

DISEÑO DE UNA CALDERA DE GENERACIÓN DE VAPOR PIRO TUBULAR DE
10 BHP EXPANDIBLE A 25 BHP MEDIANTE MÓDULOS

DAVID ERNESTO OSEJO MARTINEZ

FUNDACIÓN UNIVERSIDAD DE AMÉRICA
FACULTAD DE INGENIERÍAS
PROGRAMA DE INGENIERÍA MECÁNICA
BOGOTÁ D.C
2017

DISEÑO DE UNA CALDERA DE GENERACIÓN DE VAPOR PIRO TUBULAR DE
10 BHP EXPANDIBLE A 25 BHP MEDIANTE MÓDULOS

DAVID ERNESTO OSEJO MARTINEZ

Proyecto integral de grado para optar al título de:

INGENIERO MECÁNICO

FUNDACIÓN UNIVERSIDAD DE AMÉRICA
FACULTAD DE INGENIERÍAS
PROGRAMA DE INGENIERÍA MECÁNICA
BOGOTÁ D.C
2017

Nota de aceptación:

Presidente del jurado
Ing. Oscar Mauricio Ochoa Alvarez

Jurado 1
Ing. Carlos Arturo Mendoza Neira

Jurado 2
Ing. Eric Fabien Navarro Arquez

Bogotá DC; Octubre de 2017

DIRECTIVAS DE LA UNIVERSIDAD

Presidente de la Universidad y Rector del Claustro

Dr. Jaime Posada Díaz

Vicerrector de Desarrollo y Recursos Humanos

Dr. Luis Jaime Posada Garcia-Peña

Vicerrectora Académica y de Posgrados

Dra. Ana Josefa Herrera Vargas

Secretario General

Dr. Juan Carlos Posada Garcia-Peña

Decano General Facultad de Ingenierías

Ing. Julio Cesar Fuentes Arismendi

Director Programa de Ingeniería Mecánica

Ing. Carlos Mauricio Veloza Villamil

Las directivas de la Universidad de América, los jurados calificadores y el cuerpo docente no son responsables por los criterios e ideas expuestas en el presente documento. Estos corresponden únicamente a la autora.

A mis padres Jesús Osejo y Marely Martínez, porque a pesar de los impases y las circunstancias, nunca dejaron de creer en mí y me apoyaron en todos los sentidos, ayudándome día a día, a crecer como persona y como profesional. A mis amigos más cercanos, que esto sea un testimonio de vida para que nunca dejen de creer en sus sueños.

Agradezco a mi padre Jesús Osejo, no solo por su apoyo incondicional, si no por brindarme todo su conocimiento y experiencia en el área de calderas. También agradezco de manera especial, la colaboración de la ingeniera Viviana Porras, por su incondicional ayuda y todas esas noches de desvelo, además de ser un pilar de fuerza y optimismo. También agradezco a mi orientador el ingeniero Óscar Ochoa ya que su sabio consejo, e intervención oportuna ante el comité de proyectos de grado, fueron decisivos para llevar a buen término este proyecto. Por último, me queda agradecer a todas las personas que de alguna u otra manera colaboraron en esta ardua tarea. A todos ellos, mil y mil gracias.

CONTENIDO

	pág.
INTRODUCCIÓN	18
RESUMEN	19
1. GENERALIDADES	18
1.1 VAPOR	18
1.2 GENERACIÓN DE VAPOR	18
1.3 GENERADORES DE VAPOR	19
1.4 TIPO DE GENERADORES DE VAPOR	20
1.4.1 Calderas de resistencia eléctrica	20
1.4.2 Calderas de combustión	21
1.1 TIPOS DE CALDERAS DE COMBUSTIÓN	22
1.1.1 Calderas acuo-tubulares	22
1.1.2 Calderas piro-tubulares	23
1.1.3 Comparativa de calderas acuo-tubulares y piro-tubulares	23
1.2 CALDERAS PIRO-TUBULARES	24
1.2.1 Funcionamiento	24
1.2.2 Partes de una caldera piro-tubular	25
1.1.1 Clasificación de las calderas piro-tubulares	25
2. PARÁMETROS DE DISEÑO Y REQUERIMIENTOS FUNCIONALES	29
2.1 PARÁMETROS DEL ENTORNO DE TRABAJO	29
2.1.1 Características ambientales	30
2.1.2 Calidad del agua de alimentación	31
2.2 REQUISITOS FUNCIONALES	32
2.2.1 Cantidad de vapor producido	32
2.2.2 Espacio disponible	32
2.2.3 Investigación de mercado	32
2.2.4 Análisis de resultados	34
2.2.5 Combustible de trabajo	36
3. DISEÑO CONCEPTUAL	38
3.1 CRITERIOS DE SELECCIÓN DE ALTERNATIVAS	38
3.2 DISEÑO DEL SISTEMA DE MÓDULOS	39
3.2.1 Alternativa 1 módulos con alimentación independiente de agua	40
3.2.2 Alternativa 2 módulos interconectados en el interior del cuerpo de la caldera	41
3.2.3 Alternativa 3 módulos interconectados en el exterior de la caldera	41
3.3 SELECCIÓN DE ALTERNATIVA	42
3.4 DISEÑO DE LA CÁMARA DE GASES POSTERIOR	42
3.4.1 Análisis de las alternativas de diseño.	43

3.4.2 Elección del sistema de cámara de inversión de gases	43
3.5 SISTEMA DE ACOPLÉ ENTRE MÓDULOS	45
3.6 DETALLES DEL MÓDULO PRINCIPAL	46
4. DISEÑO DETALLADO DEL EQUIPO	47
4.1 DISEÑO TÉRMICO DE LA CALDERA	47
4.1.1 Reacción de combustión	47
4.1.2 Relación aire combustible	47
4.1.3 Consumo de combustible	48
4.1.4 Temperatura de llama adiabática	49
4.1.5 Tráferencia de calor en el hogar de la caldera	51
4.1.6 Tráferencia de calor en los tubos de humos	61
4.1.7 Cálculo del área de tráferencia de calor	66
4.1.8 Proceso del diseño térmico	66
4.1.9 Aislante térmico	70
4.1.10 Cálculo de la potencia del ventilador	75
4.2 DISEÑO DE LOS SISTEMAS DE CONTROL Y ELECCIÓN DE EQUIPOS AUXILIARES	80
4.2.1 Elección de la válvula de distribución de vapor	80
4.2.2 Elección de la válvula de purga	83
4.2.3 Elección de la válvula de alivio de presión	84
4.2.4 Elección del control de nivel	86
4.2.5 Selección del control de presión	86
4.2.6 Cálculo bomba de alimentación	87
4.2.7 Diseño del sistema de control del equipo	92
4.2.8 Diámetro y ubicación de las aberturas de inspección	94
4.3 DISEÑO MECÁNICO DE LA CALDERA	94
4.3.1 Presión de diseño	94
4.3.2 Diseño de la coraza	95
4.3.3 Cálculo del espesor de los tubos de humos y el tubo hogar	96
4.3.4 Cálculo de la placa porta tubos	98
4.3.5 Diseño de las boquillas de acceso	100
4.3.6 Diseño de la brida de unión de módulos	102
4.3.7 Cálculo de los soportes	106
4.3.8 Orejas de izaje	116
5. SIMULACION	119
5.1 CARGAS EN LA BRIDA	119
5.1.1 Cargas de presión	119
5.1.2 Carga sobre el asiento de la junta	120
5.1.3 Carga de deformación mínima	120
5.2 RESULTADOS DE LA SIMULACIÓN	122
5.3 CONCLUSIONES	123

6. MANUAL DE OPERACIÓN Y MANTENIMIENTO	124
6.1 DESCRIPCIÓN DEL EQUIPO	124
6.2 INSTALACIÓN DEL EQUIPO	124
6.2.1 Condiciones del sitio de instalación	124
6.2.2 Paso para la instalación	125
6.2.3 Conexiones del equipo	125
6.2.4 Arranque inicial y puesta a punto	126
6.2.5 Cebado del quemador	126
6.2.6 Calibración de la llama	126
6.2.7 Calibración del presostato	127
6.3 OPERACIÓN	127
6.3.1 Régimen de purgas	128
6.3.2 Tratamiento de agua	129
6.4 INSTALACIÓN DE LOS MÓDULOS DE EXPANSIÓN DE POTENCIA	130
6.4.1 Desglose de los sistemas del equipo	132
6.5 TAREAS DE MANTENIMIENTO POR COMPONENTES	133
6.6 ALARMAS	137
7. IMPACTO AMBIENTAL	138
7.1 OPERACIÓN	138
7.1.1 La contaminación del aire	138
7.1.2 Calor expulsado de la caldera	138
7.1.3 Goteo de combustible	138
7.2 ESTUDIO IMPACTO AMBIENTAL	138
7.2.1 Evaluación de impactos ambientales	138
7.2.2 Matriz de Leopold	140
8. EVALUACION FINANCIERA	143
8.1 COSTOS DE LA CALDERA	143
8.1.1 Costos de materiales	143
8.1.2 Costos de fabricación	144
9. CONCLUSIONES	146
10. RECOMENDACIONES	148
BIBLIOGRAFÍA	149
ANEXOS	150

LISTA DE FIGURAS

	pág.
Figura 1. Esquema representativo del funcionamiento de un generador de vapor	19
Figura 2. Caldera eléctrica marca GVE INOX para aplicaciones de vapor limpio	21
Figura 3. Vista seccionada de una caldera acuo-tubular	22
Figura 4. Vista seccionada de una caldera piro-tubular	23
Figura 5 Caldera para quema cascarilla de arroz	26
Figura 6 Caldera para quema de carbón, o madera, de alimentación manual	27
Figura 7. Diferencias entre quemadores de combustibles sólidos y líquidos	28
Figura 8. Parámetros de diseño agrupados por categoría	29
Figura 9. Plataforma de consulta base de datos Cámara de Comercio de Bogotá	33
Figura 10. Poder calorífico del de diferentes combustibles datos de Ecopetrol	37
Figura 11. Principio de funcionamiento de los módulos de trabajo	40
Figura 12. Esquema de montaje para los módulos independientes	40
Figura 13. Esquema de montaje del sistema de módulos con comunicación interna de fluidos.	41
Figura 14 Esquema de montaje de sistema modular con comunicación de fluidos al exterior de la caldera	42
Figura 15. Configuración interna de una caldera piro-tubular.	43
Figura 16. Alternativas de disposición de cámaras	44
Figura 17 Fronteras de los fluidos al interior de la caldera	45
Figura 18. Disposición de los tubos en la placa porta tubos	46
Figura 19 Montaje del equipo con tres módulos de aplicación de potencia.	46
Figura 20. Flujos de calor a través de la caldera	48
Figura 21 sistema termodinámico para el cálculo de la temperatura de flama adiabática	49
Figura 22. Trasferencia de calor atreves de las paredes del hogar	52
Figura 23. Volúmenes de control considerados para el hogar	61
Figura 24. Resistencias térmicas en los tubos de humos	62
Figura 25 Esquema para el cálculo de tabuladores	63
Figura 26 Balance de energía en un tubo de humos	65
Figura 27. Distribución tentativa de tubos	69
Figura 28. Arreglos de tubos habituales en intercambiadores de calor	69
Figura 29. Distribución de temperaturas y resistencias	70
Figura 30. Localización de las pérdidas de presión en el tránsito de los gases de escape	76
Figura 31. Resultados del aplicativo Web de Spirax Sarco para el dimensionamiento de válvulas de vapor	83
Figura 32. Válvula tipo globo 1 1/2", dimensiones	83
Figura 33. Capacidad de descarga de acuerdo a la presión	85
Figura 34. Dimensiones de la válvula de alivio de presión	85
Figura 35. Dimensiones del control de nivel, McDonnell 157s	86

Figura 36. Disposición de los elementos de control.	88
Figura 37. Características técnicas de la bomba	90
Figura 38. Curva de rendimiento. Modelo TB-150TW	91
Figura 39 circuito eléctrico e control del equipo	93
Figura 40 circuito eléctrico de potencia	93
Figura 41. Medida de la distancia entre riostras, el tubo y la coraza	99
Figura 42. Verificación distancia entre riostras	100
Figura 43. Distribuciones de cargas puntuales a lo largo de la coraza	108
Figura 44. Distribución de las cargas de tubos en los mamparos y espejos	110
Figura 45. Diagrama de cuerpo libre de distribución de las cargas sobre la coraza	111
Figura 46. Diagramas de fuerzas cortantes y momentos flectores	112
Figura 47. Variables para el cálculo del espesor de la silleta	115
Figura 48 dimensiones modificadas de las orejas de izaje	117
Figura 49. Modelado de la brida	119
Figura 50. Carga hidrostática	120
Figura 51. Carga sobre el asiento de la junta	120
Figura 52. Distribución de cargas y restricciones	121
Figura 53. Enmallado de la brida	121
Figura 54. Esfuerzos de Von Mises	122
Figura 55. Desplazamientos nodales	123
Figura 56 Elementos constitutivos de la caldera	124
Figura 57. Calibración del presostato	127
Figura 58. Posicionamiento del módulo	131
Figura 59. Secuencia de Apernado	131

LISTA DE TABLAS

	pág.
Tabla 1. Constantes Para calcular la densidad del aire	30
Tabla 2 Concentración de contaminantes máxima permisible al interior de la caldera	31
Tabla 3. Criterios de elección para la evaluación de alternativas	38
Tabla 4. Resultados de la matriz de ponderados para la elección de alternativas	42
Tabla 5 calor específico a presión constante a temperatura ambiente	50
Tabla 6. Concentración mola del producto de combustión	51
Tabla 7. Cáculo de la temperatura de llama adiabática	51
Tabla 8 Valores de c_{ij} para el vapor de agua y el dióxido de carbono	54
Tabla 9. Valores de R para distintos medios	59
Tabla 10. Resultado de los cálculos iterativos para el dimensionado del sistema de transferencia de calor.	67
Tabla 11. Flujos máxicos para las diferentes potencias	67
Tabla 12. Determinación de la longitud para las potencias de expansión	68
Tabla 13. Propiedades de los materiales	71
Tabla 14. Características de operación con el aislamiento	75
Tabla 15. Cálculo de pérdidas menores	79
Tabla 16. Perdidas menores	89
Tabla 17. Memoria de cálculo para el espesor de pared de los tubos de humos	98
Tabla 18. Dimensiones de boquillas	101
Tabla 19. Momentos generados por las fuerzas en condiciones de operación	105
Tabla 20. Distancia de acción de las cargas	111
Tabla 21. Espesor de la silleta	115
Tabla 22. Dimensiones de las orejas de izaje	117
Tabla 23. Propiedades del material	120
Tabla 24. Propiedades del material de la brida	122
Tabla 25 valores para VT según el nuero de módulos de expansión	129

LISTA DE CUADROS

	pág.
Cuadro 1. Comparativa de calderas piro-tubulares y acu-tubulares	23
Cuadro 2. Condiciones ISO o S.N.M.	30
Cuadro 3. Evaluación de alternativas cámaras de inversión de gases	43
Cuadro 4. Evaluación de la para cámara tipo integral y tipo o independiente	44
Cuadro 5. Procedimiento de caculo para determinar el coeficiente de flujo Kv	82
Cuadro 6. Datos técnicos del control de presión	86
Cuadro 7. Datos técnicos del indicador de presión	87
Cuadro 8. Lógica de operación del sistema de control	92
Cuadro 9. Propiedades físicas y mecánicas del acero ASTM A516.	95
Cuadro 10. Dimensiones boquilla de purga	101
Cuadro 11. Parámetros de diseño de las juntas	102
Cuadro 12 Cálculo del ancho efectivo del empaque	102
Cuadro 13. Calculo de las dimensiones generales de la brida	103
Cuadro 14. Determinación de las cargas en los pernos	103
Cuadro 15. Peso de los componentes de la caldera	108
Cuadro 16. Memoria de cálculo, análisis de los esfuerzos generados debido a los apoyos	113
Cuadro 17 Conexiones del equipo	125
Cuadro 18. Cuadro de actividades para operar la caldera	128
Cuadro 19. Tareas para la instalación de módulos	130
Cuadro 20 desglose de sistemas del equipo	132
Cuadro 21 inspecciones periódicas en componentes	133
Cuadro 22. Convención de alarmas	137
Cuadro 23. Impactos ambientales	140
Cuadro 24. Valores de grado de importancia de los impactos evaluados	140
Cuadro 25. Identificación de impactos ambientales	140
Cuadro 26. Grado de importancia factores ambientales	140
Cuadro 27. Matriz de Leopold	141
Cuadro 28. Costos totales para el modulo principal y los módulos de expansión de potencia	145

LISTA DE GRAFICOS

	pág.
Grafico 1. Resultados temperatura del agua de alimentación	35
Grafico 2. Resultados Presión de trabajo	35
Grafico 3. Tipos de combustibles usados en calderas pequeñas.	36
Grafico 4. Aislante optimo	75
Grafico 5. Calculo del flujo de vapor contra presión de trabajo para diferentes temperaturas.	81

RESUMEN

Se diseñó una caldera con una capacidad inicial de 10 BHP, expandible mediante la incorporación de módulos hasta 25 BHP. Para brindar una alternativa más adecuada a las microempresas y pequeñas empresas, de atender un eventual aumento en las demandas de vapor, como consecuencia del crecimiento de las demandas de sus productos y o servicios, o la implementación de nuevos procesos productivos.

Para conseguir dicho objetivo, primero se estudiaron a fondo las calderas y sus mecanismos de funcionamiento, haciendo énfasis en las calderas piro-tubulares. Con el fin de diseñar un producto que se adapte a las necesidades del mercado colombiano, se realizó un estudio de mercado enfocado principalmente en las microempresas y pequeñas empresas que podrían utilizar vapor de agua en sus procesos productivos. Gracias a esta investigación se establecieron los parámetros de funcionamiento tales como presión de trabajo y tipo de combustible, además de identificar los gustos y preferencias de los consumidores. Con esta información se presentaron y evaluaron alternativas de diseño sobre el funcionamiento del equipo en general y sobre sistemas específicos de este.

Una vez elegida la alternativa más adecuada, se procedió con el diseño detallado que se realizó en tres etapas; la etapa de diseño térmico, en donde se establecieron las dimensiones del sistema de transferencia de calor, la etapa del diseño del sistema de control, en donde se seleccionaron los elementos de control y equipos necesarios para el funcionamiento de la caldera, previa definición de los requerimientos funcionales, y la etapa de diseño mecánico en donde se definieron los materiales y las dimensiones de las partes sometidas a esfuerzos

Con el equipo completamente diseñado, se redactó el manual de operación y mantenimiento, basados en la información recolectada de manuales de fabricantes de calderas, los manuales de los equipos y accesorios que conforman la caldera, y los criterios propios del diseñador.

Una vez redactado el manual de operación se hizo estudio de impacto ambiental, en donde se determinó la afectación al medio ambiente, producidos como consecuencia de la fabricación y operación del equipo.

Para determinar la viabilidad del proyecto, se realizó un estudio financiero, en donde se determinaron los costos de fabricación del equipo para posteriormente compararlas frente a los costos de otras soluciones al problema planteado.

Por último se realizaron los planos de fabricación del equipo y sus respectivos módulos de expansión de potencia, y se presentaron conclusiones y recomendaciones.

INTRODUCCIÓN

Gracias a sus múltiples aplicaciones, el vapor de agua es uno de los servicios auxiliares más requeridos en la industria colombiana, por lo que los equipos que se usan para su generación, denominados calderas, ocupan un lugar muy importante en el ámbito industrial, en las que destacan principalmente las calderas de combustión piro-tubulares, Como las más usadas, en especial en las microempresas y medianas empresas

Actualmente, cuando la capacidad de generación de vapor de una empresa se ve sobrepasada, como consecuencia de un crecimiento de las actividades productivas, o la implementación de nuevos procesos, las alternativas de las que se dispone para suplir las nuevas demandas de vapor, resultan ser bastante costosas y engorrosas, ya que involucran la compra de equipos nuevos o la repotenciación de los viejos. Este fenómeno afecta principalmente a las microempresas y pequeñas empresas, ya que generalmente, son empresas que cuentan con recursos limitados, lo que les impide adquirir costos equipos sobredimensionados

El propósito del presente trabajo, es diseñar una caldera piro-tubular con una potencia de evaporación de 10 BHP, expandible mediante la incorporación de módulos, hasta 25 BHP, lo que bridaría la posibilidad de atender hasta un crecimiento en la demanda de vapor, de hasta un 150%. Brindando una alternativa de solución más adecuada a las microempresas y pequeñas empresas que se enfrentan a este fenómeno. Para conseguir dicho propósito desarrollaron los siguientes objetivos específicos

- Realizar un diagnóstico de la situación actual de los sistemas de generación de vapor.
- Establecer los parámetros básicos y requerimientos funcionales de un sistema de generación de vapor.
- Evaluar alternativas de diseño.
- Realizar el diseño detallado de la caldera y sus módulos de expansión de potencia.
- Verificar por el método de los elementos finitos el diseño de uno de los elementos críticos de la caldera.
- Elaborar planos de fabricación del equipo y diagramas pertinentes.
- Elaborar manuales de instalación, uso y mantenimiento.
- Realizar el análisis del impacto ambiental.
- Realizar el estudio financiero del proyecto.

1. GENERALIDADES

1.1 VAPOR

Cuando se habla de vapor, casi siempre se hace referencia al vapor de agua, ya que esta ha sido una sustancia muy importante en la historia de la humanidad. El vapor de agua es básicamente agua con un nivel energético tal, que es capaz de vencer las fuerzas de cohesión que mantienen unidas a las moléculas, causando que estas se separen unas de otras. En termodinámica se denomina al estado de vapor como al estado gaseoso de una sustancia que está por debajo del punto crítico de dichas sustancia.

Según el autor Lorenzo Sevilla Hurtado¹, la primera aplicación conocida y documentada del huso del vapor viene desde tiempos antiguos con el cañón de vapor de Arquímedes de Siracusa (287-212 a. de C.) Que fue el primer uso práctico del vapor de agua y que se empleó para defender a Siracusa del asedio Romano. Desde ese entonces se sabe de un sin número de casos en el que esta sustancia fue empleada por el hombre para realizar diferentes labores, por lo que hoy en día es innegable el papel que ha desempeñado el vapor en el desarrollo de la humanidad, y como prueba de ello está el desarrollo de la máquina de vapor que fue el motor que impulso toda una revolución industrial. En la actualidad el vapor de agua se sigue utilizando en una gran variedad de procesos, debido a que la materia prima para producirlo (el agua), es abundante, de fácil obtención y por lo tanto de costos bajos; es una sustancia con la capacidad de transportar grandes cantidades de energía por unidad de masa, además de ser de fácil generación, distribución, y control.

Hoy en día Los principales usos del vapor en la industria son la generación de trabajo, principalmente en centrales termoeléctricas, nucleares y geo eléctricas, y en procesos de transferencia del calor, como por ejemplo en la industria Petroquímica, Química, Farmacéutica, Metalúrgica, Naval, Textil, Papelera, Cervecera, Tabacalera, Alimentación, Bebidas, Caucho, Servicios, etc.

1.2 GENERACIÓN DE VAPOR

Es el proceso mediante el cual se produce vapor para cumplir con una determinada función. Este proceso comienza calentando agua en estado de líquido sub-enfriado, hasta llevarlo al estado de vapor saturado o vapor sobrecalentado dependiendo de la aplicación. Para calentar el agua se pueden hacer uso de diversas fuentes de

¹ LORENZO SEVILLA, Hurtado. Orígenes históricos del empleo tecnológico del vapor. [en línea]<[http://www.interempresas.net/MetalMecanica/Articulos/8329-Origenes-historicos-del-empleo-tecnologico-del-vapor-\(1\).html](http://www.interempresas.net/MetalMecanica/Articulos/8329-Origenes-historicos-del-empleo-tecnologico-del-vapor-(1).html)>[sitado el 1 de enero de 2016].

calor dependiendo de la conveniencia, pero industrialmente la fuente de calor más empleada, es la reacción controlada de combustión.

El estado de líquido sub-enfriado hacer referencia al estado en el cual el agua líquida puede aumentar su temperatura cuando se le suministra calor. Conforme se calienta el agua, las moléculas aumentan su energía interna, incrementando la vibración y la cantidad de colisiones entre ellas; hasta que finalmente llegan al punto en que las fuerzas intermoleculares no son capaces de mantenerse unidas y se convierten en vapor. A este estado se le conoce como agua saturada y es el punto en el cual cualquier aporte de calor al agua se verá reflejado en la transformación de agua líquida a vapor, o cualquier pérdida de calor se reflejara en la transformación de vapor en agua líquida. Cabe mencionar que en este punto el agua líquida y el vapor de agua coexisten a la misma temperatura y se conocen como líquido saturado y vapor saturado respectivamente. A partir de aquí, si se sigue suministrando calor al agua, se seguirá transformando más agua en vapor manteniéndose constante la temperatura de la mezcla líquido vapor hasta que finalmente toda el agua líquida se ha transformado en vapor saturado. A partir de este punto, si seguimos aportando calor al vapor esto se verá reflejado en un cambio en la temperatura del vapor, a este estado se le conoce como vapor sobrecalentado.

En la mayoría de las industrias se utiliza vapor saturado puesto que es mucho más fácil de producir y controlar, pero hay casos especiales en los que la presencia de agua líquida es inaceptable en el proceso y por lo tanto es mejor trabajar con vapor sobrecalentado.

1.3 GENERADORES DE VAPOR

Son dispositivos diseñados para suministrar calor a una masa de agua que puede estar o no en reposo, con el fin de provocar en ella el cambio de estado. Estos dispositivos son conocidos como calderas y funcionan poniendo en contacto el agua a evaporar con superficies a temperaturas elevadas conocidas como superficies de calefacción, logrando así que el calor viaje de las superficies con temperaturas altas hacia el agua que se encuentra a una temperatura más baja. La Figura 1 muestra de forma esquemática el funcionamiento de un generador de vapor.

Figura 1. Esquema representativo del funcionamiento de un generador de vapor



1.4 TIPO DE GENERADORES DE VAPOR

Ya que el vapor es una sustancia de gran utilidad en la industria, se han desarrollado una gran variedad de equipos para generarlo. Estos equipos vienen en diferentes tamaños, capacidades, configuraciones y hacen uso de una gran variedad de fuentes de calor.

Una primera clasificación y tal vez la más amplia e importante, surge al separar los equipos según la fuente de calor de la que disponen, así se tienen generadores de resistencia eléctrica, de combustión, de energía solar, de energía nuclear entre los más importantes. Debido a que el presente trabajo consiste en el diseño de una caldera de combustión para las micro-empresas y pequeñas empresas, no es necesario ahondar en las calderas de tipo nuclear ni de energía solar, ya que estas son para casos muy especializados en los que las demandas de vapor son de tal magnitud que justifican sus muy elevados costos de instalación y operación.

1.4.1 Calderas de resistencia eléctrica. Cuando se hace circular una corriente a través de un cuerpo de alta resistividad eléctrica, este elevará su temperatura como resultado de las colisiones entre las moléculas del material y los electrones que intentan atravesarlo. Este tipo de materiales se conocen como resistencias eléctricas y se utilizan en Las calderas para calentar el agua.

Este tipo de calderas es el de menor complejidad, pues básicamente constan de un recipiente para contener agua, con una resistencia eléctrica inmersa en su interior, por lo que su costo es bajo. Además no generan residuos contaminantes lo que las hace idóneas para locaciones con condiciones de limpieza especiales. Su principal desventaja son los altos costos de operación, debido a la poca eficiencia del proceso de calentamiento y a los altos costos de la energía eléctrica. Además este tipo de calderas necesita un suministro de energía estable, por lo que no se puede instalar en sitios no interconectados a una red eléctrica, a no ser desde luego, que cuenten con su propio sistema de generación de energía eléctrica.

En la Figura 2, se muestra una caldera eléctrica fabricada por la empresa GVE INOX. Pensada para la industria alimentaria de conservas, químicos, petroquímicos, farmacéuticas y en general en cualquier industria que requiero una producción de vapor con niveles mínimos de contaminación. Junto a esta se puede observar una resistencia eléctrica para inmersión y sujeción por brida usada en este tipo de generadores.

Figura 2. Caldera eléctrica marca GVE INOX para aplicaciones de vapor limpio



Fuente: GVE INOX y Cositron S.A. Imágenes disponibles en <http://www.directindustry.com/prod/magnabosco/product-55258-362650.html>, y <http://www.cositron.com.mx/refacciones-resistenciasind.html>. Julio. 2016

1.4.2 Calderas de combustión. La combustión es una reacción química en la que un oxidante interactúa con un combustible liberando grandes cantidades de calor. En este tipo de calderas se aprovecha la temperatura de los gases productos de combustión para calentar el agua. Se caracterizan por su alta eficiencia, su baja complejidad, su fácil uso y mantenimiento y los bajos precios del combustible en comparación con otras fuentes de calor. La principal desventaja de este tipo de calderas es la producción de gases de efecto invernadero y material particulado producto de la reacción de combustión. Todas las calderas de combustión, sin importar su tipo deben contar con los siguientes elementos mínimos para su funcionamiento.

- Cámara de combustión: es el espacio físico en donde se lleva a cabo la reacción de combustión y dependiendo de la configuración de la caldera puede o no ser parte integral del sistema de transferencia de calor.
- Sistema de transferencia de calor: es el encargado de transferir la energía contenida en los gases de combustión al agua.
- Quemador: es el dispositivo encargado de comenzar, mantener y terminar la reacción de combustión de una manera segura y controlada regulando el flujo de los reactivos hacia la cámara de combustión.

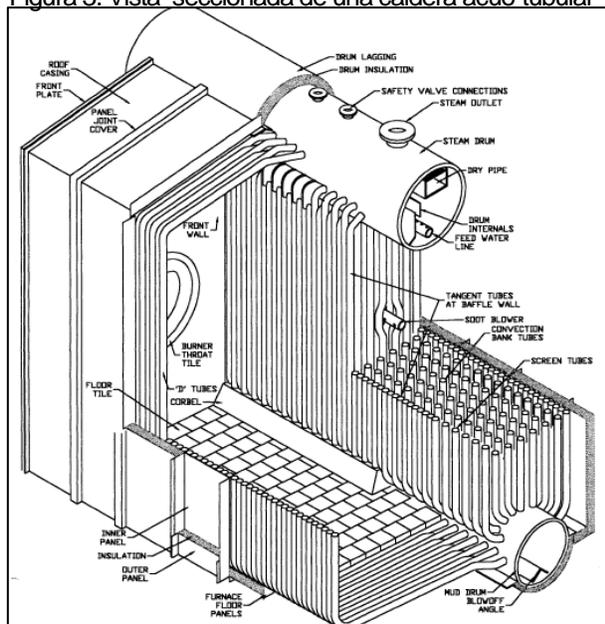
- Cámara de agua: es el depósito en donde se contiene el agua que será evaporada.
- Cámara de vapor: es el depósito en donde se almacena el vapor para su distribución.
- Chimenea: es el ducto a través del cual los gases de combustión son liberados a la atmosfera después de haber cedido el calor aprovechable al agua.
- Sistema de monitoreo y control: es el conjunto de elementos encargados de monitorear y controlar las condiciones al interior de la caldera.
- Bomba de alimentación: el dispositivo que suministra el agua a la caldera y repone el líquido evaporado.

1.1 TIPOS DE CALDERAS DE COMBUSTIÓN

El sistema de transferencia de calor de las calderas de combustión está compuesto básicamente por una red de tubos, que sirven como frontera y como medio de transferencia de calor entre los gases de combustión y el agua. Dependiendo de la configuración de este sistema, las calderas se dividen en dos grandes grupos

1.1.1 Calderas acuo-tubulares. En este tipo de calderas el agua y/o el vapor circulan al interior de tubos generalmente de acero, que por su parte exterior están en contacto directo con el fuego y los gases de combustión a alta temperatura. Este tipo de calderas de combustión, se usa casi exclusivamente cuando se desea alcanzar grandes presiones de trabajo y altos rendimientos. La Figura 3, muestra el interior de una caldera acuo-tubular y sus componentes.

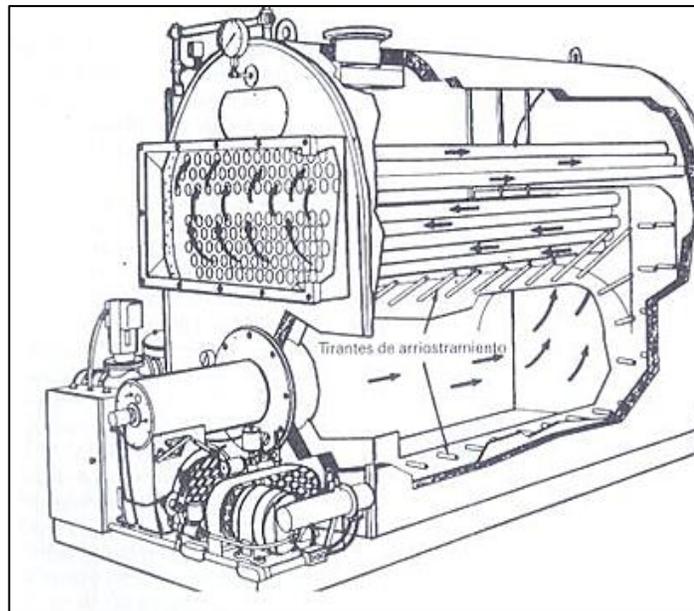
Figura 3. Vista seccionada de una caldera acuo-tubular



Fuente: KENNETH E, Heselton. Boiler operator's handbook, Edición ilustrada. The Fairmont Press, Inc, Estados Unidos 2005. Pag 53

1.1.2 Calderas piro-tubulares. Son las más antiguas y de uso más extendido debido a su diseño simple y sus bajos costos. En este tipo de calderas, los tubos de acero se encuentran sumergidos en un tanque cilíndrico que actúa como cámara de agua y de vapor, mientras que por el interior, los gases de combustión circulan a alta temperatura. La Figura 4, muestra el interior de una caldera piro-tubular en donde se puede apreciar el principio de funcionamiento.

Figura 4. Vista seccionada de una caldera piro-tubular



Fuente: KOHAN L, Antoni. Manual de calderas 1ra. Ed. McGRAW-HILL. Madrid 2001. Pág 60

1.1.3 Comparativa de calderas acuo-tubulares y piro-tubulares. El Cuadro 1 muestra una comparativa basada en las experiencias del fabricante de calderas BOSCH. En donde se puede ver las ventajas y desventajas de cada tipo de caldera.

Cuadro 1. Comparativa de calderas piro-tubulares y acuo-tubulares

Criterios	Caldera piro-tubular	Caldera acuo-tubular
Calidad de agua	Menores exigencias, puede operar con salinidad de agua	Mayores exigencias, necesita niveles bajos de salinidad para funcionar.
Mantenimiento	Fácil de limpiar	Más costoso
Inspecciones periódica	Inspección ordinaria, seguida de una prueba hidrostática, raramente son necesarias otras Pruebas de carácter no destructivo, como mediciones con ultrasonidos, en caso contrario se efectúan en zonas muy reducidas	Son necesarias mediciones con ultrasonidos además de prueba hidrostática; es decir, pruebas costosas en tiempo y dinero
Gastos de fabricación y calidad	Menores	Mayores

Rendimiento	Mayor	Menor
-------------	-------	-------

Cuadro 1 (Continuación)

Criterios	Caldera piro-tubular	Caldera acuo-tubular
Características a carga parcial	Puede aprovecharse el control del quemador; cuando caiga por debajo de la carga mínima, el quemador puede apagarse sin problemas	En el caso de determinados diseños, debe limitarse la carga parcial; el quemador no puede apagarse manualmente
Sensibilidad a variaciones de presión y carga	Debido al alto volumen de agua, no es susceptible a las fluctuaciones de presión y carga	Susceptible a las fluctuaciones de presión y carga resultantes del proceso
Necesidades de espacio	Reducidas	Elevadas
Tiempos para montaje y puesta en marcha inicial	Reducido	Más prolongado
Capacidad de producción de vapor	Menor	Mayor
Presiones de trabajo	Menores	Mayores
Tipo de vapor generado	Vapor saturado	Vapor saturado y sobrecalentado

Fuente: vasado experiencia del fabricante de calderas BOSCH Informe técnico Comparativa de calderas piro-tubulares y acuo-tubulares.

1.2 CALDERAS PIRO-TUBULARES.

1.2.1 Funcionamiento. Como se explicó anteriormente, la caldera es un recipiente cilíndrico cerrado herméticamente y atravesado por tubos paralelos a su eje, por los cuales circulan los gases calientes productos de la combustión, que hacen parte del sistema de transferencia de calor; denominados como tubos de humos. Para que la caldera funcione adecuadamente, el nivel de agua debe estar siempre por encima de los tubos de humos para evitar el sobrecalentamiento del material, y por debajo a una distancia prudente de la salida del vapor, para evitar el arrastre de agua líquida o espuma a las líneas de proceso. Por esta razón la caldera cuenta con un sistema automático de alimentación de agua que mantiene los niveles dentro de los rangos aceptables. Por otra parte, la presión dentro del tanque también debe ser monitoreada y controlada automáticamente de tal manera, que se encuentre dentro de los valores establecidos de operación. Para esto las calderas cuentan con sistemas automáticos que encienden o apagan el quemador de acuerdo a unos límites máximos y mínimos establecidos. Otra parte importante en el funcionamiento de las calderas es el control de la reacción de combustión, que, dependiendo del combustible, involucrará diferentes procesos, pero en general las calderas cuentan con sistemas que inician o finalizan la reacción de combustión de manera segura y controlada, permitiendo o cortando el paso de los reactivos a la cámara de combustión y proporcionando las condiciones que desencadenen la reacción. Por último, la caldera se sirve de dispositivos de seguridad que apagan el equipo en

caso de fallas, o que alivian la presión en el tanque si esta sobrepasa los niveles seguros de operación.

1.2.2 Partes de una caldera piro-tubular. Para cumplir con los propósitos antes mencionados y funcionar correctamente, todas las calderas piro-tubulares cuentan con los siguientes dispositivos.

- Bomba de agua; es la encargada de suministrar y reponer el agua evaporada.
- Cámara de combustión, es el espacio físico donde se genera y mantiene la reacción de combustión.
- Control de nivel; toda caldera cuenta con un control de nivel de agua automático, que gobierna a la bomba para mantener el nivel de líquido en los niveles adecuados. Estos controles pueden ser de tipo proporcional o de tipo On Off.
- Mirilla de nivel; este dispositivo muestra al operario de la caldera en todo momento el nivel de agua al interior del equipo.
- Presostato: Es el elemento que gobierna al quemador para mantener la presión dentro de los niveles adecuados de operación. Al igual que el control de nivel, este puede ser de tipo proporcional o de tipo On Off.
- Manómetro; muestra al operario de la caldera la presión al interior del equipo en todo momento.
- Válvula de seguridad; toda caldera debe contar con al menos una válvula de seguridad que descargue de manera rápida pero segura el vapor contenido en la cámara de vapor, para aliviar la presión dentro del tanque, en caso de que esta alcance niveles peligrosos inaceptables.
- Quemador: Encargado de iniciar o finalizar la reacción de combustión de manera segura y controlada, permitiendo o cortando el paso de los reactivos a la cámara de combustión y proporcionando las condiciones que desencadenen la reacción.
- Cámara de combustión: es el espacio físico en donde se mantiene la reacción de combustión.
- Chimenea: es el ducto de salida por el cual se descargan los gases de combustión a la atmósfera luego de haber transferido su contenido energético al agua.
- Sistema de transferencia de calor: es la red de tubos que sirven como frontera y como medio de transferencia de calor entre los dos fluidos.

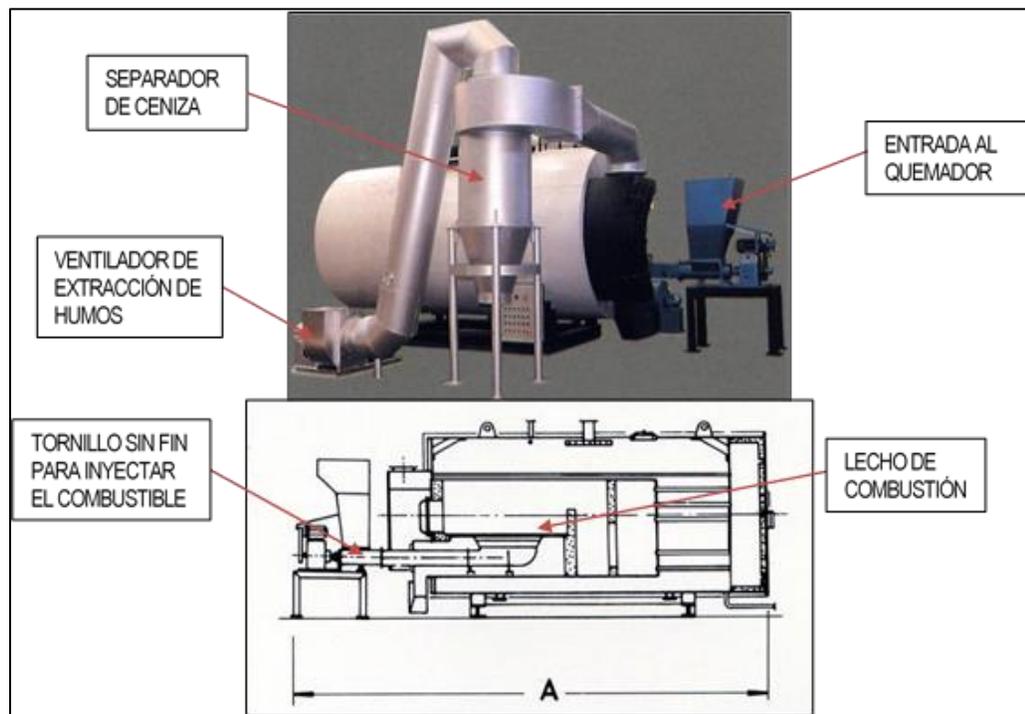
1.1.1 Clasificación de las calderas piro-tubulares. Debido a que este es el tipo de calderas de uso más extendido en la industria, con el tiempo se han desarrollado modelos para atender a diferentes necesidades. Por este motivo es preciso clasificar los diferentes diseños para su estudio.

Una primera clasificación y tal vez la más importante, va de acuerdo al tipo de combustible y los diferentes mecanismos usados en su combustión. En este aspecto hay tantos tipos de calderas como combustibles disponibles, pero la clasificación

más amplia se da de acuerdo al estado del combustible, siendo sólidos líquidos y gaseosos.

1.2.2.1 Calderas de combustible sólido. Fue el primer tipo de caldera piro tubular diseñado, y con el tiempo se han ido haciendo mejoras de diseño, concretamente para mejorar la quema del combustible. En este tipo de calderas se destacan, las calderas de alimentación continua de combustible, y las calderas de alimentación por cochadas. En las primeras el suministro de combustible se hace de forma automática mediante sistemas que generalmente involucran la molienda del combustible, para reducir tamaño de las partículas del combustible hasta las dimensiones aceptables para entrar en el quemador, como se muestra en la Figura 5.

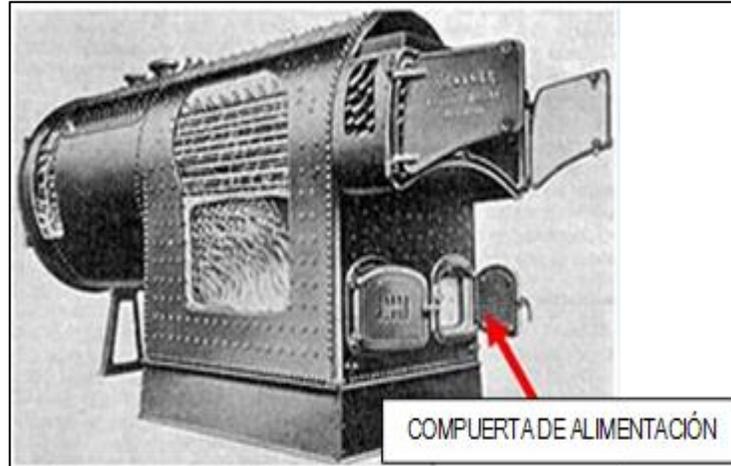
Figura 5 Caldera para quema cascarilla de arroz



Fuente INSTMAN FIELD, S.A. disponible en: http://www.instmanfield.com/es_ES/caldera.php?modelo=ILS. Julio 2016

En las calderas de alimentación manual. El suministro de combustible se hace a través de compuertas de alimentación como se muestra en la Figura 6.

Figura 6 Caldera para quema de carbón, o madera, de alimentación manual



Fuente: SHIELD, Card D. Calderas tipos características y sus funciones 1ra. Ed. Estados Unidos. Editorial Universal. 1968. Pág 113.

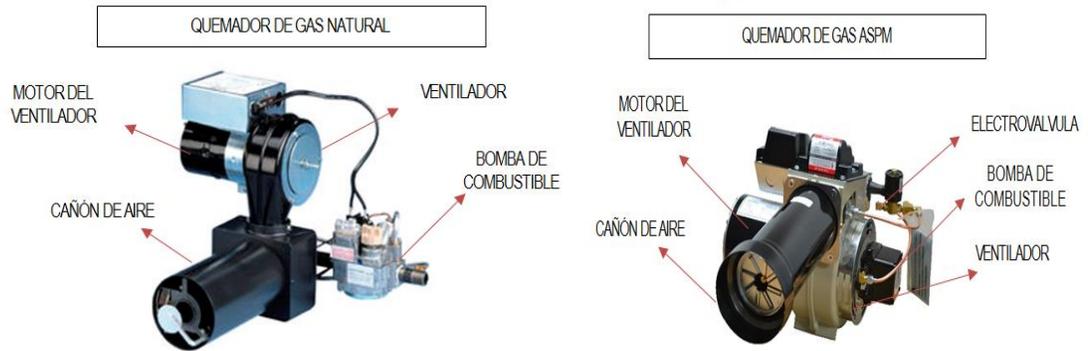
Las calderas para combustibles sólidos, son las de menor eficiencia entre las calderas piro-tubulares, ya que necesitan de una gran cantidad de aire para generar una mezcla apropiada de oxígeno y combustible. Además requieren de equipos especiales para extracción de ceniza y el pre tratamiento del combustible, lo que las hace un tanto más complejas de operar, mantener, y reparar. Por otra parte, el precio de los combustibles es relativamente bajo y en algunos casos el combustible utilizado es material de desecho como cascarilla de arroz o bagazo de caña entre otros, lo que hace que el costo del combustible sea prácticamente nulo, por lo que aún se utilizan de manera amplia en la industria

1.2.2.2 Calderas de combustible líquido. En este tipo de calderas el combustible es bombeado desde el depósito hasta el hogar, en donde es atomizado y mezclado con aire para su posterior combustión. Este proceso es llevado a cabo por equipos llamados quemadores, que son los encargados de proveer a la caldera con el combustible y el aire necesarios para mantener la reacción.

1.2.2.3 Calderas de combustible gaseoso. Al igual que las calderas de combustible líquido, el quemador es el encargado de suministrar el combustible y el aire para alimentar la reacción, pero en este caso el combustible no necesita ser bombeado al interior de la caldera, si no que se mueve gracias a la diferencia de presiones que hay entre el tanque de almacenamiento y el hogar. Siendo el quemador el encargado de regular el paso de combustible mediante válvulas de regulación. Cabe mencionar que las calderas de combustibles líquidos, pueden modificarse para quemar combustibles gaseosos y viceversa, solo cambiando el quemador. La Figura 7, muestra dos modelos de quemadores para quemar combustibles líquidos y gaseosos.

Este tipo de calderas es el de más eficiencia, con generación mínima de hollín y material particulado. Pero hay que tener cuidados especiales en el almacenamiento del combustible para evitar accidentes.

Figura 7. Diferencias entre quemadores de combustibles sólidos y líquidos

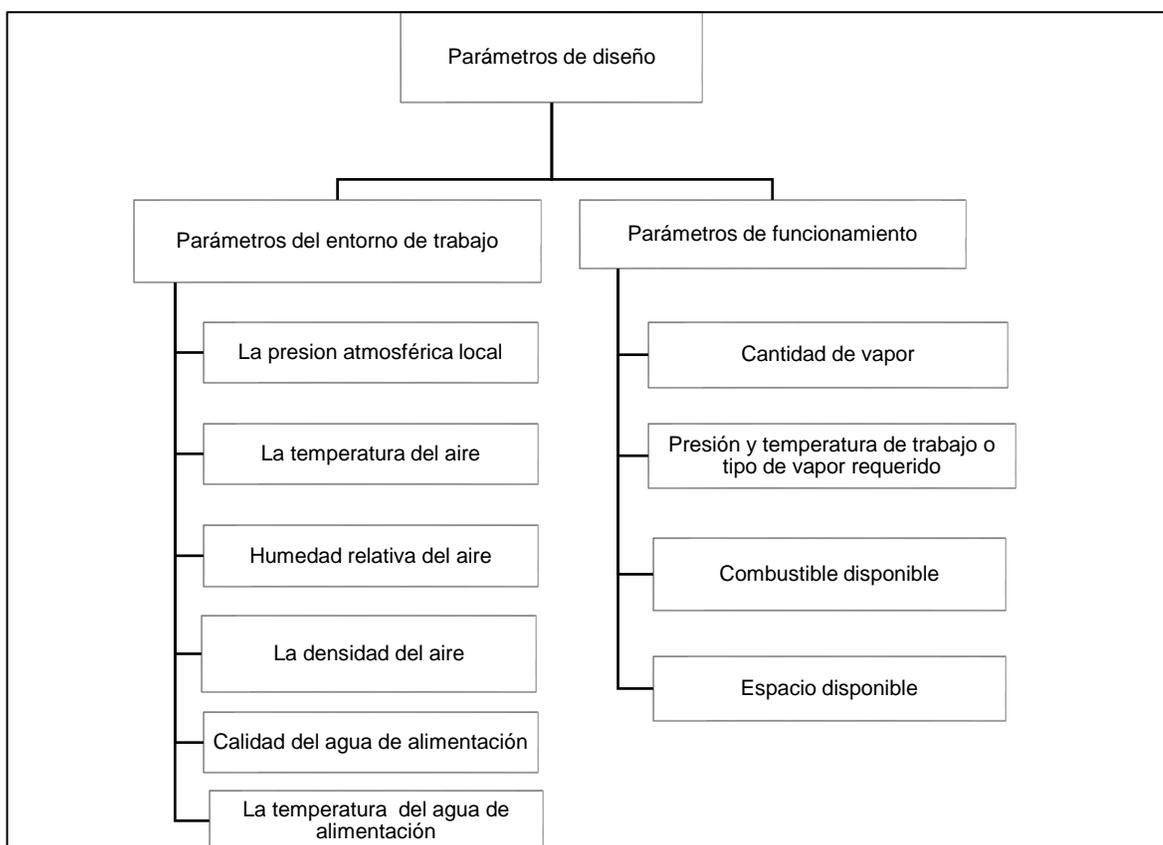


2. PARÁMETROS DE DISEÑO Y REQUERIMIENTOS FUNCIONALES

Los parámetros de diseño son todas aquellas condiciones, lineamientos, y restricciones que deben ser tenidos en cuenta durante el proceso de diseño para que el equipo cumpla con las expectativas del usuario final, y opere de manera adecuada.

Luego de una revisión bibliográfica en el área de calderas, y tras consultar a expertos docentes de diseño, se definieron una serie de parámetros, divididos en dos grupos tal y como lo muestra en la Figura 8.

Figura 8. Parámetros de diseño agrupados por categoría



2.1 PARÁMETROS DEL ENTORNO DE TRABAJO

Hace referencia a todas aquellas condiciones a las que el equipo deberá enfrentarse en su locación de trabajo. Debido a que el equipo ha sido pensado para trabajar en cualquier locación a lo largo del territorio nacional, no se pueden establecer de manera exacta las condiciones a las que se encontrara expuesto el mismo, el proceso productivo y las prácticas empresariales.

2.1.1 Características ambientales. Pueden variar mucho dependiendo de la localización geográfica del equipo. Por esta razón se establecieron arbitrariamente las condiciones de operación ISO para efectos de cálculo. El Cuadro 2 muestra el valor de las condiciones ISO o condiciones a nivel del mar aceptadas en la industria.

Cuadro 2. Condiciones ISO o S.N.M.

Variable	Valor	Unidad
Presión atmosférica	14,6959	psi
Temperatura ambiente	20	°C
Humedad relativa	60	%

Asumiendo que el aire es un gas con una composición química uniforme, y despreciando la cantidad de CO_2 disuelto en este, se utilizó la siguiente expresión basada en la ecuación ajustada de los gases ideales para determinar su densidad.

$$\rho = \frac{PMa}{ZRT} * \left[1 - Xv * \left(1 - \frac{Mv}{Ma} \right) \right]$$

$$Xv = \frac{h}{100} * (\alpha + \beta P + \gamma T^2) * \frac{e^{AT^2+BT+C+\frac{D}{T}}}{P}$$

$$Z = 1 - \frac{P}{T(a_0 + a_1 * t + t^2 + (b_0 + b_1 * t) * Xv + (c_0 + c_1 * t) * Xv^2)} + \frac{P}{T^2 * (d + E * Xv^2)}$$

Dónde:

ρ = Densidad del gas kg/m^3

P = Presión del gas Pa

Ma = Masa molar de aire seco $0.0289635 kg/mol$

Z = Factor de compresibilidad, adimensional

R = Constante universal de los gases ideales $8.31451 J/°K(mol)$

t = Temperatura del aire $°C$

T = Temperatura termodinámica $°K$

h = Humedad relativa %

Mv = Masa molar del vapor de agua $0.0180154 kg/mol$

Xv = Fracción molar del vapor, adimensional

La Tabla 1, muestra las constantes de cálculo empleadas en las expresiones anteriores para determinar los valores de Xv y Z .

Tabla 1. Constantes Para calcular la densidad del aire

Constantes ara el cálculo para Xv			Constantes para el cálculo Para Z				
α	1,0062	A	$1,24E-05$	a_0	$1,58123E-06$	c_0	$1,9898E-04$
β	$3,14E-08$	B	$1,91E-02$	α_1	$-2,9331E-08$	c_1	$-2,3760E-06$

Tabla 1. (Continuación)

Constantes ara el cálculo para Xv				Constantes para el cálculo Para Z			
γ	5,60E-07	C	3,93711047	a_2	1,1043E-10	d	1,83E-11
		D	6,34E-03	b_0	5,7070E-06	E	7,65E-09
				b_1	-2,05E-08		

Tras obtener los valores de Z y Xv y reemplazarlos en la ecuación corregida de gases ideales se determinó que la densidad del aire en condiciones ISO es: $\rho = 1.1758 \text{ Kg/m}^3$ lo que equivale a 4.2478 lb/in^3

2.1.2 Calidad del agua de alimentación. Es un parámetro fundamental en el diseño de calderas, pues de no ser tenida en cuenta se pueden suscitar problemas de corrosión, incrustaciones y arrastres de agua líquida a las líneas del proceso. La construcción de calderas con materiales anticorrosivos y el diseño de sistemas que eviten el arrastre de espuma, pueden resultar bastante más costoso si se compara con los costos de tratar el agua. Razón por la cual es preferible diseñar el tratamiento de agua en función de los requerimientos de la caldera, y no diseñar la caldera en función del agua disponible. Por esta razón, las condiciones del agua de alimentación se establecieron de manera arbitraria siguiendo las recomendaciones hechas por la ABMA (Asociación Americana de Fabricantes de Calderas) y a La Norma Británica BS – 2486. Estos valores surgen de la experiencia tanto de fabricantes como de propietarios de calderas, y constituyen una fuente de información muy valiosa para tener en cuenta en el diseño del equipo. La Tabla 2, muestra los parámetros de control del agua al interior de la caldera y sus rangos adecuados, y deberán garantizarse mediante el tratamiento del agua de alimentación y las purgas periódicas del equipo.

Tabla 2 Concentración de contaminantes máxima permisible al interior de la caldera

Parámetros	Valores recomendados
PH a 25 °C	10.5 - 11,8
Alcalinidad Total CaCO3	< 700 ppm
Alcalinidad CáusticaSe	> 350 ppm
Secuestrantes de Oxígeno	
Sulfito de Sodio	30 – 70 ppm
Hidrazina	0.1 – 10 ppm
Taninos	120 – 180 ppm
Diethylhidroxilamina	0.1 – 1.0 ppm (en agua alimentación)
Fosfato Na3PO4	30 - 60 mg/l
Hierro	< 3.0 ppm
Sílice	150 ppm
Sólidos disueltos	< 3500 ppm
Sólidos en suspensión	< 200 ppm
Conductividad	< 7000 uS/cm
Condición general	Incoloro, claro y libre de agentes insolubles.

Fuente: Basado en American Boiler Manufacturers Association ABMA 2012. Boiler Water Quality Requirements and Associated Steam Quality for ICI boilers, y BRITISH STANDARD. Recommendations for Treatment of water fosteam boilers and water heaters

2.2 REQUISITOS FUNCIONALES

Estos parámetros hacen referencia a todas aquellas condiciones de desempeño que debe cumplir el equipo para realizar su tarea. Según el autor SHIELD, Carl D.² Entre los factores determinantes para seleccionar una caldera están.

- Cantidad de vapor producido
- Espacio disponible
- Presión y temperatura de trabajo o tipo de vapor requerido
- Combustible disponible

2.2.1 Cantidad de vapor producido. La cantidad de vapor producido está ligada directamente con la potencia de evaporación del equipo, que como se definió en el título del proyecto, alcanzará una potencia de 25 BHP cuando el equipo trabaje a su máxima capacidad. Sabiendo que un BHP corresponde al flujo de energía necesario para producir 34,5 lb de vapor/hora partiendo de agua a una atmósfera dé presión y 100°C. Pero se advierte que esta cantidad puede variar dependiendo de la presión de trabajo y la temperatura del agua de alimentación.

2.2.2 Espacio disponible. En cuanto al espacio disponible, puede variar de locación en locación, pero se procuró que las dimensiones del equipo operando a su máxima potencia sean similares a calderas de igual capacidad.

2.2.3 Investigación de mercado. Para definir la presión y temperatura de trabajo, el combustible y la temperatura del agua de alimentación fue necesario recurrir a un estudio de mercado, para identificar las necesidades del mercado colombiano. Para llevar a cabo dicho estudio, se partió por idear un cuestionario para ser aplicado en una encuesta enfocada a resolver los siguientes objetivos específicos.

- Determinar las necesidades de la industria colombiana.
- Identificar los gustos y preferencias del consumidor.
- Determinar el nivel de aceptación que podría tener una caldera modular.

2.2.3.1 Diseño del cuestionario. El diseño del cuestionario se realizó con miras a alcanzar los objetivos planteados anteriormente, intentando hacer preguntas claras y concretas. Una copia del cuestionario se encuentra en el Anexo A.

2.2.3.2 Determinación del número de encuestas. Una vez diseñado el formulario de preguntas para la encuesta, se delimitó el universo de estudio para establecer el número de encuestas a realizar. Por motivo de facilidad de desplazamientos, tiempo, logística y recursos monetarios, se limitó la población de estudio a las

² SHIELD, Carl D. Calderas tipos, características, y sus funciones. Introducción. México. Compañía editorial continental S.A., agosto 1986.

microempresas inscritas en Bogotá que en sus procesos productivos utilicen vapor de agua.

De la base de datos empresarial de la Cámara de Comercio de Bogotá, se filtraron por medio del aplicativo web las empresas objetivo, filtrando por región, actividad productiva, y tamaño de empresa, obteniendo un resultado de 14847 empresas registradas. La Figura 9, muestra el proceso de filtrado de información y los resultados obtenidos a través del aplicativo.

Figura 9. Plataforma de consulta base de datos Cámara de Comercio de Bogotá

The screenshot displays the 'Filtrar Base de Datos' (Filter Database) interface, which is divided into three main sections for filtering data:

- Selección de Ubicación (Municipios):**
 - Departamentos: BOGOTA D.C.
 - Criterios de Selección: BOGOTA D.C.
 - Registros Antes de la Selección: 514808
 - Registros Después de la Selección: 457455
 - Criterios Seleccionados: BOGOTA D.C.
- Selección de la Actividad Económica:**
 - Buscar Por: Nombre o Código CIIU (with a link to 'Archivo Código CIIU')
 - Nombre de la actividad económica: [Input Field]
 - Código CIIU: [Input Field]
 - Botón: Buscar
 - Registros Antes de la Selección: 457455
 - Registros Después de la Selección: 17247
 - Criterios Seleccionados: B06 : EXTRACCION DE PETROLEO CRUDO Y GAS, C10 : ELABORACION DE PRODUCTOS ALIMENTIC, C11 : ELABORACION DE BEBIDAS, C162 : FABRICACION DE HOJAS DE MADERA PAF, C192 : FABRICACION DE PRODUCTOS DE LA REF, C20 : FABRICACION DE SUSTANCIAS Y PRODUC, C21 : FABRICACION DE PRODUCTOS FARMACEU, E38 : RECOLECCION, TRATAMIENTO Y DISPOSIX, I55 : ALOJAMIENTO
- Selección de Tamaño de Empresa:**
 - Criterios de Selección: Sin Clasificar, Microempresas (highlighted), Pequeñas, Medianas, Grandes
 - Registros Antes de la Selección: 17247
 - Registros Después de la Selección: 14847
 - Criterios Seleccionados: Microempresas

Una vez establecido el tamaño de la población de estudio se definió el tamaño de la muestra haciendo uso de la siguiente expresión, tomada del libro Investigación de mercados, un enfoque aplicado³.

$$n = \frac{N * k^2 * p * q}{(N - 1) * e^2 + N^2 * p * q}$$

Dónde:

N = Es la población = 14847

k = Es el nivel de confianza = 1,96

p = Es probabilidad de acierto = 50%

q = Es la probabilidad de fracaso 50%

e = Error admisible = 5%

Reemplazando en la ecuación

$$n = \frac{14847 * 1,76^2 * 0,5 * 0,5}{(14847 - 1) * 0,05^2 + 1,96^2 * 0,5 * 0,5} = 302$$

Aunque el número ideal de encuestas a realizar es de 302, por motivos económicos, falta de experiencia y disposición de tiempo, se lograron recolectar 40 encuestas que corresponden al 14. 49% del total de encuestas.

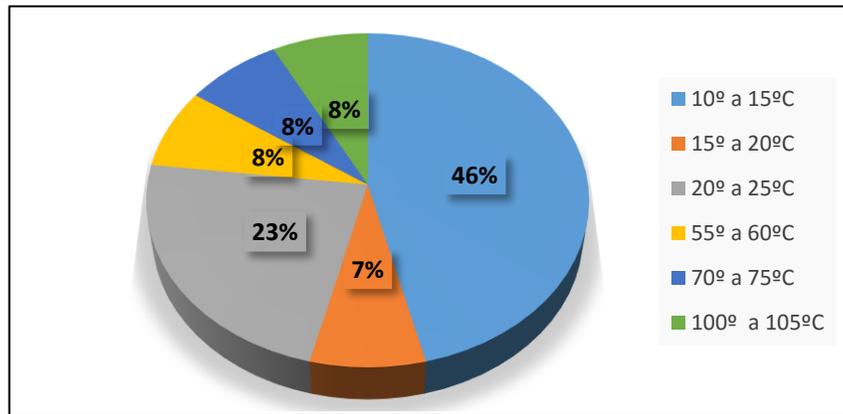
2.2.4 Análisis de resultados. Para determinar algunos parámetros de funcionamiento, se analizaron las respuesta de algunas preguntas de la encuesta, más concretamente de la secciones; información general del tipo de caldera, y parámetros de funcionamiento.

Temperatura del agua de alimentación; de acuerdo con Shield Carl D “la temperatura del agua puede influir de manera importante en el desempeño del equipo y en general se recomienda que el agua entre a la mayor temperatura posible”⁴. Al igual que las condiciones ambientales, la temperatura del agua de alimentación puede variar de locación en locación, Lo que hace imposible su determinación exacta. Pero los resultados de la investigación arrojaron los siguientes resultados. Ver Gráfico 1.

³ MALHOTRA, Naresh. Investigación de mercados: un enfoque aplicado. 4 ed. México.: Pearson Education, 2004. 348p

⁴ Shield, Carl D., Calderas: Tipos, Características y sus Funciones, duodécima impresión, Continental S.A. de C.V., México.

Grafico 1. Resultados temperatura del agua de alimentación

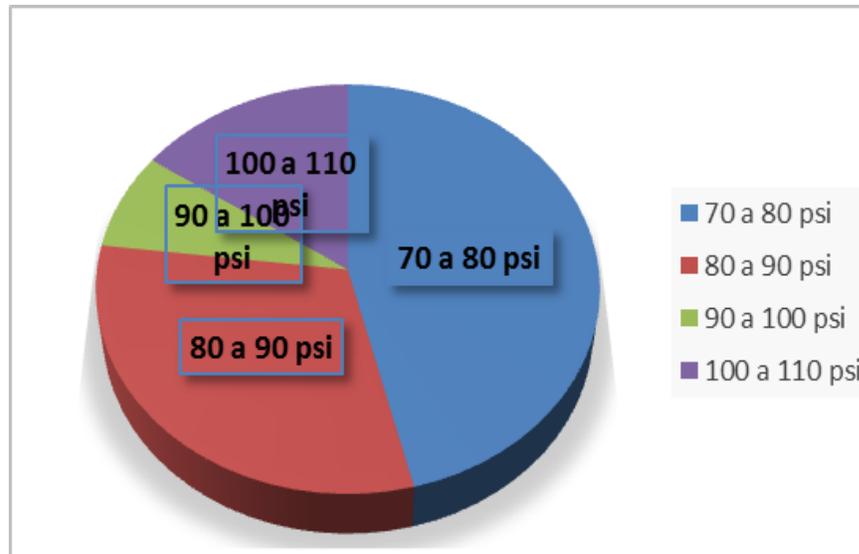


De acuerdo con los resultados obtenidos, se definió una temperatura de agua de alimentación de 13°C que está dentro del rango de temperaturas más usuales en la industria.

2.2.4.1 Presión y temperatura de vapor. Las calderas piro-tubulares de baja potencia se utilizan principalmente para generar vapor saturado, ya que debido a su configuración es muy difícil la instalación de súper calentadores, y en general se usan en procesos de transferencia de calor donde es conveniente trabajar con vapor saturado, por su facilidad de control.

La presión de trabajo del equipo se definió tras analizar los resultados de la investigación realizada. La Gráfica 2, muestra cuales son las presiones de trabajo reportadas por los usuarios de calderas.

Grafico 2. Resultados Presión de trabajo



Como se puede ver en la gráfica, un rango de trabajo de entre 70 y 90 psi; cubriría aproximadamente un 77% de la demanda total. Pero debido a que la diferencias de costos de fabricación entre una caldera de 100 psi y una de 90 psi es pequeña, se optó por definir una presión máxima de trabajo de 100 psi para cubrir el 100% de la demanda.

Una vez establecida la presión de trabajo, y el tipo de vapor requerido, se definió la temperatura de trabajo utilizando tablas de vapor saturado.

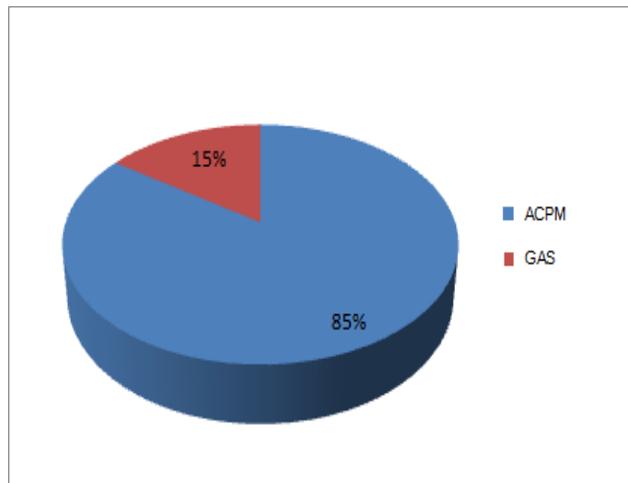
$$P_{abs} = P_{man} + P_{atm}$$

$$100 \text{ psi} + 14.696 \text{ psi} = 114.696 \text{ psi}$$

$$T = T_{sat} @ 114,693 \text{ psi} = 196,8911^{\circ}\text{C}$$

2.2.5 Combustible de trabajo. El tipo de combustible influye de manera importante en el diseño del equipo pues de este depende el sistema de quemado. La eficiencia térmica, y el sistema de control. El análisis del estudio de mercado en cuanto a combustibles usados en calderas pequeñas arrojó los resultados que se presentan en la Gráfica 3.

Grafico 3. Tipos de combustibles usados en calderas pequeñas.



El combustible más empleado para la generación de vapor en las calderas pequeñas, es ACPM, a pesar de que el gas natural es más limpio y económico. Esto puede obedecer más a cuestiones de tipo logístico, ya que el comparación con el gas, el ACPM o Diésel, resulta en calderas con costo inicial menor ya que el sistema de quemado es mucho más simple, necesita instalaciones menos complejas para su almacenamiento, y es mucho más fácil de conseguir y transportar. El poder calorífico del combustible se tomó de una publicación de la unidad nacional minero

energética, basada en datos suministrados por Ecopetrol. Que se muestra en la Figura 10.

Figura 10. Poder calorífico del de diferentes combustibles datos de Ecopetrol

PRODUCTO	API	PODER CALORIFICO BTU/GALON	PODER CALORIFICO MBTU/BLS	PODER CALORIFICO (TEP)	PODER CALORIFICO (TJ) por Bls	PODER CALORIFICO (TCAL) por Bls
GASOLINA REGULAR	59,30	117.943	4,95	0,12	0,005251	0,001250
GASOLINA EXTRA	56,00	119.639	5,03	0,13	0,005331	0,001270
BENCINA	71,30	111.772	4,69	0,12	0,004972	0,001180
COCINOL	71,30	111.772	4,69	0,12	0,004972	0,001180
AVIGAS	67,20	113.880	4,78	0,12	0,005072	0,001210
JET-A	45,17	125.207	5,25	0,13	0,005570	0,001320
GLP	ND	83.928	3,53	0,09	0,003737	0,000890
QUEROSENO	45,17	125.208	5,25	0,13	0,005570	0,001320
ACPM	32,54	131.702	5,53	0,14	0,005859	0,001390
COMBUSTOLEO (DIESEL)	5,50	145.607	6,12	0,15	0,006487	0,001540
ASFALTO	7,21	144.728	6,08	0,15	0,006447	0,001530
AROTAR	-2,00	149.464	6,28	0,16	0,006656	0,001580
DISOLVENTES ALIFATICOS	60,00	117.583	4,94	0,12	0,005231	0,001240
DISOLVENTES AROMATICOS	34,40	130.746	5,49	0,14	0,005819	0,001380
CICLOHEXANO	49,22	123.126	5,17	0,13	0,005480	0,001300
BASES PARAFINICAS	25,21	135.472	5,69	0,14	0,006028	0,001430
BASES NAFTENICAS	25,21	135.472	5,69	0,14	0,006028	0,001430
CERAS	41,60	127.044	5,34	0,13	0,005660	0,001350

Fuente: UNAP (unidad de planeación minero energética) disponible en:
http://www.upme.gov.co/upme-12/2007/balances_energeticos_nacionales.pdf

3. DISEÑO CONCEPTUAL

Después de investigar el funcionamiento de las calderas piro-tubulares y tras determinar los parámetros y requerimientos funcionales del equipo, se presentaron y valoraron alternativas de diseño que atiendan los requerimientos del mercado.

3.1 CRITERIOS DE SELECCIÓN DE ALTERNATIVAS.

Para la selección de la mejor alternativa de diseño, se aplicó un proceso de selección estándar conocido como matriz de ponderados. Este proceso consiste en definir unos criterios de evaluación, a los cuales se les asigna una ponderación de importancia, para posteriormente evaluar cada alternativa según los criterios definidos.

Los criterios de evaluación se determinaron a partir de la encuesta realizada a propietarios de calderas; más concretamente de la pregunta dos de la sección de gestión de calidad y oportunidades de mejora (Anexo A), de la cual se tomaron los cinco criterios mejor calificados. Para respetar la opinión de los encuestados, se promediaron las calificaciones de cada criterio y se utilizaron los ponderados de calificación. La Tabla 3, muestra los criterios que se utilizaron, junto con su ponderación de importancia.

Tabla 3. Criterios de elección para la evaluación de alternativas

Criterios de calificación	Ponderación
Seguridad de las personas	10
Facilidad de mantenimiento	9,33
Consumo de combustible	6,67
Facilidad de uso	6,58
Facilidad en la instalación	6,33

Para evitar subjetividades se definió cada criterio de manera concreta y sus rasgos de calificación de la siguiente manera

- Seguridad de las personas. Este criterio evalúa la posibilidad de que se presenten fallas catastróficas, como resultado de la mala operación o el mal funcionamiento del equipo. Para la evaluación de este criterio se considera que entre mayor sea el número de partes en el equipo; mayor será la probabilidad de falla y la posibilidad de que se presenten dichas fallas catastróficas. Se calificará con una valoración de 1 a 3 donde 1 es inseguro y 3 es muy seguro.
- Facilidad de mantenimiento. Este criterio hace referencia a la cantidad y complejidad de las tareas de inspección y mantenimiento, así como la facilidad para conseguir piezas de recambio. Se evaluará de 1 a 3, siendo 1 difícil y 3 fácil de mantener.
- Consumo de combustible. Este criterio está relacionado directamente con las pérdidas de calor a través de las superficies expuestas. Para evaluar este

concepto, se considera únicamente el área superficial de la caldera expuesta al medio ambiente. Se evaluará de 1 a 3, siendo 1 mayor área superficial, y 3 menor área superficial.

- Facilidad de uso. Este criterio hace referencia a la cantidad y complejidad de tareas que debe realizar el operario para arrancar el equipo, monitorearlo y apagarlo correctamente. Se evaluará de 1 a 3, siendo 1 difícil de usar, y 3 fácil de usar.
- Facilidad de la instalación. Este criterio hace referencia a la cantidad y complejidad de las tareas que se deben llevar a cabo para el montaje y desmontaje de los módulos de expansión. Se evaluará de 1 a 3, siendo 1 difícil montaje y 3 de fácil montaje.

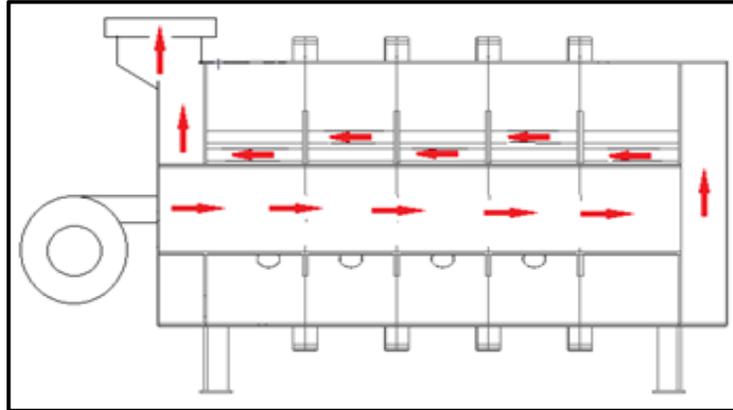
3.2 DISEÑO DEL SISTEMA DE MÓDULOS

Para garantizar el funcionamiento adecuado de la caldera, el diseño conceptual se centró en desarrollar alternativas sobre el sistema modular y la interacción entre módulos. La función de los módulos de trabajo es aumentar la capacidad de generación de vapor, mediante la ampliación del área de transferencia de calor y la capacidad de almacenamiento de agua. La caldera estaría compuesta básicamente de una unidad principal con una capacidad nominal de 10 BHP, a la cual se le acoplarían secciones adicionales para aumentar el largo de la caldera.

Ya que los módulos deben ser acoplados de manera fácil y rápida haciendo el menor número de cambios en las conexiones del equipo, se decidió que la caldera a diseñar será de dos pasos horizontal, de tal manera que los módulos de trabajo se acoplen en la parte trasera del módulo principal sin tener que hacer cambios en las conexiones de agua, vapor, suministro eléctrico y chimenea.

La Figura 11, muestra de manera esquemática cómo funcionaría el sistema de módulos en una caldera piro-tubular de dos pasos. Los módulos de expansión de potencia se deben ubicar entre el módulo principal y la cámara de gases posterior, de tal manera que los humos generados en la cámara de combustión atraviesen los módulos secundarios y revoten en la cámara posterior hacia la chimenea. Para que los módulos funcionen correctamente se debe garantizar que el nivel de líquido y la presión de vapor estén dentro de los rangos aceptables de funcionamiento. Con las consideraciones anteriores se plantearon 3 alternativas de diseño.

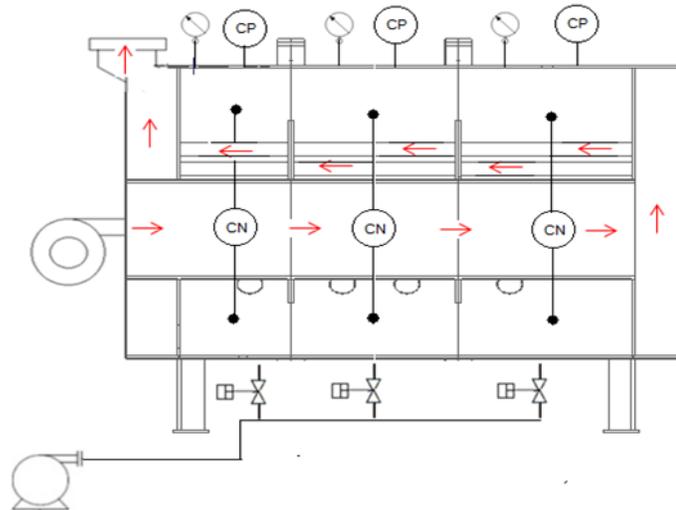
Figura 11. Principio de funcionamiento de los módulos de trabajo



3.2.1 Alternativa 1 módulos con alimentación independiente de agua. Los módulos consistirían de unidades herméticas independientes, con su propio sistema de control de nivel y de presión. Estos serían alimentados por una red de tubos y electroválvulas conectadas a una sola bomba de agua de alimentación. Como se ilustra en la Figura 12, cada módulo consistiría de secciones independientes de caldera que compartirían entre si los gases de combustión provenientes del módulo Principal.

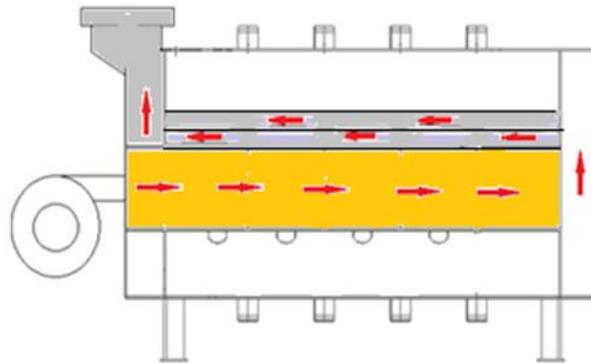
El sistema permite un acople fácil y rápido, ya que se reduce la comunicación de fluidos a alta presión entre módulos, pero su principal desventaja es la cantidad de elementos necesarios para funcionar, pues aparte de elevar los costos de fabricación, un mayor número de elementos significa mayor probabilidad de falla, y mayor cantidad de operaciones de mantenimiento.

Figura 12. Esquema de montaje para los módulos independientes



3.2.2 Alternativa 2 módulos interconectados en el interior del cuerpo de la caldera. Esta alternativa elimina la necesidad de alimentación independiente de agua, al interconectar las cámaras de agua y de vapor entre ellos, de tal manera que gracias al principio de vasos comunicantes, se garantizaría el mismo nivel de líquido y la misma presión en todos los módulos. Ya que hay comunicación de fluidos a alta presión entre módulos el sistema de acople entre las unidades deberá realizarse mediante bridas para garantizar la estanqueidad adecuada. Como se muestra en la Figura 13.

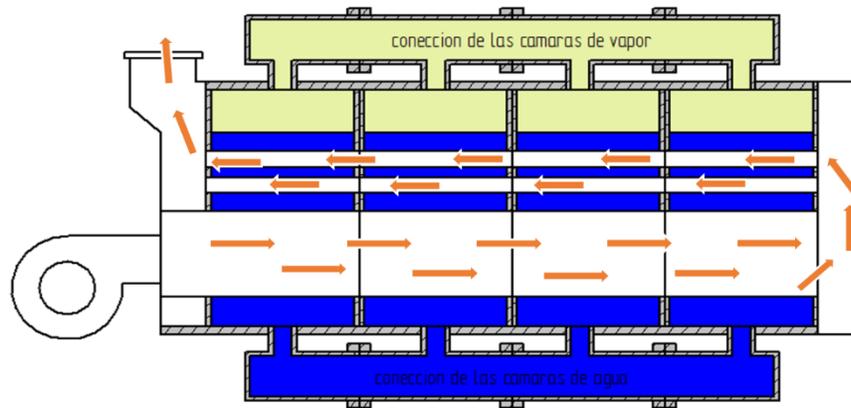
Figura 13. Esquema de montaje del sistema de módulos con comunicación interna de fluidos.



A diferencia de la alternativa anterior, este sistema es mucho menos complejo ya que funciona con un menor número de piezas, lo que lo hace mucho más confiable, y más fácil de operar y mantener.

3.2.3 Alternativa 3 módulos interconectados en el exterior de la caldera. Se aplica el mismo principio de funcionamiento de la alternativa anterior, pero interconectando los módulos al exterior de la caldera. Esto facilita el sistema de acople entre módulos, pero incrementaría la superficie del equipo lo que se traduce en mayores pérdidas por radiación térmica. Además las tareas de inspección y mantenimiento serían más complejas y rigurosas para evitar taponamientos en los ductos. La Figura 14 muestra el esquema de montaje entre módulos de este tipo.

Figura 14 Esquema de montaje de sistema modular con comunicación de fluidos al exterior de la caldera



3.3 SELECCIÓN DE ALTERNATIVA.

Una vez definidos los criterios y la forma de evaluación, se procedió a realizar el proceso de selección. Los resultados obtenidos se presentan en la Tabla 4.

Tabla 4. Resultados de la matriz de ponderados para la elección de alternativas

Criterios de calificación	Ponderación	Alternativa 1	Alternativa 2	Alternativa 3
Seguridad de las personas	10	1	3	2
Facilidad de mantenimiento	9,33	2	2	3
Consumo de combustible	6,67	3	3	2
Facilidad de uso	6,58	1	3	2
Facilidad en la instalación	6,33	3	1	1
Resultados		74,24	94,74	80,82

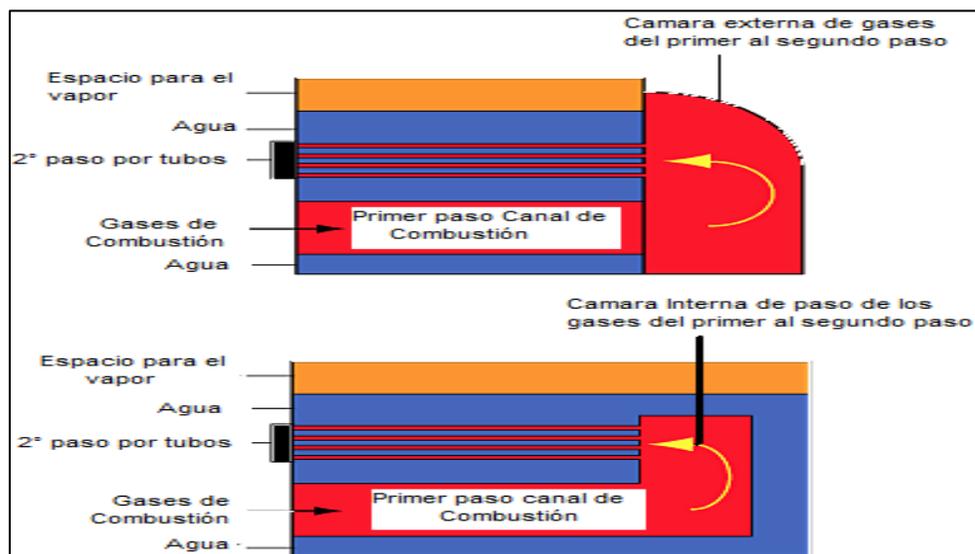
Como se puede observar en la tabla anterior, el puntaje más alto resaltado en color rojo, lo obtuvo la alternativa 2; módulos con comunicación de fluidos al interior de la caldera, con una puntuación de 94,74 puntos.

3.4 DISEÑO DE LA CÁMARA DE GASES POSTERIOR

Una vez se definió el sistema de acople entre módulos, se procedió con el diseño de la cámara de inversión de gases, que como se muestra en la Figura 15, es donde se recogen los productos de la combustión provenientes del hogar, y se distribuyen entre los tubos del segundo paso. Además esta cámara debe brindar un punto de acceso para realizar las labores de inspección, mantenimiento y limpieza del sistema de intercambio de calor.

Existen dos configuraciones habituales para este tipo de cámaras de inversión de gases en calderas piro-tubulares horizontales de dos pasos. Las cámaras alojadas en el interior y las cámaras alojadas en el exterior de la caldera.

Figura 15. Configuración interna de una caldera piro-tubular.



Fuente: Universidad nacional abierta y a distancia (UNAD) Disponibles en: http://datateca.unad.edu.co/contenidos/211618/EXELARNING/leccion_34_calderas.html

3.4.1 Análisis de las alternativas de diseño. Las cámaras alojadas en el interior del cuerpo de la caldera, proveen ciertas ventajas en cuanto a eficiencia y durabilidad, pues al estar refrigeradas por el agua de la caldera, se protege al material de recalentamientos y se aumenta el área de transferencia de calor. A cambio de esto, se sacrifica accesibilidad para tareas de inspección, limpieza y mantenimiento, ya que el acceso al interior de la cámara es reducido. Por otra parte la cámara alojada exterior, resultan mucho más sencillas de fabricar lo que baja los costos de la caldera.

3.4.2 Elección del sistema de cámara de inversión de gases. Para elegir la alternativa más conveniente, se aplicó el mismo procedimiento de matriz de ponderados, usando los mismos criterios de calificación. El Cuadro 3, muestra la valoración de las alternativas anteriores, en donde la alternativa 1 y 2 hacer referencia a la cámara interior y exterior respectivamente.

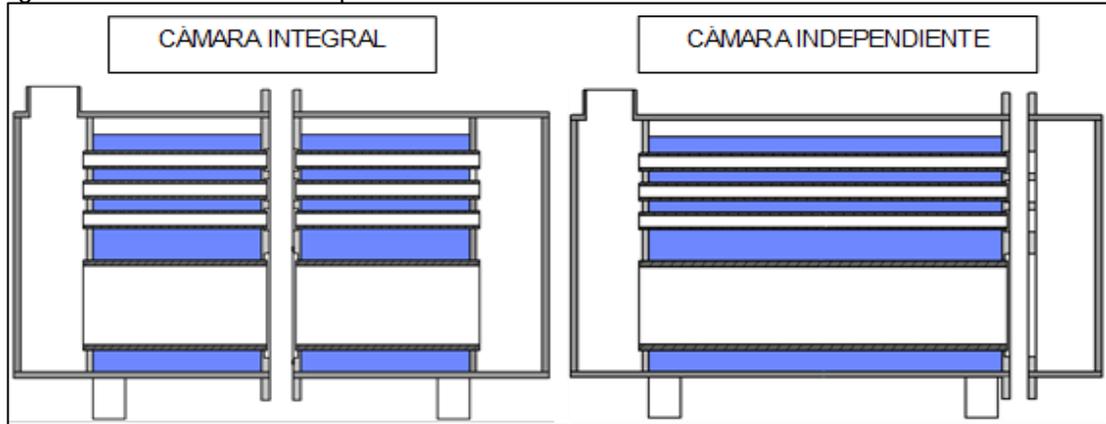
Cuadro 3. Evaluación de alternativas cámaras de inversión de gases

Criterios de calificación	Ponderación	Alternativa 1	Alternativa 2
Seguridad de las personas	10	2	3
Facilidad de mantenimiento	9,33	2	3
Consumo de combustible	6,67	3	2
Facilidad de uso	6,58	2	3
Facilidad en la instalación	6,33	3	3
Resultados		90,82	110,06

La alternativa con mejor puntuación fue la cámara de inversión alojada al exterior; con una puntuación de 110,06.

Para definir por completo el diseño del cámara de gases posterior, se estableció si esta sería parte integral o no, del cuerpo del módulo principal presentándose al respecto dos situaciones de a consideración. La Figura 16, muestra las condiciones a considerar para un mejor entendimiento de la situación.

Figura 16. Alternativas de disposición de cámaras



La principal desventaja de la cámara tipo integral, es que es más difícil de manipular debido a su mayor tamaño y peso, pero resulta en una caldera estructuralmente más segura, ya que las cargas de los módulos se distribuyen de una mejor manera sobre los apoyos. Por otra parte la cámara independiente necesita materiales especiales para las juntas, debido a que la placa del lado de los gases de combustión está expuesta a altas temperaturas.

Tomando en cuenta las consideraciones anteriores, se aplicó el proceso de selección para definir la mejor alternativa. Los resultados de dicho proceso se muestran en la siguiente matriz de ponderados, en donde la alternativa 1 y 2, hacen referencia a la cámara de tipo integral e independiente respectivamente.

Cuadro 4. Evaluación de la para cámara tipo integral y tipo o independiente

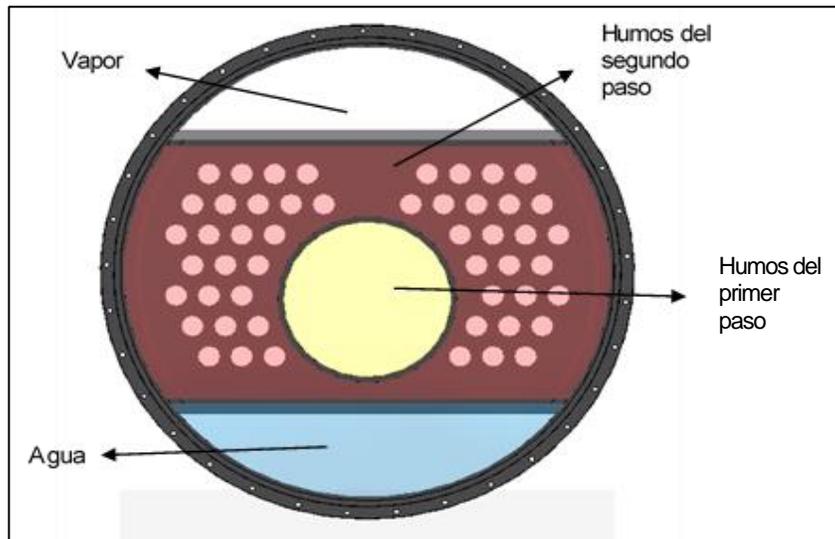
Criterios de calificación	Ponderación	Alternativa 1	Alternativa 2
Seguridad de las personas	10	3	2
Facilidad de mantenimiento	9,33	3	2
Consumo de combustible	6,67	3	3
Facilidad de uso	6,58	3	3
Facilidad en la instalación	6,33	2	3
Resultados		110,4	97,4

Como se puede ver en el Cuadro 4, la alternativa que mejor se adapta a las necesidades de la industria es la alternativa 1, el cual corresponde a la cámara de tipo integral.

3.5 SISTEMA DE ACOPLA ENTRE MÓDULOS

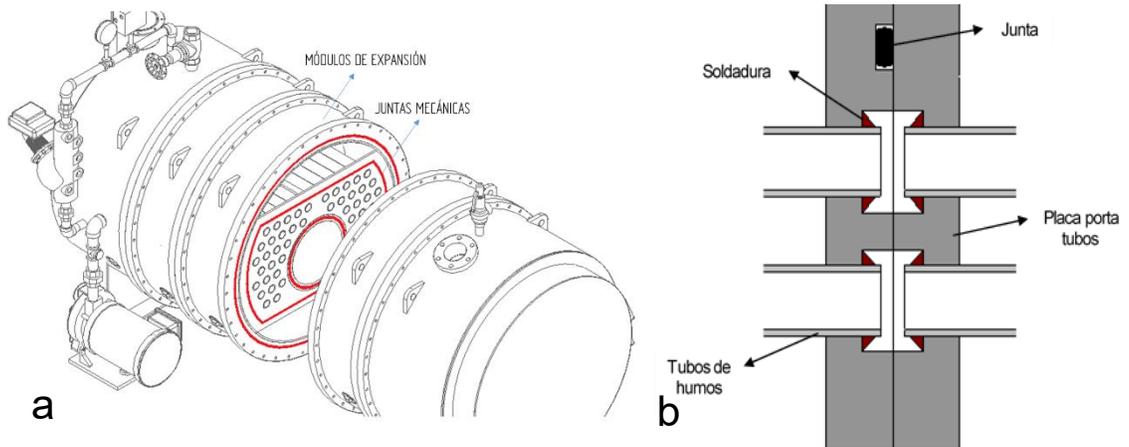
Este sistema es el encargado de unir los módulos y comunicar los diferentes fluidos entre ellos. Para garantizar el funcionamiento adecuado del sistema de acople, el vapor y el agua no deben filtrarse dentro de los tubos de humos o el hogar, y los gases de combustión deben hacer el recorrido completo y no mezclarse entre la frontera de cada módulo. La Figura 17, muestra los tipos de fluidos, que se manejan en el interior de la caldera y las zonas donde se deben mantener.

Figura 17 Fronteras de los fluidos al interior de la caldera



Para mantener los fluidos dentro de las zonas pertinentes, se utilizarán juntas mecánicas dispuestas entre los módulos como las que se muestran resaltadas en rojo en la Figura 18 parte a, las cuales estarán dispuestas en ranuras especialmente maquinadas en las placas porta tubos. Para que las juntas queden debidamente aprisionadas los tubos no deben sobresalir de la placa, por esta razón, en las placas se deberán hacer rebajes alrededor del orificio para el tubo, de tal manera que quede un espacio en donde aplicar la soldadura a los tubos como se muestra en la Figura 18 parte b es una ilustración del el acople entre módulos.

Figura 18. Disposición de los tubos en la placa porta tubos

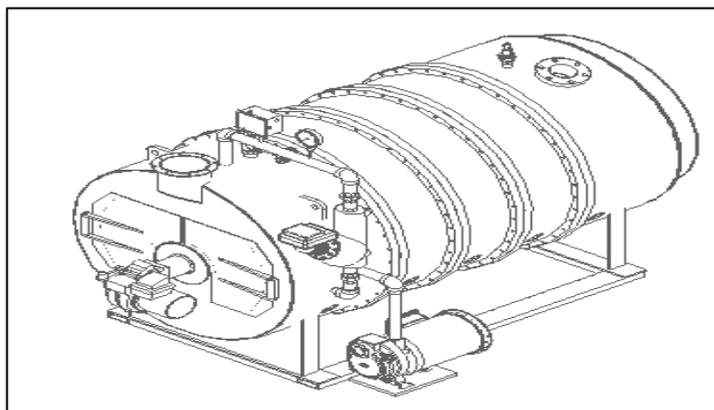


3.6 DETALLES DEL MÓDULO PRINCIPAL.

El modulo principal es donde se llevan a cabo la mayor parte de las tareas que se deben realizar en la caldera para su operación, como la alimentación de agua, el control de la combustión y la expulsión de los gases de escape, además de las tareas de monitoreo y control del nivel de líquido y presión de vapor. Esta unidad consiste básicamente del cuerpo de una caldera de 10 BHP a la que se le ha removido la cámara de inversión de gases para ser remplazadas por el sistema de acople definido anteriormente. La figura 19, muestra una posible configuración de la caldera, funcionando con tres módulos adicionales de aplicación de potencia.

Capacidad de los módulos. Se fijó que cada módulo aumentaría en 5 BHP la capacidad del equipo, ya que generalmente las calderas comerciales vienen en presentaciones de 10 15 20 BHP. Además, rangos de menor capacidad no justificarían los costos de fabricación de los módulos.

Figura 19 Montaje del equipo con tres módulos de aplicación de potencia.



4. DISEÑO DETALLADO DEL EQUIPO

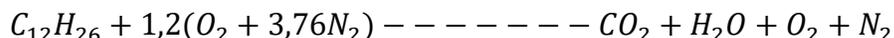
Una vez definidos los conceptos de funcionamiento de equipo, se procedió a su dimensionamiento, empezado por el diseño térmico para obtener las dimensiones del sistema de transferencia de calor.

4.1 DISEÑO TÉRMICO DE LA CALDERA.

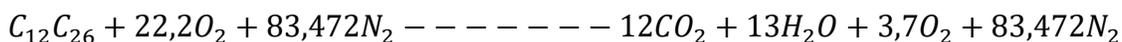
El diseño térmico de la caldera básicamente trata de dimensionar el tubo hogar y los pasos de tubos, de tal forma que se pueda aprovechar el calor liberado por el combustible para alcanzar la potencia de evaporación requerida.

Una vez definido el combustible a utilizar, se realizó un análisis de la reacción química por medio de un balance de masa, con el fin de determinar los flujos de aire y combustible que deben entrar en la cámara de combustión, para liberar la cantidad de calor que la caldera necesita para trabajar a su potencia nominal.

4.1.1 Reacción de combustión. Para plantear la reacción de combustión se toma la composición química del ACPM como $C_{12}H_{23}$. Según la literatura consultada⁵ sobre procesos de combustión, para combustibles líquidos de baja viscosidad quemados por atomización, se recomienda utilizar un exceso de aire del 20 %. Esto quiere decir que se debe suministrar un 20% más de aire del teóricamente requerido para garantizar una combustión completa. Para realizar el balance de masa se asumirá que la reacción de combustión es completa y que todo el carbono e hidrógeno del combustible reaccionará con el aire para formar dióxido de carbono y agua. Con las consideraciones anteriormente mencionadas el planteamiento de la reacción de combustión queda de la siguiente manera.



El coeficiente 1,2 representa un aumento del 20% en la cantidad teórica de aire, y el 3,76 es la cantidad de moles de N_2 por cada mol de O_2 presentes en el aire. Realizando el balance de masa se obtuvo la siguiente relación



4.1.2 Relación aire combustible. Es un parámetro muy importante., pues establece la cantidad de masa de aire que debe entrar en la cámara de combustión, por cada unidad de masa de combustible oxidado. La relación aire combustible se calculó de la siguiente manera.

⁵ W. H. Severns. La producción de energía mediante el vapor de agua, el aire y los gases. Reimpresión. Reverte, 1961. 506 p. ISBN 8429148906, 9788429148909.

$$AC = \frac{m_a}{m_c} = \frac{(N * M)_{O_2} + (N * M)_{N_2}}{(N * M)_C + (N * M)_H}$$

$$AC = \frac{\left(22,2 \text{ kmol} * \frac{31,998 \text{ kg}}{\text{kmol}}\right)_{O_2} + \left(83,472 \text{ kmol} * \frac{28,014 \text{ kg}}{\text{kmol}}\right)_{N_2}}{\left(12 \text{ kmol} * \frac{12,001 \text{ kg}}{\text{kmol}}\right)_C + \left(26 \text{ kmol} * \frac{1,0076 \text{ kg}}{\text{kmol}}\right)_H}$$

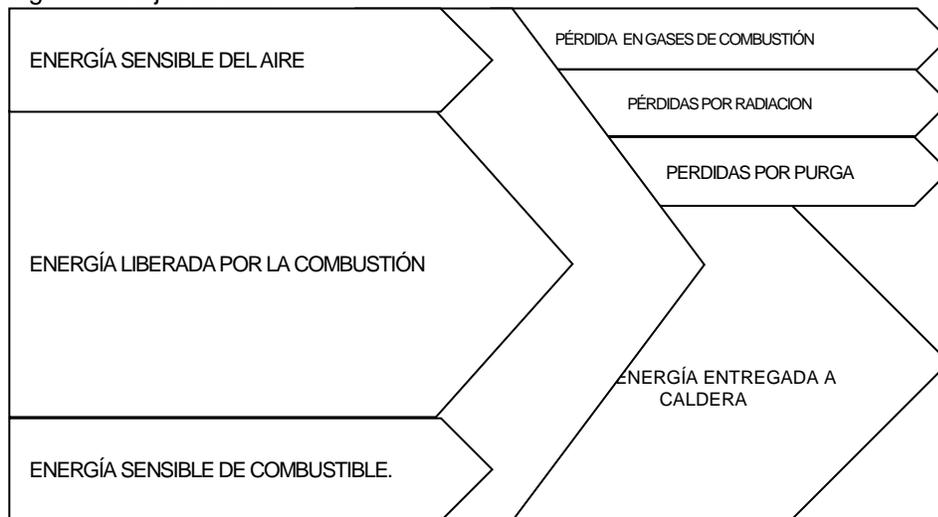
$$AC = 17,91168188$$

Donde N y M representan el número de moles y el peso molecular de los compuestos respectivamente, obtenidos del lado izquierdo de la relación química balanceada. El resultado significa que por cada kilogramo de ACPM se necesitan 17,912 kg de aire.

4.1.3 Consumo de combustible. La cantidad de combustible que se debe quemar en el equipo, varía dependiendo de la cantidad de módulos instalados. Sin embargo, la bomba de combustible debe ser capaz de suministrar la máxima cantidad requerida que es cuando la caldera opere a 25 BHP.

Para determinar el flujo de combustible, es necesario definir la eficiencia térmica del equipo. Para ello se estimaron las pérdidas más significativas de calor que, de acuerdo con el documento de la comisión nacional de energía de México⁶, son las pérdidas en los gases de combustión, las pérdidas de calor por radiación, las pérdidas en purgas y otras. La Figura 20, muestra un diagrama de Sankey para el flujo de calor en la caldera.

Figura 20. Flujos de calor a través de la caldera



⁶ LANG. Tereza Eficiencia en calderas y combustión. "México.: Connue, 2009". "1,2v".

Para estimar el consumo de combustible se definió una eficiencia térmica del 70%, la cual es un valor típico para una caldera piro tubular de dos pasos sin quemador proporcional ni economizadores. El consumo de combustible a partir de la eficiencia y el poder calorífico inferior del combustible de la siguiente manera.

$$\dot{m}_c = \frac{\dot{Q}_{com}}{LHV}$$

$$\dot{Q}_{com} = \frac{\dot{Q}_V}{\eta} = \frac{25 \text{ BHP}}{0,7} = 35.7143 \text{ BHP}$$

$$LHV = 131.702 \frac{\text{Btu}}{\text{gal}} * 264,29 \frac{\text{gal}}{\text{m}^3} * \frac{\text{m}^3}{856 \text{ kg}} * \frac{\text{Kj}}{0,9478 \text{ Btu}} = 44902,5032 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

$$\frac{(35.7143 \text{ BHP}) \left(\frac{9,8107 \text{ kW}}{1 \text{ BHP}} \right)}{44902,5032 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}} = 0.0078 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$$

Donde:

\dot{m}_c = Flujo másico del combustible.

\dot{Q}_V = Flujo de calor que debe liberar el combustible.

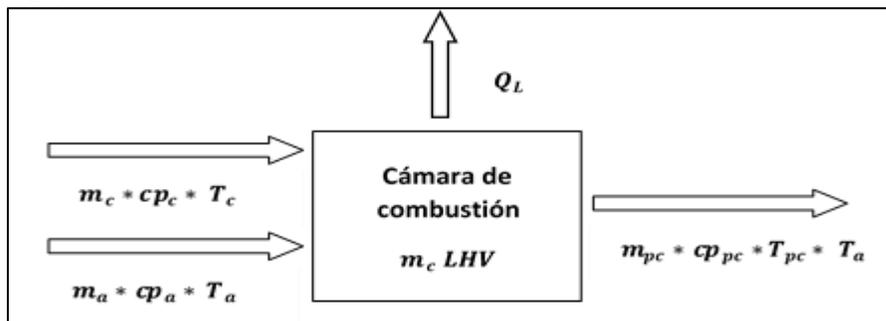
\dot{Q}_{com} = Flujo de Calor contenido en el vapor producido.

η = Eficiencia térmica del equipo.

LHV = Poder calorífico inferior del combustible

4.1.4 Temperatura de llama adiabática. Una vez definidos todos los flujos másicos presentes en el interior de la caldera se procedió a establecer la temperatura teórica de llama o temperatura de llama adiabática. Esta temperatura es la alcanzada por los gases de combustión suponiendo que no hay salida o entrada de calor ni trabajo en la cámara de combustión. Para establecer el límite de operación adiabático del equipo, se planteó un sistema termodinámico que se muestra en la Figura 21.

Figura 21 sistema termodinámico para el cálculo de la temperatura de flama adiabática



En la cámara de combustión entran aire y combustible a la temperatura ambiente, y salen los productos de combustión a la temperatura de llama. Sabiendo que no hay salida ni entrada de calor a través de las paredes de la cámara de combustión, y que se libera energía durante el proceso, al hacer un balance de energía obtenemos la siguiente expresión.

$$E_i + E_g = E_f + Q_L$$

$$\dot{m}_c * C_{p_c} * T_c + \dot{m}_a * C_{p_a} * T_a + \dot{m}_c * LHV = \dot{m}_{pc} * C_{p_{pc}} * T_{pc} + Q_L$$

$$T_{pc} = \frac{\dot{m}_c * (C_{p_c} * T_c + LHV) + \dot{m}_a * C_{p_a} * T_a}{\dot{m}_{pc} * C_{p_{pc}}}$$

Donde C_{p_c} , C_{p_a} , $C_{p_{pc}}$ corresponden los calores específicos del combustible, aire, y productos de combustión respectivamente y T_c , T_a , T_{pc} corresponden a las temperaturas de los diferentes fluidos.

El calor específico del aire y del combustible se toma directamente de tablas termodinámicas a temperatura ambiente o utilizando un software de ingeniería como el EES, y se muestran en la Tabla 5.

Tabla 5 calor específico a presión constante a temperatura ambiente

Fluido	Cp (J/kgK)
Diésel	2426
Aire	1005

Las propiedades termodinámicas de los productos de combustión se determinaron de la siguiente manera.

$$P_{pc} = \sum X_i * P_i$$

Donde X_i representa la concentración molar de las sustancia i en la mezcla de gases y P_i representa la propiedad termodinámica de dicha sustancia, y se toma directamente de tablas termodinámicas.

La concentración molar para los diferentes productos de combustión se calculó de la siguiente manera.

$$X_i = \frac{\text{Número de moles de la sustancia}}{\text{Número de moles de los productos}}$$

La Tabla 6, muestra la concentración mola calculada para los productos de combustión definidos en el balance de energía.

Tabla 6. Concentración mola del producto de combustión

X productos	
N_2	0,744142923
O_2	0,032985059
CO_2	0,106978569
H_2O	0,115893449

Procedimiento de cálculo de la temperatura de llama. Se comenzó por asumir una temperatura inicial, con la cual, por medio de tablas termodinámicas se estableció el C_p de todos los productos de combustión; Con estos valores, y las concentraciones molares definidas anteriormente, hallamos el calor específico de la mezcla de gases. Por último, utilizamos este valor para calcular la temperatura de llama, con este valor se repitió el proceso hasta que la temperatura de llama asumida y la temperatura de llama calculada fueron aproximadamente iguales. Los resultados del proceso iterativo se muestran en la Tabla 7.

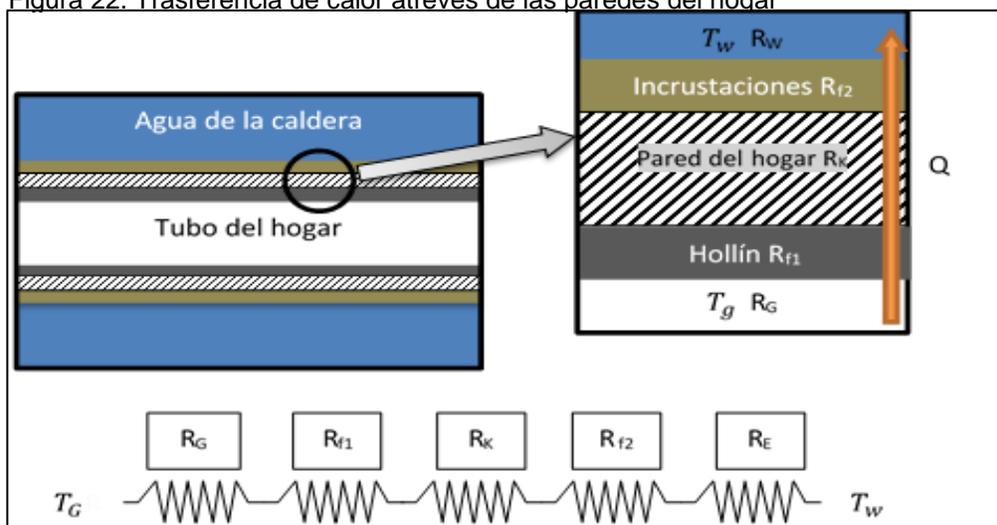
Tabla 7. Cáculo de la temperatura de llama adiabática

T asumida K	CP (J/kg*K)	T calculada K	Error
1673,15	1429,885876	1872,459886	199,3098865
1872,459886	1451,520423	1844,551343	27,90854328
1844,551343	1448,905113	1847,880804	3,32946125
1847,880804	1449,224104	1847,474065	0,406739485
1847,474065	1449,185236	1847,523615	0,049549572
1847,523615	1449,189973	1847,517576	0,00603827
1847,518312	1449,189466	1847,518222	8,96651E-05
1847,518222	1449,189457	1847,518233	1,09265E-05

Como se puede ver en la Tabla 7, después del proceso iterativo, se obtuvo una temperatura de 1847,51823K con un error aproximado de 1×10^{-5} . La cual la temperatura alcanzada por los productos de combustión inmediatamente después de completar la reacción.

4.1.5 Trasferencia de calor en el hogar de la caldera. Para realizar el cálculo de transferencia de calor en el hogar, se comenzó por plantear el esquema del modelo termodinámico, con el fin de establecer las resistencias térmicas que ofrecen los diferentes medios al flujo de calor, desde los gases productos de combustión hasta el agua que rodea el hogar.

Figura 22. Traslencia de calor atreves de las paredes del hogar



En la Figura 22, se puede observar que el calor debe transferirse de los productos de combustión a una temperatura T_G , hasta el agua de la caldera a una temperatura T_W , igual a la temperatura de saturación a la presión de trabajo. En la parte inferior de la figura se representan las resistencias térmicas que tiene que vencer el flujo de calor para transportar la energía entre estos dos fluidos. Una vez establecidas las resistencias de calor se procedió al análisis de cada una de ellas por separado.

R_G Representa la resistencia que tiene que vencer el flujo de calor para atravesar los gases de combustión, que análogamente a las leyes de Fourier sobre corriente se puede expresar de la siguiente manera:

$$R_G = \frac{T_G - T_S}{Q_R}$$

Donde el Q_R es el calor liberado por los gases de combustión y T_S es la temperatura de la superficie interna del hogar. Para el cálculo de Q_R se realizaron las siguientes suposiciones:

- El sistema opera en estado estable
- Solo se considera la transferencia de calor por radiación, debido a que el aporte de calor por convección resulta ser muy pequeño en comparación con el primero.
- Debido a que el hollín se acumula en la pared interior del hogar se puede considerar como un cuerpo negro
- La temperatura de los productos de combustión a la entrada del hogar es aproximadamente igual a la temperatura de llama adiabática
- Se considera una reacción completa y los únicos gases que participan son el H_2O , el CO_2 .

Basándose en el libro de Cengel⁷. La radiación liberada durante la combustión es básicamente de dos tipos. Radiación no luminosa debida a los gases triatómicos CO₂ y H₂O; y la radiación luminosa cuya alta emisividad se debe principalmente a las partículas incandescentes de hollín generado durante el proceso de combustión.

$$Q_R = Q_{NL} + Q_L$$

Donde, Q_{NL} es el calor trasferido debido a la radiación no luminosa y Q_L es el calor trasferido debido a la radiación luminosa y Q_L Se debe a la elevada temperatura de los gases triatómicos H₂O y CO₂, que es aproximadamente igual a la temperatura de flama adiabática. Debido a que estos gases emiten y absorben radiación, y que la pared interna de la cámara de combustión se comporta como un cuerpo negro debido al hollín, La cantidad de calor trasferido por este fenómeno se expresa en la siguiente ecuación tomada del libro de transferencia de calor⁸.

$$Q_{NL} = A_{SIH} * \sigma(\epsilon_g T_g^4 - \alpha_g T_s^4)$$

Dónde:

A_{SIH} =Es el área superficial interna del hogar

σ =Contante de Stefan-Boltzmann = $5,6704 \times 10^{-8}$ W/m² K

ϵ_g =Emisividad de la mezcla de gases CO₂ y H₂O

T_g =Temperatura de los gases de combustión

α_g =Absortividad de la mezcla de gases CO₂ y H₂O

T_s =Temperatura de la pared interna del hogar

Para el cálculo de la emisividad de la mezcla de gases, se siguió el procedimiento desarrollado por Hottel⁹ 1945; basado en datos experimentales, y planteado en el libro de transferencia de calor y masa. Obteniendo.

$$\epsilon_g = \epsilon_{H2O} + \epsilon_{CO2} - \Delta\epsilon$$

Dónde:

ϵ_{H2O} = Emisividad del vapor de agua

ϵ_{CO2} = Emisividad de dióxido de carbono

$\Delta\epsilon$ =Factor de corrección por traslape

⁷ Cengel. A, Yunes. Termodinámica. 7ed. México, McGraw-Hill Education, 2007. 1041p

⁸ CENGEL. Yunes. Transferencia de calor. 3ed. México, McGraw-Hill Education, 2007. 744p.

⁹ HOTTEL. Transferencia de calor". Emisividad y absortividad de gases y mezclas.3ed. México, McGraw-Hill Education, 2007. 744p.

Para determinar la emisividad del H₂O y CO₂, se pueden utilizar las cartas de Hottel, o como en este caso, utilizar las expresiones desarrolladas por Leckner¹⁰; que son más precisas que las curvas de Hottel para temperaturas superiores a los 400 K.

El proceso seguido para el cálculo de la emisividad de los gases triatómicos se describe en detalle a continuación.

Como primera medida, se calcula la emisividad del H₂O o CO₂ a presión atmosférica utilizando la siguiente expresión.

$$\varepsilon(T_g, PL_e) = \exp \left\{ a_0 + \sum_{j=1}^M a_j [\log(PL_e)]^j \right\}$$

$$a_j = c_{0j} + \sum_{i=1}^N c_{ij} (T_g/1000)^i$$

Donde $\varepsilon(T, PL_e)$ es la emisividad a presión atmosférica, P es la presión parcial del gas en bar, L_e es la distancia media recorrida por el haz de radiación en cm, T es la temperatura del gas en K. Los valores de c_{ij} así como los de N y M para el vapor de agua y el dióxido de carbono se presentan en la Tabla 8.

Tabla 8 Valores de c_{ij} para el vapor de agua y el dióxido de carbono

j	C0j	C1j	C2j	C3j	C4j
Vapor de agua T > 400°K M=2, N=2					
0	-2,2118	-1,1987	0,035596		
1	0,85667	0,93048	-0,14391		
2	-0,10838	-0,17156	0,045915		
Dióxido de carbono T > 400°K M=3, N=4					
0	-3,9781	2,7353	-1,9822	0,31054	0,015719
1	1,9326	-3,5932	3,7247	-1,4535	0,20132
2	-0,35366	0,61766	-0,84207	0,39859	-0,063356
3	-0,080181	0,31466	-0,19973	0,046532	-0,0033086

Fuente: HOTTEL. Transferencia de calor". Emisividad y absorptividad de gases y mezclas. 3ed. México, McGraw-Hill Education, 2007.

El valor de L_e se calcula dependiendo de la configuración geométrica del volumen que ocupan por los gases de combustión, cuya fórmulas aparecen tabuladas en el libro de transferencia de calor de Cengel¹¹, suponiendo que el volumen ocupado por

¹⁰ Hottel. (1954). Emisividad y absorptividad de gases y mezclas. En Y. Cengel. A, Transferencia de calor (pág. 746). Mexico.

¹¹ CENGEL. Yunes. Transferencia de calor. 3ed. México, McGraw-Hill Education, 2007. 744p.

los gases en el hogar, se asimile a un cilindro de longitud infinita radiando sobre su superficie.

Las expresiones de Leckner¹² descritas anteriormente, tienen sentido para presiones cercanas a la presión atmosférica. Para valores diferentes se debe aplicar el siguiente factor de corrección.

$$\varepsilon_i = \varepsilon(T, P_i L_e) * C_i$$

Donde C es el factor de corrección por presión para el compuesto. El subíndice i se utiliza para referirse al CO_2 o el H_2O según sea el caso. El valor de C se puede calcular usando las curvas de Hottel para este factor; O por medio de las expresiones analíticas desarrolladas por Leckner, que fueron las utilizadas en este trabajo, por facilidad de cálculo en los procesos iterativos.

A continuación se describe el proceso a seguir para calcular los factores de corrección por presión desarrollados por Leckner para el CO_2 y el H_2O por separado, ya que estos gases tienen un comportamiento diferente. Para el caso del H_2O el factor de corrección se calcula de la siguiente manera.

$$C_w = 1 + (\Lambda_{H_2O} - 1)\mathcal{E}_{H_2O}$$

Dónde:

$$\Lambda_{H_2O} = \frac{\left[1,888 - 2,053 \log_{10} \left(\frac{T}{1000}\right)\right] P_{EH_2O} + 1,1 \left(\frac{T}{1000}\right)^{-1,4}}{P_{EH_2O} + \left[1,888 - 2,053 \log_{10} \left(\frac{T}{1000}\right)\right] + 1,1 \left(\frac{T}{1000}\right)^{-1,4} - 1}$$

$$\mathcal{E}_{H_2O} = \exp \left\{ - \frac{\log_{10} \left[13,2 \left(\frac{T}{1000}\right)^2 \right] - \log_{10}(P_{H_2O} L_e)}{2} \right\}$$

$$P_{E.H_2O} = p_t \left[1 + 4,9 \left(\frac{p_{H_2O}}{T}\right)^{\frac{1}{2}} \right]$$

Donde P_t es la presión total de la mezcla aire H_2O , en la expresión para calcular Λ_{H_2O} , se debe reemplazar T por 750 si $T < 750\text{K}$ para obtener resultados coherentes.

¹² LECKNER, B.: Spectral and Total Emissivity of Water Vapor and Carbon Dioxide, Combust. Flame, vol. 19, pp. 33–48, 1972

Para el cálculo del factor de corrección por presión para el CO₂ se utilizaron las siguientes expresiones.¹³

$$C_{CO_2} = 1 + (\Lambda_{CO_2} - 1)E_{CO_2}$$

Dónde:

$$\Lambda_{CO_2} = \frac{\left[\Lambda_{CO_2} + 1 + 0,1 \left(\frac{T}{1000} \right)^{-1,45} \right] P_{E.CO_2} + 0,23}{P_{E.CO_2} + \left[\Lambda_{CO_2} + 1 + 0,1 \left(\frac{T}{1000} \right)^{-1,45} \right] - 0,77}$$

$$E_{CO_2} = \exp(-1,47[\mu - \log_{10} P_{CO_2} L_e])$$

Donde la presión efectiva $P_{E.CO_2}$ esta dada por $P_{E.CO_2} = P_t [1 + 0,28(P_{CO_2}/(P_t))]$ donde P_t , es la presión total de la mezcla aire CO₂. En la expresión para calcular E_{CO_2} , $\mu = \log_{10}[0,225(T/1000)^2]$ si $T > 700K$ y $\mu = \log_{10}[0,054(T/1000)^{-2}]$ si $T < 700K$.

Una vez calculada la emisividad de los gases triatómicos se calcula el factor de corrección por traslape $\Delta\varepsilon$ utilizando para ello la siguiente expresión¹⁴.

$$\Delta\varepsilon = \left(\frac{\zeta}{10,7 + 101\zeta} - 0,0089\zeta^{10,4} \right) [\log_{10}(P L_e)]^{2,76}$$

Donde $\zeta = P_{H_2O}/(P_{H_2O} + P_{CO_2})$, $P = (P_{H_2O} + P_{CO_2})$ están en bar, y L_e en centímetros.

Después de calcular la emisividad de la mezcla de gases, se procede a calcular su absorptividad siguiendo el procedimiento recomendado por Hottel¹⁵.

$$\alpha_g = \alpha_{H_2O} + \alpha_{CO_2} - \Delta\alpha$$

Donde las absorptividad de los gases CO₂ y H₂O pueden ser determinadas a partir de las expresiones utilizadas para calcular la emisividad, de la siguiente manera.

¹³ LECKNER. *Thermal Radiation Heat Transfer*. Correlaciones totales de emanación gas-total. 5ed. México, McGraw-Hill Education, 2007. 982p.

¹⁴ Lecknei. Correlaciones totales de emanacion gas-total. En *Thermal Radiation Heat Transfer*. 5 ed. (pág. 746). Mexico.

¹⁵ Hottel. Emisividad y absorptividades de gases y mezclas. En Y. Cengel. A, *Transferencia de calor* (pág. 746). Mexic

$$\alpha_{CO_2} = C_{CO_2} \left(\frac{T_g}{T_s} \right)^{0,65} * \varepsilon(T_s, P_{CO_2} L_e(T_s/T_g))$$

$$\alpha_{H_2O} = C_{H_2O} \left(\frac{T_g}{T_s} \right)^{0,45} * \varepsilon(T_s, P_{H_2O} L_e(T_s/T_g))$$

La notación indica que se deben evaluar las emisividades usando T_s en lugar de T_g , $P_{CO_2} L_e(T_s/T_g)$ en lugar de $P_{CO_2} L_e$, y $P_{H_2O} L_e(T_s/T_g)$ en lugar de $P_{H_2O} L_e$. Los factores de corrección por presión son iguales a los calculados para la emisividad, al igual que el factor de corrección por traslape.

Para calcular la cantidad de calor aportada por la llama debido a la alta emisividad de las partículas de hollín, se modela el volumen ocupado por estas como un cilindro, que, según experiencia e inspección visual, tiene un largo igual a la longitud del hogar y un diámetro igual al 70% del diámetro del hogar.

Según la suposición anterior, el calor transferido desde la llama hacia las paredes del hogar, se puede expresar de la siguiente manera.

$$Q_L = A_{ll} \sigma \varepsilon_{ll} (T_g^4 - T_s^4)$$

Donde A_{ll} y ε_{ll} corresponden al área superficial y la emisividad de la llama respectivamente.

Para el cálculo de la emisividad de la llama, se empleó la expresión propuesta por Sadik Kakac¹⁶; para la emisividad de la llama del fuel oil que es bastante aproximada a la del ACPM.

$$\varepsilon_{ll} = 1 - e^{-K_F P L_e}$$

$$K_F = K_g r + K_s$$

$$X = X_{H_2O} + X_{CO_2}$$

$$K_g = 10 \left[\frac{0,78 + 1,6 X_{H_2O}}{10 P L_e r} - 1 \right] \left[1 - \frac{0,3 T_g}{1000} \right]$$

$$K_s = 0,3(2 - ea) \left(\frac{1,6 T_g}{1000} - 0,5 \right) \frac{C}{H}$$

¹⁶ KAKAC. Sadik. Boilers Evaporators and condensers. 1 ed. Miami, 1991. 474p. ISBN 0.471-62170-6.

Donde X_{H_2O} Y X_{CO_2} son las concentraciones volumétricas de H₂O y CO₂ respectivamente, P es la presión total de los gases en el horno dada en MPa, T_{out} es la temperatura de los gases de combustión a la salida del hogar, ea es el exceso de aire, y C y H son las fracciones másicas de carbono e hidrógeno en el combustible.

En los procedimientos anteriores se deben utilizar variables como T_s y T_{out} que no se conocen de antemano. Por esta razón, para el proceso de cálculo se deben asumir estos valores, con el fin de estimar el flujo de calor en el sistema. Una vez obtenido este flujo de calor, por medio de un análisis termodinámico que se describe más adelante, se procede a recalcular estas temperaturas, y retroalimentar estos en las ecuaciones anteriores, hasta lograr una convergencia entre los valores asumidos y calculados. Lo que convierte a este procedimiento en un proceso iterativo.

4.1.5.1 Cálculo de las resistencias por fouling R_{f1} y R_{f2} hace referencias a la resistencia por suciedades, que para el caso especial de las calderas R_{f1} , se deben al hollín adherido a las paredes internas del tubo hogar R_{f2} ; y a las incrustaciones causadas por la solidificación de minerales en las paredes externas, para el cálculo de estas resistencias se usa las siguientes expresiones:

$$R_{f1} = \frac{R}{A_{in}}$$

$$R_{f2} = \frac{R}{A_{out}}$$

Donde A_{in} y A_{out} representan el área superficial interna y externa del hogar respectivamente. Los valores de R se han estudiado, tabulado y recopilado en literatura especializada en diseño de intercambiadores. Para este proyecto se tomaron los valores propuestos en el libro Heat exchangers por Sidak Kakac¹⁷; donde se indican en la Tabla 9.

¹⁷ KAKAC, Sidak. Heat Exchangers. 2ed. Miami, CRC Press LLC, 2002. ISBN, 0-8496-0902-6

Tabla 9. Valores de R para distintos medios

Medio	R (m ² °k/w)
Gases de combustión	0,001761
Agua ablandada para calderas	0,000176

Fuente: KAKAC, Sidak. Heat Exchangers. 2ed. Miami, CRC Press LLC, 2002

4.1.5.2 Cálculo de la resistencia por conducción R_k . Hace referencia a la resistencia que ofrece el material del hogar a ser atravesado por el flujo de calor y se calcula de la siguiente manera.

$$R_k = \frac{\ln\left(\frac{D_{out}}{D_{in}}\right)}{2\pi kL}$$

Donde D_{out} y D_{in} son los diámetros internos y externos del hogar respectivamente, L es la longitud del tubo hogar; y k es la conductividad térmica del material.

4.1.5.3 Cálculo de la resistencia por ebullición R_E , esta resistencia se calcula usando la correlación empírica de transferencia por ebullición estancada, para un régimen de ebullición nucleada propuestas por Rohsenow¹⁸, expresada de la siguiente manera.

$$\dot{q} = \mu h_{fg} \left[\frac{g(\rho_l - \rho_v)}{\sigma} \right]^{1/2} \left[\frac{C_p(T_{S2} - T_{sat})}{C_{sf} h_{fg} Pr_1^n} \right]^3$$

Donde:

\dot{q} = Flujo de calor en la ebullición nucleada, W/m²

μ = Viscosidad del líquido, kg/m*s

h_{fg} = entalpia de vaporización, J/kg

g = aceleración gravitacional, m/s²

ρ_l = densidad del liquido, kg/m³

ρ_v = densidad del vapor, kg/m³

σ = tensión superficial de la interfaz liquido vapor, N/m

C_p = calor especifico del liquido, J/kg* K

T_{S2} = temperatura superficial del hogar en contacto con el agua, °C

T_{sat} = temperatura de saturacion del agua de alimentación, °C

C_{sf} = constante experimental dependiente de la combinación superficie-fluido

Pr_1 = número de Prandtl del liquido

n = Constante experimental que depende del fluido

¹⁸ ROHSENOW. Radiacion. EN:CENGEL. A, Yunes. Transferencia de Calor. 3ed. México, McGraw-Hill Education, 2007. 569p.

Para usar la expresión anterior, las propiedades del agua deben ser evaluadas a la presión de saturación la presión de trabajo de la caldera, las constantes C_{sf} y n que dependen de la combinación de superficie-fluido, se definieron como 0,0013 y 1 respectivamente, según lo propuesto en el libro de transferencia de calor de Yunus A. Çengel¹⁹. Por último, T_{S2} es un valor que no se conoce de antemano, pero que según la literatura consultada, suele estar unos pocos grados por encima de la temperatura de saturación. Por lo que para realizar el cálculo, se asumieron 5 grados por encima de T_{sat} . Valor que debe ser verificado según un análisis termodinámico que se describe más adelante.

Una vez estimado el flujo de calor por unidad de área, la resistencia se calculó de la siguiente manera.

$$h_e = \frac{\dot{q}}{T_{S2} - T_{sat}}$$

$$R_e = \frac{1}{h_e A_{out}}$$

Donde h_e es el coeficiente de convección equivalente para la ebullición. Una vez obtenidas todas las resistencias térmicas que actúan sobre el flujo de calor, se puede evaluar la cantidad total de calor que puede admitir el sistema, por medio de las siguientes expresiones.

$$Q_H = \frac{T_g - T_{sat}}{R_{TOT}}$$

$$R_{TOT} = R_g + R_{f1} + R_k + R_{f2} + R_e$$

Realizando un proceso análogo al flujo de corrientes en circuitos resistivos se definieron las expresiones para verificar las temperaturas T_{S1} y T_{S2} de la siguiente manera.

$$T_{S1} = Q_H * R_g$$

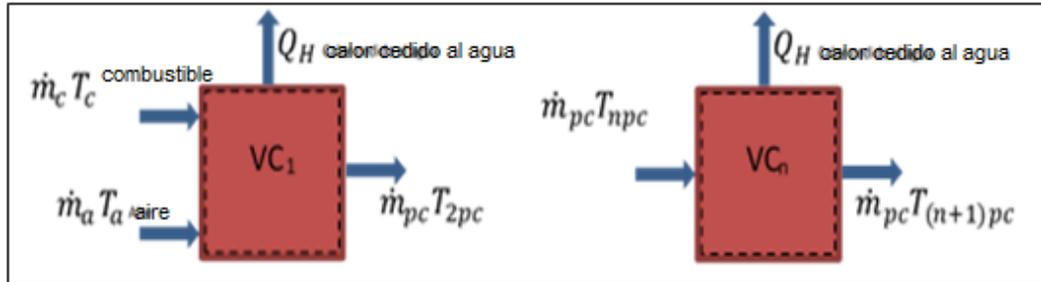
$$T_{S2} = Q_H * R_e$$

Debido a que la temperatura de los gases de combustión varía a lo largo del tubo hogar, debido al calor cedido al agua, se dividió el tubo en pequeños volúmenes de control, y se establecieron las cantidades de calor que se transfieren en cada uno. Para establecer las temperaturas a la salida de los volúmenes de control se realizó

¹⁹ CENGEL. Yunus. Transferencia de calor. 3ed. México, McGraw-Hill Education, 2007. 744p.

un análisis termodinámico, en donde se consideraron dos situaciones diferentes que se ilustran con mejor detalle en la Figura 23.

Figura 23. Volúmenes de control considerados para el hogar



En el volumen de control uno, se considera la entrada de aire y combustible, junto con la liberación de calor durante la reacción química. Mientras que para los siguientes volúmenes de control solo se considera la entrada y salida de los gases de combustión, por lo que las expresiones para calcular las temperaturas de salida varían dependiendo de la posición de la siguiente manera.

$$T_2 = \frac{\dot{m}_c(LHV + Cp_c T_c) + \dot{m}_a Cp_a T_a - Q_H}{\dot{m}_{pc} Cp_{pc}}$$

$$T_{(n+1)pc} = \frac{\dot{m}_{pc} Cp_{pc} T_{npc} - Q_H}{\dot{m}_{pc} Cp_{pc}}$$

Dónde:

\dot{m}_c : Flujo másico del combustible

\dot{m}_a : Flujo másico de aire

\dot{m}_{pc} : Flujo másico de los productos de combustión

Cp_c : Calor específico del combustible

Cp_a : Calor específico del aire

Cp_{pc} : Calor específico de los productos de combustión

T_c : Temperatura del combustible

T_a : Temperatura del aire

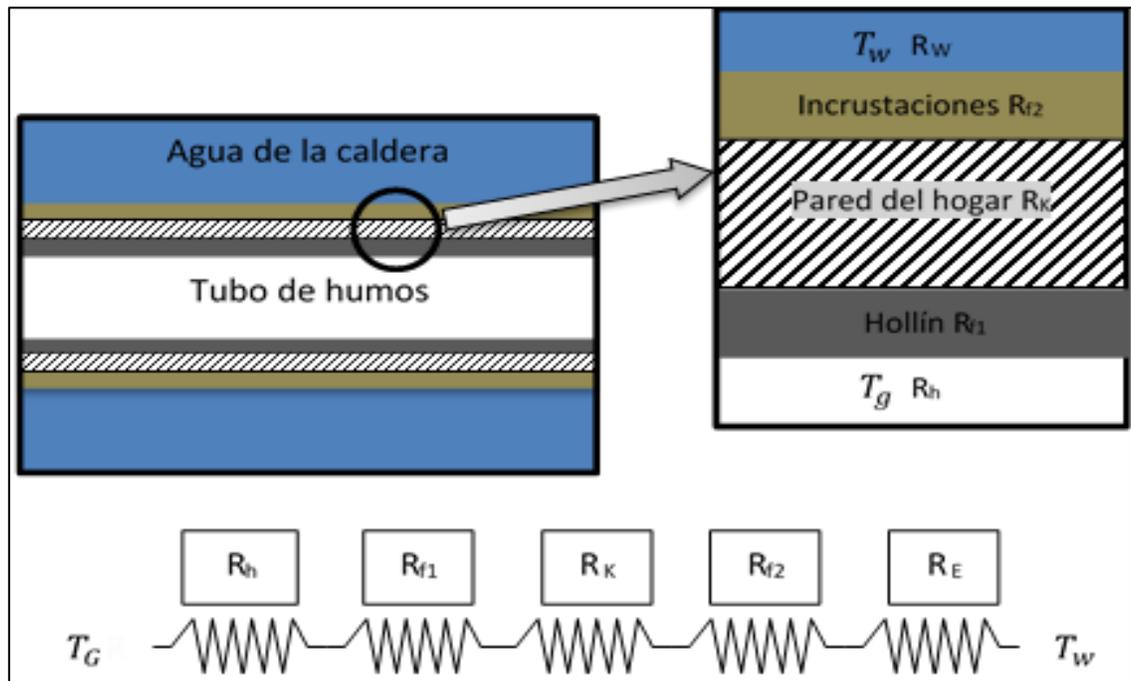
Q_H : Calor cedido al agua

Los valores de temperatura resultantes de las expresiones anteriores deben ser aproximadamente iguales a los asumidos; en caso de no serlo se debe realizar el cálculo nuevamente, pero utilizando los valores obtenidos en el último paso; este proceso se debe repetir hasta obtener valores aproximados.

4.1.6 Transferencia de calor en los tubos de humos. Para aprovechar a un más la energía de los gases de combustión, los gases calientes provenientes del hogar, se

hacen circular a través de tubos en contacto con el agua. Al igual que el análisis de transferencia de calor en el hogar, se planteó el esquema termodinámico Para definir las resistencias térmicas y evaluar la cantidad de calor que es capaz de transferir el sistema. La Figura 24, muestra las resistencias térmicas consideradas.

Figura 24. Resistencias térmicas en los tubos de humos



El modelo de resistencia térmica considerado, es similar al planteado en el análisis del hogar, con la diferencia que se considera la convección y no la radiación como mecanismo de transferencia de calor en el interior de los tubos.

El planteamiento del modelo matemático de transferencia de calor se realizó bajo los siguientes supuestos.

- Debido a que la temperatura de los gases es suficientemente baja, se pueden despreciar los efectos de la radiación
- El sistema se encuentra en estado estable
- La temperatura de los gases a la salida del hogar, es la temperatura de entrada al paso de tubos.
- La temperatura en la superficie exterior del tubo es constante.

4.1.6.1 Cálculo de la resistencia por convección R_h . Hace referencia a la resistencia térmica que ofrecen los gases de combustión en el interior de los tubos de humos. Para calcular esta resistencia es necesario establecer el régimen en el cual se

encuentran circulando los gases a través del tubo. Por esto se establece el número de Reynolds para la configuración elegida.

$$Re = \frac{4\dot{m}_T}{\pi D_{IT} \mu_{pc}}$$

$$\dot{m}_T = \frac{\dot{m}_{pc}}{N}$$

si $Re < 2300 \rightarrow$ Régimen Laminar

si $2300 \leq Re < 4000 \rightarrow$ Régimen Transición

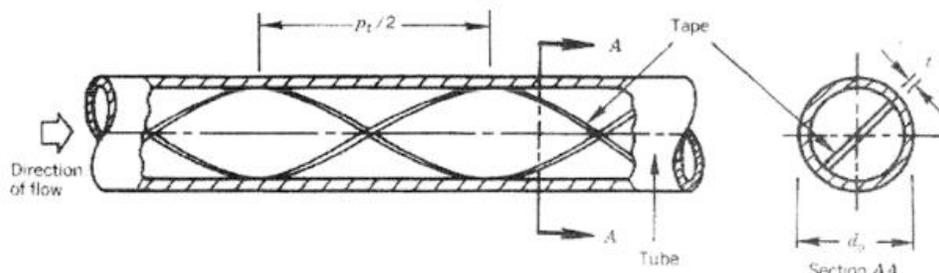
si $Re \geq 4000 \rightarrow$ Régimen Turbulento

Donde Re es el número de Reynolds y según su valor se determinara en qué régimen se encuentra el fluido, \dot{m}_T es el flujo másico a través de un tubo, N es el número de tubos del paso, D_{IT} es el diámetro interno del tubo; y μ_{pc} es la viscosidad dinámica de los productos de combustión.

Una vez determinado el régimen de flujo, se calcula el número de Nusselt Nu ; número adimensional que mide el aumento de la transmisión de calor desde una superficie por la que un fluido discurre (transferencia de calor por convección); comparada con la transferencia de calor si ocurriera solamente por conducción. Pero debido a que el equipo está diseñado para trabajar con diferentes gastos másicos, se optó por usar tabuladores helicoidales, para garantizar una buena transferencia de calor aun en régimen laminar.

Para el cálculo del número de Nusselt para tubería con tabuladores, se usó la expresión propuesta por el autor Sadik Kakac²⁰.

Figura 25 Esquema para el cálculo de tabuladores



²⁰ SADIK KAKAÇ, R. K. SHAH, W. AUNG, Handbook of single phase convective heat transfer, Wiley, 1987, 0471817023, 9780471817024

$$Nu = 5,172 \left[1 + 0,005484 \left(\frac{Re}{Y} \right)^{1,25} Pr^{0,7} \right]^{0,5}$$

$$Y = \frac{P_t}{2D_{IT}}$$

Donde Pr es el número de Prandtl de los productos de combustión. Después de evaluar el número de Nusselt, se procede a realizar el cálculo de la resistencia térmica de la siguiente manera.

$$h_c = \frac{NuK_{pc}}{D_{IT}}$$

$$R_h = \frac{1}{h_c A_{IT}}$$

Donde h_c es el coeficiente de convección forzada, K_{pc} es la conductividad térmica de los productos de combustión; y A_{IT} es el área superficial interna del tubo. Todas las propiedades termodinámicas de los productos de combustión utilizadas durante el cálculo de R_h se evaluaron a una temperatura media que se calculó de la siguiente manera.

$$T_m = \frac{T_{in} + T_{out}}{2}$$

Donde T_{in} y T_{out} son las temperatura en la entrada y en la salida en los tubos respectivamente.

4.1.6.2 Calculo de las resistencias R_{f1} , R_{f2} , R_K y R_E . Para el cálculo del resto de resistencias, se siguieron procedimientos similares a los usados en el análisis del tubo hogar, haciendo las siguientes salvedades. En R_{f1} y R_{f2} Se usan las áreas superficiales interna y externa del tubo respectivamente. De igual manera para el cálculo de la resistencia por conducción R_K , se aplica la misma expresión usada en el hogar sustituyendo el diámetro interno y externo del hogar, por el diámetro interno y externo de los tubos respectivamente. En el cálculo de la resistencia por ebullición R_E se utilizó la expresión de Rohsenow²¹ con la diferencia que el valor T_{S2} no se asume para después ser verificado, si no que se toma el valor calculado en el último volumen de control en el análisis del hogar.

²¹ ROHSENOW. Radiacion. EN: CENGEL. A, Yunes. Transferencia de Calor. 3ed. México, McGraw-Hill Education, 2007. 569p

Por último, una vez se han definido todas las resistencias térmicas, se estima la cantidad de calor trasferido a través de la superficie del tubo de la siguiente manera.

$$Q_T = \frac{\Delta T_{ml}}{R_T}$$

$$\Delta T_{ml} = \frac{\Delta T_0 - \Delta T_1}{\ln\left(\frac{\Delta T_0}{\Delta T_1}\right)}$$

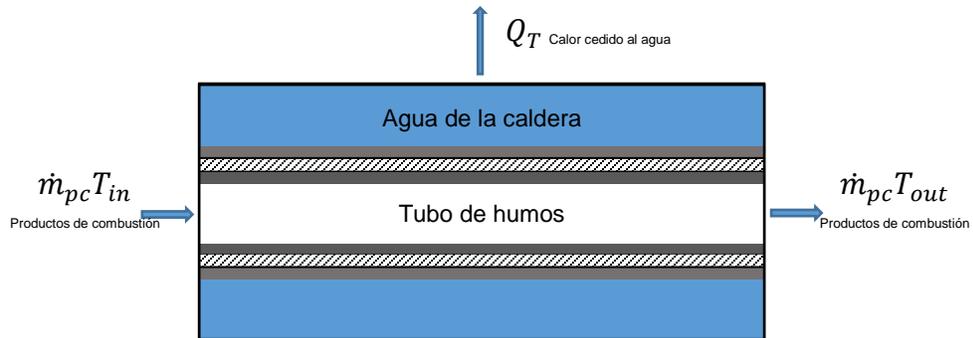
$$\Delta T_0 = \Delta T_{sat} - \Delta T_{out}$$

$$\Delta T_1 = \Delta T_{sat} - \Delta T_{in}$$

$$R_T = R_h + R_{f1} + R_k + R_{f2} + R_E$$

Como se mencionó antes, el valor de la temperatura a la salida de los tubos es un dato que no se conoce; es por ello que debe ser asumido y después verificado, por esta razón se realizó un análisis termodinámico para obtener una expresión para verificar dicho valor.

Figura 26 Balance de energía en un tubo de humos



$$\dot{m}_{pc} C p_{pc} T_{in} = \dot{m}_{pc} C p_{pc} T_{out} + Q_T$$

$$\dot{m}_{pc} C p_{pc} (T_{in} - T_{out}) = \frac{\Delta T_{ml}}{R_T}$$

$$\dot{m}_{pc} C p_{pc} (T_{in} - T_{out}) = \frac{\Delta T_{ml}}{R_T}$$

$$R_T \dot{m}_{pc} C p_{pc} (T_{in} - T_{out}) = \frac{(\Delta T_{sat} - \Delta T_{out}) - (\Delta T_{sat} - \Delta T_{in})}{\ln\left(\frac{\Delta T_{sat} - \Delta T_{out}}{\Delta T_{sat} - \Delta T_{in}}\right)}$$

$$T_{out} = T_{sat} - (T_{sat} - T_{in}) \exp\left(\frac{-1}{R_T \dot{m}_{pc} C p_{pc}}\right)$$

Esta es la expresión para corregir la temperatura a la salida de los tubos de la caldera, en donde $C p_{pc}$ corresponde al Calor específico evaluado a la temperatura media T_m . Los resultados obtenidos mediante esta expresión, deben ser aproximadamente iguales a los supuestos en los pasos anteriores, en caso de no serlo, se debe realizar el proceso nuevamente pero utilizando los valores obtenidos, hasta que estos sean aproximadamente iguales.

4.1.7 Cálculo del área de transferencia de calor. Según el código ASME, Sección 1, Parte PG-101.1, la superficie de calefacción de la caldera, corresponde a las superficies del sistema de transferencia de calor que están en contacto con la llama o los productos de combustión. Lo que en resumidas cuentas para una caldera de tipo piro tubular de hogar integrado y cámara de gases al exterior del equipo, equivale al área superficial interna de los tubos de humos y el tubo hogar, y se calcula de la siguiente manera.

$$A_C = A_{SIH} + \sum_1^n (A_n * \#T_n)$$

$$A_{SIH} = \pi D_{IH} L$$

$$A_n = \pi D_{IT} * L$$

Dónde:

A_C = Área de calefacción

A_{SIH} = Área superficial interna del hogar

A_n = Área superficial interna de los tubos del paso n

$\#T$ = Numero de tubos de paso n

D_{IH} = Diámetro interno del hogar

D_{IT} = Diámetro interno de los tubos

L = Longitud de tubo hogar y los tubos de humos

4.1.8 Proceso del diseño térmico. El proceso de diseño es un proceso de prueba y error, en donde se comienza definiendo las dimensiones tentativas para el tubo hogar y los tubos de humos, así como también el número de tubos y las propiedades de los materiales. Posteriormente se evalúan estas alternativas, mediante los procedimientos descritos anteriormente, y se realizan los respectivos ajustes hasta obtener la configuración adecuada.

Para garantizar que las medidas del equipo trabajando a su máxima capacidad, se verifiquen que sean más o menos acordes a las medidas de equipos de similar

potencia, se comenzó por definir las dimensiones del equipo operando a 25 BHP. Debido al número de iteraciones y a la cantidad de operaciones a realizar, es poco práctico el desarrollar todos los procedimientos de forma manual; por esta razón, para llevar a cabo este proceso, se programó una hoja de cálculo y los resultados obtenidos para diferentes configuraciones se muestran en la Tabla 10.

Tabla 10. Resultado de los cálculos iterativos para el dimensionado del sistema de transferencia de calor.

25BHP								
Hogar Dimensiones (m)			Tubos Dimensiones (m)				Área transferencia (m ²)	Q̇ Total (BHP)
D. int	Espesor	Longitud	D. int	Espesor	Longitud	Cantidad		
0,303	0,01	1,35	0,03327	0,00124	1,35	25	4,812645056	23,413478
0,303	0,01	1,35	0,03327	0,00124	1,35	35	6,223675688	23,998966
0,303	0,01	1,5	0,03327	0,00124	1,5	35	6,915195209	24,360344
0,303	0,01	1,5	0,03327	0,00124	1,5	60	10,83472474	24,990877
0,25	0,01	1,79	0,02927	0,00124	1,79	45	8,812790999	24,978899
0,3	0,01	1,5	0,03508	0,00356	1,5	50	9,679246966	24,809245

Como se puede ver en la Tabla 10, se resaltaron tres configuraciones que cumplen con las características requeridas; pero se optó por la última configuración a pesar de sacrificar exactitud en la potencia deseada, ya que las medidas de la tubería se asemejan más a las disponibles comercialmente. Con esta última configuración la desviación porcentual de la potencia requerida, frente a las obtenidas es del 0,76%. Esta configuración consiste en una caldera de dos pasos con un hogar de diámetro interior de 0,3 m, con un espesor de pared de 0,01 m, y una longitud de 1,50 m. el segundo paso consiste en un arreglo de 50 tubos con diámetro interior de 0,003508 m y 0,00356 m de espesor. La longitud del tubo hogar y los tubos del segundo paso son de 1,5m. Obteniéndose una área de transferencia de calor de 9.6792 m².

Para determinar el tamaño de los módulos, se siguió el mismo procedimiento, pero partiendo de los diámetros y espesores de pared del hogar y los tubos de humos establecidos anteriormente, Con el fin de aplicar los cortes y obtener la longitud de cada módulo. Para ello se recalcularon los flujos de reactivos para cada potencia, de la misma manera que la calculada a 25 BHP. Las Tablas 11 y 12, muestran el cálculo de los flujos de combustible para las potencias determinadas, y la determinación de la longitud para cada potencia repetidamente

Tabla 11. Flujos máxicos para las diferentes potencias

Potencia BHP	10	15	20
FM_com (Kg/s)	0,002865856	0,004298783	0,005731711
FM_Aire (Kg/s)	0,051332293	0,07699844	0,102664586
FM_Pc (kg/s)	0,054198149	0,081297223	0,108396297

Tabla 12. Determinación de la longitud para las potencias de expansión

10BHP		15 BHP		20BHP	
Longitud (m)	Potencia BHP	Longitud (m)	Potencia BHP	Longitud (m)	Potencia BHP
0,55	9,281342071	0,94	14,57627432	1,22	19,63579307
0,6	9,477831943				
0,66	9,678068087				

Cabe mencionar que se sacrificó la exactitud en las potencias obtenidas frente a las deseadas, con el fin de obtener módulos del mismo tamaño, lo que facilitaría el proceso de producción y comercialización. Para la caldera de 10 BHP se obtiene un porcentaje de desviación del 3,36%, para 15 BHP el porcentaje de desviación fue de 2,8246%, para la caldera de 20 BHP el porcentaje de desviación fue del 1,81%. Con los resultados obtenidos se procedió a definir el largo de cada módulo de la siguiente manera.

$$L_{M10BHP} = 0,66m$$

$$L_{M15BHP} = 0,94 - 0,66 = 0,28m$$

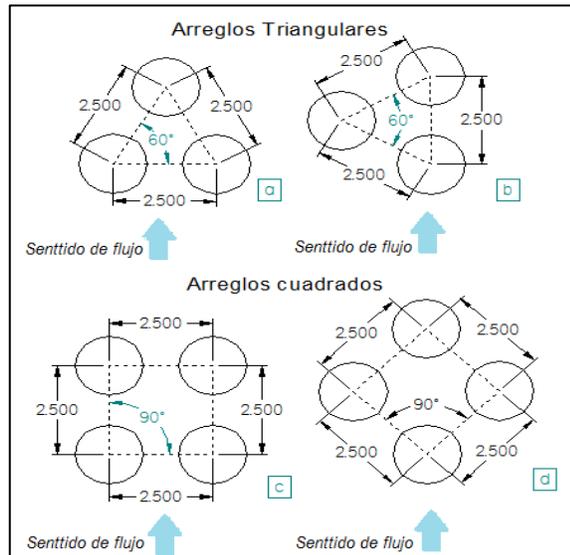
$$L_{M20BHP} = 1,22 - 0,64 = 0,28m$$

$$L_{M25BHP} = 1,5 - 1,22 = 0,28m$$

Por motivos de espacio para la instalación de los agujeros de inspección, se aumentó en dos centímetros la longitud de cada módulo.

Una vez establecidas las dimensiones de los elementos del sistema de transferencia de calor para cada potencia, se procedió a definir la disposición más conveniente de los tubos al interior de la caldera. En la Figura 27 se presentan algunas configuraciones habituales para distribución de tubos en intercambiadores de calor.

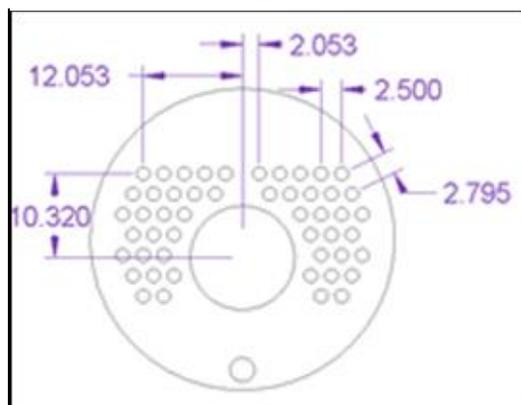
Figura 28. Arreglos de tubos habituales en intercambiadores de calor



Fuente: DELGADO. Aranda. Diseño de un intercambiador de calor de coraza y tubos. Ingeniero Mecánico.2004.

Debido al diseño de la caldera, se debe sacrificar espacio efectivo para alojamiento de tubos en la placa porta tubos, con el fin de conectar las cámaras de agua y de vapor entre módulos. Por este motivo se optó por un arreglo en triángulo, ya que es la configuración que permite disponer mayor número de tubos por unidad de área. Como norma general, en la fabricación de intercambiadores de calor se recomienda que la distancia mínima entre centros de tubos, sea un 25% del diámetro de estos, con el fin de no debilitar estructuralmente a los espejos. Lo que quiere decir que la distancia mínima para este caso sería de 2,0768". Para garantizar que las burbujas de vapor no se estanquen y aíslan la tubería de manera peligrosa, se aumentó 1/2" más. La Figura 28, muestra la distribución tentativa de los tubos en el interior de la caldera.

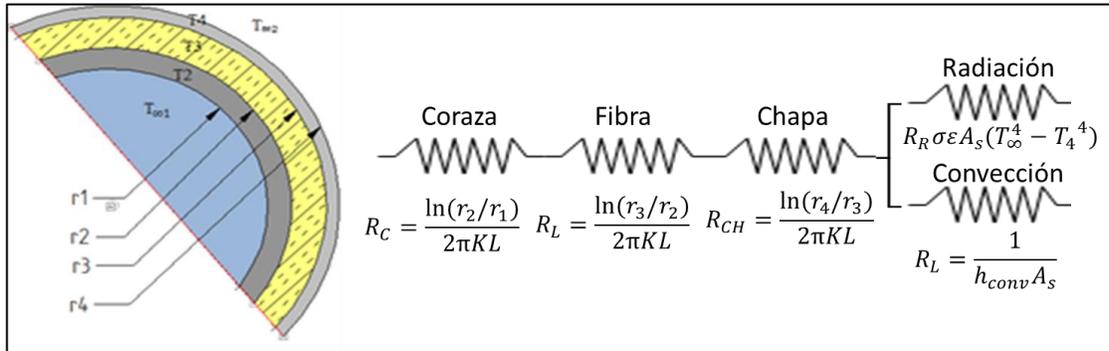
Figura 27. Distribución tentativa de tubos



4.1.9 Aislante térmico. Para minimizar las pérdidas de calor a través de la coraza y evitar accidentes, la caldera se debe forrar con un material aislante. El cálculo del espesor de esta capa de aislamiento se hizo obedeciendo a factores económicos, calculando el espesor óptimo económico

Como primera medida, se planteó el modelo de transferencia de calor definiendo las resistencias térmicas como se muestran en la Figura 28,

Figura 29. Distribución de temperaturas y resistencias



Cabe mencionar que debido a la dificultad para la determinación del coeficiente de convección en el interior de la caldera, se asumió una temperatura en la pared interior de la coraza igual a la temperatura de saturación del fluido. Por otra parte en la figura no se da la expresión de las resistencias térmicas de convección externa y radiación, si no las expresiones para calcular el calor trasferido debido a estos fenómenos. Esto ya que mediante estas dos expresiones se calculara un coeficiente combinado de convección como se explicara más adelante.

Para calcular el coeficiente de convección en el exterior de la caldera, se tomaron las condiciones más extremas, las cuales se dan sin el aislamiento térmico. Para efectos de cálculo se considera una temperatura en las superficie de la coraza, de 170 °C igual a la temperatura de saturación, mientras que la temperatura del aire es 20 °C. Con las consideraciones anteriores se realizó el cálculo del coeficiente de convección natural de la siguiente manera.

Todas las propiedades termodinámicas del aire necesarias para determinar el coeficiente convectivo, se deben evaluar a la temperatura de película que es igual a la temperatura promedio, por lo que es un valor que se debe calcular.

$$T_{prom} = \frac{T_2 + T_1}{2} = \frac{170 + 20}{2} = 95^\circ C$$

Con esta temperatura se ingresó en la tabla de propiedades del aire (Anexo K) y se tomaron las propiedades necesarias para la determinación del coeficiente de

convección por medio de interpolación lineal. La Tabla 13, muestra un resumen de las propiedades evaluadas

Tabla 13. Propiedades de los materiales

Propiedad	Símbolo	Valor	Unidades
Numero de Prandtl	Pr	0,071215	adimensional
Conductividad térmica	k	0,0306	$W/m * K$
Viscosidad cinemática	V_c	$2,25 \times 10^{-5}$	m^2/s
Coefficiente de expansión volumétrico	β	$1/T_{porm}$	K

Una vez determinadas las propiedades, se procedió con el cálculo del número de Raleigh mediante la siguiente expresión

$$Ra = \frac{g * \beta * (T_s - T_i) * D^3 * Pr}{V_c^2}$$

$$Ra = \frac{9,81 \text{ m/s} (0,002716 \text{ K}^{-1})(170 - 20) \text{ K} * (0,956 \text{ m})^3 (0,71215)}{(2,25 \times 10^{-5} \text{ m}^2/\text{s})^2}$$

$$Ra = 2,9085 \times 10^9$$

Dónde:

g = Aceleración gravitacional
 T_s = temperatura de la superficie
 T_i = Temperatura ambiente
 D = Diámetro de la coraza

Con Ra calculado, se procedió a determinar el número de Nusselt Nu usando las expresiones empíricas propuestas en el libro de transferencia de calor de Cengel, para cilindros dispuestos horizontalmente

$$Nu = 0,6 + \frac{0,387 * Ra^{\frac{1}{6}}}{\left[1 + \left(\frac{0,559}{Pr}\right)^{\frac{9}{16}}\right]^{\frac{8}{27}}}$$

$$Nu = 0,6 + \frac{0,387 * (5,66 \times 10^9)^{\frac{1}{6}}}{\left[1 + \left(\frac{0,559}{0,71215}\right)^{\frac{9}{16}}\right]^{\frac{8}{27}}} = 200,704945$$

Finalmente, con el número Nusselt calculado. Se determinó el coeficiente de convección externa h_{EXT} .

$$h_{conv} = \frac{Nu * k}{D} = \frac{(200,7050)(0,0306 \text{ W/mK})}{0,956 \text{ m}} = 6,43 \text{ W/m}^2$$

Una vez determinado el coeficiente de transferencia de calor se procedió a plantear el coeficiente combinado de transferencia de calor para incluir los efectos de la radiación térmica

$$h * A_s * (T_s - T_i) = h * A_s * (T_s - T_i) + \varepsilon * \sigma * A_s * (T_s^4 - T_f^4)$$

$$h_{comb} = h_{conv} + \frac{\varepsilon * \sigma * (T_s^4 - T_f^4)}{(T_s - T_f)}$$

$$h_{comb} = 6,43 \text{ W/m}^2\text{K} + \frac{0,17 * 5,67 \times 10^{-8} \text{ W/m}^2\text{K}^4 * (170^4\text{C} - 20^4\text{C})}{(170\text{C} - 20\text{C})}$$

$$h_{comb} = 6,4795 \text{ W/m}^2\text{C}$$

Una vez determinado el coeficiente combinado de transferencia de calor, se procedió con la determinación del espesor óptimo de la capa de aislamiento térmico. Para ello se expresaron las resistencias térmicas en función del radio exterior aislante r_e .

$$q = \frac{(T_{\infty 1} - T_{\infty 2})}{R_{CORAZA} + R_{FIBRA} + R_{CHAPA} + R_{AMBIENTE}}$$

$$R_{CORAZA} = \frac{\ln(r_2/r_1)}{2\pi kL} = \frac{\ln(0,4748\text{m}/0,4699\text{m})}{2\pi(50,2 \frac{\text{W}}{\text{mK}})(1,56\text{m})} = 2,1083 \times 10^{-5} \frac{\text{W}}{\text{K}}$$

$$R_{FIBRA} = \frac{\ln(r_3/r_2)}{2\pi kL} = \frac{\ln(r_3/0,4748\text{m})}{2\pi(0,039 \frac{\text{W}}{\text{mK}})1,56\text{m}} = 2,6159 \ln(r_3/0,478\text{m}) \frac{\text{W}}{\text{K}}$$

$$R_{CHAPA} = \frac{\ln(r_4/r_3)}{2\pi kL} = \frac{\ln(\frac{r_3 + e}{r_3})}{2\pi(0,04 \frac{\text{W}}{\text{mK}})1,56\text{m}} = 2,5506 * \ln(\frac{r_3 + 0,0005\text{m}}{r_3}) \frac{\text{W}}{\text{K}}$$

$$R_{AMBIENTE} = \frac{1}{2\pi L h_{cov}} = \frac{1}{2\pi 1,56\text{m} (6,43 \frac{\text{W}}{\text{m}^2\text{K}})} = 6,2590 \times 10^{-3} \frac{\text{W}}{\text{K}}$$

Donde e es el espesor de la chapa protectora que para efectos de cálculo se consideró una lámina de acero inoxidable calibre 26 con un espesor de pared de 0,0005m.

Asumiendo una temperatura de 30°C en la superficie de la caldera se obtiene. La razón de transferencia de calor es de la siguiente manera

$$q = \frac{(T_4 - T_{\infty 2})}{\frac{1}{2 * \pi * L * h_{comb} * (r_3 - 0,0005)}}$$

$$\frac{(30 - 20)^{\circ C}}{\frac{1}{2 * \pi * 1.56m * 6.4795 \frac{W}{m^2 \circ C} * (r_3 - 0,0005)}}$$

Por ley de conservación de la energía la transferencia de calor desde la chapa protectora al ambiente, debe ser igual a la transferencia de calor desde el interior de la coraza al ambiente. Por lo que cabe igualar estas dos expresiones y despejar r_3 obteniendo un valor de:

$$\frac{(T_{\infty 1} - T_{\infty 2})}{2,1083 \times 10^{-5} \frac{W}{K} + 6,2590 \times 10^{-3} \ln\left(\frac{r_3}{0,478m}\right) \frac{W}{K} + 2,5506 \ln\left(\frac{(r_3 + 0,0005m)}{r_3}\right) \frac{W}{K} + 2,6159 \ln\left(\frac{r_3}{0,478m}\right) \frac{W}{K}}$$

$$= \frac{(30 - 20)^{\circ C}}{\frac{1}{2 * \pi * 1.56m * 6.4795 \frac{W}{m^2 K} * (r_3 - 0,0005)}}$$

$$r_3 = 0,5541m$$

Con el radio interno del aislante que es el mismo de la coraza, y el radio externo definido anteriormente, se calculó el espesor de la capa de aislamiento de la siguiente manera:

$$t = r_3 - r_2 = 0,5541m - 0,4748m = 0,0793m$$

Con el valor de r_3 determinado, se despeja la razón de transferencia de calor de la siguiente manera:

$$q = \frac{(30 - 20)^{\circ C}}{\frac{1}{2 * \pi * 1.56m * 6.4795 \frac{W}{m^2 \circ C} * (0,5541 - 0,0005)}} = 352.2073W$$

Con el espesor de pared, y la razón de pérdida de calor calculado, se procedió determinar el coste del material de aislante.

$$\$Aislante = V_r * \$ Unidad$$

$$V_r = \pi(r_3^2 - r_2^2)L$$

$$V_r = \pi((0,5541m)^2 - (0,4748m)^2)(1,56m) = 0,3998m^3$$

$$\$ Unidad = 110792,20 \frac{\$}{m^3}$$

$$\$Aislante = 110792,20 \frac{\$}{m^3} 0,3998m^3 = 41150,81\$$$

Dónde: $\$Aislante$ el costo del aislante, V_r el volumen requerido de aislante y $\$ Unidad$ el precio por unidad de volumen.

Para determinar el costo de las pérdidas de calor, se definió un tiempo de funcionamiento de 2 años para recuperar la inversión en aislamiento. El costo se calculó de la siguiente manera

$$\$Comb = \frac{q * T * \$UCom}{LHV} = \frac{(0,1487W)(13824000s) \left(\frac{7612\$}{Gal}\right)}{\frac{1536235175J}{Gal}} = \$13572,98$$

Donde T es el tiempo de operación $\$UCom$ es el precio de la unidad de combustible y el LHV es el poder calorífico inferior del combustible. el costo total en dos años de operación se calculó sumando el costo del aislamiento y el costo de las pérdidas.

$$\$total = \$Aislante + \$Comb = 41150,81\$ + \$13572,98 = \$54.723,79$$

Este mismo procedimiento se realizó para diferentes temperaturas, y los resultados se muestran en la Gráfica 4

De acuerdo con el gráfico, la curva del costo total tiene un mínimo valor que corresponde aproximadamente a un espesor de aislamiento de 0,05 m, ya que la fibra de vidrio viene en presentaciones de 2" de espesor, que equivalen a 0,0508 m se eligió esta medida para forrara la caldera. La Tabla 14 muestra las características de operación con este espesor de aislamiento.

Grafico 4. Aislante optimo

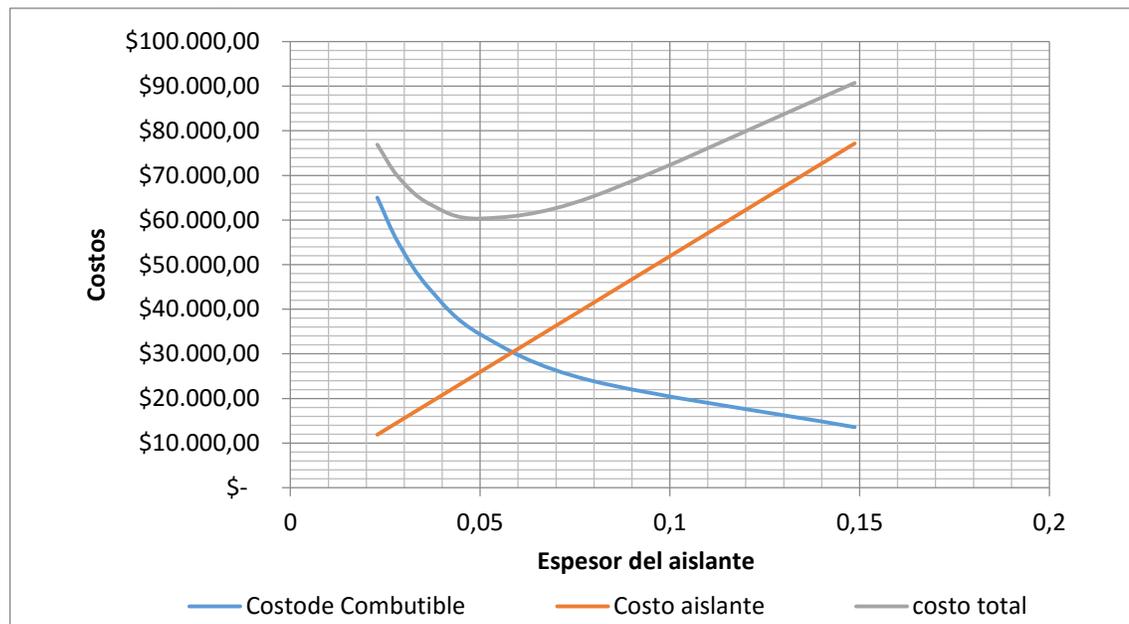


Tabla 14. Características de operación con el aislamiento

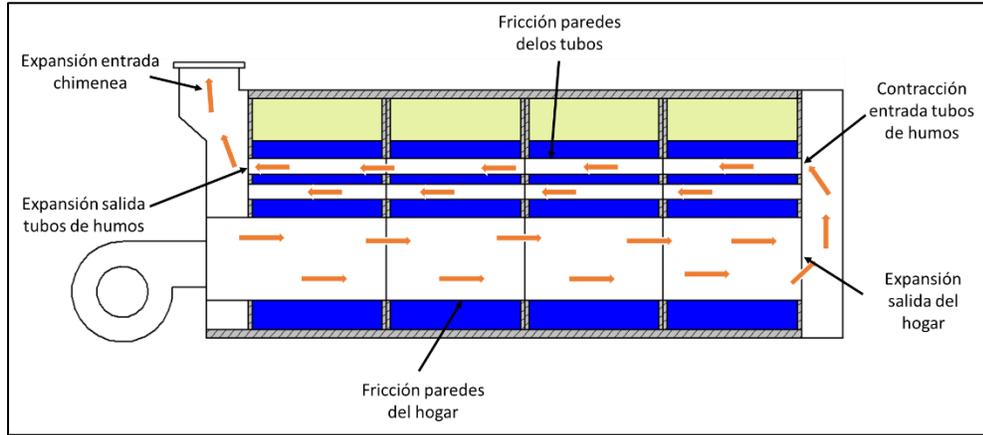
Espesor	Temperatura en la superficie	Tasa de pérdida de calor	Costo del calor perdido (2 años)	Costo del aislamiento térmico
0,0508	35	500,5885	\$ 34.289,07	\$ 26.050,07

4.1.10 Cálculo de la potencia del ventilador. Para que los gases de combustión circulen a través del sistema de transferencia de calor, es necesario imprimirles potencia mediante un ventilador, de lo contrario los humos se pueden estancar y frenar la combustión debido a la falta de aire. Para hallar la potencia requerida por el ventilador se estudiaron las siguientes pérdidas:

- Pérdidas de presión en el tubo hogar
- Pérdidas de presión por los tubos de humos
- Pérdidas de presión en las expansiones y contracciones bruscas
- Pérdidas en la chimenea

La Figura 30 el flujo de los productos de combustión, en donde se puede apreciar las pérdidas nombradas anteriormente.

Figura 30. Localización de las pérdidas de presión en el tránsito de los gases de escape



4.1.10.1 Perdidas de presión en el tubo hogar. Como primera medida se procedió a calcular la velocidad de los gases en esta sección.

$$v = \frac{\dot{m}}{\rho_{PC} * A}$$

Donde ρ_{PC} es la densidad de la mezcla de productos de combustión calculada por software termodinámico (EES) mediante la expresión $P_{PC} = \sum X_i * P_i$ (Ver capítulo 4.1.4) $\rho_{PC} = 0,2062 \text{ kg/m}^3$. Y A es el área de la sección transversal interna del tubo.

$$v = \frac{0,1355 \frac{\text{kg}}{\text{s}}}{0,2062 \frac{\text{Kg}}{\text{m}^3} * \frac{\pi}{4} 0,30848^2 \text{m}} = 9,0036 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

Con esta velocidad determinada se calculó el factor de fricción de la siguiente manera

$$Re = \frac{4\dot{m}_{PC}}{\pi D_{int} \mu}$$

$$Re = \frac{4 * 0,1355 \frac{\text{kg}}{\text{s}}}{\pi * 0,30484 \text{m} * 5,5565 \times 10^{-5} \frac{\text{kg}}{\text{ms}}} = 10185,3543 \text{ (Turbulento)}$$

La rugosidad superficial del tramo de tubería se tomó para acero comercial, pues aunque es tubería estirada, se debe considerar el ensuciamiento de las paredes internas del hogar.

$$\frac{\varepsilon}{D} = \frac{4,5 \times 10^{-5} \text{ m}}{0,30484 \text{ m}} = 1,4762 \times 10^{-4}$$

Con la rugosidad relativa y el número de Reynolds se determinó el factor de fricción mediante el diagrama de Moody (Anexo J). $f = 0,03$. Con este valor se calculan las pérdidas en el tramo de tubería

$$H_1 = f * \frac{\rho L v^2}{2D}$$

$$H_1 = 0,03 \left[\frac{0,2062 \frac{\text{Kg}}{\text{m}^3} * 1,56 \text{ m} * \left(9,0036 \frac{\text{m}}{\text{s}} \right)^2}{2 * 0,30484 \text{ m}} \right] = 1,2831 \text{ Pa}$$

Perdidas en el paso de tubos. Ya que el paso de tubos se comporta como una red de tuberías en paralelo, se analiza el comportamiento del fluido en uno solo de ellos, ya que este es representativo de todo el paso.

$$m_T = \frac{m_{PC}}{\# \text{ tubos}} = \frac{0,1355 \frac{\text{Kg}}{\text{s}}}{50} = 2,71 \times 10^{-3} \frac{\text{kg}}{\text{s}}$$

$$v = \frac{2,71 \times 10^{-3} \frac{\text{Kg}}{\text{s}}}{0,384 \frac{\text{Kg}}{\text{m}^3} * \frac{\pi}{4} 0,0351^2 \text{ m}} = 7,3018 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

$$Re = \frac{4 * 2,71 \times 10^{-3} \frac{\text{Kg}}{\text{s}}}{\pi * 0,03508 \text{ m} * 3,7553 \times 10^{-5} \frac{\text{kg}}{\text{ms}}} = 2619,9370 \text{ (Transición)}$$

A diferencia del tubo hogar, en los tubos de humos hay tubuladores para aumentar la transferencia de calor. Estos elementos aumentan de manera importante las pérdidas por fricción en el fluido. Para calcular estas pérdidas se siguieron los procedimientos planteados en el libro xxx de la siguiente manera.

$$y = \frac{P_t}{2 * D} \text{ (Ver capítulo 2)}$$

$$y = \frac{0,125 \text{ m}}{2 * 0,03508 \text{ m}} = 1,7816$$

$$C = 8,82y - 2,21y^2 + 0,2111y^3 - 0,0069y^4 = 10,1089$$

$$f = \frac{10,1089 \left[\frac{2619,9370}{1,7816} \right]^{0.3}}{2619,9370} = 0,0344$$

Con este factor determinado, se calcularon las pérdidas en el paso de tubos

$$H_1 = f * \frac{\rho L v^2}{2D}$$

$$H = 0,0344 \left[\frac{0,384 \frac{Kg}{m} * 1,56m * \left(7,3018 \frac{m}{s} \right)^2}{2 * 0,0351m} \right] = 15,6508 Pa$$

4.1.10.2 Perdidas en la chimenea. La altura de la chimenea está reglamentada por la resolución 1632 del 21 de septiembre de 2012 y debe ser calculada mediante el monograma de Ermittlung Schornsteinhohe (Anexo D). En este caso se considera la condición más extrema que correspondería a un diámetro de ducto, igual al diámetro de la chimenea de la caldera (25cm) y una temperatura de salida de gases de combustión, igual a la temperatura ambiente. Mediante software se obtuvo la densidad de los gases de combustión a la temperatura promedio $(250+20)/2$ y una atmósfera de presión. = a $0,6861 \text{ Kg /m}^3$ con este valor se determinó el flujo volumétrico de la siguiente manera.

$$Q = \frac{\dot{m}}{\rho}$$

$$Q = \frac{0,1355 \frac{kg}{s}}{0,6861 \text{ kg/m}^3} = 0,1975 \text{ m}^3/\text{s}$$

$$0,1975 \frac{\text{m}^3}{\text{s}} \left(3600 \frac{\text{s}}{\text{h}} \right) = 710,9751 \text{ m}^3/\text{h}$$

Con el flujo volumétrico, en m^3/h , la temperatura de salida y el diámetro de la chimenea, se determinó que la altura mínima requerida es de aproximadamente 40m. Con las dimensiones de la chimenea establecidas se procedió con el cálculo de las pérdidas de presión en este tramo, Siguiendo el mismo procedimiento que en el tubo hogar

$$v = \frac{\dot{m}}{\rho * A} v = \frac{0,1355 \frac{Kg}{s}}{0,8463 \frac{Kg}{\text{m}^3} * \frac{\pi}{4} 0,25^2 m} = 3,2317 \frac{m}{s}$$

$$Re = \frac{4\dot{m}}{\pi D_{int}\mu} = Re = \frac{4 * 0,1355 \frac{Kg}{s}}{\pi * 0,25m * 2,136 \times 10^{-5} \frac{Kg}{ms}} = 32307,8574 (\text{Turbulento})$$

$$\frac{\varepsilon}{D} = \frac{4,5 \times 10^{-5} m}{0,25m} = 1,6667 \times 10^{-4}$$

Se determina el coeficiente de fricción del (anexo J), donde f es 0,0234

$$H_1 = f * \frac{\rho L v^2}{2D}$$

$$H_1 = 0,0234 \left[\frac{0,8463 \frac{Kg}{m^3} * 40m * (3,2317)^2}{2 * 0,25m} \right] = 16,5460 Pa$$

Ya que en las instalaciones de calderas es bastante frecuente encontrarse con tramos curvos, expansiones y contracciones en el recorrido de la chimenea, se considerará 50% más del valor calculado. Por lo que las pérdidas ajustadas serán de:

$$H_1 = 1,5(16,5460 Pa) = 24,8190 Pa$$

Por último se determinaron las pérdidas por compresiones y expansiones bruscas. La siguiente tabla muestra un resumen de cálculos de las pérdidas de presión por concepto de expansiones y contracciones bruscas

Tabla 15. Cálculo de pérdidas menores

Entrada/Salida	Coficiente K	Formula	Resultado
Expansión salida del hogar	0,5	$h_1 = K_L \frac{\rho v^2}{2}$	4,1789 Pa
Contracción entrada tubos de humos	0,5	$h_1 = K_L \frac{\rho v^2}{2}$	5,1197 Pa
Expansión salida tubos de humos	1	$h_1 = K_L \frac{\rho v^2}{2}$	10,2324 Pa
Contracción entrada chimenea	1	$h_1 = K_L \frac{\rho v^2}{2}$	4,0815 Pa
		TOTAL	23,6125 Pa

Las pérdidas por fricción totales, se obtuvieron sumando las perdidas parciales

$$1,2831 Pa + 15,6508 Pa + 24,8190 + 23,6125 Pa = 65,3654 Pa$$

$$h = 65,3654 Pa + (40m) \left(\frac{9,81m}{s^2} \right) \left(0,8463 \frac{kg}{m^3} \right) = 397,4535 Pa$$

Con las pérdidas por presión definidas solo falta calcular el flujo de aire requerido para mantener la reacción. Este cálculo se realizó a partir del flujo másico estimado y la densidad del aire a temperatura ambiente de la siguiente manera

$$Q = \frac{\dot{m}_{aire}}{\rho_{aire}} = \frac{0,1283 \frac{kg}{s}}{1,189 \frac{kg}{m^3}} = 0,1079$$

Donde \dot{m}_{aire} es el flujo másico de aire, ρ_{aire} es la densidad de aire a 20°C y g es la aceleración gravitacional y h son las pérdidas totales más la presión de la columna de fluido debida a la altura de la chimenea. Por ultimo una vez conocida la caída de presión en la chimenea, y el flujo de aire requerido, se puede determinar la potencia del ventilador de la siguiente manera

$$P_{ventilador} = Q * h = 397,4535 \frac{kg}{ms^2} * 0,1097 \frac{m^3}{s} = 43.6006W$$

4.2 DISEÑO DE LOS SISTEMAS DE CONTROL Y ELECCIÓN DE EQUIPOS AUXILIARES

Una vez establecidas las medidas generales del equipo, se procedió con el diseño del sistema de control y la selección de los elementos y equipos auxiliares. En primer lugar se establecieron el tipo, la cantidad, el tamaño de las válvulas de purga, de alivio de presión y de corte de vapor, después de definir los requerimientos funcionales y según los requisitos del código ASME, Sección I.

4.2.1 Elección de la válvula de distribución de vapor. La caldera debe contar una válvula encargada del corte y regulación del flujo de vapor. El área de sección de flujo de esta válvula debe ser tal, que permita desalojar todo el vapor generado por la caldera en sus condiciones normales de operación.

Aunque la caldera ha sido diseñada para trabajar en condiciones definidas, se entiende que estas condiciones pueden variar de locación en locación según el proceso, las condiciones ambientales y prácticas de operación y en consecuencia la cantidad de vapor puede variar. Ya que las condiciones que más pueden afectar la producción de vapor son la presión de operación, y la temperatura de agua de alimentación, se analizó la cantidad de vapor producido en función de estas dos variables por medio del siguiente balance termodinámico.

$$\dot{m} * Cp * (T_{sat} - T_1) + \dot{m} * h_{fg} = Pc$$

$$\dot{m} = \frac{Pc}{Cp * (T_{sat} - T_1) + h_{fg}}$$

Dónde:

P_c = Potencia de la caldera

H_{fg} = Es la entalpía de evaporación tomada de tablas de vapor

T_{sat} = Temperatura de saturación a la presión de trabajo

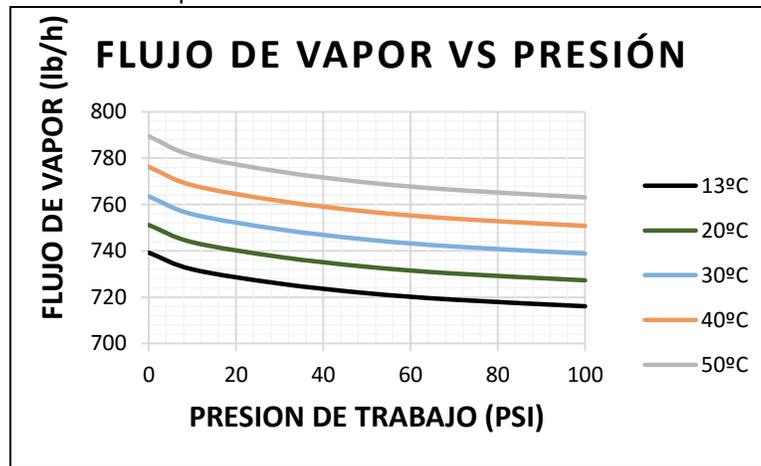
T_1 = Temperatura de entrada del agua

C_p = Calor específico del agua

\dot{m} = Flujo másico de vapor

Evaluando esta expresión con diferentes presiones de trabajo y temperaturas de agua de alimentación se obtuvo la información presentada en el Gráfico 5.

Grafico 5. Calculo del flujo de vapor contra presión de trabajo para diferentes temperaturas.



Al analizar los resultados obtenidos, se observó que la cantidad de vapor generado por la caldera, es inversamente proporcional a la presión de operación y directamente proporcional a la temperatura del agua de alimentación.

Para el cálculo del flujo de vapor, se estableció la cantidad máxima de agua que puede evaporar el equipo se daría con la caldera trabajando a presión atmosférica, y con una temperatura de agua de alimentación de 60°C limitada por la máxima temperatura de operación de la bomba.

$$\dot{m} = \frac{pc}{C_p * (T_{sat} - T_1) + h_{fg}}$$

$$\dot{m} = \frac{25BHP * \left(\frac{33472Btu/h}{1BHP}\right)}{1,7997 \frac{Btu}{lbk} * (671,67 - 599,67)^\circ R + 970,32 \frac{Btu}{lb}} = 802,8337 \frac{lb}{h}$$

Se advierte que por encima de esta temperatura, se pone en riesgo la adecuada refrigeración de los componentes de la bomba, lo que puede degenerar en fallas graves del equipo. Esto sin mencionar los problemas de cavitación que se pueden presentar al estar trabajando tan cerca de la presión de vapor del fluido.

Una vez establecida la cantidad de vapor que debe ser evacuada por la válvula, se procedió a su selección y dimensionamiento. Se seleccionó una válvula tipo globo por su disponibilidad comercial, confiabilidad y capacidad de regulación. Para elegir el tamaño de la, se utilizó el aplicativo web del fabricante Spirax Sarco. El cual hace uso las expresiones y procedimientos de cálculo que se muestran en el Cuadro 5.

Cuadro 5. Procedimiento de caculo para determinar el coeficiente de flujo Kv

ΔPm =Máxima ΔP para dimensionado $si P_2 > P_v \rightarrow \Delta Pm = F_l^2 (P_1 - P_v)$ $si P_2 \leq P_v \rightarrow \Delta Pm = P_1 - \left[0,96 - 0,28 \sqrt{\frac{P_v}{P_c}} \right] P_v$			
C_v =Coeficiente de caudal de la válvula F_l =Factor de recuperación de caudal= 0,96 para una apertura de p_r =Densidad a la temperatura de entrada (Kg/m ³) P_1 =Presion a la entrada de la valvula (bar a) P_2 =Presion a la salida de la valvula (bar a) P_v =Presion de vapor del Liquido a la temeratura de entrada (bar a) P_c =Presion critica termodinamica (bar a) \dot{V} =Cauda volumetrico (m ³ /h) \dot{m} =Flujo masico (Kg/h)			
Nota: las expresiones de dimensionado de para vapor son versiones simplificadas de las ecuaciones originales de dimensionado de la norma ISA e ICE.			
Para líquidos		Para vapor saturado	
Caudal Sub- crítico Cuando $\Delta P < \Delta P$	Caudal Critico Cuando $\Delta P \geq \Delta Pm$	Caudal Sub- crítico Cuando: $\Delta P < 0,5F_l^2 P_1$	Caudal critico Cuando: $\Delta P \geq 0,5F_l^2 P_1$
flujo volumétrico $C_v = 1,16\dot{V} \sqrt{\frac{p_r}{\Delta P}}$ Flujo másico $C_v = \frac{\dot{m}}{865 * \sqrt{\Delta P p_r}}$	Flujo volumétrico $C_v = \frac{1,16\dot{V}}{F_l} \sqrt{\frac{p_r}{\Delta Pm}}$ Flujo másico $C_v = \frac{\dot{m}}{865 F_l \sqrt{p_r \Delta Pm}}$	flujo másico $C_v = \frac{\dot{m}}{13,81 \sqrt{P_2^2 - P_1^2}}$	Flujo másico $C_v = \frac{\dot{m}}{11,95 F_l P_1}$

Fuente: basado en Spirex Sarpco, Dimensionado de válvulas de bola, Disponible para su consulta en:http://www.spiraxsarco.com/global/ar/Products/Documents/Dimensionado_de_las_v%C3%A1lvulas_esf%C3%A9ricas_M45_ISO_para-Hoja_T%C3%A9cnica.pdf. 03/11/2016.

La Figura 31, es una captura de pantalla de los resultados obtenidos por el aplicativo, en donde suministrando los datos de presión de entrada y salida de la válvula, junto con el flujo de descarga requerido, se obtuvo el coeficiente de descarga mínimo requerido por la válvula.

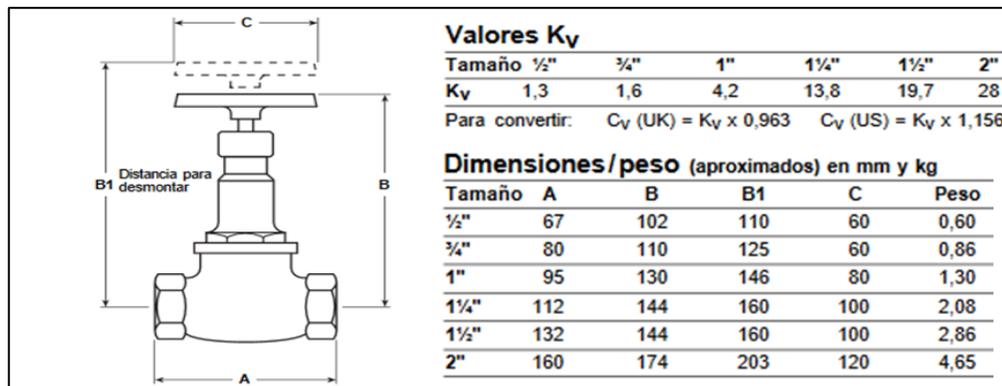
Figura 31. Resultados del aplicativo Web de Spirax Sarco para el dimensionamiento de válvulas de vapor

Outputs	Flow Coefficient	
Upstream Pressure	10	psi gauge
Downstream Pressure	0	psi gauge
Mass Flow Rate	802.8337	lb/h
<input type="button" value="Calculate"/> <input type="button" value="Reset"/> <input type="button" value="Print"/>		
Flow Coefficient	17.8339	Kv
Differential Pressure	10.0000	psi

Fuente: <http://www.spiraxsarco.com/Resources/Pages/Calculators/valves/sizing-for-dry-saturated-steam.aspx>, 04/11/2016.

Una vez conocido el coeficiente de descarga K_v (ver cuadro 5), del catálogo de válvulas de globo del fabricante (Anexo B), se seleccionó una válvula de diámetro nominal de NPT de 1 1/2" que cumple con requisito de mínimo coeficiente de flujo. Las dimensiones se encuentran en la Figura 32.

Figura 32. Válvula tipo globo 1 1/2", dimensiones



Fuente: <http://www.spiraxsarco.com/global/es/Products/Documents/T1/7285pdf>, 04/11/2016.

4.2.2 Elección de la válvula de purga. Ya que el caudal de purga puede variar dependiendo de la calidad del agua de alimentación, el tiempo de operación y la cantidad de vapor producido, es difícil establecer un diámetro adecuado para la boquilla de purga. El código ASME, Sección I, parte PG-59.3.5 establece que para calderas de 20 a 100 ft² de superficie de calefacción, el tamaño mínimo de la conexión de válvula de la purga debe ser de 3/4". Por este motivo, del catálogo del fabricante Spirax Sarco, se eligió una válvula de bola del tamaño mínimo

especificado por la norma, para posteriormente calcular la cantidad de agua que la válvula puede evacuar trabajando en el punto de máxima producción de vapor.

Para determinar el flujo de vapor que puede descargar la válvula, se siguieron los procedimientos descritos en el cuadro 5. Para efectos de cálculo, se tomó una diferencia de 10 psi entre la entrada y salida de la válvula, ya que de considerarse las mismas presiones, no existiría flujo de agua a través de ella.

$$\Delta P_m = 1,6805 \text{ bar} - \left[0,96 - 0,28 \sqrt{\frac{1,7029 \text{ bar}}{221,1925}} \right] 1,7029 \text{ bar} = 0,0876 \text{ bar}$$

$$\Delta P = 1,6805 \text{ bar} - 1,0133 \text{ bar} = 0,6672 \text{ bar}$$

Como se da el caso de que $\Delta P > \Delta P_m$, entonces se utilizó la ecuación sugerida para calcular C_v en función del flujo másico, utilizando el coeficiente de descarga $K_v = 6,8$ tomado del catálogo del fabricante para una válvula de 3/8"

$$C_v = \frac{K_v}{0,86} = \frac{0,68}{0,86} = 0,7907$$

$$C_v = \frac{\dot{m}}{865 F_l \sqrt{p_r \Delta P_m}}$$

$$\dot{m} = 865 C_v F_l \sqrt{p_r \Delta P_m}$$

$$\dot{m} = (865)(0,7907)(0,68) \sqrt{(946,9249 * 0,0876} = 5606,3496 \frac{Kg}{h} \approx 12359,7583 \frac{lb}{h}$$

Ya que la válvula con la caldera operando a 10 psig es capaz de evacuar más líquido del que el equipo puede evaporar, se considera que el diámetro de la boquilla es más que suficiente para cumplir con la función de purga, por esta razón las purgas se harán de forma intermitente descargando fluido cada cierto periodo de tiempo. La válvula debe ir en la parte más baja de la caldera para poder hacer la extracción de los sólidos que se decantan en el fondo del tanque.

4.2.3 Elección de la válvula de alivio de presión. Para determinar el tamaño de la válvula de seguridad, se estableció una presión de ajuste del 6% por encima de la máxima presión de trabajo, y una capacidad de un 10% mayor a la máxima capacidad de generación de vapor. De la tabla de capacidades de las válvulas de alivio del fabricante Spirax Sarco, se seleccionó una válvula utilizando las siguientes conversiones

$$P_a = 1,6 P_{omax} = 1,06(100 \text{ psig}) = 106 \text{ psig} \cong 7,30844 \text{ bar}$$

$$\dot{m}_a = 1,1\dot{m}_{vmax} = 1,1 \left(862,3959 \frac{lb}{h} \right) = 948.6355 \frac{lb}{h} \cong 430,2938 \frac{kg}{h}$$

Con las condiciones de operación establecidas, se selección una válvula de seguridad de accionamiento directo por resorte del tipo que se instalan en calderas e instalaciones de vapor que para la presión requerida, asegura un capacidad igual o mayor a la calculada como se muestra en la Figura 33.

Figura 33. Capacidad de descarga de acuerdo a la presión

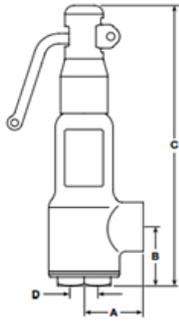
Tamaño válvula DN	15/20	20/32	25/40	32/50	40/65	50/80
Área (mm ²)	113	314	462	661	1076	1662

Presión de tara (bar r)	Capacidades de descarga de vapor kg/h					
0,5	71	198	285	417	678	1049
1,0	95	263	379	554	901	1393
1,5	118	328	472	690	1122	1734
2,0	141	392	564	824	1341	2073
2,5	164	455	655	959	1559	2410
3,0	187	519	747	1092	1776	2746
3,5	209	582	838	1225	1993	3081
4,0	232	645	929	1358	2008	3414
4,5	255	708	1019	1490	2424	3747
5,0	277	771	1109	1622	2638	4079
5,5	300	833	1199	1754	2853	4410
6,0	322	896	1289	1886	3067	4741
6,5	345	958	1379	2017	3280	5071
7,0	367	1020	1469	2148	3494	5401
7,5	390	1083	1559	2279	3707	5731
8,0	412	1145	1648	2410	3920	6060
8,5	434	1207	1737	2541	4132	6389

Fuente: Fuente: <http://www.spiraxsarco.com/global/es/Products/Documents/TI/7285pdf,04/11/2016>.

Las dimensiones de la válvula se muestran en la Figura 34. Las características y dimensiones se encuentran en el (Anexo F)

Figura 34. Dimensiones de la válvula de alivio de presión

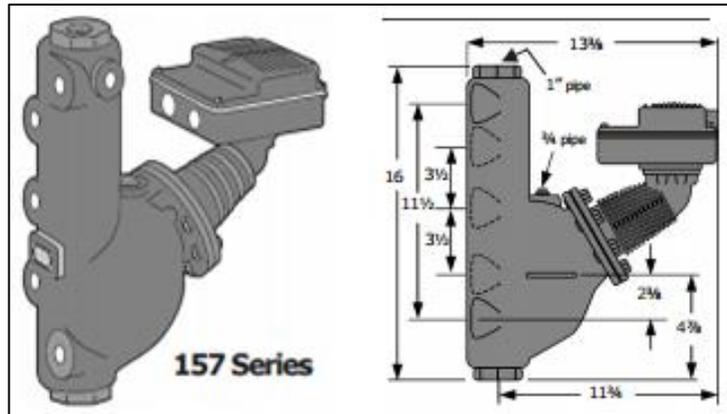


	Conexión			A	B	C	Ø Caudal		
	Tamaño	Entrada	Salida				D	Peso	
Roscada	DN15	½"	¾"	40	40	194	12	1,3	
	DN20	¾"	1¼"	55	44	229	20	2,4	
	BSPF x BSPF	DN25	1"	1½"	60	48	242	24	2,9
o	DN32	1¼"	2"	70	58	279	29	4,2	
	NPTF x NPTF	DN40	1½"	2½"	81	67	365	37	8,8
	DN50	2"	3"	96	80	420	46	13,0	
Conexión sanitaria	DN15	½"	¾"	40	55	209	12	1,4	
	DN20	1"	1¼"	55	60	245	20	2,6	
	DN25	1"	1½"	60	64	258	24	3,1	

Fuente: <http://www.spiraxsarco.com/global/es/Products/Documents/TI/7285pdf,04/11/2016>.

4.2.4 Elección del control de nivel. Se eligió un control de nivel de tipo on-off de accionamiento mecánico por flotador y micro-switch especial para calderas, de la marca McDonnell y Miller, referencia M157s, más conocido en el mercado como McDonnell 157. Se eligió este instrumento ya que cuenta con mirilla y conexión para la purga de nivel, Además de ser un control altamente confiable y de uso extendido en la industria. Este control tiene tres niveles de ajuste que son, nivel máximo, nivel mínimo, y alarma de bajo nivel. La Figura 35 muestra. Las características y dimensiones se encuentran en el (Anexo G)

Figura 35. Dimensiones del control de nivel, McDonnell 157s



Fuente: <http://www.spiraxsarco.com/global/es/Products/Documents/TI/7285pdf>, 04/11/2016.

4.2.5 Selección del control de presión. Funcionales se seleccionó un control de presión marca Honeywell cuyos requerimientos funcionales se muestran en el Cuadro 6. Las características y dimensiones se encuentran en el (Anexo H)

Cuadro 6. Datos técnicos del control de presión

	Aplicaciones	Control de presión aire, vapor y gases no corrosivos
	Rango de operación (psi)	10 a 150 psi
	Rango de Temperatura (°C)	-35 a 66 °C
	Diferencia de presión (psi)	10 a 22 Psi
	Tipo de diferencial	Sustracción
	Conexión	Racor tipo macho NPT de 1/4"
	Elemento sensor	Diafragma de acero inoxidable
	Dimensiones (in)	4 31/32 largo 4 1/2 alto
	Máxima presión de trabajo sostenida (psi)	225 psi
	Conexiones eléctricas	Terminal atornillado
Alimentación	120- 240V	

Selección del indicador de presión. Según ASME, Sección I, PG-60.6.1, establece que la graduación de dicho manómetro debe ser aproximadamente el doble de la presión de ajuste de la válvula de seguridad. Del catálogo de los fabricantes DE

WHT se seleccionó un manómetro modelo 10001 cuyas características se muestran el en Cuadró 7.

Cuadro 7. Datos técnicos del indicador de presión

	Exactitud	+/- 1% del total de la escala
	Elemento	Tubo bourbon de acero inoxidable AISI-316
	Conexión	Acero inoxidable AISI-316 1/2" N.P.T. inf.
	Mecanismo	Acero inoxidable AISI-304
	Ventana	Cristal inastillable
	Carátula	Aluminio fondo blanco, números negros
	Aguja	Aluminio esmaltado negro con ajuste micrométrico (para tamaños 100 y 160 mm)
	Tamaños	4 in
	Rangos	0 a 210 psi

4.2.6 Calculo bomba de alimentación. La boquilla para el agua de alimentación; se diseñó tomando como referencia Mc. Cabe, de tal forma que “La velocidad del fluido dentro de la tubería se encuentre entre los 4 y 10 ft/s, rango recomendado en líneas de descarga”²². Para establecer el diámetro de la tubería a la salida de la bomba de alimentación, primero se estableció el flujo de agua, que según el reglamento técnico de calderas, debe ser como mínimo 1,5 veces mayor a la suma del flujo de agua evaporada más el flujo de las purgas. A pesar de que el caudal de purga puede variar por las razones explicadas con anterioridad, se fijó un caudal de purga en un 10% del flujo de agua de alimentación. Por lo tanto el caudal de agua de alimentación se calculó de la siguiente manera.

$$\dot{m}_a = \dot{m}_e + 0,1\dot{m}_a$$

$$\dot{m}_a = \frac{\dot{m}_e}{0,9}$$

$$\dot{m}_a = \frac{788,779 \frac{lb}{h}}{0,9} = 876,4211 \frac{lb}{h}$$

Donde \dot{m}_a , es el flujo másico de agua de alimentación requerido y \dot{m}_e es el flujo másico de agua evaporada por la caldera. Por lo tanto el flujo que debe entregar la bomba de agua serán 1,5 veces \dot{m}_a . Una vez establecido el flujo da agua de alimentación se dimensiono el diámetro dela tubería usando la ecuación de continuidad de la siguiente manera.

²² Mc. Cabeet., Operaciones Unitarias en Ingeniería Química, 4ª Ed., McGraw-Hill, 1991

$$1,5\dot{m}_a = V \frac{\pi D^2}{4} \rho$$

Dónde:

V = Velocidad del agua

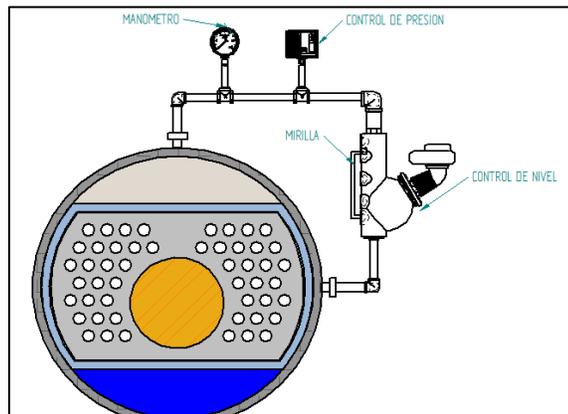
D = Diámetro del tubo de alimentación

ρ = Densidad del agua

$$D = \sqrt{\frac{6\dot{m}_a}{\pi V \rho}} = \sqrt{\frac{6 \left(876,4211 \frac{lb}{h}\right) \left(\frac{1h}{3600s}\right)}{\pi * 4 \frac{ft}{s} * 12,8371 \frac{lb}{ft^3}}} = 0,0949 ft \cong 1,14 in$$

Esto quiere decir que el diámetro mínimo de la tubería debe ser 1,14", lo que corresponde a una tubería de acero con un tamaño nominal de 1 ¼" cedula 40 con un diámetro exterior de 1,660", y un espesor de pared de 0,140". Por tanto la boquilla para la entrada de agua deberá tener 1,660" de diámetro y se ubicara a un costado de la sección delantera del módulo principal del equipo.

Figura 36. Disposición de los elementos de control.



Una vez definido el diámetro de la tubería de alimentación se procedió a determinar la potencia de la bomba requerida para la caldera de agua determinar la potencia de la bomba. Se determinó el caudal requerido de la de la siguiente manera

$$\dot{m} = 1,5 * \dot{m}_a = 19.5573 \text{ } ft^3/h$$

$$Q = \frac{\dot{m}}{\rho} = \frac{1220.91925 \text{ } lb/h}{62.42796 \text{ } lb/pt^3} = 19.5573 \text{ } ft^3/h = 1.5384 \times 10^{-4} \text{ } m^3/s$$

Velocidad del flujo de agua

$$v = \frac{Q * 4}{\pi * D^2} = \frac{4(1.5384 \times 10^{-4} \text{ m}^3/\text{s})}{\pi(0.05639^2 \text{ m})} = 0.0616 \text{ m/s}$$

Se halló el número de Reynolds para determinar el régimen de flujo

$$Re = \frac{v * D}{\mu} = \frac{0.0616 \text{ m/s} * 0.05639 \text{ m}}{0.556 \times 10^{-4}} = 6247.5259$$

Debido a que el Reynolds obtenido es mayor a 4000, el flujo es turbulento; por lo tanto se determinó el factor de fricción de la siguiente manera

$$\frac{\varepsilon}{D} = \frac{0.045 \text{ mm}}{56.39 \text{ mm}} = 0.0008$$

Donde ε , es la rugosidad relativa, para una tubería de acero comercial. Con el número de Reynolds y la rugosidad relativa; se ingresa a la gráfica de Moody (Anexo C); obteniendo el factor de fricción

$$f = 0.042$$

En el recorrido del agua por la tubería se presentan pérdidas de carga, tanto menores como primarias

Pérdidas primarias

$$H = f * \left(\frac{L}{D}\right) * \frac{v^2}{2 * g} = 0.042 * \frac{3 \text{ m}}{0.05639 \text{ m}} * \frac{0.0616^2 \text{ m/s}}{2 * 9.81 \text{ m/s}^2} = 4.3215 \times 10^{-4} \text{ m}$$

Perdidas menores

Tabla 16. Perdidas menores

ACCESORIOS	CANTIDAD	L/D	K = f*(L/D)	$\frac{v^2}{(2 * g)}$	$K * [\frac{v^2}{(2 * g)}]$
Codos 90°	2	1.68	0.0705	1.9340×10^{-4}	2.72694×10^{-5}
Válvula de retención	1	5.8	0.2436	1.9340×10^{-4}	4.711224×10^{-5}
Acople	1	0.2	0.08	1.9340×10^{-4}	1.5472×10^{-5}
Entrada de flujo	1	--	0.5	1.9340×10^{-4}	9.67×10^{-5}
PERDIDA TOTAL					1.8655×10^{-4}

$$H_T = \text{Perdidas primarias} + \text{Perdidas menores}$$

$$= 4.3215 \times 10^{-4} \text{ m} + 1.8655 \times 10^{-4} \text{ m} = 6.187 \times 10^{-4} \text{ m}$$

Determinación de la altura dinámica

$$H_B = H_T + \left[\frac{P_2}{\rho * g} + \left(Z_2 + \frac{v^2}{2 * g} \right) \right] - \left[\frac{P_1}{\rho * g} + \left(Z_1 + \frac{v^2}{2 * g} \right) \right]$$

$$H_B = 6.187 \times 10^{-4} m + [70.2832 + (1m + 1.9340 \times 10^{-4})] - [0 + (0 + 1.9340 \times 10^{-4})]$$

$$= 71.2838m$$

Tomando como referencia las recomendaciones del fabricante de bombas IHM, se seleccionó una bomba centrífuga de tipo regenerativo de referencia TB-150TW, Las características de la bomba se encuentran en la Figura 37.

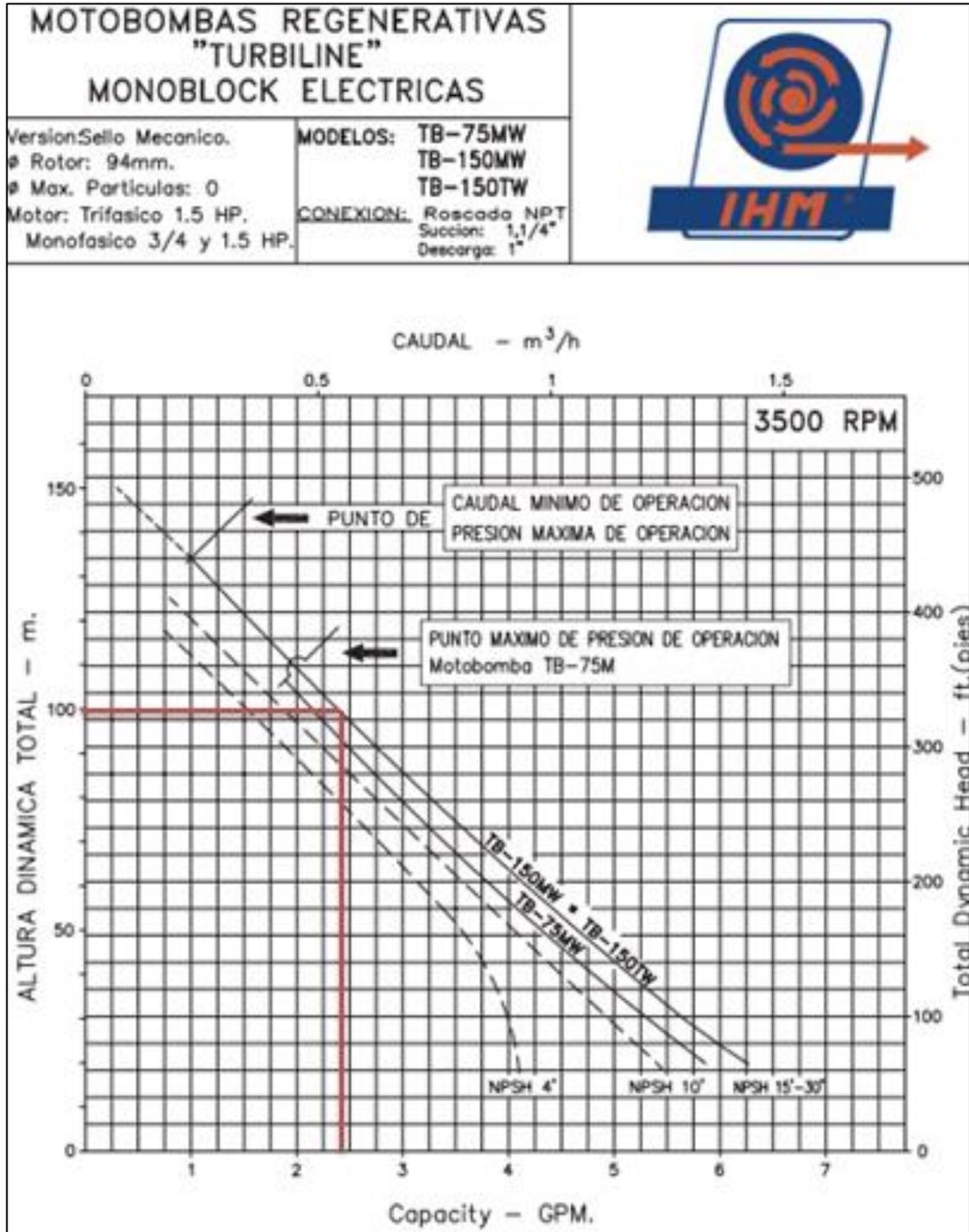
Figura 37. Características técnicas de la bomba

BOMBA		MOTOR	
Tipo	: REGENERATIVA	Marca	: WEG
Marca	: IHM	Motor Tipo	: Eléctrico -
Modelo	: TB-150TW	trifásico	
Construcción	: HIERRO, bronce y	Potencia.	: 1.5 HP - 3 fase
acero inoxidable AISI 304.		Velocidad	: 3500 RPM
Rotor	: Tipo	Voltaje	: 220/440 Voltios
turbina en bronce		TIPO	: TEFC
Sello	:		
Mecánico carbón – cerámica de 1.1/4 tipo			
resorte largo			
Diámetro Succión	: 1.1/4" NPT		
Diám. Descarga	: 1" NPT		
Potencia Req	: 1.5 HP @ 3500 RPM		
Líquido Bombeo	: Agua		
Caudal entregado	: 3.8 GPM		
A.D.T. requerido	: 70 M.C.A.		
Dimensiones	: 0.45/0.24/0.27		
Mts			
Peso	: 26 Kg		
Acoplamiento	: MONOBLOQUE.		

Fuente: Fabricante IHM (Ignacio Gómez SAS)

La carga de succión neta positiva requerida es de 64m de acuerdo con la curva de la bomba que ofrece el fabricante. Como se muestra en la Figura 38

Figura 38. Curva de rendimiento. Modelo TB-150TW



Fuente: Fabricante IHM (Ignacio Gómez SAS)

4.2.7 Diseño del sistema de control del equipo. Este es el encargado de regular las condiciones de presión y nivel de líquido al interior de la caldera, para evitar que estas lleguen a un nivel peligroso. Este sistema constituye una pieza fundamental para salvaguardar la integridad de las personas y el equipo, y por lo tanto debe ser diseñado cuidadosamente. A continuación se describen las tareas que el equipo debe ser capaz de realizar para una operación correcta una vez obturado el botón de encendido.

Una vez energizada la caldera, el equipo deberá tener dos opciones de funcionamiento. El modo de operación normal y el modo de mantenimiento. Durante el primero, el equipo deberá prender o apagar el quemador y o la bomba de alimentación de manera automática, dependiendo de las condiciones de presión y nivel del agua en el interior de la caldera. Esto quiere decir que la bomba de agua deberá encenderse cuando el nivel de líquido este por debajo del nivel mínimo, y apagarse cuando el nivel de agua alcance el nivel máximo. De manera análoga, el quemador deberá arrancar cuando la presión de vapor esté por debajo de la presión mínima de trabajo, y apagarse cuando se haya alcanzado la presión máxima. Como medida de seguridad, el quemador también deberá apagarse cuando el nivel del líquido sea menor o igual al nivel de alarma, que se encuentra por debajo del nivel mínimo, en cuyo caso también se debe encender una alarma sonora para alertar de la falla. En el modo de mantenimiento, la bomba de alimentación y el motor del quemador arrancaran de manera independiente, según la orden del operador, mediante interruptores manuales dispuestos en el tablero de control. Esto con el fin de realizar lavados, purgas, pruebas e inspecciones de los equipos y los ductos. En ambos modos de funcionamiento, la caldera deberá indicar por medio de señales luminosas, en qué modo de operación se encuentra funcionando.

Cuadro 8. Lógica de operación del sistema de control

1. Caldera en modo operación normal 2. Caldera en modo mantenimiento 3. Interruptor manual de bomba obturado 4. Nivel del líquido \leq Nivel de alarma 5. Nivel de líquido \leq Nivel mínimo 6. Nivel del líquido 7. Nivel de líquido \geq Nivel máximo 8. Presión de vapor \leq presión mínima de operación Presión de vapor \geq presión de operación			
Bomba de alimentación		Quemador	
Acción	Condiciones	Acción	Condiciones
Prender	✓ Si 1 AND (4 OR 5) se cumplen ✓ Si 2 AND 3 AND (4 OR 5) se cumplen	Prender	Si 1 AND (6 OR 7) AND 8 se cumplen
Apagar	✓ Si 1 AND 6 se cumple ✓ Si 2 AND (NOT 3 OR 6) se cumplen	Apagar	✓ Si 1 And 8 and 4 se cumplen ✓ Si 2 se cumple

Una vez definida la lógica de operación del equipo, se diseñó un circuito eléctrico que cumpliera los requerimientos establecidos. El funcionamiento de este circuito se verificó por medio de simulación en FluidSim, y se muestra en las Figuras 39. Y 40.

Figura 39 circuito eléctrico e control del equipo

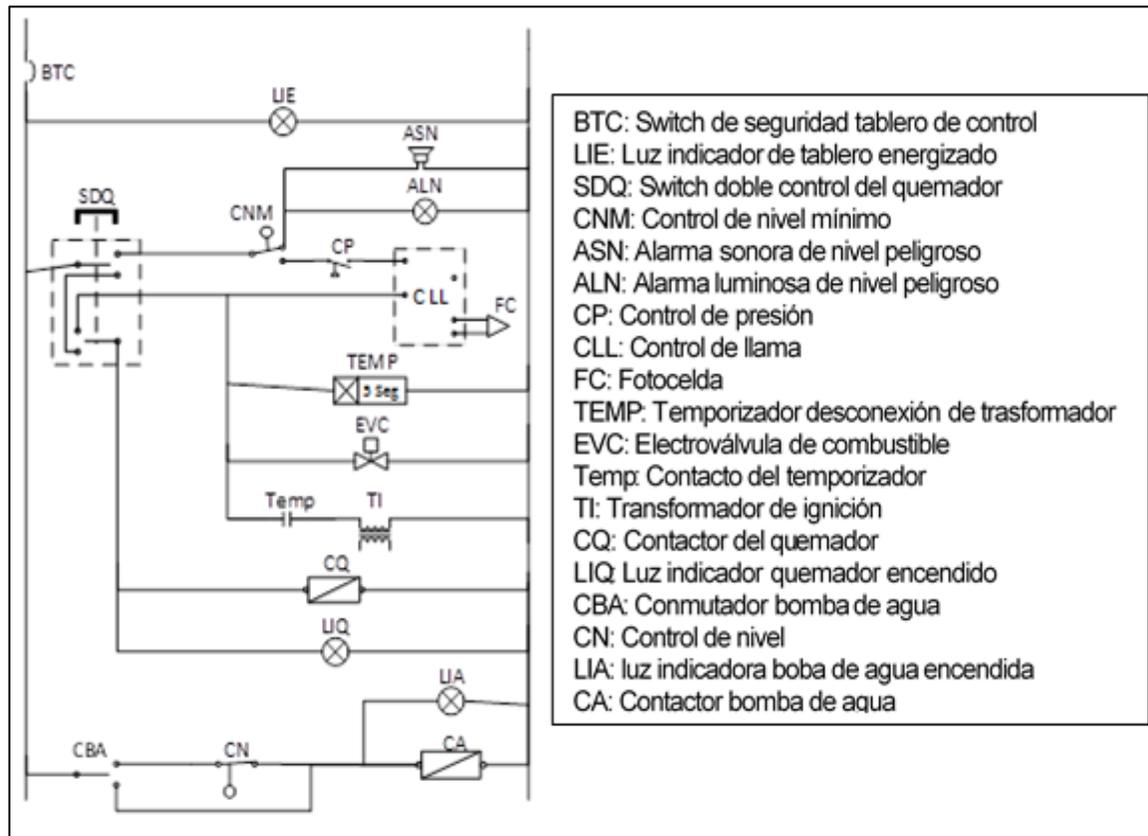
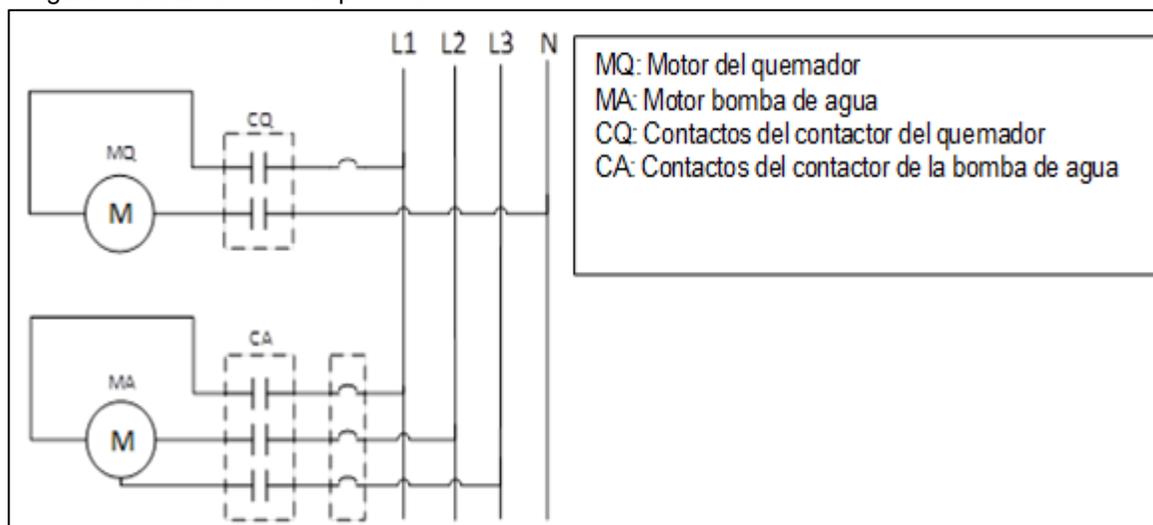


Figura 40 circuito eléctrico de potencia



4.2.8 Diámetro y ubicación de las aberturas de inspección. Según el código ASME. Sección I, Parte PG-32.2, las aberturas que se practiquen en el cuerpo de la caldera deben ser de preferencia circulares, elípticas u oblongas. En la parte PG-44, Se establece que toda caldera debe contar con una entrada de hombre (man-hole) en la parte superior, experto para diámetros internos de coraza menores a 48", en cuyo caso pueden ser remplazadas por entradas de mano (hand-hole). En la parte PG-44.1, Se establecen las demisiones mínimas para este tipo aberturas de la siguiente manera; las aberturas elípticas de hombre no deben ser menores a 12" X 16"; para aberturas circulares de hombre el diámetro mínimo es de 15"; para aberturas de mano las dimensiones mínimas deben ser de 2 ¾" X 3 ½"..Por último, en la parte PFT-43. Se establece que cuando se utilizan tapones para limpieza estos deben ser NPS de 1 ½" para calderas de más de 16" de diámetro interno.

Teniendo en cuenta lo dispuesto en la norma, se decidió dotar a la caldera con una entrada de mano en la parte superior de lado posterior del módulo principal, pues en la parte frontal se dispone de menos espacio debido a que en este lugar se deben instalar los instrumentos de control y la salida de vapor. En la parte más baja a ambos lados del módulo principal se instalaran tapones roscados con un diámetro nominal 1 ½", suficiente para la introducción de la herramienta de limpieza en caso de taponamiento. Por último, tanto en la parte frontal y posterior del módulo principal, como en los módulos de expansión de potencia, se instalaran dos tapones roscados con un diámetro nominal 1 ½" ubicados a cada lado y enfrentados entre sí, a una altura tal que permita la inspección de las secciones de tubos, hogares. Mamparas y placas porta tubos en los módulos.

4.3 DISEÑO MECÁNICO DE LA CALDERA

En esta sección se realiza el dimensionamiento de las partes sometidas a esfuerzos, desgastes corrosión o cualquier circunstancia que comprometa la integridad física del equipo; para garantizar un funcionamiento adecuado. Todos los cálculos para el diseño mecánico se realizaron con base en las Normas ASME de calderas y recipientes a presión, debido a que son la de mayor aceptación en la industria colombiana²³.

4.3.1 Presión de diseño. El código ASME dicta que en todas las operaciones y cálculos realizados durante el proceso de diseño se debe utilizar la presión de diseño que viene dada por las siguientes expresiones.

$$P = 1,5P_o \quad \text{si } P_o < 300 \text{ psi}$$

$$P = P_o + 30\text{psi} \quad \text{si } P_o \leq 300 \text{ psi}$$

²³ ASOCIACIÓN AMERICANA DE INGENIEROS MECÁNICOS. Código ASME 2010 para calderas y recipientes a presión sección VIII división 1. New York: s.n, 2010.

Donde P_o es la presión de operación manométrica, que para el caso de la caldera es igual a la presión del vapor 100 psig. Hay que mencionar que no se consideró la presión hidrostática en el tanque, pues en comparación con la presión de vapor es insignificante. Siguiendo lo establecido en el Código ASME, se calculó una presión de diseño de 130 psi.

4.3.2 Diseño de la coraza. El código ASME, Sección I, limita el uso de materiales a los listados en la Sección II, Parte D, en las tablas A1 y B1 del mismo código. Para la construcción de las partes de la caldera sometidas a esfuerzos debido a la presión, el código prevé que hay situaciones en donde no se pueden usar los materiales listados, en cuyo caso se recomienda usar materiales homólogos o equivalentes. Después de revisar los materiales listados en el código se escogió el acero ASTM A516 por su disponibilidad en el mercado nacional. El Cuadro 9 muestra las propiedades físicas y mecánicas de este material.

Cuadro 9. Propiedades físicas y mecánicas del acero ASTM A516.

Acero ASTM A516						
Composición química				Propiedades mecánicas		
C	Mn	Si	P Max	S Max	Resistencia a la tracción	Límite Elástico
0,28 Max	0,85 - 1,2	0,15 - 0,4	0,035	0,035	490 - 630 Mpa.	260 Mpa.

Se calculó del espesor de la coraza siguiendo los procedimientos estipulados en el Código ASME, Sección I, Parte PG-27.2.2.

$$t = \frac{PR}{SE - (1 - y)P} + C$$

Dónde:

t = Es el espesor del casco

P = Presión de diseño = 130 psi

R = Radio interno de la coraza = 18,445 in

S = Esfuerzo máximo permitido para el material = 20000 psi

E = Eficiencia de junta de soldadura = 100%

y = Coeficiente de temperatura = 0,4

C = Espesor por corrosión 1/8"

El valor de S se tomó de las tablas A1 y B1 de la sección II. Parte D del código ASME, a la temperatura de diseño; el valor de E se tomó según lo establecido en PG-27.4.1; por último el valor de y se toma de PG-27.4.6 según el tipo de material y la temperatura de trabajo. Para todos los valores en los que se requiere conocer la temperatura de trabajo, se tomó el valor de 170°C o 388°F que corresponden a la temperatura de saturación del agua a la presión máxima de trabajo.

$$t = \frac{130 \text{ psi } 18,445 \text{ in}}{20000 \text{ psi} - (1 - 0,4)130 \text{ psi}} + \frac{1}{8} \text{ in} = 0,2454 \text{ in}$$

Según el código ASME, sección I parte PFT-9.1, especifica que para diámetros internos de corazas entre 36 y 54 pulgadas, el espesor mínimo debe ser de 5/16" que es mayor al calculado incluyendo la corrosión, por lo que se tomó este valor de espesor de pared.

4.3.3 Cálculo del espesor de los tubos de humos y el tubo hogar. Las medidas de los tubos que se asumieron durante el diseño térmico, son de tubos comerciales que se encuentran en el mercado nacional conocidos como tubería sin costura para caldera. Pero hay que verificar que los tubos cumplan con los espesores mínimos de pared requeridos. Para ello se sigue el procedimiento detallado en el código en la parte PFT-51, para espesores de hogares y tubos sometidos a presión externa.

Se analizaron únicamente los tubos del módulo principal, por ser estos en donde se presentan las condiciones críticas, a causa de la longitud mayor y de las temperaturas más altas. Para los otros módulos se utilizarán tubos similares, dado que las condiciones son inferiores a las críticas.

Como primera medida, se seleccionó un material contemplado por el código, con calidad de uso para calderas y recipientes a presión. En este caso se consideró un acero al carbón ASTM A192 por su disponibilidad comercial en la presentación de tubos sin costura para calderas

Después de seleccionar el material se calcularon las siguientes relaciones:

$$\frac{D_0}{t} = \frac{35,08 \text{ mm}}{3,56 \text{ mm}} = 11,8539$$

$$\frac{L}{D_0} = \frac{660 \text{ mm}}{42,2 \text{ mm}} = 15,3981$$

Donde

D_0 = Es el diámetro exterior de los tubos de humos

L = Es la longitud del tubo;

t = Es el espesor de pared de los tubos.

Con los valores anteriores se ingresó, en la Tabla G, de la Sección II, Parte D, del código (Anexo F), para obtener el valor de A. Por medio de interpolación lineal se obtuvo un valor de $A=0,00877$.

Una vez determinado el valor de A, se halla la temperatura de trabajo del tubo hogar que se determinó de acuerdo al análisis termodinámico, y a lo establecido por la Sección I, Parte PG-27,4 Nota 2, del código de la siguiente manera:

$$T_o = \frac{T_{S.IN} + T_{S.EXT}}{2}$$

$$T_{S.IN} = T_g - R_h * Q_t$$

$$T_{S.IN} = 1239,6627K - 0,2091 \frac{K}{W} * 1482,9854W = 929,5175K$$

$$T_{S.EXT} = T_{sat}H_2O @ 114,7 psi = 443,15K$$

$$T_o = \frac{929,5175K + 443,15K}{2} = 686,3337K$$

Donde :

$T_{S.IN}$ = Es la temperatura en la superficie interna del tubo.

T_g = Es la temperatura del gas a la entrada de los tubos.

R_h = Es la resistencia térmica por convección.

Q_t = Es el calor cedido a través del tubo.

Con el valor de A y la temperatura de operación De la tabla CS-1 del código ASME. Sección II, Parte D, se determinó el valor de B por medio de un proceso de interpolación B = 7819,6039.

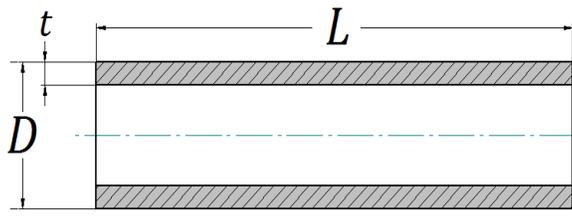
Finalmente la presión de trabajo máxima se calculó según lo estipulado en el código mediante la siguiente expresión.

$$P_o = \frac{4B}{3 \left(\frac{D_o}{t} \right)} = \frac{4 * 7819,6039 psi}{3 * 11,8539} = 879,2160psi$$

Ya que la presión de trabajo máxima para el tubo hogar, es mayor que la presión de diseño del equipo, se asume que el espesor del tubo es adecuado para la caldera.

El cálculo del espesor de pared del tubo hogar, se hizo de manera similar al cálculo de espesor de pared de los tubos de humos. Los resultados de este proceso se resumen en la Tabla 17.

Tabla 17. Memoria de cálculo para el espesor de pared de los tubos de humos

		D (in)	1,6614
		t (in)	0,14015
		L (in)	25,9842
		D/t	32,01261
		L/D	2,1656
R_G De cálculos de flujo de calor en el hogar (KW)	0,0212	A De la tabla TG	0,0034
Q_t De cálculos de flujo de calor en el hogar (W)	48984,3927	B De la tabla CS-1	7847,1932
T_g Temperatura de flama (°K)	1847,51823	Para determinar B se utilizó $T_o = 800,33$ ya que ASME, Sección I, PG-27.4, Nota 2, la temperatura mínima de operación es de 700 °F.	
$T_{S.IN} = T_g - R_g * Q_t$ (°K)	816,3783		
$T_{S.EXT} = T_{sat} H_2O @ 114,7 \text{ psi}$ (°K)	443,15	$P_o = (4B)/(3D/t)$ (Psi)	326,837641
$T_o = (T_{S.IN} - T_{S.EXT})/2$ (°K)	632,8368	El espesor del tubo es suficiente	

4.3.4 Cálculo de la placa porta tubos. El cálculo del espesor del espejo o placa porta tubos se realizó usando las expresiones suministradas por el código en la parte PFT-31 para placas que utilizan los tubos como riostras.

$$t = \sqrt{\frac{P}{CS} \left(p^2 - \frac{\pi d^2}{4} \right)}$$

$$t = \sqrt{\frac{130 \text{ psi}}{1,2 * 20000 \text{ psi}} \left(5 \text{ in}^2 - \frac{\pi 1,661 \text{ in}^2}{4} \right)} = 0,2659 \text{ in}$$

Dónde:

$C = 1,2$ Para láminas que no superen los 7/16".

d = Diámetro exterior de los tubos

P = Presión de diseño del equipo

p = Espacio máximo entre centros de tubos

S = Esfuerzo máximo permitido para el material a la temperatura de trabajo

Se optó por utilizar el mismo material de la coraza, pues aparte de su disponibilidad comercial, esta práctica nos asegura, una la máxima compatibilidad de la soldadura. En ASME, Sección I, Parte PFT-9.2.1. Establece que para diámetros de coraza inferiores a 42", el espesor mínimo permitido de la placa porta tubos es de 3/8" por ello se toma este valor y se asume que cualquier aumento de espesor por corrosión ya se ha considerado.

Una vez definido el espesor de la placa, se determinó si hay necesidad de usar riostras para reforzarla. Segur el código ASME. Sección I. Parte PFT-25,2. Se deben

usar riostras cuando la longitud máxima entre los borde de los agujeros para los tubos, sobrepase el valor máximo establecido en PG-46 que se calcula mediante la siguiente expresión.

$$p = t \sqrt{\frac{SC}{P}}$$

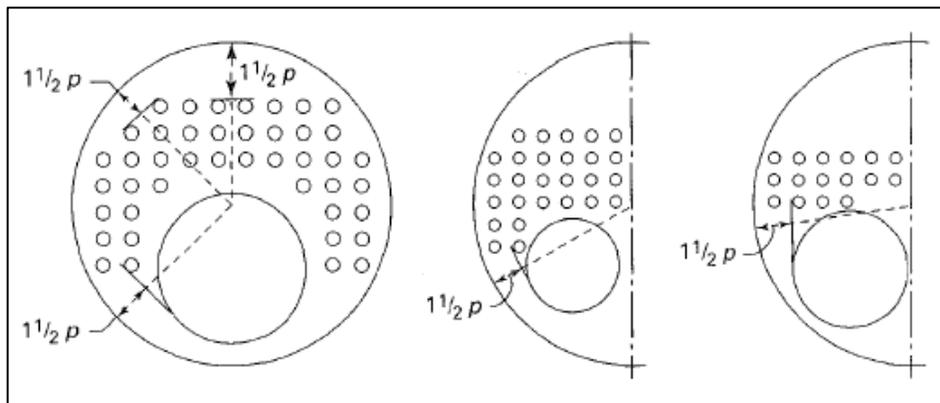
$$p = 0,375 \text{ in} \sqrt{\frac{20000 \text{ psi } 2,1}{130 \text{ psi}}} = 6,7404 \text{ in}$$

Donde C depende del método de sujeción utilizado para unir las riostras a la placa, que en este caso es $C = 2,1$ para riostras roscadas a través de un espejo con espesores menores a $7/16''$ y con cabeza remachada. Ya que la distancia máxima entre tubos es menor que la distancia máxima permitida no es necesario reforzar la placa con arrostramientos entre los tubos.

Después de verificar el arrostramiento entre tubos se procedió a verificar la necesidad de refuerzo con riostras para las partes del espejo que están entre a coraza y los tubos o el hogar.

En la parte PF-25,2 se establece que dichas partes no necesitan ser soportadas por riostras siempre y cuando la distancia medida de forma radial desde la mitad de una línea que una de forma tangente una par de tubos o combinación tubo hogar, no supere 1,5 veces la distancia calculada con la expresión de PG-46. Tal y como se muestra en la Figura 41.

Figura 41. Medida de la distancia entre riostras, el tubo y la coraza



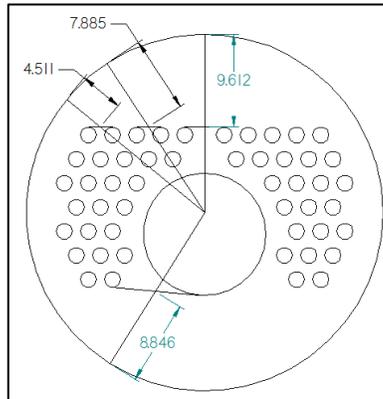
Fuente Código ASME seccios1. Parte PF-25,2

$$P_{max} = 1,5 * p$$

$$P = 1,5 * 67404 \text{ in} = 10,1106 \text{ in}$$

Para medir dicha distancia se utilizó un software CAD para dibujar la vista frontal del espejo y mediante acotado definir estas distancias. La Figura 42, muestra la determinación de las distancias para diferentes puntos de la placa.

Figura 42. Verificación distancia entre riostras



En la Figura anterior, se evidencia que en ninguna de las distancias medidas superan el valor de P establecido anteriormente. Por lo tanto se estableció que no hay necesidad de arrostramientos en los espacios.

4.3.5 Diseño de las boquillas de acceso.

Cuando se practican aberturas en un recipiente sometido a presión, estas generan concentraciones de esfuerzo que pueden resultar en la falla del material, si no se diseñan cuidadosamente. Aparte de las boquillas de entrada y salida de fluidos y de conexiones de instrumentos. El equipo contará con un mínimo de cuatro aberturas. También debe contar con un mínimo de cuatro aberturas para permitir la inspección y limpieza del lado del agua de las placas tubulares, hogares y tubos de humos según lo establecido en el Código ASME. Sección I. Parte PFT-43.

Las dimensiones de las conexiones de accesorios, son los requeridos para introducir y soldar los acoples de estos. El dimensionado de los agujeros de mantenimiento e inspección se hizo según las especificaciones del código ase ASME resumidas continuación

Las dimensiones mínimas de las aberturas elípticas para Hombre no ser inferiores a 12"X16" para aberturas circulares, el diámetro mínimo debe ser de 15", para agujeros de mano las medidas mínimas son de 2 3/4"X3 1/2" según lo establecido en el código ASME, Sección I, Parte PFT-44.1. Cuando se utilicen tapones roscado para limpieza esto debe ser de rosca cónica NPS de 1 1/2" para calderas de mas de 16" de diámetro

Teniendo en cuenta lo dispuesto en la norma, se decidió dotar a la caldera con una entrada de mano de 4" de diámetro en la parte superior de lado posterior del módulo principal, pues en la parte frontal se dispone de menos espacio ya que en este lugar se deben instalar los instrumentos de control y la salida de vapor. En la parte más baja a ambos lados del módulo principal se instalaran tapones roscados con un diámetro nominal 2", suficiente para la introducción de la herramienta de limpieza en caso de taponamiento. Por último, tanto en la parte frontal y posterior del módulo principal, como en los módulos de expansión de potencia, se instalaran dos tapones roscados con un diámetro nominal 2" ubicados a cada lado y enfrentados entre sí, a una altura tal que permita la inspección de las secciones de tubos, hogares. Mamparas y placas porta tubos en los módulos.

El Diámetro de la boquilla para los instrumentos de control, es el requerido para la conexión del control de nivel. A continuación en la Tabla 18, se muestra las dimensiones de cada una de las boquillas.

Después de establecer el número y las dimensiones de los agujeros de inspección, se procedió con el cálculo del refuerzo de dichas boquillas.

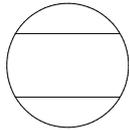
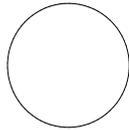
Tabla 18. Dimensiones de boquillas

Boquilla	Npt	Diámetro interno	Espesor de pared	Descripción
Boquilla válvula de purga	0,75	0,824	0,113	Boquilla para la instalación de la válvula de purga.
Boquilla agujeros de mantenimiento	4	4,026	0,237	Boquilla para realizar las tareas de mantenimiento programadas.
Boquilla válvula de distribución	1,5	1,61	0,145	Boquilla para la instalación de la válvula de distribución
Boquilla válvula de seguridad	0,75	0,176	0,113	Boquilla para la instalación de la válvula de seguridad
Boquilla agujeros de inspección	2,5	2,468	0,203	Boquilla que permite tener un acceso visual hacia el interior de la caldera.
Boquilla de instrumentos de control	1	0,8669	0,1331	Boquilla para la instalación de los instrumentos de control

Después de definir dimensiones de las aberturas se procedió al cálculo de los refuerzos para efectos de cálculo, las boquillas serán fabricadas en tubería acero al carbón A-53. En el Anexo M encuentra el análisis para cada una de las boquillas.

4.3.6 Diseño de la brida de unión de módulos. Para el diseño de las bridas se comenzó por elegir el material de las juntas las juntas teniendo en cuenta los requerimientos de operación que se muestran en el Cuadro 11.

Cuadro 11. Parámetros de diseño de las juntas

Condiciones de operación	Junta 1	Junta2
Presión de Operación (psig)	130	0
Presión externa (psig)	0	0
Temperatura de operación (C°)	170	170
Fluidos en contacto	Vapor Gases de combustión Aire	Gases de combustión
Acabado superficial del asiento	Superficie mecanizada	Superficie mecanizada
Forma de la junta		

Del catálogo del fabricante SEALCO S.A se seleccionó el material de referencia S11111 Elaborado a partir de fibra de asbesto crisolito con elastómeros sintéticos naturales y compuestos orgánicos para aplicaciones con vapor, agua, combustibles, gases y productos químicos suaves de la industria y aplicaciones automotrices. (Referirse al Anexo G).

Una vez elegido el material de las juntas, se diseñó la brida según los procedimientos de cálculo del libro DESIGN OF PROCESS EQUIPMENT²⁴, Para bridas no convencionales; en primer lugar se definieron las dimensiones tentativas de espesor y ancho de cara de las juntas

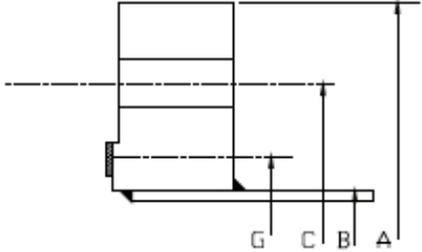
Cuadro 12 Cálculo del ancho efectivo del empaque

Dimensiones (in)	Junta 1	Junta 2
Espesor	1/2	1/8
$N =$ Ancho de cara	3/8	3/8
$b_o = N/2$	3/16	3/16
Ancho Efectivo b: $b = b_o$ si $b_o \leq 1/4$ $b = \sqrt{b_o}/2$ si $b_o > 1/4$	3/16	3/16

Las medidas de la brida se definieron tomando como punto de partida las dimensiones de la coraza, de la siguiente manera. Ver Cuadro 13.

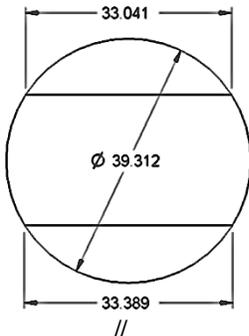
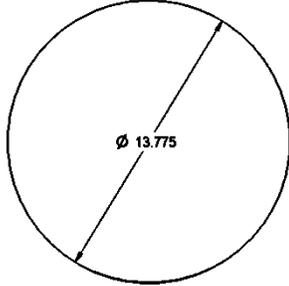
²⁴ BROWNELL, Lloyd E.; YOUNG, Edwin H. *Process equipment design: vessel design*. John Wiley & Sons, 1959.

Cuadro 13. Calculo de las dimensiones generales de la brida

<p>Dimensiones de la brida (in)</p> 	$B = \text{exterior del coraza}$	37,625
	$g = \text{Espesor de pared de la coraza}$	0,3125
	$g_o = 2.5g$	0,78125
	$C = B + 2(g_o + R)$	40,8125
	$A = C + 2E$	42,0625
	$G = C - a - 2(0.25 + b)$	39,4375

Los valores R, E y a se tomaron de la tabla de datos de apernado (Anexo K) para un perno de cabeza hexagonal de $\frac{1}{2}$ " y el valor de b que se utiliza para calcular G se refiere al calculado para la junta 1. Ver Cuadro 14.

Cuadro 14. Determinación de las cargas en los pernos

	Junta 1	Junta 2
Presión de deformación Y (psi)	1600	1600
Factor de junta m	2	2
Dimensiones de las juntas (in)		
Área de contacto A (in ²)	35,6862	8,1141
Área total (in ²): $A_T = A_1 + A_2$	43,8004	
Carga hidrostática (lb): $H = \frac{\pi}{4}(G^2 - Dh^2 - Dt^2 \#t)P$	125335,0584	
Carga remanente (lb): $HP = 2mA_T P$	22776,1949	
Carga en operación (lb): $W_1 = H + HP$	148111,2533	
Carga en asentamiento (lb) $W_2 = AY$	70080,5997	

Los términos Dh, Dt y $\#t$ hacen referencia al diámetro del hogar, diámetro de los tubos y numero de tubos respectivamente. Para determinar el área de apernado se eligieron pernos de cabeza hexagonal grado sea 1 (esfuerzo permisible a

temperatura ambiente $S_a = 33000$ psi; esfuerzo permisible a temperatura de operación $S_b = 33000$ psi.)

$$Am = \text{el mayor entre } \frac{W1}{S_b} \text{ o } \frac{W2}{S_a}$$

$$\frac{W1}{S_B} = \frac{148111,2533 \text{ lb}}{33000 \frac{\text{lb}}{\text{in}^2}} = 4,4882 \text{ in}^2$$

$$\frac{W2}{S_a} = \frac{70080,5997 \text{ lb}}{33000 \frac{\text{lb}}{\text{in}^2}} = 2,1237 \text{ in}^2$$

$$Am = 4,4882 \text{ in}^2$$

El número de pernos mínimo #Pm se determinó de la siguiente manera

$$\#Pm = \frac{Am}{Ar} = \frac{4,4882 \text{ in}^2}{0,126 \text{ in}^2} = 35,6208 \cong 36 \text{ pernos}$$

En la expresión anterior Ar representa la sección transversal mínima del perno calculada con el diámetro de la raíz; como una medida de seguridad, se establecieron 38 pernos y se procedió a verificar si el ancho de la junta era el indicado, igualando la carga generada por los pernos y las cargas mínimas de deformación de las juntas para despejar N de la siguiente manera.

$$Ab.Sb = 2Y(A1 + A2)$$

$$Ab = \# \text{ de pernos} . Ar$$

$$A1 = (\pi G_1 + 2D)N$$

$$A2 = (\pi G_2)N$$

$$Ab.Sb = 2Y((\pi G_1 + 2D)N + (\pi G_2)N)$$

$$Ab.Sb = 2YN(\pi(G_1 + G_2) + 2D)$$

$$N_{min} = \frac{\# \text{ pernos} . Ar . Sb}{2Y(\pi(G_1 + G_2) + 2D)}$$

$$N_{min} = \frac{38 * 0,126 \text{ in}^2 * 33000 \text{ lb/in}^2}{3200 \text{ lb/in}^2(\pi * (39,4375 + 13,775) \text{ in} + 66,778 \text{ in})} = 0,2114 \text{ in}$$

En las expresiones anteriores, D hace referencia a la medida de las paralelas que cortan la circunferencia de la junta 1. Como el ancho de la junta seleccionado es mayor al ancho mínimo requerido, se considera que cumple con las condiciones para operar. (Ver Cuadro12).

Una vez establecidas todas las cargas que actúan sobre la brida se calcularon los momentos generados por dichas fuerzas Como se indica en la Tabla 19.

Tabla 19. Momentos generados por las fuerzas en condiciones de operación

Momentos en condiciones de operación					
Cargas en la brida (lb)		Distancia de brazo (in)		Momentos (lb.in)	
$Hd = \frac{\pi B^2 P}{4}$	144539,4011	$hd = \frac{C - B}{2}$	1,5938	$Md = HD \cdot hd$	230359,6705
$Hg = Hp$	22776,1949	$hg = \frac{C - G}{2}$	0,6875	$Mg = Hg \cdot hg$	15658,6340
$Ht = H - Hd$	-19204,3427	$ht = \frac{hd + hg}{2}$	1,1406	$Mt = Ht \cdot ht$	-21904,9534
				$Mo = Md + Mg + Mt$	224113,3511
Momento en condiciones de asentamiento					
$Hg = W$	153057,6266	$hg = \frac{C - G}{2}$	0,6875	$Mo = W \cdot hg$	105227,1183

Si la distancia entre pernos es mayor que la llamada distancia normal, se debe aplicar un factor de corrección para tener en cuenta esta separación. Por esta razón se compararon estos valores y además se verifico que dicha separación no exceda los límites máximos y mínimos establecidos asumiendo espesor inicial de

$$Da = \frac{\pi \cdot C}{\# \text{ de pernos}} = \frac{40,8125 \text{ in} \cdot \pi}{38} = 3,3741 \text{ in}$$

$$Dmax = 2a + \frac{6t}{m + 0,5} = 2(0,5 \text{ in}) + \frac{6(2 \text{ in})}{2 + 0,5} = 5,8 \text{ in}$$

$$Dn = 2a + t = 2 = 2(0,5 \text{ in}) + 2 \text{ in} = 3 \text{ in}$$

$$Dmin = \text{de tabla de apernado para tornillo de } 1/2 \text{ " } = 1,25 \text{ in}$$

Donde:

Da =Distancia entre pernos

$Dmax$ =Distancia máxima entre pernos

Dn = Distancia normal entre pernos

$Dmin$ = Distancia mínima entre pernos

Se comprobó que la distancia entre pernos se encuentra entre el rango de valores adecuado; pero ya que dicha distancia es mayor que la distancia normal, se aplicó

el factor de corrección al momento encontrado para para determinar el espesor de la brida.

$$F_c = \sqrt{\frac{Da}{Dn}} = \sqrt{\frac{3,3741 \text{ in}}{3 \text{ in}}} = 1,0605$$

$$M_{fo} = \frac{M_o C_f}{B} = \frac{(105227,1183 \text{ lb.in})(1,0605)}{37,625} = 2965,9365 \text{ lb}$$

$$K = \frac{A}{B} = \frac{42,0625}{37,625} = 1,1179$$

$$Y = 17,54$$

$$t = \sqrt{\frac{M_{fo} Y}{S_{fo}}} = \sqrt{\frac{(2965,9365 \text{ lb})(17,54)}{20000 \frac{\text{lb}}{\text{in}^2}}} = 1,6128 \text{ in}$$

4.3.7 Cálculo de los soportes. Se decidió dotar al equipo con soportes tipo silla, ya que son estructuras altamente confiables y estudiadas. Como primera medida se estableció la localización de los apoyos. Según el estudio realizado por LP Zick²⁵ y recomendado por el código ASME, es preferible soportar el recipiente en dos puntos de apoyo, y en la medida de lo posible, ubicar las silletas de tal manera que los esfuerzos flectores, sean aproximadamente iguales tanto en los puntos de las silletas como en el centro del claro, pero nunca a una distancia mayor a 0,2 veces la longitud del recipiente.

Teniendo en cuenta que la distancia máxima ente el apoyo y la tapa del recipiente (espejos), no puede superar 0,2 veces la longitud de la caldera trabajando sin módulos de expansión, y considerando el espacio para las boquillas, bridas y agujeros de mantenimiento, se ubicaron los apoyos a 3" de los espejos.

Una vez definido la ubicación de las sillas, se procedió a determinar las cargas que actúan sobre ellas. Para el análisis se consideraron dos tipos de cargas. Y se determinaron de la siguiente manera.

Cargas uniformemente distribuidas. Son las cargas que actúan sobre un tramo considerable a lo largo de la longitud de la coraza. Se tomaron como cargas uniformemente distribuidas, las cargas debidas al peso de la coraza y el agua,

²⁵ LP, Zick. Diseño y cálculo de recipientes sujetos a presión, Citado por ESTRADA, Juan Manuel. Stresses in Large Horizontal Cylindrical Pressure Vessels on Two Saddle Supports. 2001. 120p

suponiendo que el recipiente está totalmente lleno. Para simplificar el análisis de estas cargas se realizaron las siguientes suposiciones

- El tamaño del tanque estar delimitado por los dos espejos de los extremos y tendrá una longitud igual a la longitud entre espejos, cuando la caldera se encuentra trabajando con los tres módulos de expansión.
- Se considera que la coraza es una sola sección continua.

Con las consideraciones anteriores se calcularon las cargas distribuidas de la siguiente manera.

$$W1 = \frac{P_C + P_A}{L}$$

$$P_C = \frac{\pi L (\rho_{516})}{4} \left((2t + D_{I.C})^2 - D_{I.C}^2 \right)$$

$$P_C = \frac{\pi(61,4173 \text{ in}) \left(0,309 \frac{\text{lb}}{\text{in}^3} \right)}{4} \left((2(0,3125) \text{ in} + 18,5 \text{ in})^2 - 18,5 \text{ in}^2 \right) = 350,5061 \text{ lb}$$

$$P_A = \frac{\pi L (\rho_{H2O})}{4} \left(D_{I.C}^2 - \#Tubos * D_{E.T}^2 - D_{E.H}^2 \right)$$

$$P_A = \frac{\pi(61,4173 \text{ in}) \left(0,0361 \frac{\text{lb}}{\text{in}^3} \right)}{4} \left((18,5 \text{ in})^2 - 50(1,6614 \text{ in})^2 - (12,7520 \text{ in})^2 \right)$$

$$P_A = 333,4446 \text{ lb}$$

$$W2 = \frac{350,5061 \text{ lb} + 333,4446 \text{ lb}}{61,4173 \text{ in}} = 11,1361 \frac{\text{lb}}{\text{in}}$$

Dónde:

P_A = Peso del agua en

P_C = Peso de la craza

L= longitud del recipiente

t = Espesor de la coraza

$D_{I.C}$ = Diámetro interno de la coraza

$D_{E.T}$ = Diámetro externo de los tubos

$D_{E.H}$ = Diámetro externo del hogar

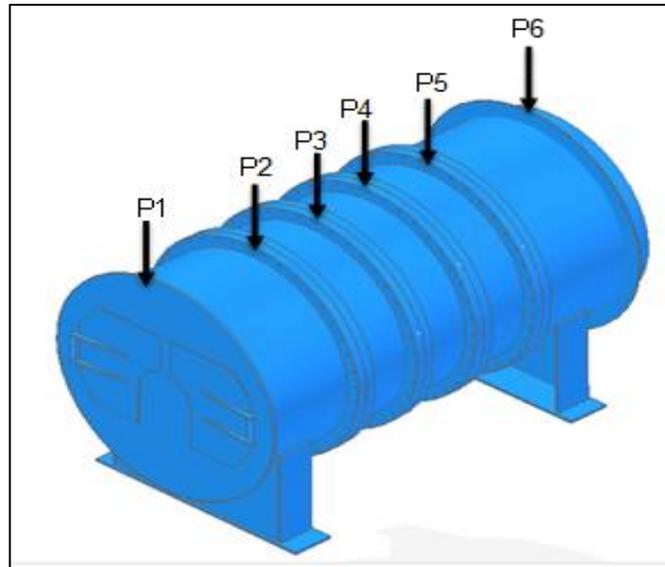
ρ_{516} =Desidad del acero ASTM A-516

ρ_{H2O} =Desidad del acero del agua a 13°C

Esta carga actúa de manera continua, sobre toda la longitud del recipiente.

4.3.7.1 Cargas puntuales. Son las que actúan sobre puntos concretos de la coraza. Se asumieron como cargas puntuales, las cargas debidas al peso de los espejos, mamparos, tubos de humos, tubo hogar, bridas, tapas, refractarios y puertas, Ya que estas se transfieren a la coraza en puntos específicos, más concretamente en los puntos donde se ubican los espejos y mamparos. Como se muestra en la Figura 43.

Figura 43. Distribuciones de cargas puntuales a lo largo de la coraza

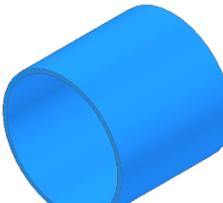
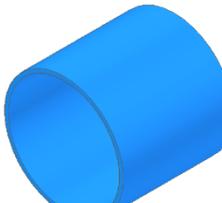
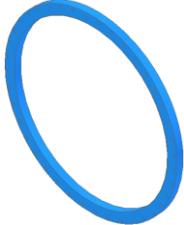
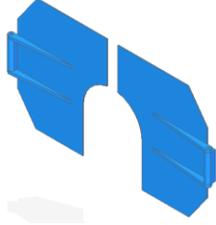
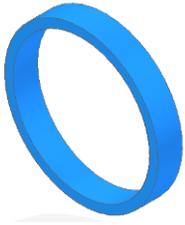
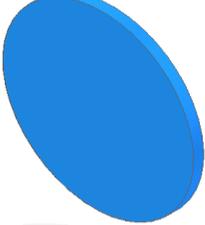


Determinación de las cargas puntuales. La masa de los elementos descritos anteriormente se determinó mediante el software Solid Edge previo modelado de las piezas y se indican en el Cuadro 15.

Cuadro 15. Peso de los componentes de la caldera

Espejos porta tubos		Mamparos		Tubos de humos módulo 1 parte frontal y posterior		Tubos de humos módulo de expansión	
Volumen	261,236 in ³	Volumen	212,986 in ³	Volumen	435,131 in ³	Volumen	395,573 in ³
Densidad	0,309 lb/in ³	Densidad	0,309 lb/in ³	Densidad	0,282 lb/in ³	Densidad	0,282 lb/in ³
W1	80,649 lb	W2	65,753 lb	W3	134,334 lb	W4	111,552 lb

Cuadro 15 (Continuación)

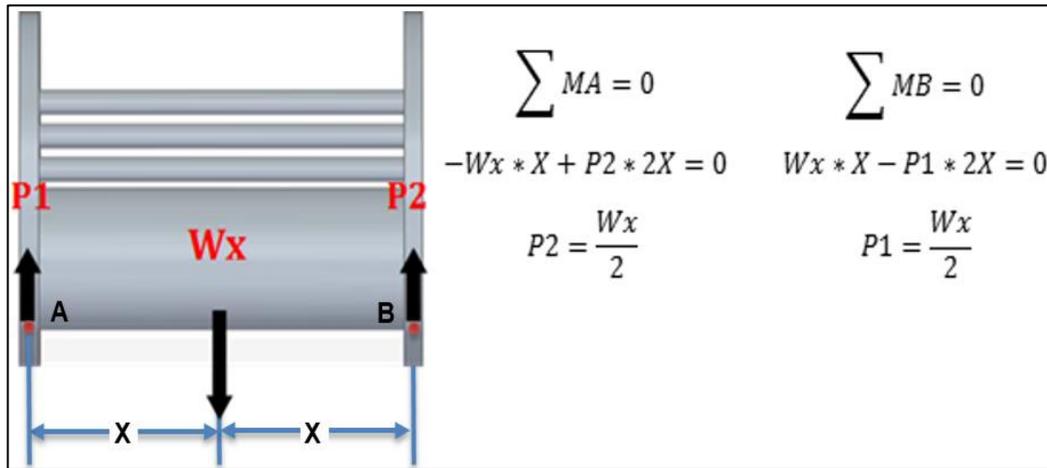
Tubo Hogar módulo 1 parte frontal		Tubo Hogar módulo 1 parte posterior		Tubo Hogar módulo de expansión		Brida	
							
Volumen	297,502 in ³	Volumen	204,556 in ³	Volumen	185,960 in ³	Volumen	430,616 in ³
Densidad	0,282 lb/in ³	Densidad	0,282 lb/in ³	Densidad	0,282 lb/in ³	Densidad	0,309 lb/in ³
W5	83,896 lb	W6	57,685 lb	W7	52,441 lb	W8	133,060 lb
Tapa frontal		Puerta frontal		Puerta trasera		Refractario frontal	
							
Volumen	510,464	Volumen	75,964 in ³	Volumen	732,307 in ³	Volumen	586,803 in ³
Densidad	0,289 lb/in ³	Densidad	0,289 lb/in ³	Densidad	0,289 lb/in ³	Densidad	0,076 lb/in ³
W9	147,524 lb	W10	21,954 lb	W11	211,637 lb	W12	44,515 lb
Refractario posterior		Refractario tapa					
							
Volumen	1298,690 in ³	Volumen	2150,420 in ³				
Densidad	0,076 lb/in ³	Densidad	0,076 lb/in ³				
W13	98,441 lb	W14	162,572 lb				

Para simplificar el cálculo de las cargas que actúan sobre la coraza se hicieron las siguientes suposiciones

- Todas las cargas puntuales actúan sobre los espejos y mamparos
- Las cargas debidas al peso de las puertas, refractarios, y tapas se transfieren directamente a la coraza mediante los espejos en los extremos del recipiente.

- Las cargas de las secciones de tubos (hogares y tubos de humos) se distribuyen equitativamente entre los mamparos y espejos que los soportan, debido a la simetría de los apoyos, como se demuestra a continuación en la Figura 44.
- Las cargas debidas al peso de las bridas, mamparos y espejo se transfieren completamente a la coraza en los puntos donde se ubican

Figura 44. Distribución de las cargas de tubos en los mamparos y espejos



- Las cargas debidas a los elementos de control, boquillas, orejas de izaje aislamiento térmico y demás elementos pequeños no se consideran, ya que en comparación con los elementos nombrados anteriormente su masa es insignificante.

Con las consideraciones anteriores se determinaron las cargas puntuales de la siguiente manera

$$P_1 = W_1 + W_9 + W_{10} + W_{12} + \frac{W_3 + W_5}{2} = 403,757 \text{ lb}$$

$$P_2 = 2(W_2 + W_8) + \frac{W_3 + W_5}{2} + \frac{W_4 + W_7}{2} = 588,7375 \text{ lb}$$

$$P_3 = P_4 = 2(W_2 + W_8) + \frac{2(W_4 + W_7)}{2} = 561,619 \text{ lb}$$

$$P_5 = 2(W_2 + W_8) + \frac{W_4 + W_7}{2} + \frac{W_3 + W_6}{2} = 575,632 \text{ lb}$$

$$P_6 = W_{11} + W_{13} + W_1 + \frac{W_3 + W_6}{2} = 568,6595 \text{ lb}$$

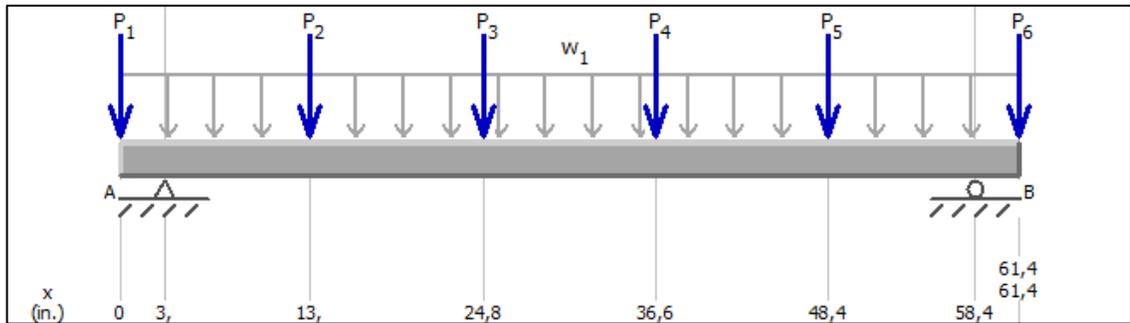
La Tabla 20. Muestra el punto de acción de las cargas tomado desde el espejo frontal.

Tabla 20. Distancia de acción de las cargas

Carga	Distancia	Justificación
P1	0 in	Actúa directamente sobre el primer espejo
P2	12,9921 in	Actúa sobre la división del módulo principal
P3	24,8031 in	Actúa sobre el final del primer modulo
P4	36,6142 in	Actúa sobre el final del segundo modulo
P5	48,4252 in	Actúa sobre el final del tercer modulo
P6	61,4173 in	Actúa sobre el espejo de la parte trasera del primer modulo

Después de determinar las cargas que actúan sobre la coraza se planteó y su ubicación, se planteó el siguiente diagrama de cuerpo libre, Figura 45.

Figura 45. Diagrama de cuerpo libre de distribución de las cargas sobre la coraza



Para calcular las cargas sobre los apoyos, se hizo sumatoria de momentos en los puntos del casco donde se ubican de la siguiente manera.

$$+\circlearrowleft \sum MA = 0$$

$$-3P + 10P2 + 21,8P3 + 33,6P4 + 45,4P5 - 55,4B_Y + 58,4P6 + (27,7)(61,4)W1 = 0$$

$$B_Y = \frac{-3P1 + 10P2 + 21,8P3 + 33,6P4 + 45,4P5 + 58,4P6 + (27,7)(61,4)W1}{55,4}$$

$$B_Y = 2059,29 \text{ lb}$$

$$+\circlearrowleft \sum MB = 0$$

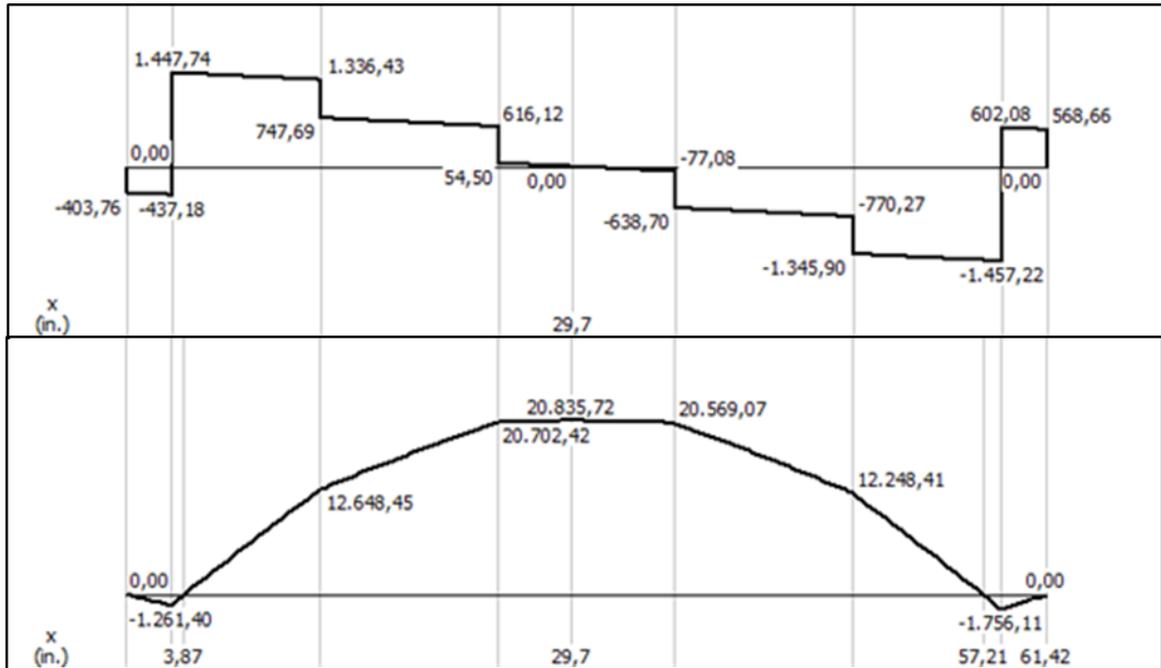
$$3P6 - 10P5 - 21,8P4 - 33,6P3 - 45,4P2 + 55,4B_Y - 58,4P1 - (27,7)(61,4)W1 = 0$$

$$B_Y = \frac{-3P1 + 10P2 + 21,8P3 + 33,6P4 + 45,4P5 + 58,4P6 + (27,7)(61,4)W1}{55,4}$$

$$A_Y = 1884,92 \text{ lb}$$

Los diagramas de fuerzas cortantes y momentos flectores se muestran en la Figura 46.

Figura 46. Diagramas de fuerzas cortantes y momentos flectores



Calculo de esfuerzos en la coraza. Debido a la distribución de las cargas sobre el recipiente, se presenta tres tipos de esfuerzos que son:

- Esfuerzos longitudinales
- Esfuerzos de corte tangenciales
- Esfuerzo circunferenciales

El cálculo de dicho esfuerzos si realizo de acuerdo al procedimiento planteado por LP Dick planteados para la silleta con más carga (silleta crítica) y se condensan en el Cuadro 16.

Cuadro 16. Memoria de cálculo, análisis de los esfuerzos generados debido a los apoyos

ANÁLISIS DE ESFUERZOS EN LA CALDERA DEBIDO A LOS SOPORTES													
CONDICIONES DE DISEÑO		L (in)	61,4173	A (in)	3	ts (in)	0,3125	b (in)	6	P = Presión de diseño (lb/in)	130	S= Esfuerzo permitido para el material lb/in ²	20000
		R (in)	18,8125	H (in)	0	th (in)	0,375	θ°	120	E = Eficiencia de la soldadura perimetral	1	Q= Carga en una silleta lb	2059,29
ESFUERZO	CONDICIONES	MAXIMO ESFUERZO EN	ECUACIONES				CALCULOS		consideraciones				
PANDEO LONGITUDINAL	CUERPO REFORZADO POR TAPAS O ANILLOS O CUERPO SIN REFORZAR	En las silletas tensión en la parte superior, compresión en el fondo	$S_1 = \pm \frac{Q * A \left(1 - \frac{1 - \frac{A}{L} + \frac{R^2 - H^2}{2 * A * L}}{1 + \frac{4H}{3L}} \right)}{K_1 * R^2 * t_s}$				-16,21613062		y a que R/t es mayor a 0,005 no se consideran los esfuerzos a compresión				
		En el centro (tensión en el fondo, compresión en la parte superior)	$S_1 = \pm \frac{\frac{Q * L}{4} \left(-\frac{1 + 2 \frac{R^2 - H^2}{L^2}}{1 + \frac{4H}{3L}} - \frac{4A}{L} \right)}{\pi * R^2 * t_s}$				90,2987		Debido a que (A < R/2), el valor de K_1 se tomo como 3,14; que corresponde a recipientes atiesados por anillos o cabecera				
CORTE TANGENCIAL	SILLETAS CERCANAS A LAS TAPAS A ≤ R/2	En el cuerpo	$S_2 = \frac{K_4 * Q}{R * t_s}$				308,2539		El valor de K_4 y K_5, se tomo de la tabla de constantes K, del libro Diseño y Calculo de R recipientes a Presión, (Anexo XXX); para un ángulo de contacto de 120°				
		En las tapas	$S_2 = \frac{K_4 * Q}{R * t_h}$				256,8753						
		Esfuerzos adicionales en las tapas	$S_3 = \frac{K_5 * Q}{R * t_h}$				117,0534						
CIRCUFERENCIAL	SIN ATIESADORES L < 8R	En unión con la silleta	$S_4 = -\frac{Q}{4t_s(b + 1.56\sqrt{Rt_s})} - \frac{12K_6 * QR}{L * t_s^2}$				-1176,0294		El valor de K_6, se tomo de la grafica de valores de la constante K_6, del libro Diseño y Calculo de R recipientes a Presión, (Anexo XXX); para un ángulo de contacto de 120° y una relación A/R de 0,1595				
	CON O SIN ATIESADORES	En la parte inferior del E7cuerpo	$S_5 = -\frac{K_7 * Q}{t_s(b + 1.56\sqrt{Rt_s})}$				511,9571		El valor de K_7, se tomo de la tabla de constantes K, del libro Diseño y Calculo de R recipientes a Presión, (Anexo XXX); para un ángulo de contacto de 120°				

Análisis de resultados. S_1 a tensión, más el esfuerzo debido a la presión interna $PR/2t_s$, no debe exceder el esfuerzo permisible del material del cuerpo, considerando la eficiencia de la soldadura perimetral

$$S_1 + \frac{PR}{2t_s} = 90,2987psi + \frac{130psi * 18,8125in}{2 * 0,3125in} = 4003,2987 psi$$

$$S = 20000 psi * 1 = 20000 psi$$

$$\text{Como } S_1 + \frac{PR}{2t_s} \leq S \rightarrow \text{Se cumple la condicion}$$

S_2 , no deberá exceder 0,8 veces del esfuerzo permisible del material del recipiente

$$0,8S = 16000$$

$$\text{Como } 0,8 \geq S \rightarrow \text{Se cumple la condicion}$$

S_3 , más el esfuerzo debido a la presión interna, no deberá exceder 1,25 veces el esfuerzo permisible del material de la tapa.

$$S_3 + \frac{PR}{2t_s} = 117,0534\text{psi} + \frac{130\text{psi} * 18,8125\text{in}}{2 * 0,3125\text{in}} = 4030,0534\text{psi}$$

$$1,25S_t = 25000 \text{ psi}$$

$$\text{Como } 1,25S_t \geq S_3 \rightarrow \text{Se cumple la condicion}$$

S_4 no deberá exceder 1,5 veces el valor del esfuerzo a tensión del material de la coraza

$$1,5S_c = 30000 \text{ psi}$$

$$\text{Como } 1,5S_t \geq S_4 \rightarrow \text{Se cumple la condicion}$$

S_5 , no deberá exceder 0,5 veces el valor del esfuerzo a tensión del material de la coraza

$$0,5S_c = 10000 \text{ psi}$$

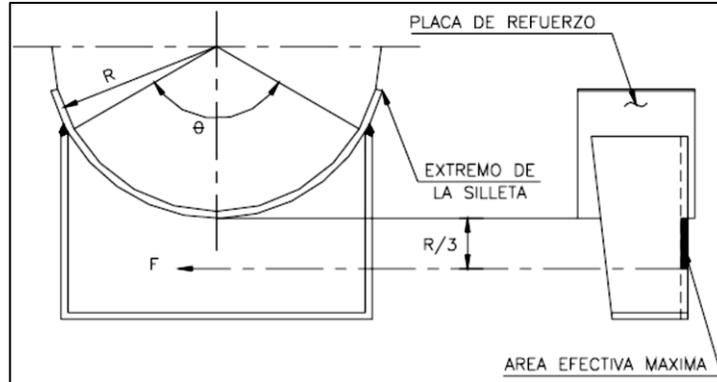
$$\text{Como } 0,5S_c \geq S_5 \rightarrow \text{Se cumple la condicion}$$

Después de verificar que el recipiente puede soportar las cargas debidas a la posición de los apoyos, se procedió a definir las dimensiones de las silletas. Para recipientes relativamente pequeños, se recomienda usar las dimensiones de la tabla de dimensiones de silletas (Anexo I) en función del diámetro del recipiente o en función de la carga en las silletas, y siempre verificando que la silleta escogida cumpla con las condiciones requeridas.

Antes de la elección de las silletas, se calculó el espesor de estas para soportar la carga. "La sección más baja de las silletas deberá resistir la fuerza horizontal (F). La sección transversal efectiva que resistirá esta carga estará a 1/3 del radio del

recipiente (R)²⁶. Como se muestra en la Figura 47. El esfuerzo en la silleta no deberá superar 2/3 de esfuerzo permisible del material.

Figura 47. Variables para el cálculo del espesor de la silleta



Como primera medida se escogió un acero ASTM A-36 disponible comercialmente en la presentación de planchas. Según la Tabla A1 de la Sección II, Parte D del código ASME, el esfuerzo máximo permisible para este material a la temperatura de operación (S_{A36}) = 16600 psi.

Tabla 21. Espesor de la silleta

		VALORES DE LA CONSTANTE K ₁₁						
ÁNGULO DE CONTACTO θ	K ₁₁	120°	130°	140°	150°	160°	170°	180°
	K ₁₁	0.204	0.222	0.241	0.259	0.279	0.298	0.318

Espesor de la placa del alma de las silletas se calculó de la siguiente manera. Ver Tabla 20.

$$S_{perm} = \frac{1}{3} S_{A36}$$

$$F = QK_{11}$$

$$\frac{1}{3} S_{A36} = \frac{QK_{11}}{\frac{1}{3} Rt}$$

$$t = \frac{6QK_{11}}{RS_{A36}} = \frac{6(2059,29 \text{ lb})(0,204)}{(18,8125 \text{ in})(16600 \text{ lb/in}^2)} = 0,00807 \text{ in}$$

²⁶ ESTRADA, Juan, Manuel. Diseño y Calculo de Recipientes Sujetos a Presión. Edición 2001. México. 135p.

Dónde:

Q = Carga en una silleta

K_{11} = Constante según el Angulo de la silleta,

t = Espesor de la silleta

4.3.8 Orejas de izaje. Para tareas de traslado, instalación, acople de módulos y en general cualquier otra maniobra que involucre mover la caldera o los módulos de expansión, se dotó al recipiente con dispositivos conocidos como orejas de izaje, que provén puntos de enganche seguros para elevar la carga.

Debido a la configuración geométrica del equipo, no se cuenta con espacio suficiente en la parte superior de la caldera, por lo que las orejas de izaje deberán ser instaladas a los costados del recipiente. Por otra parte, los módulos de expansión también deberán contar con orejas de izaje para posibilitar su maniobra. Ya que el módulo posterior se debe poder mover individualmente, las orejas de izaje de este deberán estar alineados con el centro de masa de esta sección, para evitar que este gire en el aire.

A partir de las consideraciones anteriores, se decidió dotar a la caldera con 4 orejas de izaje, dispuestas en el módulo principal capaces de soportar el peso de la caldera y los tres módulos de expansión, y dos orejas en cada uno de los módulos de expansión para su manipulación individual.

Para el dimensionamiento de las orejas de izaje, se emplearon los valores propuestos en la Tabla 19, en función de la carga a soportar. El peso de la caldera con los tres módulos de expansión se determinó de la siguiente manera. Las dimensiones se muestran en la Tabla 22

$$W_{Caldera} = 2P_S + P1 + P2 + P3 + P4 + P5 + P6 + P_C$$

$$W_{Caldera} = 4061,7831lb$$

Dónde:

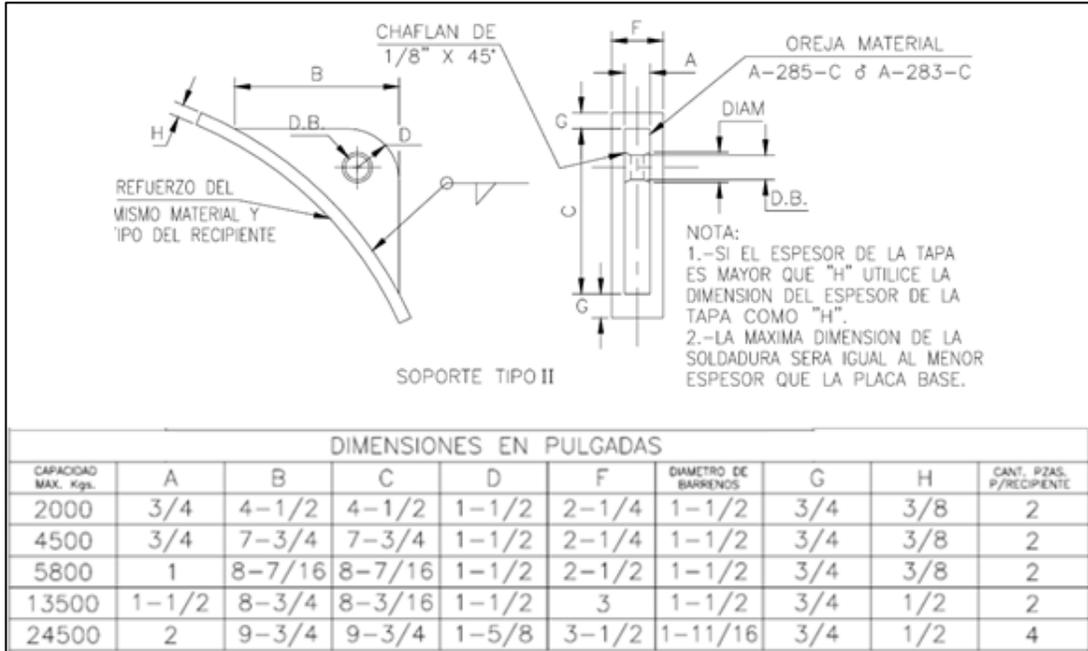
$W_{Caldera}$ = Peso de la caldera vacía y los tres módulos de expansión

P_S = Peso de las silletas

$P1$ a $P6$ = Cargas puntuales en la coraza (Ver diseño de la silleta)

P_C = Peso de la coraza

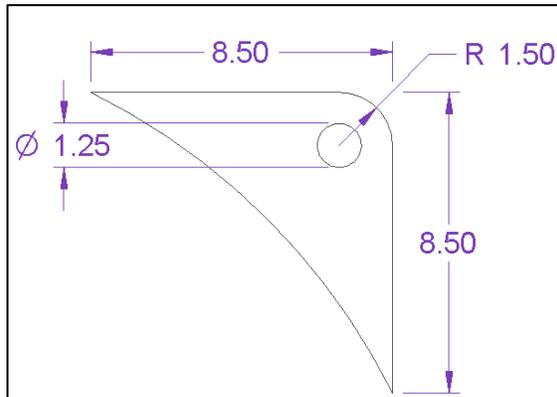
Tabla 22. Dimensiones de las orejas de izaje



Fuente: Megyesy, Eugene. Manual de recipientes a presión diseño y calculo. México D.F.: Grupo editorial Limusa. 1992. 213p.

Ya que el agujero de las orejas de izaje no debe que dar tapado por el aislamiento, se modifico un poco el diseño propuesto en la Figura 48.

Figura 48 dimensiones modificadas de las orejas de izaje



Para verificar que las orejas de izaje soporten el peso del recipiente, se calculó el espesor mínimo requerido necesario para este trabajo, apartir de la siguiente expresion.

$$t_0 = \frac{W}{4S * D} = \frac{4061,7831 \text{ lb}}{4(16600 \frac{\text{lb}}{\text{in}^2}) * 1,5 \text{ in}} = 0,0408 \text{ in}$$

Donde:

t_0 = Espesor mínimo requerido en la oreja de izaje

W = Peso del equipo vacío

S = Esfuerzo a la tensión del material de la oreja

D = Distancia (Ver Tabla 19)

Se verifico que el espesor de la coraza sea el suficiente para soportar las fuerzas aplicadas en la oreja de izaje. El espesor mínimo requerido está dado por la siguiente ecuación:

$$t_c = \frac{W}{4S(C + A)^2} = \frac{4061,7831 \text{ lb}}{4(20000 \text{ lb/in}^2)(4,5 \text{ in} + 0,75)^2} = 0,001842 \text{ in}$$

Dónde:

t_c = Espesor mínimo requerido en el cuerpo

W = Peso del equipo vacío

S = Esfuerzo a la tensión del material del cuerpo

C = Longitud (Ver Tabla 19)

t_0 = Espesor de la oreja de izaje

Finalmente, se verifico que la soldadura de fijación al casco sea la suficiente. Para ello se comparó el área de soldadura requerida, con el área de soldadura mínima propuesto en la nota dos de la Tabla 19.

$$A_s = 1,4142A \text{ in} * C = (1,4142)(0,75 \text{ in})(4,5 \text{ in}) = 4,7730 \text{ in}^2$$

$$A_r = \frac{W}{4S} = \frac{4061,7831 \text{ lb}}{4(20000 \text{ lb/in}^2)} = 0,0508 \text{ in}^2$$

Dónde:

A_s = Área de soldadura aplicada

A_r = Área de soldadura requerida

Debido a que el área de soldadura requerida es menor que el área de soldadura aplicada, se considera que la cantidad de soldadura aplicada es suficiente para soportar la carga.

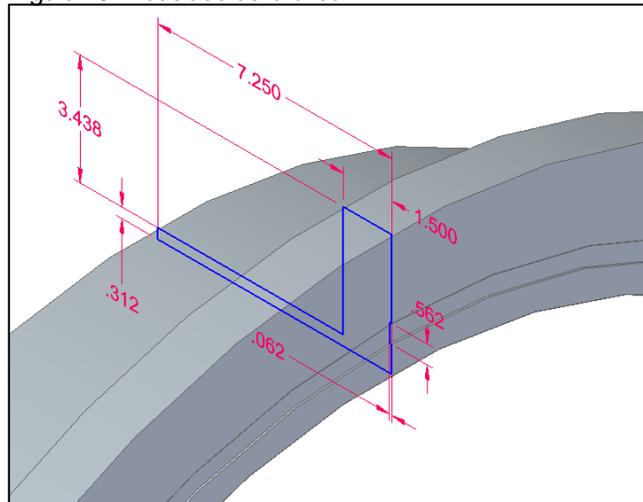
5. SIMULACION

Por ser un elemento atípico no previsto por el código de calderas, además de ser pieza fundamental para el acople entre módulos, se decidió simular el comportamiento de la brida mediante una análisis FEM en el software Solid Edge.

El estudio busca simular el comportamiento de la brida cuando esta sometida a las cargas que intentan separar los módulos, por lo que solo se toman en cuenta las cargas que actúan en la misma dirección de los pernos. Por tanto la fuerza de presión del líquido sobre el casco no será tenida en cuenta en el análisis, ya que no es función de la brida si no del casco soportar esta carga.

Para simular el comportamiento de la pieza durante la operación, se modelo brida y parte de la corsa como un solo cuerpo, con el fin de analizar las cargas que actúan sobre la coraza que intentan separar las bridas. La Figura 49 muestra el proceso de modelado de la pieza.

Figura 49. Modelado de la brida

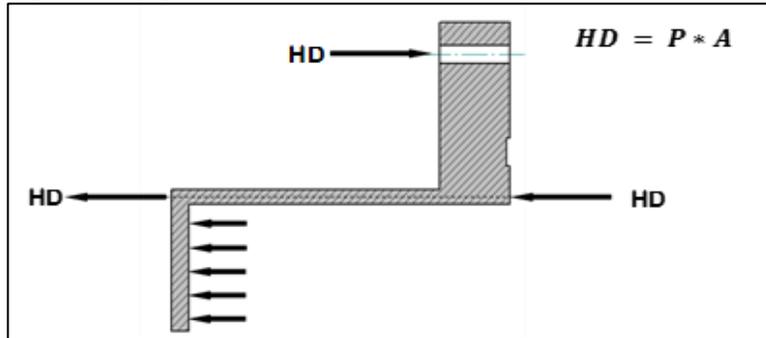


5.1 CARGAS EN LA BRIDA

Una vez modelada la pieza, se procedió con la definición de las cargas en el elemento.

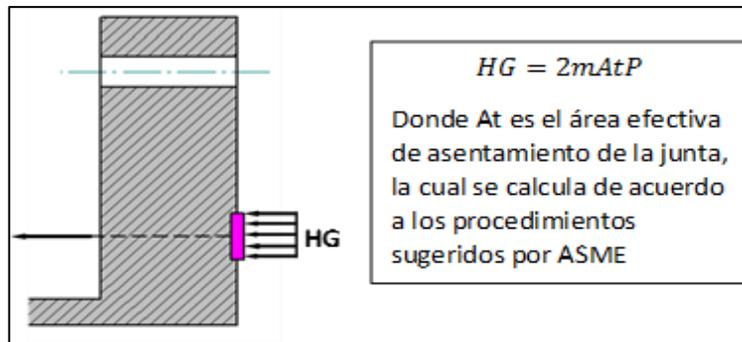
5.1.1 Cargas de presión. Se generan a causa de la fuerza que ejerce el vapor sobre las paredes del recipiente. Esta carga se trasfiere a la brida a través de la coraza como se muestra en la Figura 50.

Figura 50. Carga hidrostática



5.1.2 Carga sobre el asiento de la junta. Para evitar que la junta se desplace a causa de la presión, esta debe estar ajustada contra la brida. Esta carga se trasfiere a la brida, en el punto medio del asentamiento de la junta, Como se muestra en la Figura 51.

Figura 51. Carga sobre el asiento de la junta



5.1.3 Carga de deformación mínima. Para garantizar la estanqueidad, la junta debe deformarse sobre la superficie de la brida y cubrir todas las imperfecciones del material, para ello la junta debe someterse a una presión de deformación mínima establecida por el fabricante, o tomada de los valores sugeridos por ASME para juntas de características similares. Al igual que en el caso anterior, esta carga se trasfiere a la brida en el punto medio del asiento de la junta y se calcula mediante la expresión $HG_2 = At * Y$

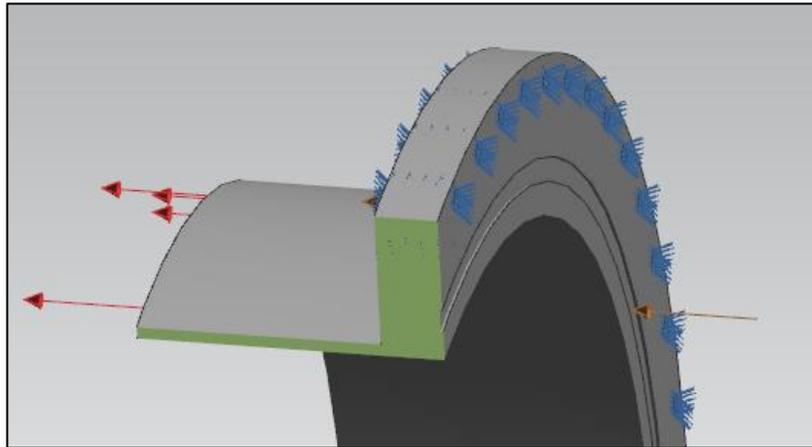
Los valores de las cargas antes mencionadas se determinaron en el capítulo anterior y se resumen en la Tabla 23.

Tabla 23. Propiedades del material

CARGA	VALOR (lb)
HD	125335,0584
HG	22776,1949
HG_2	70080,5997

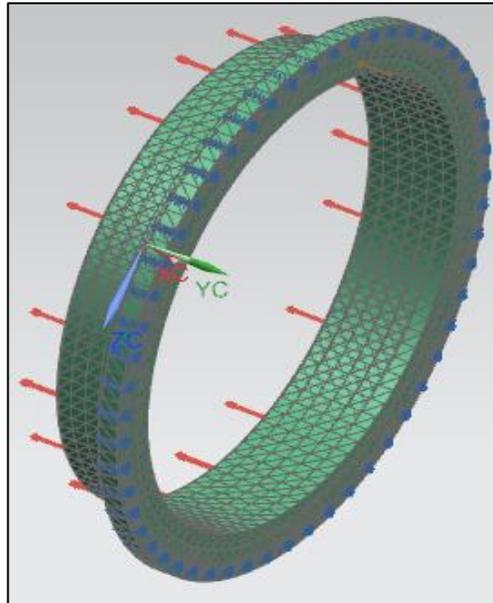
Para simular la acción de los pernos sobre la brida, se aplicaron restricciones en los agujeros de apernado de esta. Una vez definidas las cargas y las restricciones en la pieza se procedió con la generación de la malla de nodos para delimitar el dominio de estudio. En la Figura 52 se muestra una sección de la brida en donde se pueden ver la distribución de las cargas y restricciones.

Figura 52. Distribución de cargas y restricciones



Una vez establecidas las cargas y las restricciones en el elemento se procedió con el mado. Para el estudio se selección una malla tetraedrita 3D con un tamaño de 30 mm como se muestra en la Figura 53.

Figura 53. Enmallado de la brida



Por último se definieron las propiedades del material de la brida para realizar la simulación los valores que se introdujeron requeridos por el software se muestra en la Tabla 24.

Tabla 24. Propiedades del material de la brida

Variable	Valor
Módulo de elasticidad	27999,999 Ksi
Coficiente de Poisson	0,290
Límite de elasticidad	20000 psi
Tensión de rotura	79770,8 psi
Densidad	0,309 lb/in ³

5.2 RESULTADOS DE LA SIMULACIÓN

Una vez introducidos los datos necesarios en el software, se procedió con la simulación, analizando concretamente los esfuerzos y desplazamientos generados a causa de las cargas. Las figuras 54 y 55 muestran los resultados de estas simulaciones.

Figura 54. Esfuerzos de Von Mises

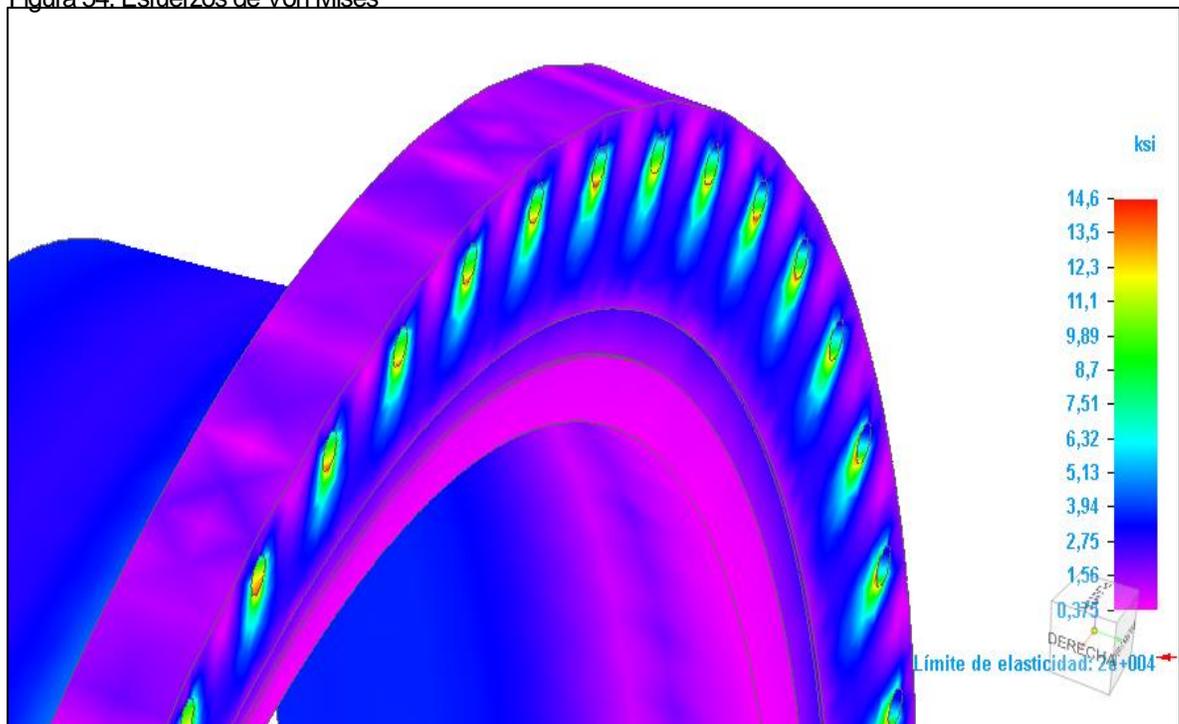
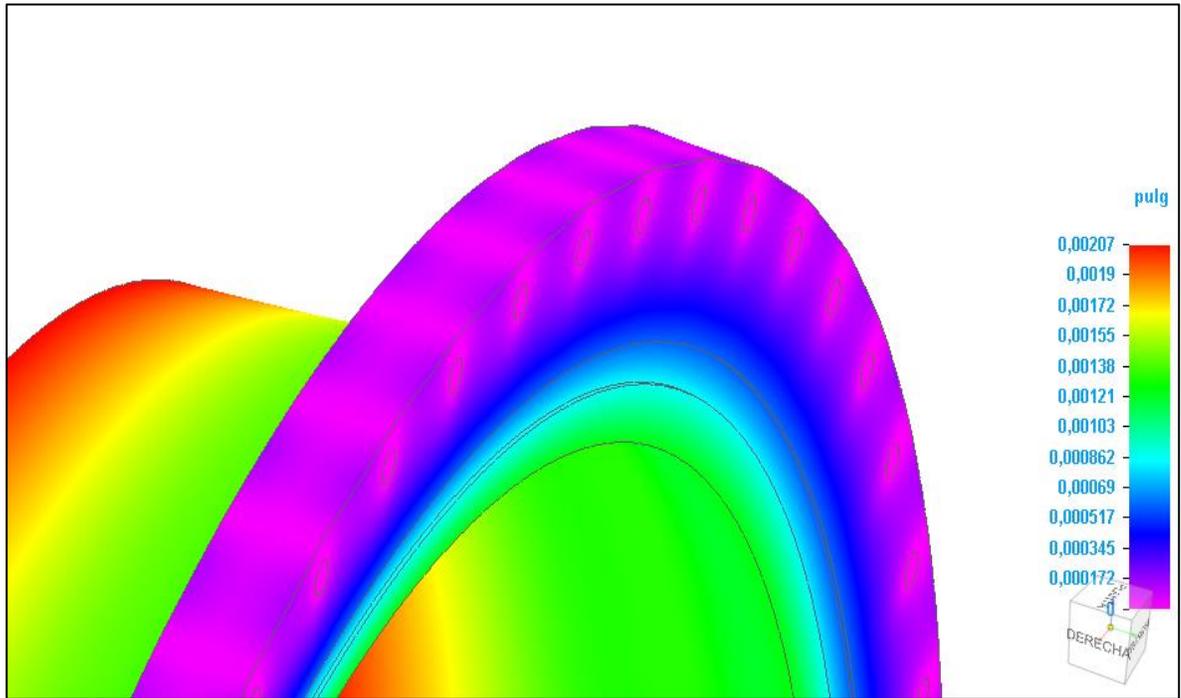


Figura 55. Desplazamientos nodales



5.3 CONCLUSIONES.

Después de realizar el análisis por elementos finitos se comprobó que la brida es capaz de resistir las cargas a las que se sometería en condiciones normales de operación.

Como se puede apreciar en la Figura 49 el mayor esfuerzo se presenta en el área de apernado, con un valor aproximado de 14,6 ksi. Valor que no supera el esfuerzo permisible del material, establecido en el código ASME.

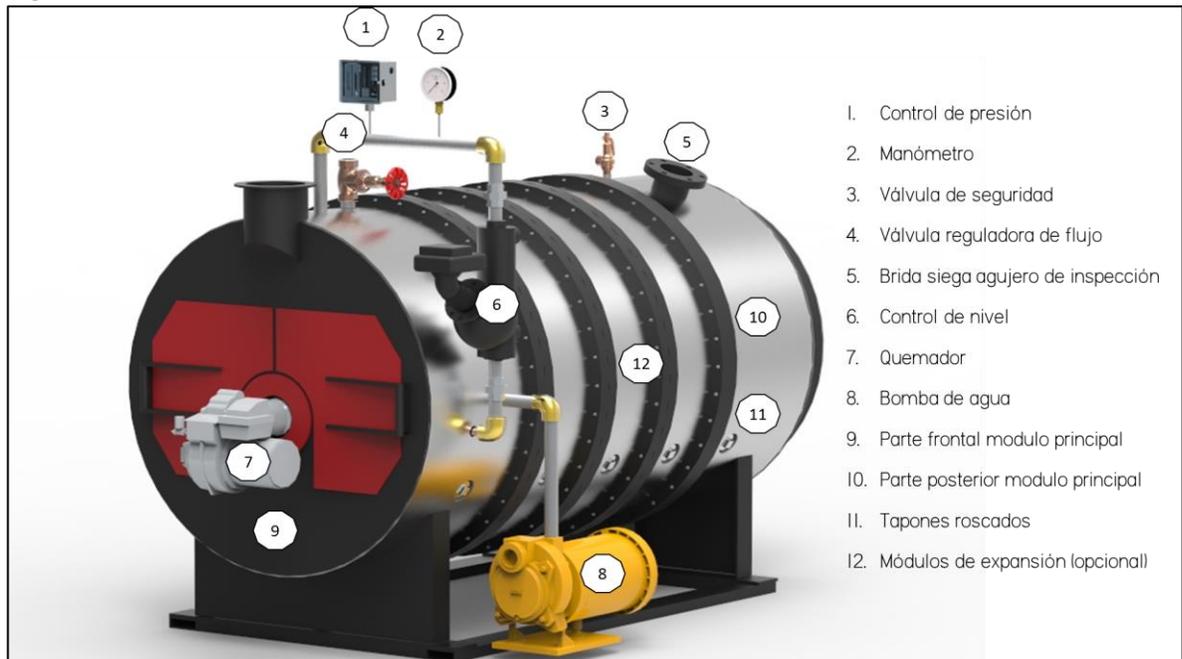
6. MANUAL DE OPERACIÓN Y MANTENIMIENTO

El siguiente manual contiene las tareas y procedimientos para instalar, operar y mantener el equipo con un mínimo costo y de manera segura y confiable.

6.1 DESCRIPCIÓN DEL EQUIPO

Al momento de recibir el equipo, se debe verificar que cuente con todos los elementos tal y como se muestra en la Figura 56.

Figura 56 Elementos constitutivos de la caldera



6.2 INSTALACIÓN DEL EQUIPO

6.2.1 Condiciones del sitio de instalación. El sitio en donde se va a instalar la caldera, debe ser un recinto cerrado para proteger al equipo de las condiciones ambientales y debe cumplir con los siguientes requisitos

- Los pisos paredes y techos deben ser de materiales incombustibles.
- Deberá estar debidamente iluminado y ventilado.
- El piso de asentamiento debe soportar las cargas y estar nivelado correctamente
- Deberá contar con al menos un drenaje
- Deberá estar libre de polvo, gases, y vapores inflamables.
- Se recomienda que esté debidamente señalizado, con rutas de evacuación y zonas de circulación del personal.

6.2.2 Paso para la instalación. Al momento de instalar la caldera se debe dejar un espacio libre mínimo de un metro alrededor del equipo, para efectos de mantenimiento, inspección, operación y otras maniobras. En la parte posterior de la caldera (lado opuesto de la chimenea) se debe dejar 30 centímetros adicionales por cada módulo de expansión que se tenga previsto usar.

Después de haber revisado el equipo y contar con el sitio adecuado para el montaje. Se debe mover la caldera a la posición deseada, haciendo uso de las orejas de izaje y un montacargas, o en su defecto una estructura metálica con un sistema de cadenas y ruedas.

6.2.3 Conexiones del equipo. Luego de posicionar la caldera en el lugar deseado, se debe proceder a realizar las conexiones de vapor, agua de alimentación, purga, combustible y eléctricas. En la Cuadro 17, se muestran la información pertinente para realizar las conexiones

Cuadro 17 Conexiones del equipo

Conexiones	Implementos de conexión	Observaciones y recomendaciones
Conexión de vapor	<ul style="list-style-type: none"> • Tubería de acero al carbón NPS 1 ½" SCH 40 • Acoplé rápido tipo universal 	<ul style="list-style-type: none"> • Se recomienda aislar térmicamente la tubería para evitar accidentes y pérdidas de calor
Conexión de agua de alimentación	<ul style="list-style-type: none"> • Tubería de acero al carbón 1 ¼" • Acople rápido tipo universal 	<ul style="list-style-type: none"> • Si el agua de alimentación se encuentra a una temperatura menor a 60 °C se puede usar tubería en PVC. • Se recomienda que la conexión sea lo más corta posible y con el menor número de curvas y en ningún caso el NPSH disponible en la instalación deberá ser menor a • E nivel del tanque de almacenamiento debe estar por encima de la bomba
Suministro de combustible	<ul style="list-style-type: none"> • Tubería de cobre ¼" • Racor de ¼" rosca NPT 	<ul style="list-style-type: none"> • Los tanques de almacenamiento, y las líneas de combustible deberán cumplir con la reglamentación vigente para almacenamiento y distribución de combustibles
Retorno al tanque	<ul style="list-style-type: none"> • Tubería de cobre ¼" • Racor de ¼" rosca NPT 	<ul style="list-style-type: none"> • No se debe instalar ningún tipo de elementos que obstruyan total o parcialmente el flujo del combustible
Purgas de nivel	<ul style="list-style-type: none"> • Tubería de cobre 1" • Niple con rosca externa NPT 1" 	<ul style="list-style-type: none"> • Se debe instalar una válvula tipo bola o tipo compuerta para realizar las purgas
Purga de piso	<ul style="list-style-type: none"> • Tubería de cobre ¾" • Racor de ¾" rosca NPT 	<ul style="list-style-type: none"> • estas deberán descargar sobre los desagües ubicados en el sitio de calderas • en ningún caso se permite que las tuberías descarguen en zonas de tránsito de la gente

Cuadro 17 (Continuación)

Conexiones	Implementos de conexión	Observaciones y recomendaciones
Alimentación eléctrica	<ul style="list-style-type: none"> • conexión trifásica en cable calibre 12 o inferiores, con neutro, descarga a tierra y protecciones 	<ul style="list-style-type: none"> • la instalación eléctrica deberá cumplir con los requisitos de las normas vigentes para instalaciones eléctricas industriales
<div style="display: flex; align-items: center;">  <ul style="list-style-type: none"> • las conexiones anteriores deberán realizarse por personal calificado y utilizando los implementos de protección pertinentes • para realizar las conexiones eléctricas se debe cortar el suministro de energía antes de realizar cualquier operación • antes de realizar cualquier instalación la persona encargada deberá haber leído los manuales del quemador y la motobomba que se entregan junto con la caldera. </div>		

6.2.4 Arranque inicial y puesta a punto. Una vez realizadas y revisadas todas las conexiones, se debe arrancar el equipo mediante la siguiente secuencia de operaciones.

- Abrir el suministro de agua de alimentación.
- Energizar el tablero de control.
- Encender el equipo
- Cebear la bomba de combustible
- Revisar fugas en las líneas de combustible
- Poner el quemador y la bomba en modo automático de operación
- Mientras se llena la caldera, revisar fugas en la línea de suministro de agua y sonidos en la bomba que indiquen cavitación.
- Ajustar el paso de aire
- Ajustar el Presostato a la presión de trabajo requerida

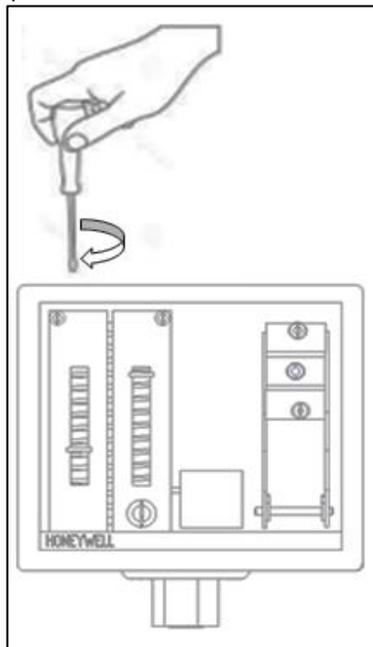
6.2.5 Cebado del quemador. Para realizar esta operación, se debe poner el quemador en modo automático. Una vez arranque el motor de la bomba de combustible, se debe retirar el tapón de cebado con ayuda de una llave hexagonal 3/8", después de evacuar el aire atrapado entre la bomba y la línea de combustible, se debe poner el tapón nuevamente.

6.2.6 Calibración de la llama. Con el fin de garantizar una combustión óptima, el aire que entra a la cámara de combustión debe ser solo el suficiente para garantizar una reacción completa. Para regular el paso de aire, el quemador de la caldera cuenta con aberturas en la succión del ventilador que se pueden obstruir parcialmente. Para obtener el flujo adecuado de aire, una vez se encienda el quemador, con las aberturas restringidas al máximo, ir abriendo el paso de aire lentamente mirando el color de la llama por la mirilla dispuesta en la caldera justo por encima del quemador. Esta operación se debe realizar hasta que la llama tome una tonalidad clara, que indique la ausencia de hollín o material particulado. Para una calibración

más precisa, se deben hacer análisis de los gases de combustión con alguno de los métodos disponibles, que deberán ser llevados a cabo por personal calificado.

6.2.7 Calibración del presostato. El presostato viene ajustado por defecto con una presión de trabajo de 70 psi y un diferencial de 10. Estas variables pueden modificarse según la necesidad del usuario mediante los tornillos de calibración, dispuestos en la parte superior del instrumento como se muestra la Figura 57.

Figura 57. Calibración del presostato



	<p>Nota: La presión de ajuste del Presostato no debe superar 100 psi, salvo para pruebas de funcionamiento de la válvula de alivio, en cuyo caso la presión máxima de ajuste debe ser 110</p>
--	---

Para ajustar la presión de operación del equipo por primera vez, se debe verificar que todas las válvulas estén cerradas, para comprobar que el quemador se apague cuando se alcance la presión de ajuste. En caso de no hacerlo, se debe apagar la caldera y contactar con el fabricante o en su defecto con un técnico experto.

6.3 OPERACIÓN

Para arrancar el equipo, se debe poner la bomba y el quemador en modo automático y posteriormente presionar el botón de encendido de la caldera., Como se muestra en la siguiente figura.

Con el equipo en funcionamiento se debe llevar a cabo una serie de tareas para mantener una operación eficiente y segura. El Cuadro 18 es un resumen de las actividades y su frecuencia para.

Cuadro 18. Cuadro de actividades para operar la caldera

Operación	Descripción	Motivo	Frecuencia
Inspección de manómetro	Revisar que la presión registrada por el manómetro se encuentre por debajo de la presión de ajuste del Presostato	Verificar el correcto funcionamiento de los instrumentos.	Como mínimo cada 5 horas de operación
Inspección de nivel	Revisar que el nivel de líquido se encuentre dentro de los rangos marcados en la mirilla de nivel	Verificar el correcto funcionamiento de los instrumentos	Como mínimo cada 5 horas de operación
Purga de nivel	Se debe abrir la válvula de purga del control de nivel hasta que el quemador se apague por falta de agua	Remover los sólidos en suspensión para mantener las condiciones del agua al interior de la caldera dentro de los niveles aceptables y limpiar la mirilla	Depende del régimen de purga establecido
Purga de piso	Se debe abrir totalmente el paso de la válvula de purga de fondo. Durante el tiempo necesario calculado como se indica en la sección de purgas.	Remover los sólidos decantados en el fondo de la caldera para mantener las condiciones del agua al interior de la caldera dentro de los niveles aceptables y limpiar la mirilla	Según lo determinado en el cálculo del régimen de purga

6.3.1 Régimen de purgas. Las purgas se hacen para mantener la calidad del agua de la caldera dentro de las condiciones aceptables, esto con el fin de evitar problemas de corrosión, incrustaciones o arrastre de espuma a las líneas de vapor. Se advierte que un régimen de purga excesivo, resulta en un aumento del consumo de combustible del equipo. Para el cálculo del régimen óptimo de purga se propone el siguiente método.

Como primera medida definir el caudal de purga por medio de la siguiente expresión

$$Q_p = \frac{Q_v}{\frac{X_p}{X_a} - 1}$$

Donde:

Q_p = Caudal de purga *Kg/hora*

Q_v = Tasa de evaporación *Kg/hora*

X_p = Concentración de contaminante permisible en el agua de la caldera *ppm*

X_a = Concentración del contaminante en el agua de alimentación *ppm*

Se recomienda que la válvula de purga se abra cuando el nivel de agua ha alcanzado su punto máximo, y se cierre cuando la caldera se haya apagado a causa de falta de agua, con el fin de probar que el sistema de control de nivel esté funcionando correctamente. Por lo que siempre se evacua la misma cantidad de líquido en todo momento. De tal manera que el tiempo entre purgas se puede calcular de la siguiente manera.

$$T = \frac{V_T * v_L}{Q_p}$$

Donde:

T = Teimpo entre purgas

V_T =Volumen del tanque entre el máximo y el mínimo nivel de agua m^3

v_L = Un promedio de volumen especifico a 0 y 100 psig = $0.001079 m^3/Kg$

Ya que V_T depende del largo de la caldera, este puede variar dependiendo del número de módulos instalados por lo que se debe escoger este valor de la Tabla 25

Tabla 25 valores para V_T según el nuero de módulos de expansión

Módulos instalados	V_T (m^3)
0	0.02738
1	0.03983
2	0.05228
3	0.06473

Si no se disponen de los medios para determinar las condiciones del agua de alimentación, y por ende el régimen óptimo de purga, estas deberán hacerse cada ocho horas de operación, con una separación de 4 horas entre la purga de nivel y la purga de piso. Para la purga de nivel se deberá abrir la válvula hasta que se prenda la alarma de bajo nivel. Mientras que para la purga de piso, la válvula se deberá mantener abierta hasta que el agua cambie su coloración a una tonalidad más cristalina

Las válvulas de purga se deben abrir y cerrar completamente y de manera rápida. Para realizar las purgas se recomiendo que la caldera esté en funcionamiento y en lo posible cuando la presión del equipo sea la máxima.

6.3.2 Tratamiento de agua. El tratamiento de agua deberá ser diseñado por personas capacitadas, en base a las condiciones del agua disponible y los requerimientos de la Tabla 2. Se advierte que un precario tratamiento de agua, derivaría en un régimen de purga alto, y por ende en un mayor consumo de combustible, mientras que un tratamiento muy riguroso puede resultar muy costoso. Es deber del usuario diseñar el tratamiento de agua que mejor se adapte a sus necesidades.

6.4 INSTALACIÓN DE LOS MÓDULOS DE EXPANSIÓN DE POTENCIA

Cuando el usuario del equipo quiera instalar uno o más módulos de ampliación le potencia, deberá seguir la secuencia de operaciones que se muestran en el siguiente cuadro.

Cuadro 19. Tareas para la instalación de módulos

Operación	Descripción
Apagar el equipo	Realizar esta operación de acuerdo a los procedimientos de apagado del equipo,
Enfriamiento	El enfriamiento debe ser de forma natural y sin retirar el agua del equipo. Para acelerar el proceso, se puede descargar el vapor remanente por la válvula de seguridad siempre y cuando las condiciones lo permitan. Este proceso puede tardar hasta 8 horas y en ningún caso se debe acelerar con agua fría.
Verificar la temperatura	Retirar un poco de agua de la válvula de purga de nivel y con la ayuda de un termómetro, verificar que la temperatura se encuentre por debajo de los 60 C
Vaciado del agua	Abrir la válvula de purga y vaciar la caldera completamente
Retirará el aislante de la brida	Retirar los tornillos de la cubierta aislante de la brida, y separa las dos mitades.
Soltar los pernos de la brida	Con ayuda de una llave hexagonal de media pulgada retirar los tornillos en la secuencia mostrada a la Figura 59.
Soltar pernos de anclaje	Con ayuda de una llave Soltar los pernos de anclaje
Mover la parte posterior del módulo principal	Valiéndose de las orejas de izaje, mover la parte posterior de la caldera hacia atrás, dejando un espacio entre módulos no menor a 1 metro
Cambiar los empaques	Se debe remplazar los empaques usados por unos nuevos suministrados por el fabricante, o es su defecto deberán ser fabricados de acuerdo especificaciones.
Posicionar el modulo secundario	Para ello el modulo cuenta con dos orejas de izaje para realizar las maniobras de posicionamiento. El sentido de posicionamiento del módulo estará dictado por el asiento de la junta tal y como se muestra en la Figura 59
Apernado de los módulos	Para realizar el apernado se debe seguir los siguientes pasos Insertar todos los pernos con sus respectivas tuercas y hacer un apriete manual. Con una llave hexagonal realizar un seguro apriete de fijación Retirar el izaje Realizar el apriete definitivo con la secuencia de apernado de la Figura 51
Unir la parte posterior del modulo	De la misma manera que se especificó para el posicionado y apernado de los módulos de expansión de potencia
Anclar	Apernar la parte posterior de la caldera al riel de anclaje
Verificación	Para verificar el funcionamiento del equipo, se deben seguir los siguientes pasos Cerrar las válvulas de purga y la válvula de distribución de vapor Ajustar el Presostato a 100 psi Encender el equipo y esperar a que el quemador se apague. Revisar fugas en la unión entre módulos
Finalizar el proceso	Una vez revisadas las fugas, poner el aislamiento térmico y ajustar el Presostato a la presión de operación deseada.

MANTENIMIENTO DEL EQUIPO

6.4.1 Desglose de los sistemas del equipo. El Cuadro 20 un desglose de los sistemas que conforman el módulo principal y los módulos de expansión de potencia, en donde se da una breve descripción de sus funciones, una lista de componentes que conforman el sistema y las posibles fallas que pueden presentarse en este.

Cuadro 20 desglose de sistemas del equipo

Módulo principal			
Sistemas	Descripción	Componentes	Posibles fallas
Sistema de transferencia de calor.	Es la red de tubos y cámaras que están en contacto con el agua y al interior de los cuales circulan los gases calientes productos de la combustión.	<ul style="list-style-type: none"> ✓Tuvo hogar del primer paso ✓Tubos del segundo paso ✓Cámara posterior de gases ✓Cámara frontal de gases 	<ul style="list-style-type: none"> ✓Corrosión ✓Deformación ✓Incrustaciones ✓Taponamiento por acumulación de hollín
Sistema de monitoreo y control.	Es el encargado de mantener la presión y el nivel del líquido en los rangos aceptables de trabajo además de proveer, indicadores y alarmas y apagar el equipo en caso de fallas.	<ul style="list-style-type: none"> ✓Control de nivel ✓Control de presión ✓Manómetro ✓Mirilla de nivel ✓Válvula de alivio de presión 	<ul style="list-style-type: none"> ✓Lecturas incorrectas del control de nivel ✓Lecturas incorrectas del control de presión ✓Lecturas incorrectas del manómetro ✓Lecturas incorrectas de la mirilla de nivel
Sistema de alimentación de agua.	Es el encargado de reponer el agua que se ha evaporado.	<ul style="list-style-type: none"> ✓Tubería de alimentación ✓Accesorios de tubería ✓Bomba de agua. 	<ul style="list-style-type: none"> ✓Taponamiento de las líneas de alimentación ✓Válvula pegada ✓Fugas ✓Cavitación de la bomba ✓Bomba no arranca
Sistema de combustión controlada.	Es el encargado de iniciar, mantener y suspender la reacción de combustión de manera controlada y segura.	<ul style="list-style-type: none"> ✓Trasformador de ignición ✓Electrodos de chispa ✓Boquilla de pulverización ✓Ventilador ✓Bomba de combustible ✓Electro válvula de combustible 	<ul style="list-style-type: none"> ✓Combustión incompleta ✓No hay ignición ✓Fugas de combustible
Sistema de alojamiento de agua y de vapor.	Son los espacios físicos en donde se almacena el agua que se va a evaporar y el vapor producido. En las calderas piro-tubulares, estas dos secciones hacen parte del mismo recipiente cilíndrico a presión, delimitadas únicamente por el nivel de líquido al interior de este.	<ul style="list-style-type: none"> ✓Coraza ✓Espejo posterior ✓Espejo delantero ✓Aislamiento térmico ✓Chapa protectora ✓Válvula de suministro ✓Agujeros de inspección 	<ul style="list-style-type: none"> ✓Corrosión ✓Fracturas ✓Deformación del tanque
Chimenea	Es el ducto por donde los gases de combustión son evacuados a la atmosfera, luego de haber entregado su contenido calórico al agua.	<ul style="list-style-type: none"> ✓Tuvo chimenea ✓Brida de acople 	<ul style="list-style-type: none"> ✓Obstrucción ✓Flujo de gases inadecuado

Cuadro 20 (continuación)

Sistemas	Descripción	Componentes	Posibles fallas
Sistema de acople entre módulos	Es el encargado de unir los módulos, asegurando una comunicación adecuada de fluidos entre ellos	<ul style="list-style-type: none"> ✓ Mamparos ✓ Junas mecánicas ✓ Brida de unión ✓ Pernos de unión 	<ul style="list-style-type: none"> ✓ Fugas de vapor y o agua hacia el exterior ✓ Infiltración de vapor hacia el sistema de transferencia de calor
Módulo de expansión de potencia			
Sistemas	Descripción	Componentes	Posibles fallas
Sistema de transferencia de calor.	Es la red de tubos y cámaras que están en contacto con el agua y al interior de los cuales circulan los gases calientes productos de la combustión.	<ul style="list-style-type: none"> ✓ Tuvo hogar del primer paso ✓ Tubos del segundo paso 	<ul style="list-style-type: none"> ✓ Corrosión ✓ Deformación ✓ Incrustaciones ✓ Taponamiento por acumulación de hollín
Cámaras de agua y de vapor.	Son los espacios físicos en donde se almacena el agua que se va a evaporar y el vapor producido. En las calderas piro-tubulares, estas dos secciones hacen parte del mismo recipiente cilíndrico delimitada únicamente por el nivel de líquido al interior de este.	<ul style="list-style-type: none"> ✓ Coraza ✓ Aislamiento térmico ✓ Chapa de refuerzo ✓ Agujeros de inspección 	<ul style="list-style-type: none"> ✓ Corrosión ✓ Fracturas ✓ Deformación del tanque
Sistema de acople entre módulos	Es el encargado de unir los módulos, asegurando una comunicación adecuada de fluidos entre ellos.	<ul style="list-style-type: none"> ✓ Mamparos ✓ Juntas mecánicas ✓ Brida de unión ✓ Brida de unión ✓ Pernos de unión 	<ul style="list-style-type: none"> ✓ Fugas de vapor y o agua hacia el exterior ✓ Infiltración de vapor hacia el sistema de transferencia de calor

6.5 TAREAS DE MANTENIMIENTO POR COMPONENTES

Para alargar la vida útil del equipo, y mantener el funcionamiento de este en óptimas condiciones, se desarrolló el siguiente cuadro en donde se describen componente a componente las posibles fallas y las inspecciones periódicas para evitarlas

Cuadro 21 inspecciones periódicas en componentes

Módulo principal			
Sistema de transferencia de calor.			
Componente	Falla	Inspección	Frecuencia
Tuvo hogar del primer paso	<ul style="list-style-type: none"> ✓ Pérdida de eficiencia en la transferencia de calor ✓ Deformaciones ✓ Fracturas ✓ Obstrucción del flujo de humos 	Inspección visual de la capa de hollín	3 meses
		Vaciado e inspección de la capa de incrustaciones	6 meses
		Inspección visual del nivel de corrosión	6 meses
Tubos del segundo paso	<ul style="list-style-type: none"> ✓ Pérdida de eficiencia en la transferencia de calor ✓ Deformaciones ✓ Fracturas ✓ Obstrucción del flujo de humos 	Inspección visual de la capa de hollín	3 meses
		Vaciado e inspección de la capa de incrustaciones	6 meses
		Inspección visual ()	6 meses

Cuadro 21 (Continuación)

Sistemas	Descripción	Componentes	Posibles fallas
Cámara posterior de gases	<ul style="list-style-type: none"> ✓ Pérdida de eficiencia en la transferencia de calor ✓ Deformaciones ✓ Fracturas Obstrucción del flujo de humos 	Inspección visual de la capa de hollín	3 meses
		Vaciado e inspección de la capa de incrustaciones	6 meses
		Inspección visual del nivel de corrosión	6 meses
Cámara frontal de gases	<ul style="list-style-type: none"> ✓ Pérdida de eficiencia en la transferencia de calor ✓ Deformaciones ✓ Fracturas ✓ Obstrucción del flujo de humos 	Inspección visual de la capa de hollín	3 meses
		Vaciado e inspección de la capa de incrustaciones	6 meses
		Inspección visual del nivel de corrosión	6 meses
Sistema de monitoreo y control.			
Componente	Fallas	Inspección	Frecuencia
Control de nivel	<ul style="list-style-type: none"> ✓ Falla nivel de agua ✓ Fugas de vapor 	Lavado mecánico	6 meses
		Revisión visual de los componentes	6 meses
		Prueba eléctrica de contactos	6 meses
Control de presión	<ul style="list-style-type: none"> ✓ Fuga de vapor ✓ No se apaga la cadera por presión. 	Inspección visual del diafragma	1 año
		Prueba eléctrica de contactos	1 año
Manómetro	✓ Lectura incorrecta	Calibración	1 año
Mirilla de nivel	✓ Lectura incorrecta	Lavado mecánico	6 meses
Válvula de seguridad	<ul style="list-style-type: none"> ✓ No se dispara en la presión de ajuste. ✓ Se dispara por debajo de la presión de trabajo 	Apertura manual para evitar que la válvula se peque	1 meses
		Pruebas de disparo	6 meses
Sistema de alimentación de agua			
Componente	Falla	Inspección y tareas	Frecuencia
Tubería de alimentación	<ul style="list-style-type: none"> ✓ Caudal insuficiente o inexistente de agua 		6 meses
			6 meses
Válvula anti retorno	<ul style="list-style-type: none"> ✓ Caudal insuficiente o inexistente de agua ✓ Retorno del agua al tanque 		2 meses
			1 año
Bomba de agua	<ul style="list-style-type: none"> ✓ Caudal insuficiente o inexistente de agua ✓ Ruidos durante la operación ✓ Vibraciones ✓ No arranca 		1 año
			1 año
			Todos los días
Sistema de combustión controlada.			
Componente	Falla	Inspección y tareas	Frecuencia
Trasformador de ignición	✓ No hay ignición	Cambio del trasformador	Después de la falla
Electrodos de chispa	<ul style="list-style-type: none"> ✓ Combustión deficiente ✓ Combustión intermitente ✓ No hay combustión 	Inspección visual del estado de la porcelana	6 meses
		Revisar distancias entre electrodos	6 meses

Cuadro 21 (Continuación)

Componente	Falla	Inspección y tareas	Frecuencia
Boquilla de pulverización	<ul style="list-style-type: none"> ✓ Combustión deficiente ✓ Combustión intermitente ✓ No hay combustión 	Limpieza el filtro de la boquilla	2 meses
		Calibrar la presión de la bomba de combustible	1 meses
Ventilador	<ul style="list-style-type: none"> ✓ Combustión deficiente ✓ No hay combustión 	Limpieza mecánica del impulsor	6 meses
Bomba de combustible	<ul style="list-style-type: none"> ✓ Combustión deficiente ✓ No hay combustión 	Lavado mecánico	6 mese
		Revisión de filtro de combustible	2 meses
Electro válvula de combustible	<ul style="list-style-type: none"> ✓ Combustión deficiente. ✓ Fugas de combustible. ✓ No hay combustión 	Lavado mecánico	6 meses
Sistema de alojamiento de agua y de vapor.			
Componente	Falla	Inspección y tareas	Frecuencia
Coraza	<ul style="list-style-type: none"> ✓ Deformaciones ✓ Explosiones ✓ Arrastre de espuma ✓ Corrosión 	Lavado químicos	Nota 1
		Lavados mecánicos	1 año
		Inspección	1 año
		Tintas penetrantes	2 años
Espejos	<ul style="list-style-type: none"> ✓ Deformaciones ✓ Explosiones 	Lavado químicos	Nota 1
		Lavados mecánicos	1 año
		Inspección	1 año
		Tintas penetrantes	2 años
Aislamiento térmico	<ul style="list-style-type: none"> ✓ Consumo excesivo de combustible ✓ Recalentamiento de la chapa protectora 	Limpieza e inspección	6 meses
Válvula de suministro	<ul style="list-style-type: none"> ✓ Fuga de vapor ✓ Poco caudal de vapor ✓ Caudal excesivo 	Limpieza e inspección	6 meses
Agujeros de inspección	<ul style="list-style-type: none"> ✓ Fugas de vapor a través de los tapones 	Limpieza e inspección	1 año
Sistema de chimenea			
Componente	Falla	Inspección y tareas	Frecuencia
✓ Tuvo chimenea	<ul style="list-style-type: none"> Combustión deficiente No hay combustión 	Limpieza e inspección	3 meses
✓ Brida de acople	<ul style="list-style-type: none"> ✓ Escape de humos 	Limpieza e inspección	3 mese
Sistema de acople entre módulos			
Componente	Falla	Inspección y tareas	Frecuencia
Mamparos	<ul style="list-style-type: none"> ✓ Fugas de vapor hacia el exterior ✓ Fugas de vapor hacia el hogar ✓ Fugas de vapor hacia los tubos de humos 	Tintas penetrantes	1 año
		Inspección visual (corrosión)	1 año
Junas mecánicas	<ul style="list-style-type: none"> ✓ Fugas de vapor hacia el exterior ✓ Fugas de vapor hacia el hogar ✓ Fugas de vapor hacia los tubos de humos 	Recambio	1 año

Cuadro 21. (Continuación)

Componente	Falla	Inspección y tareas	Frecuencia
Brida de unión	<ul style="list-style-type: none"> ✓Fugas de vapor hacia el exterior ✓Fugas de vapor hacia el hogar ✓Fugas de vapor hacia los tubos de humos 	Tintas penetrantes	1 año
		Inspección visual (corrosión)	1 año
Pernos de unión	<ul style="list-style-type: none"> ✓Fugas de vapor hacia el exterior ✓Fugas de vapor hacia el hogar ✓Fugas de vapor hacia los tubos de humos 	Revisión de torque de apriete	3 meses
		Tintas penetrantes	1 año
Módulo secundario			
Sistema de transferencia de calor.			
Componente	Falla	Inspección	Frecuencia
Tuvo hogar del primer paso	<ul style="list-style-type: none"> ✓Pérdida de eficiencia en la transferencia de calor ✓Deformaciones ✓Fracturas Obstrucción del flujo de humos 	Inspección visual de la capa de hollín	3 meses
		Vaciado e inspección de la capa de incrustaciones	6 meses
		Inspección visual del nivel de corrosión	6 meses
Tubos del segundo paso	<ul style="list-style-type: none"> ✓Pérdida de eficiencia en la transferencia de calor ✓Deformaciones ✓Fracturas ✓Obstrucción del flujo de humos 	Inspección visual de la capa de hollín	3 meses
		Vaciado e inspección de la capa de incrustaciones	6 meses
		Inspección visual del nivel de corrosión	6 meses
Sistema de alojamiento de agua y de vapor.			
Componente	Falla	Inspección	Frecuencia
Coraza	<ul style="list-style-type: none"> ✓Deformaciones ✓Explosiones ✓Arrastre de espuma ✓Corrosión 	Lavado químicos	Nota 1
		Lavados mecánicos	1 año
		Inspección	1 año
		Tintas penetrantes	2 años
Aislamiento térmico	<ul style="list-style-type: none"> ✓Consumo excesivo de combustible ✓Recalentamiento de la chapa protectora 	Limpieza e inspección	6 meses
Agujeros de inspección	<ul style="list-style-type: none"> ✓Fugas de vapor a través de los tapones 	Limpieza e inspección	1 año
Sistema de acople entre módulos			
Componente	Falla	Inspección y tareas	Frecuencia
Mamparos	<ul style="list-style-type: none"> ✓Fugas de vapor hacia el exterior ✓Fugas de vapor hacia el hogar ✓Fugas de vapor hacia los tubos de humos 	Tintas penetrantes	1 año
		Inspección visual (corrosión)	1 año
Junas mecánicas	<ul style="list-style-type: none"> ✓Fugas de vapor hacia el exterior ✓Fugas de vapor hacia el hogar ✓Fugas de vapor hacia los tubos de humos 	Recambio	1 año
Brida de unión	<ul style="list-style-type: none"> ✓Fugas de vapor hacia el exterior ✓Fugas de vapor hacia el hogar ✓Fugas de vapor hacia los tubos de humos 	Tintas penetrantes	1 año
		Inspección visual (corrosión)	1 año

Cuadro 21. (Continuación)

Componente	Falla	Inspección y tareas	Frecuencia
Pernos de unión	<ul style="list-style-type: none"> ✓Fugas de vapor hacia el exterior ✓Fugas de vapor hacia el hogar ✓Fugas de vapor hacia los tubos de humos 	Revisión de torque de apriete	3 meses
		Tintas penetrantes	1 año

6.6 ALARMAS

Para detectar posibles fallas el equipo cuenta con un sistema de alarmas visuales que En el Cuadro 22 es una convención de alarmas para alertar al usuario de posibles daños en el equipo.

Cuadro 22. Convención de alarmas

Alarma	Convención	Posibles causas
Alarma de nivel peligroso	Luz roja encendida	<ul style="list-style-type: none"> • Fallos de la bomba • Líneas de agua obstruidas • Fugas de vapor • Válvulas de purga abiertas
Alarma de ignición de llama	Luz amarilla encendida	<ul style="list-style-type: none"> • Fallo del ventilador del quemador • Taponamiento en las líneas de combustible • Fallo de la bomba de combustible • Fallo del transformador de ignición • Fallo del suministro eléctrico

7. IMPACTO AMBIENTAL

7.1 OPERACIÓN

De acuerdo al cliente la caldera se puede emplear para realizar diversos procesos; uno de ellos el enjuague de envases de vidrio, lo que implicaría un consumo mayor de agua sin poder recircularla y reutilizarla.

Para el funcionamiento de la caldera y alargar su vida útil, el agua que recircula debe ser tratada a partir de aditivos que ablanden el agua, eviten la corrosión de las tuberías y retirar incrustaciones no deseadas. Adicional a ello como método de mantenimiento se realiza un lavado interno con químicos; proceso que toma un día de tal manera que elimine las incrustaciones y corrosión que los aditivos del agua no removieron.

7.1.1 La contaminación del aire. Siempre ha sido una de las mayores preocupaciones ambiental. En la caldera a pesar de la liberación de calor, útil para generar energía, en el proceso se obtienen subproductos no deseados; ya sea en forma gaseosa o partículas. Los gases tales como el dióxido de azufre, óxidos de nitrógeno y monóxido de carbono; o partículas de hidrocarburos no quemados u hollín.

7.1.2 Calor expulsado de la caldera. Es uno de los fenómenos que afecta la calidad de vida a causa de los cambios de temperatura provocados en el medio ambiente; está basada en la descomposición de la calidad del agua y del aire. El cambio de temperatura provoca que otro tipo de contaminación como el smog quede atrapado cerca del suelo, generando efectos nocivos para la salud y repercusiones en fauna y flora.

7.1.3 Goteo de combustible. Aunque se piense que es un factor que afecta de manera poco significativa al ambiente; si la frecuencia del goteo es alta, el derrame se puede desplazar hacia fuentes hídricas o zonas verdes generando deterioro de los mismos.

7.2 ESTUDIO IMPACTO AMBIENTAL

7.2.1 Evaluación de impactos ambientales

Este análisis Evaluación de impactos ambientales tiene como fin identificar, prevenir e interpretar de una manera objetiva e imparcial la trascendencia que tiene el llevar a cabo el proyecto sobre la calidad de vida del hombre y su entorno. Todo ello con el fin de que el proyecto pueda ser aceptado, modificado o rechazado por parte de las partes interesadas.

Para realizar la evaluación de los impactos ambientales se tuvieron en cuenta los siguientes criterios:

- Frecuencia: Cantidad de periodos en que se generan modificaciones en el aspecto ambiental.
 - ✓ Esporádica: Se generan en la operación o proceso de manera muy rara
 - ✓ Intermitente: Se generan en la operación o proceso por episodios muy cortos
 - ✓ Permanente: Se generan en la operación o proceso de manera muy frecuente

- Severidad: Gravedad del impacto Se generan en la operación o proceso de manera muy rara o que se genera en el medio ambiente.
 - ✓ Leve: Destrucción mínima casi nula del medio ambiente
 - ✓ Moderado: Destrucción moderada del medio ambiente
 - ✓ Grave: Destrucción total del medio ambiente con el que se interactúa

- Alcance: Área de influencia del impacto en relación con el entorno donde se genera.
 - ✓ Puntual: Impacto que queda confinado dentro del área donde se genera
 - ✓ Local: Trasciende los límites del área de influencia
 - ✓ Regional: Tiene consecuencias a nivel regional o trasciende los límites del distrito

- Probabilidad: Posibilidad de que se dé el impacto y está relacionada con la regularidad.
 - ✓ Baja: Existe una posibilidad muy remota de que se genere impacto
 - ✓ Media: Existe una posibilidad media de que se genere impacto
 - ✓ Alta: Existe una posibilidad muy alta de que se genere impacto

- Recuperabilidad: Es la posibilidad de reconstrucción del factor alterado como consecuencia de la construcción del proyecto.
 - ✓ Inmediata: Reconstrucción del factor alterado en un plazo de 1 a 2 meses
 - ✓ A medio plazo: Reconstrucción del factor alterado en un plazo de 5 a 9 meses
 - ✓ Irrecuperable: La reconstrucción del factor alterado es imposible

De acuerdo a los criterios evaluados anteriormente la relación de causalidad se evalúa de la siguiente manera. Ver Cuadro 23.

Cuadro 23. Impactos ambientales

CRITERIOS DE VALORACION	CLASIFICACION		
	1	3	5
Frecuencia	Esporádica	Intermitente	Permanente
Severidad	Leve	Moderado	Grave
Alcance	Puntual	Local	Regional
Probabilidad	Baja	Media	Alta
Recuperabilidad	Inmediata	A medio plazo	Irrecuperable

Para el grado de importancia de cada uno de los impactos evaluados se determina en el Cuadro 24

Cuadro 24. Valores de grado de importancia de los impactos evaluados

BAJA	MODERADA	ALTA
Entre 1-330	Entre 331-730	Entre 731-1130

La evolución de cada una de las actividades que se deben realizar durante la fabricación y operación del equipo se muestran en el Cuadro 25.

Cuadro 25. Identificación de impactos ambientales

IDENTIFICACION IMPACTOS AMBIENTALES									
Proyecto	Etapa	Actividad	Descripción	Evaluación					Importancia
				Frecuencia	Severidad	Alcance	Probabilidad	Recuperabilidad	
CALDERA PIROTUBULAR EXPANDIBLE	Fabricación y montaje	Corte	Láminas, tubos y brida	1	1	3	3	3	27
		Doblado	Lamina y formado de cabezales	1	1	1	1	1	1
		Pulido	Biseles, tubos y boquillas	1	3	3	5	3	135
		Soldadura	Brida, boquillas y tubos	1	3	3	5	3	135
		Mecanizado	Mamparo, asiento de brida y taladrado de pernos	1	3	3	3	3	81
		Ensamble	Todos y cada uno de los componentes	1	1	1	1	1	1
		Puesta en marcha	Prueba de operación	1	1	1	3	3	9
	Operación	Operación	Operación de la maquina	5	3	5	5	3	1125
		Mantenimiento	Limpieza, lubricación, recambio de piezas, etc.	3	3	1	3	3	81

7.2.2 Matriz de Leopold

A partir de una matriz de Leopold; método cualitativo de evaluación de impacto ambiental se determinó la importancia y magnitud de los impactos que se pueden generar en el diseño del equipo; las condiciones de trabajo y así mismo las repercusiones ambientales producidas en el proceso de fabricación de la misma.

Debe quedar explícito, que el termino impacto no implica que los resultados sean solamente negativos sino que también pueden ser positivos.

Cuadro 26. Grado de importancia factores ambientales

BAJA SIGNIFICANCIA	MODERADA SIGNIFICANCIA	ALTA SIGNIFICANCIA
Entre 1- 32	Entre 33 -64	Entre 65-96

En el cuadro 26, se muestra los resultados obtenidos en la matriz de Leopold, detallando cada uno de las acciones ejercidas durante la fabricación y operación de la caldera; de esta manera se determinan que parámetros son los que más inciden en el estudio de impacto ambiental.

Cuadro 27. Matriz de Leopold

Categorías	Componentes ambientales	Parámetros	Acciones			Procesos			Disposición de desechos				Accidentes			TOTAL	IMPACTOS POSITIVOS	IMPACTOS NEGATIVOS
			REF	Fabricación de caldera	Operación	Mantenimiento	Químicos y aditivos	Agua del proceso	Filtros usados	Polvos secos	Explosión	Escapes y fugas	Fallos inesperados					
			a	b	c	d	e	f	g	h	i	j						
Físico y químico	Aire	Material particulado	A	2	8	3	0	0	0	0	0	0	2	2	92	—	92	
		Temperatura	B	1	8	0	0	1	0	1	1	1	1	1	1	80	—	80
	Suelo	Calidad del suelo	C	0	0	0	1	1	0	0	0	0	2	0	20	—	20	
		Calidad del agua	D	3	3	4	2	1	0	1	0	1	0	0	90	—	90	
	Agua	Variación del flujo	E	0	2	0	0	1	0	0	0	0	1	0	24	—	24	
		Arbustos	F	1	0	0	1	1	0	2	2	1	1	1	48	—	48	
	Flora	Especies en peligro	G	0	0	0	8	8	0	6	2	8	8	8	48	—	48	
		Aves	H	0	3	1	0	1	0	1	1	1	1	1	51	—	51	
	Fauna	Animales terrestres	I	1	3	1	0	1	0	1	1	1	1	1	56	—	56	
		Animales en peligro de extinción	J	1	3	1	0	1	0	1	1	1	1	1	46	—	46	
Socio-Económico	Social	Salud	K	2	4	0	0	0	0	2	1	3	1	80	—	80		
		Modo de vida	L	0	0	0	0	1	0	2	1	1	1	1	35	—	35	
	Económico	Estético/paisajístico	M	0	5	0	0	0	0	2	2	0	0	55	—	55		
		Generación de empleo	N	2	7	0	0	0	0	0	0	0	0	0	90	90	—	

Después de realizar el análisis de resultados de la matriz de Leopold, se determinó que el componente físico-químico; más afectado es la calidad del aire debido al incremento de temperatura y la liberación de material particulado al ambiente, situaciones propias de la operación normal de la caldera. Para reducir de alguna manera la magnitud del daño a la atmósfera, se recomienda seguir rigurosamente lo establecido en los catálogos de mantenimiento y operación, asegurando así que

la caldera trabaje siempre de manera óptima, a su máxima eficiencia, sin fugas de vapor y pérdidas de combustible.

Otro componente con alta afectación fue la calidad del agua, esto, en su mayoría debido a los químicos que se utilizan en las tareas de mantenimiento y operación. Por tal motivo se recomienda instalar un tanque de condensados, con el fin de reciclar el agua destilada, reduciendo así el periodo entre lavados químicos, lo que por otra parte también se refleja en bajos costos de operación.

En el componente socio-económico con mayor afectación fue la salud, como consecuencia de la afectación del aire a causa de las partículas en suspensión, y otros compuestos específicos, productos de la combustión que se dispersan en el ambiente y que a largo plazo son perjudiciales para la salud de las personas.

La generación de empleo se vio impactada de manera significativa debido a que tanto en la fabricación como operación de la caldera se es indispensable de personal calificado que realice las labores programadas, a lo largo del proceso.

8. EVALUACION FINANCIERA

Con el fin de evaluar la rentabilidad y viabilidad económica de llevar a cabo el proyecto, se realizó un estudio detallado de los costos que implica el desarrollo del mismo. El propósito de este análisis fue comparar el costo del equipo frente a otras ofertas disponibles en el mercado.

8.1 COSTOS DE LA CALDERA

Para definir los costos asociados a la construcción de la caldera, se tomaron en cuenta los costos de fabricación tanto para el modulo principal como para los módulos de expansión de potencia. En donde se incluyeron los valores de insumos, materiales, accesorios, equipos auxiliares, y mano de obra requeridos para fabricar el equipo.

8.1.1 Costos de materiales. En la tabla se muestran los costos de los materiales, accesorios y equipos auxiliares para cada sistema que compone el módulo principal. Y los módulos de expansión Ver Tabla 26y 27.

Tabla 26. Costos de elementos y materiales de construcción para el módulo 1

Modulo principal				
Cuerpo de la caldera				
Descripción	Unidad	Cantidad	Valor unitario	Precio total
Lamina de acero ASTM A36 – 1200 X 4000 X 0.3125	mm	1	\$ 726.160	\$ 726.160
Lamina de acero ASTM A516 – 1200 X 2500 X 0.375	mm	1	\$ 160.500	\$ 160.500
Lamina de acero ASTM A516 – 1200 X 1000 X 0.3125	mm	1	\$ 214.500	\$ 214.500
Lana de fibra de vidrio – 1500 X 1500	mm ²	1	\$ 97.898	\$ 97.898
Lamina de acero inoxidable calibre 26 1200 X 1200	mm	1	\$ 30.000	\$ 30.000
TOTAL				\$ 1.229.058
Sistema de transferencia de calor				
Descripción	Unidad	Cantidad	Valor unitario	Precio total
Cemento refractario	Bultos	3	\$ 72.000	\$ 215.160
Tubos ASTM A192 sin costura	Unidad	6	\$ 15.400	\$ 92.400
TOTAL				\$ 308.160
Sistema de combustión				
Descripción	Unidad	Cantidad	Valor unitario	Precio total
Tubos ASTM A192 sin costura - 12"	Unidad	1	\$ 359.832	\$ 359.832
Quemador	Unidad	1	\$ 3.327.744	\$ 3.327.744
TOTAL				\$ 3.687.578
Sistema de alimentación de agua				
Descripción	Unidad	Cantidad	Valor unitario	Precio total
Bomba de agua IHM – 2HP	Unidad	1	\$ 795.800	\$ 795.800
Tubería de acero al carbono 3/4	mm	6000	\$ 8.700	\$ 8.700
Válvula de cheque – Spirax Sarco	Unidad	1	\$ 37.650	\$ 37.650
TOTAL				\$ 842.150
Sistema de control				
Descripción	Unidad	Cantidad	Valor unitario	Precio total
Válvula de seguridad – Spirax Sarco	Unidad	1	\$ 308.400	\$ 308.400
Válvula de globo – Spirax Sarco	Unidad	1	\$ 64.970	\$ 64.970
Control de nivel McDonnell	Unidad	1	\$ 2.018.000	\$ 2.018.000
Presostato – Honeywell	Unidad	1	\$ 620.000	\$ 620.000

Tabla 26. (Continuación)

Descripción	Unidad	Cantidad	Valor unitario	Precio total
Manómetro con glicerina – Metron	Unidad	1	\$ 123.700	\$ 123.700
Tablero de control y cableado	Unidad	1	\$ 544.000	\$ 544.000
Total				\$ 3.679.070
Sistema de acople				
Descripción	Unidad	Cantidad	Valor unitario	Precio total
Tornillos ½ SAE grado 1	Unidad	55	\$ 770	\$ 42.364
Brida	mm	1	\$ 154.204	\$ 154.204
Lamina de asbesto –1500 X1500 X 0.125	mm	1	\$ 207.432	\$ 207.432

Tabla 27. Costos de elementos y materiales de construcción para el módulo secundario

Modulo secundario				
Descripción	Unidad	Cantidad	Valor unitario	Precio total
Lamina de acero ASTM A36 – 5/16 1.20 x 2.30	mm	1	\$ 503.240	\$ 503.240
Lamina de acero ASTM A516 – 3/8 1.20 x 2.50	mm	1	\$ 385.200	\$ 385.200
Lamina de acero ASTM A516 – 5/16 1.20 x 0.7	mm	1	\$ 150.150	\$ 150.150
Lamina de acero inoxidable calibre 26	mm	1	\$ 30.000	\$ 30.000
Lamina de asbesto –1500 x1500 x 0.125	mm	1	\$ 207.432	\$ 207.432
Fibra de vidrio	m ²	0.8	\$ 52.212	\$ 52.212
Brida	mm	1	\$ 154.204	\$ 154.204
Tubos a192 sin costura	Unidad	3	\$ 15.400	\$ 46.200
Tubos a192 sin costura 12"	Unidad	1	\$ 179.916	\$ 179.916
Tornillos ½ sae grado 1	Unidad	55	\$ 770	\$ 42.364
TOTAL				\$ 1.750.918

8.1.2 Costos de fabricación. La mayoría de los materiales para la construcción de la caldera requieren un proceso ya sea de corte, soldadura, tratamiento térmico; entre otras en la siguiente tabla se determina el costo de hora hombre por el desempeño de cada actividad; en el valor se incluye el costo del equipo que se debe emplear Ver Tabla 28.

Tabla 28. Costos de fabricación del módulo principal y los módulos secundarios

Módulo principal				
Descripción	Unidad	Cantidad	Valor unitario	Valor total
Soldadura por arco sumergido	Hora	28	\$ 68.200	\$ 1.909.600
Maquina dobladora	Hora	0.34	\$ 34.000	\$ 11.600
Mecanizado de partes	Hora	10	\$ 26.800	\$ 268.000
Cortadora	Hora	12	\$ 30.000	\$ 360.000
Operaciones de ensamble	Hora	24	\$ 25.000	\$ 600.000
Análisis de radiografía	Hora	2	\$ 622.990	\$ 2.245.980
TOTAL				\$ 6.971.800
Módulo secundario				
Soldadura por arco sumergido	Hora	16	\$ 68.200	\$ 1.909.600
Maquina dobladora	Hora	0,17	\$ 34.000	\$ 5.780
Mecanizado de partes	Hora	6	\$ 26.800	\$ 160.800
Cortadora	Hora	8	\$ 30.000	\$ 240.000
Operaciones de ensamble	Hora	12	\$ 25.000	\$ 300.000
Análisis de radiografía	Hora	1	\$ 622.990	\$ 622.990
TOTAL				\$ 4.347.166

Los costos totales se estimaron sumando los costos de materiales y los costos de fabricación tanto para el módulo principal como para los módulos de expansión de potencia, como se muestra en el Cuadro 31.

Cuadro 28. Costos totales para el modulo principal y los módulos de expansión de potencia

Módulo primario	
Costos	valor
Costos de materiales	\$ 10.335.382
Costos de fabricación	\$ 6.567.000
Total	\$ 16.902.382
Modulo secundario	
Costos	Valor
Costos de materiales	\$ 1.571.002
Costos de fabricación	\$ 4.347.166
Total	\$ 5.918.168

9. CONCLUSIONES

- Se diseñó una caldera con una potencia inicial de 10 BHP expandible a 25 BHP, Mediante tres módulos que aportan 5 BHP nominales cada uno. Las potencias reales desarrolladas por el equipo son las siguientes. Para la caldera operando a 10 BHP se obtuvo una potencia de 9,68 BHP lo que equivale a un porcentaje de desviación del 3,36%, para 15 BHP se obtuvo 14,58 BHP con un porcentaje de desviación de 2,82%, para la caldera operando a 20 BHP se obtuvo 19,64 BHP con un porcentaje de desviación del 1,81%. Y finalmente para la caldera operando a 25 BHP se obtuvo 24,81 BHP y la desviación es de 0,76%
- Se estableció que el tipo de generadores de vapor más empleado en microempresas y pequeñas empresa son calderas de tipo piro-tubular.
- La investigación de mercado arrojó que los requerimientos funcionales que mejor se adaptan a las necesidades de las micro-empresas y pequeñas empresas de Colombia son:
 - ✓ Temperatura de agua de alimentación entre 10 y 15°C
 - ✓ Presión de trabajo 100 psig
 - ✓ Tipo de combustible ACPM
- Se estableció que de acuerdo a las preferencias de los propietarios de calderas, la mejor configuración del equipo a diseñar, sería una caldera piro tubular cuyos módulos de expansión compartirían fluidos al interior del cuerpo de la caldera, con una cámara de gases externa que haría parte integral del cuerpo del equipo, ya que resulta en un equipo con menor número de partes más fácil de operar y mantener y con menor probabilidad de falla
- Después de concluir el diseño térmico de la caldera, se obtuvo que el sistema de transferencia de calor estaría compuesto por un hogar formado a partir de tubería comercial NPS 12 in cedula 40, mientras que el segundo paso estaría compuesto por 50 tubos NPS 1 ¼ in cedula 40, cuyas longitudes para el modulo primario serian de 0,66 m, y cada módulo de expansión aportaría 0,3 m adicionales de longitud.
- Se diseñó un sistema de control de nivel y presión del líquido de tipo on-off, que prende y apaga el quemador y o la bomba de alimentación dependiendo de las condiciones en el interior de la caldera. Este sistema cuenta con dos modos de operación una para realizar tareas de mantenimiento como lavado e inspección del quemador y otro para la operación normal del equipo.
- La simulación por elementos finitos arrojó que el máximo esfuerzo al que se sometería la brida encargada de la unión entre módulos sería de 14,6 ksi, que está por debajo del esfuerzo máximo permitido para el material, que según el código ASME parte D es de 20 ksi por lo que se concluye que la brida es capaz de resistir las cargas de trabajo, brindando un factor de seguridad de aproximadamente 1.37
- El estudio de impacto ambiental arrojó que el componente físico-químico; más afectado es la calidad del aire debido al incremento de temperatura y la

liberación de material particulado al ambiente, situaciones propias de la operación normal de la caldera.

- El estudio financiero arrojó que los costos de fabricación del módulo principal sería aproximadamente \$16.902.382 y cada módulo secundario costaría \$5.918.168.

10. RECOMENDACIONES

- Se recomienda evaluar la posibilidad de que cada módulo cuente con un sistema de ruedas que facilite su instalación.
- El equipo y sus módulos de expansión de potencia se diseñaron bajo condiciones ISO o sobre el nivel del mar, las cuales dan rendimientos específicos. Se recomienda desarrollar curvas de rendimiento vs humedad relativa, presión atmosférica, y temperatura ambiente, para ser anexadas en los catálogos de instalación y mantenimiento.
- Para aumentar la eficiencia del equipo se recomienda instalar calentadores de aire para recuperar el calor perdido en los gases de escape, que según los resultados de diseño térmico es la principal fuente de pérdida de calor en la caldera.
- Por falta de tiempo solo se simuló el comportamiento de un componente crítico de la caldera, por lo que para tener certeza de los cálculos realizados se recomienda hacer la simulación de todos los componentes sometidos a esfuerzos y la simulación del sistema de transferencia de calor.
- Para reducir de alguna manera la magnitud del daño a la atmósfera, se recomienda seguir rigurosamente lo establecido en los catálogos de mantenimiento y operación, asegurando así que la caldera trabaje siempre de manera óptima, a su máxima eficiencia, sin fugas de vapor y pérdidas de combustible.

BIBLIOGRAFÍA

AMERICAN SOCIETY OF MECHANICAL ENGINEERS. 2010. *Reglas para la construcción de calderas de potencia*. [ed.] ASME II. New York : s.n., 2010. p. 292 Sección II.

AMERICAN SOCIETY OF MECHANICAL ENGINEERS. 2007. *II part D properties (Customary) Materials*. [ed.] ASME. 2007. p. 906.

CENGEL. Yunes. Transferencia de calor. 3ed. México, McGraw-Hill Education, 2007. 744p.

ESTRADA, Juan, Manuel. Diseño y Calculo de Recipientes Sujetos a Presión. Edición 2001. México. 135p. .

INSTITUTO COLOMBIANO DE NORMAS TÉCNICAS Y CERTIFICACIÓN. Norma Técnica Colombiana NTC 4490: Referencias Documentales Para Fuentes De Información Electrónica. 1998.

INSTITUTO COLOMBIANO DE NORMAS TÉCNICAS Y CERTIFICACIÓN. Norma Técnica Colombiana NTC 1486: Documentación Presentación De Tesis, Trabajos De Grado y Otros Trabajos De Investigación. 2008.

INSTITUTO COLOMBIANO DE NORMAS TÉCNICAS Y CERTIFICACIÓN. Norma Técnica Colombiana NTC 5613: Referencias Bibliográficas. Contenido, Forma y Estructura. 2008. KAKAC, Sidak. Heat Exchangers. 2ed. Miami, CRC Press LLC, 2002. ISBN, 0-8496-0902-6.

KAKAC, Sidak. Heat Exchangers. 2ed. Miami, CRC Press LLC, 2002. ISBN, 0-8496-0902-6.

KAKAC. Sadik. Boilers Evaporators and condenseres. 1 ed. Miami, 1991. 474p. ISBN 0.471-62170-6.

KENNETH E, Heselton. 2005. , *Heselton. Boiler operator's handbook*. s.l. : Edición ilustrada. The Fairmont Press, Inc., 2005. p. 405.

KOHAN, Anthony L. 2001. *Manual de calderas*. 4ta. ed. Madrid : McGRAW_HILL, 2001. p. 407.

LP, Zick. Diseño y cálculo de recipientes sujetos a presión, Citado por ESTRADA, Juan Manuel. Stresses in Large Horizontal Cylindrical Pressure Vessels on Two Saddle Supports. 2001. 120p .

MAHAJAN , anti K. *The Design of Process Equipment*. 3ra. ed. s.l. : PUBLISCHIG INC. p. 175.

Mc. Cabeet., *Operaciones Unitarias en Ingeniería Química*, 4ª Ed., McGraw-Hill, 1991.

Shield, Carl D. , *Calderas: Tipos, Características y sus Funciones*, duodécima impresión, Continental S,A. de C.V. , México.

ANEXO A ENCUESTA SELECCIÓN DE CALDERA

INFORMACIÓN GENERAL DEL TIPO DE CALDERA:																								
Esta encuesta tiene como finalidad brindar información de utilidad para realizar el diseño de una caldera de vapor que se ajuste a las necesidades de las microempresas colombianas, por lo que el cuestionario está enfocado en resolver los siguientes objetivos específicos: determinar el tamaño y el tipo de calderas instaladas, determinar los parámetros de funcionamiento que mejor se ajusten a las necesidades de la industria colombiana, identificar los gustos y preferencias del consumidor, determinar el nivel de aceptación que podría tener una caldera modular.																								
Tipo de Caldera: Horizontal ___ Vertical ___	#Pasos	Presión máxima de trabajo																						
Capacidad nominal	Combustible																							
PARAMETROS DE FUNCIONAMIENTO																								
¿A qué presión de trabajo operan normalmente su caldera?																								
¿Cuántas horas al día opera su caldera?																								
¿A qué temperatura entra el agua a la caldera?																								
¿Qué tipo de tratamiento se le da al agua que entra a la caldera?																								

GESTIÓN DE CALIDAD Y OPORTUNIDADES DE MEJORA																								
¿Qué aspectos de su caldera le gustara mejora o eliminar?																								

¿Cuál de las siguientes características considera usted importante a la hora de elegir una caldera? Marque con X en la casilla al frente de la característica seleccionada y califique la importancia de dicha característica en un rango de 1 a 10 en el recuadro CAL, donde 1 es la calificación más baja y 10 la más alta																								
<table border="1" style="margin: auto; border-collapse: collapse;"> <thead> <tr> <th style="width: 80%;">CARACTERÍSTICAS</th> <th style="width: 20%;">CAL</th> </tr> </thead> <tbody> <tr><td>Precio</td><td></td></tr> <tr><td>Tamaño</td><td></td></tr> <tr><td>Tipo de combustible</td><td></td></tr> <tr><td>Consumo de combustible</td><td></td></tr> <tr><td>Costo de operación</td><td></td></tr> <tr><td>Facilidad en el transporte</td><td></td></tr> <tr><td>Facilidad en la instalación</td><td></td></tr> <tr><td>Facilidad de uso</td><td></td></tr> <tr><td>Facilidad de mantenimiento</td><td></td></tr> <tr><td>Seguridad de las personas</td><td></td></tr> </tbody> </table>			CARACTERÍSTICAS	CAL	Precio		Tamaño		Tipo de combustible		Consumo de combustible		Costo de operación		Facilidad en el transporte		Facilidad en la instalación		Facilidad de uso		Facilidad de mantenimiento		Seguridad de las personas	
CARACTERÍSTICAS	CAL																							
Precio																								
Tamaño																								
Tipo de combustible																								
Consumo de combustible																								
Costo de operación																								
Facilidad en el transporte																								
Facilidad en la instalación																								
Facilidad de uso																								
Facilidad de mantenimiento																								
Seguridad de las personas																								

ANEXO B PROPIEDADES DEL AIRE

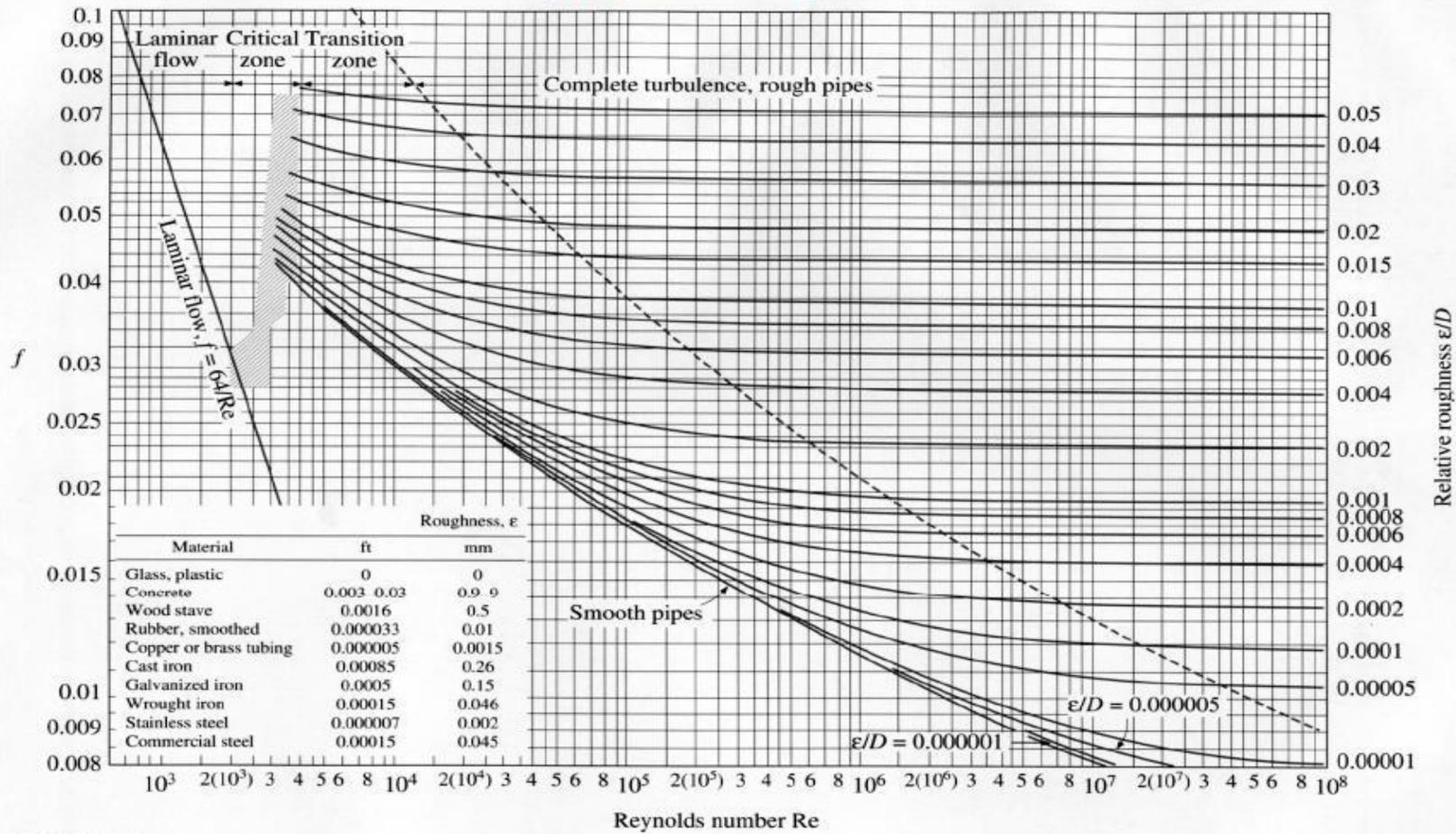
Temp., $T, ^\circ\text{C}$	Densidad, $\rho, \text{kg/m}^3$	Calor específico, $c_p, \text{J/kg} \cdot \text{K}$	Conductividad térmica, $k, \text{W/m} \cdot \text{K}$	Difusividad térmica, $\alpha, \text{m}^2/\text{s}^2$	Viscosidad dinámica, $\mu, \text{kg/m} \cdot \text{s}$	Viscosidad cinemática, $\nu, \text{m}^2/\text{s}$	Número de Prandtl, Pr
-150	2.866	983	0.01171	4.158×10^{-6}	8.636×10^{-6}	3.013×10^{-6}	0.7246
-100	2.038	966	0.01582	8.036×10^{-6}	1.189×10^{-5}	5.837×10^{-6}	0.7263
-50	1.582	999	0.01979	1.252×10^{-5}	1.474×10^{-5}	9.319×10^{-6}	0.7440
-40	1.514	1 002	0.02057	1.356×10^{-5}	1.527×10^{-5}	1.008×10^{-5}	0.7436
-30	1.451	1 004	0.02134	1.465×10^{-5}	1.579×10^{-5}	1.087×10^{-5}	0.7425
-20	1.394	1 005	0.02211	1.578×10^{-5}	1.630×10^{-5}	1.169×10^{-5}	0.7408
-10	1.341	1 006	0.02288	1.696×10^{-5}	1.680×10^{-5}	1.252×10^{-5}	0.7387
0	1.292	1 006	0.02364	1.818×10^{-5}	1.729×10^{-5}	1.338×10^{-5}	0.7362
5	1.269	1 006	0.02401	1.880×10^{-5}	1.754×10^{-5}	1.382×10^{-5}	0.7350
10	1.246	1 006	0.02439	1.944×10^{-5}	1.778×10^{-5}	1.426×10^{-5}	0.7336
15	1.225	1 007	0.02476	2.009×10^{-5}	1.802×10^{-5}	1.470×10^{-5}	0.7323
20	1.204	1 007	0.02514	2.074×10^{-5}	1.825×10^{-5}	1.516×10^{-5}	0.7309
25	1.184	1 007	0.02551	2.141×10^{-5}	1.849×10^{-5}	1.562×10^{-5}	0.7296
30	1.164	1 007	0.02588	2.208×10^{-5}	1.872×10^{-5}	1.608×10^{-5}	0.7282
35	1.145	1 007	0.02625	2.277×10^{-5}	1.895×10^{-5}	1.655×10^{-5}	0.7268
40	1.127	1 007	0.02662	2.346×10^{-5}	1.918×10^{-5}	1.702×10^{-5}	0.7255
45	1.109	1 007	0.02699	2.416×10^{-5}	1.941×10^{-5}	1.750×10^{-5}	0.7241
50	1.092	1 007	0.02735	2.487×10^{-5}	1.963×10^{-5}	1.798×10^{-5}	0.7228
60	1.059	1 007	0.02808	2.632×10^{-5}	2.008×10^{-5}	1.896×10^{-5}	0.7202
70	1.028	1 007	0.02881	2.780×10^{-5}	2.052×10^{-5}	1.995×10^{-5}	0.7177
80	0.9994	1 008	0.02953	2.931×10^{-5}	2.096×10^{-5}	2.097×10^{-5}	0.7154
90	0.9718	1 008	0.03024	3.086×10^{-5}	2.139×10^{-5}	2.201×10^{-5}	0.7132
100	0.9458	1 009	0.03095	3.243×10^{-5}	2.181×10^{-5}	2.306×10^{-5}	0.7111
120	0.8977	1 011	0.03235	3.565×10^{-5}	2.264×10^{-5}	2.522×10^{-5}	0.7073
140	0.8542	1 013	0.03374	3.898×10^{-5}	2.345×10^{-5}	2.745×10^{-5}	0.7041
160	0.8148	1 016	0.03511	4.241×10^{-5}	2.420×10^{-5}	2.975×10^{-5}	0.7014
180	0.7788	1 019	0.03646	4.593×10^{-5}	2.504×10^{-5}	3.212×10^{-5}	0.6992
200	0.7459	1 023	0.03779	4.954×10^{-5}	2.577×10^{-5}	3.455×10^{-5}	0.6974
250	0.6746	1 033	0.04104	5.890×10^{-5}	2.760×10^{-5}	4.091×10^{-5}	0.6946
300	0.6158	1 044	0.04418	6.871×10^{-5}	2.934×10^{-5}	4.765×10^{-5}	0.6935
350	0.5664	1 056	0.04721	7.892×10^{-5}	3.101×10^{-5}	5.475×10^{-5}	0.6937
400	0.5243	1 069	0.05015	8.951×10^{-5}	3.261×10^{-5}	6.219×10^{-5}	0.6948
450	0.4880	1 081	0.05298	1.004×10^{-4}	3.415×10^{-5}	6.997×10^{-5}	0.6965
500	0.4565	1 093	0.05572	1.117×10^{-4}	3.563×10^{-5}	7.806×10^{-5}	0.6986
600	0.4042	1 115	0.06093	1.352×10^{-4}	3.846×10^{-5}	9.515×10^{-5}	0.7037
700	0.3627	1 135	0.06581	1.598×10^{-4}	4.111×10^{-5}	1.133×10^{-4}	0.7092
800	0.3289	1 153	0.07037	1.855×10^{-4}	4.362×10^{-5}	1.326×10^{-4}	0.7149
900	0.3008	1 169	0.07465	2.122×10^{-4}	4.600×10^{-5}	1.529×10^{-4}	0.7206
1 000	0.2772	1 184	0.07868	2.398×10^{-4}	4.826×10^{-5}	1.741×10^{-4}	0.7260
1 500	0.1990	1 234	0.09599	3.908×10^{-4}	5.817×10^{-5}	2.922×10^{-4}	0.7478
2 000	0.1553	1 264	0.11113	5.664×10^{-4}	6.630×10^{-5}	4.270×10^{-4}	0.7539

Nota: Para los gases ideales, las propiedades c_p , k , μ y Pr son independientes de la presión. Las propiedades ρ , ν y α a una presión P (en atm) diferente de 1 atm se determinan al multiplicar los valores de ρ , a la temperatura dada, por P y al dividir ν y α entre P .

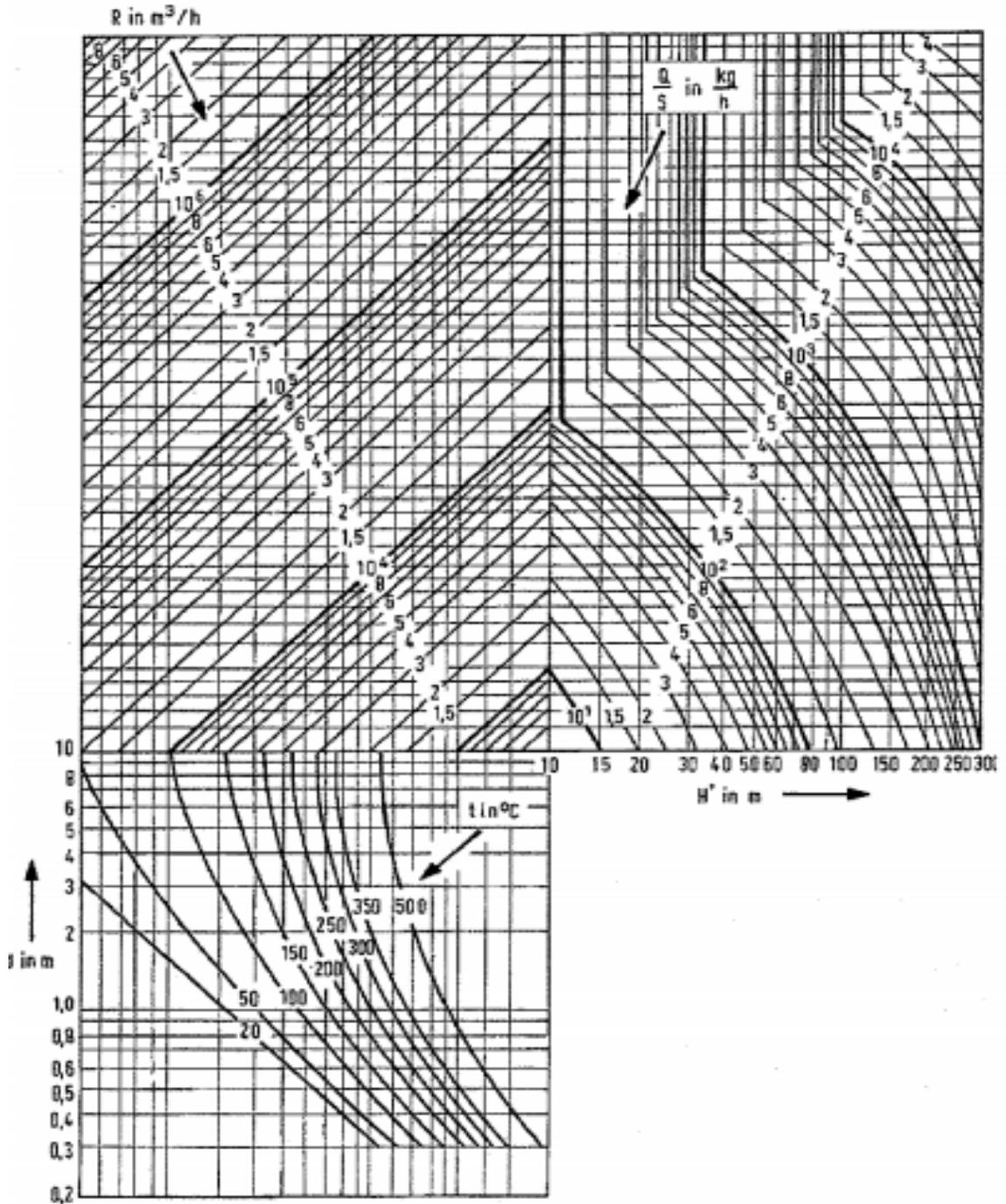
Fuente: Datos generados basándose en el software EES desarrollado por S. A. Klein y F. L. Alvarado. Fuentes originales: Keenan, Chao, Keyes, Gas Tables, Wiley, 198, y Thermophysical Properties of Matter, Vol. 3: Thermal Conductivity, Y. S. Touloukian, P. E. Liley, S. C. Saxena, Vol. 11: Viscosity, Y. S. Touloukian, S. C. Saxena y P. Hestermann, IFI/Plenum, NY, ISBN 0-306067020-8.

ANEXO C DIAGRAMA DE MOODY

Diagrama de Moody



ANEXO D
 MONOGRAMA DE DETERMINACIÓN DE LA ALTURA DE LA CHIMENEA



Fuente: *Guía Ambiental Alemana de Control de Contaminación del Aire (TA LUFT - Technische Anleitung zur Reinhaltung der Luft)*, 2002, Alemania

ANEXO E VALVULA DE GLOBO SPIRAX SARCO



Cert. No. SGI 3204401

ISO 9001

spirax sarco

TI-G37-04

ST Issue 2

Válvula de globo en bridas DIN Hard Fig. 221N y Fig. 241N

Obturador de disco autocentrado que asegura cierre hermético

Baja caída de presión

Descripción

Válvula con cuerpo en hierro fundido (Fig. 221N) y en acero (Fig. 241N). Internos en acero inoxidable. Empaquetadura de grafito. Conexiones en bridas DIN con distancias entre caras según DIN 3202 F1.

Aplicaciones

Para aplicaciones de agua, agua sobrecalentada, vapor, fluidos industriales, gases e hidrocarburos.

Tamaños y conexiones

Fig 221N: DN15, 20, 25, 32, 40, 50, 65, 80, 100, 125, 150, 200, 250 y 300

Fig 241N: DN15, 20, 25, 32, 40, 50, 65, 80, 100, 125, 150 y 200
bridas EN 1092 - 2 (Fig. 221N), DIN 2545 (Fig. 241N)

Condiciones límite

Condiciones máximas de diseño del cuerpo	Fig. 221N	PN16
	Fig. 241N	PN40
TMO - Temperatura máxima de trabajo	Fig. 221N	300°C
	Fig. 241N	400°C
Prueba hidráulica:	Fig. 221N	24 bar r
	Fig. 241N	60 bar r

Rango de operación

Fig. 221N Fundición gris EN-GJL-250 (GG 25)

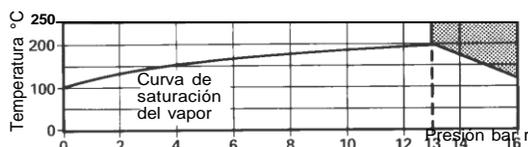
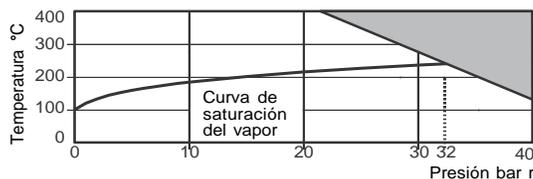


Fig. 241N Acero GP240GH (GSC 25)

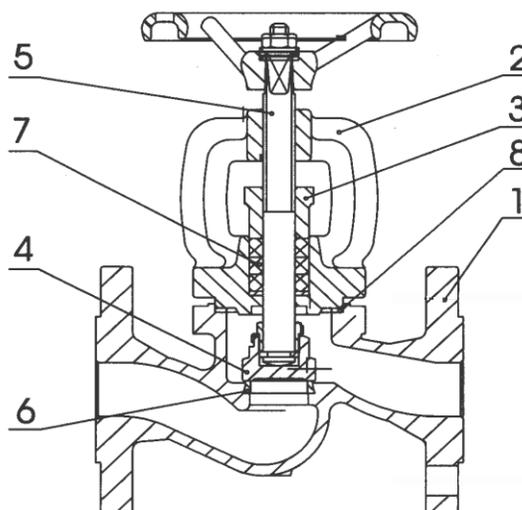


La válvula no puede trabajar en esta zona

Valores de K_V

DN	15	20	25	32	40	50	65	80	100	125	150	200	250	300
K_V	5,9	7,4	13	18	30	41	79	115	181	225	364	690	1010	1460

Para conversión C_V (UK) = $K_V \times 0,963$ C_V (US) = $K_V \times 1,156$



Materiales

No	Parte	Material
1	Cuerpo	Fig. 221N Fundición gris EN-GJL-250
		Fig. 241N Acero GP240GH 1.0619
2	Tapa	Fig. 221N Fundición gris EN-GJL-250
		Fig. 241N Acero GP240GH 1.0619
3	Prensaestopas	Fig. 221N DN15-32 F. dúctil EN-GJS-500-7
		DN40-300 F. Gris EN-GJL-250
		Fig. 241N Acero GP240GH
4	Obturador	Acero inoxidable X20Cr13 1.4021
5	Husillo	Acero inoxidable X20Cr13 1.4021
6	Asiento	Acero inoxidable X12Cr13 1.4006
7	Estopada	Grafito
8	Junta	Grafito + CrNiSt

En beneficio del desarrollo y mejora del producto, nos reservamos el derecho de cambiar la especificación.

ANEXO F CARACTERISTICAS VALVULA DE SEGURIDAD

Local regulations may restrict the use of this product to below the conditions quoted.
In the interests of development and improvement of the product, we reserve the right to change the specification without notice. © Copyright 2012



TI-P316-01
CH Issue 15

SV615 Safety Valve

Description

The SV615 full lift, full nozzle safety valve is suitable for steam, air, inert industrial gas and non-hazardous liquid service.

Applications

The SV615 is suitable for the protection of steam or hot water boilers, generators, vessels, receivers and air compressors, autoclaves, downstream of pressure reducing valves and for general pressure relief applications.

Available types

Valves are available in sizes ranging from DN15 to DN50 and have a bronze body with female screwed connections and a stainless steel nozzle. There is also the option of a 1" sanitary clamp inlet connection on the smaller sizes. All valves have a closed bonnet with either a lifting lever or closed cap (gas tight cap option). An optional soft seal is available in Nitrile, EPDM or Viton. Where frequent washdown occurs or aesthetic appearance is a consideration, this product can also be supplied with an electroless nickel plated (ELNP) finish to the body, lever housing (or sealed cap) and lever. A mechanically fastened stainless steel name-plate can also be provided - For full details contact Spirax Sarco.

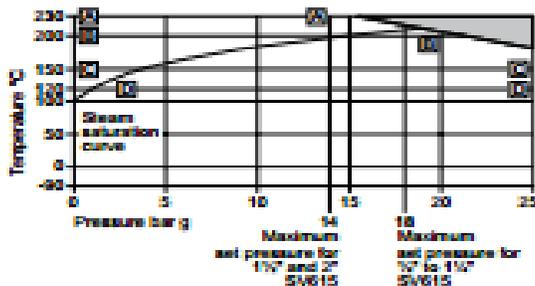
Standards and approvals

The SV615 complies with the requirements of EN ISO 4126:2004 and carries the CE mark indicating full compliance with the requirements of the European Pressure Equipment Directive 97/23/EC. Approval Authority and Notified Body is SAFed T&S. Seat tightness complies with ASME/API STD 527- Revision 2000.

Certification

A manufacturer's Typical Test Report is provided as standard for each valve which will include valve set and hydraulic test pressure. Also available on request is material certification in accordance with EN10204 3.1.

Pressure/temperature limits



The product must not be used in this region.

- A - A Maximum operating temperature with metal seat.
- B - B Maximum operating temperature with Viton seat.
- C - C Maximum operating temperature with EPDM seat.
- D - D Maximum operating temperature with Nitrile seat.

Sizes and end connections

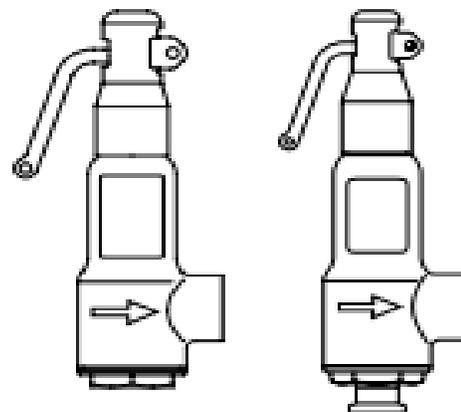
DN15, DN20, DN25, DN32, DN40 and DN50.

Inlet connections

Screwed BSP (BS 21 parallel) or NPT female connections.
1" Sanitary clamp compatible (DN15, DN20 and DN25 sizes only)
BS 4825 / ISO 2852 / DIN 32676 - Safety valves with these connections have a surface finish of 0.8 µm on primary worked parts.

Outlet connections

Screwed BSP (BS 21 parallel) or NPT female connection.



Screwed female version

1" Sanitary clamp version

Body design conditions		PN25
Set pressure range	Maximum	1/2" to 1 1/2" 18 bar g 1 1/2" and 2" 14 bar g
	Minimum	0.3 bar g
Temperature	Metal seat	Minimum -30°C Maximum +200°C
	Nitrile seat *	Minimum -30°C Maximum +120°C
	EPDM seat *	Minimum -30°C Maximum +150°C
	Viton seat *	Minimum -30°C Maximum +200°C
Overpressure	Gas	10%
	Liquid	10%
Performance data	Blowdown limits	Steam, gas 10% Liquids 20%
	Derated coefficient of discharge values	Steam, gas 0.71 Liquid 0.52
Maximum permitted backpressure		10% of set pressure

*Tested at a maximum inlet cold hydraulic test pressure of 37.5 bar g

*Note: Soft seal inserts are not suitable for steam applications.

Table 1 - SV615 flow capacity for saturated steam in kilograms per hour (kg/h)
 (calculated in accordance with EN ISO 4126-2004 at 5% overpressure)
 Derated coefficient of discharge (Kdr) = 0.71

Valve size DN in/out	15/20	20/32	25/40	32/50	40/65	50/80
Flow area (mm ²)	113	314	482	661	1075	1662
Set pressure (bar g)	Flow capacity for dry saturated steam kg/h					
0.5	71	168	265	417	678	1049
1.0	95	223	379	554	901	1363
1.5	118	328	472	690	1122	1734
2.0	141	390	564	824	1341	2073
2.5	164	455	655	959	1559	2410
3.0	187	519	747	1092	1776	2746
3.5	209	582	838	1225	1993	3081
4.0	232	645	929	1358	2208	3414
4.5	255	708	1019	1490	2424	3747
5.0	277	771	1109	1622	2638	4079
5.5	300	833	1199	1754	2853	4410
6.0	322	896	1289	1886	3067	4741
6.5	345	958	1379	2017	3280	5071
7.0	367	1020	1469	2148	3494	5401
7.5	390	1083	1559	2279	3707	5731
8.0	412	1145	1648	2410	3920	6060
8.5	434	1207	1737	2541	4132	6389
9.0	457	1269	1827	2672	4345	6717
9.5	479	1331	1916	2803	4557	7046
10.0	501	1393	2005	2933	4769	7374
11.0	546	1517	2184	3184	5194	8000
12.0	591	1641	2362	3434	5618	8625
13.0	635	1765	2540	3715	6042	9249
14.0	680	1889	2718	3975	-	-
15.0	724	2012	2897	4236	-	-
16.0	769	2136	3075	4496	-	-
17.0	813	2260	3253	4757	-	-
18.0	858	2384	3431	5018	-	-

Table 2 - SV615 flow capacity for air in litres per second (normal l/s) at 0°C and 1.013 bar a
 (calculated in accordance with EN ISO 4126-2004 at 10% overpressure)
 Derated coefficient of discharge (Kdr) = 0.71

Valve size DN in/out	15/20	20/32	25/40	32/50	40/65	50/80
Flow area (mm ²)	113	314	482	661	1075	1662
Set pressure (bar g)	Flow capacity for air l/s					
0.5	34	87	97	142	230	356
1.0	33	91	131	191	311	481
1.5	41	115	163	241	392	606
2.0	50	138	199	291	473	732
3.0	67	188	267	391	635	983
4.0	84	233	332	490	797	1233
5.0	101	280	403	590	959	1483
6.0	118	328	472	690	1121	1734
7.0	135	375	540	790	1283	1984
8.0	152	422	608	890	1445	2235
9.0	169	470	676	990	1608	2485
10.0	186	517	744	1090	1770	2736
11.0	203	564	812	1190	1932	2986
12.0	220	612	880	1290	2094	3237
13.0	237	659	948	1390	2256	3487
14.0	254	706	1017	1490	2418	3738
16.0	288	831	1153	1698	-	-
18.0	322	892	1289	1895	-	-

Table 3 - SV515 flow capacity for water in kilogrammes per hour (kg/h) at 20°C
 (calculated in accordance with EN ISO 4126:2004 at 10% overpressure)
 Derated coefficient of discharge (Kdr) = 0.52

Valve size DN in/out	15/20	20/32	25/40	32/50	40/65	50/80
Flow area (mm ²)	113	314	482	661	1 075	1 662
Set pressure (bar g)	Flow capacity for water kg/h					
0.5	2 216	6 159	8 866	12 903	21 085	32 559
1.0	3 135	8 719	12 538	18 335	29 819	46 102
1.5	3 859	10 668	15 388	22 458	36 521	56 483
2.0	4 433	12 318	17 731	25 930	42 171	65 198
3.0	5 429	15 085	21 717	31 758	51 649	79 851
4.0	6 269	17 430	25 076	36 671	59 839	92 204
5.0	7 009	19 478	28 038	40 999	66 678	102 088
6.0	7 678	21 335	30 712	44 913	73 042	112 927
7.0	8 293	23 045	33 173	48 511	78 995	121 975
8.0	8 866	24 636	35 463	51 861	84 342	130 397
9.0	9 404	26 130	37 614	55 006	89 458	138 307
10.0	9 912	27 544	39 649	57 982	94 297	145 788
11.0	10 396	28 888	41 584	60 812	98 900	152 904
12.0	10 858	30 172	43 433	63 516	103 298	159 703
13.0	11 302	31 405	45 207	66 110	107 515	166 234
14.0	11 738	32 590	46 913	68 605	111 574	172 499
16.0	12 538	34 840	50 152	73 342	-	-
18.0	13 299	36 954	53 194	77 791	-	-

Table 4 - SV515 flow capacities for hot water in kilowatts (kW) at or above 100°C
 (calculated in accordance with EN ISO 4126:2004)
 Derated coefficient of discharge (Kdr) = 0.52

Valve size DN in/out	15/20	20/32	25/40	32/50	40/65	50/80
Flow area (mm ²)	113	314	482	661	1 075	1 662
Set pressure (bar g)	Flow capacity for hot water kW					
0.5	29.96	83.26	119.86	175.27	285.06	443.71
1.0	43.60	112.81	162.39	237.47	386.21	597.09
1.5	51.23	142.36	204.92	299.66	487.36	753.47
2.0	61.86	171.96	247.45	361.86	588.51	909.86
3.0	83.13	230.99	332.51	486.24	790.81	1 232.62
4.0	94.39	260.08	417.57	610.63	993.11	1 535.38
5.0	125.66	349.17	502.83	735.02	1 195.42	1 848.15
6.0	146.92	408.26	587.69	859.41	1 397.72	2 160.91
7.0	168.19	467.36	672.75	983.80	1 600.12	2 473.67
8.0	189.45	526.45	757.81	1 108.18	1 802.32	2 786.43
9.0	210.72	585.54	842.88	1 232.57	2 004.62	3 099.20
10.0	231.98	644.63	927.94	1 356.96	2 206.92	3 411.96
11.0	253.25	703.72	1 013.00	1 481.35	2 409.22	3 724.72
12.0	274.51	762.81	1 098.06	1 605.74	2 611.52	4 037.49
13.0	295.78	821.90	1 183.12	1 730.12	2 813.82	4 350.25
14.0	317.04	880.99	1 268.18	1 854.51	3 016.12	4 663.01
16.0	359.58	999.17	1 438.30	2 103.29	-	-
18.0	402.11	1 117.36	1 608.42	2 352.06	-	-

ANEXO G CARACTERISTICAS DEL CONTROL DE NIVEL

OPERATION

Maximum Pressure: 150 psi (10.5 kg/cm²)

Electrical Ratings

Voltage	Pump/Circuit Rating (Amperes)		Pilot Duty
	Full Load	Locked Rotor	
120 VAC	7.4	44.4	345 VA at 120 or 240 VAC
240 VAC	3.7	22.2	

Alarm Circuit Rating	
Voltage	Amps
120 VAC	1
240 VAC	1/2

Motor Horsepower	
Voltage	Hp
120 VAC	1/3
240 VAC	1/3

Enclosure rating: NEMA 1 General Purpose

Settings and Differential Pressures

Values are $\pm 1/8"$ (3.2mm).

Series 150S, 157S			
Pressure	Setting	Approximate Distance Above Cast Line In. (mm)	Differential In. (mm)
0 psi (0 kg/cm ²)	Pump Off	15/16 (24)	5/16 (8)
	Pump On	5/8 (16)	
	Burner On	5/8 (16)	3/8 (16)
	Burner Off	1/4 (6.4)	
150 psi (10.5 kg/cm ²)	Pump Off	13/8 (41)	3/4 (19)
	Pump On	5/8 (16)	
	Burner On	7/8 (22)	7/8 (22)
	Burner Off	0 (0)	

150 psi (10.5 kg/cm²) Levels

Model 150S-MD, and 157S-MD			
Pressure	Setting	Approximate Distance Above Cast Line In. (mm)	Differential In. (mm)
0 psi (0 kg/cm ²)	Pump Off	15/16 (24)	3/8 (16)
	Pump On	9/16 (14)	
	Burner Off	0 (0)	N/A
150 psi (10.5 kg/cm ²)	Pump Off	17/16 (37)	3/4 (19)
	Pump On	11/16 (17)	
	Burner Off	- 3/8 (-16)	N/A

150 psi (10.5 kg/cm²) Levels

ANEXO H CARACTERISTICAS PRESOSTATO HONEYWELL

L404F,T,V PRESSURETROL® CONTROLLERS

SPECIFICATIONS

Model:
L404F,T,V PressureTrol® Controllers. See Table 1.

Table 1. Models with kPa—psi and Other Pressure Scales.

Model Number	Operating Ranges		Subtractive Differential ^a		Maximum Diaphragm pressure	
	kPa	psi	kPa	psi	kPa	psi
L404F1060	15 to 100	2 to 15	15 to 40	2 to 6	170	25
L404F1078	35 to 350	5 to 50	40 to 100	6 to 14	590	85
L404F1094	140 to 2070	20 to 300	140 to 345	20 to 50	2410	350 ^b
L404F1102	70 to 1035	10 to 150	70 to 150	10 to 22	1550	225
L404F1219 ^c	15 to 100	2 to 15	15 to 40	2 to 6	170	25
L404F1243 ^c	35 to 350	5 to 50	40 to 100	6 to 14	590	85
L404F1227 ^c	70 to 1035	10 to 150	70 to 150	10 to 22	1550	225
L404F1235 ^c	140 to 2070	20 to 300	140 to 345	20 to 50	2410	350 ^b
L404F1300 ^c	415 to 1240	60 to 180	40 fixed	6.0 Fixed	1550	225
L404F1326	0 to 100	0 to 15	15 to 40	2 to 6	170	25
L404F1334	0 to 350	0 to 50	40 to 100	6 to 14	590	85
L404F1342	35 to 1000	5 to 145	70 to 150	10 to 22	1550	225
L404F1359	70 to 2000	10 to 290	140 to 345	20 to 50	2410	350 ^b
L404F1367	7 to 55	1 to 8	5 to 14	0.75 to 2	170	25
L404F1375 ^d	35 to 350	5 to 50	40 to 100	6 to 14	590	85
L404F1383 ^d	70 to 1035	10 to 150	70 to 150	10 to 22	1550	225
L404F1391 ^d	140 to 2070	20 to 300	140 to 345	20 to 50	2410	350 ^b
L404F1409 ^d	15 to 100	2 to 15	15 to 40	2 to 6	170	25
L404F1441	0.35 to 3.5 Kg/cm ²	5 to 50 psi	0.4 to 1.0 Kg/cm ²	6 to 14 psi	6 Kg/cm ²	85 psi
L404T1055	35 to 350	5 to 50	40 to 100	6 to 14	590	85
L404T1063	70 to 1035	10 to 150	70 to 150	10 to 22	1550	225
L404V1087 ^d	70 to 1035	10 to 150	70 to 150	10 to 22	1550	225
L404V1095 ^d	35 to 350	5 to 50	40 to 100	6 to 14	590	85

^a Nominal at midscale operating range.

^b Brass bellows instead of stainless steel diaphragm.

^c Models with 1/4-19 BSPT thread instead of 1/4-18 NPT thread.

^d Make-on-rise models with terminal B omitted for miswiring compliance.

ORDERING INFORMATION

When purchasing replacement and modernization products from your TRADELINE® wholesaler or distributor, refer to the TRADELINE® Catalog or price sheets for complete ordering number.

If you have additional questions, need further information, or would like to comment on our products or services, please write or phone:

1. Your local Honeywell Automation and Control Products Sales Office (check white pages of your phone directory).
2. Honeywell Customer Care
1885 Douglas Drive North
Minneapolis, Minnesota 55422-4386

In Canada—Honeywell Limited/Honeywell Limitée, 35 Dynamic Drive, Toronto, Ontario M1V 4Z9.

International Sales and Service Offices in all principal cities of the world. Manufacturing in Australia, Canada, Finland, France, Germany, Japan, Mexico, Netherlands, Spain, Taiwan, United Kingdom, U.S.A.

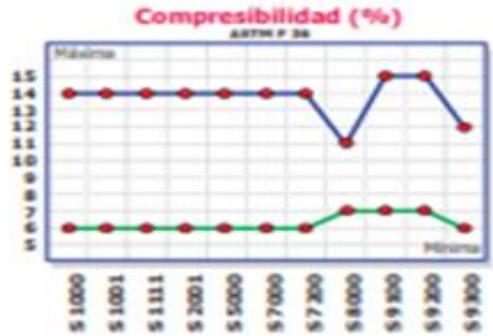
ANEXO I
VALORES TABULADOS

TABLE G
TABULAR VALUES FOR FIG. G

D_o/T	L/D_o	A	D_o/T	L/D_o	A	D_o/T	L/D_o	A	D_o/T	L/D_o	A	D_o/T	L/D_o	A	D_o/T	L/D_o	A		
4	2.2	0.959 -01	8	3.0	0.212 -01	20	0.8	0.203 -01	30	3.0	0.246 -02	50	6.0	0.548 -03	80	4.0	0.424 -03		
	2.6	0.884		4.0	0.192		1.0	0.156		4.0	0.177		7.0	0.502		6.6	0.241		
	3.0	0.839		5.0	0.184		1.2	0.127		4.4	0.161		8.0	0.478		8.0	0.205		
	4.0	0.783		7.0	0.179		2.0	0.713 -02		5.0	0.147		10.0	0.458		10.0	0.186		
	5.0	0.759		10.0	0.176		3.0	0.446		6.0	0.136		12.0	0.449		14.0	0.176		
	7.0	0.739		20.0	0.174		3.4	0.388		7.0	0.130		16.0	0.444		30.0	0.172		
	10.0	0.729		50.0	0.174		4.0	0.342		10.0	0.125		40.0	0.440		50.0	0.172		
	30.0	0.720					5.0	0.308		30.0	0.122		50.0	0.440					
	50.0	0.720		10	0.56		0.964 -01	7.0		0.287	50.0		0.122				100	0.05	0.741 -01
				0.7	0.720		10.0	0.280					60	0.074		0.954 -01	0.07	0.398	
5	1.4	0.929 -01		1.0	0.463	40.0	0.275	40	0.12	0.864 -01		0.10	0.556		0.10	0.220			
	1.6	0.802	1.2	0.371	50.0	0.275	0.2		0.385	0.14	0.323	0.14	0.133						
	2.0	0.658	2.0	0.201			0.3		0.222	0.2	0.193	0.20	0.831 -02						
	2.4	0.586	2.4	0.165	25	0.2	0.877 -01		0.4	0.155	0.4	0.812 -02	0.40	0.364					
	3.0	0.532	3.0	0.139		0.3	0.484		0.6	0.958 -02	0.6	0.510	0.5	0.283					
	4.0	0.494	4.0	0.124		0.5	0.250		0.8	0.691	0.8	0.371	0.8	0.170					
	5.0	0.478	5.0	0.118		0.8	0.143		1.0	0.539	1.0	0.291	1.0	0.134					
	7.0	0.465	7.0	0.114		1.0	0.111		1.2	0.441	2.0	0.138	2.0	0.641 -03					
	10.0	0.459	10.0	0.112		1.2	0.902 -02		2.0	0.252	3.0	0.886 -03	4.0	0.305					
	30.0	0.454	16.0	0.111		2.0	0.508		4.0	0.117	4.0	0.645	6.0	0.195					
50.0	0.453	50.0	0.111	3.0		0.323	5.0	0.912 -03	6.0	0.409	8.0	0.142							
				3.4		0.278	6.0	0.804	7.0	0.364	10.0	0.124							
				4.0		0.235	7.0	0.756	8.0	0.341	14.0	0.114							
6	1.2	0.837 -01	15	0.34	0.968 -01	4.4	0.219	8.0	0.731	10.0	0.322	25.0	0.110						
	1.6	0.584		0.4	0.770	5.0	0.204	10.0	0.708	14.0	0.310	50.0	0.110						
	2.0	0.469		0.6	0.453	6.0	0.191	16.0	0.692	40.0	0.306								
	2.4	0.411		1.0	0.244	7.0	0.186	40.0	0.688	50.0	0.306	125	0.05	0.480 -01					
	3.0	0.369		1.2	0.197	10.0	0.180	50.0	0.688				0.06	0.344					
	4.0	0.341		2.0	0.109	30.0	0.176			80	0.054		0.990 -01	0.08	0.210				
	5.0	0.329		2.4	0.890 -02	50.0	0.176	50	0.088	0.930 -01	0.07		0.608	0.10	0.148				
	7.0	0.320		3.0	0.691			0.1	0.782	0.09	0.391		0.14	0.917 -02					
	10.0	0.316		4.0	0.573	30	0.16	0.904 -01	0.2	0.263	0.10		0.328	0.2	0.578				
	30.0	0.312		5.0	0.534		0.2	0.635	0.3	0.154	0.14		0.196	0.4	0.257				
50.0	0.312	6.0	0.516	0.3	0.357		0.4	0.108	0.20	0.120	0.6		0.165						
		10.0	0.497	0.4	0.246		0.6	0.677 -02	0.24	0.950 -02	0.8		0.121						
		40.0	0.490	0.6	0.150		0.8	0.490	0.4	0.516	1.0		0.955 -03						
		50.0	0.490	0.8	0.108		1.0	0.384	0.6	0.328	2.0	0.459							
		20	0.24	0.982 -01	1.0		0.838 -02	2.0	0.181	0.8	0.239	4.0	0.220						
		0.4	0.477	1.2	0.683		4.0	0.842 -03	1.0	0.188	6.0	0.141							
		0.6	0.286	2.0	0.388		5.0	0.652	2.0	0.895 -03	9.0	0.904 -04							

ANEXO J CARACTERISTICAS FIBRA DE ASBESTO

Propiedades Físicas para láminas de asbesto y no asbesto



* Para convertir MPa a PSI multiplicar el valor deseado por la constante 145,033

Carta de Resistencia Química

	\$ 1000	\$ 1001	\$ 1111	\$ 2001	\$ 5000	\$ 7000	\$ 7200	\$ 8000	\$ 9100	\$ 9200	\$ 9300
Dibencil éter	A	C	C	A	X	C	C	X	X	X	
Dibutil cftalato	A	A	C	A	A	A	A	C	A	A	A
Dicloro benceno	X	X	X	X	A	C	X	X	C	C	C
Dicromato de potasio	X	X	X	C	C	X	C	A	A	A	A
Dicromato de Sodio	A	A	A	A	A	A	C	C	C	C	C
Dietilamina	X	X	X	A	X	X	C	C	C	C	C
Dietilenglicol	A	A	C	A	A	A	A	C	C	C	C
Difenil	A	C	X	C	A	X	C	C	C	C	C
Difil	A	C	X	C	A	X	C	C	C	C	C
Difosfato de amonio	C	C	C	C	A	A	C	C	A	A	A
Dimetil éter	X	X	X	X	A	X	X	C	C	C	C
Dimetil formamida	A	A	A	A	A	A	X	X	X	X	X
Dióxido de azufre	A	C	C	C	A	X	C	X	X	X	X
Dióxido de Carbono	A	A	A	A	A	A	A	A	A	A	A
Dioxano	A	A	C	A	A	A	A	C	C	C	C
Dipentano	A	A	C	A	A	A	A	A	A	A	A
Disulfuro de carbono	A	X	X	X	A	X	X	C	C	C	C
Electrolito	X	X	X	X	C	X	X	C	C	C	C
Emulsión de leche	A	A	A	A	A	A	A	A	A	A	A
Ester acético de acetato	A	A	A	A	A	A	A	A	A	A	A
Estireno	A	A	C	A	A	A	A	C	C	C	C
Etano	A	A	A	A	A	X	A	A	A	A	A
Etanol diamina	A	C	X	C	A	A	C	A	A	A	A
Éter	A	C	X	C	A	X	C	C	C	C	C
Éter de Petróleo	A	C	X	C	A	A	C	C	A	A	A
Étil benceno	X	X	X	X	A	A	X	C	C	C	C
Étil bromido	X	X	X	X	A	X	X	C	C	C	C
Étil celulosa	A	A	A	A	A	A	A	A	A	A	A
Étil cloruro (cloruro de etilo)	A	C	X	C	A	X	A	C	C	C	C
Étil éter	X	X	X	X	C	X	C	A	A	A	A
Étilen diamina	C	C	X	C	A	A	C	C	A	A	A
Étilen glicol	A	A	A	A	A	A	A	A	A	A	A
Étileno	A	A	C	A	A	A	A	A	A	A	A
Étileno cloruro (cloruro de etileno)	A	C	X	C	A	X	C	C	C	C	C
Fenil éter	A	C	X	C	A	X	C	C	C	C	C
Fenil hidracina	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X
Fenol	A	C	X	C	A	X	C	X	X	X	X
Fluido de Transmisión	X	X	X	X	A	X	A	A	A	A	A
Fluoruro de aluminio	X	X	X	X	C	C	X	C	A	A	A
Formaldehído	A	A	A	A	A	X	A	C	A	A	A
Fosfato de amonio	X	X	X	X	C	X	C	A	A	A	A
Fosfato de sodio	A	A	A	A	A	A	A	A	A	A	A
Furan	A	A	A	A	A	A	A	C	A	A	A
Furfural	A	A	A	A	A	A	A	C	C	C	C
Gas de alto horno	C	C	C	C	C	C	C	A	A	A	A
Gas de hulla	A	A	A	A	A	X	A	A	A	A	A
Gas de población	X	X	X	X	C	C	X	C	A	A	A
Gas Natural	A	A	A	A	A	X	A	A	A	A	A
Gases de chimenea	A	A	A	A	A	A	A	A	A	A	A
Gasolina	A	A	C	A	A	A	A	A	A	A	A
Gelatina	A	A	A	A	A	A	A	C	A	A	A
Generador de gas	X	X	X	X	C	C	X	C	A	A	A
Glicerina	A	A	A	A	A	A	A	A	A	A	A
Glicol	A	A	A	A	A	A	A	A	A	A	A
Glucosa	A	A	A	A	A	A	A	A	A	A	A
Goma	A	A	A	A	A	A	A	A	A	A	A
Hexano	A	C	X	C	A	A	C	C	C	C	C
Hidracina hidratada	X	X	X	X	C	C	X	C	A	A	A
Hidróclorito de calcio	X	X	X	X	C	X	C	A	A	A	A
Hidrógeno	A	A	A	A	X	A	C	A	A	A	A
Hidróxido de Bario	X	X	X	X	A	A	C	C	A	A	A
Hidróxido de calcio	A	A	A	A	A	A	A	A	A	A	A
Hidróxido de Magnesio	A	A	A	A	A	A	A	A	A	A	A
Hidróxido de potasio	C	C	C	C	C	C	A	X	X	X	X
Hidróxido de sodio	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X
Hipoclorito de calcio	A	A	A	A	A	A	X	C	C	C	C
Hipoclorito de potasio	X	X	X	X	C	X	C	A	A	A	A
Hipoclorito de sodio	A	A	A	A	A	A	X	C	C	C	C
Isopropil éter	C	X	X	X	A	X	X	C	C	C	C
Jabón	X	X	X	X	A	X	C	A	A	A	A
Jugo de caña	A	A	A	A	A	A	A	A	A	A	A
Jugo de remolacha	A	A	A	A	A	A	A	A	A	A	A

	\$ 1000	\$ 1001	\$ 1111	\$ 2001	\$ 5000	\$ 7000	\$ 7200	\$ 8000	\$ 9100	\$ 9200	\$ 9300
Kerosena	C	X	X	X	A	A	X	C	A	A	A
Laja blanqueadora	A	A	A	A	A	X	A	C	C	C	C
Líquido blanqueador	X	X	X	X	A	A	X	C	A	A	A
Mercurio	A	A	A	A	A	X	A	A	A	A	A
Metano	A	A	A	A	A	A	A	A	A	A	A
Metanol	A	A	A	A	A	A	A	A	A	A	A
Metil étil cetona	A	A	A	A	A	A	A	C	C	C	C
Metil étil cetona butanona	X	X	X	X	C	C	X	X	C	C	C
Metil Isobutil cetona	A	A	A	A	A	C	A	C	C	C	C
Monóxido de carbón	X	X	X	X	C	C	X	C	C	C	C
Mortaza	A	A	C	A	A	A	A	C	A	A	A
Nafta	X	X	X	X	A	X	C	A	A	A	A
Naftaleno	A	C	C	C	A	A	C	C	C	C	C
Naftaleno 2D	C	X	X	X	A	X	C	C	C	C	C
Nitrato de amonio	X	X	X	X	A	X	A	A	A	A	A
Nitrato de plata	A	C	C	C	A	C	A	A	A	A	A
Nitrato de plomo	A	A	A	A	C	X	A	C	C	C	C
Nitrato de potasio	X	X	X	X	C	X	C	A	A	A	A
Nitrato de sodio	A	A	A	A	A	A	A	C	C	C	C
Nitrito de Sodio	A	A	A	A	A	A	A	C	C	C	C
Nitrobenceno	A	C	C	C	A	X	C	X	X	X	X
Nitrógeno	A	A	C	A	A	A	A	C	A	A	A
Octano	X	X	X	X	C	C	X	C	A	A	A
Oxidó de Nitrógeno	A	A	C	A	A	X	A	A	A	A	A
Oxígeno	X	X	X	X	A	X	C	A	A	A	A
Oxeno	A	X	X	X	A	X	A	A	A	A	A
Parafina	A	A	A	A	A	A	A	A	A	A	A
Pentano	X	X	X	X	A	X	A	A	A	A	A
Percloro-etileno	A	X	X	X	A	X	C	C	C	C	C
Perrnanganato de potasio	X	X	X	X	A	X	A	A	A	A	A
Peroxido de hidrógeno	X	X	X	X	A	X	A	A	A	A	A
Peroxido de hidrógeno (baja concentración)	A	X	X	X	A	X	C	C	C	C	C
Petróleo	C	X	X	X	A	X	C	A	A	A	X
Prídina	A	C	X	C	A	X	C	X	X	X	X
Potasa Cáustica	A	A	C	A	C	X	A	C	C	C	C
Productor de gas	A	A	A	A	A	X	A	A	A	A	A
Propano	A	A	A	A	A	X	A	A	A	A	A
Sales de Aluminio	A	A	A	A	A	X	A	C	C	C	C
Sales de Amonio	A	A	A	A	A	X	A	C	C	C	C
Sales de Bario	A	A	A	A	A	A	A	A	A	A	A
Salmuera	C	C	C	C	A	A	C	X	A	A	A
Salmuera refrigerante	A	A	A	A	A	X	A	C	C	C	C
Silicato de Sodio	A	A	A	A	A	A	A	A	A	A	A
Soda Cáustica	A	A	C	A	C	X	A	C	C	C	C
Solución de jabón	A	A	C	A	A	A	A	A	A	A	A
Soluciones Alcalinas	A	C	C	C	X	C	C	C	C	C	C
Sulfato de aluminio	C	C	C	C	A	A	C	A	A	A	A
Sulfato de cobre	A	A	A	A	A	X	A	A	A	A	A
Sulfato de cromo potásico	C	C	C	A	A	A	C	A	A	A	A
Sulfato de hierro	A	A	A	A	A	A	A	A	A	A	A
Sulfato de Magnesio	A	A	A	A	A	A	A	A	A	A	A
Sulfato de níquel	A	A	A	A	A	A	A	A	A	A	A
Sulfato de potasio	A	A	A	A	A	A	A	A	A	A	A
Sulfato de Sodio	A	A	A	A	A	A	A	A	A	A	A
Sulfato de Zinc	A	A	A	A	X	A	C	A	A	A	A
Sulfato de Bario	C	C	C	C	A	A	C	A	A	A	A
Sulfato de Hidrogeno	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X
Sulfato de Sodio	A	A	A	A	A	A	A	A	A	A	A
Tetracloruro de carbón	X	X	X	X	C	C	X	C	C	C	C
Tetraíne	C	X	X	X	A	X	A	A	A	A	A
Thiosulfato de sodio	A	A	A	A	A	A	A	C	C	C	C
Tolueno	X	X	X	X	A	X	A	A	A	A	A
Termentina	C	C	C	C	A	A	C	A	A	A	A
Tricloro Fósfato	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X
Tricloroetileno	C	X	X	X	A	X	C	C	C	C	C
Triscloramina	A	A	A	A	A	A	A	A	A	A	A
Urea	C	C	C	C	A	A	C	A	A	A	A
Vapor	A	A	A	A	A	A	A	C	A	A	A
Vinil acetato	X	X	X	X	A	A	C	A	A	A	A
Xileno	X	X	X	X	A	X	C	A	A	A	A
Xilol	X	X	X	X	A	X	C	A	A	A	A
Yoduro/yodatos	A	A	A	A	X	A	C	A	A	A	A

A Resistente

C Depende de las condiciones de operación

X No recomendado

Cuadro resumen temperatura-presión en láminas de asbesto y de no asbesto



Referencia	Temperatura máxima	Presión máxima
S 1000	540 °C (1004 °F)	140 bar (2030 PSI)
S 1001	450 °C (842 °F)	100 bar (1450 PSI)
S 1111	350 °C (662 °F)	60 bar (870 PSI)
S 2001	450 °C (842 °F)	100 bar (1450 PSI)
S 5000	500 °C (932 °F)	130 bar (1885 PSI)
S 7000	550 °C (1022 °F)	200 bar (2900 PSI)
S 7200	500 °C (932 °F)	150 bar (2175 PSI)
S 8000 *	500 °C (932 °F)	130bar (1884 PSI)
S 9100 *	400 °C (752 °F)	100 bar (1450 PSI)
S 9200 *	450 °C (842 °F)	120 bar (1740 PSI)
S 9300 *	400 °C (752 °F)	150 bar (2175 PSI)

* Para temperatura en vapor ver información en el interior

Aplicaciones típicas

Producto	Referencia	1000	1001	1111	2001	5000	7000	7200	8000	9100	9200	9300
Vapor saturado		●	●	●	●	●	●	●	●	●	●	●
Vapor supersaturado		●	●	X	●	●	●	●	●	X	●	●
Agua fría y caliente		●	●	●	●	●	●	●	●	●	●	●
Gases industriales		●	●	●	●	●	●	●	●	●	●	●
Aceites calientes		●	●	●	●	●	●	●	●	●	●	●
Químicos en general		●	●	●	●	●	●	●	●	●	●	●
Ácidos fuertes		*	*	*	*	*	*	*	*	*	*	*
Ácidos suaves		●	●	●	●	●	●	●	●	●	●	●
Álcalis fuertes		●	●	●	●	●	●	●	●	●	●	●
Álcalis suaves		●	●	●	●	●	●	●	●	●	●	●
Refrigerantes		X	X	X	X	●	X	X	●	X	X	X
Salmuera		●	●	●	●	●	●	●	●	●	●	●
Lubricantes		●	●	●	●	●	●	●	●	●	●	●
Altas temperaturas		○	○	○	○	○	●	○	○	○	○	○

- Recomendado dependiendo de las condiciones de operación
- Para temperaturas mayores a 550 °C recomendamos usar nuestra referencia HITEMP a base de grafito flexible expandido.
- * Recomendamos usar nuestra referencia TEF SEAL, a base de PTFE expandido 100% Virgen en cordón o en láminas.
- X no recomendado

SEALCO S.A.

FAX: (574) 281 7327
E-mail: sealco@cisealco.com
www.cisealco.com

DISTRIBUIDOR

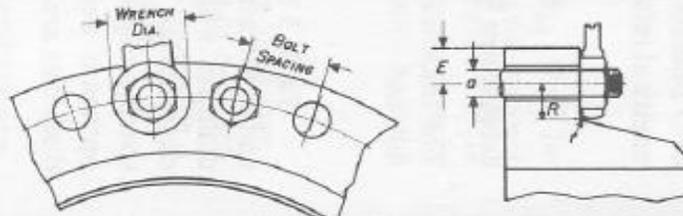
0025 rev 05-14

ANEXO K DATOS DE APERNADO

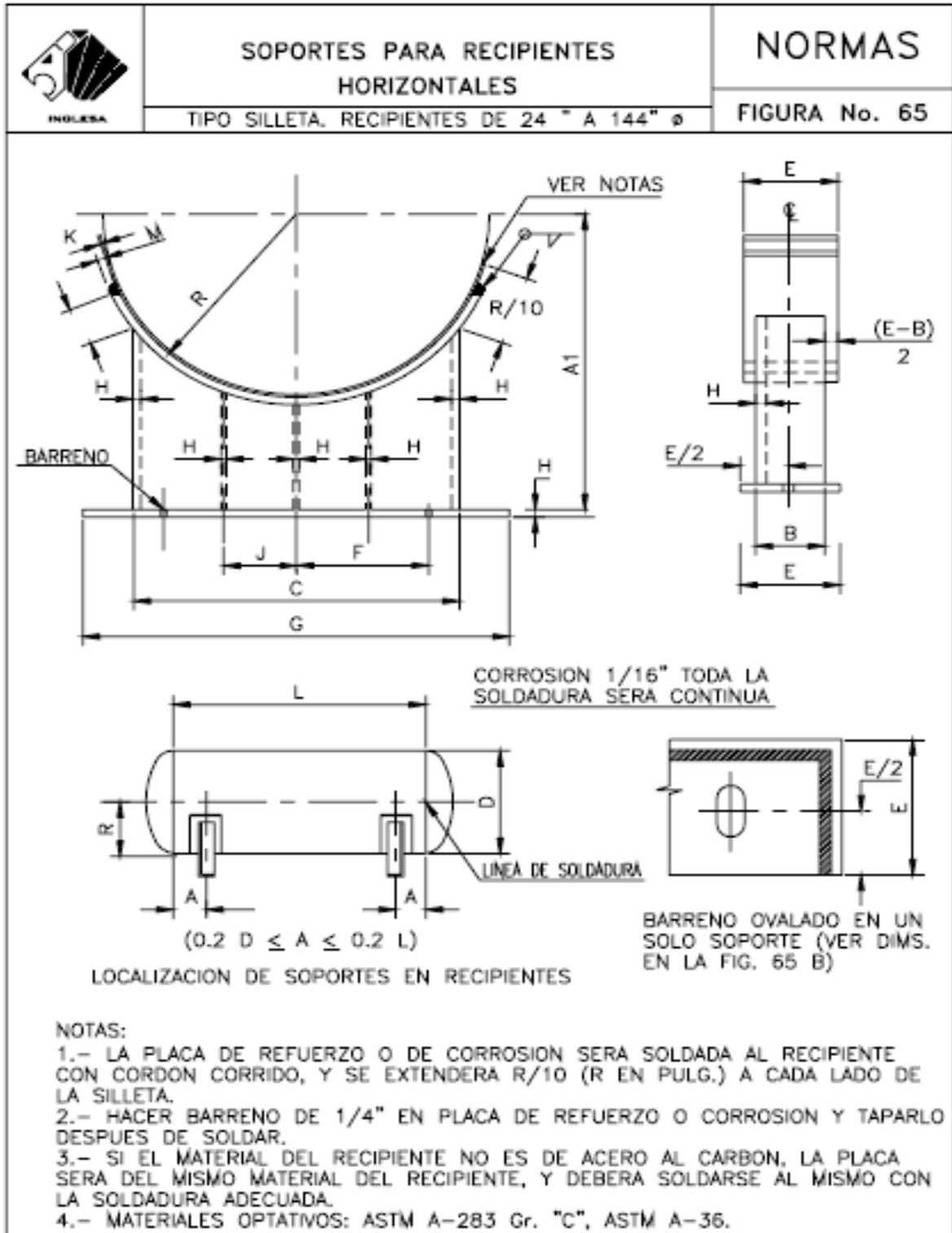
Bolt Size <i>a</i>	Coarse Thread Series		8 Thread Series	Nut Dimensions		Minimum			Maximum Fillet Radius <i>r</i>	Wrench Diameter
	Threads per Inch	Root Area Sq. In.	Root Area Sq. In.	Across Flats	Across Corners	Bolt Spacing	Radial Distance <i>R</i>	Edge Distance <i>E</i>		
1/2	13	.126	--	7/8	.969	1 1/4	13/16	5/8	1/4	1 1/2
5/8	11	.202	--	1 1/16	1.175	1 1/2	15/16	3/4	5/16	1 3/4
3/4	10	.302	--	1 1/4	1.383	1 3/4	1 1/8	13/16	3/8	2 1/16
7/8	9	.419	--	1 7/16	1.589	2 1/16	1 1/4	15/16	3/8	2 3/8
1	8	.551	.551	1 5/8	1.796	2 1/4	1 3/8	1 1/16	7/16	2 3/8
1 1/8	7	.693	.728	1 13/16	2.002	2 1/2	1 1/2	1 1/8	7/16	2 7/8
1 1/4	7	.890	.929	2	2.209	2 3/16	1 3/4	1 1/4	9/16	3 1/4
1 3/8	6	1.054	1.155	2 3/16	2.416	3 1/16	1 7/8	1 3/8	9/16	3 1/2
1 1/2	6	1.294	1.405	2 3/8	2.622	3 1/4	2	1 1/2	5/8	3 3/4
1 5/8	5 1/2	1.515	1.680	2 5/16	2.828	3 1/2	2 1/8	1 5/8	5/8	4
1 3/4	5	1.744	1.980	2 3/4	3.035	3 3/4	2 1/4	1 3/4	5/8	4 1/4
1 7/8	5	2.049	2.304	2 15/16	3.242	4	2 3/8	1 7/8	5/8	4 1/2
2	4 1/2	2.300	2.652	3 1/8	3.449	4 1/4	2 1/2	2	1 1/16	4 3/4
2 1/4	4 1/2	3.020	3.423	3 1/2	3.862	4 3/4	2 3/4	2 1/4	1 1/16	5 1/4
2 1/2	4	3.715	4.292	3 3/8	4.275	5 1/4	3 1/16	2 3/8	13/16	5 7/8
2 3/4	4	4.618	5.259	4 1/4	4.688	5 3/4	3 3/8	2 5/8	7/8	6 1/2
3	4	5.621	6.324	4 5/8	5.102	6 1/4	3 5/8	2 7/8	15/16	7

Bolt and nut dimensions are those given in ANSI B18.2

* (Courtesy of Energy Products Group)



ANEXO L
DIMENSIONES DE LAS SILLETA



CARACTERÍSTICAS																	
DIAM. RECIPIENTE D	CARGA ÚNICA PARA SOPORTE Kg	TODAS LAS DIMENSIONES EN PULGADAS											PESO DE UN SOPORTE Kg	CARGA ÚNICA RECIPIENTES			
		A1	B	C	D	E	F	G	H	J	K	DIÁMETRO ANCLA			DIÁMETRO BARRILLO	BARRILLO ONALAZO	FILITE DE SOLDADURA
24	3410	19	6	22	3/8	7	8	23	5/16	11	3/16	3/4	1	1/4-1/2	1/4	23	1
30	4545	22	6	27	7/16	7	10-1/2	29	5/16	13-1/2	3/16	3/4	1	1/4-1/2	1/4	30	1
36	6818	25	6	32	1/2	7	12-1/2	34	3/8	16	1/4	3/4	1	1/4-1/2	1/4	41	1
42	9090	28	6	38	9/16	7	16	40	1/2	19	5/16	3/4	1	1/4-1/2	5/16	50	1
48	18180	31	8	43	5/8	9	18	45	1/2	21-1/2	3/8	7/8	1-1/8	1/4-1/2-3/4	3/8	91	1
54	22727	34	8	48	5/8	9	20	50	1/2	12	3/8	7/8	1-1/8	1/4-1/2-3/4	3/8	110	2
60	27270	37	8	53	5/8	9	23	55	1/2	13	3/8	7/8	1-1/8	1/4-1/2-3/4	3/8	123	2
66	34090	40	8	58	5/8	9	25	60	1/2	14	3/8	7/8	1-1/8	1/4-1/2-3/4	3/8	136	2
72	38636	43	8	63	5/8	9	28	65	1/2	16	3/8	7/8	1-1/8	1/4-1/2-3/4	3/8	148	2
78	45455	46	8	69	5/8	9	31	71	1/2	17	3/8	7/8	1-1/8	1/4-1/2-3/4	3/8	160	2
84	68180	49	9	74	3/4	10	33	76	5/8	19	1/2	7/8	1-1/8	1/4-1/2-3/4	1/2	225	2
90	79540	52	9	79	3/4	10	35	81	5/8	20	1/2	7/8	1-1/8	1/4-1/2-3/4	1/2	250	2
96	90900	55	9	84	3/4	10	37	86	5/8	21	1/2	1	1-1/4	1-1/4x2	1/2	270	2
102	104540	58	9	90	3/4	10	40	92	5/8	23	1/2	1	1-1/4	1-1/4x2	1/2	295	2
108	125000	61	10	95	3/4	11	42	97	5/8	24	1/2	1	1-1/4	1-1/4x2	1/2	320	2
114	159100	64	10	100	3/4	11	44	102	5/8	25	1/2	1	1-1/4	1-1/4x2	1/2	345	2
120	177270	67	10	105	3/4	11	46	107	5/8	26	1/2	1	1-1/4	1-1/4x2	1/2	365	2
126	200000	70	10	110	3/4	11	48	112	5/8	28	1/2	1	1-1/4	1-1/4x2	1/2	385	2
132	227270	73	10	116	3/4	11	51	118	5/8	29	1/2	1	1-1/4	1-1/4x2	1/2	410	2
138	245450	76	10	121	3/4	11	53	123	5/8	30	1/2	1	1-1/4	1-1/4x2	1/2	430	2
144	263600	79	10	126	3/4	11	55	128	5/8	32	1/2	1	1-1/4	1-1/4x2	1/2	455	2

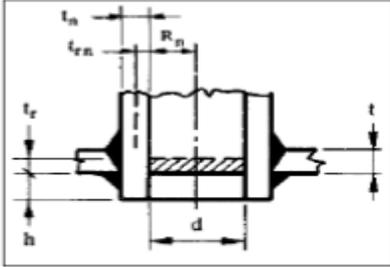


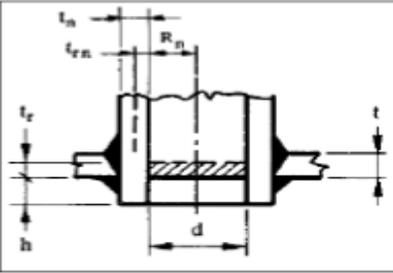
SOPORTE PARA RECIPIENTES HORIZONTALES

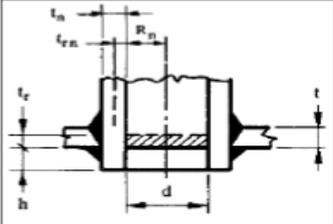
NORMAS
FIGURA No. 65

ANEXO M
ANALISIS DE BOQUILLAS

ANALISIS BOQUILLA VALVULA DE SEGURIDAD						
Dimensiones	Dimensiones de la boquilla			Datos de diseño		
	t	0,31	in	P	130	psi
	tn	0,113	in	S	11700	psi
	tr	0,12072	in	R	0,412	in
	trn	0,00461	in	E	1	
	Rn	0,412	in	Soldadura		
	d	0,824	in	Valor entre 1/4 in y 0,7t		
	h	1	in	1/4	in	
	Espesor de la coraza requerido					
$tr = \frac{P \cdot R}{SE - 0,6P} =$		0,120720811			in	
Espesor de la boquilla requerido						
$trn = \frac{P \cdot R}{SE - 0,6P} =$		0,004608501			in	
Area de refuerzo requerida						
$A = d \cdot tr =$		0,099473948			in ²	
Factores de calculo						
F= 1 para tapas planas	fr1=Sn/Sv	fr2=menor de (Sn o Sp)/Sv	te = espesor del refuerzo			
1	0,585	0,585	0			
Area de refuerzo disponible en la coraza (Se elige el mayor)						
$A_1 = (d - 2 \cdot tn)(t - F \cdot tr) =$		0,114683955			0,11986199	in ²
$A_1 = (2 \cdot t)(t - F \cdot tr) =$		0,119861993				in ²
Exceso en el cuello de la boquilla (Se elige el menor)						
$A_2 = 2(tn - trn)(2,5 \cdot t \cdot fr_1) =$		0,10			0,04	in ²
$A_2 = 2(tn - trn)(2,5 \cdot tn + te)fr_1 =$		0,0358261				in ²
Extension al interior del recipiente						
$A_3 = 2 \cdot tn \cdot fr_1 \cdot h =$		0,13221			in ²	
Area del cordón de soldadura						
$A_4 = WL^2 \cdot fr_1$		0,04			in ²	
$A_5 = WL^2 \cdot fr_2$		0,15			in ²	
Area de refuerzo disponible total		0,47			in ²	
LA BOQUILLA NO NECESITA REFUERZO						

ANALISIS BOQUILLA TAPONES DE INSPECCIÓN						
Dimensiones		Dimensiones de la boquilla			Datos de diseño	
	t	0,31	in	P	130	psi
	tn	0,203	in	S	11700	psi
	tr	0,1207208	in	R	0,412	in
	trn	0,0046085	in	E	1	
	Rn	1,234	in	Soldadura		
	d	2,468	in	Valor entre 1/4 in y 0,7t		
	h	1	in	1/4	in	
Espesor de la coraza requerido						
$tr = \frac{P \cdot R}{SE - 0,6P} =$		0,120720811			in	
Espesor de la boquilla requerido						
$trn = \frac{P \cdot R}{SE - 0,6P} =$		0,004608501			in	
Area de refuerzo requerida						
$A = d \cdot tr =$		0,297938962			in ²	
Factores de calculo						
F= 1 para tapas planas	fr1=Sn/Sv	fr2=menor de (Sn o Sp)/Sv	te = espesor del refuerzo			
1	0,585	0,585	0			
Area de refuerzo disponible en la coraza (Se elige el mayor)						
$A_1 = (d - 2 \cdot tn)(t - F \cdot tr) =$		0,395448687		0,3954487	in ²	
$A_1 = (2 \cdot t)(t - F \cdot tr) =$		0,119861993			in ²	
Exceso en el cuello de la boquilla (Se elige el menor)						
$A_2 = 2(tn - trn)(2,5 \cdot t \cdot fr_1) =$		0,18		0,12	in ²	
$A_2 = 2(tn - trn)(2,5 \cdot tn + te)fr_1 =$		0,117799912			in ²	
Extension al interior del recipiente						
$A_3 = 2 \cdot tn \cdot fr_1 \cdot h =$		0,23751			in ²	
Area del cordón de soldadura						
$A_4 = WL^2 \cdot fr_1$		0,04			in ²	
$A_5 = WL^2 \cdot fr_2$		0,15			in ²	
Area de refuerzo disponible total		0,93			in ²	
LA BOQUILLA NO NECESITA REFUERZO						

ANALISIS BOQUILLA VALVULA DE DISTRIBUCIÓN						
Dimensiones		Dimensiones de la boquilla			Datos de diseño	
	t	0,31	in	P	130	psi
	tn	0,145	in	S	11700	psi
	tr	0,12072081	in	R	0,412	in
	trn	0,0046085	in	E	1	
	Rn	0,805	in	Soldadura		
	d	1,61	in	Valor entre 1/4 in y 0,7t		
	h	1	in	1/4	in	
	Espesor de la coraza requerido					
$tr = \frac{P \cdot R}{SE - 0,6P} =$		0,120720811			in	
Espesor de la boquilla requerido						
$trn = \frac{P \cdot R}{SE - 0,6P} =$		0,004608501			in	
Area de refuerzo requerida						
$A = d \cdot tr =$		0,194360506			in ²	
Factores de calculo						
F= 1 para tapas planas	fr1=Sn/Sv	fr2=menor de (Sn o Sp)/Sv	te = espesor del refuerzo			
1	0,585	0,585	0			
Area de refuerzo disponible en la coraza (Se elige el mayor)						
$A_1 = (d - 2 \cdot tn)(t - F \cdot tr) =$		0,253148529			0,2531485	in ²
$A_1 = (2 \cdot t)(t - F \cdot tr) =$		0,119861993				in ²
Exceso en el cuello de la boquilla (Se elige el menor)						
$A_2 = 2(tn - trn)(2,5 \cdot t \cdot fr_1) =$		0,13			0,06	in ²
$A_2 = 2(tn - trn)(2,5 \cdot tn + te)fr_1 =$		0,059543544				in ²
Extension al interior del recipiente						
$A_3 = 2 \cdot tn \cdot fr_1 \cdot h =$		0,16965			in ²	
Area del cordón de soldadura						
$A_4 = WL^2 \cdot fr_1$		0,04			in ²	
$A_5 = WL^2 \cdot fr_2$		0,15			in ²	
Area de refuerzo disponible total		0,67			in ²	
LA BOQUILLA NO NECESITA REFUERZO						

ANALISIS BOQUILLA VALVULA DE PURGA						
Dimensiones	Dimensiones de la boquilla			Datos de diseño		
	t	0,31	in	P	130	psi
	tn	0,113	in	S	11700	psi
	tr	0,12072081	in	R	0,412	in
	tm	0,0046085	in	E	1	
	Rn	0,412	in	Soldadura		
	d	0,824	in	Valor entre 1/4 in y 0,7t		
	h	1	in	1/4	in	
Espesor de la coraza requerido						
$tr = \frac{P \cdot R}{SE - 0,6P} =$		0,120720811			in	
Espesor de la boquilla requerido						
$trn = \frac{P \cdot R}{SE - 0,6P} =$		0,004608501			in	
Area de refuerzo requerida						
$A = d \cdot t_r =$		0,099473948			in ²	
Factores de calculo						
F= 1 para tapas planas	fr1=Sn/Sv	fr2=menor de (Sn o Sp)/Sv	te = epesor del refuerzo			
1	0,585	0,585	0			
Area de refuerzo disponible en la coraza (Se elige el mayor)						
$A_1 = (d - 2 \cdot tn)(t - F \cdot t_r) =$		0,114683955			0,11986199	in ²
$A_1 = (2 \cdot t)(t - F \cdot t_r) =$		0,119861993				in ²
Exceso en el cuello de la boquilla (Se elige el menor)						
$A_2 = 2(tn - trn)(2,5 \cdot t \cdot f_{r1}) =$		0,10			0,04	in ²
$A_2 = 2(tn - trn)(2,5 \cdot tn + te) f_{r1} =$		0,0358261				in ²
Extension al interior del recipiente						
$A_3 = 2 \cdot tn \cdot f_{r1} \cdot h =$		0,13221			in ²	
Area del cordón de soldadura						
$A_4 = WL^2 \cdot f_{r1}$		0,04			in ²	
$A_5 = WL^2 \cdot f_{r2}$		0,15			in ²	
Area de refuerzo disponible total		0,47			in ²	
LA BOQUILLA NO NECESITA REFUERZO						

ANÁLISIS BOQUILLA AGUJEROS DE INSPECCIÓN									
Dimensiones		Dimensiones de la boquilla		Datos de diseño					
		t	0,31	in	P	130	psi		
		tn	0,237	in	S	11700	psi		
		tr	0,120721	in	R	0,412	in		
		trn	0,004609	in	E	1			
		Rn	2,013	in	Soldadura				
		d	4,026	in				Valor entre 1/4 in y 0,7t	
		h	1	in				1/4	in
Espesor de la coraza requerido									
$t_r = \frac{P \cdot R}{SE - 0,6P} =$		0,120720811		in					
Espesor de la boquilla requerido									
$t_{rn} = \frac{P \cdot R}{SE - 0,6P} =$		0,004608501		in					
Area de refuerzo requerida									
$A = d \cdot t_r =$		0,486021986		in ²					
Factores de calculo									
F= 1 para tapas planas	fr1=Sn/Sv	fr2=menor de (Sn o Sp)/Sv	te = espesor del refuerzo						
1	0,585	0,585	0						
Area de refuerzo disponible en la coraza (Se elige el mayor)									
$A_1 = (d - 2 \cdot t_n)(t - F \cdot t_r) =$		0,681199679		0,6811997	in ²				
$A_1 = (2 \cdot t)(t - F \cdot t_r) =$		0,119861993			in ²				
Exceso en el cuello de la boquilla (Se elige el menor)									
$A_2 = 2(t_n - t_{rn})(2,5 \cdot t \cdot f_{r1}) =$		0,21		0,16	in ²				
$A_2 = 2(t_n - t_{rn})(2,5 \cdot t_n + t_e)f_{r1} =$		0,161099597			in ²				
Extension al interior del recipiente									
$A_3 = 2 \cdot t_n \cdot f_{r1} \cdot h =$		0,27729		in ²					
Area del cordón de soldadura									
$A_4 = WL^2 \cdot f_{r1}$		0,04		in ²					
$A_5 = WL^2 \cdot f_{r2}$		0,15		in ²					
Area de refuerzo disponible total		1,30		in ²					
LA BOQUILLA NO NECESITA REFUERZO									

 Fundación Universidad de América	FUNDACIÓN UNIVERSIDAD DE AMÉRICA	Código:
	PROCESO: GESTIÓN DE BIBLIOTECA	Versión 0
	Autorización para Publicación en el Repositorio Digital Institucional – Lumieres	Julio - 2016

AUTORIZACIÓN PARA PUBLICACIÓN EN EL REPOSITORIO DIGITAL INSTITUCIONAL LUMIERES

Yo **DAVID ERNESTO OSEJO MARTINEZ** en calidad de titular de la obra **DISEÑO DE UNA CALDERA DE GENERACIÓN DE VAPOR PIRO TUBULAR DE 10 BHP EXPANDIBLE A 25 BHP MEDIANTE MÓDULOS** elaborada en el año 2016, autorizo al **Sistema de Bibliotecas de la Fundación Universidad América** para que incluya una copia, indexe y divulgue en el Repositorio Digital Institucional – Lumieres, la obra mencionada con el fin de facilitar los procesos de visibilidad e impacto de la misma, conforme a los derechos patrimoniales que me corresponde y que incluyen: la reproducción, comunicación pública, distribución al público, transformación, en conformidad con la normatividad vigente sobre derechos de autor y derechos conexos (Ley 23 de 1982, Ley 44 de 1993, Decisión Andina 351 de 1993, entre otras).

Al respecto como Autor manifestó conocer que:

- La autorización es de carácter no exclusiva y limitada, esto implica que la licencia tiene una vigencia, que no es perpetua y que el autor puede publicar o difundir su obra en cualquier otro medio, así como llevar a cabo cualquier tipo de acción sobre el documento.
- La autorización tendrá una vigencia de cinco años a partir del momento de la inclusión de la obra en el repositorio, prorrogable indefinidamente por el tiempo de duración de los derechos patrimoniales del autor y podrá darse por terminada una vez el autor lo manifieste por escrito a la institución, con la salvedad de que la obra es difundida globalmente y cosechada por diferentes buscadores y/o repositorios en Internet, lo que no garantiza que la obra pueda ser retirada de manera inmediata de otros sistemas de información en los que se haya indexado, diferentes al Repositorio Digital Institucional – Lumieres de la Fundación Universidad América.
- La autorización de publicación comprende el formato original de la obra y todos los demás que se requiera, para su publicación en el repositorio. Igualmente, la autorización permite a la institución el cambio de soporte de la obra con fines de preservación (impreso, electrónico, digital, Internet, intranet, o cualquier otro formato conocido o por conocer).
- La autorización es gratuita y se renuncia a recibir cualquier remuneración por los usos de la obra, de acuerdo con la licencia establecida en esta autorización.
- Al firmar esta autorización, se manifiesta que la obra es original y no existe en ella ninguna violación a los derechos de autor de terceros. En caso de que el trabajo haya sido financiado por terceros, el o los autores asumen la responsabilidad del cumplimiento de los acuerdos establecidos sobre los derechos patrimoniales de la obra.
- Frente a cualquier reclamación por terceros, el o los autores serán los responsables. En ningún caso la responsabilidad será asumida por la Fundación Universidad de América.
- Con la autorización, la Universidad puede difundir la obra en índices, buscadores y otros sistemas de información que favorezcan su visibilidad.

Conforme a las condiciones anteriormente expuestas, como autor establezco las siguientes condiciones de uso de mi obra de acuerdo con la **licencia Creative Commons** que se señala a continuación:

 Fundación Universidad de América	FUNDACIÓN UNIVERSIDAD DE AMÉRICA	Código:
	PROCESO: GESTIÓN DE BIBLIOTECA	Versión 0
	Autorización para Publicación en el Repositorio Digital Institucional – Lumieres	Julio - 2016

	Atribución- no comercial- sin derivar: permite distribuir, sin fines comerciales, sin obras derivadas, con reconocimiento del autor.	<input type="checkbox"/>
	Atribución – no comercial: permite distribuir, crear obras derivadas, sin fines comerciales con reconocimiento del autor.	<input type="checkbox"/>
	Atribución – no comercial – compartir igual: permite distribuir, modificar, crear obras derivadas, sin fines económicos, siempre y cuando las obras derivadas estén licenciadas de la misma forma.	<input checked="" type="checkbox"/>

Licencias completas: http://co.creativecommons.org/?page_id=13

Siempre y cuando se haga alusión de alguna parte o nota del trabajo, se debe tener en cuenta la correspondiente citación bibliográfica para darle crédito al trabajo y a su autor.

De igual forma como autor autorizo la consulta de los medios físicos del presente trabajo de grado así:

AUTORIZO	SI	NO
La consulta física (sólo en las instalaciones de la Biblioteca) del CD-ROM y/o Impreso	✓	
La reproducción por cualquier formato conocido o por conocer para efectos de preservación	✓	

Información Confidencial: este Trabajo de Grado contiene información privilegiada, estratégica o secreta o se ha pedido su confidencialidad por parte del tercero, sobre quien se desarrolló la investigación. En caso afirmativo expresamente indicaré, en carta adjunta, tal situación con el fin de que se respete la restricción de acceso.	SI	NO
		✓

Para constancia se firma el presente documento en la ciudad de Bogotá, a los 12 días del mes de octubre del año 2017.

EL AUTOR:

Autor 1

Nombres	Apellidos
David Ernesto	Osejo Martínez
Documento de identificación No	Firma
1085255693	