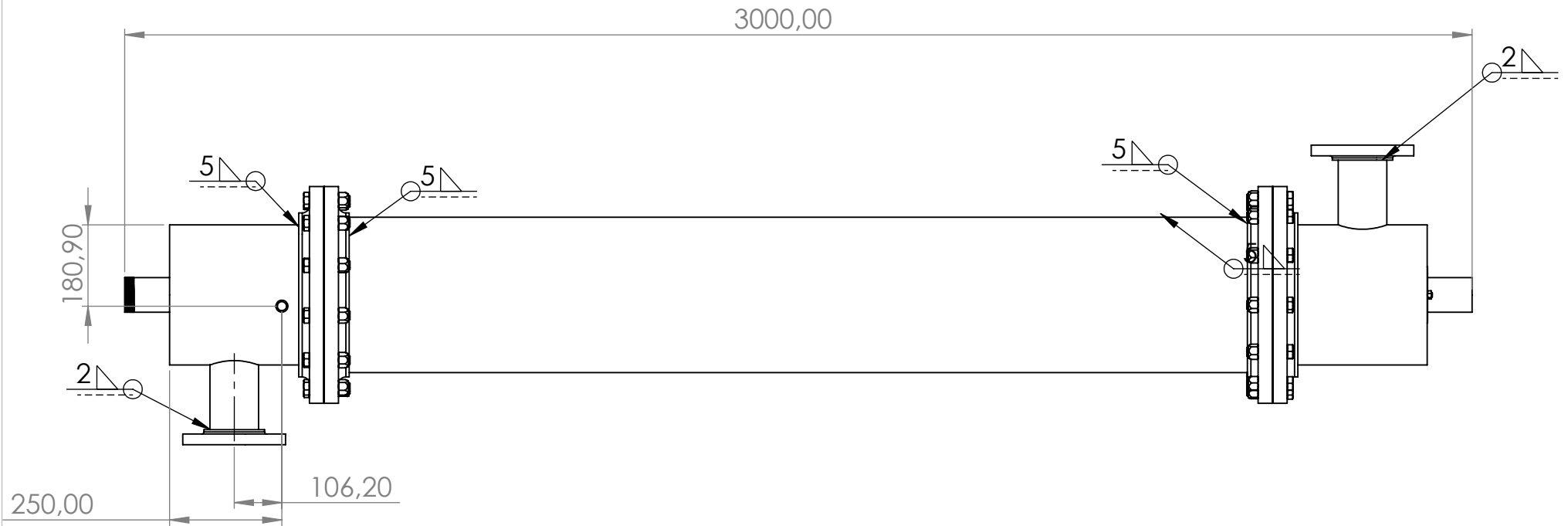
A4



TÍTULO: ENSAMBLE EXPLOSIONADO
CALENTADOR DE AIRE PARA SECADO INDUSTRIAL

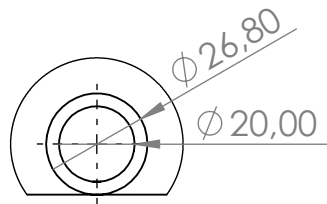
AUTOR: SANTIAGO DIAZ, DANIEL SANCHEZ

REVISÁ: UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER HOJA 2/10

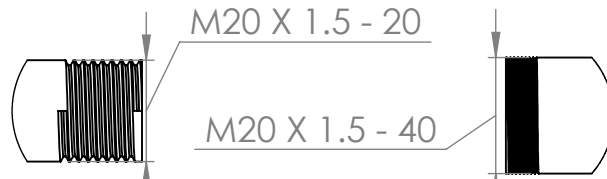


La maquina completa todos los procesos de soldadura se relizaran con soldadura TIG o GTAW

 		UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER	
FECHA: 19/04/2023		TITULO: ENSAMBLE COMPLETO	
ESCALA: 1:13		CALENTADOR DE AIRE PARA SECADO INDUSTRIAL	
UNIDADES: mm		AUTOR: SANTIAGO DIAZ, DANIEL SANCHEZ	
A4		REVISA: UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER	HOJA 3/10

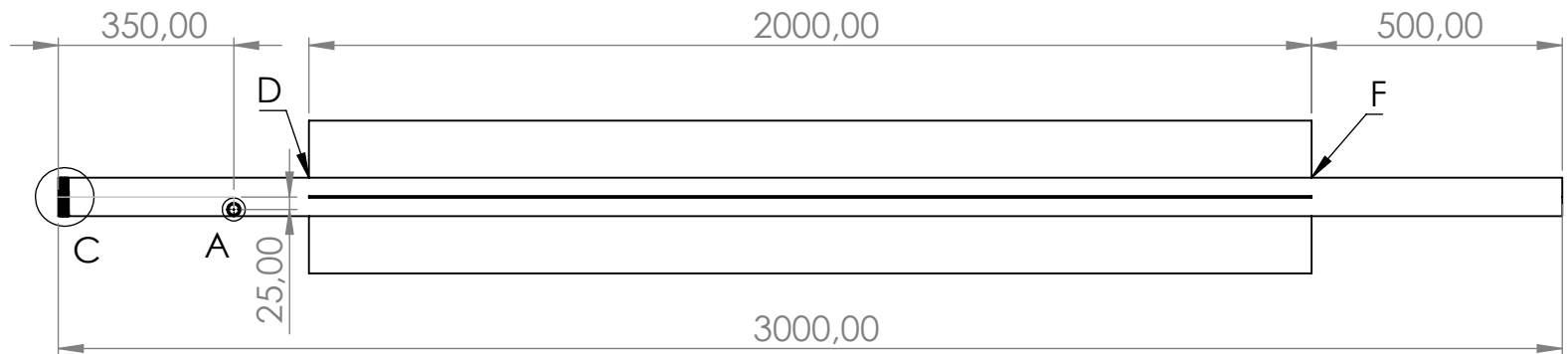
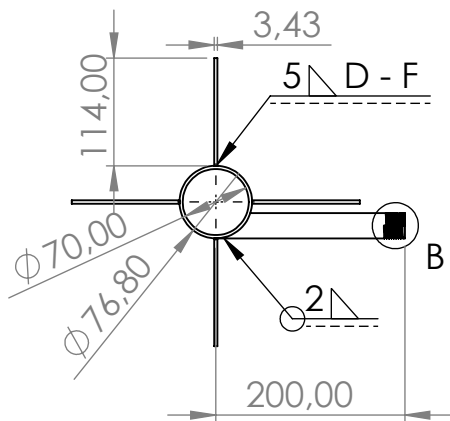
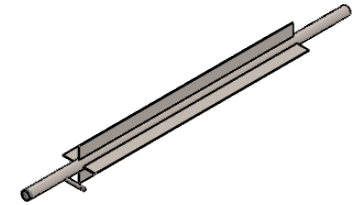


DETALLE A
ESCALA 1 : 2



DETALLE B
ESCALA 1 : 2

DETALLE C
ESCALA 1 : 5



DESCRIPCIÓN DEL PROCESO DE FABRICACIÓN:

SS 310 CALIBRE 5

Proceso de soldadura de las aletas se realizara a lo largo de el punto **D** a **F**, la soldadura del tubo se hara sobre toda la circunferencia , las roscas son M20X 1.5



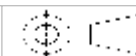
UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER

FECHA: 19/04/2023

ESCALA: 1:10

UNIDADES: mm

A4

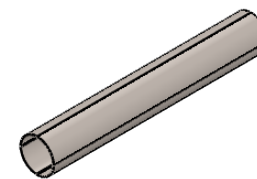
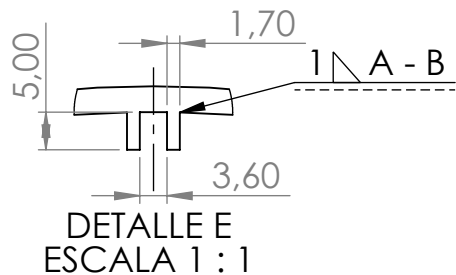


TITULO: 1. TUBO INTERIOR
CALENTADOR DE AIRE PARA SECADO INDUSTRIAL

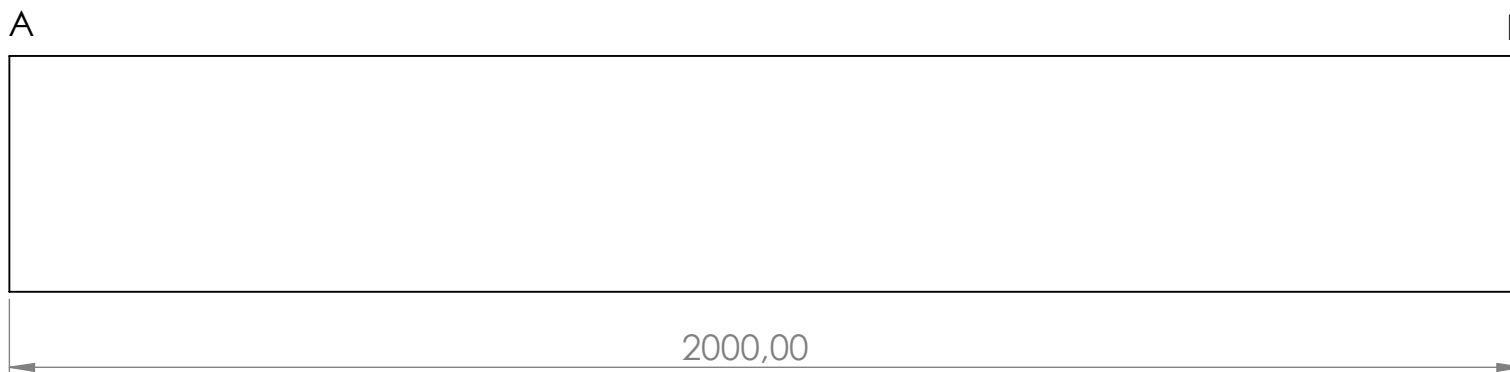
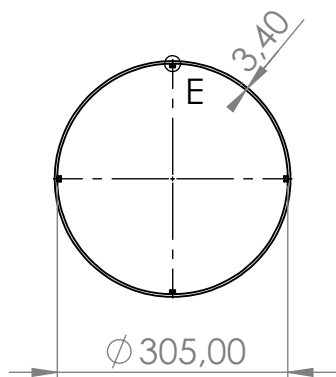
AUTOR: SANTIAGO DIAZ, DANIEL SANCHEZ

REVISÁ: UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER

HOJA 4/10



ESCALA 1 : 50



DESCRIPCIÓN DEL PROCESO DE FABRICACIÓN:

SS 310 Calibre 10
La soldadura de filete puesta a lo largo del tubo sobre las guías para las aletas se debe ser sobre el largo de los puntos **A** y **B**



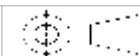
UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER

FECHA: 19/04/2023

ESCALA: 1:10

UNIDADES: mm

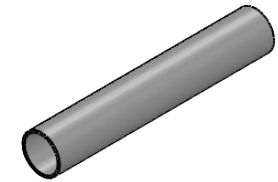
A4



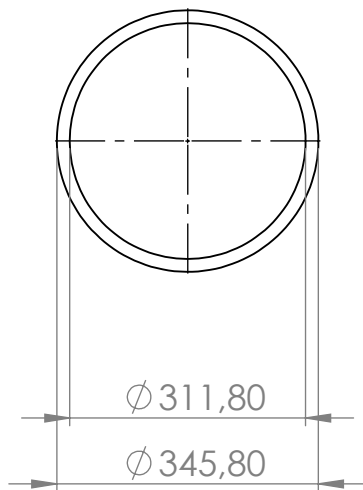
TÍTULO: 2. TUBO EXTERIOR
CALENTADOR DE AIRE PARA SECADO INDUSTRIAL

AUTOR: SANTIAGO DIAZ, DANIEL SANCHEZ

REVISÁ: UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER HOJA 5/10



ESCALA 1 : 50



DESCRIPCIÓN DEL PROCESO DE FABRICACIÓN:

Fibra de vidrio



**UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE
SANTANDER**

FECHA: 19/04/2023

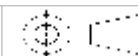
TITULO: 3. AISLANTE
CALENTADOR DE AIRE PARA SECADO INDUSTRIAL

ESCALA: 1:10

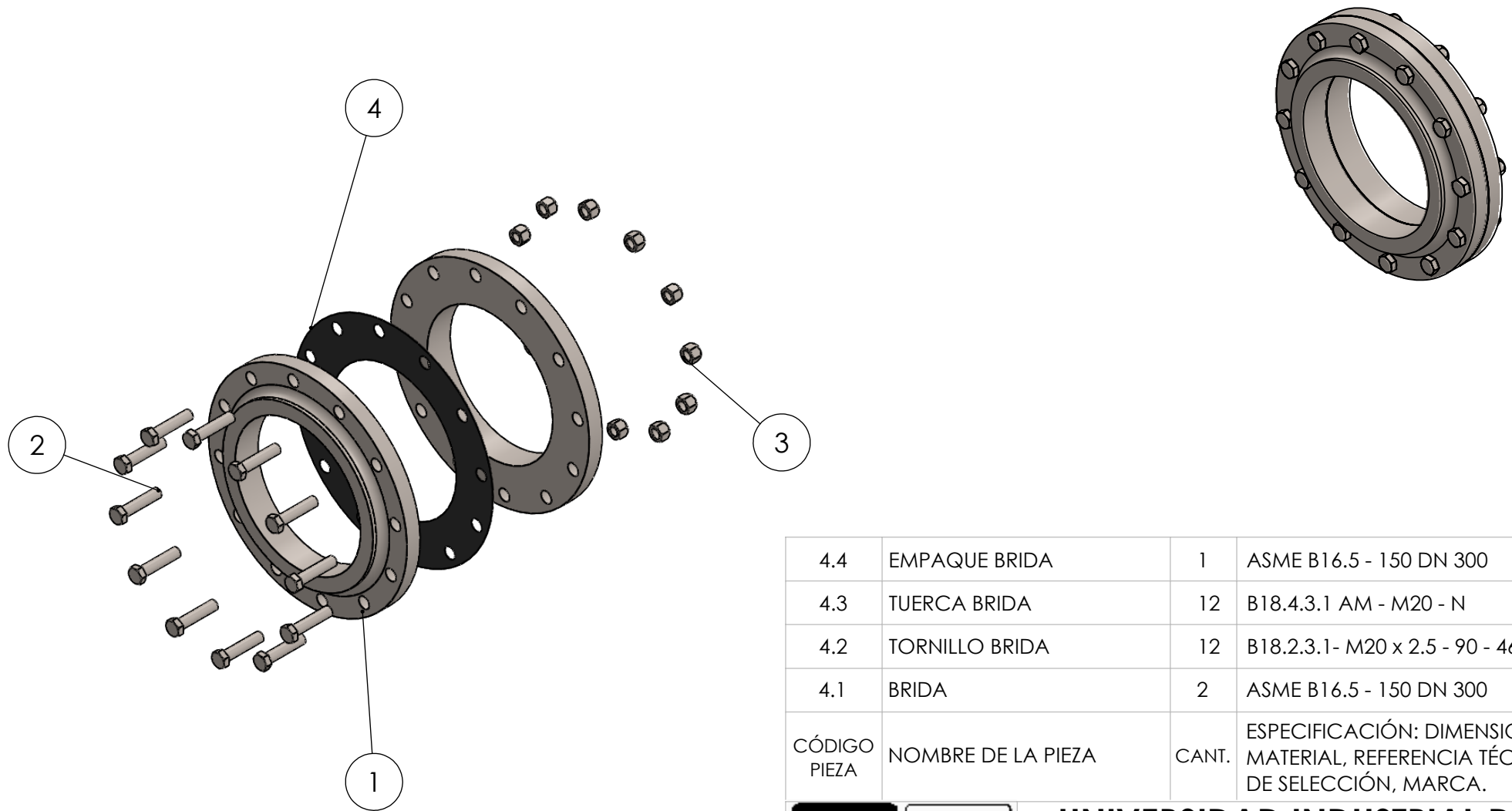
UNIDADES: mm

AUTOR: SANTIAGO DIAZ, DANIEL SANCHEZ

A4



REVISÁ: UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER HOJA 6/10



4.4	EMPAQUE BRIDA	1	ASME B16.5 - 150 DN 300
4.3	TUERCA BRIDA	12	B18.4.3.1 AM - M20 - N
4.2	TORNILLO BRIDA	12	B18.2.3.1- M20 x 2.5 - 90 - 46N
4.1	BRIDA	2	ASME B16.5 - 150 DN 300
CÓDIGO PIEZA	NOMBRE DE LA PIEZA	CANT.	ESPECIFICACIÓN: DIMENSIONAL, MATERIAL, REFERENCIA TÉCNICA DE SELECCIÓN, MARCA.



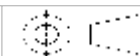
UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER

FECHA: 19/04/2023

ESCALA: 1:10

UNIDADES: mm

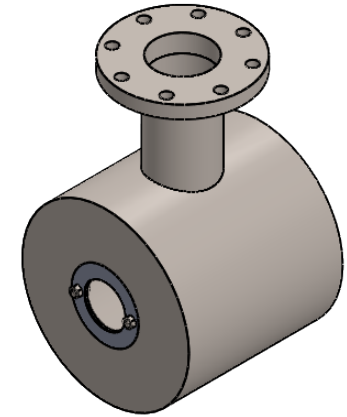
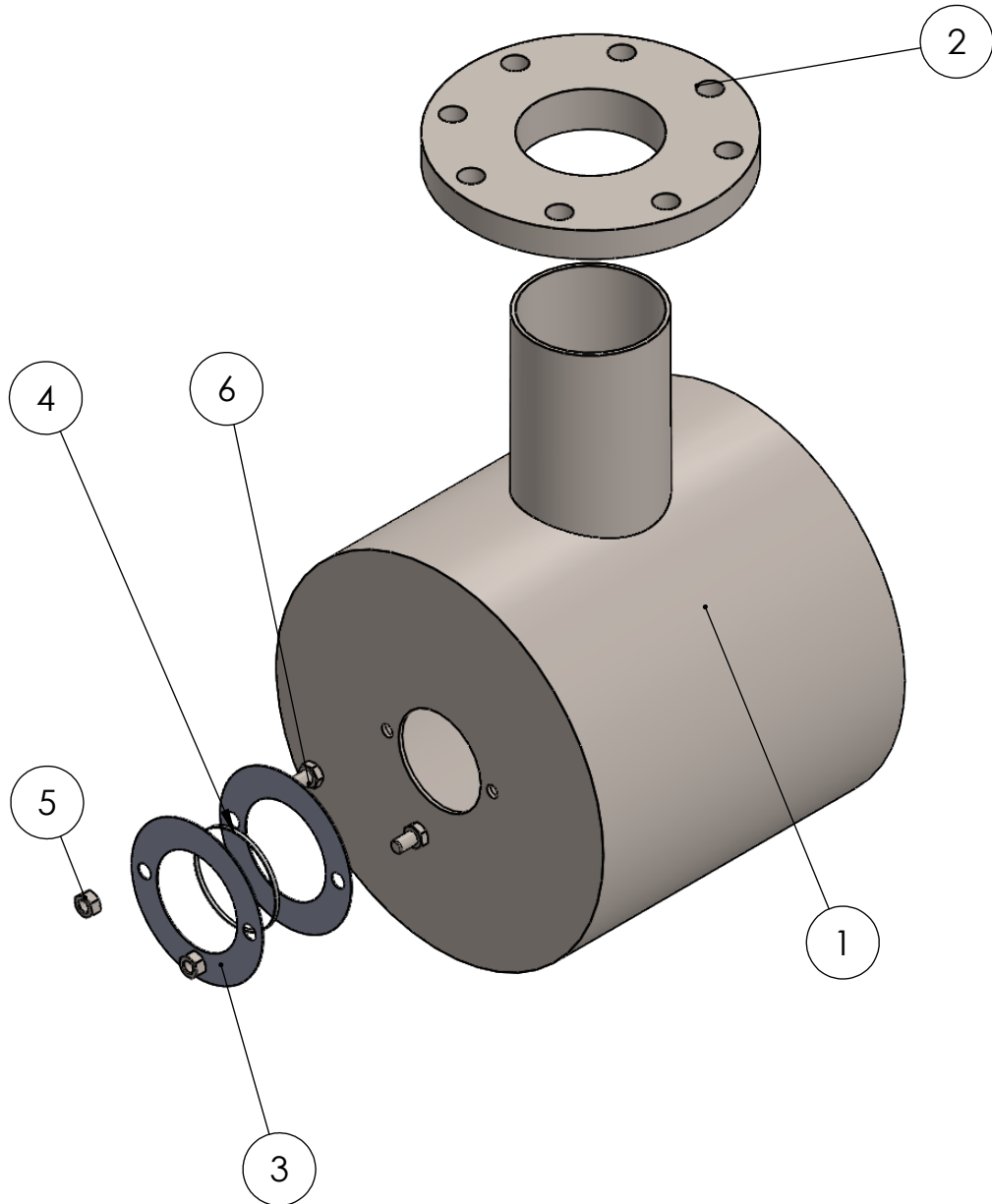
A4



TÍTULO: 4. SUBENSAMBLE BRIDA
CALENTADOR DE AIRE PARA SECADO INDUSTRIAL

AUTOR: SANTIAGO DIAZ, DANIEL SANCHEZ

REVISÁ: UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER HOJA 7/10



5.7	TORNILLOS EMPAQUE	2	B18.2.3.1 M10 X 1.5 - 16 - 16N
5.6	TUERCAS EMPAQUE	2	B18.2.4.1 M10X1.5 - 16 - 16N
5.4	EMPAQUE	1	ASTM F104
5.3	PLATINA EMPAQUE	2	ASTM F104
5.2	BRIDA AIRE	1	ASME B16.5 - 150 - DN 100
5.1	JUNTA FINAL	1	SS 310 CALIBRE 5
CÓDIGO PIEZA	NOMBRE DE LA PIEZA	CANT.	ESPECIFICACIÓN: DIMENSIONAL, MATERIAL, REFERENCIA TÉCNICA DE SELECCIÓN, MARCA.



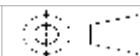
UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER

FECHA: 19/04/2023

ESCALA: 1:10

UNIDADES: mm

A4

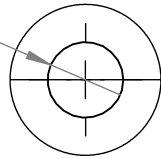


TÍTULO: 5. SUBENSAMBLE JUNTA FINAL
CALENTADOR DE AIRE PARA SECADO INDUSTRIALL

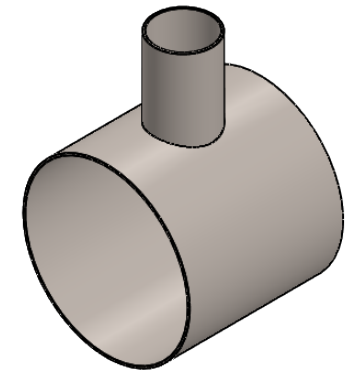
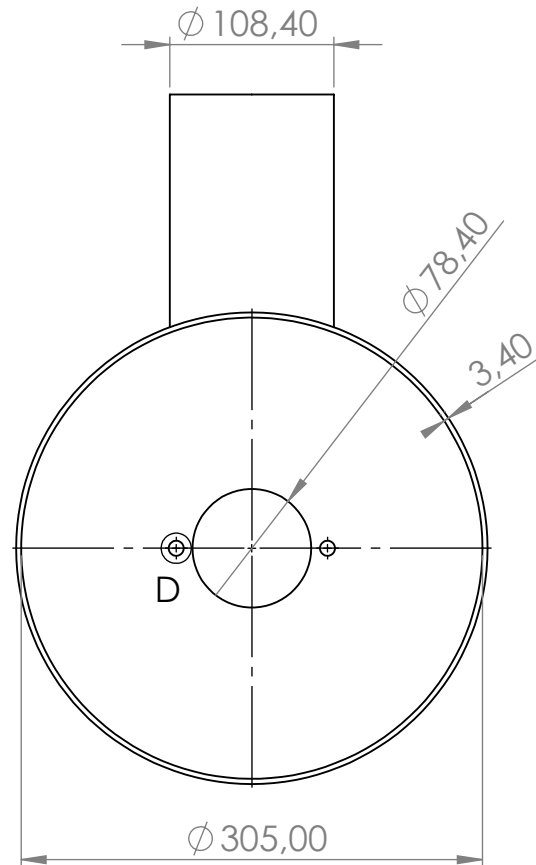
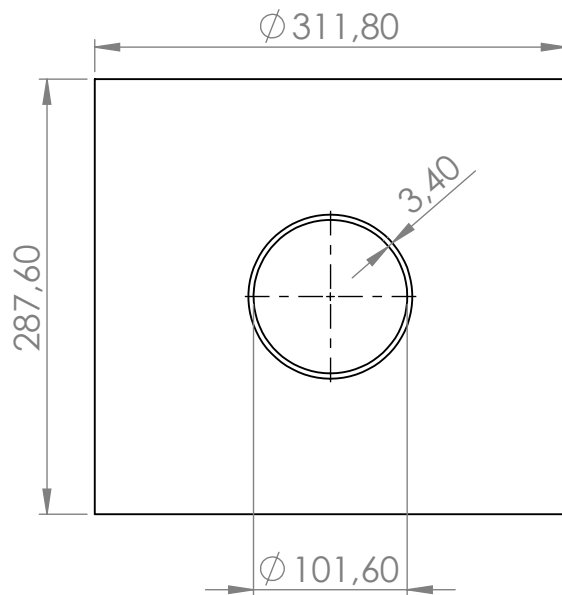
AUTOR: SANTIAGO DIAZ, DANIEL SANCHEZ

REVISÁ: UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER HOJA 8/10

2X $\varnothing 10,00 \nabla 3.40$
 M10X1.5 - 6H $\nabla 3.40$



DETALLE D
 ESCALA 1 : 1



DESCRIPCIÓN DEL PROCESO DE FABRICACIÓN:

SS 310 Calibre 10
 El taladro para los 2 huecos puestos para el empaque son M10, la platina del empaque junto a los tornillos van soldados por dentro



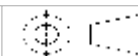
UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER

FECHA: 19/04/2023

ESCALA: 1:5

UNIDADES: mm

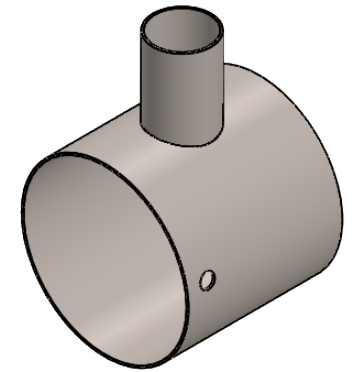
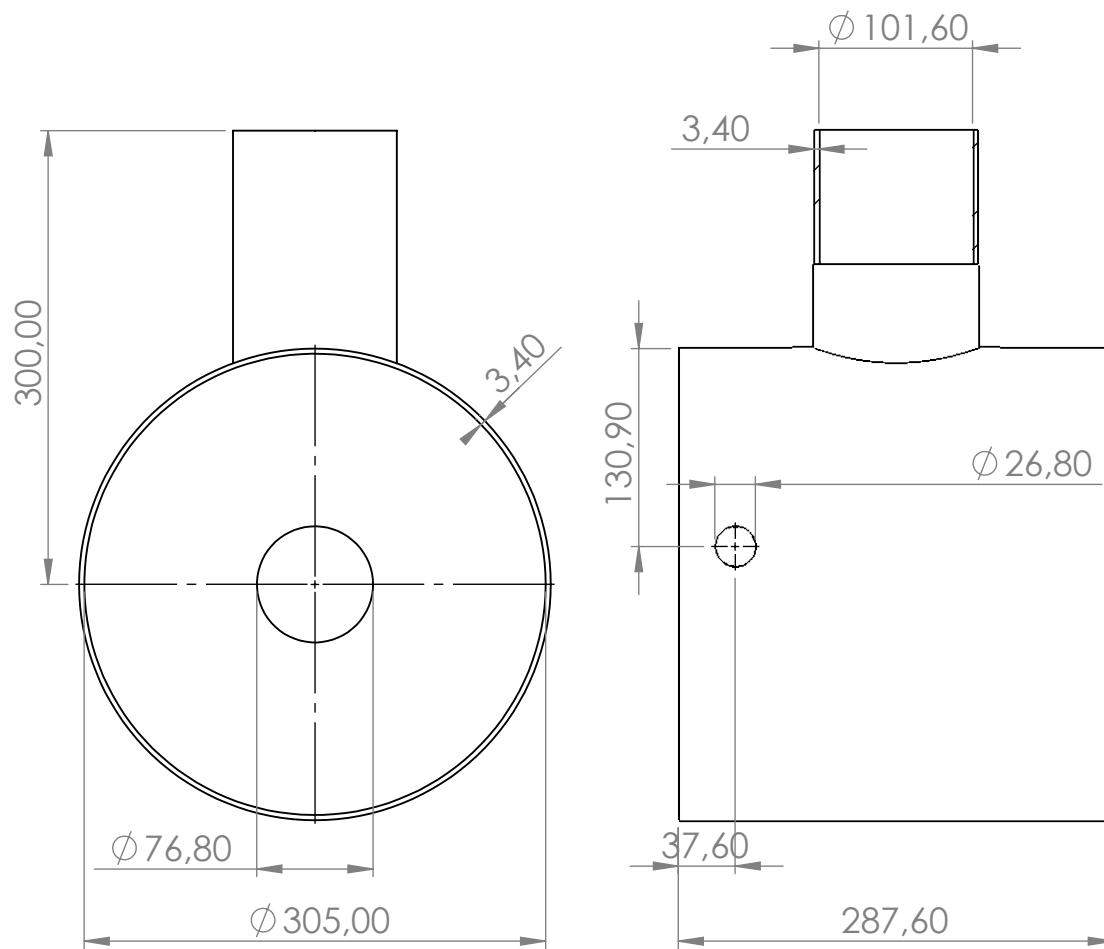
A4



TITULO: 5.1 JUNTA FINAL
 CALENTADOR DE AIRE PARA SECADO INDUSTRIAL

AUTOR: SANTIAGO DIAZ, DANIEL SANCHEZ

REVISÁ: UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER HOJA 9/10



DESCRIPCIÓN DEL PROCESO DE FABRICACIÓN:

SS 310 Calibre 10



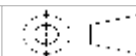
UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER

FECHA: 19/04/2023

ESCALA: 1:5

UNIDADES: mm

A4



TÍTULO: 6. JUNTA INICIAL
CALENTADOR DE AIRE PARA SECADO INDUSTRIAL

AUTOR: SANTIAGO DIAZ, DANIEL SANCHEZ

REVISÁ: UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER HOJA 10/10