

REINGENIERÍA APLICADA AL DISEÑO DE UNA PLANTA INTEGRAL PARA LA
EXTRACCIÓN DE ACEITES ESENCIALES POR EL MÉTODO DE ARRASTRE
DE VAPOR QUE USE BIOMASA COMO COMBUSTIBLE.

JULIÁN CAMILO IBARRA BALLESTEROS

BRYAN VLADIMIR MÁRQUEZ ZAPATA

UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER
FACULTAD DE INGENIERÍAS FÍSICO-MECÁNICAS
ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA
BUCARAMANGA

2018

REINGENIERÍA APLICADA AL DISEÑO DE UNA PLANTA INTEGRAL PARA LA
EXTRACCIÓN DE ACEITES ESENCIALES POR EL MÉTODO DE ARRASTRE
DE VAPOR QUE USE BIOMASA COMO COMBUSTIBLE.

JULIÁN CAMILO IBARRA BALLESTEROS
BRYAN VLADIMIR MÁRQUEZ ZAPATA

Trabajo de grado para optar el título de
Ingeniero Mecánico

Director
Ing. OMAR GELVEZ AROCHA

Codirector
PhD. YESID JAVIER RUEDA ORDOÑEZ

UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER
FACULTAD DE INGENIERÍAS FÍSICO-MECÁNICAS
ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA
BUCARAMANGA

2018

DEDICATORIA

A mis padres, pues ellos son el motor de mi vida.

*Y al vaguito Emi, porque una nueva vida es una esperanza para la transformación
de la sociedad.*

Julían Camilo Ibarra.

AGRADECIMIENTOS

Quiero agradecer inicialmente al PhD. Yesid Javier Rueda Ordóñez, sin su colaboración este proyecto de grado hubiese perdido su rumbo. Quiero agradecer a mi familia por apoyarme durante todo el proceso educativo y así mismo, agradecer a mis amigos que también hicieron parte del desarrollo de este proyecto, acompañándome en los mejores y peores momentos, dándome consejos y ofreciéndome una compañía muy valiosa, por eso a ellos, a Jorge Mantilla, Liliana De Alba, Camilo Ávila, Johan Gallo, Brayan Becerra, María Fernanda Rueda, la Morri, Diego Sepúlveda y todos los demás, infinitas gracias.

Finalmente agradecer al rollo laureado del HrNi, pues incentivó en mí el deseo de superación para la realización de un mejor proyecto.

Julián Camilo Barra.

CONTENIDO

	Pág.
INTRODUCCIÓN	20
1. FORMULACIÓN DE PROBLEMA	21
1.1 DESCRIPCIÓN DEL PROBLEMA.	21
1.2 JUSTIFICACIÓN PARA LA SOLUCIÓN DEL PROBLEMA	22
1.3 OBJETIVOS	24
1.3.1 Objetivo General	24
1.3.2 Objetivos Específicos.	24
1.4 DESCRIPCIÓN GENERAL DE LA PLANTA	24
1.5 JUSTIFICACIÓN DE LA SOLUCIÓN	26
1.6 METODOLOGÍA	27
2. DISEÑO TÉRMICO DEL HOGAR	29
2.1 COMBUSTIÓN	29
2.2 CARACTERIZACIÓN DE LA BIOMASA	30
2.2.1 Poder calorífico.	31
2.2.2 Humedad.	32
2.2.3 Volátiles.	33
2.2.4 Cenizas.	34
2.2.5 Análisis elemental.	35
2.3 TERMOGRAVIMETRÍA Y TIEMPO DE RESIDENCIA.	36
2.4 TERMODINÁMICA DE LA COMBUSTIÓN	39
2.5 TRANSFERENCIA DE CALOR EN EL HOGAR.	40

2.5.1	Propiedades de los Gases de Combustión.	40
2.5.1.1	Calor Específico.	40
2.5.1.2	Viscosidad Dinámica.	41
2.5.1.3	Conductividad Térmica.	41
2.5.1.4	Emisividad.	42
2.5.2	Transferencia de Calor en las Paredes.	43
2.5.2.1	Transferencia de Calor por Convección Interna.	43
2.5.2.2	Transferencia de Calor por Radiación.	44
2.5.2.3	Transferencia de Calor por Convección Natural.	44
2.5.2.4	Transferencia de Calor por Conducción.	45
2.6	METODOLOGÍA PARA LA SOLUCIÓN DEL SISTEMA	46
2.7	RESULTADOS	48
2.7.1	Variación Energética.	49
2.7.2	Variación Espesor.	50
2.7.3	Variación Geométrica.	52
3.	DISEÑO TÉRMICO DE LA CALDERA	54
3.1	GEOMETRÍA DE LOS TUBOS	55
3.2	TRANSFERENCIA DE CALOR	56
3.2.1	Transferencia de Calor por Ebullición.	57
3.2.2	Transferencia de calor en banco de tubos.	57
3.2.3	Transferencia de calor por radiación.	58
3.3	METODOLOGÍA PARA LA SOLUCIÓN DEL SISTEMA	59
3.4	ANÁLISIS DE RESULTADOS	60
3.4.1	Variación Diámetro Principal y Temperatura de Salida.	62

3.4.2	Variación Diámetro Principal y Diámetro Tubos.	63
3.4.3	Variación Diámetro Principal y Relación de Espaciamiento.	65
3.4.4	Toma de decisión.	67
3.5	PÉRDIDAS DE PRESIÓN AL INTERIOR DE LA CALDERA	68
3.6	DISEÑO DE LA CHIMENEA	68
4.	SISTEMA DE ALIMENTACIÓN	71
4.1	GENERALIDADES DEL TRANSPORTE NEUMÁTICO	71
4.1.1	Sistemas de transporte.	71
4.1.1.1	Transporte por presión positiva.	71
4.1.1.2	Transporte por presión negativa.	72
4.1.1.3	Transporte en fase diluida.	72
4.1.1.4	Transporte en fase densa.	72
4.1.2	Componentes.	72
4.2	DISEÑO DE APROXIMACIÓN	73
4.3	PROTOTIPO	75
4.3.1	Prueba prototipo.	76
4.4	DISEÑO FINAL SISTEMA DE ALIMENTACIÓN	79
4.4.1	Selección blower sistema de alimentacion.	80
5.	DISEÑO MECÁNICO DEL HOGAR	82
5.1	SISTEMA DE PARRILLAS MÓVILES.	83
5.1.1	Velocidad de Movimiento.	84
5.1.2	Geometría de la Parrilla.	84
5.1.3	Requerimiento de Potencia.	86
5.1.4	Esfuerzos en la Cadena.	87

5.1.4.1 Eslabones.	87
5.1.4.2 Catarina.	88
5.1.4.3 Guía Horizontal.	88
5.2 TRANSMISIÓN DE POTENCIA	89
5.2.1 Transmisión por cadena.	89
5.2.2 Diseño del Eje.	90
6. DISEÑO MECÁNICO CALDERA	91
6.1 ESPESOR DEL CASCO	91
6.2 ESPESOR TUBO PRINCIPAL	92
6.2.1 Cálculo eficiencia de ligamento.	92
6.2.2 Espesor del tubo principal.	93
6.3 ESPESOR TUBOS SECUNDARIOS	93
6.4 ESPESOR TAPA CASCO SEMIESFERICA	93
6.5 TAPA ELÍPTICA DEL TUBO PRINCIPAL	94
6.6 SOPORTES	96
6.6.1 Diseño columna de soporte.	96
6.6.2 Diseño placa base.	98
6.6.3 Soldadura columna del casco.	99
6.6.4 Variación del esfuerzo en el casco.	100
6.7 IZAJE	100
6.8 DISEÑO BOQUILLAS	101
6.9 SOLDADURA	104
6.9.1 Recomendaciones.	105
6.9.2 Soldadura tubos secundarios a tubo principal.	106

Soldadura del tubo principal a la inferior.	106
6.9.3 Soldadura boquillas.	106
7. CONCLUSIONES	108
8. RECOMENDACIONES	110
BIBLIOGRAFÍA	112

LISTA DE FIGURAS

	Pág.
Figura 1. Cadena de Valor de los Aceites Esenciales	22
Figura 2. Extracción por Arrastre de Vapor	23
Figura 3. Planta extracción aceites esenciales CENIVAM	25
Figura 4. Diseño Conceptual Caldera	27
Figura 5. Metodología del Diseño	28
Figura 6. Bomba Calorimétrica	32
Figura 7. Balanza Analítica	33
Figura 8. Prueba Volátiles y Cenizas	34
Figura 9. Prueba de Cenizas	35
Figura 10. Descomposición Termoquímica	37
Figura 11. Descomposición por Reacciones Parales	39
Figura 12. Algoritmo de Solución	47
Figura 13. Variación Intervalo de Solución	48
Figura 14. Temperatura de pared vs Calor	49
Figura 15. Tiempo de residencia del combustible vs calor	50
Figura 16. Proporción en calor perdido vs calor suministrado	50
Figura 17. Temperatura de pared exterior vs Espesor	51
Figura 18. Calor cedido vs Espesor de pared	51
Figura 19. Calor de pérdidas vs Altura	52
Figura 20. Calor Perdido vs Ancho	53
Figura 21. Esquemático generador de vapor	54

Figura 22. Distribución de los tubos por fila	55
Figura 23. Factor de forma en tubos	59
Figura 24. Altura generador de Vapor	62
Figura 25. Longitud total de los tubos	63
Figura 26. Cantidad de filas	64
Figura 27. Altura caldera vs diámetro tubería y principal	64
Figura 28. Longitud total de los tubos	65
Figura 29. Altura generador de vapor vs espaciamiento y diámetro principal	65
Figura 30. Longitud total de tubos vs diámetro principal y espaciamiento	66
Figura 31. Pérdida de presión	66
Figura 32. Transporte neumático de presión positiva	72
Figura 33. Alimentación con válvula rotativa	73
Figura 34. Medidas del sistema	76
Figura 35. Prototipo experimental sistema neumático	76
Figura 36. Material vegetal triturado	77
Figura 37. Relación de carga	78
Figura 38. Blower del sistema	80
Figura 39. Hogar Conceptual	82
Figura 40. Parrilla móvil tipo cadena	83
Figura 41. Geometría de la catarina	84
Figura 42. Eslabón en "Y"	85
Figura 43. Eslabón en "Z"	86
Figura 44. Esfuerzos que actúan en cadenas	87
Figura 45. Catarina	88

Figura 46. Esfuerzos en el soporte y guía horizontal	89
Figura 47. Distancia longitudinal, diagonal entre centros y diámetro del agujero	92
Figura 48. Tapa del casco semiesférica	93
Figura 49. Tapa tubo principal elíptico	94
Figura 50. Determinación factor B acero A515 grado 70	95
Figura 51. Dimensiones y cargas recipiente a presión	96
Figura 52. Dimensiones y cargas placa base	98
Figura 53. Variación esfuerzo en el casco	100
Figura 54. Dispositivo para Izaje	101
Figura 55. Dimensiones Boquilla	102
Figura 56. Forma de unión soldada tubos secundarios al tubo principal	106
Figura 57. Unión Soldada tapa tubo principal	106
Figura 58. Esquema soldadura boquillas	107

LISTA DE TABLAS

	Pág.
Tabla 1. Caracterización Biomasa	31
Tabla 2. Datos Bomba Calorimétrica	32
Tabla 3. Medición de Humedad	33
Tabla 4. Resultados Humedad	33
Tabla 5. Resultados Prueba de Volátiles	34
Tabla 6. Resultados Cenizas	35
Tabla 7. Análisis Elemental Palmarosa	36
Tabla 8. Parámetros de Reacciones por descomposición	38
Tabla 9. Propiedades Hoja de Caña de Azúcar	38
Tabla 10. Correlaciones Calor Específico	40
Tabla 11. Correlaciones Viscosidad Dinámica	41
Tabla 12. Correlaciones conductividad térmica	42
Tabla 13. Resultados Finales	53
Tabla 14. Propiedades agua en la caldera	57
Tabla 15. Resultados Generador Vapor	67
Tabla 16. Resultados Diseño Aproximación	75
Tabla 17. Resultados prueba tomada	77
Tabla 18. Resultado Diseño Final	79
Tabla 19. Condiciones de Diseño	96
Tabla 20. Resultados de las boquillas	104

LISTA DE ANEXOS

ANEXO A. Aceites Esenciales

ANEXO B. Biomasa

ANEXO C. Perfiles en L

ANEXO D. Elementos Auxiliares

ANEXO E. Sistema de alimentación de agua

ANEXO F. Presupuesto

ANEXO G. Planos de detalle

ANEXO H. Modelamiento térmico hogar

ANEXO I. Modelamiento térmico caldera

RESUMEN

TÍTULO

REINGENIERÍA APLICADA AL DISEÑO DE UNA PLANTA INTEGRAL PARA LA EXTRACCIÓN DE ACEITES ESENCIALES POR EL MÉTODO DE ARRASTRE DE VAPOR QUE USE BIOMASA COMO COMBUSTIBLE*

AUTORES:

IBARRA BALLESTEROS JULIÁN CAMILO; MARQUEZ ZAPATA BRYAN VLADIMIR**

PALABRAS CLAVES:

Caldera, biomasa, diseño hogar, modelamiento combustión, alimentación neumática.

DESCRIPCIÓN:

Este Documento tiene como objetivo el planteamiento de los criterios asociados al diseño de una caldera que usa biomasa residual como fuente energética para la generación de vapor para una planta de extracción de aceites esenciales del CENIVAM como respuesta innovadora para el mejoramiento de los procesos agroindustriales.

El dispositivo principal para un óptimo diseño es el sitio de combustión, el cual contará con un sistema de parrillas móviles tipo cadena para aumentar la eficiencia del sistema, realizar un retiro eficaz de la ceniza y mantener una altura del lecho pequeña para aumentar la circulación del aire y así aumentar el rendimiento energético. Así mismo, el sitio de combustión contará con un sistema de alimentación neumático diseñado para suministrar el aire secundario y transportar la biomasa hasta el inicio de la parrilla.

El generador de vapor se diseñó mediante un modelamiento termodinámico y posterior aplicación de la normativa ASME sección I y V para garantizar la confiabilidad suficiente de cualquier caldera disponible en el mercado.

* Trabajo de grado – Modalidad de investigación

** Facultad de Ingenierías Físico-mecánicas, Escuela de Ingeniería Mecánica, director: Ing. Omar Armando Gelvez, co-director: PhD Yesid Javier Rueda

ABSTRACT

TITLE

RE-ENGINEERING APPLIED TO DESIGN OF AN INTEGRAL FACILITY FOR ESSENTIAL OIL EXTRACTION BY STEAM TRAWL METHOD USING BIOMASS LIKE FUEL *

AUTHORS:

IBARRA BALLESTEROS JULIÁN CAMILO; MARQUEZ ZAPATA BRYAN VLADIMIR**

KEYWORDS:

Boiler, biomass, furnaces design, combustion modeling, pneumatic feeding.

DESCRIPTION:

The purpose of this document is the presentation of the criteria related to the design of an acuotubular boiler that uses biomass waste as an energy source to generate steam for a CENIVAM essential oil extraction facility as an innovative response to the improving of agroindustrial processes. The main device for an optimal design is the combustion site which will have a chain grate stoker system to increase the efficiency of the system, remove efficiently the ashes and keep a low fixed bed height in order to improve air circulation and energy performance.

Additionally, the combustion site will have a pneumatic transport system created to provide secondary air supply and conveying the biomass to the edge of the grate. The steam generator was designed through a thermo dynamic modeling and a further application of the ASME normative, sections I and V to guarantee the sufficient reliability for any acuotubular boiler available in the market.

* Degree Work – Research Mode

** Facultad de Ingenierías Físico-mecánicas, Escuela de Ingeniería Mecánica, director: Ing. Omar Armando Gelvez, co-director: PhD Yesid Javier Rueda

INTRODUCCIÓN

El presente proyecto de grado tiene como objetivo presentar una reingeniería aplicada a la caldera para el suministro de vapor a una planta para la extracción de aceites esenciales, que aproveche energéticamente los residuos generados durante el proceso.

Surgió la necesidad debido a que la producción de energía a partir de la biomasa es uno de los procesos que han ido adquiriendo mayor relevancia en el campo investigativo por ser una fuente de energía renovable con una gran versatilidad tecnológica, de modo que, mediante procesos de descomposición termoquímica (combustión, gasificación, pirólisis) y bioquímica (digestión, fermentación) puede generar energía eléctrica, biocombustibles o simplemente energía térmica.

Por esta razón, existe un interés producir nuevas investigaciones cuyo objetivo sea el del aprovechamiento de la biomasa como fuente de energética, en especial para países agrícolas como los suramericanos, donde los residuos orgánicos agroindustriales normalmente son quemados trayendo consigo problemas medioambientales.

Por otra parte, el proyecto está encerrado en el marco del CENIVAM, y el mejoramiento de la planta para la extracción de aceites esenciales corresponde un fundamento tecnológico importante para la competitividad y la innovación del campesinado colombiano.

Para la realización de esta investigación primeramente se realizó un modelamiento matemático al proceso de combustión de biomasa dentro del hogar basados en investigaciones anteriores y correlaciones experimentales, de esta manera se calculó la termodinámica de la combustión, la transferencia de calor, el tiempo de residencia teniendo en cuenta la descomposición termoquímica de la biomasa.

Seguidamente, se realizó el modelo de transferencia de calor del generador de vapor cuyo objetivo se centró en la minimización del material requerido que fuese capaz de cumplir los requerimientos necesarios del sistema.

1. FORMULACIÓN DE PROBLEMA

1.1 DESCRIPCIÓN DEL PROBLEMA.

Según el SIB¹, Colombia es el segundo país con mayor diversidad del planeta con 56.343 especies, de las cuales se estima que cerca de 6.000 especies son de plantas aromáticas y medicinales², y además cuenta con zonas únicas en el mundo como la costa pacífica, que cuenta con alrededor de 5.000 especies de plantas vasculares por hectárea, por lo que dispone de grandes ventajas estratégicas para la producción de aceites esenciales, a las que se suma la diversidad de microclimas, suelos y pisos térmicos, la posibilidad de disfrutar de varias cosechas al año y de poseer una tradición como país agrícola con experiencia en el cultivo de plantas aromáticas³.

No obstante, el país ha está desaprovechando su alto potencial agrario para tener la posibilidad de competir con un producto de alta rentabilidad como los aceites esenciales, los cuales son usados como insumo en la industria de aromas y sabores, en la industria de medicamentos, en la industria química y productos derivados, y según la USAID⁴ el mercado está dominado por las exportaciones de Estados Unidos y la Unión Europea con valores superiores a los 431 millones de dólares.

Por otra parte, como se muestra en la figura 1, la cadena de valor de estos productos es mucho más amplia y para contar con un mercado competitivo, no solo se requiere de la facilidad y calidad en los cultivos, sino también de la construcción de plantas de producción de aceites, de laboratorios especializados y centros de investigación avanzados capaces de suministrar información científica de utilidad, como por ejemplo, el estudio de las propiedades de plantas nativas que podrían conducir al desarrollo de nuevos productos con valores comerciales mucho más altos.

¹ SISTEMA DE INFORMACIÓN SOBRE BIODIVERSIDAD DE COLOMBIA. Biodiversidad en Cifras [en línea], [revisado 10 mayo 2017]. Disponible en Internet: <http://www.sibcolombia.net/biodiversidad-en-cifras/>

² DÍAZ, J.A. Informe Técnico. Caracterización del mercado colombiano de plantas medicinales y aromáticas. 1 ed. Bogotá D.C.: Instituto Alexander von Humboldt - Ministerio de Ambiente, Vivienda y Desarrollo Territorial, 2003. 111 p.

³ STASHENKO, Elena. Aceites Esenciales. 1 ed. Bucaramanga: Universidad Industrial de Santander, CENIVAM, 2009. 180 p

⁴ UNITED STATES AGENCY FOR INTERNATIONAL DEVELOPMENT. Aceites Esenciales. Análisis de la cadena de valor. Asunción. Junio, 2011.

Figura 1. Cadena de Valor de los Aceites Esenciales



Fuente: Aceites Esenciales. Elena Stashenko

Por esta razón, el CENIVAM (Centro Nacional de Investigaciones para la Agroindustrialización de Especies Vegetales Aromáticas y Medicinales Tropicales) ha generado investigaciones orientadas al fortalecimiento de la industria de las plantas medicinales y aromáticas estando presente en todos los eslabones de cadena comercial de la figura 1, en el que finalmente se ha requerido de plantas más óptimas para el proceso de extracción de aceites esenciales por arrastre de vapor, que sean eficientes energéticamente y se aproveche los residuos del proceso.

1.2 JUSTIFICACIÓN PARA LA SOLUCIÓN DEL PROBLEMA

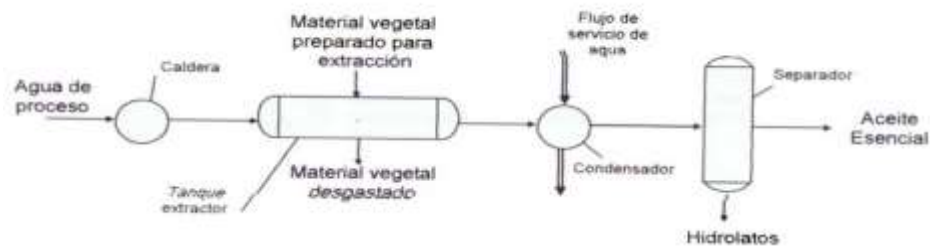
Con el objetivo de contribuir con el desarrollo de la industria de los aceites esenciales se aplicará una reingeniería a la planta ya existente de extracción de aceites esenciales, el cual pretenderá una modernización o la unión de una o varias tecnologías dispuestas a obtener un producto más óptimo para la realización del proceso, debido a que los anteriores diseños han presentado algunas falencias en la ergonomía de la planta, en el funcionamiento, en la implementación tecnológica de la biomasa como combustible y la optimización energética del proceso.

Aunque el CENIVAM cuenta con una gran variedad de diseños de componentes o plantas de extracción de aceites esenciales, se ha buscado implementar la destilación por arrastre de vapor, pues es más eficiente energéticamente y satisface

mejor la operación comercial a escala, además de no poseer el riesgo de daño químico de los componentes de la hoja⁵.

En la figura 2 se muestra un esquemático muy básico de una planta de destilación por arrastre de vapor, la cual consiste en un proceso físico-químico en el que agua saturada o sobrecalentada a una presión por encima de la atmosférica y proveniente de una caldera ingresa a un reactor que contiene el material herbáceo; el vapor suministrará el calor latente suficiente para que el aceite esencial contenido en las hojas cambie a fase gaseosa, para posteriormente esta mezcla sea condensada y finalmente sea separado por decantación.

Figura 2. Extracción por Arrastre de Vapor



Fuente: Industrial Aceites Esenciales. Sena

De ahí que el proceso requiera de una fuente de energía primaria en el que usualmente es usado el gas, sin embargo, los residuos generados por la planta contienen energía que puede ser aprovechada, por esta razón el proyecto buscar orientarse con la proyección del plan energético UPME 2050⁶ y usar biomasa como fuente de energía renovable.

Finalmente, el uso de la biomasa igualmente contribuye en la disminución operativa de los costos por funcionamiento de la planta, por consiguiente, es necesario rediseñar la caldera que actualmente se está usando en la planta y adaptar o diseñar una que use biomasa como combustible y de esta manera contribuir con el desarrollo de la industria de los aceites esenciales que adelanta el CENIVAM y suministrar a la comunidad académica un diseño para la producción de aceites esenciales.

⁵ SERVICIO NACIONAL DE APRENDIZAJE – SENA. Introducción a la Industria de Aceites Esenciales extraídos de Planta Aromáticas y Medicinales

⁶ COLOMBIA. UNIDAD DE PLANEACIÓN MINERO-ENERGÉTICA. Plan Energético Nacional Colombia: Ideario Energético 2050. Bogotá D.C. Enero, 2015.

1.3 OBJETIVOS

1.3.1 Objetivo General.

Contribuir con el cumplimiento de los objetivos misionales de la Universidad Industrial de Santander y la escuela de Ingeniería Mecánica diseñando una planta integral para la extracción de aceites esenciales por el método de arrastre de vapor que use biomasa como combustible para el Centro Nacional de Investigaciones para la Agro-Industrialización de Especies Vegetales Aromáticas y Medicinales Tropicales (CENIVAM) aplicando reingeniería a los diseños ya existentes.

1.3.2 Objetivos Específicos.

La reingeniería de la planta de extracción de aceites esenciales estará enfocada de en diseño de una caldera que use biomasa como combustible. Para esto se deberá:

- Diseñar una caldera de 10 BPH a una presión de 80 psi.
- Diseñar de un hogar para la combustión de biomasa e integre un sistema de suministro de combustible y de extracción de cenizas.
- Implementar un control de presión y nivel de agua para la caldera.
- Entregar planos de detalle de la caldera de biomasa, lista de piezas y costos al CENIVAM.

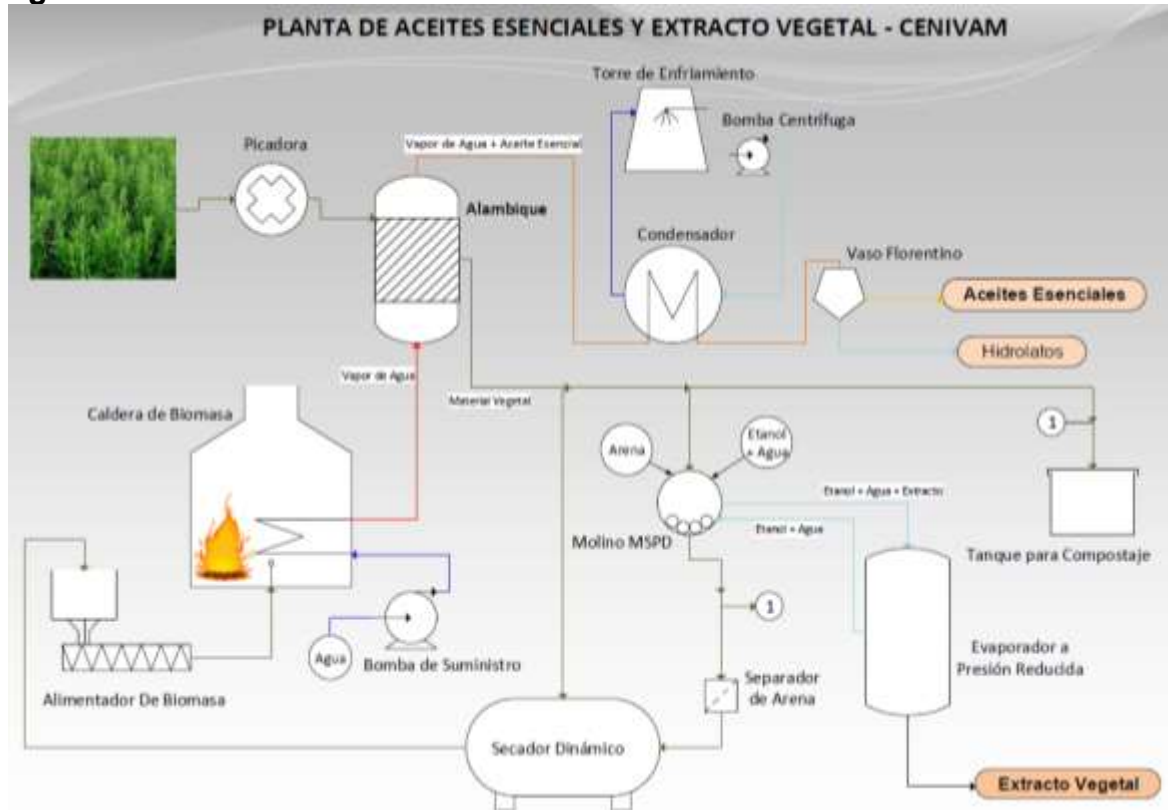
1.4 DESCRIPCIÓN GENERAL DE LA PLANTA

En la figura 3 se muestra la planta para la extracción de aceites esenciales que actualmente cuenta el CENIVAM para extraer aceites esenciales, hidrolatos y extractos vegetales. El proceso inicia con la llegada de la materia prima a los centros de acopio para luego ser picada en un molino de martillos sin tamiz para posteriormente introducirla dentro de un alambique o cámara de destilación.

Con la materia vegetal dentro del alambique, se hace pasar vapor saturado a 80 psi proveniente de una caldera durante un periodo de tiempo, en el que se obtendrá como resultado una mezcla de vapor de agua con aceite esencial, que luego será condensada mediante un intercambiador de calor de coraza y tubos refrigerado por

agua proveniente de una torre de enfriamiento. A continuación, los productos son separados mediante un vaso florentino por decantación, obteniendo los aceites esenciales puros y el agua de desecho o hidrolato, el cual también es un producto debido a su contenido de esencias dentro del agua.

Figura 3. Planta extracción aceites esenciales CENIVAM



Fuente: Autores

Por último, se retira el material vegetal exhausto del alambique, obteniéndose así tres posibilidades para el aprovechamiento de los residuos. La primera consiste en enviar el material vegetal a un tanque para compostaje y producir abono orgánico para los futuros cultivos; la segunda es secar la materia vegetal para ser usado en su totalidad como fuente energética en la caldera; y finalmente la última consiste en producir extracto vegetal mediante un molino MSPD y sus desechos ser secados y usados para la caldera o en la producción de abono.

1.5 JUSTIFICACIÓN DE LA SOLUCIÓN

La reingeniería consiste en un análisis y rediseño de los procesos con el objetivo de encontrar mejoras significativas y así aumentar la eficiencia, eficacia y productividad de una planta u organización, por lo tanto, este sistema es en sí cíclico, largo y complejo, cuya visión está centrada en la creación de ventajas competitivas basadas en la innovación de las maneras de hacer las cosas.

Para este caso, la reingeniería comprendería el rediseño o implementación de diferentes componentes que se requieren o se pueden mejorar dentro de la planta, por lo que este proyecto solamente se limitó a la caldera debido a que en la actualidad se está usando un dispositivo alimentado con gas.

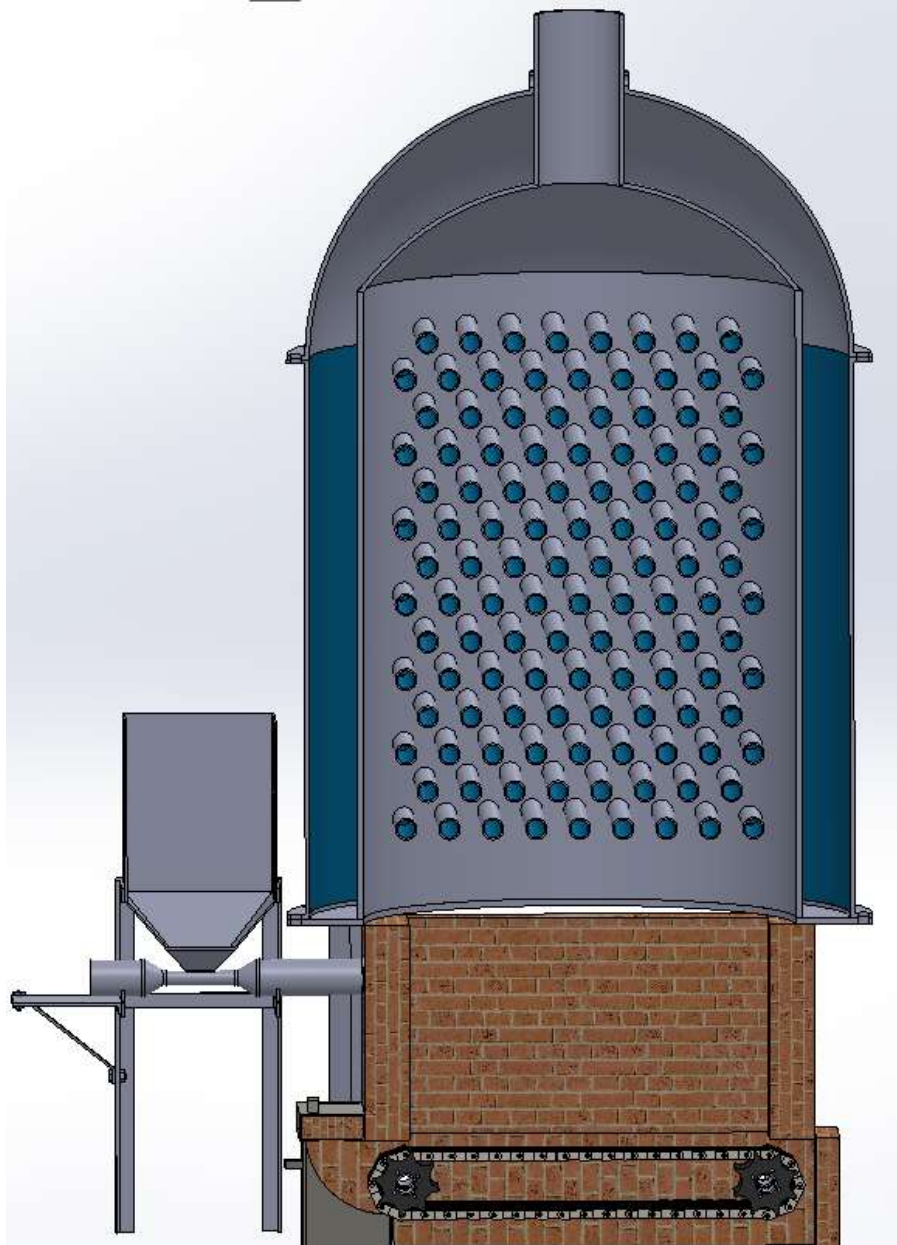
A grandes rasgos la caldera está subdivida por el generador de vapor, por un hogar y un sistema de alimentación, de manera que después de un análisis preliminar de la solución para cada sistema se determinó como mejor solución la mostrada en la figura 4.

Con el objetivo de mejorar la alimentación al sitio de quemado y disminuir el atascamiento producido en el tornillo sin fin usado para este fin, se determinó como mejor solución la alimentación neumática positiva, el cual consiste en una tolva contenida de biomasa que mediante un suministro entra a una tubería con aire a presión que lo transportará desde el almacenamiento hasta el sitio de combustión y así mismo ingresando aire secundario a la combustión.

De igual forma, el proceso de combustión aumenta su eficiencia cuando se minimiza las pérdidas de calor, se logra sacar eficazmente su ceniza y el lecho dentro del recinto sea uniforme y con una altura pequeña. Por esta razón, el hogar cuenta con un sistema de parrillas móviles cuyo objetivo es distribuir la biomasa a lo largo de toda la parrilla y al final del tramo lograr retirar las cenizas del recinto.

Finalmente, el generador de vapor se diseñó en disposición acuotubular con el objetivo de disminuir el contenido de cenizas adheridas al acero y evitar obstrucciones en los piro tubulos.

Figura 4. Diseño Conceptual Caldera



Fuente: Autores

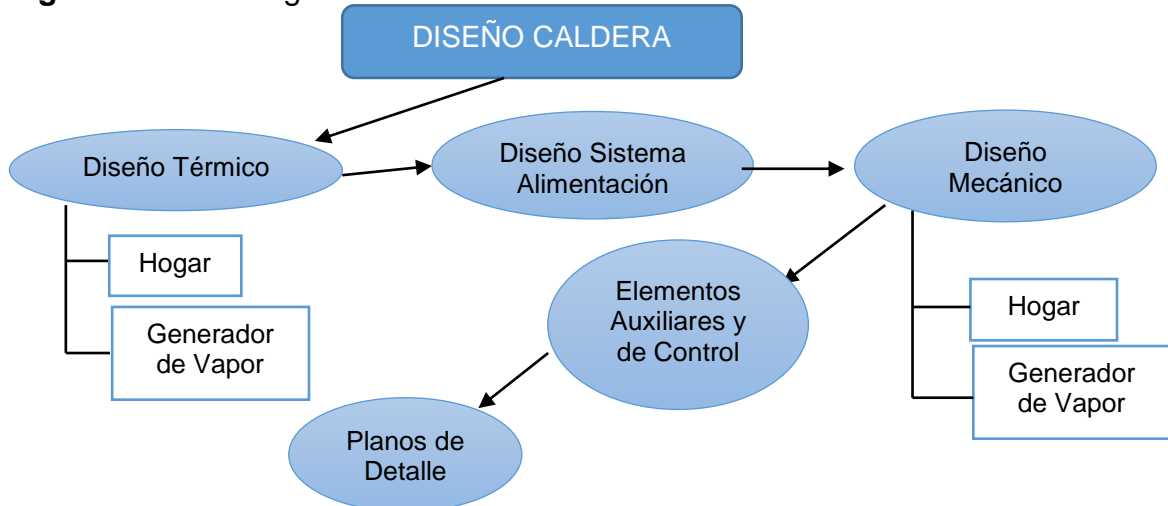
1.6 METODOLOGÍA

El diseño de la caldera en su conjunto está dividido en varias fases como se puede ver en la figura 5. De esta manera el sistema está subdividido en el diseño térmico, diseño del sistema de alimentación, diseño mecánico y selección de los equipos auxiliares y de control.

Inicialmente se realizará un modelamiento térmico de transferencia de calor y descomposición química de la biomasa dentro del hogar con el objetivo de realizar un dimensionamiento del sitio de combustión. Posteriormente se realizará la transferencia de calor en la caldera para encontrar la cantidad de tubos, la longitud y la altura requerida por el generador de vapor.

Los apartados anteriores tienen como objetivo calcular el calor perdido y la cantidad de combustible necesario, por lo que a continuación se procede con el sistema de alimentación neumática que implica el dimensionamiento del sistema, el cálculo de las pérdidas de presión a lo largo de la tubería y la relación de carga para acto seguido inicial el diseño mecánico de los sistemas en el que se calculará los espesores, longitudes y el dimensionamiento de todos los componentes.

Figura 5. Metodología del Diseño



Fuente: Autores

Finalmente, el diseño de la caldera culminará con la selección de los elementos auxiliares como las válvulas de seguridad, válvula de purga, el dispositivo de control de nivel, el controlador de presión para posteriormente entregar planos de detalle de todo el dispositivo.

2. DISEÑO TÉRMICO DEL HOGAR

La combustión de biomasa es un proceso para el aprovechamiento de la energía térmica producida por varias reacciones homogéneas y heterogéneas que se dan de forma consecutiva⁷, en otras palabras, el material vegetal que ingresa al sitio de combustión debe atravesar varios procesos hasta finalmente alcanzar la ignición, por lo que se requiere de una adecuada comprensión del proceso para lograr modelarlo y luego diseñar en base al modelamiento.

De ahí que sea importante la caracterización de las propiedades de combustión y el análisis de la cinética química asociada a la descomposición termoquímica de la de la biomasa para así llevar a cabo una caracterización del proceso de combustión, en el que se tendrán en cuenta factores como la relación aire/combustible, la eficiencia de combustión, el tiempo de residencia, con el objetivo de tener una hornilla a alta temperatura⁸ y cuente con un tiempo suficiente para el quemado.

Finalmente, el modelado se basa en ecuaciones cerodimensionales⁹ en las que participará la termodinámica de la combustión, la transferencia de calor y la descomposición térmica de la biomasa con el fin de hallar el comportamiento del sistema ante las variaciones dimensionales¹⁰.

2.1 COMBUSTIÓN

Los métodos analíticos para la comprensión del proceso de la combustión requieren de una reacción global en el que se relaciona el análisis elemental de la biomasa, la cantidad de aire suministrado al proceso y finalmente obteniendo como producto, gases de combustión y cenizas. Saidur¹¹ propone como método analítico para la comprensión de proceso la siguiente reacción

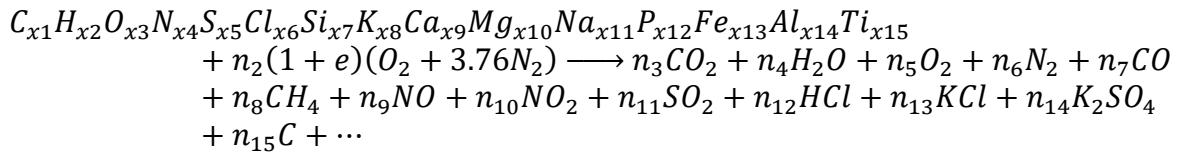
⁷ YANG, Yao B., et al. Combustion of a Single Particle of Biomass Combustion of a Single Particle of Biomass. *Energy & Fuels*, 2008. 306 – 316 p.

⁸ KARIM, Md Rezwanul y NASSER, Jamal. Numerical Modelling of Solid Biomass Combustion: Difficulties in Initiating the Fixed Bed Combustion. *Energy Procedia*, 2017. 390-395 p.

⁹ LATIN AMERICAN AND CARIBBEAN CONFERENCE FOR ENGINEERING AND TECHNOLOGY. (11: 14-16, Agosto, 2013: Cancún, México). ALDANA Marcelo y OLIVARES Raúl. Metodología unidimensional para el cálculo del Coeficiente global de transferencia de calor para pailas de Hornillas Paneleras.

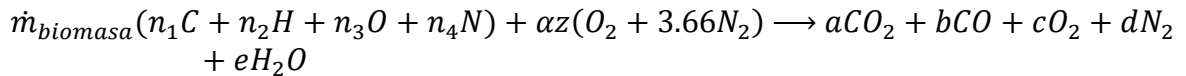
¹⁰ IRANIAN PETROLEUM STANDARDS. Engineering Standard for Process Desing of Furnaces. IPS-E-PR-810. Teheran, 1997.

¹¹ SAIDUR, R., et al. A review on biomass as a fuel for boilers. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 2011; vol 15. 2262 – 2289 p.



Donde el primer término hace referencia a la composición elemental de la biomasa; el segundo término hace referencia al aire como una mezcla del 21% O₂ y 79% N₂ y representa el agente oxidante del combustible y finalmente el lado derecho de la ecuación son los productos de la combustión, en el que incluye los gases normales de la combustión y las cenizas.

Sin embargo, un análisis tan detallado sería largo, tedioso y requeriría de un análisis a fondo de la biomasa y las cenizas, por lo que por facilidad este trabajo solamente contará con la producción de dióxido de carbono, monóxido de carbono, oxígeno, nitrógeno y vapor de agua. De esta manera la reacción quedará de la siguiente forma:



Donde $\dot{m}_{biomasa}$ se conoce como el flujo másico de la biomasa por unidad de tiempo, los coeficientes n_i son la cantidad de moles de especie por unidad de kilogramos de combustible, α es el exceso de aire y z es el aire teórico de la combustión.

2.2 CARACTERIZACIÓN DE LA BIOMASA

La caracterización de la biomasa representa la huella digital del combustible y representa un aspecto fundamental en el diseño y modelado. En la tabla se pueden apreciar las principales propiedades usadas por Jenkins¹² para un adecuado análisis de la biomasa como combustible.

Este trabajo realiza una caracterización básica de uno de los materiales vegetales usados en el CENIVAM y han sido usados en proyectos anteriores¹³. Se trata de la

¹² JENKINS B., et al. Combustion properties of biomass. Fuel Process Technolpgy, 1998; vol 54. 17 – 46 p.

¹³ ESCORCIA, Karol y GONZÁLEZ, Juan. Diseño de una caldera pirotubular que use Biomasa como combustible, para la generación del vapor de arrastre de un destilador de aceites esenciales. Tesis de grado en Ingeniería Mecánica. Bucaramanga: Universidad Industrial de Santander. Facultad de Ingenierías Físico-Mecánicas. Escuela de Ingeniería Mecánica, 2012. 246 p.

palmarosa (*Cymbopogon Martinii*) a la que se le realizaron experimentos en los que se midió el poder calorífico superior, el análisis próximo, la densidad aparente y finalmente mediante correlaciones experimentales se calculó el análisis elemental.

Tabla 1. Caracterización Biomasa

PROPIEDAD	MÉTODO ANALÍTICO
Poder Calorífico	ASTM ABBE
Distribución Tamaño de Partícula	ASTM E828
Densidad del Lecho	ASTM E873
Análisis Próximo	
Humedad	ASTM E871
Cenizas	ASTM E830 (575 °C)
	ASTM D1102 (600 °C)
Volátiles	ASTM E872/E897
Análisis Último	
C,H	ASTM E777
N	ASTM E778
S	ASTM E775
Cl	ASTM E776
Análisis elemental de Cenizas	ASTM D3682
	ASTM D2795
Fusibilidad de Cenizas	ASTM E953/D1857

Fuente: Combustion properties of biomass. Jenkins B. et al

Estas pruebas se desarrollaron en las instalaciones de la planta de acero, de la escuela de ingeniería metalúrgica de la Universidad Industrial de Santander y se siguió la normativa sugerida por la ASTM.

2.2.1 Poder calorífico. El objetivo de este experimento es encontrar el valor del poder calorífico superior de la biomasa. La prueba consiste en ingresar materia vegetal en una bomba calorimétrica como la mostrada en la figura 6, en el que se le inyectará oxígeno a 400 psi, para posteriormente generar una chispa mediante un corto circuito que produzca la ignición de la materia vegetal. Finalmente producto de la combustión, la temperatura del agua aumentará y su diferencia es medida por un termómetro.

Los valores listados en la tabla son resultados obtenidos durante la prueba en que se incluyen constantes propias del equipo, encontrando un poder calorífico de la Palmarosa de 7819,506 [BTU/lb].

Figura 6. Bomba Calorimétrica



Fuente: Autores

Tabla 2. Datos Bomba Calorimétrica

PARÁMETRO	VALOR
Constante Bomba Calorimétrica	5088,366 [BTU-g/lb-°C]
Temperatura inicial	25,20 [°C]
Temperatura final	25,75 [°C]
Volumen de agua	2,5 [L]
Peso Crisol	5,3249 [g]
Peso Crisol con muestra	5,6828 [g]

Fuente: Autores

2.2.2 Humedad. El cálculo de la humedad se considera de gran relevancia en la biomasa debido a que reduce el poder calorífico del combustible entorpeciendo incluso la autoignición dentro del horno si está supera el 50% en peso¹⁴, por lo que el objetivo de esta prueba es encontrar el contenido de humedad promedio, presente en la biomasa¹⁵.

La prueba consiste en calcular la diferencia del peso de la biomasa antes y después de ser a un horno de secado que se encuentra a una temperatura de 105 °C durante 3 horas.

¹⁴NUSSBAUMER, Thomas. Combustion and Co-combustion of Biomass: Fundamentals, Technologies, and Primary Measures for Emission Reduction. Energy and Fuels, 2003; vol 17. 1510-1521 p.

¹⁵ ASTM. Standard Test Method for Moisture Analysis of Particulate Wood Fuels. ASTM E871. 2013.

Figura 7. Balanza Analítica



Fuente: Autores

Tabla 3. Medición de Humedad

N° Crisol	W_{CRISOL} [g]	$W_{CRISOL+MUESTRA}$ [g]	$W_{SIN\ HUMEDAD}$ [g]
1	19,7745	20,8204	20,7046
2	18,3225	19,3851	19,2687
3	18,8116	19,8834	19,7643

Fuente: Autores

Las tablas muestran los valores hallados para cada uno de los crisoles usados en el laboratorio y los resultados obtenidos de humedad en cada crisol. Finalmente se encontró una humedad de 11,05%.

Tabla 4. Resultados Humedad

N° CRISOL	HUMEDAD [%]
1	11,07180419
2	10,95426313
3	11,11214779
Promedio	11,0460717

Fuente: Autores

2.2.3 Volátiles. El propósito de esta prueba es encontrar el contenido de volátiles de la biomasa mediante la norma ASTM E1755-01¹⁶. Al igual que en la medición de humedad, la prueba consiste en la diferencia en peso de los crisoles herméticos llenos de material vegetal seco, antes y después de ser ingresadas a un horno

¹⁶ ASTM. Standard Test Method for Volatile Matter in the Analysis of Particulate Wood Fuels. ASTM E872. 2013

inicialmente a 250 °C y que finalmente llegará a 575 °C. Para luego se mantenidas a presión constante durante 5 horas.

Figura 8. Prueba Volátiles y Cenizas



Fuente: Autores

Tabla 5. Resultados Prueba de Volátiles

N° CRISOL	%VM
1	78,15231
2	80,005132
3	78,51413
Promedio	78,89

Fuente: Autores

En las tablas se mencionan los valores hallados para cada uno de los crisoles y los resultados obtenidos de volátiles, en que se estima que la palmarosa tiene un 78,89% de volátiles en peso.

2.2.4 Cenizas. El propósito de esta prueba es encontrar el contenido de ceniza de la biomasa¹⁷, es decir la cantidad de materia que no participa en el proceso energético de la combustión. La prueba es muy similar al procedimiento para el cálculo de volátiles, solo que en este caso se usa un crisol destapado para que la biomasa reaccione como se muestra en la figura 9.

¹⁷ ASTM. Standard Test Method for Ash in the Analysis Sample of Refuse-Derived Fuel. ASTM E830. 2004

Figura 9. Prueba de Cenizas



Fuente: Autores

En las tablas se puede observar los valores hallados para cada uno de los crisoles usados en el laboratorio y los resultados obtenidos para cada prueba en la que finalmente se estima que la Palmarosa contiene un 8,13% de Cenizas.

Tabla 6. Resultados Cenizas

N° crisol	%Ash
1	8,00114383
2	8,57330567
3	7,81650294
Promedio	8,13

Fuente: Autores

2.2.5 Análisis elemental. El objetivo de este análisis es realizar una cuantificación de los elementos y sus respectivos porcentajes máxicos con la ayuda de la espectrometría de gases y a partir de ahí se plantea la reacción global del sistema como se mencionó en la estequiometria de la combustión.

Sin embargo, existen numerosas investigaciones que realizan modelamientos matemáticos para el cálculo de las diferentes propiedades de la biomasa a partir de la medición del análisis próximo. Este trabajo usa las correlaciones recomendadas por Parikh¹⁸ y sus resultados se listan en la tabla.

$$C = 0,637FC + 0,455VM(wt\%)$$

¹⁸ PARIKH, Jigisha. A correlation for calculating elemental composition from proximate analysis of biomass materials. Fuel. 2007; vol 86. 1710-1719 p.

$$H = 0,052FC + 0,062VM(\text{wt}\%)$$

$$O = 0,304FC + 0,476VM(\text{wt}\%)$$

Tabla 7. Análisis Elemental Palmarosa

Elemento	Porcentaje
C	44,16
H	5,566
O	41497

Fuente: Autores

2.3 TERMOGRAVIMETRÍA Y TIEMPO DE RESIDENCIA.

La termogravimetría consiste en una serie de experimentos cuyo objetivo es el estudio de la reacción en función del tiempo, es decir, es la herramienta cinética capaz de conocer el comportamiento de las reacciones químicas en función del tiempo, por lo que la convierte en un análisis de gran relevancia en combustibles sólidos¹⁹.

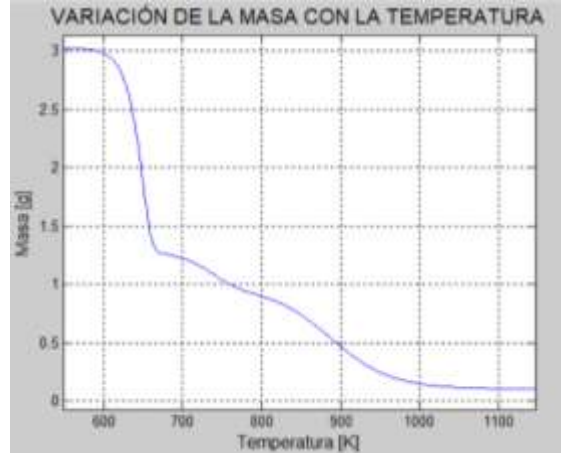
Este análisis consiste en la medición periódica del peso de la biomasa contenida dentro de un crisol que se encuentra dentro de un horno en el que su temperatura aumenta gradualmente a velocidades de 2, 5 o 10 °C/min, dando como resultado una gráfica en el que se pueden mostrar claramente 3 fases del proceso²⁰.

La primera fase constituye el secado de la materia vegetal. Este proceso consiste en un proceso de transferencia de agua hacia la atmósfera; la segunda fase es conocida como la desvolatilización o pirólisis, en el que los enlaces contenidos en la biomasa empiezan a romperse producto de reacciones endotérmicas generadas por el aumento de temperatura; finalmente, después de producidos todos los volátiles quedará el carbono fijo que hará reacción con el aire y entrará en combustión en estado sólido. Como se muestra en la figura 10.

¹⁹ ÁLVAREZ, A., et al. Determination of kinetic parameters for biomass combustion. *Bioresource Technology*, 2016; vol 216. 36-43 p.

²⁰ RUEDA, Y. y TANNOUS, K.. Kinetic analysis of biomass thermal decomposition applying a scheme of independent parallel reactions. *UIS Ingenierías*, 2017; vol. 16-2. 119-128 p.

Figura 10. Descomposición Termoquímica



Fuente: Autores

De manera general la biomasa se constituye de 3 compuestos energéticos, la hemicelulosa, celulosa y lignina²¹ y el análisis final de la termogravimetría es realizar un modelamiento químico de lo sucedido durante la pirólisis y la combustión, para ello se usó el método de las reacciones paralelas²².

$$\left(\frac{d\alpha}{dt}\right)_A = F_1 \left(\frac{d\alpha}{dt}\right)_B + F_2 \left(\frac{d\alpha}{dt}\right)_C + F_3 \left(\frac{d\alpha}{dt}\right)_D + F_4 \left(\frac{d\alpha}{dt}\right)_E + F_5 \left(\frac{d\alpha}{dt}\right)_F + F_6 \left(\frac{d\alpha}{dt}\right)_G$$

$$\frac{d\alpha}{dt} = A[(1 - \alpha)^n]e^{(-E/RT)}$$

En el que cada reacción está constituida por un subíndice diferente. La A es la reacción global; B, C y D las reacciones de pirólisis de la hemicelulosa, celulosa y lignina y E, F, G sus respectivas reacciones con el aire. Donde finalmente su objetivo está en el ajuste al modelo encontrando el factor pre-exponencial (A), la energía de activación (E) y el coeficiente de ajuste (n).

Finalmente, el objetivo de este trabajo fue usar las correlaciones y análisis encontrados en la literatura y mediante la solución de la ecuación diferencial, lograr

²¹ RUEDA, Y. y TANNOUS, K. Isoconversional kinetic study of the thermal decomposition of sugarcane straw for thermal conversion processes. *Bioresource Technology*, 2015; vol. 96. 136-144 p.

²² RUEDA, Y. Thermal decomposition analysis of sugarcane straw in inert and oxidative atmospheres through thermoanalytical methods. Tesis Doctoral en Ingeniería Química. Campinas: Universidade Estadual de Campinas, 2016. 165 p.

extrapolar los resultados para diferentes velocidades de calentamiento. Sin embargo, no se encontró un trabajo que realice este trabajo para la Palmarosa, por lo que se decidió usar una biomasa con características similares como lo es la hoja de la caña de azúcar y su caracterización se enlista en las tablas.

Tabla 8. Parámetros de Reacciones por descomposición

Reacción	E [kJ/mol]	log A	F
R1	176.00	14.00	0.20
R2	313.00	25.33	0.40
R3	150.00	10.30	0.10
R4	80.00	3.70	0.08
R5	150.00	8.36	0.08
R6	100.00	4.77	0.15

Fuente: Thermal decomposition analysis of sugarcane straw. Rueda, Y.

Tabla 9. Propiedades Hoja de Caña de Azúcar

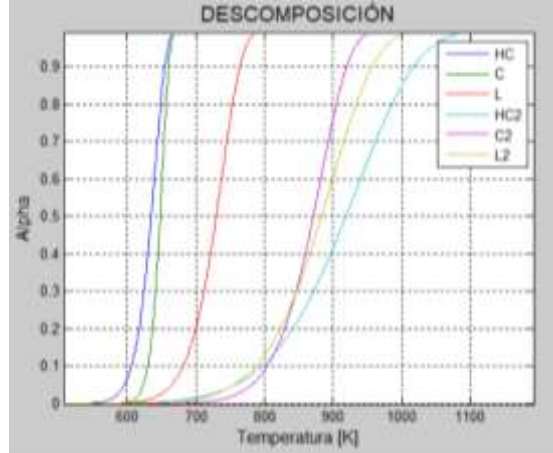
Hoja de Caña de Azúcar	
Análisis Elemental	
C	42.94
H	6.26
O	46.65
N	0.31
Análisis Próximo	
W	8.42
MV	86.64
CF	9.51
CZ	3.85
Poder Calorífico [MJ/kg]	
PCS	18.61
PCI	15.60

Fuente: Thermal decomposition analysis of sugarcane straw. Rueda, Y.

La solución de la ecuación diferencial se aplicó Runge-Kutta²³ de cuarto orden obteniendo como resultado los listados en la figura 11 donde se puede ver claramente el resultado anterior descrito anteriormente como la suma de las reacciones paralelas.

²³ CHAPRA, Steven y CANALE, Raymond. Métodos Numéricos para Ingenieros. 5 ed. McGraw Hil. Madrid; 2006. 1001 p.

Figura 11. Descomposición por Reacciones Parales



Fuente: Autores

Finalmente, los resultados se extrapolaron para diferentes velocidades de calentamiento realizando una transformación a la ecuación de descomposición añadiendo un parámetro β dado por

$$\beta = \frac{dT}{dt} = \frac{A_s}{mC_p} [\sigma F (\epsilon T_m^4 - \alpha T_{Bio}^4) + h_{conv} (T_m - T_{Bio})]$$

2.4 TERMODINÁMICA DE LA COMBUSTIÓN

El proceso de combustión debe cumplir la primera ley de la termodinámica²⁴ y su objetivo es calcular el flujo másico de biomasa requerido para cumplir con la demanda energética establecido y donde n_c es la eficiencia de combustión²⁵ de biomasa que para el diseño se tomará en un 50%.

$$n_c \dot{m}_{combust} PCI + \sum_i n_{ri} \Delta \bar{h}_{pi}^{T_r} = Q + \sum_i n_{pi} \Delta \bar{h}_{ri}^{T_p}$$

²⁴ MARADAY, Juan Francisco. Combustión. In: Termodinámica Aplicada. 1 Ed. Bucaramanga: Universidad Industrial de Santander; 2002. 641 p.

²⁵ MÍGUEZ, Claudio. La eficiencia energética en el uso de la biomasa para la generación de energía eléctrica: optimización energética y exergética. Tesis Doctoral. Madrid: Universidad Complutense de Madrid. Facultad de Ciencias Políticas y Sociología. Instituto Universitario de Ciencias Ambientales, 2013. 405 p.

El análisis térmico culmina con el cálculo de la temperatura llama adiabática, el cual constituye una aproximación de la máxima temperatura que alcanzan los gases de combustión. Este cálculo se realiza suponiendo una transferencia nula de calor.

$$n_c \bar{q}^{\circ} + \sum_i n_{ri} \overline{\Delta h_{ri}}^{T_r} = \sum_i n_{pi} \overline{\Delta h_{pi}}^{T_{LL}}$$

2.5 TRANSFERENCIA DE CALOR EN EL HOGAR.

Los análisis llevados a cabo deben dar como resultado las pérdidas de calor a través de las paredes, las temperaturas de las paredes y salida de los gases de combustión. Para ello es necesario realizar el análisis después de la liberación de energía los gases de combustión se encuentran a la temperatura de llama adiabática para luego transferir calor por convección y radiación hacia las paredes.

2.5.1 Propiedades de los Gases de Combustión. El cálculo de las propiedades como la viscosidad, el calor específico, la conductividad térmica y la emisividad son el punto de partida para el cálculo de la transferencia de calor en el hogar.

2.5.1.1 Calor Específico. El calor específico es la cantidad de energía que se necesita suministrar a una sustancia por unidad de temperatura, y éste depende de la temperatura a la que se encuentre la sustancia. Mediante EES se hizo una regresión polinómica de tercer orden para el cálculo del calor específico de cada componente en función de la temperatura como se muestra en la tabla y el calor específico²⁶ por unidad de mol está dado por

$$\bar{c}_p = \sum_i x_i \bar{c}_{p_i} \left[\frac{kJ}{mol K} \right] \quad c_p = \sum_i \frac{1000x_i}{M_i} c_{p_i} \left[\frac{kJ}{kg K} \right]$$

Tabla 10. Correlaciones Calor Específico

$C_p = a+bT+cT^2+dT^3$ [kJ/kg-K] 100 < T [°C] < 1500					
Especie	a	b	c	d	R ²
CO ₂	8.4277E-01	8.7053E-04	-5.6089E-07	1.4008E-10	99.98
CO	1.0013E+00	3.1139E-04	-8.8802E-08	2.7868E-12	99.98
O ₂	8.8848E-01	4.3785E-04	-2.7872E-07	7.3791E-11	99.99
H ₂	1.4590E+01	-1.2178E-03	3.2626E-06	-1.0615E-09	99.97
N ₂	9.9946E-01	2.5683E-04	-1.9049E-08	-2.3532E-11	99.90
H ₂ O	1.8087E+00	5.9791E-04	1.7216E-07	-1.0735E-10	99.99

²⁶ POLING, Bruce; PRAUSNITLZ, John y O'CONNELL, John. The Properties of Gases and Liquids. 5 Ed. New York: McGraw-Hill, 2004. 707 p.

2.5.1.2 Viscosidad Dinámica. La viscosidad es la oposición que ejerce un fluido al esfuerzo cortante y al igual que el calor específico varía con la temperatura. Como se muestra en la tabla se puede observar las regresiones mediante EES. Para el cálculo de la viscosidad de la mezcla se usará el método de Wilke²⁷

$$\mu = \sum_{i=1}^n \frac{x_i \mu_i}{\sum_{j=1}^n x_j \Phi_{ij}}$$

Donde μ_i es la viscosidad de cada componente, x_i es la fracción molar de ese componente y Φ_{ij} es el factor de interacción entre los gases, el cual está dado por

$$\Phi_{ij} = \frac{1}{\sqrt{8}} \left(1 + \frac{M_i}{M_j} \right)^{-\frac{1}{2}} \left[1 + \left(\frac{\mu_i}{\mu_j} \right)^{\frac{1}{2}} \left(\frac{M_i}{M_j} \right)^{\frac{1}{4}} \right]^2$$

Tabla 11. Correlaciones Viscosidad Dinámica

$\mu = a + bT + cT^2 + dT^3$ [kg/m-s] 100 < T [°C] < 1500					
Especie	a	b	c	d	R ²
CO2	1.3751E-05	4.8282E-08	-1.6831E-11	3.7788E-15	100
CO	1.6294E-05	4.8396E-08	-3.4526E-11	1.5409E-14	100
O2	2.0042E-05	4.8906E-08	-1.5352E-11	3.7249E-15	100
H2	8.5829E-06	1.9323E-08	-4.2491E-12	8.9080E-16	100
N2	1.6932E-05	4.4119E-08	-2.0980E-11	5.8827E-15	100
H2O	8.5253E-06	3.9493E-08	2.1166E-12	-2.5227E-15	100

Fuente: Autores

2.5.1.3 Conductividad Térmica. La conductividad térmica es la capacidad de los gases de transferir calor. Para gases este valor es pequeño en comparación con los líquidos o sólidos. En la tabla se muestra las conductividades de los gases de combustión. Para la mezcla, se usó el método del Wilke²⁸.

$$k = \sum_{i=1}^n \frac{x_i k_i}{\sum_{j=1}^n x_j \Phi_{ij}}$$

²⁷ BIRD, R.; STEWART, Warren y LIGHTFOOT, Edwin. Fenómenos de Transporte. 2 Ed. México: Limusa Wiley; 2006. 1045 p.

²⁸ POLING. Op cit.

Donde k_i es la conductividad de cada componente, y el factor de interacción ya se determinó para la conductividad.

Tabla 12. Correlaciones conductividad térmica

K=a+bT+cT²+dT³ [W/m-K] 100 < T [°C] < 1500					
Especie	a	b	c	d	R²
CO2	1.4557E-02	8.0721E-05	-5.5472E-09	-4.8234E-12	100
CO	2.2778E-02	7.4055E-05	-2.7637E-08	9.7481E-12	100
O2	2.4161E-02	8.3705E-05	-2.0294E-08	4.4059E-12	100
H2	1.9002E-01	2.7878E-04	1.0751E-07	-5.4878E-11	100
N2	2.3838E-02	7.4520E-05	-4.1201E-08	2.2228E-11	100
H2O	1.5630E-02	7.6870E-05	5.8387E-08	-1.4681E-11	100

Fuente: Autores

2.5.1.4 Emisividad. Después de un proceso de combustión, la liberación de gases a alta temperatura hace que la transferencia de calor por radiación sea muy representativa, sin embargo la emisividad de los gases de combustión dependen de la temperatura a la que se encuentran, la longitud óptica de visión y la presión. Por tal motivo se usará el método de Anil Mehrotra²⁹ en el que se realizó un ajuste mediante mínimos cuadrados a las cartas de Hottel. Éste método establece que

$$\varepsilon = (C_{H_2O}\varepsilon_{H_2O} + C_{CO_2}\varepsilon_{CO_2})(1 - C_{SO})$$

Donde C es el factor de corrección por presión, ε es la emisividad del gas a una temperatura dada y C_{SO} es el factor de corrección por la presencia del vapor de agua y el dióxido de carbono. Por lo tanto la emisividad del gas la podemos calcular con la siguiente relación

$$\log \varepsilon_i = \frac{a + \sum_{i=1}^3 [b_i T^i + d_i [\log(x_i PL_{\text{optico}})]^i]}{1 + \sum_{i=4}^6 [b_i T^{i-3} + d_i [\log(x_i PL_{\text{optico}})]^{i-3}]}$$

Una vez calculado las emisividades, se procede a calcular los factores de corrección con los valores de la tabla

²⁹ MEHROTRA, Anil; KARAN, Kunal y BEHIE, Leo. Estimate Gas Emissivities for Equipment and Process Design. Chemical Engineering Progress, 1995; vol. 92. 70-77 p.

$$C_{H_2O} = \frac{a + \sum_{i=1}^3 \left[b_i \left[\frac{(1 + x_{H_2O})P}{2} \right]^i + d_i [\log(x_{H_2O} PL_{\acute{o}ptico})]^i \right]}{1 + \sum_{i=4}^6 \left[b_i \left[\frac{(1 + x_{H_2O})P}{2} \right]^{i-3} + d_i [\log(x_{H_2O} PL_{\acute{o}ptico})]^{i-3} \right]}$$

$$\log C_{CO_2} = \frac{a + \sum_{i=1}^3 \left[b_i [\log P]^i + d_i [\log(x_{CO_2} PL_{\acute{o}ptico})]^i \right]}{1 + \sum_{i=4}^6 \left[b_i [Log P]^{i-3} + d_i [\log(x_{CO_2} PL_{\acute{o}ptico})]^{i-3} \right]}$$

$$C_{SO} = \frac{a + \sum_{i=1}^3 \left[b_i \left[\frac{P_{CO_2}}{P_{CO_2} + P_{H_2O}} \right]^i + d_i [\ln(\log((P_{CO_2} + P_{H_2O})L_{\acute{o}ptico}))]^i \right]}{1 + \sum_{i=4}^6 \left[b_i \left[\frac{P_{H_2O} + P}{2} \right]^{i-3} + d_i [\ln(\log((P_{CO_2} + P_{H_2O})L_{\acute{o}ptico}))]^{i-3} \right]}$$

La longitud óptica está determinada por Hollman³⁰, el cual establece una aproximación de este cálculo para hornos de combustión

$$L_{\acute{o}ptico} \approx \frac{3.6 V}{A}$$

2.5.2 Transferencia de Calor en las Paredes. Debido a su alta temperatura, la transferencia de calor a través de las paredes puede ser muy significativa si no se cuenta con el aislamiento necesario para mantener la temperatura adecuada dentro del mismo. De tal manera que la transferencia de calor en las paredes del hogar interactúa mediante convección interna y radiación con las paredes.

2.5.2.1 Transferencia de Calor por Convección Interna. La convección interna³¹ es un mecanismo de transferencia de calor en el que un fluido en movimiento interactúa térmicamente con una pared que se encuentra a otra determinada temperatura. En el modelo aquí presentado, los gases de combustión van desde la temperatura de llama adiabática hasta una temperatura de salida.

$$Q = \bar{h} A_s LMTD$$

³⁰ HOLMAN, J. P. Transferencia de calor. 8 Ed. Madrid: McGraw-Hill, 1999. 504 p.

³¹ INCROPERA, Frank, et al. Fundamentals of Heat and Mass Transfer. 7 Ed. Jefferson: John Wiley & Sons, 2011. 1077 p.

$$LMTD = \frac{\Delta T_e - \Delta T_i}{\ln \left[\frac{\Delta T_e}{\Delta T_i} \right]} = \frac{T_{ex} - T_{LL}}{\ln \left[\frac{T_{ex} - T_p}{T_{LL} - T_p} \right]}$$

Donde (h) es el coeficiente promedio de transferencia de calor por convección interna, As es el área del hogar y el LMTD es la diferencia media logarítmica. Para el cálculo del coeficiente promedio de transferencia de calor usaremos la relación de Gnielinski.

$$Nu = \frac{\left(\frac{f}{8}\right)(Re - 1000)Pr}{1 + 12.7\left(\frac{f}{8}\right)^{\frac{1}{2}}(Pr^{\frac{2}{3}} - 1)}$$

$$\bar{h} = \frac{k}{D_h} Nu$$

2.5.2.2 Transferencia de Calor por Radiación. La transferencia de calor por radiación de los gases de combustión hacia las paredes está determinada según Holman³² por

$$Q_{radiación} = \sigma A_s (\varepsilon T_m^4 - \alpha T_p^4)$$

Donde ε es la emisividad de un gas, T_m es la temperatura media de los gases en el recinto y α es la absorptividad de los gases que están en las cercanías de la pared y absorben parte de la radiación.

2.5.2.3 Transferencia de Calor por Convección Natural. Las pérdidas de calor en las afueras del hogar pueden ser de muchas formas, pues pueden intercambiar calor mediante radiación o mediante transferencia de calor combinada entre natural y forzada, sin embargo, el modelo tendrá en cuenta que la disposición de la caldera será de un sitio en el que el único método de pérdida de calor sea por convección

³² HOLMAN. Op cit.

natural³³, de manera que las propiedades del aire serán calculadas a la temperatura de película

$$T_{Pelicula} = \frac{1}{2}(T_{ext} + T_{amb})$$

El cálculo del coeficiente promedio para la transferencia de calor por convección natural estará determinado por las correlaciones experimentales halladas por Churchill

$$\Psi = \left[1 + \left(\frac{0.492}{Pr} \right)^{9/16} \right]^{-16/9}$$

$$Nu = \frac{hL_c}{k} = 0.68 + 0.670(Ra_L \Psi)^{1/4} (1 + 1.6 \times 10^{-8} Ra_L \Psi)^{1/12}$$

Finalmente, el calor transferido por convección natural está dado por

$$Q_{natural} = hA_s(T_{ext} - T_{amb})$$

2.5.2.4 Transferencia de Calor por Conducción. El material y el espesor de las paredes juegan un papel fundamental en el momento de transferir energía hacia los exteriores³⁴, por tal motivo que la mayoría de las cámaras de combustión estén aisladas con materiales refractarios de baja conductividad térmica y un espesor considerable. Para este análisis se usó ladrillo refractario de conductividad de 0.76 W/m-K y un espesor de 10 cm, de esta manera el cálculo de la resistencia por conducción está dada por

$$R_{ladrillo} = \frac{e}{k_{ladrillo} A_t}$$

³³ MILLS, Anthony. Transferencia de Calor. 1 Ed. Madrid: Addison-Wesley Iberoamerica S.A, 1997. 960 p.

³⁴ INCROPERA. Op cit.

2.6 METODOLOGÍA PARA LA SOLUCIÓN DEL SISTEMA

Para solucionar el sistema anteriormente descrito hay que determinar las temperaturas de funcionamiento y finalmente hallar los calores por pérdidas, sin embargo, el modelo matemático presentado es un sistema de ecuaciones no lineales complejo, donde el cálculo de los calores dependen de las temperaturas de trabajo y propiedades del sistema que a su vez dependen de las temperaturas a las que está trabajando. De ahí que fuese necesario realizar un método iterativo para solucionar el modelo mediante Matlab®.

El resultado a obtener son las gráficas del comportamiento de las variables más representativas en función de las dimensiones para así conocer el proceder del sistema ante la toma de decisiones de índole térmico, así que se espera al final el criterio ingenieril debe ser quien determinación, pues habrá que tener en cuenta otros factores de igual importancia, como lo son el económico, facilidad para la operación, construcción, ergonomía, etcétera. Por dichas razones, se quiso realizar un estudio completo a los parámetros térmicos del proceso con el objetivo de ser un apoyo importante en la toma de decisiones.

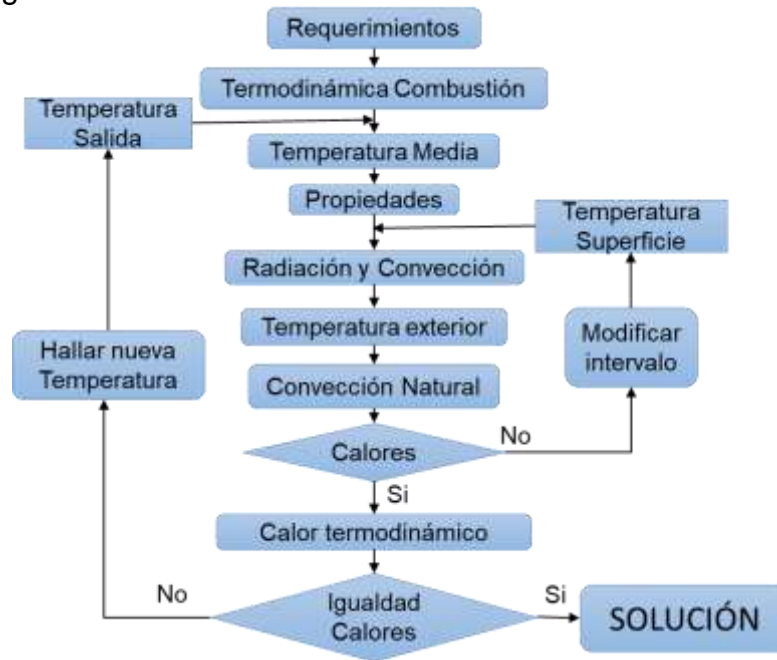
La Tabla muestra los parámetros de diseño de potencia y presión, los cuales constituyen los valores de referencia iniciales, siendo el calor requerido el más importante en el diseño del hogar, debido a que el tamaño y su eficiencia varía según demanda energética. En este punto, se asumirá que el sistema generador de vapor cuenta con la suficiente área de transferencia de calor a fin de ser capaz de transferir 100 kW de energía y expulsar los gases hacia la chimenea a una temperatura de 473 K.

Así mismo es importante resaltar la importancia de establecer las propiedades de la biomasa para inicial con los cálculos termodinámicos. La tabla muestra los resultados obtenidos al solucionar la estequiometría y la primera ley, suponiendo un sistema que no perderá calor con sus alrededores, obteniendo así nuestra primera aproximación de los gases de combustión, la cantidad de combustible y el aire necesario y finalmente la temperatura de llama adiabática.

Posteriormente se realizará una acotación a la solución para facilidad de los cálculo que consiste en especificar la temperatura de llama adiabática como la más alta que se encontrará dentro del hogar, y la más baja e improbable es que sea la misma temperatura de los humos. Esta acotación juega un papel fundamental en la resolución del modelo debido a que la temperatura de llama no depende de la cantidad de materia vegetal en combustión, sino de su poder calorífico y el exceso del aire; de manera que lograría facilitar los cálculos con dos límites y suponer

comportamiento en base de temperaturas promedios que luego irá reduciendo su intervalo.

Figura 12. Algoritmo de Solución



Fuente: Autores

En la figura 12 se puede observar el proceso iterativo llevado a cabo, el cual consiste inicialmente en suponer una temperatura de salida de los gases, para luego calcular la temperatura promedio de funcionamiento del hogar; con la temperatura promedio se calculan las propiedades del gas y el coeficiente de convección interna con una temperatura de pared como el promedio entre las temperaturas superior e inferior mencionadas anteriormente. Luego, con este supuesto, se calcula los calores por convección y radiación, para hallar la temperatura exterior de la pared con el cálculo de la conducción. Finalmente, se procede a calcular las propiedades del aire en la película y el calor por convección natural.

Luego de culminar la primera iteración hay que comparar los calores obtenidos. Si el calor por convección natural es igual a la suma entre el calor por convección y radiación, significa que las temperaturas supuestas son correctas; de lo contrario habría que modificar las temperaturas superior e inferior para modificar la temperatura de la pared. Para esto se realizó una comparación del resultado obtenido, de modo que si el calor por conducción es mayor que el calor por convección natural, significa que la temperatura exterior de la pared debería ser mayor, por lo que la temperatura inferior se igualará a la temperatura promedio;

caso contrario, será la superior la que se modifique repitiendo este proceso varias veces hasta que estos calores sean iguales como resultado de un intervalo que se va acortando progresivamente hasta finalmente converger, como se muestra en la figura 13.

Figura 13. Variación Intervalo de Solución



Fuente: Autores

La solución obtenida en la descripción anterior no corresponde al resultado del modelo, sino que es el resultado de la suposición inicial de la temperatura de salida de los gases, por lo que es necesario realizar otra comparación entre la energía perdida por convección interna y radiación y el calor termodinámico cedido por los gases; de ser diferentes la nueva temperatura de salida de los gases de combustión está determinada al despejar el calor termodinámico, suponiendo que los gases pierden el mismo calor por convección y radiación calculado con anterioridad.

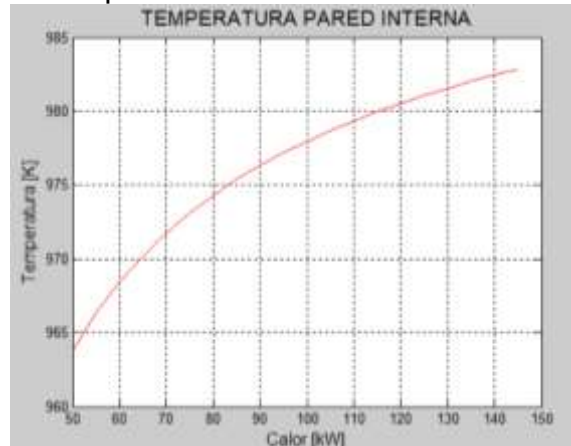
Por último, el proceso anterior se repite varias veces hasta encontrar la igualdad entre el calor de pérdidas por convección interna y radiación, el calor por convección natural y el calor termodinámico cedido por los gases.

2.7 RESULTADOS

Como se mencionó anteriormente, el análisis de resultados consiste en soluciones gráficas de los diferentes comportamientos antes las variaciones dimensionales. Para lograrlo, se convirtió lo descrito en el apartado anterior en una función y mediante un script se le añadían valores a esa función que respondía con las soluciones que se iban guardando consecutivamente en vectores para su posteriormente graficarlas.

2.7.1 Variación Energética. El primer análisis realizado fue una caracterización del comportamiento de un hogar de combustión ante la variación de la demanda energética. De manera que como un sitio de 1x1x0.5 [m] se hizo variar la cantidad del calor requerido y se graficó la temperatura de pared interna, el tiempo de residencia del combustible y la proporción entre el calor perdido y el suministrado como se muestra en las figuras 14,15 y 16.

Figura 14. Temperatura de pared vs Calor

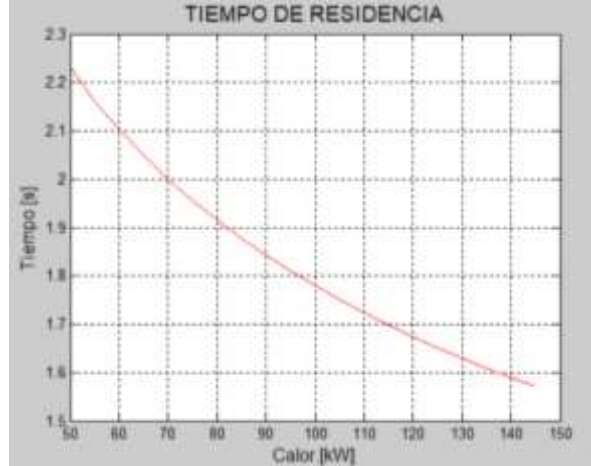


Fuente: Autores

En la figura 15 se puede observar que cuando la cantidad de calor suministrado al hogar aumenta, la temperatura interna del hogar aumenta y el tiempo de residencia disminuye debido a que existirá una menor velocidad de calentamiento de la biomasa. Aunque este hecho ya había sido mencionado con anterioridad, se está representando un hallazgo que comprueba la necesidad de tener hornos de combustión calientes para que la biomasa se pueda quemar con mayor facilidad, pues además de ello, una baja temperatura implica la presencia en la combustión de disociaciones y otras reacciones que no se tuvieron en cuenta en el análisis inicial que derivarían en la formación de contaminantes nitrogenados o en la disminución de eficiencia de la combustión, puesto que se podrían formar combustibles como el monóxido de carbono y metano.

Así mismo, un mayor tiempo requerido para quemar la biomasa representa un mayor volumen de material vegetal dentro del horno, lo que conllevaría a sitios de combustión mucho más grandes, que a su vez pueden afectar la temperatura promedio dentro del mismo. De igual manera, para la configuración establecida como solución al hogar, un mayor tiempo de residencia implica, una menor velocidad de la cadena, que a su vez implicaría gastos de mayor reductores o aumento de la longitud de esta, que representaría una cadena más grande, más pesada y además más costosa.

Figura 15. Tiempo de residencia del combustible vs calor



Fuente: Autores

Sumado a lo anterior, que un horno muy grande quemara un flujo pequeño de biomasa implicaría mayores pérdidas en proporción con la energía suministrada. De ahí la importancia del dimensionamiento adecuado del sitio de combustión, pues como se puede observar, nuestro hogar al quemar 50 kW perdería cerca del 10% de su energía en calentar sus alrededores.

Figura 16. Proporción en calor perdido vs calor suministrado

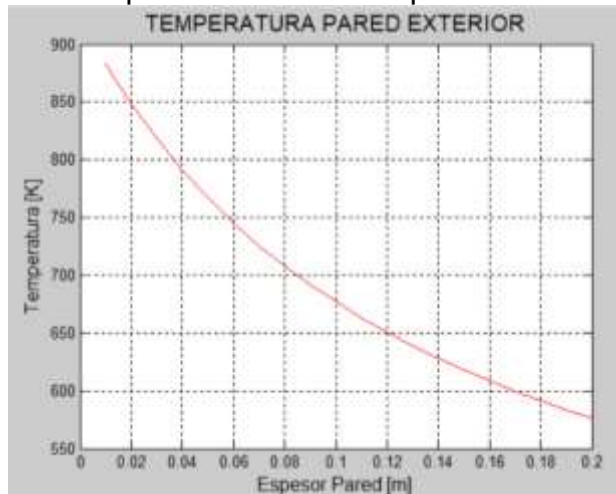


Fuente: Autores

2.7.2 Variación Espesor. El segundo análisis se llevó a cabo en función de la variación del espesor para un hogar determinado; aunque éstos se ven afectados directamente del material refractario comercial, se indagó acerca del comportamiento térmico cuando se tienen diferentes espesores teniendo como

resultado una variación inversa entre el calor perdido y la temperatura exterior y el espesor como se muestra en las figuras 17 y 18.

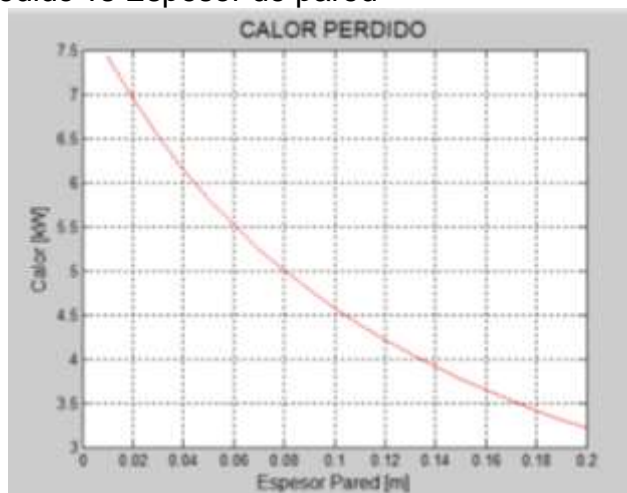
Figura 17. Temperatura de pared exterior vs Espesor



Fuente: Autores

En la figura 17 se puede observar que, para un ladrillo comercial dado, entre más delgada es la pared, mayor temperatura habrá en el exterior produciendo así una mayor transferencia de calor por convección natural. Sin embargo, cabe resaltar, que cuando la temperatura exterior es significativa respecto a su entorno, empezará a ser significativa la transferencia de calor por radiación, la cual no se tuvo en cuenta debido a que depende de factores muy variables como la cantidad de objetos cercanos al horno, su temperatura y además la posición óptica que toman.

Figura 18. Calor cedido vs Espesor de pared



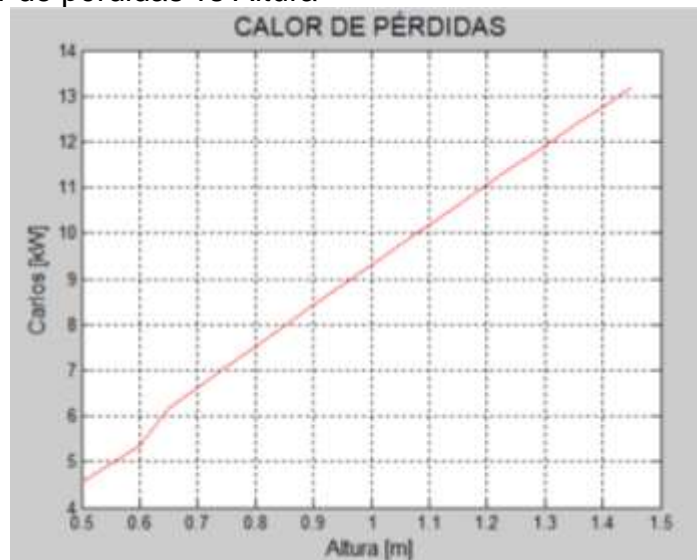
Fuente: Autores

Por consiguiente, el dimensionamiento de las paredes juega un papel fundamental en el diseño, debido a que es fácilmente controlable y su mejora se ve claramente reflejado en el resultado del comportamiento térmico. Sin embargo, una pared muy gruesa implica un aumento en el material refractario a usar y a su vez, un mayor costo; por lo que se decidió que las paredes tengan un espesor igual al de los ladrillos refractarios comerciales de 11,5 cm.

2.7.3 Variación Geométrica. El tercer y último análisis llevado a cabo, fue para la variación geométrica de la altura, el ancho, el largo y el volumen de la misma manera al proceso anterior.

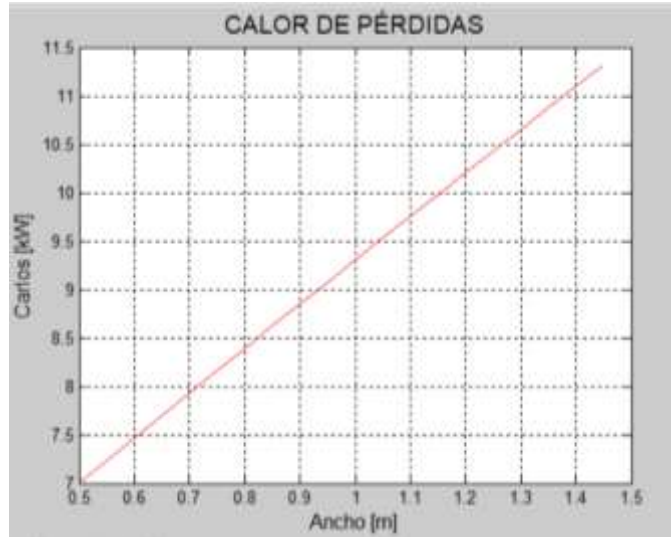
Uno de los aspectos más relevantes a mencionar del resultado es el aumento del calor perdido cuando el horno es más grande, esto se debe al aumento del área de transferencia, sin embargo, las gráficas nos mostrarían erróneamente que habría que hacer un horno muy pequeño para no tener tantas pérdidas, sin embargo, el horno debe ser capaz de contener el volumen de biomasa necesario de biomasa quemado completamente y los gases producidos.

Figura 19. Calor de pérdidas vs Altura



Fuente: Autores

Figura 20. Calor Perdido vs Ancho



Fuente: Autores

Tabla 13. Resultados Finales

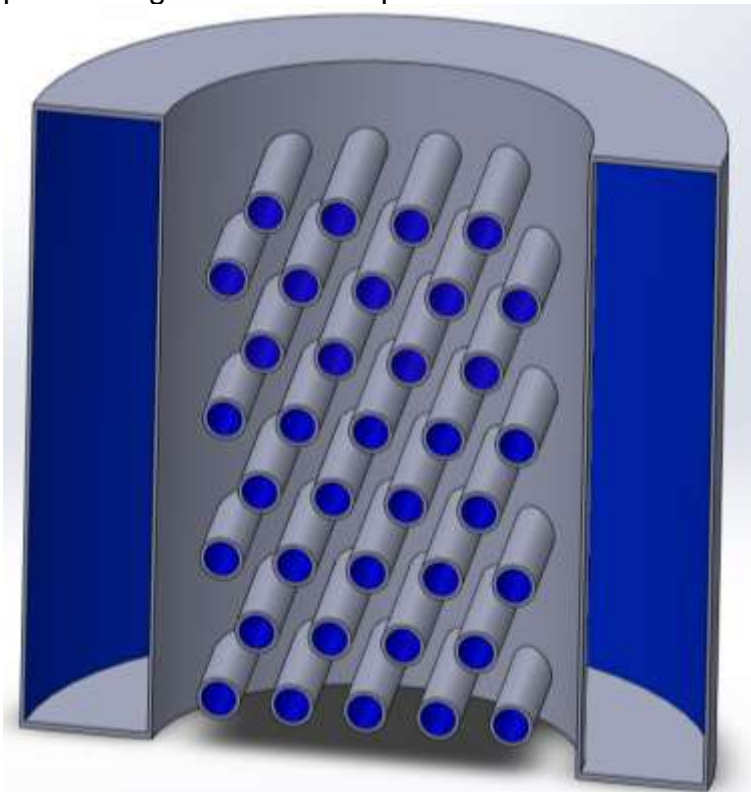
VARIABLE	RESULTADO
Flujo de Combustible	61,9 [kg/h]
Flujo de Aire	98,72 [kg/h]
Exceso aire	1,5
Eficiencia combustión	50%
Temperatura Humos	453 [K]
Temperatura de Llama	1087 [K]
Temperatura salida	801 [°C]
Temperatura Pared	744 [°C]
Temperatura Exterior	432,5 [°C]
Calor Radiación	2,03 [kW]
Calor Convección	1,1 [kW]
Calor Perdidas	3,13 [kW]
Tiempo Residencia	10,368 [s]

Fuente: Autores

3. DISEÑO TÉRMICO DE LA CALDERA

En la figura 21 se puede observar la disposición de la caldera seleccionada como mejor alternativa para la producción de vapor. En esta, los gases de combustión procedentes del hogar de combustión pasarán por el interior de un cilindro de acero rodeado por agua, cuyo propósito es la de mejorar el paso de los gases de combustión con ceniza considerando que esta última se adherirá a la placa de acero produciendo ensuciamiento que se verá reflejado en el deterioro de la transferencia de calor, sin embargo, como los gases no son muy buenos conductores del calor añadió al sistema de tubos horizontales.

Figura 21. Esquemático generador de vapor



Fuente: Autores

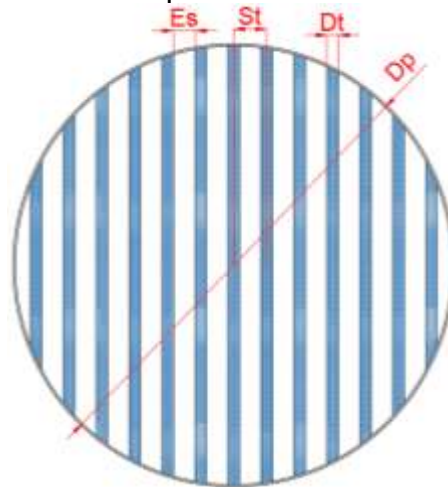
Para el diseño de este sistema, se realizó un modelamiento de transferencia de calor unidimensional con la ayuda de Matlab® 2017a en el que se tuvo en cuenta la transferencia de calor por radiación y convección externa en que finalmente el diseño considera la variación de los diferentes parámetros geométricos como lo son el diámetro de la tubería principal, el diámetro de los tubos, y el espaciamiento cuyo propósito es obtener las gráficas de variación del sistema de parámetros

importantes como la altura del generador de vapor, la longitud de tubos requerido, la cantidad de tubos necesarios y el área de transferencia de calor.

3.1 GEOMETRÍA DE LOS TUBOS

Uno de los primeros aspectos a tener en cuenta es la geometría que tendrán los tubos dentro del sistema generador de vapor y en especial, la cantidad de tubos que es posible contener en una hilera. Este valor depende principalmente del diámetro principal de la carcasa (D_p), el diámetro de los tubos (D_t) y el espaciamiento (E_s) como se puede observar en la figura 22. De manera que dependiendo de éstos 3 parámetros, calculamos la cantidad de tubos en cada hilera.

Figura 22. Distribución de los tubos por fila



Fuente: Autores

Por motivos de conveniencia, se adoptó que la mejor configuración para los tubos es un sistema escalonado por lo que sabiendo esto hay que configurar el sistema de fórmulas a ingresar como función en Matlab, de esta manera obtenemos que

$$S_T = \Delta + D_t$$

$$S_D = \sqrt{S_L^2 + \left(S_t/2\right)^2}$$

Siendo Δ el espaciado entre tubos mostrado en la figura 22 y S_L es el espaciado longitudinal de los tubos, en el que este último se estableció que la configuración geométrica formaría un triángulo equilátero, de esta forma

$$S_L = \frac{\sqrt{3}}{2} S_t$$

Entonces, para conocer la cantidad de tubos que caben en cada hilera, se debe dividir el espacio de trabajo entre el S_t , donde el espacio de trabajo es el resultado de la resta entre D_p y dos veces S_t , para que de esta manera podamos asegurarnos que los tubos tendrán el espacio suficiente a la carcasa y no se presentarán problemas de tubos muy cercanos a la lámina. Por lo que la cantidad de tubos está dado por

$$N_{Tubos} = \left\lfloor \frac{D_p - 2S_t}{S_t} \right\rfloor + 1$$

Finalmente, después de conocida la cantidad de filas que caben en una hilera de tubos, se calcula el área de transferencia de calor. Dado por

$$A^{fila} = \pi D L_{eq}$$

$$L_{eq} = 4 \sum_{i=1}^{N_{Tubos}} \left[\left(\frac{D_p}{2}\right)^2 - \left(i \frac{S_T}{2}\right)^2 \right]^{1/2}$$

3.2 TRANSFERENCIA DE CALOR

El diseño térmico óptimo es aquel que logra minimizar la cantidad de material a usarse, por tal razón se requiere de un análisis de transferencia de calor que logre adaptarse a las variaciones geométricas a fin de producir gráficas de resultados para cada configuración, por tal razón se requiere encontrar la condición del flujo que sea capaz de optimizar la transferencia de calor y que a su vez no pierda tanta presión al paso por el banco, pues esto implica un gasto adicional en energía.

3.2.1 Transferencia de Calor por Ebullición. El objetivo principal de la caldera es producir una rata de vapor saturado a una determinada presión de trabajo, por lo que es fundamental realizar el análisis de la transferencia de calor en cambio de fase que se está llevando a cabo dentro del sistema. Para eso se usaron las correlaciones para ebullición nucleada según los trabajos de Rohsenow³⁵

$$\dot{q}_{ebullicion} = \mu_L h_{fg} \left[\frac{g(\rho_L - \rho_v)}{\sigma} \right]^{1/2} \left[\frac{C_p(T_s - T_{sat})}{C_{sf} h_{fg} Pr_L^n} \right]^3$$

Donde μ_L es la viscosidad del líquido saturado, h_{fg} es la entalpía de vaporización, g la gravedad, ρ es la densidad saturada del líquido y vapor según su subíndice, σ la tensión superficial, C_p el calor específico del líquido, C_{sf} es una constante experimental que depende de la configuración geométrica y Pr es el número de Prandtl y sus valores se listan en la tabla.

Tabla 14. Propiedades agua en la caldera

Propiedad	Valor
μ_L	167,8E-06 [kg/m-s]
h_{fg}	2075 [kJ/kg]
g	9,81 [m/s ²]
ρ_L	905,3 [kg/m ³]
ρ_v	3,432 [kg/m ³]
σ	0,04611 [N/m]
C_p	4,345 [kJ/kg-K]
Pr	1,095

Fuente: Autores

3.2.2 Transferencia de calor en banco de tubos. Los gases de combustión que ingresan al generador de vapor deberán circular alrededor de un banco de tubos escalonados en disposición de triángulo equilátero que tiene como objetivo hacer que transfieran calor por convección hacia el agua en el interior. Dicha configuración se conoce como un haz o banco de tubos, en el que un fluido circula alrededor de los tubos.

Se realizará los trabajos de Gnielinkí³⁶ y sus colaboradores para el cálculo del coeficiente de transferencia de calor por convección externa. Primeramente, es el

³⁵ CENGEL, Yunus y GHAJAR, Afshin. Transferencia de calor y masa: Fundamentos y aplicaciones. 4 Ed. México D.F.: McGraw-Hill, 2011. 945 p.

³⁶ MILLS. Op cit.

cálculo de número de Reynolds, para ello se usará la velocidad alrededor de haz, donde V_o es la velocidad a la que el fluido venía inmediatamente antes de llegar al banco de tubos.

$$\frac{\bar{V}}{V_o} = \frac{S_T}{S_T - (\pi/4)D_t}$$

Posteriormente después de calculada la velocidad se realiza el análisis de transferencia de calor con el cálculo del número de Nusselt de la primera línea de tubos con flujo externo y los consiguientes se arreglarán con un factor de arreglo. De manera que

$$Nu^{1B} = 0.3 + \frac{0.62Re^{1/2}Pr^{1/3}}{\left[1 + (0.4/Pr)^{2/3}\right]^{1/4}}$$

$$\phi_{Escalonado} = 1 + \frac{2}{3Pr}$$

Finalmente, la transferencia de calor por convección externa se calculará como

$$Q_{C.Externa} = A^{fila} N h_{C.Externa} \frac{T_2 - T_1}{\ln\left(\frac{T_2 - T_s}{T_1 - T_s}\right)}$$

Donde N es el número de filas, T_2 y T_1 es la temperatura de salida y entrada de los gases de combustión respectivamente y A^{fila} es el área del sistema una sola fila.

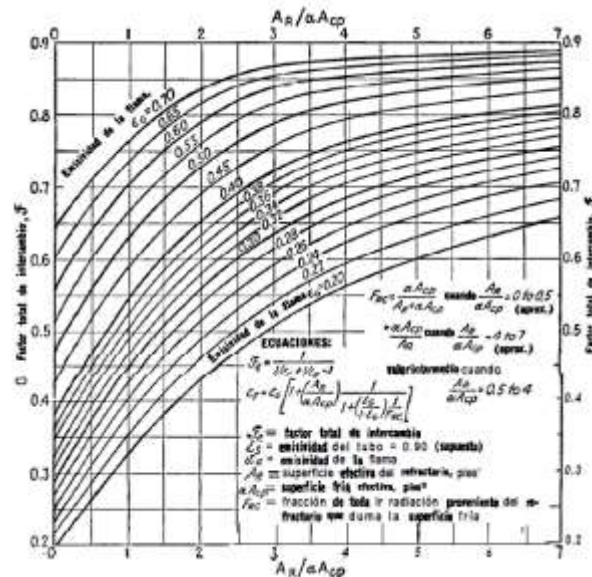
3.2.3 Transferencia de calor por radiación. La transferencia de calor por radiación es un mecanismo en el que los gases de combustión interactúan con los tubos y la placa de la caldera, sin embargo, dentro del dispositivo los tubos estarán divididos secciones más calientes que otras haciendo que exista una transferencia de calor

entre los tubos calientes a los más fríos y así sucesivamente. Para esto se usará el método suministrado por Lobo y Evans³⁷ el cual establece que

$$Q_{Rad} = F[(T_G)^4 - (T_S)^4]\sigma\epsilon A$$

Como se puede apreciar, nuevo a la ecuación anterior es el factor total de intercambio, el cual estará determinada en la gráfica. Para llevar encontrar este factor se requiere de ingresar con la relación entre el área total y el área de la superficie fría que se puede calcular mediante la relación de la figura 23.

Figura 23. Factor de forma en tubos



Fuente: Autores

3.3 METODOLOGÍA PARA LA SOLUCIÓN DEL SISTEMA

Con anterioridad se ha dicho que la solución de un sistema sin una geometría establecida es un problema, debido a que el análisis de transferencia de calor requiere del conocimiento dimensional del sistema para que así se pueda el cálculo del modelamiento.

³⁷ KERN, Donald. Procesos de Transferencia de Calor. 31 Ed. México D.F.: Compañía Editorial Continental, 1999. 981 p.

Por consiguiente, para realizar la solución al sistema de transferencia de calor, primero se dimensionó la caldera con unos valores preestablecidos, un diámetro principal de 1 m, diámetro tubería 1" y un espaciamiento entre tubos de 1". Después de tener las 3 dimensiones representativas, se procede a solucionar la geometría del sistema, suponiendo de esta manera la existencia de lo que se llamó un banco de tubos, el cual está constituido por 2 hileras de tubería escalonada, es decir, una con cantidad de tubos par y la otra impar.

De manera que conociendo la temperatura a la que los gases de combustión procedentes del hogar entran a la caldera, se realiza el proceso de transferencia de calor como parte de un método iterativo y se puede observar en el anexo la función ModelamientoCaldera.

El objetivo del sistema está centrado en calcular la cantidad de bancos que se requieren para cumplir la solicitud energética de 100 kW, sin embargo, como se partió de la suposición de la existencia de un banco, se requirió de la confluencia en buscar la igualdad entre el calor cedido termodinámicamente, el calor total por convección y radiación y el calor recibido por ebullición al agua. Finalmente, la igualdad entre los dos últimos calores, representa la solución de la transferencia de calor y entre éstos y el calor termodinámico representa la solución final de transferencia de calor cumpliendo los requerimientos.

Cabe resaltar que en este punto los resultados hallados no corresponden a la mejor solución del sistema, sino que hacen parte de una solución a un problema ya determinado desde el inicio, pues existen muchas otras variables que se asumieron sin haber realizado el respectivo diseño mecánico, sin embargo tampoco fueron tomados a la ligera, puesto que representan una de las recomendaciones iniciales para los espesores de tubería y lámina en calderas determinadas por la norma Asme. Así que, para la solución de los espesores se determinó en 6 mm y una temperatura de salida ligeramente superior a la temperatura de saturación del agua y de esta manera encontrar los resultados encontrados para una solución específica como se observa en la tabla.

3.4 ANÁLISIS DE RESULTADOS

El modelo de transferencia de calor plantea la existencia de muchas variables que determina los resultados obtenidos, por tal razón fue necesario realizar una variación de las diferentes incógnitas a tener en cuenta, es decir, con la ayuda de

Matlab y la programación de varias funciones se ejecutaron en el SetUp 1, 2, 3 y 4 que se pueden encontrar en el Anexo.

El objetivo de estas variaciones es encontrar las gráficas del comportamiento del sistema ante cada dimensión establecida, sin embargo, un aspecto fundamental fue determinar las variables que se constituían de gran importancia al momento del diseño, por lo que fue necesario estimar que el diseño óptimo debe incluir factores fuera del alcance del modelo usado y que son de gran importancia, los cual ante la dificultad de programar cada una de las condiciones establecidas y mucho más complejo caracterizarlas, se optó por limitar el modelo a lo meramente termodinámico, y al resto se aplicará un criterio ingenieril capaz de tomar la mejor decisión.

La primera condición a tener en cuenta es que la caldera no puede ser muy alta, pues se trata de un dispositivo de baja potencia, en el que una altura muy grande podría aumentar los costos producto del pandeo que se puede presentar en sus bases, además de que un dispositivo desproporcionado sería considerado un mal diseño. Así mismo, con respecto a los materiales se tuvo en cuenta el área total de las láminas que se requerirían cilindrar para hacer el tubo principal y la longitud total de los tubos, de esta manera lograríamos una caracterización inicial de la cantidad de material a usar, sin embargo esto no representa un valor exacto debido a que las láminas de acero inoxidable están estandarizadas, así que habría que ser muy cuidadoso al momento de la elección del diámetro, pues no solamente se debe tener la menor área posible, sino que al momento de la manufactura también debe ser la que producirá la menor cantidad de residuos de material.

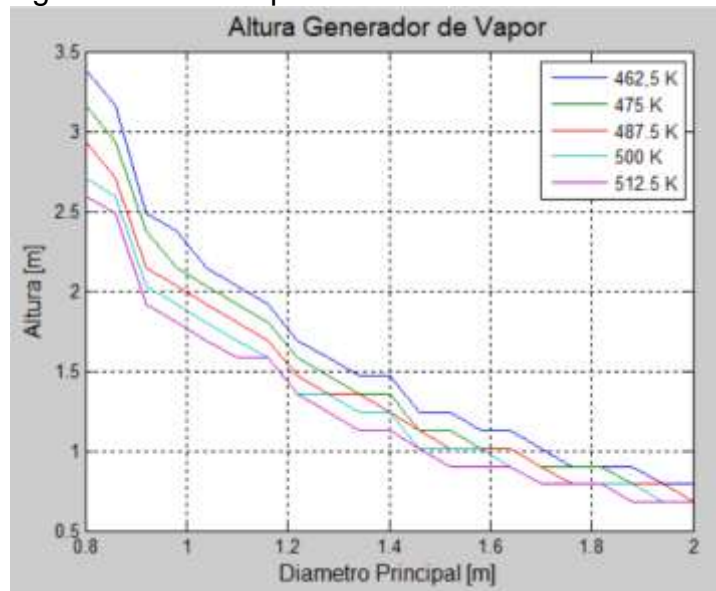
De igual manera, desde la perspectiva del diseño mecánico se tuvo en cuenta la cantidad de tubos necesarios en el haz de tubos como un factor fundamental del diseño, debido a que entre menos aberturas se le realicen a lámina, mucho mejor, porque cada abertura representa una reducción en la resistencia de la lámina, un esfuerzo mayor y un mayor gasto en soldadura.

Finalmente, al ser un haz de tubos, se tuvo en cuenta la pérdida de presión que afectaría el paso de los gases de combustión, debido a que esto implicaría una mayor potencia en el ventilador que suministra el aire necesario, sin embargo, la caracterización de la pérdida de presión depende en gran medida de varias gráficas que no se encontraron modeladas, por tal razón, se sabe en un principio que entre mayor sea la velocidad, mayor será la pérdida de presión debido a que éste término se encuentra elevador al cuadrado, de manera que se realizaron las gráficas de la

proporción en la pérdida de presión, solamente teniendo cuenta la velocidad del flujo de gases.

3.4.1 Variación Diámetro Principal y Temperatura de Salida. El primer aspecto a tener en cuenta es el comportamiento de los diferentes parámetros al momento de realizar una variación de la temperatura de salida y el diámetro principal dejando constantes el diámetro de los tubos y el espaciado entre los mismos como se puede apreciar en las figuras 24 y 25.

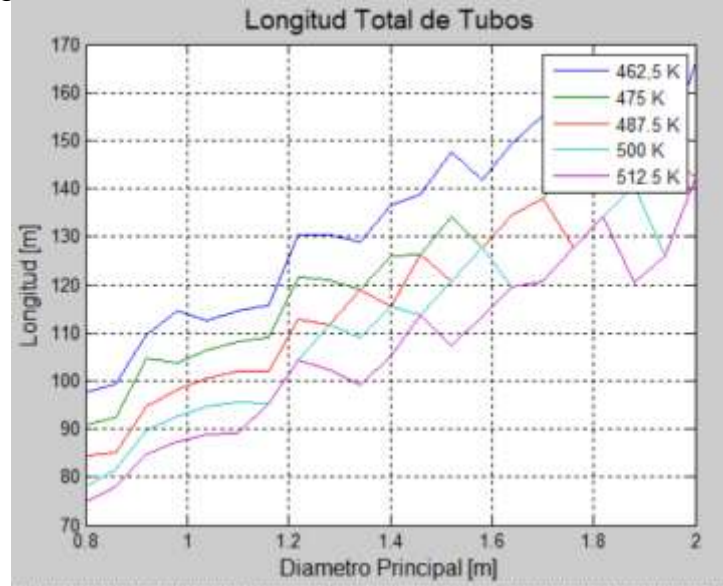
Figura 24. Altura generador de Vapor



Fuente: Autores

En la figura 24 se puede apreciar que al aumentar el diámetro principal de la caldera disminuye la altura de la caldera, esto se debe a que los gases de combustión van a tener una gran área de transferencia de calor por radiación en comparación con la convectiva, haciendo que en términos de altura sea mejor tener un gran diámetro. Sin embargo, dicha disminución en la altura sería representado en un aumento bastante considerable de la longitud total de los tubos, es decir, que prácticamente tendría una caldera poco alta, con un diámetro muy grande, que a su vez tiene una gran longitud de los tubos en los que influye un costo mucho mayor que las placas para la construcción del diámetro principal.

Figura 25. Longitud total de los tubos



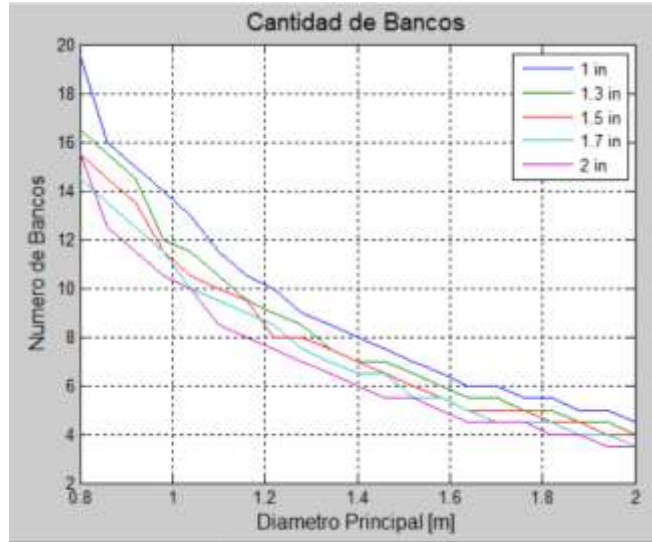
Fuente: Autores

Cabe resaltar, que la forma discontinua y en picos que forman las gráficas se debe a los cambios geométricos establecidos en la programación. Por ejemplo, existen variaciones del diámetro que no representan variaciones en la cantidad de tubos del banco, lo que produce número de Reynolds similares ante áreas de transferencia de calor desiguales produciendo así estos picos.

3.4.2 Variación Diámetro Principal y Diámetro Tubos. El segundo análisis a tener en cuenta son las variaciones cuando el diámetro de la tubería aumenta o disminuye conforme también lo hace el diámetro principal del sistema.

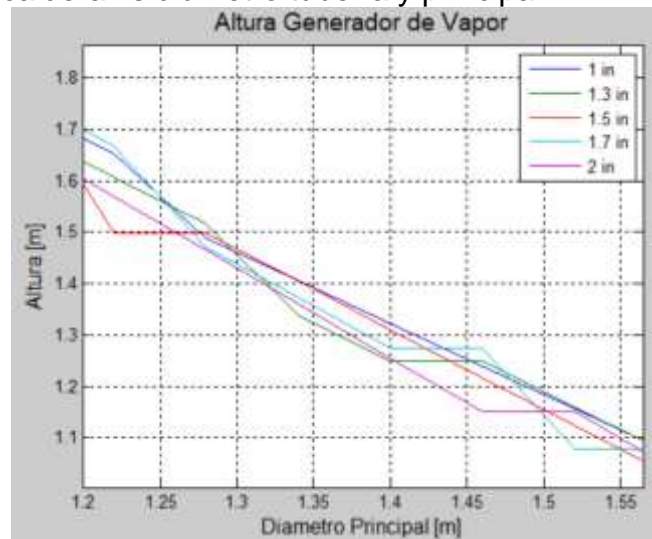
En la figura 26 se puede observar que la cantidad de bancos requeridos disminuye cuando aumenta tanto el diámetro principal, como el diámetro de las tuberías, haciendo que a un diámetro principal constante la diferencia entre una y otra configuración distinta disminuya en gran cantidad el número de bancos necesarios. Los cuales son de gran importancia debido a que cada tubo de más implica un hueco en el casco de la caldera afectando su resistencia y por ende su espesor.

Figura 26. Cantidad de filas



Fuente: Autores

Figura 27. Altura caldera vs diámetro tubería y principal

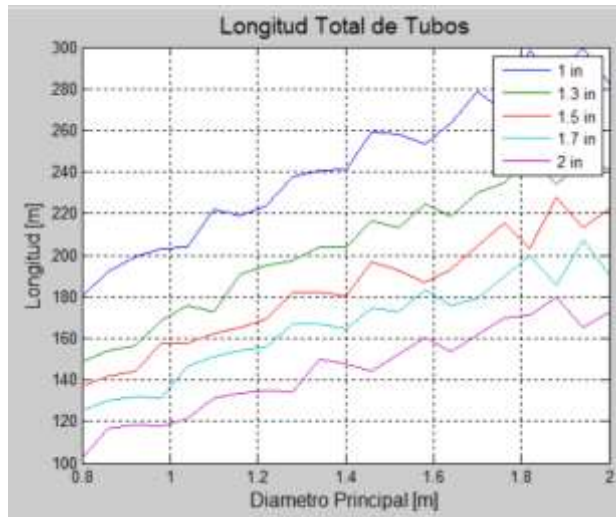


Fuente: Autores

La figura 27 nos muestra que la altura de la caldera no es un factor muy dependiente del diámetro de los tubos, sino que del diámetro principal, esto implica una clara dependencia con la altura. Así mismo la figura 28 nos muestra como la longitud total de los tubos se ve seriamente afectada por el diámetro de la tubería, teniendo diferencias de casi 90 metros para distintos diámetros bajo un mismo diámetro principal. De manera que obtenemos como resultado final que un mayor diámetro de tubería implica una menor cantidad de tubos, una menor longitud de los tubos y

éstos a su vez no se afectan considerablemente la altura del generador de vapor. Por esta razón, la tubería óptima para los tubos es de 2”.

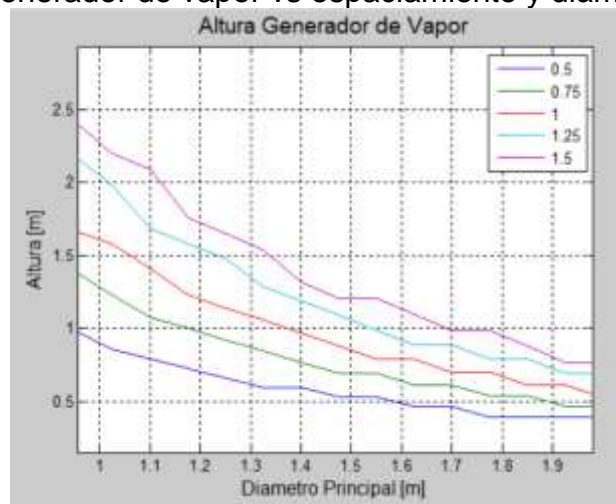
Figura 28. Longitud total de los tubos



Fuente: Autores

3.4.3 Variación Diámetro Principal y Relación de Espaciamento. El tercer análisis a tener en cuenta son las variaciones que se realizan cuando el diámetro principal aumenta o disminuye conforme también lo hace la relación del espaciamento, la cual consiste en la relación entre el espaciamento de la tubería y el diámetro de esta.

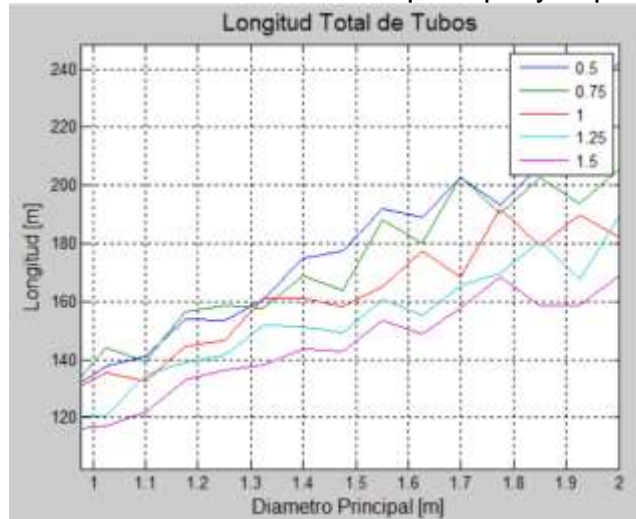
Figura 29. Altura generador de vapor vs espaciamento y diámetro principal



Fuente: Autores

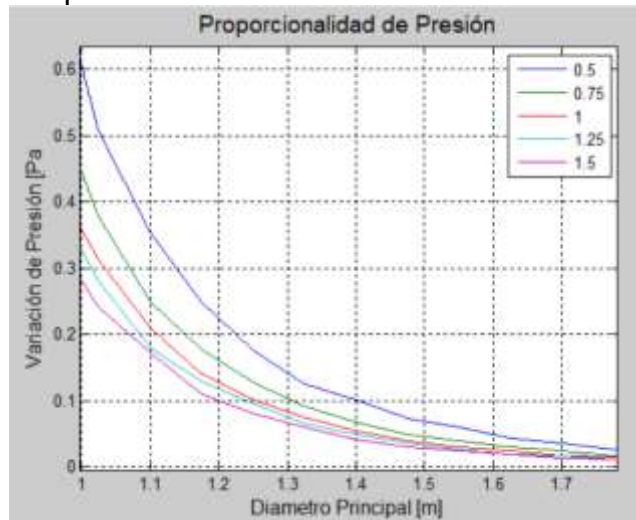
Como se puede apreciar en la figura 29, una distancia corta entre tubos haría que más tubos queden juntos dentro de un banco y así aumentar la transferencia de calor por radiación produciendo una menor altura, sin embargo, como se puede apreciar en la figura 30, eso se haría a costa de una longitud mayor de la tubería y una mayor pérdida de presión en la caldera afectando claramente la cantidad de potencia suministrada al sistema desde los ventiladores, como se aprecia en la figura 31.

Figura 30. Longitud total de tubos vs diámetro principal y espaciamiento



Fuente: Autores

Figura 31. Pérdida de presión



Fuente: Autores

3.4.4 Toma de decisión. Como se mencionó con anterioridad, la base del diseño es térmica y económica, sin embargo, no se aplicó una función objetivo que tuviese como resultado final el diseño óptimo, en cambio a partir del comportamiento térmico se realizó un criterio ingenieril que tiene en cuenta factores de manufactura, economía y facilidad para construcción. Los resultados de esa decisión se listan en la tabla.

Finalmente cabe resaltar que el diseño hace parte de un proceso cíclico en el que no solamente incluye el modelamiento térmico sino también el mecánico, por lo que las dimensiones y decisiones acá planteadas podrán tener ciertas variaciones futuras en el futuro. Sin embargo, el criterio de modelamiento y decisión tuvo mucho en cuenta las recomendaciones iniciales llevadas a cabo en la norma Asme.

Tabla 15. Resultados Generador Vapor

VARIABLE	RESULTADO
Flujo Másico de Vapor	140 [kg/h]
Caudal de Vapor	10,98 [L/s]
Caudal de Agua	149,8 [L/h]
Presión	80 [psi] (94 psig)
Temperatura Saturación	162,2 [°C]
Energía Requerida	100 [kW]
Calor Radiación	62,43 [kW]
Calor Convección	49,78 [kW]
Temperatura media tubos	167,15 [°C]
Flujo Gases	537,52 [kg/h]
Velocidad Entrada	0,2898 [m/s]
Diámetro Nominal Tubos	2" (50,8 mm)
Diámetro Exterior Tubos	60,3 [mm]
S_T	120,6 [mm]
S_L	104,44 [mm]
θ	60°
Tubos Fila Impar	9
Tubos Fila Par	8
Longitud tubos por Banco	17,5 [m]
Cantidad Bancos	14
Longitud Total	122,82 [m]
Altura Bancos	1,46 [m]
Diámetro Tubo Principal	1200 [mm]
Área Lamina Acero	11 [m ²]
Área Tubos	23,3 [m ²]

3.5 PÉRDIDAS DE PRESIÓN AL INTERIOR DE LA CALDERA

Minimizar la pérdida de presión dentro de la caldera fue uno de los factores que se tuvieron en cuenta como fundamentales al momento de realizar el diseño del sistema generador de vapor, sin embargo, no se logró un adecuado modelamiento debido a la existencia de gráficas que no se lograron representar mediante una curva analítica, por lo que fue necesario hacer el diseño respecto un factor proporcional en la presión. De manera que la caída de presión está dada por³⁸

$$\Delta P = N_L f \chi \frac{\rho V_{max}^2}{2}$$

Donde N_L es la cantidad de bancos, f el factor de fricción, χ un factor de corrección y donde la velocidad máxima del sistema es de 1,5 m/s. Finalmente el cálculo del factor de fricción y la corrección es de 8 y 1 respectivamente dando como resultado una pérdida de presión de 95 [Pa].

3.6 DISEÑO DE LA CHIMENEA

La chimenea es el dispositivo encargado de ejercer el tiro suficiente para que los gases de combustión salgan al ambiente y se harán según las disposiciones de la norma española³⁹, el cual considera la existencia de un tramo horizontal y uno vertical con un punto de verificación y caída de cenizas y demás.

Este constituye finalmente el empleo de correlaciones térmicas y de transferencia de calor, cuyo objetivo es realizar un modelo iterativo a fin de encontrar la altura y el diámetro para generar un tiro positivo y así asegurar el flujo de los gases de combustión. El procedimiento de cálculo inicia con el área transversal del sistema dado por

$$A = \frac{\dot{v}}{v}$$

³⁸ CENGEL. Op cit.

³⁹ ASOCIACIÓN ESPAÑOLA DE NORMALIZACIÓN Y CERTIFICACIÓN. Cálculo y Diseño de Chimeneas Metálicas. Guía de Aplicación. UNE 123001. Madrid: AEONOR, 2005

Donde v es

$$V = 7,1 + 2,03x - 0,25x^2 - 0,526 \times 10^{-3}x^3 - 3,109 \times 10^{-3}x^4$$

$$x = \ln \dot{m}$$

El flujo másico y volumétrico de los gases es de 0,143 [kg/s] y 0,3278 [m³/s] respectivamente, dando como resultado un diámetro de 30 [cm]. A continuación, se procede a calcular el coeficiente global por transferencia de calor, asumiendo una temperatura de pared igual la media entre la temperatura de entrada a la chimenea y la temperatura ambiente.

$$U = \frac{1}{\frac{1}{h_i} + \beta \left(R_p + \frac{D_i}{D_x} \frac{1}{h_x} \right)}$$

$$R_p = D_i \sum \left[\frac{1}{2\lambda_H} \ln \left(\frac{D_i + 2\varepsilon}{D_i} \right) \right]$$

$$h_i = \frac{\lambda_H Nu}{D_i}$$

$$\lambda_H = 0,023 + [8,5 \times 10^{-6}(T_{HM} - 273)]$$

$$Nu = 0,0354a(Re^{0.75} - 180)$$

Dando como resultado un coeficiente global de transferencia de calor de 3.8 W/m²K. Cono el cual calculamos el factor de enfriamiento para posteriormente calcular la temperatura media y de salida. Si las temperaturas halladas son iguales a la suposición entonces se procede al cálculo del tiro de inducción.

$$f_e = \frac{US_L}{Cp\dot{m}}$$

$$T_{HM} = T_A + \left[\frac{T_{HE} - T_A}{f_e} \right] (1 - e - f_e)$$

$$T_{HS} = T_{HM} + (T_{HM} - T_{HM})e - f_e$$

$$t = gH[\rho_A - \rho_{HM}]$$

Produciendo un tiro de 35 [Pa] para una altura de 5 [m]. Finalmente calculamos la pérdida de presión a lo largo de toda la chimenea determinada por

$$\Delta P = f_s \left(\sum_{\text{Tramos}} \left[\rho_{HM} \frac{V_M^2}{2} \left(f \frac{L}{D_i} + \sum \xi \right) \right] + \Delta P_D \right)$$

Donde el cálculo de la variación en la presión dinámica está dada por

$$\Delta P_D = \rho_{HM} \frac{V_s^2 - V_e^2}{2}$$

En resumen, la chimenea estará en capacidad de generar un tiro de 35 [Pa] a una altura de 5 [m] y un diámetro de 30 [cm] en el que la pérdida de presión por el tramo de tubería es de 15,6 [Pa].

4. SISTEMA DE ALIMENTACIÓN

El sistema de alimentación es el dispositivo encargado de suministrar el combustible de forma óptima al hogar. Por esta razón, se requiere de un diseño capaz de suministrar el flujo necesario y además que cuente con versatilidad para el control.

En la actualidad el CENIVAM cuenta con alimentación a un hogar de biomasa mediante tornillo sin fin, sin embargo, este sistema ha presentado fallas por atascamiento del material vegetal entre los dientes y la camisa. Así mismo, el sitio de acopiamiento del material vegetal es inmediatamente después de la finalización del tornillo generando problemas para el sitio de suministro, por consiguiente, se decidió implementar un sistema de alimentación neumática.

Este capítulo se basará en los principios y recomendaciones dadas por Mills⁴⁰. De allí se obtendrá la caracterización y las bases del diseño.

4.1 GENERALIDADES DEL TRANSPORTE NEUMÁTICO

El sistema de transporte neumático emplea la fuerza de arrastre producida por un flujo másico de aire a una determinada presión al entrar en contacto con un sólido granular o en polvo. Se trata de un sistema de múltiples aplicaciones industriales por su versatilidad, pues se ha logrado transportar con éxito tamaños de partículas desde unas pocas micras hasta 3 pulgadas de diámetro a distancias de unos pocos metros, hasta 3 millas de longitud⁴¹.

4.1.1 Sistemas de transporte. El transporte neumático es muy variado, así pues, no existen únicas soluciones para la implementación tecnológica, por esta razón se pueden diferenciar por la posición del motor de aire y por la configuración del sólido al interior de la tubería.

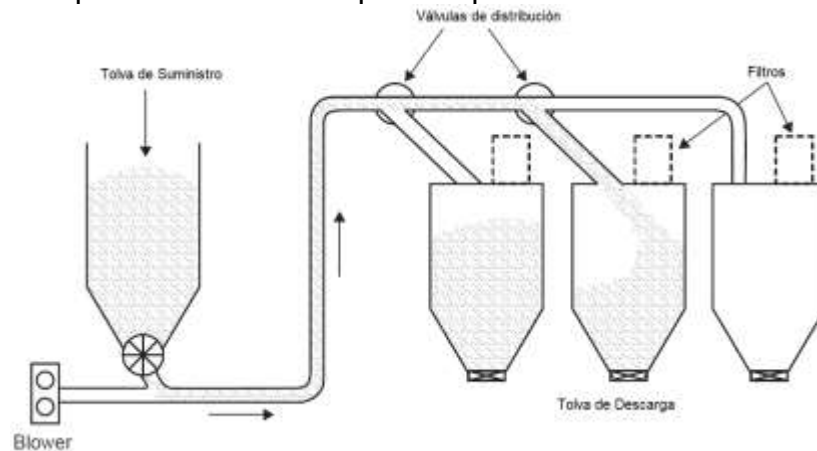
4.1.1.1 Transporte por presión positiva. Consiste en la implementación del motor de aire o soplador en la cercanía de la tolva de suministro; en este sistema el aire a presión por encima de la atmosférica ingresa a la tubería transportando el sólido como se muestra en la figura 32.

⁴⁰ MILLS, David. Pneumatic Conveying Desing Guid. 2 Ed. Oxford: Elsevier Butterworth-Heinemann, 2004. 650 p. ISBN 0-7506-5471-6.

⁴¹ YANG, Wen-Ching (ed.). Handbook of fluidización and fluid-particle systems. 1 Ed. New York: Marcel Dekker Inc, 2003. 850 p.

4.1.1.2 Transporte por presión negativa. De manera análoga al sistema por presión positiva, este sistema consiste en la implementación del soplador al final de la línea y en cercanías a las tolvas de descarga; en esta configuración se produce una presión de vacío al interior de la tubería.

Figura 32. Transporte neumático de presión positiva



Fuente: Pneumatic Conveying Desing Guid. David Mills.

4.1.1.3 Transporte en fase diluida. Ocurre cuando el material sólido a transportar está en suspensión dentro del aire que fluye. Se trata del sistema de transporte más común en la aplicación tecnológica debido a su facilidad de implementación, en el que requiere aire a velocidades de 13 a 15 m/s.

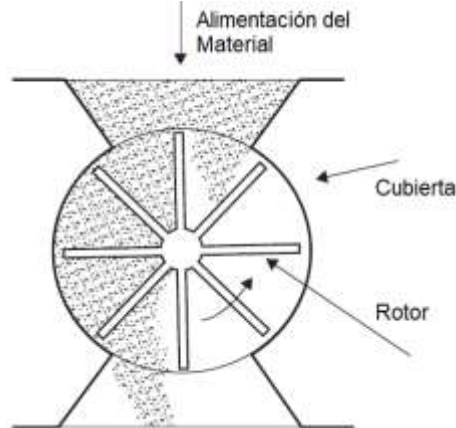
4.1.1.4 Transporte en fase densa. De forma análoga, la fase densa ocurre cuando la velocidad del aire es más baja y consiste en el transporte de paquetes de alta densidad de material.

4.1.2 Componentes. En la figura 31 se puede apreciar fácilmente los elementos auxiliares para el sistema de transporte. Estos son

- Motor de aire. Es el encargado de suministrar el aire a la presión y caudal requerido por el sistema, por lo que es el elemento de mayor importancia en el transporte neumático y donde finalmente se derivará todo el diseño del sistema. Así pues, el suministro de aire requiere del cálculo y selección del compresor necesario para el transporte, pues no todos los sistemas son funcionales.
- Tolva de entrada. La tolva de entra es el sistema que pone en contacto al material a trasportar y el aire. Su diseño está determinado en gran medida por el sistema de alimentación seleccionado.

- Alimentación. Para la alimentación del material dentro de la tubería se requiere de sistemas que controlen el flujo o que simplemente generen una alimentación óptima. Por ende, existe alimentación con tanques de soplado para alta presión, alimentación con tornillo, válvula rotativa (figura 33), válvulas de compuerta, boquillas de succión para presión negativa y sistemas Venturi para bajas presiones.

Figura 33. Alimentación con válvula rotativa



Fuente: Pneumatic Conveying Desing Guid. David Mills.

- Tubería. Es el sistema que interconecta la tolva de carga y descarga de todo el sistema, es decir, por donde circulará el aire y el material, por consiguiente, es importante su diseño y el dimensionamiento del espesor de pared, el acabado de superficie, los escalones y las curvas a utilizar para seleccionar el compresor. Cabe resaltar que la tubería debe ser diseñada para mantener la velocidad mínima del aire y a su vez logre minimizar la caída de presión del transporte.

4.2 DISEÑO DE APROXIMACIÓN

Debido a la alta complejidad en el diseño de un sistema neumático y la poca información encontrada para la caracterización de la biomasa al interior de la tubería se decidió realizar un diseño de aproximación al sistema el cual está basado en la evaluación potencial del sistema a tratar para así obtener una fase preliminar del diseño, construir un prototipo y finalizar el diseño.

En la actualidad las investigaciones de neumática a la biomasa están orientadas al análisis del comportamiento de un sistema irregular de partículas dentro de un

quemador de lecho fluidizado. Sin embargo, el diseño requerido por el sistema es muy sencillo pues simplemente hay una tubería horizontal cuyo objetivo es impulsar la biomasa hacia el hogar para que caiga hasta el otro lado de la pared y así mediante este sistema se logre suministrar aire secundario y combustible.

El modelo matemático más básico usados para el diseño inicial está basada en la evaluación las velocidades de transporte de aire debido a que el volumen del material transportado es insignificante en comparación con el del aire, así de esta manera podemos llegar a una aproximación bastante cercana del comportamiento real del sistema.

Para comenzar un factor de gran importancia en el diseño neumático es la relación de carga de sólidos, que fracción entre el flujo másico sólido y del aire; este factor es de gran importancia debido a que con él podemos caracterizar el tipo de flujo y además conocer del comportamiento del sistema pues es aproximadamente constante a lo largo de toda la longitud.

$$\phi = \frac{\dot{m}_p}{3.6 \dot{m}_a}$$

Así, de esta manera obtenemos con la aplicación de la ley de gases ideales que

$$\dot{m}_p = 3.6\phi \frac{\pi d^2 p c}{4 RT} [Ton/h]$$

Donde d es el diámetro de la tubería, p la presión del aire, c la velocidad en el ducto y R la constante universal de gases ideales.

En la ecuación anterior podemos observar que para un diseño inicial no se cuenta con la relación de carga, el diámetro, la velocidad del aire y la presión; por lo que es necesario obtener estas variables experimentalmente con mediciones a un sistema⁴². De esta forma obtendríamos que

$$\dot{m}_p = 9.85 \frac{p c d^2}{RT} \left[\frac{\Delta p_c}{\Delta p_a} - 1 \right] [Ton/h]$$

⁴² MILLS. Op cit.

Donde Δp_c es la caída de presión en la línea de transporte y Δp_a es la caída de presión solo del aire. Para transporte positivo la presión está dada por

$$p = \Delta p_c + p_{atm}$$

Finalmente, como nuestro objetivo es conocer el flujo másico de aire y la presión capaz de suministrar ese combustible tenemos que la presión de suministro del soplador está dada por y los resultados se listan en la tabla.

$$p = \frac{1}{2} \left\{ p_{atm} + \Delta p_a + \left[(p_{atm} + \Delta p_a)^2 + \frac{\dot{m}_p T_1 \Delta p_a}{2.46 C_1 d^2} \right]^{1/2} \right\}$$

Donde la pérdida de presión del aire está dada por

$$\Delta p_a = p_2 \left[\left(1 + \frac{\varphi C_2^2}{RT_2} \right)^{0.5} - 1 \right]$$

Tabla 16. Resultados Diseño Aproximación

Variable	Resultado
C	13 [m/s]
d	100 [mm]
\dot{m}_p	70 [kg/h]
T	300 [k]
Patm	101.325 [kPa]
ΔPa	0,1 [kPa]
p	110,5 [kPa]
ΔPc	4 [kPa]

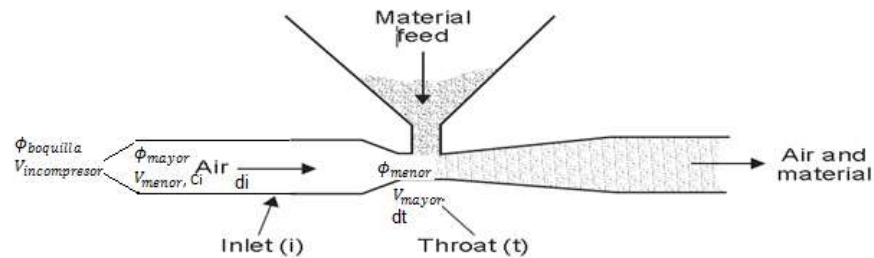
Fuente: Autores

4.3 PROTOTIPO

El diseño del sistema de alimentación de aproximación realizado en la sección anterior se construye con el objetivo de obtener una validación empírica de funcionamiento del sistema y encontrar la relación de carga experimental que gobierna el flujo.

Para la alimentación del sistema se optó por un sistema tipo venturi como el mostrado en la figura 34, el cual consiste en la reducción del área de transporte para aumentar la velocidad y disminuir la presión provocando una alimentación por gravedad. Se trata de un sistema pasivo de alimentación que funciona óptimamente para bajas presiones.

Figura 34. Medidas del sistema



Fuente: Handbook of Biomass Conveying.

El prototipo construido se muestra en la figura 35 y consta de tubos en PVC y lámina acrílica y difusores se hicieron con lámina y las tuberías con PVC y una placa orificio para medir el caudal de aire suministrado por el compresor.

Figura 35. Prototipo experimental sistema neumático



Fuente: Autores

4.3.1 Prueba prototipo. El objetivo del dispositivo es la validación experimental del funcionamiento del sistema de alimentación de combustible para la caldera de biomasa con tamaño de partícula de 2 [mm] con en la figura 36.

Figura 36. Material vegetal triturado



Fuete: Autores

La validación experimental se basa en una prueba donde se mide el flujo de aire, mediante un dispositivo placa orificio⁴³, y después de un tiempo se pesa la cantidad de materia vegetal expulsada por el sistema Venturi. Dicho procedimiento se realiza cinco veces para diferentes presiones marcadas en el manómetro.

En la siguiente tabla se muestran los resultados obtenidos para cada prueba cuya finalidad es la de encontrar los valores experimentales del funcionamiento de todo el sistema.

Tabla 17. Resultados prueba tomada

N°	PRESION COMPRESOR [psig]	PRESION PLACA ORIFICIO (ΔP)	TIEMPO (t) [s]	PESO BIOMASA ($W_{biomasa}$) [kg]
1	120	35	120	1,887
2	110	33	120	1,776
3	100	27	120	1,659
4	90	25	120	1,59
5	80	21	120	1,303

Fuente: Autores

Los cálculos establecidos están en calcular el flujo másico del aire, del combustible y el coeficiente de descarga C del material vegetal

⁴³ DULHOSTE Jean-François. Medición de flujo. Escuela Ingeniería Mecánica ULA. [En línea], [Consultado 29 de septiembre del 2017]. Disponible en: http://webdelprofesor.ula.ve/ingenieria/djean/index_archivos/Documentos/I5_Medicion_de_flujo%20A.pdf

$$\dot{m}_{aire} = \left(\frac{C * \varepsilon}{(\sqrt{1 - \beta^4})} \right) * \left(\frac{\pi}{4} \right) * d_{men}^2 * \sqrt{(2 * \rho * \Delta P)}$$

$$\dot{m}_{combustible} = \frac{W_{biomasa}}{t}$$

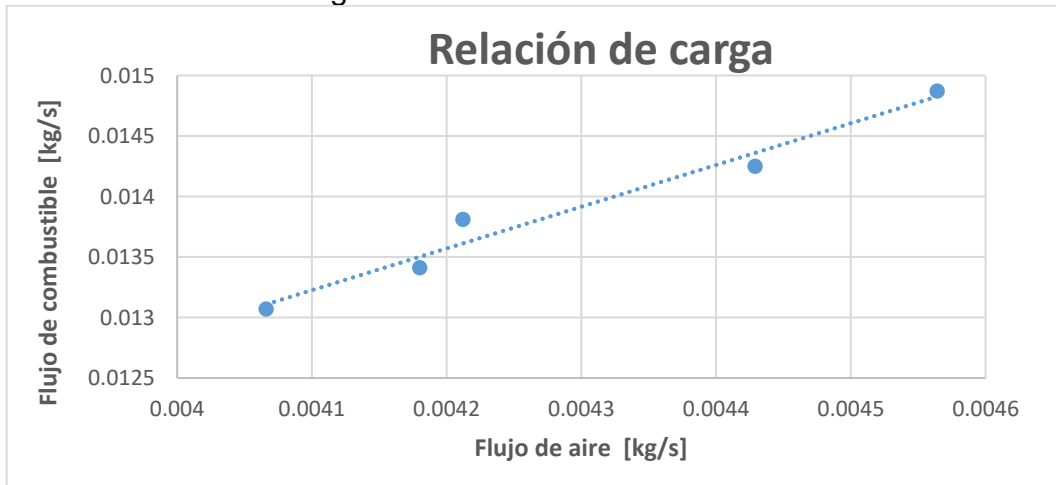
$$C = 0,5961 + 0,0261 * \beta^2 - 0,261 * \beta^8 + 0,000521 * \left(\frac{(10^6) * \beta}{Re} \right)^{0,7} + (0,0188 + 0,0063 * A) * \beta^{3,5} * \left(\frac{10^6}{Re} \right)^{0,3} + ((0,043 + 0,080 * \exp(-10 * L_1) - 0,123 * \exp(-7 * L_1))) * (1 - 0,11 * A) * \left(\frac{\beta^4}{1 - \beta^4} \right) - 0,031 * (M_2 - 0,8 * M_2^{1,1}) * \beta^{1,3}$$

Se procede a encontrar la relación que hay entre el flujo de aire másico de aire versus el flujo de combustible como la figura 37 para realizar una regresión lineal

$$\dot{m}_{combustible} \left[\frac{kg}{s} \right] = 3.4486 \dot{m}_{aire} \left[\frac{kg}{s} \right] - 0.0009$$

Los resultados permiten concluir que el sistema de alimentación neumático tipo Venturi a muy bajas presiones aumenta linealmente la relación de carga, es decir que un mayor flujo de aire proporcionaría un crecimiento en la cantidad de combustible suministrado.

Figura 37. Relación de carga



Fuente: Autores

4.4 DISEÑO FINAL SISTEMA DE ALIMENTACIÓN

El diseño final del sistema de alimentación tiene en cuenta diversos factores para el flujo bifásico que no se tuvieron en cuenta en el diseño de aproximación. Esto debido a que durante todo el tramo de la tubería la velocidad de aire y la presión irán variando a lo largo del sistema haciendo que el material pueda presentar estancamientos o aceleraciones, por lo que se usará un balance de fuerzas⁴⁴.

$$\frac{\Delta P}{L} = \rho \varepsilon g + \rho_p (1 - \varepsilon) g + f_s \rho_p (1 - \varepsilon) \frac{u_p^2}{2D} + \frac{f_g \rho \varepsilon u_g^2}{D}$$

Donde el primero y segundo término son la gravedad del aire y la biomasa respectivamente; el tercer y cuarto término son los efectos de fricción del sólido y el aire respectivamente.

$$\varepsilon = 1 - \frac{4W_s}{\pi u_p \rho_p}$$

$$u_p = u_g - u_t \left[\left(1 + \frac{2f_s}{gD} u_p^2 \right) \varepsilon^{-4.7} \right]^{0.5}$$

$$f_g = 0.0285 (gD)^{0.5} u_p^{-1}$$

$$f_g = 0.0014 + 0.125 Re^{0.32}$$

Tabla 18. Resultado Diseño Final

PARÁMETRO	RESULTADO
Pérdida de presión	9,09 [kPa]
Flujo combustible	80 [kg/h]
Velocidad aire	13 [m/s]
Velocidad biomasa	11,62 [m/s]
Flujo aire	98.72 [kg/h]

Fuente: Autores

4.4.1 Selección blower sistema de alimentación. El sistema de alimentación requiere un dispositivo que suministre el caudal de aire necesario para producir la rata de combustible. Estos requerimientos permiten seleccionar el dispositivo el cual es un blower tipo industrial de la empresa SUNSUN, código 6108, referencia HG-250C el cual se muestra a continuación junto con sus especificaciones⁴⁵.

Figura 38. Blower del sistema



CODIGO	6004	6108
Referencia	HG-180	HG-250C
Potencia	180W	250W
Voltaje	110 V/60 Hz	110V/60Hz
Presión	9 Kpa 1.3 PSI	10 Kpa
Q /M³/H	20 m ³ /h	35 m ³ /h
Salida	1"	1"
PRECIO	\$580.000	\$600.000

Fuente: Catálogo 2017 lista precios Hidrofas

4.4.2 Tolva de alimentación. La tolva de alimentación se diseñó, basándose en la densidad del material vegetal triturado. Los cálculos requeridos para encontrar el volumen de la tolva y sus respectivas divisiones se resolvieron mediante el software EES.

$$W_{biomasa} = 90 [kg]$$

Conociendo el valor del flujo de combustible y sobredimensionando el sistema se encuentra que el flujo másico de combustible es

$$\dot{m}_{combustible} = 70 \left[\frac{kg}{h} \right]$$

$$t_{rep} = 77,1 [min]$$

Este procedimiento analítico indica que el volumen de la tolva es 0,35 [m³]. Para el cálculo del dimensionamiento de la caldera se supuso una geometría de cono

⁴⁵ CATALOGO 2017 Lista de precios 2017. Empresa HIDROFAS importaciones S.A.S.{En linea}. {Consultado octubre 20 del 2017}. Disponible en: <http://www.hidrofas.com/image.ashx?i=570049.pdf&fn=2%20seccion%20de%20blower%202017.pdf>

truncado de radio menor (r) igual al valor del diámetro menor del programa anterior y un Angulo (θ) de 45° .

$$hn = r * \tan(\theta)$$

$$V_{Tolva} = \frac{\pi * (r^2 + r * R + R^2) * h}{3}$$

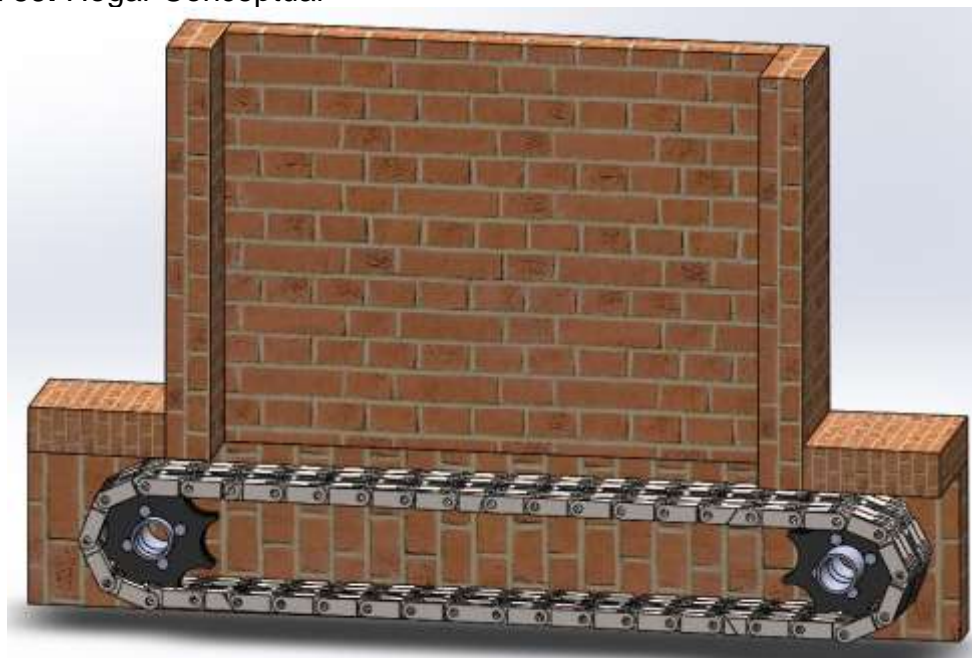
Finalmente, la tolva tiene entrada cuadrada de 42 cm a una altura de 1 m hecha con material galvanizado calibre 25.

5. DISEÑO MECÁNICO DEL HOGAR

El diseño mecánico⁴⁶ constituye un factor de gran importancia en el cálculo completo del hogar de combustión, pues finalmente este análisis será el que entregará todas las dimensiones establecidas desde la perspectiva del funcionamiento, su esfuerzo y el cumplimiento de todos los requerimientos definidos desde el inicio.

Uno de los aspectos fundamentales en la toma de decisiones para dimensionar mecánicamente el hogar está en los materiales, por consiguiente, se ha priorizado en aquellos que son de fácil acceso en la industria local, cuyo objetivo es el de no incurrir en gastos mayores de importación o transporte para lograr abaratar los costos económicos de construcción.

Figura 39. Hogar Conceptual



Fuente: Autores

El hogar de combustión propuesto se compone principalmente por una parrilla móvil que se encargará de transportar el lecho de combustión hasta que finalmente la biomasa convertida en ceniza caerá a otro sitio dispuesto para tal finalidad, por tal razón es necesario especificar el sistema de transmisión de potencia, el cálculo de la catarina, la geometría de la parrilla, los cojinetes, el eje, el motoreductor y demás

⁴⁶ IRANIAN PETROLEUM STANDARDS. Engineering and Material Standard for Fired Heaters. IPS-G-ME-200. Teheran, 2003.

componentes destinados al funcionamiento, como el eliminador de cenizas y la compuerta de seguridad.

5.1 SISTEMA DE PARRILLAS MÓVILES.

Figura 40. Parrilla móvil tipo cadena



Fuente: Autores

En la figura 40 se puede apreciar el sistema de parrillas final cuyo es el de ofrecer a la biomasa el espacio suficiente como cama para la combustión, sin embargo, los combustibles sólidos producen ceniza y si esta no es retirada adecuadamente producirá ineficiencias en el sistema, por tal motivo se decidió que fuese móvil para retirar la ceniza hacia el exterior del hogar.

Sin embargo, uno de los problemas planteados en el diseño es sobre el tipo de parrilla móvil a usar debido a la existencia de varias características que ofrecen sus pros y contras en su precio, mantenimiento y funcionamiento. En el anexo se puede ahondar más en el tema de las parrillas móviles y los parámetros que se llevaron a cabo en la toma de decisión en la que finalmente la parrilla móvil funcionará como si fuese una cadera que será girada mediante una catarina cuyo propósito no es el de transmitir una potencia al piñón, sino transportar la biomasa linealmente a través de todo el hogar.

Para el diseño de estos sistemas se debe tener en cuenta la temperatura como factor fundamental, debido a que producirá una disminución en los esfuerzos que el material es capaz de soportar, así mismo sabemos que una de las características

de cualquier parrilla es mantener la mayor cantidad de biomasa en combustión, en otras palabras, que no deje caer la materia vegetal y en este caso, tampoco a la ceniza, ya que el sistema está supeditado por la extracción de cenizas al final de línea. Por motivo, los eslabones de la cadena deben contar con espacios estrechos entre ellos, lo suficiente para retornar circularmente.

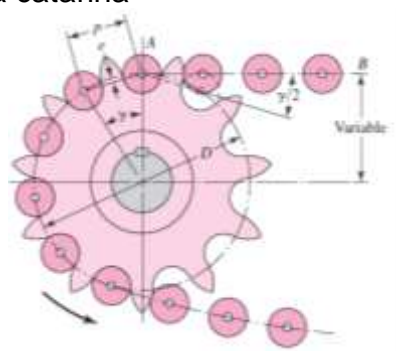
5.1.1 Velocidad de Movimiento. La velocidad de movimiento de la parrilla dependerá de la longitud y la velocidad de descomposición de la biomasa al interior del hogar. Para este caso, la longitud del hogar se seleccionó en base al modelamiento térmico y el tiempo de residencia corresponde al modelamiento por termogravimetría, sin embargo, como el sistema de alimentación es neumático, el diámetro de la partícula debe ser pequeño, por lo que el tiempo requerido se reduce notablemente en un máximo de 30 segundos.

$$V = 0,9 \frac{L}{t_{residencia}}$$

Finalmente, como factor de seguridad en el quemado, se asumió una velocidad 10% menor a la calculada.

5.1.2 Geometría de la Parrilla. Cuando hablamos de geometría estamos haciendo referencia a medidas y formas que posee un objeto, sin embargo, en el diseño mecánico estas dimensiones deberían analizarse mediante un análisis de esfuerzos; Para ello, es necesario obtener el boceto geométrico que será capaz de cumplir los requerimientos establecidos, es decir, como la cadena a su vez está asociada al movimiento de la catarina, entonces existe una estrechez de relación entre el tamaño del eslabón, el diámetro y la cantidad de dientes como se puede apreciar en la figura 41.

Figura 41. Geometría de la catarina



Fuente: Diseño en Ingeniería Mecánica. Shigley

De geometría obtenemos que⁴⁷

$$P = \frac{\sqrt{2}}{2} D [1 - \cos \gamma]^{1/2}$$

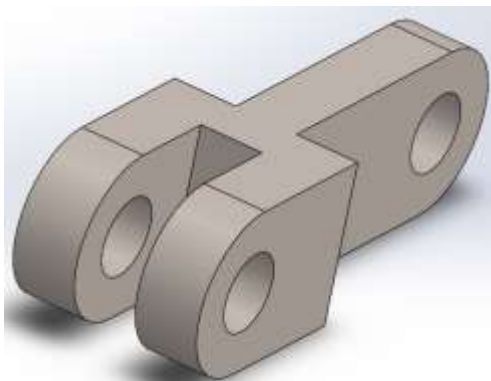
$$\gamma = \frac{360^\circ}{N}$$

$$e = \frac{D}{2} - \frac{P}{2 \tan(\gamma/2)}$$

Donde P es el paso, D el diámetro primitivo de la Catarina, N el número de dientes y “e” es lo que geoméricamente se conoce como apotema.

Sumado a lo anterior, hay que estructurar la geometría de los eslabones, pues estos deben ser capaces de dejar el espacio para que la Catarina genere el arrastre necesario. Por esta razón, este tipo de parrillas consta de dos clases de eslabones que se diferencian por su geometría y su función. Los eslabones tipo “Z” (figura 43) tiene como objetivo el de no permitir la pérdida de biomasa, pues sus uniones son muy juntas, pero a su vez contribuyen en la flexibilización de la parrilla, y los eslabones tipo “Y” (figura 42), el cual son los encargados de dar el espacio para transmitir el movimiento mediante la rueda dentada.

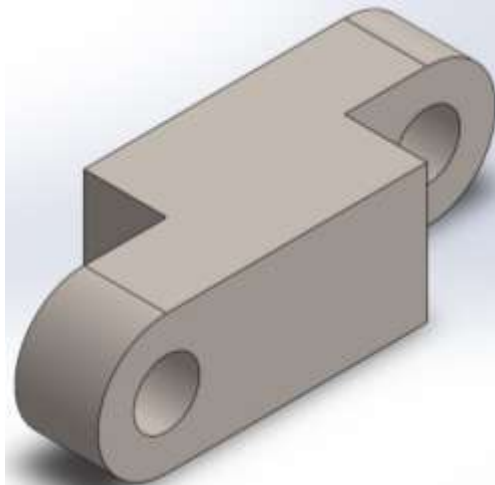
Figura 42. Eslabón en "Y"



Fuente: Autores

⁴⁷ PARMLEY, Robert (ed.). Illustrated Sourcebook of Mechanical Components. New York: McGraw Hill, 2000. 1024 p.

Figura 43. Eslabón en "Z"



Fuente: Autores

Finalmente, la longitud entre los acoples de los eslabones es de 6.2 cm.

5.1.3 Requerimiento de Potencia. Ya definida la velocidad del sistema, ahora hay que estructurar la fuerza necesaria para generar el movimiento. De ahí que la transmisión deberá vencer la fricción, pues nuestro objetivo no es el de transmitir un torque sino el movimiento de una masa a lo largo de toda la longitud. Sin embargo, para que la carga y la cadena no se flexionen e imposibilite el movimiento, la parrilla contará con guías horizontales capaces de soportar la carga mientras se transporta la biomasa, por esta razón la fuerza necesaria está determinada por.

$$F_c = \mu g (\dot{m}_{\text{combustible}} t_{\text{residencia}} + m_{\text{parrilla}})$$

Donde μ es el coeficiente de fricción y el término entre paréntesis la masa que soporta. Cabe destacar que la masa del combustible es muy pequeña en comparación con la masa de la cadena. Finalmente, la potencia está dada por

$$Pot = KF_c V$$

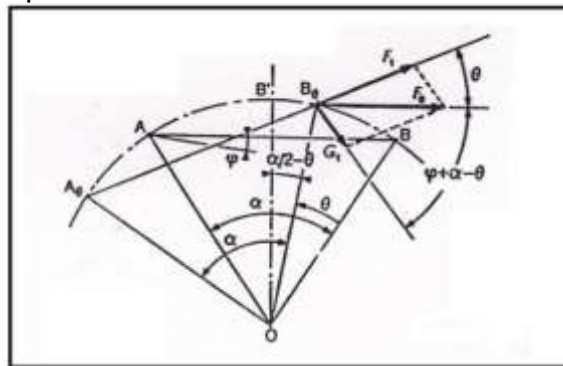
Para el cálculo de la fuerza y la potencia requerida, sabemos que la biomasa tendrá un flujo total de 90 kg/h y para la cadena, se basó en un cálculo inicial el cual se basó producto de una iteración entre la cantidad de eslabones suponiendo un ancho de 30 mm que luego será verificado por los esfuerzos, dando como resultado una masa de 130 kg.

$$F_c = 1196,82 [N]$$

$$Pot \approx 1,185 kW \approx 1,589 [Hp]$$

5.1.4 Esfuerzos en la Cadena. Inicialmente se supuso de una geometría de la cadena, con dimensiones estructuradas. En esta parte su objetivo es cumplir respecto a los cálculos requeridos. En la figura 44 se puede apreciar la distribución de esfuerzos en un punto máximo⁴⁸. Así mismo podemos observar que

Figura 44. Esfuerzos que actúan en cadenas



Fuente: Transmisión por Cadenas. Cálculo y Diseño [En línea].

$$F = F_o \left[\frac{\sin(\gamma)}{\sin(\alpha + \gamma)} \right] n$$

$$G_n = F_o \left[\frac{\sin(\gamma)}{\sin(\alpha + \gamma)} \right] (n - 1)$$

Donde F_o es la fuerza máxima en la cadena y el ángulo γ se puede apreciar en la figura 44.

5.1.4.1 Eslabones. Para el cálculo final de la cadena, se requiere de un sistema que cumpla los requerimientos calculados, de lo contrario el sistema tenderá a fallar. Sin embargo, es necesario resaltar que su sollicitación mecánica no es tan grande en comparación con la temperatura, por esta razón su diseño por fatiga incluirá un gran factor de seguridad por temperatura de operación. La fundición de hierro gris de menor calidad ofrece una resistencia última por fuerza axial de 68,9 [MPa], el esfuerzo a la fatiga con arreglos por afectaciones en la temperatura es de 8,65

⁴⁸ INGENIERÍA MECÁNICA CONSULTORÍA Y FORMACIÓN. Transmisión por Cadenas. Cálculo y Diseño [En línea], [Revisado 12 Noviembre 2017]. Disponible en: <http://ingemecanica.com/tutorialsemanal/tutorialn127.html>

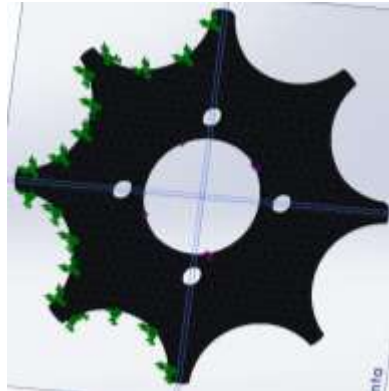
[Mpa], la fuerza axial efectiva de cada eslabón es de 200 [N] y finalmente el diseño por fatiga para materiales frágiles está dado por⁴⁹

$$\frac{n\sigma_a}{S_e} = \frac{1 - n\sigma_m/S_{ut}}{1 + n\sigma_m/S_{ut}}$$

Encontrando como resultado final eslabones de 2,5 cm de alto y 3 cm de ancho con un factor de seguridad de 5 calculado sobre el área crítica donde pasará el perno de ajuste el que tendrá como diámetro máximo 1,2 cm.

5.1.4.2 Catarina. La Catarina será la encargada de transmitir el torque hacia la cadena y gran parte de su esfuerzo está concentrado en sus dientes. La fuerza que se ejerce en cada diente en contacto con la cadena es

Figura 45. Catarina



Fuente: Autores

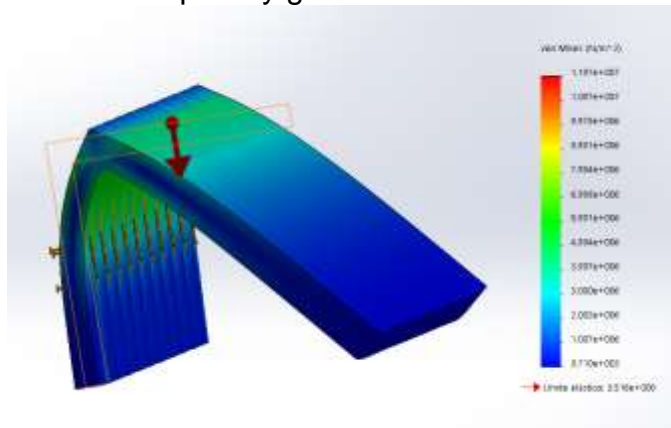
5.1.4.3 Guía Horizontal. Un aspecto importante para la combustión de biomasa, es que el sistema de cadenas se encuentre lo más plana posible, sin embargo, la cadena está constituida por varios eslabones de hierro fundido, lo que haría bastante difícil mantenerla de forma horizontal. Por esta razón fue necesario realizar el diseño de una guía que soporte su peso.

En la figura 46 se muestra el análisis realizado mediante SolidWorks. La cadena pesaría 120 kg, sin embargo, el peso de esta, estará repartida entre las catarinas y

⁴⁹ BUDYNAS, Richard y NISBETT, Keith. Diseño en ingeniería mecánica de Shigley. 8 Ed. México D.F.: McGraw Hill, 2008. 1092 p.

el soporte. Sin embargo, se asumió que cada perfil soportará 100 kg/m, dando como resultado un factor de seguridad de 3.

Figura 46. Esfuerzos en el soporte y guía horizontal



Fuente: Autores

Para facilidad de su diseño, se quiso optar por un perfil tipo L que cubra dos terceras partes del sistema, en ese caso se seleccionó un perfil angular americano estandarizado L 102x102x6.4 mostrado en el catálogo del anexo.

5.2 TRANSMISIÓN DE POTENCIA

El sistema para la transmisión de potencia es el encargo de suministrar el movimiento a todo el sistema de cadenas asegurando su transmisión total de la fuerza y velocidad requerida.

El suministro de potencia se hará con un motor eléctrico monofásico de 2 Hp de potencia que gira a 1800 RPM acoplado a un reductor de velocidad de tornillo sinfín con relación 40:1 y controlado mediante un variador de frecuencia para lograr la adaptabilidad de todo el sistema a las diferentes velocidades requeridas.

5.2.1 Transmisión por cadena. Las cadenas, por su buen rendimiento a bajas velocidades, constituyen uno de los elementos flexibles que serán usados para transmitir la potencia al eje del sistema de parrillas con una reducción de 2 a 1. La potencia requerida está dada por

$$h_{pr} = h_p a_1 a_2$$

Donde a_1 es un factor de servicio y a_2 un factor por el número de torones. La cadena seleccionada es de $\frac{1}{4}$ de paso número 25 con 17 dientes para la rueda pequeña y 34 para la grande y así ofrecer una reducción 2:1 en el que la velocidad final sobre el eje sin el funcionamiento del variador de frecuencia es 22,5 RPM.

5.2.2 Diseño del Eje. La Transmisión de potencia necesaria en el sistema hará que sea necesario el transporte 200 N-m a través de todo el sistema, y este será transportado por medio de acoples a las catarinas. De esta manera, el eje soportará esfuerzos por torsión y producto del peso tanto de la cadena, como de las catarinas.

El material seleccionado para realizar el eje es fundición de hierro gris por motivo de la alta temperatura a la que se encuentra sometido, de ahí que, por recomendaciones realizadas por una empresa manufacturera, la mejor opción es un eje hueco. El cálculo del diseño del eje sometido a fatiga está dado por⁵⁰

$$\frac{2S_u}{n_s} = K_c \left(\sigma_m + \frac{S_u}{S_e} \sigma_a \right) + \sqrt{K_c^2 \left(\sigma_m + \frac{S_u}{S_e} \sigma_a \right)^2 + 4K_{cs}^2 \left(\tau_m + \frac{S_u}{S_e} \tau_a \right)^2}$$

$$\sigma = \frac{32MD}{\pi(D^4 - d^4)}$$

$$\tau = \frac{16TD}{\pi(D^4 - d^4)}$$

La mejor condición es con un eje hueco, para así disminuir su peso y cantidad de material requerido, de manera que el sistema soporte 300 N-m por torsión y 100 N-m por flexión. Como el material es el mismo que los eslabones, se adoptaron las mismas propiedades mecánicas resultando un diámetro exterior de 6 cm y un diámetro interno de 4 cm con un factor de seguridad de 2.

⁵⁰ HAMROCK, Bernard; JACOBSON, Bo y SCHMID, Steven. Elementos de máquinas. 1 Ed. México D.F.: McGraw Hill, 2000. 942 p.

6. DISEÑO MECÁNICO CALDERA

El diseño mecánico de la caldera se basó en la norma para las reglas de construcción de las calderas⁵¹ y para el diseño de recipientes a presión⁵² usando como apoyo en el diseño el listado de propiedades de los materiales estandarizados por la norma ASME⁵³.

El objetivo del diseño mecánico es encontrar la geometría final del sistema, calculando los espesores del casco, del tubo principal que contiene el banco de tubos secundarios acuatubulares, el espesor de la tapa semiesférica del casco, espesor de la tapa de presión externa elipsoidal del tubo principal, el diseño de la chimenea, el diseño de los soportes, el diseño de las boquillas de los diferentes dispositivos de control de nivel de agua y de presión, la boquilla del agua de alimentación, salida de vapor, agujero válvulas de presión y válvula de purga.

Las condiciones para el diseño mecánico de la caldera son la presión y la temperatura, la cual es definida como la carga de máxima de trabajo que genere esfuerzos permisibles en el sistema, es decir, la presión de operación de la caldera es de 80 [psi], pero por seguridad su presión de diseño es de 150 [psi].

6.1 ESPESOR DEL CASCO

La norma ASME sección I parágrafo PG-27.2.2 para la fórmula del espesor del casco y sus respectivas notas y aclaraciones en los párrafos PG-23, PG-27.3, PG-27.4.1, PG-27.4.2, PG-27.4.3, PG-27.4.6. Establece que

$$t_{casco} = \frac{P * D_{casco}}{2 * S_{casco} * E_{casco} + 2 * y_{casco} * P} + C_{casco}$$

$D_{casco} = 59,06$ [in] Diámetro casco en pulgadas

$S_{casco} = 12000$ [psi]

⁵¹ ASME. An International Code. Boiler & Pressure Vessel. Section I. Rules for Construction of Power Boilers. New York, 2010.

⁵² MEGYESY, Eugene. Pressure Vessel Handbook. 12 Ed. Tulsa, Oklahoma: Pressure Vessel Publishing, Inc., 2008

⁵³ ASME. An International Code. Boiler & Pressure Vessel. Section II. Part D properties (Customary) Materials. New York, 2010.

$E_{casco} = 1$ Eficiencia junta soldada

$y_{casco} = 0,4$ Coeficiente de temperatura ASME SECCION I parágrafo PG- 27.4.6

$C_{casco} = \frac{1}{8}$ [in] Tolerancia al desgaste por corrosión.

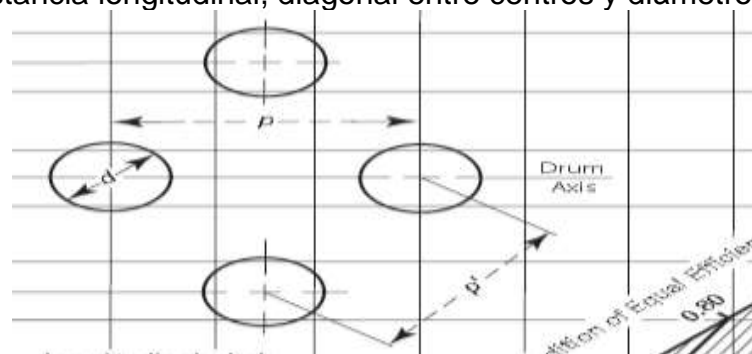
El material seleccionado es el acero ASTM A516 GRADO 70, dando como resultado un espesor de 0,4923 [in], sin embargo, el espesor debe ser estandarizado por lo que se fija en $\frac{1}{2}$ ".

6.2 ESPESOR TUBO PRINCIPAL

El tubo principal es el dispositivo de presión que contiene aberturas para los tubos secundarios que están contenidos de agua. Debido a que estará en contacto directo con los gases de combustión a alta temperatura, se seleccionó acero ASTM A515 grado 70.

6.2.1 Cálculo eficiencia de ligamento. La configuración de la distribución de los tubos es de manera de triángulo equilátero, es decir, que la distancia entre centro de los tubos es siempre la misma y en este caso es de 12,06 [cm]. Los valores para poder encontrar la eficiencia de ligamento están denotados en la siguiente gráfica.

Figura 47. Distancia longitudinal, diagonal entre centros y diámetro del agujero



Fuente: Section I Rules for Construction of Power Boilers. ASME

$$E_{tubop} = \frac{p - d}{p}$$

En la figura 47 se muestra las medidas para calcular la eficiencia del ligamento, obteniendo 0,5.

6.2.2 Espesor del tubo principal. Se procede ahora con el cálculo del espesor del tubo principal.

$$t_{tubop} = \frac{P * D_{tubop}}{2 * S_{tubop} * E_{tubop} + 2 * y_{tubop} * P} + C_{tubop}$$

El espesor del tubo principal encontrado es de 0,7097 [in], sin embargo, el valor estándar es de ¾”.

6.3 ESPESOR TUBOS SECUNDARIOS

La norma ASME establece que el espesor de los tubos está dado por

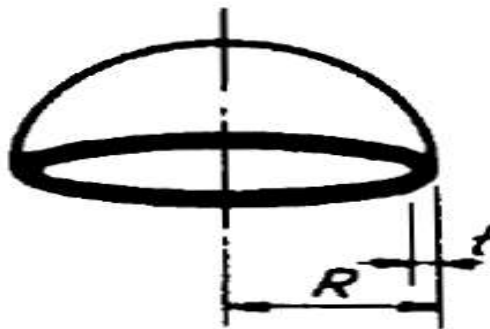
$$t_{tubos} = \frac{P * D_{tubos}}{2 * S_{tubos} * w_{tubos} + P} + 0,005 * D_{tubos} + e_{tubos}$$

Dando como resultado 0,1361 [in] o 3,456 [mm], para tubos de NPS de 2” de diámetro nominal, el espesor estándar más cercano es 3,58 [mm].

6.4 ESPESOR TAPA CASCO SEMIESFERICA

El espesor de la tapa del casco está subparagrafo PG-29.1. La figura 48 muestra un esquemático de la tapa semiesférica.

Figura 48. Tapa del casco semiesférica



Fuente: Pressure vessel handbook

$$t_{tapac} = \frac{5 * P * L}{4,8 * S_{casco} * w_{tapac}}$$

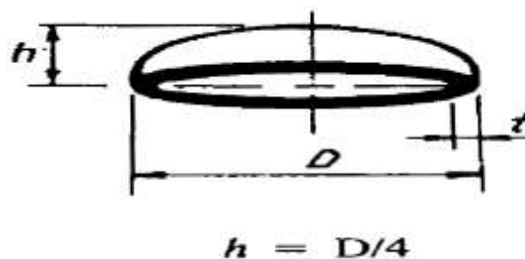
$$L = \frac{D_{casco}}{2} - t_{tapac}$$

Las propiedades a usar con las del acero ASTM A516 grado 70. El cálculo final incluye un espesor de 15% más producto de un agujero mayor a 6 [in], dando como resultado 0,4365 [in] por lo que finalmente el espesor de la tapa es de ½”.

6.5 TAPA ELÍPTICA DEL TUBO PRINCIPAL

La tapa del tubo principal estará sometida a presión externa, es decir, que actúa por el lado convexo como se muestra en la figura 49.

Figura 49. Tapa tubo principal elíptico



Fuente: Pressure Vessel Handbook

El manual de diseño de recipientes a presión⁵⁴ establece un procedimiento que consiste en encontrar el espesor producto de la comparación entre dos espesores calculados. El primer cálculo se basa en la suposición de una junta soldada ideal, dado por:

$$t_{tapap} = \frac{P * D_{tubop}}{2 * S_{tubop} * E_{tapap} + 0,8 * P}$$

⁵⁴ MACKAY, John y PILLOW, James. Power Boilers: A guide to section I of the ASME boiler and pressure vessel code. 2 Ed. New York: Asme Press, 2011.

El segundo espesor se calcula suponiendo un factor P_a , por lo que se requiere el cálculo de R_o y B. Esto está dado por

$$P_a = B / (R_o / t_{tapap})$$

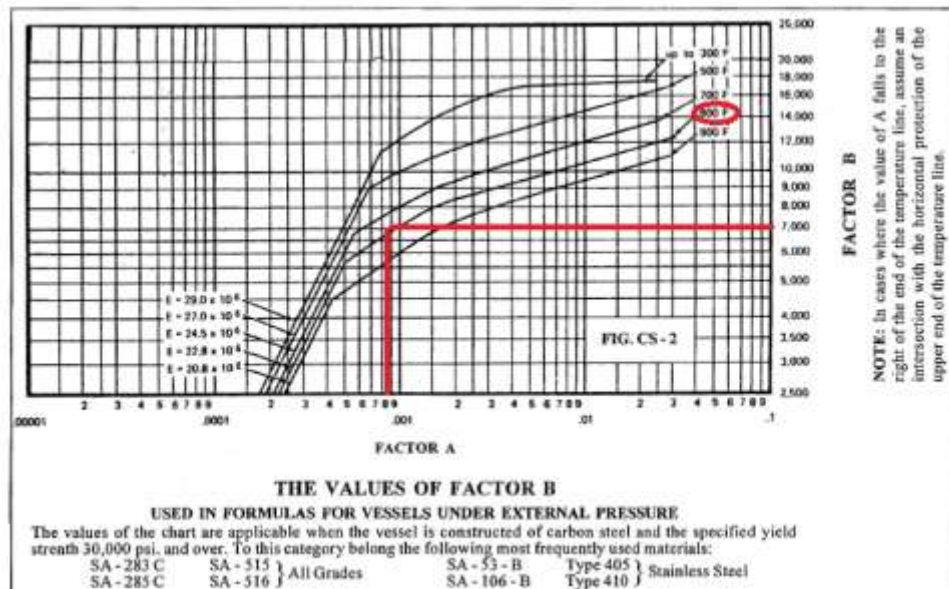
$$R_o = 0,9 * D_{tubop}$$

Para el cálculo de B se requiere encontrar un factor A.

$$A = 0,125 / (R_o / t_{tapap})$$

Como primera suposición para t_{tapap} se asumirá de 0,292" que corresponde al primer procedimiento. A continuación, con el cálculo del factor A y la temperatura de trabajo de 800°F se ingresa a la gráfica 49 dando como resultado un B aproximadamente de 7000.

Figura 50. Determinación factor B acero A515 grado 70



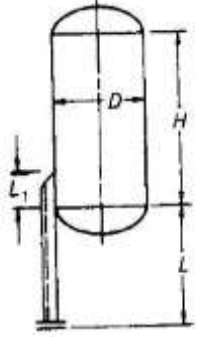
Fuente: Pressure Vessel Handbook

Finalmente, con el factor B se calcula P_a dando como resultado 48,07 [psi], se debe realizar un proceso iterativo hasta que de 150 [psi]. Finalmente, habrá que suponer como espesor 3/5" dando como resultado un espesor de 3/4".

6.6 SOPORTES

Los soportes de una caldera vertical son esenciales para su óptimo funcionamiento y seguridad del trabajo. Para el diseño final⁵⁵ se observa en la tabla 21 los parámetros de diseño y como se puede observar el recipiente a presión de diámetro 4'11", 5'7" de longitud que está elevado 3'1" y debe usar 4 soportes como mínimo.

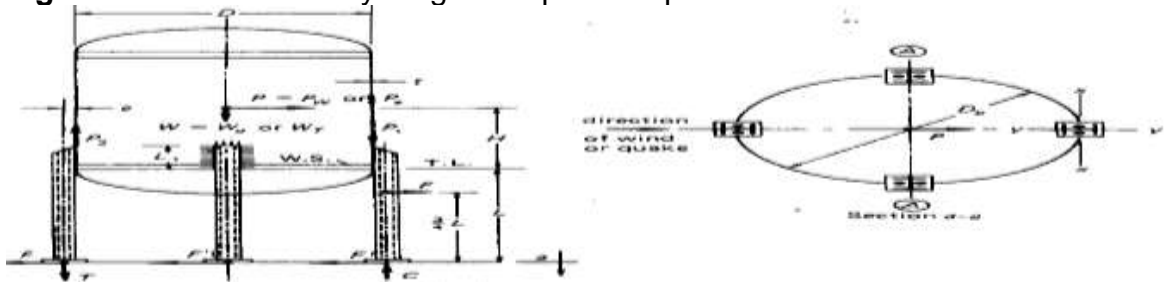
Tabla 19. Condiciones de Diseño

		Recipientes a Presión	Tanques de Almacenaje
	Máximo D	6' 0"	12' 0'
	Máximo H/D	5	5
	Máximo L/D	2	Sin límite
Cantidad de Soportes			
N=3	Cuando D < 3'6"		
N=4	Cuando D > 3'6"		
N=6 o 8 según sea requerido			
Nota: La temperatura máxima es de 650 °F			

Fuente: Pressure vessel design handbook

6.6.1 Diseño columna de soporte. Para el diseño de la columna de soporte se necesita encontrar las cargas de tensión y compresión presentes en la columna, las cargas excéntricas, la altura, el área de la sección transversal y distintas propiedades. Así mismo, también se requiere de las distintas cargas creadas por el peso del dispositivo cuando está en operación y cuando está vacío como se muestra en la figura 51.

Figura 51. Dimensiones y cargas recipiente a presión



Fuente: Pressure vessel design handbook.

⁵⁵ BEDNAR, Henry. Pressure Vessel Design Handbook. 2 Ed. Malabar, Florida: Krieger Publishing Company, 1991.

- Carga de compresión.

$$C_o = \left(\frac{W_o}{N} \right) + \left(\frac{4 * M_b}{N * D_b} \right)$$

$$C_T = \left(\frac{W_T}{N} \right)$$

- Cargas de tensión.

$$T_o = - \left(\frac{W_o}{N} \right) + \left(\frac{4 * M_b}{N * D_b} \right)$$

$$T_e = - \left(\frac{W_e}{N} \right) + \left(\frac{4 * M_b}{N * D_b} \right)$$

- Cargas excéntricas P₁ y P₂

$$P_{1o} = \left(\frac{W_o}{N} \right) + \left(\frac{4 * M_a}{N * D_b} \right)$$

$$P_{1T} = \frac{W_T}{N}$$

$$P_{2o} = 4 \left(\frac{M_a}{N * D_b} \right) - \left(\frac{W_o}{N} \right)$$

$$P_{2e} = 4 * \left(\frac{M_a}{N * D_b} \right) - \left(\frac{W_e}{N} \right)$$

- Carga F

$$F = \frac{P * I}{SIGMA_I}$$

$$C * e_c = \left(P1 * \left(\frac{d}{2} \right) \right)$$

$$mb = 0,5 * (ab - 0,95 * d)$$

$$nb = 0,5 * (bb - 0,8 * h)$$

$$t_b = mb * \left(\frac{3 * pb}{S_b} \right)^{0,5}$$

Finalmente, el espesor de la placa base es 1, 27 [in].

6.6.3 Soldadura columna del casco. Para el diseño de la soldadura se necesitan encontrar los esfuerzos según los requerimientos de diseño está dado por

$$f_s = \frac{p1}{2 * L1 + h}$$

$$f_{bs} = \frac{\left(\frac{C * d}{2} \right) + \left(\frac{F * L}{4} \right)}{Z_w}$$

El esfuerzo combinado está dado por

$$f_{sT} = (f_s^2 + f_{bs}^2)^{0,5}$$

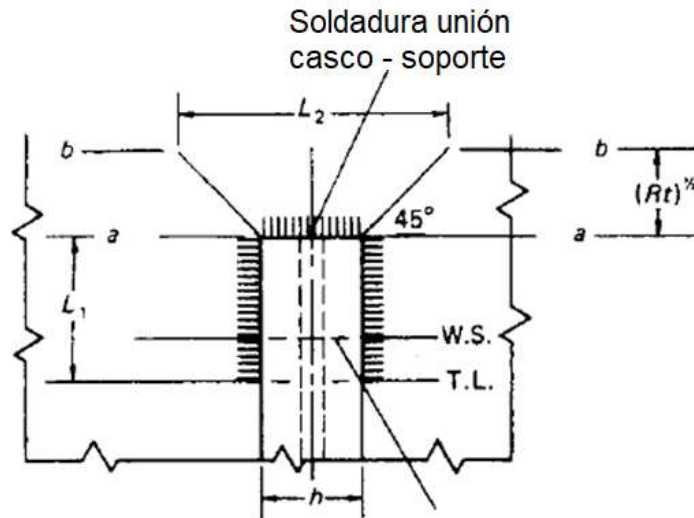
Y por consiguiente procedemos a encontrar el tamaño de la soldadura de la columna.

$$w_{ss} = \frac{f}{f_w}$$

El tamaño de la soldadura es 0,0655 [in].

6.6.4 Variación del esfuerzo en el casco. Cuando los soportes se anclan mediante soldadura al casco de la caldera modifica el esfuerzo, por lo que es necesario el cálculo de la longitud en la unión con el objetivo de provocar la menor cantidad sobre esfuerzo en el casco.

Figura 53. Variación esfuerzo en el casco



Fuente: Pressure vessel design handbook.

En el casco, los esfuerzos que se verán afectados son los longitudinales, los cuales están determinados por

$$S_{LT} = \left(\frac{4 * M_a}{\pi * D_{casco}^2 * tec * E} + \left(\frac{P * D}{4 * tec * Eec} \right) + \left(\frac{Wec}{tec * \pi * D_{casco} * Eec} \right) \right)$$

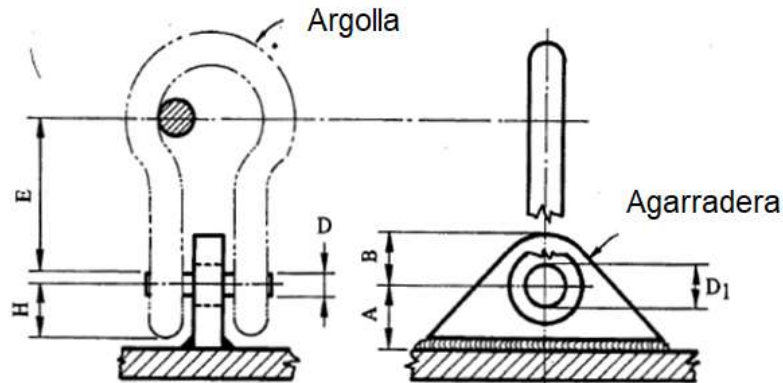
En el que finalmente se calcula la longitud L_2 .

$$L_2 = h + (2 * (R * tec)^{0.5})$$

6.7 IZAJE

Los sistemas para de izaje son los que posteriormente serán empleados para mover los componentes después de ensamblados y así lograr levantarlos empleando un malacate o una grúa. El diseño de los accesorios de izaje consiste en el cálculo de espesor y las demás dimensiones geométricas como se muestra en la figura 54.

Figura 54. Dispositivo para Izaje



Fuente: Pressure Vessel Handbook

Los parámetros geométricos para este tipo de izaje está dado por la condición de carga, esta fue encontrada en los cálculos del diseño de los soportes de la caldera de 13,61 [Kips] y en el que finalmente la guía para el diseño de recipientes a presión⁵⁷ da los siguientes parámetros.

$$H = 1,63[in] \quad D = 1 \frac{3}{8} [in] \quad E = 3,62 [in]$$

$$A = 2,28 [in] \quad B = 2 \frac{5}{8} [in] \quad D_1 = 1 \frac{1}{2} [in]$$

Así finalmente, el espesor del accesorio de izaje se halla para el acero ASTM A285 grado C obteniendo un espesor de $\frac{3}{4}$ ".

$$t_{izaje} = \frac{P_{carga}}{2 * S_{izaje} * (R_0 - \frac{D_0}{2})}$$

6.8 DISEÑO BOQUILLAS

Las boquillas son los sistemas que se emplean para tener contacto directo con el interior del sistema y están diseñadas para la salida del vapor, para inspección, para el agua de reposición, la purga, los dispositivos de control de nivel en el que el

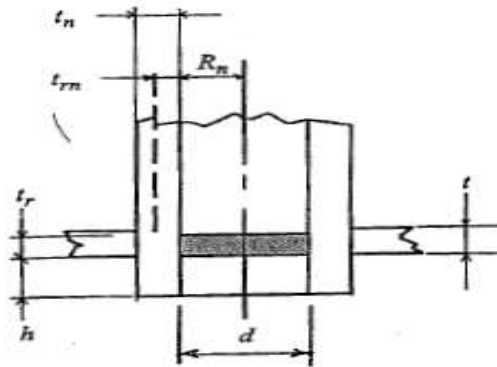
⁵⁷ FARR, James. Guidebook for the design of ASME section VIII pressure vessels. 2 Ed. New York: Asme Press, 2001.

objetivo es el cálculo del espesor y la distancia mínima requerida sabiendo que están sujetas a una presión de 150 psi, un esfuerzo admisible de 10800 psi con un espesor del casco de $\frac{1}{2}$ " y un radio de filete de unión soldada de 0,25 in

Los diámetros y espesores de las boquillas se suponen de $1 \frac{1}{4}$ de pulgada y 2 pulgadas de acero ASTM A53 grado B cedula 40 según especificación técnica dada por la ASTM⁵⁸ en el que finalmente se establece que la salida de vapor, la válvula de purga y la alimentación de agua tendrán tubos de 2", mientras que el dispositivo de control de nivel será de 1".

El procedimiento a seguir para el diseño de las boquillas es encontrar un parámetro llamado Área de esfuerzo requerida (A_R) y compararlo con el Área de esfuerzo disponible (A_D) en el que se debe cumplir que área de esfuerzo disponible es mayor que el requerido.

Figura 55. Dimensiones Boquilla



Fuente: Pressure Vessel Handbook

El área de esfuerzo requerida simplemente es el área física que está en contacto con el casco como se observa en la figura 55 y está determinada como el producto entre el espesor mínimo del casco y el diámetro interno de la boquilla; el área de esfuerzo disponible requiere de para encontrar el exceso de la boquilla en el casco, el exceso del cuello, el exceso en extensión y el área de soldadura del filete interior y exterior.

- Área de exceso en el casco

⁵⁸ ASTM Designation: A53/A53M – 12. Standard Specification for Pipe, Steel, Black and Hot-Dipped, Zinc-Coated, Welded and Seamless.

$$A_{11} = (t - t_r) * d$$

$$A_{12} = (t - t_r) * (t_n - t) * 2$$

- Exceso en el cuello de la boquilla

$$t_{rn} = \frac{P * R}{S * E - 0,6 * P}$$

$$A_{21} = (t_n - t_{rn}) * 5 * t$$

$$A_{22} = (t_n - t_{rn}) * 5 * t_n$$

- Exceso en extensión hacia el interior

$$A_3 = t_n * 2 * h$$

$$h = 2,5 * t_n$$

- Área de soldadura de filete

$$A_4 = \frac{\pi}{4} * ((d_e + 2 * r_s)^2 - d_e^2)$$

- Área de soldadura de filete interior

$$A_D = A_1 + A_2 + A_3 + A_4 + A_5$$

Los resultados se enlistan en la tabla 22 para boquillas de acero ASTM A53 grado B cédula 40 de 5 [in] de longitud y muestran que los accesorios no requieren de reforzamiento para su operación.

Tabla 20. Resultados de las boquillas

Válvula	Área de esfuerzo requerida [in ²]	Área de esfuerzo disponible [in ²]
1	1,179	3,008
2	1,179	3,008
3	1,179	3,008
4	0,8172	2,356
5	0,8172	2,356
6	0,8172	2,356
7	0,8172	2,356

Fuente: Autores

Por último, después de seleccionadas las boquillas se debe calcular la distancia mínima de separación para que no afecte el casco de la caldera; este cálculo se basa en el empleo de un factor k para calcular la longitud y está dado por⁵⁹.

$$K = \frac{P * \phi_{casco}}{1,82 * S_{casco} * t_{casco}}$$

El valor del factor K es 0,8113 y calculando la longitud donde A es el diámetro externo de la boquilla más grande

$$L = \frac{2 * A}{2 * (1 - K)}$$

En el que finalmente la distancia mínima de separación entre las boquillas es 13”.

6.9 SOLDADURA

La soldadura es el sistema de unión de los elementos para el ensamblaje final del sistema en el que se soldará las boquillas al casco y a la tapa del casco, los tubos secundarios al tubo principal, la tapa elíptica interior al tubo principal y a la tapa inferior.

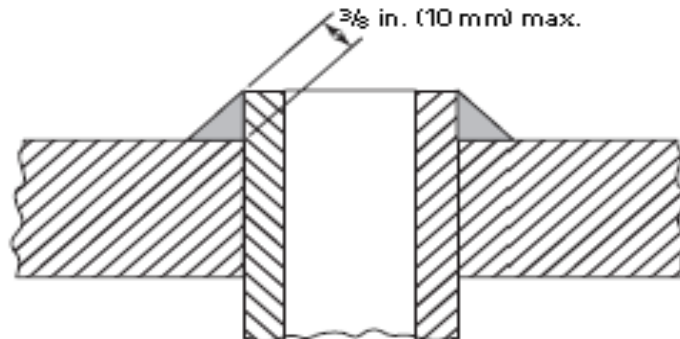
⁵⁹ MACKAY. Op cit.

6.9.1 Recomendaciones. La Norma Asme sección I lista una serie de recomendaciones para el proceso de unión soldada

- PW-5.4 Los electrodos de soldadura y metal de aporte serán seleccionados para proporcionar metal de soldadura depositado de composición química y propiedades mecánicas compatibles con los materiales a unir y las condiciones de servicio anticipadas.
- PW-36.2 Soldaduras de filete. En la fabricación de soldaduras de filete, la soldadura el metal se depositará de forma que se garantice una penetración en el metal base en la raíz de la soldadura. Las muescas en los límites de retención de presión no deberán exceda el menor de 1/32 in. (0.8 mm) o 10% del espesor nominal de la superficie contigua y no debe invadir sobre el espesor requerido de la sección. Las superficies de las soldaduras deben estar libres de ondulaciones o ranuras gruesas, y se fusionará suavemente con las superficies que se unen. Concavidad de la cara de la soldadura es permisible, siempre que no invade el espesor de soldadura requerido.
- PW-8 Las reglas en los siguientes párrafos se aplican específicamente al diseño de calderas y partes de las mismas que se fabrican por soldadura y se utilizará junto con el general requisitos para el diseño en la Parte PG, así como con los requisitos específicos para el diseño en las partes aplicables de esta Sección que pertenecen al tipo de caldera bajo consideración.
- Pw-9.1. Longitudinal, circunferencial y otras articulaciones, uniendo el material usado para tambores, conchas u otras partes a presión, excepto que se indique lo contrario en PG-31, PG-39, PW-41, PWT-11 y Parte PFT deben ser de penetración total soldaduras a tope. Las soldaduras deben ser preferiblemente del doble tipo a tope, pero también puede ser de soldadura simple tipo a tope con el metal de aporte agregado desde un solo lado cuando hecho para ser el equivalente de la doble soldadura unión a tope proporcionando medios para lograr completar penetración
- PW-9.3.1 Alineación de conchas y barcos (incluidos Tubo o tubo utilizado como una carcasa). En carcasa longitudinal juntas, las líneas medias de los espesores adyacentes deberán alinearse dentro de las tolerancias de fabricación especificadas en PW-33
- PW-15.1 Boquillas, otras conexiones y su compensación se puede unir a los buques por soldadura de arco o gas. Se proporcionará suficiente soldadura y compensación en a cada lado del avión a través del centro de la abertura, paralelo al eje longitudinal del buque, para desarrollar la fuerza requerida, según lo prescrito en PG-37, en cortante o tensión, cualquiera que sea aplicable.

6.9.2 Soldadura tubos secundarios a tubo principal. El diseño de esta soldadura se basó en las recomendaciones anteriores y del procedimiento indicado en la sección PWT de la norma ASME SECTION I, que habla de los tubos acuatubulares parágrafo PWT-11. La forma en que van soldados los tubos y el espesor máximo de la soldadura se muestra en la siguiente figura 56 en el que el espesor de la unión debe ser de máximo 3/8”.

Figura 56. Forma de unión soldada tubos secundarios al tubo principal



Fuente: Section I. Rules for Construction of Power Boilers. ASME

Soldadura del tubo principal a la inferior. La manera de realizar la unión soldada se muestra en la figura 57. La altura de la soldadura es del espesor de la lámina de acero ASTM A 515 grado 70, en este caso el espesor es de 1 [in] encontrado anteriormente en los cálculos del diseño mecánico de la tapa del tubo principal. Con un Angulo de 45°.

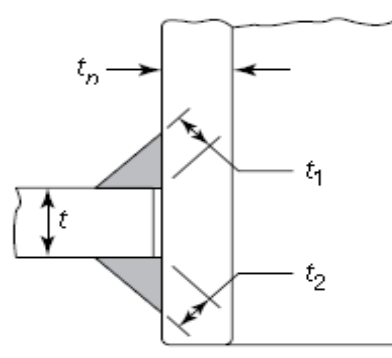
Figura 57. Unión Soldada tapa tubo principal



Fuente: Pressure vessel handbook.

6.9.3 Soldadura boquillas. La figura 58 muestra la forma en que van soldadas las boquillas al casco y tapa principal del casco, también se muestran las dimensiones a tener en cuenta en la soldadura.

Figura 58. Esquema soldadura boquillas



Fuente: Section I. Rules for Construction of Power Boilers. ASME.

Se debe cumplir condiciones establecidas por la norma en el que se debe hacer énfasis que los espesores deben ser iguales, por lo que se tiene que

$$t_{boquillas} \geq \frac{5}{8} * t_{min}$$

El factor t_{min} se encontró en la tabla PWT-33 de la norma ASME SECTION I.

$$t_{min} = \frac{1}{4} * t$$

Finalmente, t es 0.5 [in] obteniendo como resultado un espesor mínimo para las boquillas de 5/64" del cordón de soldadura.

7. CONCLUSIONES

- Se caracterizó de forma básica la Palmarosa como combustible, obteniendo la medición de la humedad, cantidad de volátiles, cenizas, poder calorífico y se halló el análisis elemental a partir de correlaciones experimentales encontrando una baja densidad energética en el combustible en comparación con el carbón, sin embargo, su uso contribuye en la reducción de combustibles fósiles al mismo tiempo que disminuye los costos de operación del equipo.
- Se aplicó un modelado matemático cerodimensional de la descomposición termoquímica de la biomasa en base a la hoja de caña de azúcar para lograr comprender el proceso que se lleva a cabo dentro del material vegetal y de esta manera lograr predecir su comportamiento dentro del hogar de combustión, lográndose observar una dependencia entre el tiempo del sitio de combustión y la temperatura de quemado de la biomasa y así mismo una relación directa con la calidad en la combustión.
- Se diseñó el hogar de combustión de biomasa aplicando un análisis termodinámico para dimensionar el sistema minimizando las pérdidas energéticas y usando el análisis de la combustión para encontrar la longitud del sistema de cadenas que sea capaz de retirar eficazmente las cenizas, así mismo se logró observar una relación entre la cantidad de Biomasa suministrada, el calor de pérdidas y el volumen de la hornilla.
- Se realizó un diseño mecánico al sitio de combustión de acuerdo con las recomendaciones de la norma IPS y ASME dimensionando la parrilla tipo cadena bajo condición carga de fatiga en materiales frágiles, Así mismo se dimensiono los eslabones, el eje, se seleccionó un moto-reductor sinfín corona con variador de frecuencia.
- Se diseñó un sistema para transportar la biomasa desde la tolva de alimentación hasta el sitio de combustión mediante transporte neumático para de esta forma mejorar el suministro de combustible y añadir aire secundario al sistema para minimizar los contaminantes producidos por la combustión. El proceso de diseño tuvo una fase de aproximación, prototipado y diseño final asegurando el funcionamiento del sistema.
- Se aplicó un modelamiento térmico al generador de vapor teniendo en cuenta la transferencia de calor de los gases de combustión al sistema en el que finalmente se realizó un proceso iterativo para el cálculo de la cantidad de tubos secundarios requeridos, el área de la lámina a cilindrar

y la altura del recipiente con el objetivo de minimizar la cantidad de material a usar y el costo de fabricación.

- Se aplicó la norma ASME para el dimensionamiento mecánico de la caldera hallando espesores, soldadura, diámetros, soportes y diseño de bridas a fin de garantizar el óptimo cumplimiento de la normativa internacional en el diseño del equipo.
- Se seleccionaron los sistemas auxiliares de la caldera recomendados por la norma ASME como manómetros y indicadores de nivel, válvula de seguridad, válvula de purga, dispositivo de control del nivel de agua y el aislamiento térmico del sistema para tener un funcionamiento seguro de la caldera.
- Se realizaron planos de detalle de todo el sistema junto al cálculo del costo de los materiales que requerirían para la construcción de la caldera.

8. RECOMENDACIONES

Se recomienda al CENIVAM realizar un trabajo para acoplar el hogar y sistema de suministro diseñado en este trabajo, a una caldera pirotubular comercial debido a que el diseño seleccionado presenta grandes problemas para su manufactura y precio, de manera que para poder contar con un equipo con garantía de funcionamiento ASME habría que acudir a otras empresas especializadas.

Uno de los parámetros con los que se debe partir los diseños de dispositivos que quemen biomasa es su caracterización, sin embargo, el CENIVAM no cuenta con información del comportamiento de la materia vegetal como combustible, por lo que es necesario para futuros trabajos realizar una caracterización de cada una de las plantas que se produzcan como desecho de la planta de aceites esenciales.

Así mismo, también se recomienda realizar un estudio del comportamiento por descomposición termoquímica de los combustibles para caracterizar el tiempo de residencia de cada combustible y así lograr controlar la velocidad de la cadena mediante un sistema de control al hogar. De igual forma, el análisis realizado en este trabajo es para biomasa de un diámetro de partícula muy pequeño, por lo que se recomienda para futuros trabajos realizar un modelamiento de descomposición poniendo en consideración la variación dimensional en la descomposición.

Para futuros trabajos se recomienda integrar todo lo mencionado con anterioridad con sistemas CFD que además del modelado termoquímico, incluya las reacciones de disociación presentes en el hogar, la interacción del aire con la biomasa en la combustión en estado sólido y el flujo de los gases de combustión con su respectiva interacción con las paredes del sistema.

De la misma manera se recomienda para próximos trabajos incluir una función objetivo en el que se tenga en cuenta los criterios económicos que en este trabajo se dejaron a decisión ingenieril. En ese sentido, se requiere de un modelamiento capaz de predecir el valor de los materiales y el costo de la construcción en función de las dimensiones del sistema.

Para el sistema de transporte neumático se pone a consideración para futuros trabajos, la caracterización del flujo de la biomasa a través del pequeño tramo de tubería mediante modelamiento CFD en el que se incluya la interacción de aire con la forma irregular de la biomasa y obtener un sistema de control capaz de suministrar la cantidad de biomasa dentro del sistema.

Finalmente se propone integrar un sistema integral de control capaz de responder ante las fluctuaciones de las propiedades de la biomasa como la humedad, el poder calorífico, el análisis elemental, la eficiencia de la combustión y los cambios en el generador de vapor mediante un sistema de lazo cerrado que incluya sensores para su funcionamiento.

BIBLIOGRAFÍA

ÁLVAREZ, A., et al. Determination of kinetic parameters for biomass combustion. Bioresource Technology, 2016; vol 216. 36-43 p.

ASME. An International Code. Boiler & Pressure Vessel. Section I. Rules for Construction of Power Boilers. New York, 2010.

ASME. An International Code. Boiler & Pressure Vessel. Section II. Part D properties (Customary) Materials. New York, 2010.

ASOCIACIÓN ESPAÑOLA DE NORMALIZACIÓN Y CERTIFICACIÓN. Cálculo y Diseño de Chimeneas Metálicas. Guía de Aplicación. UNE 123001. Madrid: AEONOR, 2005

ASTM Designation: A53/A53M – 12. Standard Specification for Pipe, Steel, Black and Hot-Dipped, Zinc- Coated, Welded and Seamless.

ASTM. Standard Test Method for Ash in the Analysis Sample of Refuse-Derived Fuel. ASTM E830. 2004

ASTM. Standard Test Method for Moisture Analysis of Particulate Wood Fuels. ASTM E871. 2013.

ASTM. Standard Test Method for Volatile Matter in the Analysis of Particulate Wood Fuels. ASTM E872. 2013

BEDNAR, Henry. Pressure Vessel Design Handbook. 2 Ed. Malabar, Florida: Krieger Publishing Company, 1991.

BIRD, R.; STEWART, Warren y LIGHTFOOT, Edwin. Fenómenos de Transporte. 2 Ed. México: Limusa Wiley; 2006. 1045 p.

BUDYNAS, Richard y NISBETT, Keith. Diseño en ingeniería mecánica de Shigley. 8 Ed. México D.F.: McGraw Hill, 2008. 1092 p.

CENGEL, Yunus y GHAJAR, Afshin. Transferencia de calor y masa: Fundamentos y aplicaciones. 4 Ed. México D.F.: McGraw-Hill, 2011. 945 p.

CHAPRA, Steven y CANALE, Raymond. Métodos Numéricos para Ingenieros. 5 ed. McGraw Hil. Madrid; 2006. 1001 p.

COLOMBIA. UNIDAD DE PLANEACIÓN MINERO ENERGÉTICA. Plan Energético Nacional Colombia: Ideario Energético 2050. Bogotá D.C. Enero, 2015.

DÍAZ, J.A. Informe Técnico. Caracterización del mercado colombiano de plantas medicinales y aromáticas. 1 ed. Bogotá D.C.: Instituto Alexander von Humboldt - Ministerio de Ambiente, Vivienda y Desarrollo Territorial, 2003. 111 p.

DULHOSTE, Jean-François. Medición de flujo. Escuela Ingeniería Mecánica ULA. [En línea], [Consultado 29 de septiembre del 2017]. Disponible en: http://webdelprofesor.ula.ve/ingenieria/djean/index_archivos/Documentos/I5_Medicion_de_flujo%20A.pdf

ESCORCIA, Karol y GONZÁLEZ, Juan. Diseño de una caldera pirotubular que use Biomasa como combustible, para la generación del vapor de arrastre de un destilador de aceites esenciales. Tesis de grado en Ingeniería Mecánica. Bucaramanga: Universidad Industrial de Santander. Facultad de Ingenierías Físico-Mecánicas. Escuela de Ingeniería Mecánica, 2012. 246 p.

FARR, James. Guidebook for the design of ASME section VIII pressure vessels. 2 Ed. New York: Asme Press, 2001.

HAMROCK, Bernard; JACOBSON, Bo y SCHMID, Steven. Elementos de máquinas. 1 Ed. México D.F.: McGraw Hill, 2000. 942 p.

HILTON J. y CLEARY P. The influence of particle shape on flow modes in pneumatic conveying. Chemical Engineering Science, 2011; vol. 66. 231-240 p.

HOLMAN, J. P. Transferencia de calor. 8 Ed. Madrid: McGraw-Hill, 1999. 504 p.

INCROPERA, Frank, et al. Fundamentals of Heat and Mass Transfer. 7 Ed. Jefferson: John Wiley & Sons, 2011. 1077 p.

INGENIERÍA MECÁNICA CONSULTORÍA Y FORMACIÓN. Transmisión por Cadenas. Cálculo y Diseño [En línea], [Revisado 12 Noviembre 2017]. Disponible en: <http://ingemecanica.com/tutorialsemanal/tutorialn127.html>

IRANIAN PETROLEUM STANDARDS. Engineering and Material Standard for Fired Heaters. IPS-G-ME-200. Teheran, 2003.

IRANIAN PETROLEUM STANDARDS. Engineering Standard for Process Desing of Furnaces. IPS-E-PR-810. Teheran, 1997.

JENKINS B., et al. Combustion properties of biomass. Fuel Process Technolpgy, 1998; vol 54. 17 – 46 p.

KARIM, Md Rezwanul y NASSER, Jamal. Numerical Modelling of Solid Biomass Combustion: Difficulties in Initiating the Fixed Bed Combustion. Energy Procedia, 2017. 390-395 p.

KERN, Donald. Procesos de Transferencia de Calor. 31 Ed. México D.F.: Compañía Editorial Continental, 1999. 981 p.

KLINZING, George y BASHA, Omar. A correlation for particle velocities in pneumatic conveying. Powder Technology, 2017; vol. 310. 201-204 p.

LATIN AMERICAN AND CARIBBEAN CONFERENCE FOR ENGINEERING AND TECHNOLOGY. (11: 14-16, Agosto, 2013: Cancún, México). ALDANA Marcelo y OLIVARES Raúl. Metodología unidimensional para el cálculo del Coeficiente global de transferencia de calor para pailas de Hornillas Paneleras.

MACKAY, John y PILLOW, James. Power Boilers: A guide to section I of the ASME boiler and pressure vessel code. 2 Ed. New York: Asme Press, 2011.

MARADAY, Juan Francisco. Combustión. In: Termodinámica Aplicada. 1 Ed. Bucaramanga: Universidad Industrial de Santander; 2002. 641 p.

MEGYESY, Eugene. Pressure Vessel Handbook. 12 Ed. Tulsa, Oklahoma: Pressure Vessel Publishing, Inc., 2008.

MEHROTRA, Anil; KARAN, Kunal y BEHIE, Leo. Estimate Gas Emissivities for Equipment and Process Design. Chemical Engineering Progress, 1995; vol. 92. 70-77 p.

MÍGUEZ, Claudio. La eficiencia energética en el uso de la biomasa para la generación de energía eléctrica: optimización energética y exergética. Tesis Doctoral. Madrid: Universidad Complutense de Madrid. Facultad de Ciencias Políticas y Sociología. Instituto Universitario de Ciencias Ambientales, 2013. 405 p.

MILLS, Anthony. Transferencia de Calor. 1 Ed. Madrid: Addison-Wesley Iberoamerica S.A, 1997. 960 p.

MILLS, David. Pneumatic Conveying Desing Guid. 2 Ed. Oxford: Elsevier Butterworth-Heinemann, 2004. 650 p. ISBN 0-7506-5471-6.

NIKKU, Markku. Characterization method of average gas-solid drag for regular and irregular particles groups. Powder Technology, 2014; vol. 253. 284-294 p.

NUSSBAUMER, Thomas. Combustion and Co-combustion of Biomass: Fundamentals, Technologies, and Primary Measures for Emission Reduction. Energy and Fuels, 2003; vol 17. 1510-1521 p.

PARIKH, Jigisha. A correlation for calculating elemental composition from proximate analysis of biomass materials. Fuel. 2007; vol 86. 1710-1719 p.

PARMLEY, Robert (ed.). Illustrated Sourcebook of Mechanical Components. New York: McGraw Hill, 2000. 1024 p.

POLING, Bruce; PRAUSNITLZ, John y O'CONNELL, John. The Properties of Gases and Liquids. 5 Ed. New York: McGraw-Hill, 2004. 707 p.

RUEDA, Y. Thermal decomposition analysis of sugarcane straw in inert and oxidative atmospheres through thermoanalytical methods. Tesis Doctoral en Ingeniería Química. Campinas: Universidade Estadual de Campinas, 2016. 165 p.

RUEDA, Y. y TANNOUS, K. Isoconversional kinetic study of the thermal decomposition of sugarcane straw for thermal conversion processes. *Bioresource Technology*, 2015; vol. 96. 136-144 p.

RUEDA, Y. y TANNOUS, K.. Kinetic analysis of biomass thermal decomposition applying a scheme of independent parallel reactions. *UIS Ingenierías*, 2017; vol. 16-2. 119-128 p

SAIDUR, R., et al. A review on biomass as a fuel for boilers. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 2011; vol 15. 2262 – 2289 p.

SERVICIO NACIONAL DE APRENDIZAJE – SENA. Introducción a la Industria de Aceites Esenciales extraídos de Planta Aromáticas y Medicinales

SISTEMA DE INFORMACIÓN SOBRE BIODIVERSIDAD DE COLOMBIA. Biodiversidad en Cifras [en línea], [revisado 10 Mayo 2017]. Disponible en Internet: <http://www.sibcolombia.net/biodiversidad-en-cifras/>

STASHENKO, Elena. Aceites Esenciales. 1 ed. Bucaramanga: Universidad Industrial de Santander, CENIVAM, 2009. 180 p

UNITED STATES AGENCY FOR INTERNATIONAL DEVELOPMENT. Aceites Esenciales. Análisis de la cadena de valor. Asunción. Junio, 2011

WANG, Ying, et al. CFD simulation methodology for gas-solid flow in bypass pneumatic conveying – A review. *Applied Thermal Engineering*, 2017; vol. 125. 185-208 p.

YANG, Wen-Ching (ed.). Handbook of fluidización and fluid-particle systems. 1 Ed. New York: Marcel Dekker Inc, 2003. 850 p.

YANG, Yao B., et al. Combustion of a Single Particle of Biomass Combustion of a Single Particle of Biomass. *Energy & Fuels*, 2008. 306 – 316 p.