



UNIVERSIDAD TÉCNICA DE AMBATO
FACULTAD DE INGENIERÍA CIVIL Y MECÁNICA
CARRERA DE INGENIERÍA MECÁNICA

**PROYECTO TÉCNICO PREVIO A LA OBTENCIÓN DEL TÍTULO DE
INGENIERO MECÁNICO**

TEMA:

**“DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN BANCO DE PRUEBAS DE
CALENTAMIENTO DE AIRE EN DUCTOS PARA EL LABORATORIO DE
ENERGÍA DE LA CARRERA DE INGENIERÍA MECÁNICA.”**

Autor: Jhonny Efraín Almeida Almeida

Tutor: Ing. Mg. Santiago Paúl Cabrera Anda

AMBATO – ECUADOR

Enero – 2021

CERTIFICACIÓN

En mi calidad de Tutor del Proyecto Técnico, previo a la obtención del título de Ingeniero Mecánico, con el tema: **“DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN BANCO DE PRUEBAS DE CALENTAMIENTO DE AIRE EN DUCTOS PARA EL LABORATORIO DE ENERGÍA DE LA CARRERA DE INGENIERÍA MECÁNICA”** elaborado por el Sr. Jhonny Efraín Almeida Almeida, portador de la cédula de ciudadanía: C.I. 1723976419, estudiante de la Carrera de Ingeniería Mecánica, de la Facultad de Ingeniería Civil y Mecánica.

Certifico:

- Que el presente proyecto técnico es original de su autor.
- Ha sido revisado cada uno de sus capítulos componentes.
- Está concluido en su totalidad.

Ambato, Enero 2021



.....
Ing. Mg. Santiago Paúl Cabrera Anda

TUTOR

AUTORIA DE LA INVESTIGACION

Yo, **Jhonny Efraín Almeida Almeida**, con C.I. 1723976419 declaro que todas las actividades y contenidos expuestos en el presente proyecto técnico con el tema **“DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN BANCO DE PRUEBAS DE CALENTAMIENTO DE AIRE EN DUCTOS PARA EL LABORATORIO DE ENERGÍA DE LA CARRERA DE INGENIERÍA MECÁNICA”**, así como también los análisis estadísticos, gráficos, conclusiones y recomendaciones son de mi exclusiva responsabilidad como autor del proyecto, a excepción de las referencias bibliográficas citadas en el mismo.

Ambato, Enero 2021



.....
Jhonny Efraín Almeida Almeida

CI. 1723976419

AUTOR

DERECHOS DEL AUTOR

Autorizo a la Universidad Técnica de Ambato, para que haga de este Proyecto Técnico o parte de él, un documento disponible para su lectura, consulta y procesos de investigación, según las normas de la Institución.

Cedo los derechos en línea patrimoniales de mi Proyecto Técnico, con fines de difusión pública, además apruebo la reproducción de este documento dentro de las regulaciones de la Universidad, siempre y cuando esta reproducción no suponga una ganancia económica y se realice respetando mis derechos de autor.

Ambato, Enero 2021



.....
Jhonny Efraín Almeida Almeida

CI. 1723976419

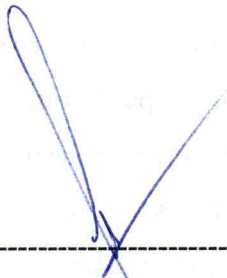
AUTOR

APROBACIÓN DEL TRIBUNAL DE GRADO

Los miembros del Tribunal de Grado aprueban el informe del Proyecto Técnico, realizado por el estudiante Jhonny Efraín Almeida Almeida. De la carrera de Ingeniería Mecánica bajo el tema: **“DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN BANCO DE PRUEBAS DE CALENTAMIENTO DE AIRE EN DUCTOS PARA EL LABORATORIO DE ENERGÍA DE LA CARRERA DE INGENIERÍA MECÁNICA”**.

Ambato, Enero 2021

Para constancia firman:



Ing. Mg. Luis Eduardo Escobar Luna
Miembro del Tribunal



Ing. Mg. José Luis Yunapanta Velastegui
Miembro del Tribunal

DEDICATORIA

El presente trabajo de titulación lo dedico con mucho cariño a mis amados padres Efraín Almeida y Mónica Almeida, quienes siempre me han brindado todo su apoyo incondicional para cumplir mis metas.

A mi hermano Jimmy, mis hermanas Macarena y Magaly y a mi pequeña sobrina Yanay, por siempre ayudarme a lo largo de mi vida y compartir conmigo momentos de alegría que me han incentivado a seguir creciendo personal y profesionalmente.

A toda mi familia quienes me han aconsejado para aprovechar de la mejor manera esta gran oportunidad de superación.

Jhonny Almeida

AGRADECIMIENTO

Primeramente, agradezco a Dios por brindarnos la salud a toda la familia y de este modo poder luchar juntos por nuestro bienestar, a mis padres por realizar un gran esfuerzo por todos sus hijos, superando las dificultades que se han presentado, a mis hermanos por siempre estar a mi lado en los buenos y malos momentos, a mis abuelos, tíos y primos por sus palabras de aliento, que sin duda fueron de mucha ayuda en el día a día para seguir adelante.

A mi querida institución, la Universidad Técnica de Ambato y su facultad de Ingeniería Civil y Mecánica, así como a todos los docentes de la carrera de Ingeniería Mecánica por darme la oportunidad de cumplir mi anhelada meta de formación profesional.

A mi tutor Ing. Mg. Santiago Cabrera por haberme brindado sus apoyo y conocimientos para la culminación de este proyecto

A todos mis amigos y demás personas que estuvieron siempre dispuestas a ser un apoyo incondicional a la largo de esta grata etapa de mi vida.

ÍNDICE GENERAL DE CONTENIDO

CERTIFICACIÓN	ii
AUTORIA DE LA INVESTIGACIÓN	iii
DERECHOS DEL AUTOR	iv
APROBACIÓN DEL TRIBUNAL DE GRADO	v
DEDICATORIA	vi
AGRADECIMIENTOS	vii
ÍNDICE GENERAL DE CONTENIDO	viii
ÍNDICE DE TABLAS	x
ÍNDICE DE FIGURAS	xii
RESUMEN EJECUTIVO	xiv
ABSTRACT	xv

CAPÍTULO I.- MARCO TEÓRICO 1

1.1	Antecedentes investigativos	1
1.2	Objetivos	3
1.2.1	Objetivo general	3
1.2.2	Objetivo específico	3
1.3	Fundamentación teórica	4
1.3.1	Ventilación	4
1.3.2	Ventiladores	4
1.3.3	Medida de velocidad del viento	6
1.3.4	Medida de temperatura	8
1.3.5	Ruido en ventiladores industriales	10
1.3.6	Criterios de diseño	10
1.3.7	Presión en ductos	13
1.3.8	Pérdidas de carga	13
1.3.9	Intercambiador de calor	19
1.3.10	Coficiente total de transferencia de calor	21
1.3.11	Análisis de los intercambiadores de calor	22
1.3.12	Balance de energía para sistema de fujo estacionario	23
1.3.13	Factor de corrección	25
1.3.14	Convección	26
1.3.15	Efectividad	29

CAPÍTULO II.- MATERIALES Y METODOLOGÍA 31

2.1	Materiales de construcción	31
2.1.1	Estructura	31
2.1.2	Sistema de ductos	32
2.1.3	Sistema eléctrico	33
2.1.4	Sistema de calentamiento	35
2.1.5	Sistema de medición	35
2.1.6	Listado de materiales	37

2.2	Metodología	38
2.2.1	Descripción etapas de la metodología	39
2.2.2	Diagrama de construcción banco de pruebas	41
2.2.3	Diagrama de puesta en marcha del banco de pruebas	44
2.2.4	Procedimiento de puesta en marcha del banco de pruebas y toma de mediciones de temperatura	46

CAPÍTULO III.- RESULTADOS Y DISCUSIÓN 48

3.1	Análisis y discusión de resultados.....	48
3.2	Diseño y construcción del sistema de ductos de aire	48
3.2.1	Ductos de conexión	48
3.2.2	Ductos de calentamiento de aire	53
3.3	Selección del ventilador	54
3.3.1	Tipo de ventilador	54
3.3.2	Dimensionamiento de ventilador.....	57
3.4	Diseño y construcción del sistema de calentamiento por vapor	65
3.4.1	Diseño	65
3.4.2	Construcción de serpentín de cobre	72
3.4.3	Efectividad de la transferencia de calor.....	72
3.5	Diseño y construcción de la estructura.....	73
3.5.1	Diseño y modelado.....	73
3.6	Instalación y montaje de sistemas de ductos e instrumentos	77
3.6.1	Montaje de ductos	77
3.6.2	Instalación de instrumento de medición y control	77
3.7	Pruebas de funcionamiento	79
3.7.1	Pruebas de velocidad.....	79
3.7.2	Simulación sistema de calentamiento con vapor	80
3.7.3	Preprocesamiento	80
3.7.4	Solución de análisis	81
3.7.5	Postprocesamiento.....	84
3.8	Recomendaciones de seguridad	84
3.9	Manual de mantenimiento.....	84
3.10	Presupuesto final	89
3.10.1	Sistema mecánico	89
3.10.2	Sistema de vapor	89
3.10.3	Sistema eléctrico	90
3.10.4	Sistema electrónico.....	90
3.10.5	Costo total del proyecto.....	90

CAPÍTULO IV.- CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES 92

4.1	Conclusiones	92
4.2	Recomendaciones.....	94

BIBLIOGRAFIA..... 95

ANEXOS 97

PLANOS..... 107

ÍNDICE DE TABLAS

CAPÍTULO II

Tabla 1.1.- Velocidades máximas recomendadas para ductos de aire. 11

Tabla 1.2.- Rugosidad absoluta de principales materiales de ductos..... 16

CAPÍTULO II

Tabla 2.1.- Material de la estructura 31

Tabla 2.2.- Materiales del sistema de ductos 32

Tabla 2.3.- Material del sistema eléctrico 33

Tabla 2.4.- Material del sistema de calentamiento..... 35

Tabla 2.5.- Material sistema de medición 36

Tabla 2.6.- Lista de materiales 37

CAPÍTULO III

Tabla 3.1.- Ponderación de criterios. 56

Tabla 3.2.- Ponderación de presiones. 56

Tabla 3.3.- Ponderación de caudales..... 56

Tabla 3.4.- Ponderación de Ensamble..... 56

Tabla 3.5.- Ponderación de eficiencias. 57

Tabla 3.6.- Ponderación de costos..... 57

Tabla 3.7.- Ponderación final 57

Tabla 3.8.- Caudal en el ducto de calentamiento 58

Tabla 3.9.- Velocidad en los tramos..... 60

Tabla 3.10.- Diámetro equivalente de los tramos 60

Tabla 3.11.- Número de Reynolds en los tramos 60

Tabla 3.12.- Coeficiente de rozamiento en los tramos..... 61

Tabla 3.13.- Pérdida de presión estática en los tramos 61

Tabla 3.14.- Longitud equivalente en los accesorios 61

Tabla 3.15.- Pérdidas de carga en los accesorios. 62

Tabla 3.16.- Pérdida de carga en la bifurcación..... 62

Tabla 3.17.- Valores curva característica del sistema. 63

Tabla 3.18.- Valores curva característica del ventilador..... 64

Tabla 3.19.- Longitud característica..... 68

Tabla 3.20.- Número de Rayleigh..... 68

Tabla 3.21.- Número de Nusselt. 68

Tabla 3.22.- Coeficiente de transferencia de calor.....	69
Tabla 3.23.- Pérdida de calor en las placas.	69
Tabla 3.24.- Diferencia de temperaturas entre entrada y salida.	71
Tabla 3.25.- Dimensiones de serpentín de cobre.	72
Tabla 3.26.- Peso de las carga.....	75
Tabla 3.27.- Desplazamiento de la estructura cargada.....	76
Tabla 3.28.- Tensiones de la estructura.....	76
Tabla 3.29.- Pines de conexión.	78
Tabla 3.30.- Velocidades en los ductos.....	80
Tabla 3.31.- Velocidad de aire medida vs velocidad calculada	80
Tabla 3.32.- Temperatura promedio de masa de aire calculada vs simulada.....	84
Tabla 3.33.- Manual de mantenimiento – Ventilador.	85
Tabla 3.34.- Manual de mantenimiento - Sistema de vapor.	86
Tabla 3.35.- Manual de mantenimiento – Sistema de ductos.	86
Tabla 3.36.- Manual de mantenimiento. Panel de control e instrumentos.....	86
Tabla 3.37.- Manual de mantenimiento – Aislamiento eléctrico.....	87
Tabla 3.38.- Manual de mantenimiento – Sistema de medición y control.....	88
Tabla 3.39.- Manual de mantenimiento – Superficie general	88
Tabla 3.40.- Presupuesto sistema mecánico.....	89
Tabla 3.41.- Presupuesto sistema de vapor.	89
Tabla 3.42.- Presupuesto sistema eléctrico	90
Tabla 3.43.- Presupuesto sistema electrónico.	90
Tabla 3.44.- Costo del banco de pruebas.	90
Tabla 3.45.- Costo total del proyecto.	91

ÍNDICE DE FIGURAS

CAPÍTULO I

Figura 1.1.- Ventilador centrífugo.	5
Figura 1.2.- Ventilador axial.	5
Figura 1.3.- Ventilador tangencial.	5
Figura 1.4.- Anemómetro rotatorio.	6
Figura 1.5.- Anemómetro de hélice.	7
Figura 1.6.- Anemómetro sónico.	7
Figura 1.7.- Anemómetro de presión.	8
Figura 1.8.- Anemómetro de hilo caliente.	8
Figura 1.9.- Medidores de temperatura.	9
Figura 1.10.- Esquema de un ventilador.	10
Figura 1.11.- Tipos de derivaciones.	17
Figura 1.12.- Tipos de codos.	18
Figura 1.13.- Transformaciones de expansión y contracción.	18
Figura 1.14.- Obstáculos internos.	19
Figura 1.15.- Intercambiador de tubo doble.	19
Figura 1.16.- Intercambiador compacto.	20
Figura 1.17.- Intercambiador tubo y coraza.	20
Figura 1.18.- Intercambiador de placas y armazón.	21
Figura 1.19.- Coeficientes totales de transferencia de calor en intercambiadores.	23

CAPÍTULO II

Figura 2.1.- Diagrama de flujo de construcción del banco de pruebas.	43
Figura 2.2.- Diagrama de flujo de puesta en marcha el banco de pruebas.	45

CAPÍTULO III

Figura 3.1.- Ductos de conexión y sus accesorios.	48
Figura 3.2.- Codo estándar o suave.	49
Figura 3.3.- Codo de 3 piezas.	50
Figura 3.4.- Campana de expansión.	51
Figura 3.5.- Construcción accesorios - Primera etapa.	52
Figura 3.6.- Construcción de accesorios - Segunda etapa.	52
Figura 3.7.- Construcción accesorios - Tercera etapa.	53
Figura 3.8.- Construcción accesorios - Cuarta etapa.	53

Figura 3.9.- Bifurcación en “Y”.....	54
Figura 3.10.- Ductos de aire.....	54
Figura 3.11.- Bifurcación de caudal.....	59
Figura 3.12.- Designación de tramos y accesorios.....	59
Figura 3.13.- Curva característica del sistema.	63
Figura 3.14.- Esquema de punto de trabajo de un sistema.....	63
Figura 3.15.- Curva característica del ventilador.....	64
Figura 3.16.- Punto de trabajo del sistema.....	65
Figura 3.17.- Orientación de las placas de la coraza.....	67
Figura 3.18.- Esquema temperaturas del intercambiador.....	70
Figura 3.19.- Dimensionamiento del serpentín de cobre.	72
Figura 3.20.- Masa de ductos 1.....	74
Figura 3.21.- Masa de ductos 2.....	74
Figura 3.22.- Cargas aplicadas, nodos y puntos de apoyo de la estructura.....	75
Figura 3.23.- Simulación de desplazamiento de la estructura.....	76
Figura 3.24.- Simulación de las tensiones en la estructura.	76
Figura 3.25.- Ensamble de ductos.....	77
Figura 3.26.- Panel de control.....	78
Figura 3.27.- Esquema de conexión sistema de medición.	79
Figura 3.28.- Toma de velocidades con anemómetro.	79
Figura 3.29.- Simulación calentamiento del aire con $Q = 200 \text{ m}^3/\text{h}$	81
Figura 3.30.- Temperatura promedio de la masa de aire $Q= 200 \text{ m}^3/\text{h}$	81
Figura 3.31.- Simulación calentamiento del aire con $Q = 150 \text{ m}^3/\text{s}$	82
Figura 3.32.- Temperatura promedio de masa de aire $Q= 150 \text{ m}^3/\text{h}$	82
Figura 3.33.- Simulación calentamiento de aire con $Q = 100 \text{ m}^3/\text{h}$	83
Figura 3.34.- Temperatura promedio de masa de aire $Q = 100 \text{ m}^3/\text{h}$	83

RESUMEN EJECUTIVO

En el presente proyecto técnico se ha recolectado información de los tipos de intercambiadores de calor, tipos de ventiladores, sistemas de medición, materiales de construcción, análisis de calor y temperatura, así como de esfuerzos y deformaciones estructurales. Posteriormente se diseñó y construyó la estructura soporte, los ductos de aire y un serpentín generador de calor, con la utilización de métodos de análisis expuestos en libros especializados y otros como la selección de alternativas por criterios ponderados, software especializado en análisis estático y simulación de fluidos. Luego se ensamblaron con estos los equipos de medición y control para finalmente poner en funcionamiento el banco de pruebas de calentamiento de aire en ductos por medio de vapor

El sistema de calentamiento de aire consta de un intercambiador de calor de tubos y coraza. El vapor lo generará un calderín de vapor de 2 caballos de fuerza de caldera.

Para realizar las pruebas de funcionamiento se han medido las temperaturas del aire a la salida del intercambiador, controlando mediante un damper de regulación la cantidad masa de aire que ingresa a este, desde 100 por ciento = 0.0669 kilogramos por segundo, 75 por ciento = 0.0502 kilogramos por segundo y 50 por ciento = 0.0334 kilogramos por segundo, tomando así las variaciones de temperaturas mediante dos termocuplas tipo K colocadas en los tramos de los ductos. Y bajo un análisis de resultados se pudo determinar que cuando se disminuye la masa de aire que ingresa, la temperatura del aire a la salida del intercambiador aumenta de 43.01 grados centígrados, 50.31 grados centígrados y 65.36 grados centígrados respectivamente a la entrada de masa de aire.

Palabras clave: Banco de pruebas, serpentín de vapor, calentamiento de aire, ductos de aire, intercambiador de calor, tratamiento de aire.

ABSTRACT

In this technical project, information has been collected on the types of heat exchangers, types of fans, measurement systems, construction materials, heat and temperature analysis, as well as structural stresses and deformations. Subsequently, the support structure, the air ducts and a heat generating coil were designed and built, with the use of analysis methods exposed in specialized books and others such as the selection of alternatives by weighted criteria, specialized software in static analysis and simulation of fluids. Then the measurement and control equipment was assembled with these to finally put into operation the test bench for heating air in ducts by means of steam

The air heating system consists of a shell and tube heat exchanger. The steam will be generated by a 2 horsepower boiler steam boiler.

To carry out the performance tests, the air temperatures at the outlet of the exchanger have been measured, controlling by means of a regulation damper the amount of mass of air that enters it, from 100 percent = 0.0669 kilograms per second, 75 percent = 0.0502 kilograms per second and 50 percent = 0.0334 kilograms per second, thus taking the temperature variations through two K-type thermocouples placed in the sections of the ducts. And under an analysis of results it was determined that when the incoming air mass is reduced, the air temperature at the outlet of the exchanger increases from 43.01 degrees Celsius, 50.31 degrees Celsius and 65.36 degrees Celsius respectively at the air mass inlet. .

Keywords: Test bench, steam coil, air heating, air ducts, heat exchanger, air treatment.

CAPÍTULO I

MARCO TEÓRICO

1.1 Antecedentes investigativos

“ANTECEDENTES INVESTIGATIVOS ESTUDIO DE PARÁMETROS FÍSICOS EN BANCO DE PRUEBAS DE AIRE ACONDICIONADO Y SU EFECTO SOBRE EL AHORRO ENERGÉTICO EN LA FACULTAD DE INGENIERÍA CIVIL Y MECÁNICA DE LA UNIVERSIDAD TÉCNICA DE AMBATO.” En el presente proyecto de investigación realizado por Franklin Alcocer, con la finalidad de obtener el título de ingeniero mecánico en la UNIVERSIDAD TÉCNICA DE AMBATO, Ambato, 2012. Se plantea la poca disponibilidad de un banco de pruebas de aire en ductos, por lo que ve necesaria la implementación de este para la realización de análisis con la finalidad de determinar los parámetros más relevantes en el ahorro energético en instalaciones del laboratorio de energía de la facultad de ingeniería mecánica.

Para la ejecución de la investigación ha utilizado dos tipos de materiales que conforman los ductos de aire, tol galvanizado y acrílico opaco, calentando el aire con una resistencia eléctrica. Determinando que:

- Los costos en materiales de construcción de acrílico opaco son relativamente menores a los de tol galvanizado
- El tiempo empleado para el total funcionamiento de la unidad manejadora en instalada en ductos de acero galvanizado es prácticamente el doble para calentar ductos plásticos.
- El nivel de ruido en ductos de acrílico tiende a disminuir debido a su propiedad como aislante. [1]

“DISEÑO E IMPLEMENTACIÓN DE UN SISTEMA DE VENTILACIÓN MECÁNICA PARA EL LABORATORIO DE BIOTECNOLOGÍA DE LA UNL.” En el proyecto realizado por Patricio Bermeo, para obtener el título de ingeniero electromecánico en la UNIVERSIDAD NACIONAL DE LOJA, Loja, 2014. Menciona que tomando en cuenta los contaminantes utilizados en el laboratorio de biotecnología, tales como alcohol, etanol, fenol, etc. Nace la necesidad de implementar un sistema que proporcione un suministro y purificación de aire para el laboratorio que

ayudará a evitar contaminaciones del ambiente en dicho laboratorio. Determinando que:

- El diseño y posterior construcción del sistema de ventilación mecánica, garantiza que los estudiantes y docentes presentes en el laboratorio de Biotecnología puedan realizar sus prácticas y/o ensayos científicos en un ambiente seguro sin correr peligro de contaminación por el aire circundante de las instalaciones.
- El sistema de ventilación mecánica instalado es netamente práctico y servicial a la institución y el personal.
- La correcta instalación y conexión del sistema de ductos evitará la infiltración de aire que pueda ser riesgoso para la salud e incurrir en accidentes por asfixia o inhalación de gases tóxicos. [2]

“DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN SISTEMA DE DUCTOS PARA LA CLIMATIZACIÓN ZONIFICADA DE UN INVERNADERO DE FRESA” En el presente proyecto ejecutado por Víctor Cámara con el fin de obtener el grado de maestría en ciencia y tecnología ambiental en el CENTRO DE INVESTIGACIÓN EN MATERIALES AVANZADOS, S.C. Chihuahua, 2017. Presenta el diseño de un sistema de distribución de aire que emplea microtúneles el mismos que aportan las condiciones de confort necesarias en las plantas se han tomado en cuenta algunos aspectos fundamentales tales como la temperatura del aire y el flujo volumétrico esto con la finalidad de eficientizar el consumo de energía del sistema. Concluyendo que:

De manera global en la eficiencia del sistema propuesto de microtúneles, se aprecia un menor incremento de calor, lo que conlleva a retirar menos calor en el sistema propuesto que en los sistemas convencionales para lograr el confort térmico de la planta de fresa y, por consecuencia, un menor consumo energético por parte del sistema de ventilación. [3]

“DIMENSIONAMIENTO DE DUCTOS DE VENTILACIÓN Y CÁLCULO DE CARGAS TÉRMICAS EN EDIFICACIONES ESTÁNDAR MEDIANTE EL DESARROLLO DE UN SOFTWARE” en el presente proyecto realizado por Alex

Álvarez y Edison Estévez, previo a la obtención del título de ingeniero mecánico en la ESCUELA POLITÉCNICA NACIONAL, Quito, 2016. Declara que el software a desarrollarse permitirá una forma eficiente de dimensionamiento de ductos de aire con determinado caudal circulante, así como las cargas térmicas a las que estará sometida la edificación debido a temperaturas del propio medio, materiales de construcción, y factores de radiación provocados por la orientación del sistema. Concluyendo que:

- Al diseñar un sistema de ventilación utilizando un método gráfico se obtienen valores aproximados debido a que es un método subjetivo, lo que comúnmente provoca cometer errores de sobredimensionamiento e incurrir en incrementos de costos de instalación.
- Vale recalcar que en dimensionamiento de ductos de aire no existe un valor único válido ya que entra en juego condiciones importantes como factores económicos y espacios disponibles para la instalación. [4]

1.2 Objetivos

1.2.1 Objetivo general

Diseñar y construir un banco de pruebas de calentamiento de aire en ductos para el laboratorio de energías de la carrera de ingeniería mecánica

1.2.2 Objetivo específico

- Diseñar el sistema de ductos de aire
- Seleccionar el ventilador
- Diseñar el sistema calentamiento usando vapor
- Construir la estructura soporte
- Instalar sistema de ductos e instrumentos
- Realizar pruebas de funcionamiento

1.3 Fundamentación teórica

1.3.1 Ventilación

La ventilación es el proceso de suplir o remover el aire ya sea por medios naturales o mecánicos hacia o desde un espacio físico, dicho aire puede o no ser acondicionado. [5]

1.3.1.1 Ventilación natural

Es el flujo de aire provocado a través de las edificaciones ya sea por ventanas abiertas, puertas, y otras aberturas existentes en la construcción, guiada por las diferenciales de presión creadas naturalmente. [5]

La ventilación natural representa una solución a algunos inconvenientes provocados por distintos sistemas de ventilación mecánicos comúnmente utilizados, tales como son el ruido, costos de equipos, así como de mantenimiento y considerablemente el consumo energético. [6]

1.3.1.2 Ventilación forzada

Es provocar intencionalmente un movimiento de aire hacia dentro o fuera de un espacio por medio de equipos como ventiladores a través de ductos de aire, se la conoce también como ventilación mecánica es utilizada para renovar y/o tratar el aire y así garantizar su calidad en el interior. [5]

1.3.2 Ventiladores

Se denomina ventilador al equipo conformado por la unión de un motor y un propulsor giratorio con álabes o palas, con la finalidad de mover gases, comúnmente aire, para transportarlo de un lugar a otro.

Se los puede clasificar en tres grupos principales, tomando en cuenta la dirección del aire que atravesará el ventilador. [7]

1.3.2.1 Ventiladores centrífugos

En este grupo de ventiladores el flujo de aire es expulsado del mismo con una dirección radial a su eje de rotación, por lo que también se lo llama ventilador radial, pueden poseer palas curvadas hacia adelante o curvadas hacia atrás, lo que proporcionará características distintivas según sea la disposición de estas. [7]



Figura 1. 1 Ventilador centrífugo. [8]

1.3.2.2 Ventiladores axiales

En este tipo de ventiladores el flujo de aire circula de forma axial o paralela a su eje de rotación, también llamados helicoidales, puesto que el flujo a la salida de este adopta una trayectoria en forma helicoidal.

Es habitualmente utilizado para aplicaciones que requieran mover una gran masa de fluido con una relativa baja presión. [7]



Figura 1. 2 Ventilador axial. [7]

1.3.2.3 Ventiladores tangenciales

Como su nombre lo indica, el flujo de aire que ingresa sale con dirección o trayectoria tangencial a su eje. Están construidas con un rodete sin envolvente de pequeño diámetro y el motor está acoplado en uno de los extremos.

Estos dispositivos ofrecen una presión disponible reducida y nivel de ruido bajo. [7]



Figura 1. 3 Ventilador tangencial. [7]

1.3.3 Medida de velocidad del viento

La velocidad del viento al ser un vector queda definida por el módulo, dirección y sentido, lo que representa la intensidad del viento, y generalmente se la expresa en m/s, Km/h o bien en nudos

Los equipos e instrumentos empleados para medir el flujo de viento se llaman anemómetros [9]

Estos equipos cuentan con dos elementos, como son el sensor que es el encargado de detectar los cambios producidos en la velocidad de viento y un generador de señales, encargado de generar señales eléctricas las mismas que varían según la magnitud del cambio detectado por el sensor en la velocidad de viento.

Se han desarrollado algunos tipos de anemómetros los cuales pueden ser rotatorios, sónico, de presión o de tubo Pitot, de hilo caliente. [8]

1.3.3.1 Tipos de anemómetros

1.3.3.1.1 Anemómetros rotatorios

Estos pueden clasificarse en anemómetros de copa o de hélice, comúnmente son los más utilizados, en estos el sensor es de tipo rotatorio, el cual gira de forma proporcional a la velocidad del viento cuando este pasa a través del instrumento.

Los llamados anemómetros de copa, como se muestra en la figura, generalmente consisten en tres copas que gira en torno a un eje vertical con posición normal a la dirección de flujo de viento. Cuando el viento incide sobre estas copas se produce una diferencia de presión entre el lado cóncavo y el lado convexo, produciendo a la rotación de estas desde un lado convexo de copa hacia el lado cóncavo de la otra. [10]



Figura 1. 4 Anemómetro rotatorio. [10]

Los anemómetros de hélice tienen un rotor en forma de hélice, su principal diferencia con los anemómetros de copa es que su eje de rotación se encuentra ubicado de forma paralela la dirección de flujo del viento; presenta una ventaja que posibilita que el anemómetro gire de modo que sus hélices siempre apunten en dirección del viento, haciéndolo, además, capaz de medir la dirección del viento por lo que son llamado también anemómetro de veleta. [10]



Figura 1. 5 Anemómetro de hélice. [10]

1.3.3.1.2 Anemómetro sónico

Cuenta con transmisores y receptores de onda ultrasónica, señales son enviadas desde un sensor a otro y se mide el tiempo de prolongación, la velocidad de estas ondas se altera ligeramente cuando existe la presencia de viento, lo que hace posible relacionar este cambio con la velocidad del viento y el tiempo de prolongación de la onda.



Figura 1. 6 Anemómetro sónico. [10]

1.3.3.1.3 Anemómetro de presión

Mide la sobrepresión sobre un tubo que se encuentra en dirección del viento por medio de una veleta, permitiendo que el viento incida directamente sobre el tubo de tal modo que se pueda medir la velocidad del viento mediante las presiones marcadas dentro del tubo, ya que hay una relación cuadrática entre velocidad y presión. [10]



Figura 1. 7 Anemómetro de presión. [10]

1.3.3.1.4 Anemómetro de hilo caliente

Su sensor es un hilo de metal caliente, el cual al ser expuesto al viento tiende a enfriarse ligeramente, lo que representa un cambio en la resistencia del metal. Dicho cambio permite medir la velocidad del viento mediante una relación entre la velocidad de viento y la resistencia del metal. [10]



Figura 1. 8 Anemómetro de hilo caliente. [10]

1.3.4 Medida de temperatura

La temperatura es un fenómeno que no puede ser medido directamente, por lo que, para medirla se debe inferir tomando en cuenta los efectos que tienen sus cambios sobre una cantidad termométrica, es decir, una cantidad que varía según la temperatura a la que sea sometida, dichas cantidades termométricas pueden ser, por ejemplo, la dilatación lineal de un metal o la resistencia eléctrica que presenta cierto material. [11]

Los dispositivos más usados para medir la temperatura en procesos industriales son:

1.3.4.1 Termómetros

Se basan en la contracción y expansión por la temperatura de un fluido dentro de un tubo, proveen una temperatura visual directa.

1.3.4.2 Termopares

Generan un voltaje eléctrico que es proporcional a la temperatura de su entorno, constituido por dos alambres hechos de metales o aleaciones distintas unidas en uno de sus extremos de tal modo que formen una junta, los extremos que no se encuentran unidos generan una corriente en el orden de los milivoltios, resultando esta proporcional a la temperatura que está sometida la junta.

1.3.4.3 Resistores

Son sensibles a la temperatura, produciendo un cambio en la resistencia eléctrica siendo esta proporcional a la temperatura.

Cabe mencionar que, la resistencia de un DTR aumenta según aumenta la temperatura, caso contrario a los termistores que su resistencia disminuirá mientras la temperatura aumenta.

1.3.4.4 Pirómetros de radiación

Estos miden la temperatura de una superficie o cuerpo, basado en tipo o la cantidad de energía electromagnética radiada por estos últimos, no se requiere contacto directo con la fuente de calor, se emplean especialmente para lugares con altas temperaturas.

[11]

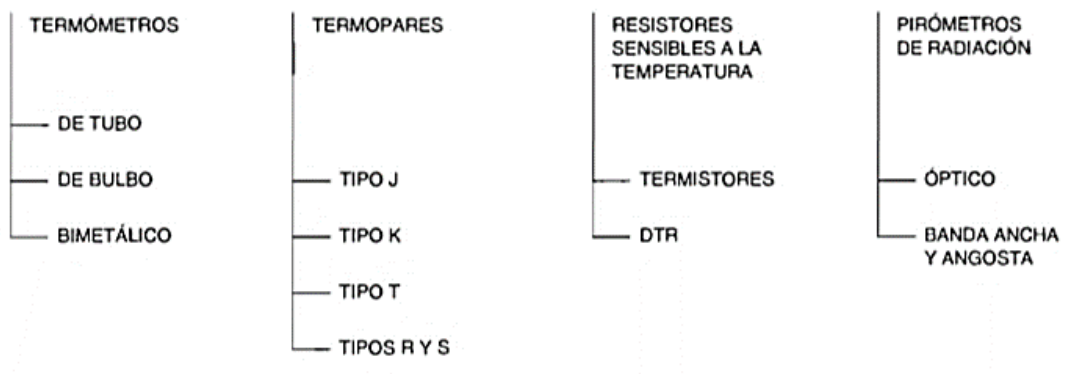


Figura 1. 9 Medidores de temperatura. [11]

1.3.5 Ruido en ventiladores industriales

El ruido es considerado como un contaminante ambiental que provoca un significativo impacto en la sociedad, uno de los focos más importantes de este es el sector industrial, llegando incluso a comprometer la salud y seguridad en ambientes ocupacionales.

Este fenómeno puede manifestarse en diferentes puntos del sistema de ventilación ya sea en la boca de entrada o salida, el cuerpo o carcasa del ventilador, los soportes o en los ductos de distribución del aire, los cuales producen vibraciones mecánicas dando lugar a dicho fenómeno. [12]

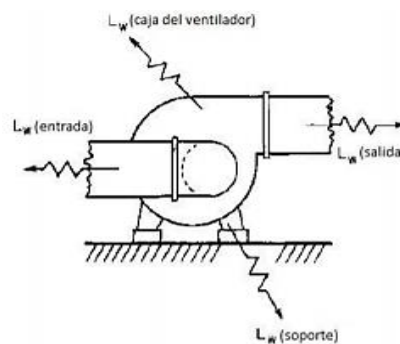


Figura 1. 10 Esquema de un ventilador.[12]

En un sistema que no cuenta con un buen diseño aerodinámico puede incrementar su nivel de ruido. Entonces, tanto como entradas, salidas, accesorios, deben ser suaves como un método para minimizar un flujo turbulento del aire que es el que produce ruido en los ductos e incrementa la presión estática del sistema. [12]

1.3.6 Criterios de diseño

Los ductos de aire de la instalación son los elementos estáticos, a través de los cuales circula el aire, al mismo tiempo que ayuda a la conexión del resto de componentes constituyentes del sistema.

La distribución del aire en las edificaciones se efectúa transportando el aire desde el equipo hasta las bocas de salida en donde se requiera de este, ya sea por medio de ductos de sección transversa circular, rectangular u en forma oval, en función de los requerimientos y limitaciones sujetas del proyecto.

Para constatar que una instalación se la realiza correctamente en los posible se debe proporcionar una distribución de aire uniforme cuidando de mantener en todo el recinto la ausencia corriente que pueden resultar molestas.

Se debe tener en cuenta también que las condiciones térmicas en el interior de los ductos son diferentes a las condiciones del exterior, por lo que, una gran diferencia entre estas puede causar una elevada transferencia de calor en las masas de aire, generando corrientes de aire incómodas.

Para realizar una correcta instalación de ductos de aire se deben tener presente las siguientes observaciones. [13]

- Uniformidad de velocidad en bocas de salida
- Bajo nivel de ruido
- Evitar los cambios bruscos de dirección, sección y velocidades de circulación
- Regulación por accesorios que incrementen las pérdidas de carga
- Contaminación endógena del aire. Polvos y suciedades que se adhieren en el interior de los ductos

1.3.6.1 Parámetros

Actualmente se manejan dos tipos de instalaciones denominadas de baja velocidad y de alta velocidad.

Sistemas de alta velocidad son considerados aquellos que emplean velocidades mayores a las 10-12 m/s.

Por otra parte, los sistemas de baja velocidad no llegan a superar las velocidades de circulación del aire en los conductos antes mencionadas.

Este tipo de instalaciones operan con presiones reducidas, muy pequeñas en comparación con la presión atmosférica, permitiendo considerar que el fluido, en nuestro caso aire, es incompresible y por lo tanto su densidad permanece constante a lo largo de los ductos.

Tabla 1. 1 Velocidades máximas recomendadas para ductos de aire. [13]

Aplicación	Velocidad máxima del aire en ductos (m/s)
Mansiones, salones regios	2.5 a 3
Viviendas, iglesias, oficinas	2.5 a 4
Dormitorios de hotel	2.5 a 4
Teatros	4
Cines	5
Grandes almacenes	6 a 10

1.3.6.1.1 Caudal (Q)

Se lo define como un volumen de fluido que circula a través de una sección transversal del ducto por cada unidad de tiempo, al considerar un fluido incompresible se puede enunciar la llamada ecuación de continuidad que establece que, el caudal de entrada es igual al caudal de salida.

1.3.6.1.2 Sección (A)

Se refiere al área transversal interior de los ductos, la misma que es normal a la dirección de circulación del fluido.

1.3.6.1.3 Velocidad de circulación

Velocidad con la que se desplaza el fluido a través de los ductos de aire. Relacionando los términos caudales, sección y velocidad, se obtiene las ecuaciones:

$$Q = A * V \quad (1)$$

$$A = \frac{Q}{V} \quad (2)$$

$$V = \frac{Q}{A} \quad (3)$$

Donde:

Q: Caudal (m³/s)

A: Área o sección transversal (m²)

V: Velocidad de circulación (m/s)

1.3.6.1.4 Lados para ductos rectangulares

Una vez determinada el área de la sección transversal del ducto se puede establecer sus lados, en caso de ser rectangular, con la siguiente expresión

$$A = a * b \quad (4)$$

Donde

A: Área o sección transversal (m²)

a: lado del rectángulo (m)

b: lado del rectángulo (m)

1.3.6.1.5 Diámetro equivalente (De)

Para una sección no circular, es igual al diámetro de un ducto de sección circular que ocasionaría la misma pérdida de carga si las condiciones de caudal y coeficientes de fricción del material fuera el mismo para ambos casos.

Siendo para ductos de sección rectangular:

$$De = 1.30 \frac{(a * b)^{0.625}}{(a + b)^{0.25}} \quad (5)$$

1.3.7 Presión en ductos

1.3.7.1 Presión estática (Pe)

Cuando un fluido circula por medio de un ducto, genera una presión o fuerza sobre las paredes perpendiculares a esta, dicha presión si la conoce como presión estática, se puede manifestar en un fluido en movimiento o reposo, debido a que todos los fluidos ejercen una presión sobre la superficie de las paredes del recipiente contenedor siendo esta uniforme en todas las direcciones.

1.3.7.2 Presión dinámica o presión de velocidad (Pd)

Es la energía necesaria para acelerar una masa de fluido desde un punto inicial de reposo hasta lograr una velocidad final, necesitando de cierta presión o fuerza para vencer la inercia o propio peso del aire, adquiriendo siempre un valor positivo.

1.3.7.3 Presión total

Resulta de la suma de la presión estática y dinámica dando como resultado:

$$Pt = Pe + Pd \quad (6)$$

Esta presión, respecto a la presión atmosférica, puede ser negativa en la succión o positiva a la salida del ventilador. [13]

1.3.8 Pérdidas de carga

1.3.8.1 Clasificación de pérdidas de carga

Relativos al fluido:

- Velocidad de circulación en el interior del ducto
- Propiedades físicas (viscosidad, densidad)

Relativos a los ductos:

- Longitud de los ductos
- Sección transversal de los ductos
- Rugosidad superficial del material de los ductos

Cuando el aire circula a través de los ductos tiene contacto directo con sus paredes, lo que provoca una pérdida de energía y a su vez esto se traduce en una disminución de presión total, conocida como pérdida de carga o caída de presión.

La resistencia al movimiento del aire que produce los ductos debe ser contrarrestada por la presión que proporciona el ventilador que suministra el caudal de aire al sistema.

La presión dinámica está relacionada con la velocidad de circulación, lo que significa que, si la velocidad del aire es constante a lo largo del ducto la presión dinámica también lo será. Deduciendo que la pérdida de presión total debido al rozamiento afecta a la presión estática.

Por lo tanto, la presión total no es constante, sino que va decreciendo conforme la distancia del ducto aumente respecto al ventilador, esto debido al rozamiento superficial. [13]

1.3.8.1.1 Resistencias en los ductos

Debido al rozamiento

Provocado por el grado de rugosidad del material de construcción de los ductos, dependen del cuadrado de la velocidad, longitud, diámetro y coeficiente de rugosidad de las paredes.

1.3.8.1.2 Pérdidas por cambios de dirección

Cambios en la dirección, velocidad o remolinos del flujo representa pérdidas de carga, por lo que es muy importante que se manejen valores de pérdida de carga aceptables con el fin de que, una vez determinada la presión estática del sistema, se puede seleccionar un ventilador con la presión adecuada para transportar el aire a través del sistema.

Generalmente en las instalaciones de baja velocidad la presión dinámica resulta muy pequeña en comparación a la presión atmosférica, por lo que se puede prescindir de su cálculo.

Como ya se ha mencionado anteriormente, se considerará al aire como un fluido incompresible y por lo tanto de densidad constante, debido a las bajas presiones desarrolladas en los ductos con respecto a la presión absoluta del aire atmosférico. Lo que hace posible el empleo de las ecuaciones utilizadas para el análisis de fluidos incompresibles en la mecánica de fluidos y la teoría de Reynolds sobre rozamiento de fluidos.

Para la selección de un ventilador se debe determinar la presión estática absorbida por los ductos de la instalación, es decir, todas las pérdidas de carga comprendidas por los propios ductos (ΔP_c) y demás accesorios (ΔP_a). [13]

Siendo la presión total:

$$\Delta P_t = \sum \Delta P_e + \sum \Delta P_a \quad (7)$$

1.3.8.2 Pérdida de presión estática

La pérdida de presión debido a la circulación del fluido por una ducto o tubería la desarrollo Darcy Weisbach

Esta ecuación será válida para ductos que no presenten considerables variaciones de altura entre un punto respecto al otro y de sección recta constante.

$$P_e = \lambda * \frac{L * V^2 * \delta}{2 * D_e} \quad (8)$$

Donde

P_e : Pérdida de presión por circulación (Pa)

λ : Coeficiente de rozamiento (Adimensional)

L : Longitud de ducto (m)

V : Velocidad de la corriente (m/s)

δ : Densidad del fluido (1.225 kg/m³)

D_e : Diámetro equivalente del ducto (m)

El factor de fricción λ está ligado al régimen de circulación del aire, llamado número de Reynolds, y la rugosidad relativa del ducto.

1.3.8.2.1 Número de Reynolds (Re)

$$Re = \frac{\delta * V * d_e}{\mu} \quad (9)$$

Donde:

Re: Numero de Reynolds (Adimensional)

μ : viscosidad dinámica (1.825*10⁻⁵ kg/m*s)

V: Velocidad de circulación (m/s)

De: diámetro equivalente (m)

δ : Densidad del fluido (1.204 kg/m³)

1.3.8.2.2 Rugosidad relativa

$$\varepsilon = \frac{E}{De} \quad (10)$$

Donde:

E: Rugosidad absoluta del ducto (m)

1.3.8.2.3 Factor de fricción o coeficiente de rozamiento

Para determinar dicho parámetro se emplea la formula desarrollada por Colebrook

$$\frac{1}{\sqrt{\lambda}} = -0.86858 * \ln \left[\frac{E}{De} + \frac{2.51}{Re\sqrt{\lambda}} \right] \quad (11)$$

Tabla 1. 2 Rugosidad absoluta de principales materiales de ductos. [14]

Material de ducto	Rugosidad absoluta (E) en mm
Acero galvanizado	0.09
Fibra de vidrio, rígida	0.90
Conducto aislado interiormente con fibra de vidrio	1.5
Conducto aislado interiormente con fibra de vidrio por proyectado, alisado	3.0

Conducto aislado interiormente con fibra de vidrio por proyectado, sin alisar	4.5
Conducto metálico flexible totalmente extendido	1.2-2.1
Hormigón	0.3-3.0

1.3.8.3 Pérdidas por accesorios

En accesorios como codos, derivaciones, expansiones y otras, que no sean secciones rectas del sistema de ductos, la resistencia de circulación es mayor en comparación a los recorridos rectos, por ende, las pérdidas de carga son mayores.

Para determinar dichas pérdidas comúnmente se utiliza el método de longitud equivalente por su relativa sencillez, que consta en considerar el accesorio como una determinada longitud de ducto que presente igual pérdida de carga.

Finalmente, al agrupar o sumar todas las longitudes, tanto de tramos rectos como longitudes equivalentes, obtendremos la longitud total del sistema. [14]

1.3.8.3.1 Accesorios

Derivaciones

Son elementos que se emplean para dirigir el fluido con el fin de que este llegue a otros tramos del sistema. [15]

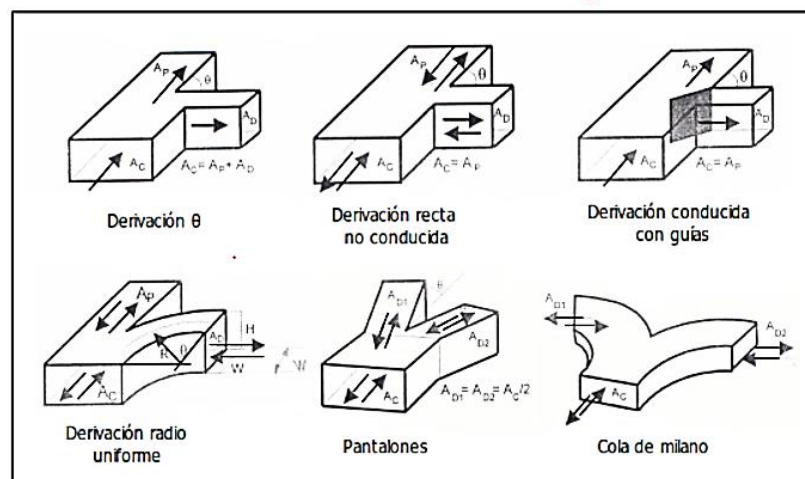


Figura 1. 11 Tipos de derivaciones. [15]

Codos

Elementos utilizados en el sistema para cambiar la dirección del fluido. En ductos circulares o rectangulares se puede encontrar diferentes tipos de codos, como los que se detallan en la figura siguiente. [15]

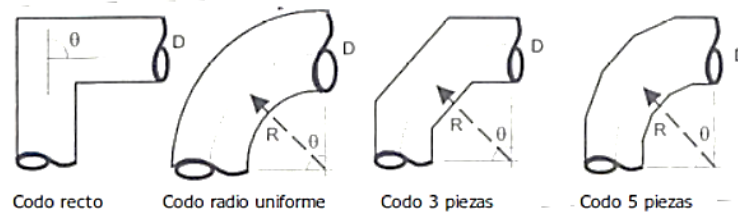


Figura 1. 12 Tipos de codos. [15]

Transformaciones

Utilizadas para unir dos secciones de ductos rectos, con una pendiente recomendada de 15% y como máximo en casos especiales del 25%.

En este tipo de accesorio se encuentran las expansiones y contracciones, siendo el primer caso cuando la sección del ducto incrementa de manera gradual, y el segundo cuando la sección del ducto disminuye de igual forma. [14]

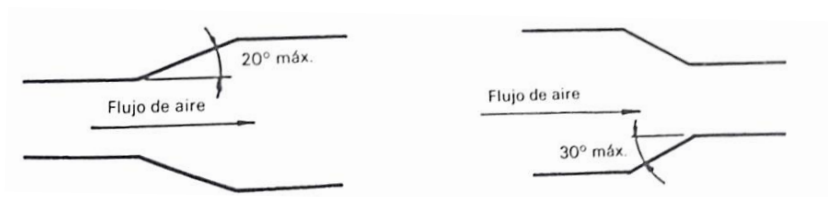


Figura 1. 13 Transformaciones de expansión y contracción. [14]

Compuertas

Accesorios fundamentales para tener un control sobre el paso del caudal, ya sea para limitarlo o redirigirlo a través de los diferentes ductos.

Obstáculos internos

Mismos que pueden ser compuertas, tuberías, conexiones eléctricas, elementos estructurales o cualquier otro obstáculo que impida la libre circulación del fluido, se deben tratar de evitarse su instalación en el interior de los ductos, en el caso de que no se pudiera cumplir con esto, se los debe hacer lo más aerodinámicos posibles. En la figura se representa un obstáculo desnudo y otro con protección aerodinámica. [15]

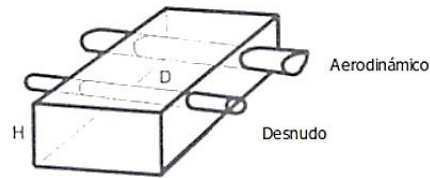


Figura 1. 14 Obstáculos internos. [15]

1.3.9 Intercambiador de calor

Se conoce como intercambiadores de calor a los aparatos que facilitan un intercambio de calor de dos fluidos que están a diferentes temperaturas, evitando que estos se mezclen entre sí.

En la práctica son muy empleados para aplicaciones como calefacción y acondicionamiento de aire, así como para procesos químicos y producción de energías a nivel industrial.

Un intercambiador de calor suele comprender de convección en cada uno de los fluidos y conducción a través de las paredes de separación. En el análisis de este tipo de intercambiadores es recomendable trabajar con un coeficiente total de transferencia de calor. [16]

1.3.9.1 Tipos de intercambiador de calor

Intercambiador de doble tubo

Consta de dos tubos concéntricos de diferentes diámetros, uno de los más simples intercambiadores de calor.

Presentan dos tipos de disposición del flujo, flujo paralelo y en contra flujo, como se muestra en la figura.

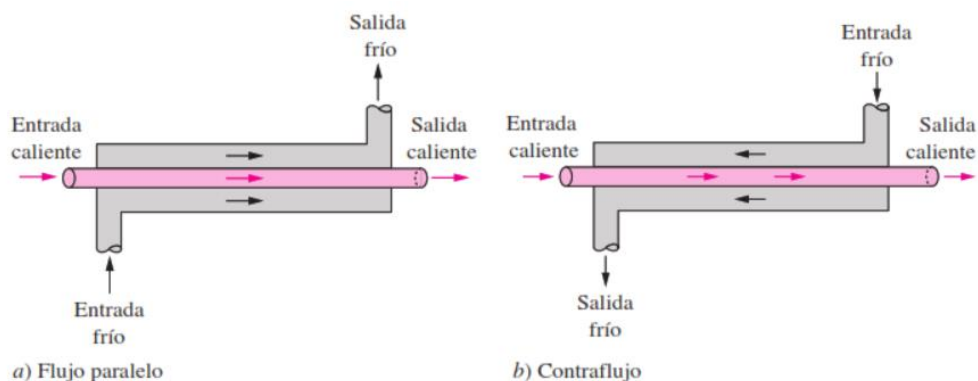


Figura 1. 15 Intercambiador de tubo doble. [16]

Intercambiador compacto

Fue diseñada para brindar una gran área superficial en la transferencia de calor por cada unidad de volumen, entre estos podemos mencionar los radiadores del auto, un intercambiador de cerámica de vidrio presente en las turbinas de gas. Comúnmente trabajan con flujo cruzado

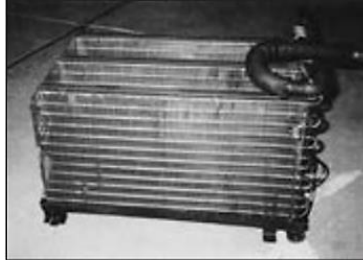


Figura 1. 16 Intercambiador compacto. [16]

Intercambiador de tubo y coraza

Es el tipo de intercambiador más común utilizado en la industria, muchas veces contiene un gran número de tubos dentro de una carcasa con sus ejes en paralelo, la transferencia de calor entre los fluidos ocurre cuando estos se mueven, uno por el interior de los tubos y el otro por el exterior de estos y contenidos por la carcasa.

Se pueden colocar los llamados desviadores en la carcasa para forzar a un fluido moverse en dirección transversal a la misma, esto con la finalidad de mejorar la transferencia de calor.

Este tipo de intercambiadores se clasifican aún más según el número de pasos que realiza en los tubos y coraza.

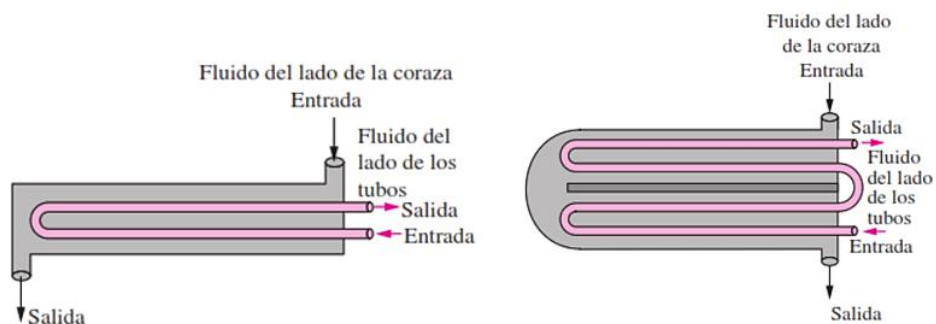


Figura 1. 17 Intercambiador tubo y coraza. [16]

Intercambiador de placas y armazón

Compuesto de una serie de placas corrugadas por los cuales pasan los fluidos a través de pasos alternados, de este modo los fluidos quedan rodeados dando como resultado una transferencia de calor muy eficaz.

Apropiado para el intercambio de calor de líquido a líquido, siempre y cuando las presiones de estos sean aproximadamente iguales.

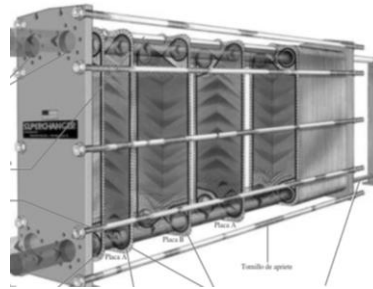


Figura 1. 18 Intercambiador de placas y armazón. [16]

Intercambiador regenerativo

Es otro tipo de intercambiador con paso alternado de las corrientes de los fluidos, el de tipo estático consta de una masa porosa con gran capacidad para almacenar calor, los fluidos pasan a través de esta de manera alterna, transfiriendo el calor a la matriz y luego de esta al otro fluido, siendo esta matriz un medio temporal de almacenamiento de calor.

Un regenerador dinámico está constituido por un tambor giratorio, las paredes de este pasan continuamente desde un fluido a otro, sirviendo como un medio de transporte del calor entre fluidos. [16]

1.3.10 Coeficiente total de transferencia de calor

Un intercambio de calor se encuentra asociado a una red de resistencias térmicas comprendidas por resistencias de conducción y convección.

En la realización de análisis de intercambiadores resulta conveniente agrupar todas las resistencias térmicas presentes en la trayectoria de flujo de calor en una sola resistencia R y pudiendo expresar esta relación de transferencia de calor entre los fluidos como.

$$\dot{Q} = \frac{\Delta T}{R} = U * A_s * \Delta T \quad (12)$$

Donde U representa el coeficiente total de transferencia de calor (W/m^2)*°C, la misma que es idéntica al coeficiente de convección común (h). [16]

En la figura 1.19, se presenta un listado de algunos valores representativos de coeficientes totales de transferencia de calor en los intercambiadores de calor.

1.3.11 Análisis de los intercambiadores de calor

El principio de balance de energía o también llamado conservación de la energía para un sistema que pasa por un proceso se puede expresar como: El cambio neto, ya sea aumento o disminución, en la energía total del sistema que atraviesa por un proceso, resulta igual a la diferencia entre la energía total de entrada y la energía total de salida en el desarrollo de dicho proceso. [16]

Energía total de que entra al sistema – Energía total que sale del sistema = Cambio de energía total en el sistema.

Tomando en cuenta que, un sistema puede transferir energía por medio de calor, trabajo, flujo de masa y que en un sistema compresible la energía total consta de energía interna, potencial y cinética, el balance de energía se lo puede expresar como:

$$E_{entra} - E_{sale} = \Delta E_{sistema} [J] \quad (13)$$

O en forma de razones.

$$\dot{E}_{entra} - \dot{E}_{sale} = \frac{dE_{sistema}}{dt} [W] \quad (14)$$

La energía es una propiedad, por lo tanto, su valor se mantiene a menos que cambie el estado del sistema. Entonces si el estado del sistema es estacionario ($\Delta E_{sistema} = 0$).

$$\dot{E}_{entra} = \dot{E}_{sale}$$

En ausencia de efectos significativos eléctricos, magnéticos, gravitatorios, de movimiento o tensión superficial (sistemas simples compresibles estacionarios), el cambio de energía $\Delta E_{sistema} = \Delta U_{sistema}$. [16]

Tipo de intercambiador de calor	$U, W/m^2 \cdot ^\circ C^*$
Agua hacia agua	850-1 700
Agua hacia aceite	100-350
Agua hacia gasolina o queroseno	300-1 000
Calentadores de agua de alimentación	1 000-8 500
Vapor de agua hacia combustóleo ligero	200-400
Vapor de agua hacia combustóleo pesado	50-200
Condensador de vapor de agua	1 000-6 000
Condensador de freón (agua enfriada)	300-1 000
Condensador de amoniaco (agua enfriada)	800-1 400
Condensadores de alcohol (agua enfriada)	250-700
Gas hacia gas	10-40
Agua hacia aire en tubos con aletas (agua en los tubos)	30-60 [†] 400-850 [†]
Vapor de agua hacia aire en tubos con aletas (vapor de agua en los tubos)	30-300 [†] 400-4 000 [†]

Figura 1. 19 Coeficientes totales de transferencia de calor en los intercambiadores. [16]

1.3.12 Balance de energía para sistema de flujo estacionario

Para aparatos de ingeniería que implican un flujo de masa, comúnmente se los consideran con volúmenes de control, las cuales la mayor parte se las analiza condiciones estacionarias de operación. Lo que quiere decir que el contenido total de energía en este volumen permanece constante, lo que significa que la cantidad de energía que entra en el sistema es la misma que sale de él.

El gasto de masa se lo define como la cantidad de masa que atraviesa una sección transversal por unidad de tiempo (\dot{m}), el flujo puede ser hacia dentro o fuera del volumen de control por medio de tubos o ductos.

Para los análisis comúnmente se considera que el flujo de un fluido ya sea en tubo o ductos, es unidimensional. Lo que implica la suposición que las propiedades solo varían en la dirección del flujo y que son uniformes en la sección transversal perpendicular a esta. Por lo tanto, el gasto de masa se lo puede expresar como:

$$\dot{m} = \delta * V * A_t \quad (15)$$

Gasto volumétrico es el flujo de volumen de un fluido a través de un tubo o ducto y se representa como:

$$\dot{V} = Q = V * A_t = \frac{\dot{m}}{\delta} \quad (16)$$

Donde

\dot{m} : Gasto de masa $\left(\frac{\text{kg}}{\text{s}}\right)$

\dot{V} : Q: Gasto volumétrico o caudal $\left(\frac{\text{m}^3}{\text{s}}\right)$

δ : Densidad de fluido (kg/m^3)

V: Velocidad promedio del fluido en dirección flujo (m/s)

A_t : Área de la sección transversal del tubo o ducto (m)

Para un sistema de flujo estacionario la razón transferencia de masa en la entra y salida del volumen de control debe ser la misma, es decir, $\dot{m}_{ent} = \dot{m}_{sal} = \dot{m}$.

Tomando en cuenta las condiciones de cambio de energía antes mencionadas, el balance de energía para sistema de flujo estacionarios se obtiene:

$$\dot{Q} = \dot{m} * \Delta h = \dot{m} * c_p * \Delta T \quad (17)$$

Donde

\dot{Q} : Razón de transferencia neta de calor $\left(\frac{\text{kJ}}{\text{s}}\right)$

Existen dos tipos de intercambiadores de calor especiales usados en la práctica, condensadores y calderas, en estos el fluido atraviesa por un cambio de fase y la razón de transferencia de calor se la expresa como:

$$\dot{Q} = \dot{m} * h_{fg} \quad (18)$$

Donde

\dot{m} : Rapidez de la evaporación o condensación del fluido (kg/s)

h_{fg} : Entalpia de evaporización a la temperatura y presión especificadas (kJ/kg)

Un fluido común libera o absorbe gran cantidad de calor a una temperatura constante en su proceso de cambio de fase.

Esta razón de intercambio de calor en un intercambiador se la puede expresar también, de manera análoga a la ley de Newton de enfriamiento como:

$$\dot{Q} = U * A_s * \Delta T_m \quad (19)$$

Donde

U: Coeficiente total de transferencia de calor ($\text{W}/\text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C}$)

A_s : Área de transferencia de calor (m^2)

ΔT_m : Apropriada diferencia promedio de temperaturas entre los dos fluidos ($^\circ\text{C}$)

La forma apropiada de la diferencia media de las temperaturas (ΔT_m) entre los dos fluidos presenta naturaleza logarítmica. Dependiente de la distribución de flujo de intercambiador y su tipo de construcción

$$\dot{Q} = U * A_s * \Delta T_{ml} \quad (20)$$

$$\Delta T_{ml} = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln (\Delta T_1 / \Delta T_2)} \quad (21)$$

Donde

ΔT_{ml} : Temperatura media logarítmica.

ΔT_1 y ΔT_2 : Diferencia de temperaturas entre los dos fluidos en los extremos.

1.3.13 Factor de corrección

Se considera que un condensador o una caldera son intercambiadores de calor a contra flujo o de flujo paralelo, debido a que estos dos enfoques conllevan el mismo resultado.

La relación antes mencionada de temperatura media logarítmica se ve limitada a intercambiadores de contraflujo y flujo paralelo. Se han desarrollado también similares relaciones para los intercambiadores de flujo cruzado y de tubos y coraza de pasos múltiples, pero se obtiene como resultado expresiones complicadas debido a las complejas condiciones del flujo. Para este tipo de intercambiadores es recomendable relacionar la diferencia equivalente de temperatura con la relación de diferencia media logarítmica para el caso de contra flujo, mediante la siguiente expresión:

$$\Delta T_{ml} = F * \Delta T_{ml,CF} \quad (22)$$

Donde

F: factor de corrección

$\Delta T_{ml,CF}$: Diferencia media logarítmica de temperatura para contra flujo

El factor de corrección F es menor que la unidad $F \leq 1$. Por lo tanto, dicho factor para intercambiadores es una medida de desviación de la ΔT_{ml} .

Cuando existe un cambio de fase (condensación o evaporización), como es el caso del condensador y caldero, el valor de corrección es $F=1$, sin importar su configuración.

1.3.14 Convección

Mecanismo de transferencia de calor de un fluido con movimiento masivo de este, puede ser natural o forzada.

En la convección forzada actúan elementos como bombas o ventiladores obligando al fluido a despasarse por las superficies o tubos. En la convección natural el movimiento del fluido se da por medios naturales, como el efecto de flotación, el fluido caliente sube y el fluido frío baja.

La razón de transferencia de calor por convección es proporcional a la diferencia de temperaturas y se la puede expresar según la ley de Newton de enfriamiento. [16]

$$Q_{conv} = h * A_s * (T_s - T_{\infty}) \quad (23)$$

Donde

h : Coeficiente de transferencia de calor por convección ($W/m^2 * ^\circ C$)

A_s : Área superficial de transferencia de calor (m^2)

T_s : Temperatura de la superficie ($^\circ C$)

T_{∞} : temperatura del fluido suficientemente lejos de la superficie ($^\circ C$)

1.3.14.1 Convección natural

Numero de Prandtl

Describe la relación entre difusividad de cantidad de movimiento y difusividad térmica. Es un valor adimensional que describe el espesor relativo de las capas límite tanto de velocidad como temperatura, este número van desde menos 0.01 para metales líquidos, más de 100000 para aceites pesados y para los gases es de alrededor de 1, lo que significa que la cantidad de movimiento, así como el calor se disipan a través del fluido a casi la misma velocidad [16]

Coeficiente de expansión volumétrica

Representa la variación de densidad de un fluido con la temperatura y a una presión constante (β).

La misma que es equivalente la inversa de la temperatura.

$$\beta_{\text{gas ideal}} = \frac{1}{T} \left[\frac{1}{\text{K}} \right] \quad (24)$$

Numero de Grashof

Esta expresión adimensional representa la razón de las fuerzas de flotabilidad con respecto a fuerza viscosa que actúan sobre un fluido.

$$\text{Gr}_L = \frac{g * \beta * (T_s - T_\infty) * L_c^3}{\nu^2} \quad (25)$$

Donde

g : Aceleración de la gravedad (m/s^2)

β : Coeficiente de expansión volumétrica ($1/\text{K}$) para gases ideales

T_s : Temperatura de la superficie ($^\circ\text{C}$)

T_∞ : Temperatura de la superficie suficientemente lejos ($^\circ\text{C}$)

L_c : Longitud característica de la configuración geométrica (m)

ν : Viscosidad cinemática del fluido (m^2/s)

1.3.14.2 Convección natural sobre superficies

Este tipo de transferencia de calor depende tanto de la configuración geométrica de la placa, así como de su orientación, variaciones en la temperatura en la superficie y propiedades termofísicas del fluido.

Existen ciertas soluciones analíticas para determinar esta transferencia de calor, pero, debido a que se obtienen para configuraciones geométricas simples aplicando hipótesis simplificadoras, estas carecen de generalidad. Por lo tanto, las relaciones de este tipo de transferencia de calor son basadas en estudios experimentales.

Las correlaciones empíricas del número promedio de Nusselt, para convección natural.

$$\text{Nu} = \frac{h * L_c}{k} = C * (\text{Gr}_L * \text{Pr})^n = C * \text{Ra}_L^n \quad (26)$$

Donde

Ra_L : Número de Rayleigh

Número de Rayleigh

Resulta del producto de número de Grashof y de Prandtl, considerándose que es la razón de las fuerzas de flotabilidad y difusividad térmica y cantidad de movimiento.

$$Ra_L = Gr_L * Pr = \frac{g * \beta * (T_s - T_\infty) * L_c^3}{\nu^2} * Pr \quad (27)$$

Donde

L_c : Longitud característica (m)

C: Valor que depende de la configuración geométrica

n: Valor que depende del régimen de flujo (1/4 laminar y 1/3 turbulento)

Todas las propiedades del fluido que interviene en la transferencia de calor se deben evaluar a la temperatura de película T_f

$$T_f = \frac{1}{2} * (T_s - T_\infty) \quad (28)$$

La longitud característica para una placa vertical plana es la altura L de esta y para superficies horizontales se calcula mediante la expresión:

$$L_c = \frac{A_s}{p} \quad (29)$$

Donde

p: Perímetro del área superficial (m)

En el anexo A-1, Se muestra una tabla con relaciones simples para el número promedio de Nusselt para diferentes configuraciones geométricas.

Una vez determinado el número de Nusselt y, por lo tanto, el coeficiente promedio de convección, la razón de transferencia de calor por convección natural desde una superficie a una temperatura uniforme T_s hacia un fluido circundante, se la puede expresar con la ecuación Newton del enfriamiento.

1.3.15 Efectividad

Empleando el método de la efectividad NTU, presentado por Kays y London en 1955, es posible determinar la efectividad de la transferencia de calor ε , evitando la realización de tediosas iteraciones que serían necesarias en el método LMDT.

$$\varepsilon = \frac{\dot{Q}}{Q_{\max}} \quad (30)$$

Donde:

\dot{Q} : Razón de transferencia de calor real (W).

Q_{\max} : Razón máxima posible de transferencia de calor (W).

Basados en un balance de energía de los fluidos caliente y frío de un intercambiador se puede determinar la razón de transferencia de calor real con:

$$\dot{Q} = C_c(T_{c,\text{salida}} - T_{c,\text{entrada}}) = C_h(T_{h,\text{entrada}} - T_{h,\text{salida}}) \quad (31)$$

Donde:

$C_c = \dot{m}_c * c_{pc}$: Razón de capacidad calorífica del fluido frío (W/ °C)

$C_h = \dot{m}_c * c_{ph}$: Razón de capacidad calorífica del fluido caliente (W/ °C)

c_{pc} y c_{ph} : Calores específicos (kJ/kg*°C)

Para la determinación de la razón máxima posible de la transferencia de calor en un intercambiador, se debe determinar primero la diferencia de temperatura máxima. La cual es diferencia entre las temperaturas de entrada del fluido frío y caliente

$$\Delta T_{\max} = T_{h,\text{entrada}} - T_{c,\text{entrada}} \quad (32)$$

La transferencia de calor máximo en un intercambiador se dará cuando, en el primer caso la temperatura del fluido frío se caliente hasta alcanzar la temperatura de entrada del fluido caliente, o segundo caso cuando la temperatura del fluido caliente se enfríe hasta la temperatura de entrada del fluido frío. Este se puede dar de manera simultánea únicamente cuando las capacidades caloríficas de los dos fluidos sean idénticas ($C_c = C_h$), por otro lado cuando ($C_c \neq C_h$), como comúnmente es el caso, el fluido en sufrirá de un cambio de temperatura más grande, y por lo tanto será también el primero en

experimentar la diferencia máxima de temperatura y en este punto se suspenderá la transferencia de calor.

De este modo se define que la razón máxima posible de transferencia de calor sería representado por:

$$\dot{Q}_{\max} = C_{\min}(T_{h,\text{entrada}} - T_{c,\text{entrada}}) \quad (33)$$

Donde:

C_{\min} : Es la menor entre C_c y C_h

$T_{h,\text{entrada}}$: Temperatura fluido caliente en la entrada

$T_{c,\text{entrada}}$: Temperatura de fluido frio en la entrada

Condiciones especiales de operación

Los intercambiadores de calor pueden operar bajo ciertas condiciones especiales que son importantes señalar como, por ejemplo, cuando un fluido caliente tiene una capacidad calorífica C_h mucho mayor a la capacidad calorífica del fluido frio C_c , la temperatura del fluido caliente prácticamente permanece constante mientras que la temperatura del fluido frio aumenta, se produce esta misma condición cuando el fluido caliente se trata de un vapor de condensación, ya que esta condensación produce a temperatura constante y, para todos los fines prácticos, $C_h \rightarrow \infty$. Al contrario, en un evaporador o caldera es el fluido frio quien experimenta un cambio de fase permaneciendo a una temperatura casi uniforme y, por lo tanto, $C_c \rightarrow \infty$. [19]

CAPÍTULO II

MATERIALES Y METODOLOGÍA

2.1 Materiales de construcción

2.1.1 Estructura

La estructura está conformada por elementos destinados a soportar la carga o fuerzas ejercidas sobre ella, dicha estructura debe cumplir con características que garanticen su seguridad y fiabilidad como:

Rigidez: Cuando se la aplica una carga estática sin peligro de que se derribe.

Estabilidad: Debe permanecer estática sin posibilidad de que se derrumbe

Resistencia: Los elementos constituyentes deben ser capaces de soportar la carga que se le ejerza, sin sufrir deformación o daños.

Tabla 2. 1 Material de la estructura [Autor]



Materiales	Descripción
<p>Tubo cuadrado de acero 25*25*1.5 mm</p> 	<p>Constituye el elemento soporte de la estructura, conformada de acero negro con un grosor de 1.5 mm</p> <p>Ofrece una vida útil prolongada, facilidad y rapidez de uso a más de ser relativamente económico.</p> <p>Se ha utilizado para la estructura un aproximado de 18 m lineales.</p>
<p>Alambre soldadura 0.8 mm</p> 	<p>Material de aporte en el proceso de soldadura, el alambre ER 70S-6 elaborado bajo norma ISO 1400, es un tipo de electrodo continuo de acero el cual está revestido con una delgada capa de cobre, con excelente soldabilidad con gases de protección como CO2 o Ar/CO2.</p>

2.1.2 Sistema de ductos

Construidos de tol galvanizado comercial, material comúnmente empleados en este tipo de requerimientos, y siendo necesaria la utilización de soldadura blanda para los elementos más pequeños que presentan limitaciones de construcción con métodos y técnicas convencionales, el sistema de ductos es encargado de transportar el aire proporcionado por el ventilador hacia los diferentes tramos del sistema, en el cual se instalan accesorios tales como codos, bifurcaciones, campanas y dámper encargados de restringir o redirigir el flujo.

Tabla 2. 2 Materiales del sistema de ductos [Autor]

Material	Descripción
<p>Tol galvanizado 0.8 mm</p> 	<p>Son planchas de acero con un recubrimiento de zinc, ofrece una alta resistencia a la corrosión y gran duración</p> <p>Bajo norma de fabricación NTE INEN 115 y laminado en frío.</p> <p>Utilizada en la industria para fabricación de ductos de aire acondicionado y ventiladores de techo</p>
<p>Estaño-cobre</p> 	<p>Material de aporte en la soldadura blanda estaño-plomo 60/40, utilizado en trabajo delicado o cuando la temperatura de soldadura es muy crítica y relevante para el material base como el tol de pequeño espesor</p>
<p>Tornillos de sujeción M4*12</p> 	<p>Empleado para sujetar y asegurar la permeabilidad del sistema de ductos en las uniones tales como bridas, pasantes y sujetadas por un tuerca y arandelas, apretándoles con una fuerza tal que fije adecuadamente los componentes y selle las aberturas existentes en las uniones.</p>
<p>Caucho platina de 0.4 mm de grosor</p>	<p>Tiras de goma de neopreno fue una de las primeras gomas sintéticas desarrolladas con múltiples aplicaciones entre ellas la de sellos ya que ofrece</p>


	<p>excelentes enlaces entre caucho y metal con una buena resistencia.</p>
<p>Dámper</p> 	<p>Constituido por una lámina de tol de 1mm de espesor y con empaques de caucho en su periferia para lograr el cierre más hermético y con un eje que permite su giro desde el exterior del ducto.</p> <p>Permite direccionar, restringir o regular el flujo de aire.</p>

2.1.3 Sistema eléctrico

El sistema eléctrico fue diseñado con la finalidad de alimentar los componentes eléctricos del banco de pruebas de manera correcta y brindando las debidas seguridades al usuario.

Los equipos y accesorios eléctricos empleados para el banco de pruebas y control del ventilador de ½ HP están manipulados desde una caja de control ubicada en la parte superior de la estructura del banco de pruebas.

Tabla 2. 3 Material del sistema eléctrico [Autor]

Material	Descripción
	<p>Elemento utilizado para conducir la electricidad, desde la toma de corriente principal hacia los demás componentes o equipos que conforman el circuito, comúnmente fabricados de cobre por ser un gran conductor y un aislamiento. Se recomienda usar distintos tipos de colores según su aplicación, prestando atención a las normativas correspondientes.</p>
<p>Interruptor ON/OFF motor</p>	<p>Utilizado para comandar el motor ½ Hp montado en el ventilador, consta de dos pulsados (ON / OFF), soporta una carga de 110V y 15A.</p>

	<p>Corta y permite el paso de la corriente tanto en la línea de fase como en neutro, para brindar mayor seguridad al operario y el equipo.</p>
<p>Luz piloto</p> 	<p>Permite identificar cuando un accesorio o equipo se encuentra en funcionamiento, necesario como medida de seguridad. Presentes tanto para el motor (luz verde) como para la resistencia eléctrica (luz roja). Alimentación de 110V AC.</p>
<p>Tomacorriente</p> 	<p>Alimentación para fuente de tarjeta Arduino, ubicado en el interior de la caja de mandos. Corriente de trabajo AC 110V.</p>
<p>Caja de mandos y pantallas</p> 	<p>Caja metálica de servicio eléctrico (20*20*10 cm), sirve como soporte de botones, interruptores, luz piloto, pantallas de información y alberga y protege los circuitos y tarjetas electrónicas, así como el cableado eléctrico.</p>
<p>Equipo</p>	<p>Descripción</p>
<p>Multímetro digital</p> 	<p>Utilizado para medir diferentes magnitudes (voltaje, amperaje, continuidad) en el mismo equipo, se lo ha empleado para medir corriente alterna y continua, así como para comprobar que las conexiones y fuentes de alimentación sean las adecuadas para cada dispositivo.</p>
<p>Cautín</p> 	<p>Instrumento utilizado para realizar soldaduras en circuitos electrónicos mediante la fundición de estaño. Corriente de alimentación 110 V.</p>

2.1.4 Sistema de calentamiento

En recintos cerrados como oficinas, laboratorios, galpones, etc. Muchas veces es necesario tratar el aire, esto se lo puede realizar mediante diferentes métodos, entre ellos para este proyecto se ha considerado el calentamiento con vapor de agua que circula en espiral de tubos de cobre en el interior de los ductos de aire, siendo necesario algunos materiales específicos para cumplir dicho fin.


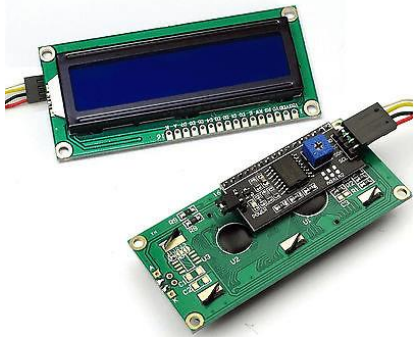


Tabla 2. 4 Material del sistema de calentamiento [Autor]


Material	Descripción
<p>Tubería flexible de cobre</p> 	<p>Tubería de cobre flexible con un diámetro de 3/8 pulgadas, por la cual circula el vapor generado por el calderín, transmitiendo así el calor hacia el aire circundante.</p>
<p>Trampa de vapor con filtro incluido</p> 	<p>Retienen el vapor de agua en el serpentín, permitiendo separarlo el condensado de retorno al tanque de agua para repetir el ciclo.</p> <p>Cuenta con filtro incorporado que retiene impurezas en el fluido.</p> <p>Termodinámica, material de acero, diámetro de 1/2 in.</p>
<p>Línea de tubería galvanizada de 1/2 de pulgada</p> 	<p>Sistema de conducción de vapor, agua y condensado desde y hacia el calderín.</p> <p>Acero galvanizado de diámetro 1/2 in.</p>

2.1.5 Sistema de medición

Brinda información en tiempo real de los parámetros de temperatura y velocidad de viento que circula a través de los ductos, mediante la medición con un sensor conformado por un módulo y termocupla tipo K, siendo estos gobernados por una tarjeta Arduino y visualizando dichos valores en dos displays en el panel de control.

Tabla 2. 5 Material sistema de medición [Autor]

Material	Descripción
<p data-bbox="316 400 504 430">Arduino UNO</p> 	<p data-bbox="866 400 1394 712">Placa de microcontroladores desarrollado por Arduino.cc. Está basado en hardware y software libre, lo que lo hace muy atractivo para creadores y desarrolladores para ejecutar sus proyectos.</p>
<p data-bbox="316 786 576 815">Displays LCD 16*4</p> 	<p data-bbox="866 786 1394 927">Muestra los valores de temperatura en grados Celsius y Fahrenheit, tomados por la termocupla tipo K.</p> <p data-bbox="866 949 1394 1032">Dos displays LDC 16*2 con módulo I2C.</p> <p data-bbox="866 1055 1161 1084">Alimentación 5 V DC.</p> <p data-bbox="866 1106 1394 1189">Cuenta con luz de iluminación de pantalla.</p>
<p data-bbox="316 1263 549 1292">Modulo max6675</p> 	<p data-bbox="866 1263 1394 1404">Es un convertidor analógico a digital diseñado para trabajar con termopares tipo K.</p> <p data-bbox="866 1426 1394 1568">Resolución de 0.25 °C, medición hasta los 1024 °C, Alimentación de 3.3 a 5 V. consumo máximo de 1.5 mA.</p>
<p data-bbox="316 1628 564 1657">Termocupla tipo K</p> 	<p data-bbox="866 1628 1394 1769">Tiene un conductor positivo de níquel-cromo y un conductor negativo níquel-aluminio.</p> <p data-bbox="866 1792 1394 1933">Intervalo de temperatura de 0 a 400 °C, diámetro del sensor 4.5 mm, blindaje metálico, rosca M6</p>

Equipo	Descripción
<p data-bbox="316 286 488 315">Anemómetro</p> 	<p data-bbox="866 286 1394 376">Utilizado para medir la velocidad instantánea del viento.</p> <p data-bbox="866 398 1394 600">Velocidad del viento de 0 a 45 m/s, temperatura de -10 a 50 °C, escala de Beaufort 0 a 12, con retención de datos, selección de valor máximo y promedio.</p>

2.1.6 Listado de materiales

Tabla 2. 6 Lista de materiales [Autor]

Sistema mecánico	
Tubo cuadrado de acero negro 25x25x1.5	Pernos de 1/4" con tuerca y arandela
Tol de acero galvanizado comercial de 0.9 mm	Electrodo 6011
Ángulo de acero negro 25x25x2	Remaches 5/32"
Platina de neopreno 25x5 mm	Pegamento
Platina de acero 15x3 mm	Silicón líquido
Tornillos con tuerca y arandelas M4x12	Pintura en aerosol
Tapones de caucho	
Sistema de vapor	
Serpentín de cobre	Tubería de acero galvanizado de 1/2
Niples 3/8 x 1/2 hembra	Codos 90° de 1/2
Trampa de vapor termodinámica con filtro	
Sistema eléctrico	
Cable eléctrico flexible N°14 negro	Caja metálica 20*20*10 cm
Cable eléctrico flexible N°14 blanco	Caja plástica sobre puesta
Interruptor tipo cangrejo 110V	Manguera eléctrica
Interruptor ON/OFF 110 V	Ordenador de cables
Luz piloto 110V	
Sistema electrónico	
Tarjeta Arduino UNO	Protoboard

Displays LCD	Cables
Módulos termocuplas	Fuente alimentación 5V
Termocuplas	Interruptor ON/OFF

2.2 Metodología

Exploratoria

Se la considera una etapa inicial de la investigación, debido a que es un acercamiento preliminar al tema de estudio a fin de responder o aclarar inquietudes básicas acerca del proyecto como los son, por ejemplo, condiciones de trabajo, espacio disponible, alimentación del sistema, materiales y equipos a utilizar, dimensionamiento preliminar, siendo esta información el punto de partida para el correcto desarrollo inicial del proyecto.

Descriptiva

Este tipo de investigación es de suma importancia al momento de poner en funcionamiento el banco de pruebas, puesto que posibilita la obtención de información según el comportamiento que presenta el sistema una vez puesto en marcha.

Explicativa

El empleo de este método es con el objetivo de dar a conocer más a detalle los principios termodinámicos, de funcionamiento y aplicaciones que existen detrás del proceso de calentamiento de aire en ductos por medio de vapor de agua.

Cuantitativa

Con la utilización de este tipo de investigación, se tiene la posibilidad de recabar información y obtener datos numéricos que pueden ser posteriormente analizados, para el caso del proyecto a desarrollarse, se medirá la temperatura, tanto en entrada como en la salida, de los ductos en cuyo interior se encuentran la batería o serpentín de calor, esto con el fin de analizar la variación que sufren dichas temperaturas.

Bibliográfica y documental

Es de suma importancia ya que garantiza la calidad y veracidad de los fundamentos teóricos de la investigación y desarrollo del proyecto. Para ello se ha realizado un proceso de selección, clasificación, evaluación y análisis del contenido del material

utilizado ya sea mediante fuentes físicas y/o digitales, que servirán como fundamento teórico, conceptual y metodológico.

Método ordinal corregido de criterios ponderados

Este método será empleado para determinar la mejor opción al momento de selección de una determinada alternativa.

Consiste en la comparación de alternativas y su respectiva ponderación para un posterior análisis según los criterios establecidos como más relevantes

Tomará el valor de:

- 1, cuando la solución de las filas es mayor a de las columnas.
- 0.5, cuando la solución de las filas sea igual a de las columnas.
- 0, cuando la solución de las filas sea inferior al de las columnas.

Una vez cuantificada estas soluciones se procede a la suma de estos valores añadiendo la unidad para evitar que el menor resultado sea cero.

2.2.1 Descripción etapas de la metodología

Para el desarrollo del proyecto se planificaron aspectos fundamentales tales como investigaciones previas referentes al acondicionamiento de aire en ductos, así como los tipos de ventiladores utilizados en este tipo de sistemas, procesos de fabricación de ductos, materiales, tipo de calentamiento, sistema de medición, entre otros.

Etapa de diseño preliminar|

Se ha realizado un esquema general de las estructura y ductos, así como sus respectivos accesorios como codos, expansiones, bifurcaciones, etc. Para ellos se ha empleado un software de diseño CAD, con el fin de dimensionar cada elemento de forma precisa con las especificaciones y recomendaciones planteadas en libros de estudio, y tomando en cuenta su factibilidad de construcción.

En esta etapa también se realizó el esquema de circuitos de conexión eléctrica y su distribución, así como el análisis y dimensionamiento del sistema de calentamiento de aire por vapor.

Etapas de diseño detallado

El siguiente paso en el diseño es establecer las dimensiones finales de ductos y estructura, una vez que se haya analizado los parámetros establecidos. De igual modo para el sistema eléctrico y componentes electrónicos para definir su ubicación y distribución en la caja de componentes.

En cuanto al sistema de calentamiento de aire, se determinó las dimensiones, disposición y montaje de la batería de calor en el ducto superior, además del sistema de conducción de vapor de entrada y de retorno.

Etapas de simulación

Con la ayuda de un software CAD, se realizará un análisis de la estructura soporte de los ductos con el fin de determinar y asegurar que dicha estructura sea capaz de resistir la carga ejercida por el peso mismo de los ductos sin sufrir ningún tipo de deterioro o deformación.

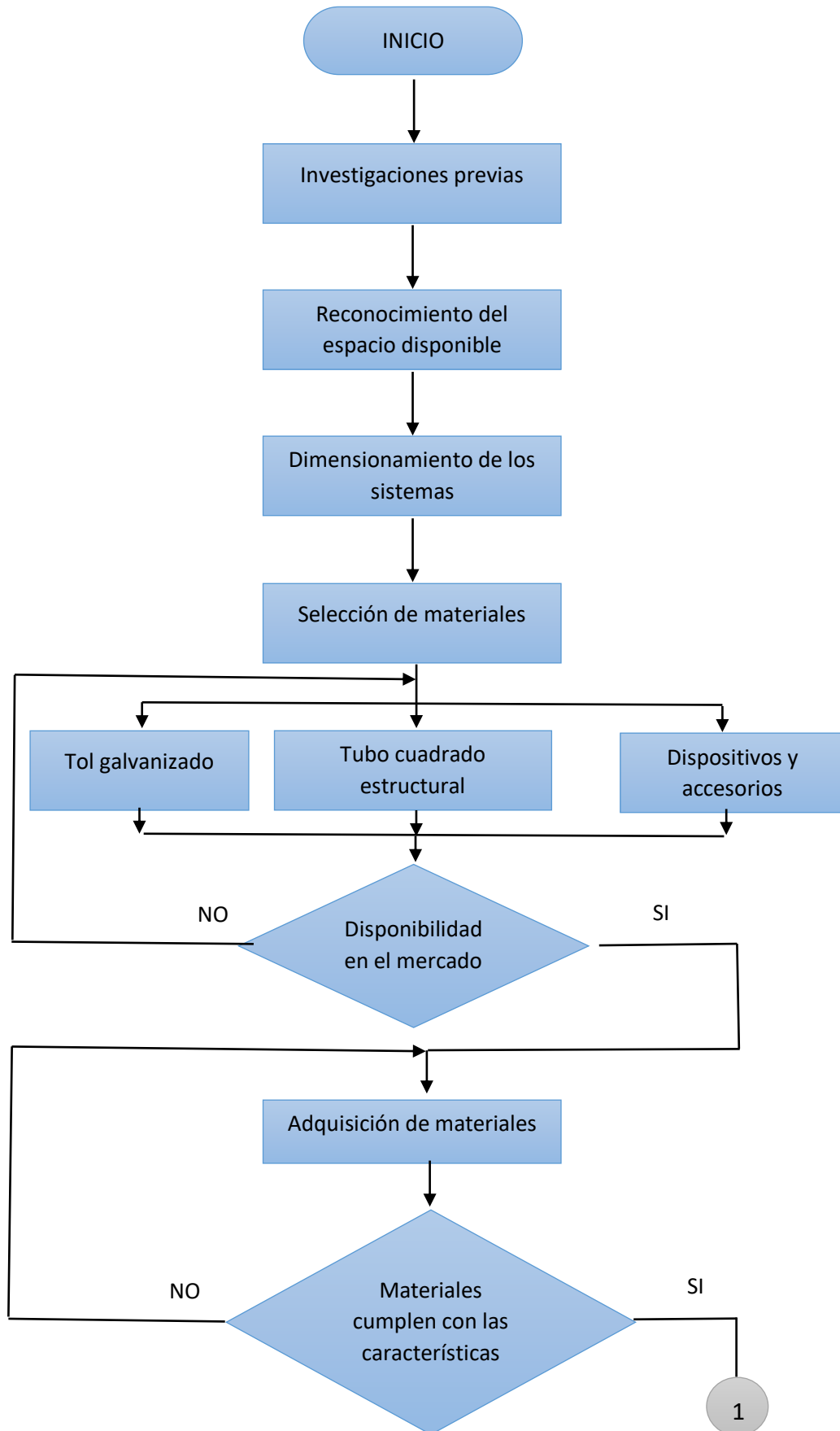
Etapas de construcción y montaje

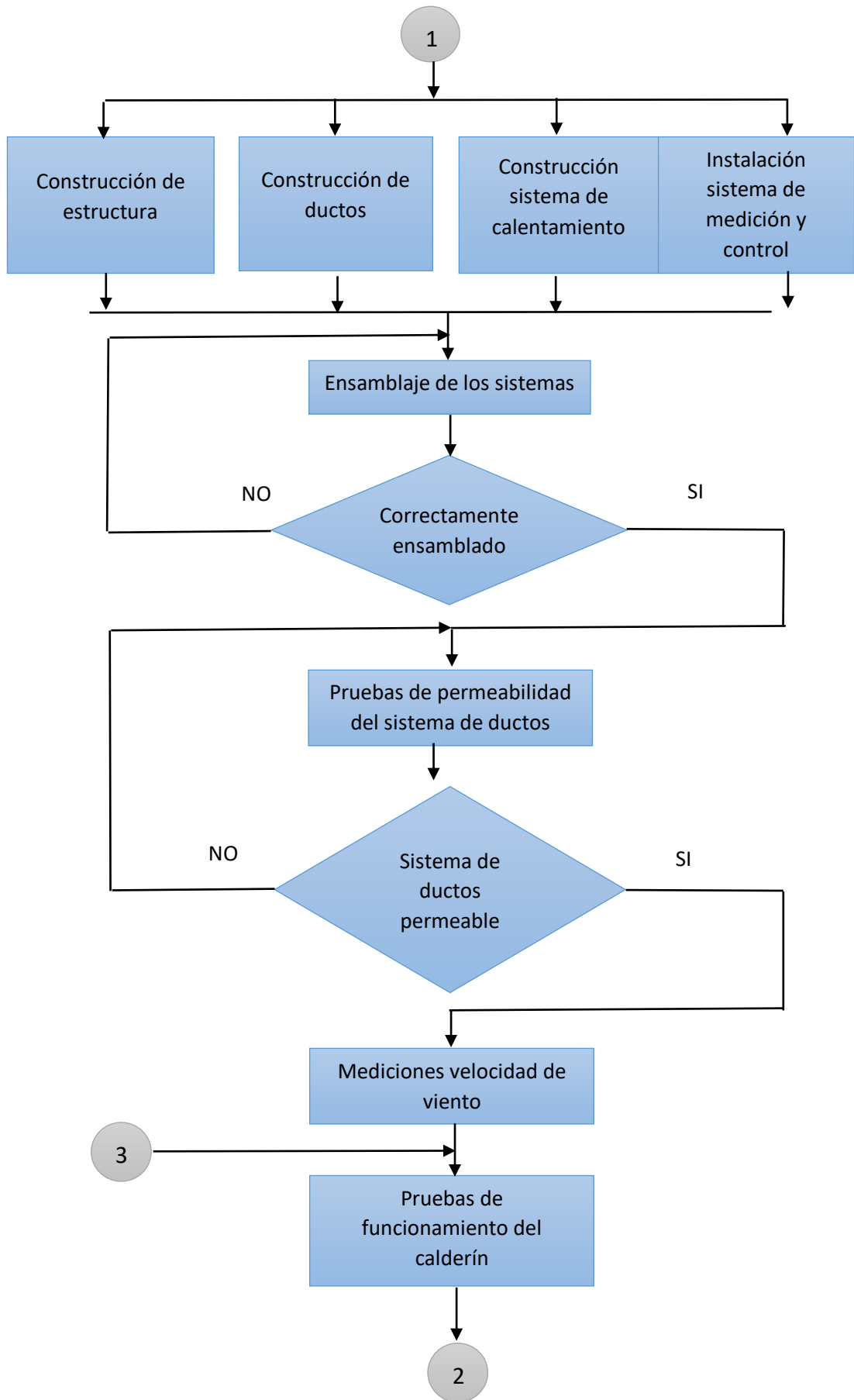
Para la construcción del banco de pruebas se procedió según las dimensiones y especificaciones generadas en la etapa del diseño detallado y posterior planimetría que será de guía para su elaboración y evitar fallas o inconvenientes en el montaje. La construcción de banco se la realizó en etapas, estructura, ductos, sistema eléctrico y electrónico y sistema de calentamiento por vapor. De modo que cada uno de los elementos y componentes no interfieran al momento de poner a funcionar el banco de pruebas, así como para facilitar su montaje y mantenimiento.

Etapas de análisis

Finalmente, en esta etapa se analizará y evaluará los resultados obtenidos con la construcción, simulación y puesta en marcha del banco de pruebas, tomando las mediciones correspondientes de temperatura y velocidad del aire y su variación con la exposición a la batería de calor formada por el serpentín de cobre con flujo de vapor de agua.

2.2.2 Diagrama de construcción banco de pruebas





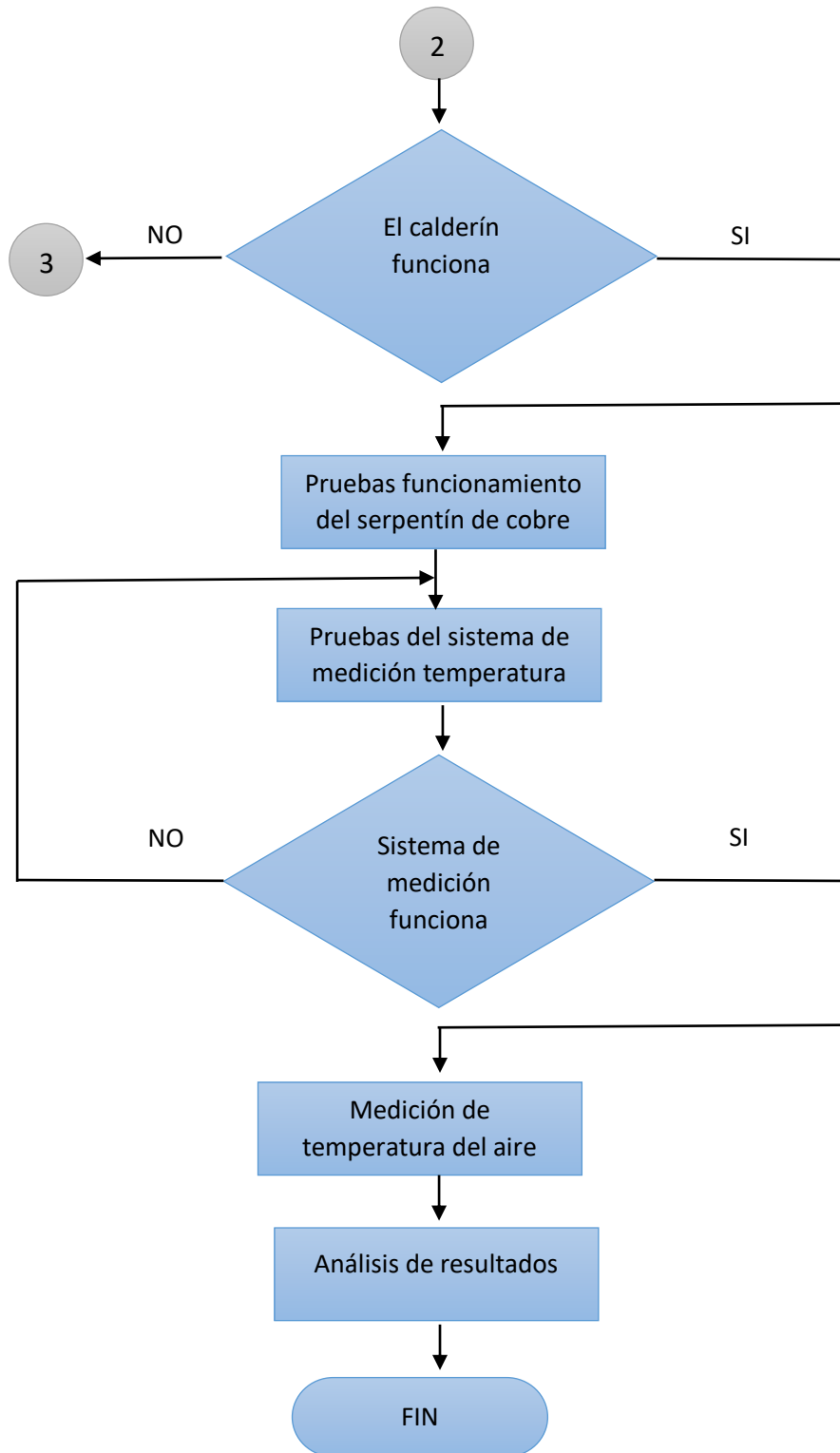
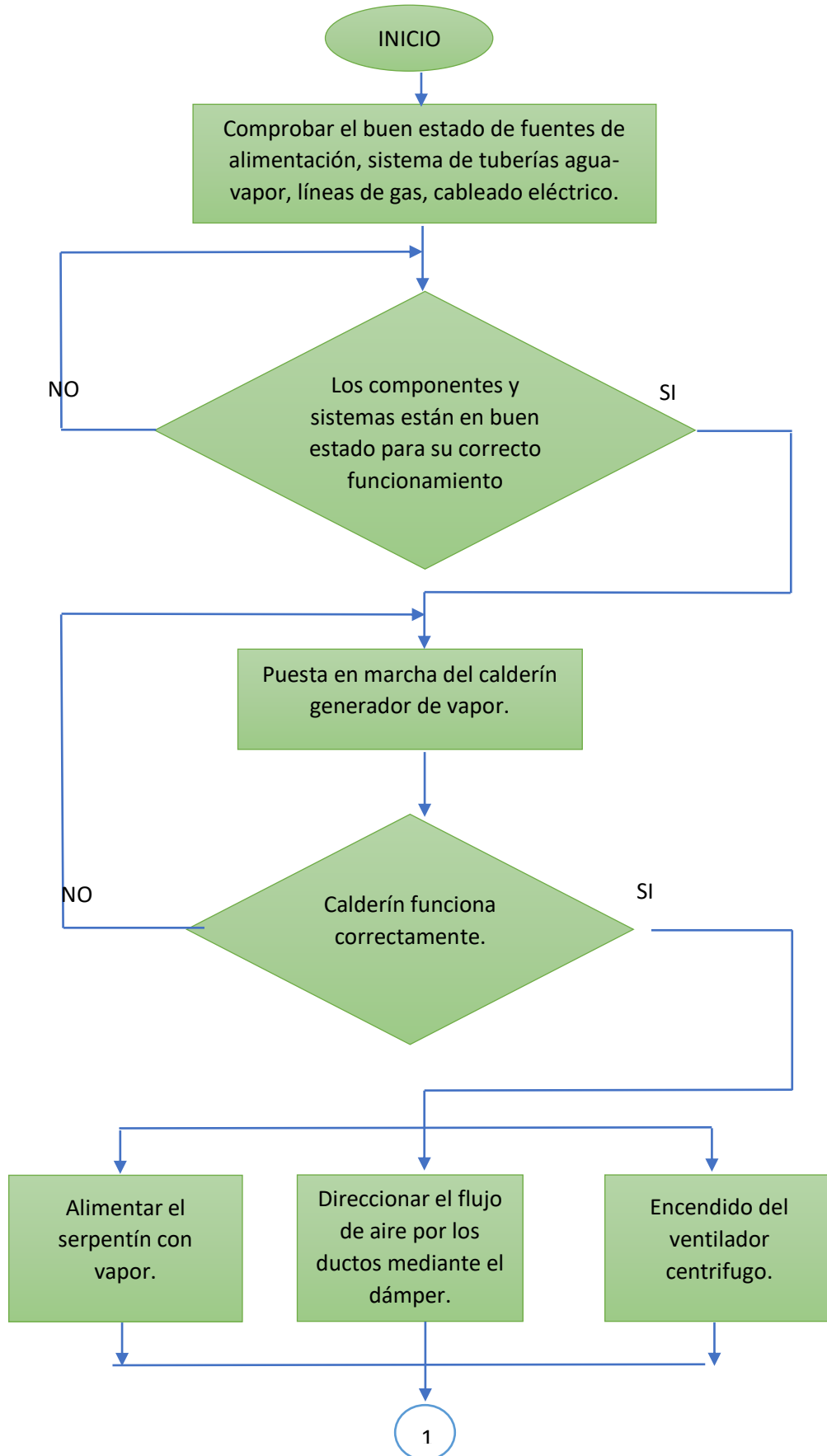


Figura 2. 1 Diagrama de flujo de construcción del banco de pruebas [Autor]

2.2.3 Diagrama de puesta en marcha del banco de pruebas



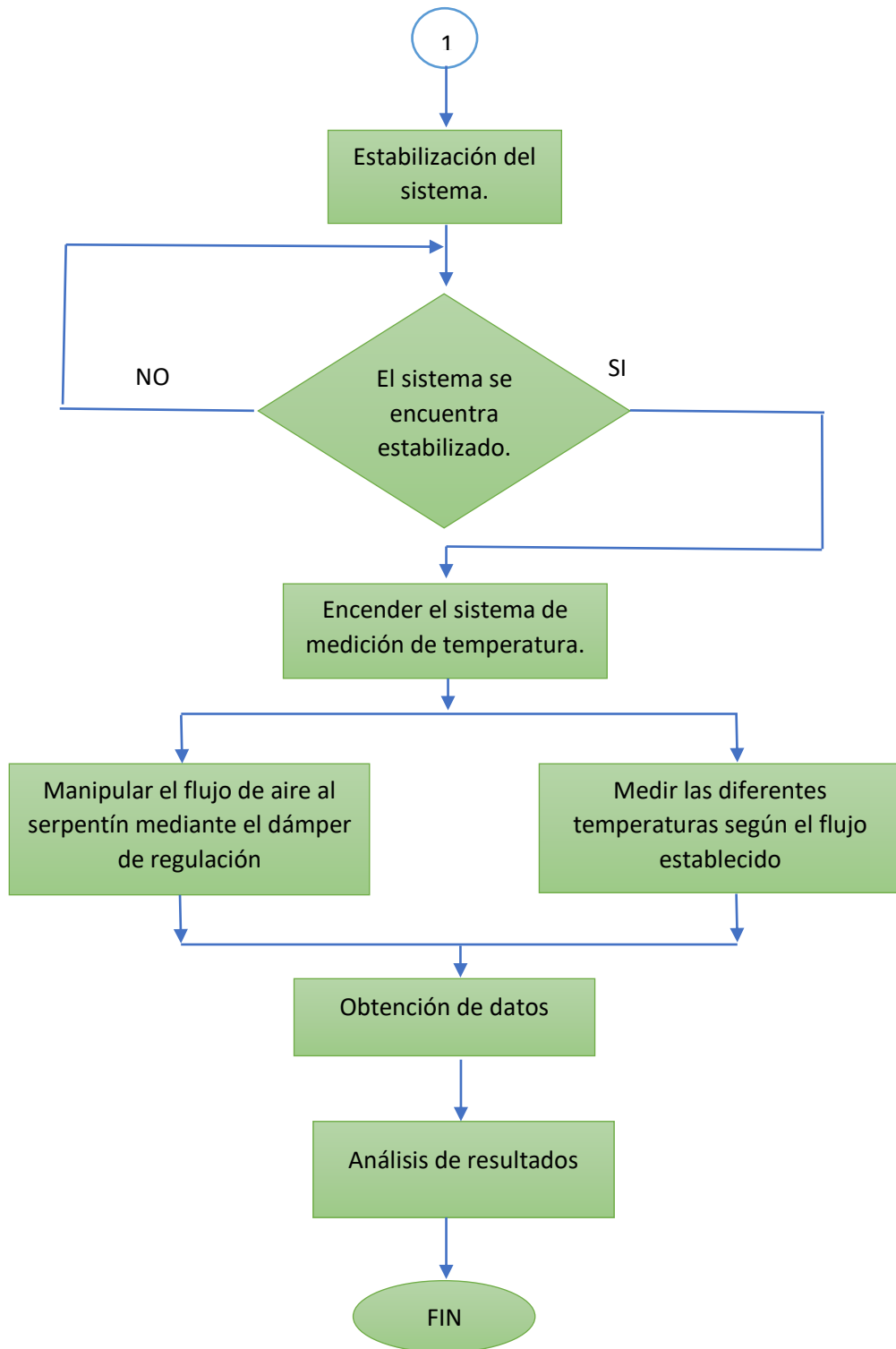


Figura 2. 2 Diagrama de flujo de puesta en marcha el banco de pruebas [Autor]

2.2.4 Procedimiento de puesta en marcha del banco de pruebas y toma de mediciones de temperatura

Precauciones

1. Medidas de seguridad

- Corroborar que fuentes de alimentación, sistemas cableado, ductos, tubería estén en buen estado.
- Usar el equipo de protección adecuado.

Puesta en marcha del calderín de vapor

2. Conectar el tanque de GLP a la línea de alimentación de gas

- Asegurar la válvula de conexión.
- Purgar el aire existente en la línea.
- Abrir válvulas de alimentación al calderín.

3. Llenado de tanque de agua

- Abrir el grifo de agua y procurar evitar filtraciones en la manguera.
- Llevar el agua hasta el nivel establecido por el flotador.

4. Encendido de la bomba de agua

- Abrir la válvula de entrada de agua a la bomba.
- Conectar el calderín a la fuente de energía (110 V).
- Presionar el botón de arranque en la botonera de control del calderín (Enciende luz piloto verde).

5. Suministro de agua del calderín (automático)

- La bomba llena con agua el interior del calderín verificando el nivel de agua en el tubo de vidrio ubicado al costado de este.

6. Encendido del quemador (automático)

- Alcanzado el nivel de agua requerido se permite el flujo de gas y posterior encendido de la chispa.

7. Purgar el aire de las tuberías de vapor

- A medida que se genera el vapor, abrir momentáneamente las válvulas de salida del vapor hacia el exterior.

Puesta en marcha banco de pruebas

8. Abrir la válvula de alimentación de vapor al serpentín
9. Direccional el flujo de aire del ventilador hacia los ductos superiores del banco de pruebas
 - Posicionar el dámper ubicado en la bifurcación hacia abajo ($\leq -45^\circ$).
10. Encender el ventilador centrifugo
 - Conectar la alimentación del motor a línea de corriente (110 V).
 - Presionar el botón de arranque (ON) del tablero de comando (enciende luz piloto verde).
11. Estabilización del sistema
 - Espera un tiempo pertinente para que el funcionamiento del sistema sea aproximadamente constante.

Toma de datos

12. Encender el sistema de medición
 - Presionar en “ON” el botón rojo ubicado en la caja de comandos.
 - Esperar que el sistema arranque completamente.
13. Control del flujo hacia el serpentín
 - Mediante el dámper de regulación controlar el flujo de aire en el ducto.
14. Medición de temperaturas
 - Posicionar las termocuplas en el lugar requerida la medición.
 - Esperar 5 min para precisar el valor.
 - Tomar el valor del display correspondiente a la termocupla utilizada.
15. Análisis de resultados

CAPÍTULO III

RESULTADOS Y DISCUSIÓN

3.1 Análisis y discusión de resultados

En esta sección precisan los resultados obtenidos en cuanto al diseño y construcción del banco de pruebas, para ello se ha desarrollado las diferentes metodologías involucradas en el proyecto, en función del cumplimiento de los objetivos planteados para su ejecución.

3.2 Diseño y construcción del sistema de ductos de aire

Para el diseño de ductos de ventilación se han considerado algunos parámetros o variables como, espacio disponible, velocidades del aire, pérdidas de carga, costos de materiales, factibilidad de construcción, peso, etc.

3.2.1 Ductos de conexión

3.2.1.1 Diseño

En cuanto al diseño de los tramos que conectan los ductos de ventilación y el ventilador se considera en ellos una velocidad máxima, poniendo atención a las velocidades máximas aconsejadas, ya que en dichos tramos no existe ningún accesorio como filtros, dámper de regulación, espirales de calor, entre otros dispositivos, que entorpezcan la libre circulación del aire. Lo que permite el dimensionamiento compacto de este tramo de conexión, proporcionando un peso muy ligero, poco empleo de material, y un ensamble directo entre los ductos de ventilación y el ventilador, sin la necesidad de un sistema de soporte adicional para este.

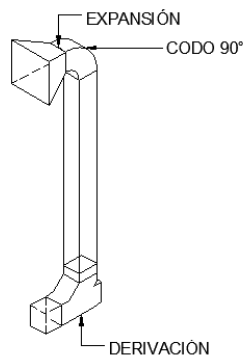


Figura 3. 1 Ductos de conexión y sus accesorios [Autor]

Codos de ductos de conexión

Son unos de los elementos en donde se presentan las mayores pérdidas de carga, debido a los cambios bruscos de dirección, de manera que deben ser diseñados con una geometría que sea capaz de reducir significativamente la resistencia a la libre circulación del flujo del aire en el interior de los ductos.

Por lo que, se ha tomado las recomendaciones en cuanto a dimensionamiento de codos rectangulares, expuestos en los libros referente al acondicionamiento y diseño de ductos del aire.

Codo 90° estándar o suave

Este tipo de codo es el que presenta la menor pérdida de carga por su relación $R = H * 3/4$, considerada estándar en este tipo de geometría. [14]

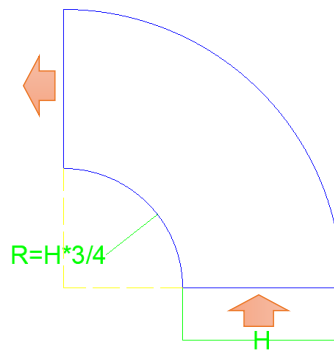


Figura 3. 2 Codo estándar o suave. [Autor]

Por lo tanto:

$H = 0.07m$, mismo que la dimensión de boca de salida del ventilador centrífugo.

$$R = H * \frac{3}{4}$$

$$R = 0.07 m * \frac{3}{4}$$

$$R = 0.0525 m$$

En el apartado de planimetría, lámina 02: Codo 90° estándar, se detallan las dimensiones establecidas para este accesorio.

Codo 90° tres piezas

En el banco de pruebas este codo se forma al direccionar el flujo a través de la derivación y hacia los ductos superiores del banco de pruebas, los mismo que contienen el serpentín de vapor, el radio medio recomendado para este tipo de codo es de $R_m = H * 1.5$ y a una inclinación de la cara de 45° respecto a la horizontal. [14]

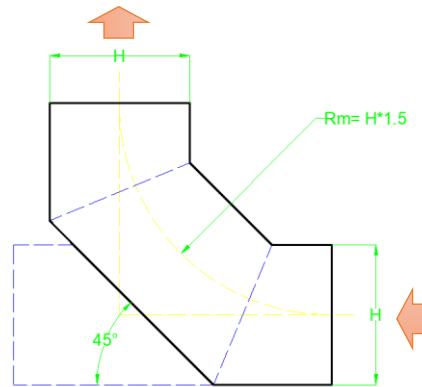


Figura 3. 3 Codo de 3 piezas. [Autor]

Por lo tanto:

$$H = 0.07 \text{ m}$$

$$R_m = H * 1.5$$

$$R_m = 0.07 \text{ m} * 1.5$$

$$R_m = 0.105 \text{ m}$$

En el apartado de planimetría, lámina 03: Derivación, se detallan las dimensiones establecidas para este accesorio.

Campana de expansión

Utilizada para realizar un cambio de sección en la línea de ductos, de forma que este cambio se lo realice de manera progresiva, evitando corrientes turbulentas en el punto de intersección de las secciones y por ende representado una mayor pérdida de carga.

Se recomienda que la inclinación de la reducción sea entre 20° y 30° respecto a la horizontal. Por lo que, se ha optado por tomar el menor valor, ya que, si se optara por un valor por debajo de este, se corre el riesgo de incrementar las pérdidas por fricción

a lo largo del accesorio. Caso contrario, si se escogiese un valor mayor se pueden producir excesivas turbulencias que entorpezcan la libre circulación del aire en los ductos y generen ruido. [14]

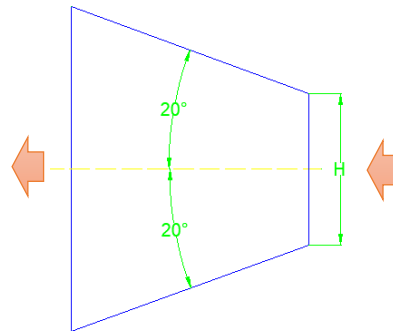


Figura 3. 4 Campana de expansión. [Autor]

En el apartado de planimetría, lámina 04: Expansión, se detallan las dimensiones establecidas para este accesorio.

3.2.1.2 Construcción

El material que se utilizará en la construcción del sistema de ductos de conexión será de tol galvanizado comercial de espesor de 0.5 mm, siendo relativamente delgado, al ser compacto no tendrá mucho peso, además que se empleará un método comúnmente utilizado en la hojalatería, el cual permite soldar láminas de tol delgadas sin que sufran deformaciones o perforaciones en el proceso de unión.

Debido a que el sistema a construir es considerablemente menor a los ductos utilizados normalmente en la industria de tratamiento de aire, los procesos de construcción convencionales no se adaptan completamente a nuestros requerimientos, por lo que, nos vemos forzados a emplear otro método de fabricación de los ductos. Este método involucra la llamada soldadura blanda, muy útil en nuestro caso puesto que no se trata de elementos estructurales o sometidos a cargas.

Para realizar este tipo de soldadura se requiere de un material de aporte que se funde por debajo de los 427° C. Algunas de las aleaciones más utilizadas son de estaño-plomo, estaño-plata, estaño-zinc.

El equipo para fundir el material puede ser por soplete, resistencia eléctrica, inducción, martillo de cobre, etc.

Procesos de construcción ductos de conexión

La construcción de los accesorios se la realizará por partes para posteriormente proceder a soldarlas, para ello se procede a plasmar las figuras de los accesorios (codo, expansión) en el tol para realizar cortes con precisión con la ayuda de una tijera cortachapa, en el procesos de unión es necesario limpiar la zona a soldar con ácido muriático, una vez realizada la limpieza se calienta el martillo soldador y se procede a fundir el material de aporte sobre las piezas a soldar de forma que estas queden completamente unidas. Se realiza el mismo proceso para todos los accesorios.



Figura 3. 5 Construcción accesorios - Primera etapa. [Autor]

En el caso de la derivación se realizará un dámper de direccionamiento de flujo en su interior con una lámina de tol de 0.9mm de grosor, para evitar deformaciones al momento de accionarlo, y en su periferia se colocará un material elastómero con la finalidad de conseguir una mayor permeabilidad entre sus paredes.



Figura 3. 6 Construcción de accesorios - Segunda etapa. [Autor]

Una vez realizada la soldadura se procede a pulir las irregularidades, soldar las bridas y realizar los agujeros según indica los planos constructivos correspondiente a cada accesorio.



Figura 3. 7 Construcción accesorios - Tercera etapa. [Autor]

Finalmente se aplica un recubrimiento de pintura.



Figura 3. 8 Construcción accesorios - Cuarta etapa. [Autor]

3.2.2 Ductos de calentamiento de aire

3.2.2.1 Diseño

Estos ductos, más grandes que los de conexión, serán elaborados con un tol galvanizado de 0.9 mm de espesor, debido a sus mayores dimensiones y puesto que en su interior deben albergar otro tipo de accesorios como espiral de calor, dámper, compuertas, elementos de medición de temperatura.

Contarán con una bifurcación en forma de “Y”, la cual permite la regulación de flujo de aire que fluye a través de la espiral de calor, por medio de un dámper de regulación ubicado anterior a este. En su parte superior se ubicarán unas compuertas de acceso al interior de los ductos, para permitir la toma de medidas de temperatura a lo largo de los tramos.

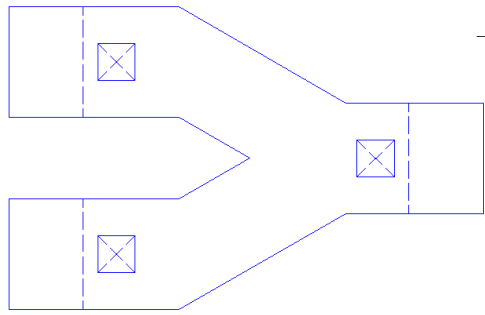


Figura 3. 9 Bifurcación en “Y”. [Autor]

3.2.2.1 Construcción

En el proceso constructivo, por sus mayores dimensiones, permite la utilización de métodos convencionales tales como la utilización de dobladoras, uniones por medio de soldadura eléctrica o por remachado. Siendo su fabricación más rápida y robusta.

En los planos de construcción, Lámina 06: Bifurcación, se puede apreciar a detalle el dimensionamiento y las condiciones de fabricación de la bifurcación, al igual que los tramos rectos complementarios a este sistema de ductos en, Lámina 05: Ductos tramos rectos.



Figura 3. 10 Ductos de aire. [Autor]

3.3 Selección del ventilador

3.3.1 Tipo de ventilador

Como punto de partida en esta sección se concluyó, mediante el método de criterios ponderados, que tipo de ventilador es el más adecuado para acoplar al sistema de ductos, tomando como referencia varios parámetros importantes al momento de seleccionar un equipo como son requerimientos técnicos, eficiencia, precios, etc.

3.3.1.1 Alternativas de tipo de ventiladores

Ventiladores centrífugos

Conducto de aspiración y descarga a 90 °, montable en ductos de aire, ofrece mayor presión que ventiladores axiales en similares condiciones, mayor a 1500 mm.c.a. Velocidades de giro del rotor 200 a 5000 rpm, accionamiento directo o con poleas, caudales desde 50 hasta 1500m³/h, mayor nivel sonoro que otro tipo de ventiladores, tensión de trabajo 230 y/o 115V. eficiencia típica 70-88 %.

Ventiladores axiales

Mueve grandes caudales de aire, presiones estáticas bajas de 5 a 25 mm.c.a, ideales para instalaciones lineales, nivel sonoro medio, accionamiento del motor directo, tamaño de 60*60 mm hasta 250mm D, tensión de trabajo 230 y/o 115V. eficiencia típica 55-85 %.

Ventiladores tangenciales

Baja presión de trabajo y bajo ruido, pequeños, accionamiento directo, diámetro pequeño de 30 a 80 mm tensión de trabajo 230 V. para espacios limitados, alta eficiencia, protección contra polvos y humedad, eficiencia típica 25 %.

3.3.1.2 Ponderación

- 1 = Si el criterio de las filas es mayor que el criterio de las columnas.
- 0,5 = Si el criterio de las filas es igual al criterio de las columnas.
- 0 = Si el criterio de las filas es inferior o que el criterio de las columnas.

Presión estática: El equipo debe proporcionar una presión media para vencer la resistencia ejercida por los ductos y sus accesorios.

Caudal: Ejercer el suficiente flujo de aire para que la velocidad en los ductos sea la requerida.

Ensamblaje: Facilidad de acoplamiento al sistema de ductos.

Eficiencia: Un equipo eficiente optimiza el consumo energético.

Costo: Bajo costo o estar dentro del presupuesto asignado para su adquisición.

Tabla 3. 1 Ponderación de criterios. [Autor]

Criterio	Presión	Caudal	Ensamblaje	Eficiencia	Costo	$\sum+1$	Ponderación
Presión	-	0.5	1	0.5	1	4	0.27
Caudal	0.5	-	1	0.5	1	4	0.27
Ensamblaje	0	0	-	0	0.5	1.5	0.1
Eficiencia	0.5	0.5	1	-	0.5	3.5	0.23
Costo	0	0	0.5	0.5	-	2	0.13
Sumatoria						15	1

Como se puede observar en la tabla los criterios con mayor valor de ponderación, y por lo tanto más relevantes a momento de tomar la decisión, son la presión y caudal del ventilador.

Tabla 3. 2 Ponderación de presiones. [Autor]

PRESIÓN	V. centrífugo	V. axial	V. tangencial	$\sum+1$	Ponderación
V. centrífugo	-	1	1	3	0.5
V. axial	0	-	0.5	1.5	0.25
V. tangencial	0	0.5	-	1.5	0.25
Suma				6	1

Tabla 3. 3 Ponderación de caudales. [Autor]

CAUDAL	V. centrífugo	V. axial	V. tangencial	$\sum+1$	Ponderación
V. centrífugo	-	0.5	1	2.5	0.42
V. axial	0.5	-	1	2.5	0.42
V. tangencial	0	0	-	1	0.16
Suma				6	1

Tabla 3. 4 Ponderación de Ensamble. [Autor]

ENSAMBLAJE	V. centrífugo	V. axial	V. tangencial	$\sum+1$	Ponderación
V. centrífugo	-	1	1	3	0.5
V. axial	0	-	1	2	0.34
V. tangencial	0	0	-	1	0.16
Suma				6	1

Tabla 3. 5 Ponderación de eficiencias. [Autor]

EFICIENCIA	V. centrífugo	V. axial	V. tangencial	$\sum+1$	Ponderación
V. centrífugo	-	1	1	3	0.5
V. axial	0	-	1	2	0.34
V. tangencial	0	0	-	1	0.16
Suma				6	1

Tabla 3. 6 Ponderación de costos [Autor]

COSTO	V. centrífugo	V. axial	V. tangencial	$\sum+1$	Ponderación
V. centrífugo	-	0.5	1	2.5	0.42
V. axial	0.5	-	1	2.5	0.42
V. tangencial	0	0	-	1	0.16
Suma				6	1

Tabla 3. 7 Ponderación final. [Autor]

Criterio	Presión	Caudal	Ensamblaje	Eficiencia	Costo	\sum	Prioridad
V. centrífugo	0.135	0.1134	0.05	0.0115	0.0546	0.3645	1
V. axial	0.0675	0.1134	0.034	0.0782	0.0546	0.3477	2
V. tangencial	0.0675	0.0432	0.016	0.0368	0.0208	0.1843	3

Como se puede observar en las tablas de ponderación final, la prioridad de selección es la del ventilador centrífugo, por presentar una calificación superior frente a las otras opciones.

3.3.2 Dimensionamiento de ventilador

3.3.2.1 Pérdidas de carga en tramos rectos

Se definió los parámetros y condiciones de trabajo del banco de pruebas para posteriormente analizar y determinar la capacidad o dimensionamiento del ventilador requerido para el sistema.

La velocidad del viento es uno de los parámetros más relevantes en cuenta al confort de una habitación, sitio de trabajo, etc. Por ellos, se han expuesto algunos valores de velocidades máximas consideradas aceptables para alcázar dicho confort, las cuales se

expone en la tabla 1.1, donde se puede apreciar que una velocidad máxima comúnmente empleada para las mayorías de aplicación es de 2,5 m/s. Siendo esta velocidad la más utilizada en diferentes ámbitos, por lo cual, tomaremos como referencia este valor para definir los requerimientos del sistema de ductos.

La velocidad con la que sale el aire de los ductos de calefacción es la que se transmitirá a el recinto que contenga la instalación, por ello, para la construcción del banco de pruebas, es de suma importancia realizar un análisis enfocado principalmente en este tramo final del sistema, ya que en este se realizaran las pruebas y tomas de medidas necesarias.

Por lo antes expuesto en esta sección, se procede a calcular el caudal máximo aplicable para que no sobrepase la velocidad máxima definida para el ducto de salida del aire, con la ecuación (1).

$$Q = A * V$$

$$Q_{\max} = A * V_{\max}$$

Donde

V_{\max} : Velocidad máxima permitida en ducto de salida (m/s)

A : área de la sección transversal del ducto de salida (m²)

Tabla 3. 8 Caudal en el ducto de calentamiento. [Autor]

v_{\max} (m/s)	A (m ²)	Q_{\max} (m ³ /h)
2.5	0.0225	202.5

Siendo este ($Q_{\max} \approx 200 \text{ m}^3/\text{h}$) el caudal máximo para el tramo que contendrá la espiral de vapor. Por lo tanto, el caudal que el sistema requiere sería el doble del calculado $Q \approx 400 \text{ m}^3/\text{h}$, debido a que antes de este tramo existe una bifurcación en Y, la cual divide estos tramos en dos secciones iguales y por lo tanto también su caudal, como se muestra la figura 3.11.

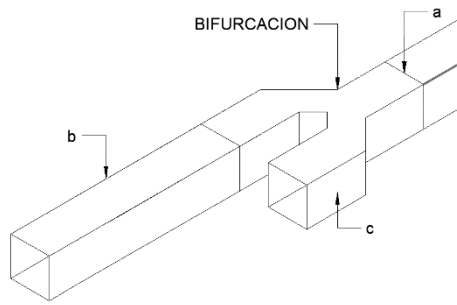


Figura 3. 11 Bifurcación de caudal. [Autor]

La selección de un ventilador debe hacerse con la finalidad de que este sea capaz de vencer la resistencia que presenta el sistema de ductos y sus accesorios. Para ello, como se ha mencionado con anterioridad, en el capítulo segundo correspondiente a marco teórico, es necesario determinar la presión estática absorbida por los ductos de la instalación, es decir, todas las pérdidas de carga comprendidas por los propios ductos (ΔP_c) y demás accesorios (ΔP_a). Para su desarrollo se empleó las ecuaciones utilizadas en el análisis de mecánica de fluidos para fluidos incompresibles y la teoría de Reynolds enfocada al rozamiento de fluidos.

Identificación y designación de los tramos y accesorios de ductos para el análisis.

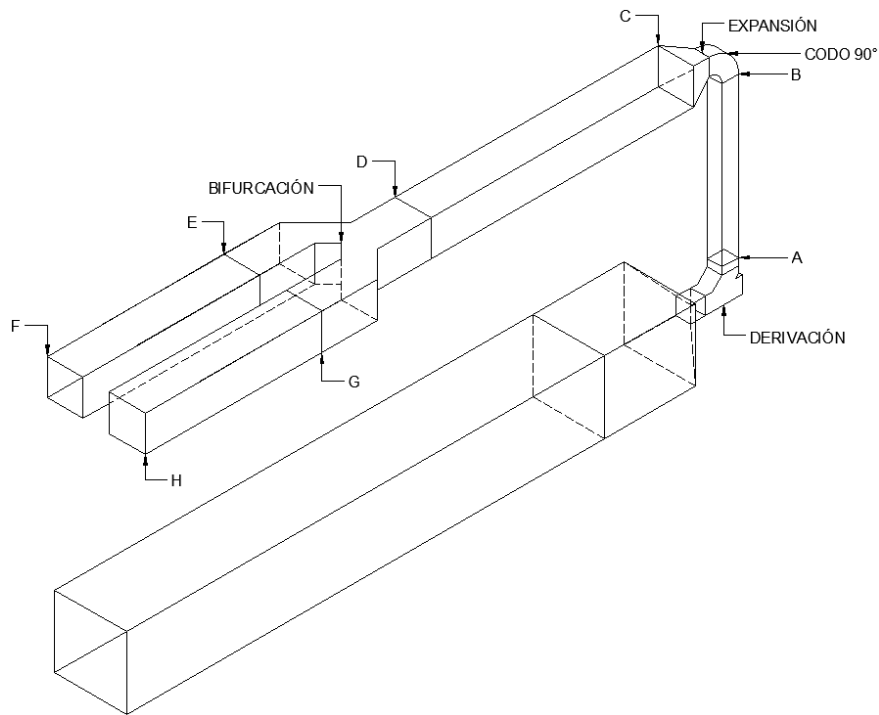


Figura 3. 12 Designación de tramos y accesorios. [Autor]

Coefficiente de rozamiento

Número de Reynolds

Determinación de la velocidad en cada tramo recto de los ductos rectangulares.

Ecuación (3).

$$Q = A * V$$

$$V = \frac{Q}{A * 3600}$$

Tabla 3. 9 Velocidad en los tramos. [Autor]

TRAMO	Q (m3/h)	A (m ²)	V(m/s)
EF Y GH	200	0.0225	2.47
CD	400	0.0225	4.94
AB Y IJ	400	0.0042	26.46

Diámetros equivalentes de la sección transversal rectangular de cada tramo. Ecuación (5).

$$De = 1.30 \frac{(a * b)^{0.625}}{(a + b)^{0.25}}$$

Tabla 3. 10 Diámetro equivalente de los tramos. [Autor]

TRAMO	a (m)	b (m)	De (m)
EF - GH - CD	0.15	0.15	0.1640
AB Y IJ	0.07	0.06	0.0708

Número de Reynolds para cada tramo. Ecuación (9).

$$Re = \frac{\delta * V * de}{\mu}$$

Viscosidad dinámica (μ) = 0.00001825 kg/ms. Anexo A-2

Tabla 3. 11 Numero de Reynolds en los tramos. [Autor]

TRAMO	De (m)	V(m/s)	Re
EF Y GH	0.1640	2.47	26710.73
CD	0.1640	4.94	53421.45
AB Y IJ	0.0708	26.46	123554.95

Coefficiente de rozamiento. Ecuación (11)

$$\frac{1}{\sqrt{\lambda}} = -0.86858 * \ln \left[\frac{E}{3.7} + \frac{2.51}{Re\sqrt{\lambda}} \right]$$

Rugosidad absoluta (E) = 0.00009 m.

Densidad (δ) = 1.204 kg/m³. Anexo A-2

Tabla 3. 12 Coeficiente de rozamiento en los tramos. [Autor]

TRAMO	Re	λ
EF Y GH	26710.73	0.025426142
CD	53421.45	0.022423617
AB Y IJ	123554.95	0.022630325

Pérdida de presión estática

Pérdida de carga o pérdida de presión estática. Ecuación (8)

$$Pe = \lambda * \frac{L * V^2 * \delta}{2 * De}$$

Tabla 3. 13 Pérdida de presión estática en los tramos. [Autor]

TRAMO	L(m)	V ² (m/s) ²	De(m)	λ	Pe (Pa)	Pe (mm.c.a)
EF	0.74	2.47	0.1640	0.0254261	0.421	0.0429
CD	1.1	4.94	0.1640	0.0224236	2.20	0.225
AB	0.665	26.46	0.0708	0.0226303	89.56	9.139
TOTAL					92.194209	9.407

3.3.2.2 Pérdida de carga en accesorios del sistema de ductos

Empleando el método de longitud equivalente, se detallan a continuación las pérdidas producidas por accesorios.

Longitudes equivalentes de los accesorios según los libros de la bibliografía se los detallan en el Anexo B-1.

Tabla 3. 14 Longitud equivalente en los accesorios. [Autor]

Accesorios	Le (m)
Codo 90 ° Suave	0.5

Codo 90° (tres piezas)	1.92
Expansión	1.53

Empleando la ecuación (8), y tomando en consideración que L ahora será L_e (longitud equivalente).

$$Pe = \lambda * \frac{Le * V^2 * \delta}{2 * De}$$

Tabla 3. 15 Pérdidas de carga en los accesorios. [Autor]

Accesorios	Le (m)	Pe (Pa)	mm.c.a
Codo 90 ° Suave	0.49	65.99	6.73
Codo 90° (tres piezas)	1.92	258.59	26.38
Expansión	1.53	206.06	23.15

Para el análisis de la bifurcación se utilizará siguiente ecuación. Debido a que, los valores para longitud equivalente están analizadas con base a esta. Anexo B-2.

$$\Delta P = Pe = \zeta * \frac{1}{2} * \delta * V^2 . [17]$$

Tabla 3. 16 Pérdida de carga en la bifurcación. [Autor]

Accesorios	ζ	Pe (Pa)	mm.c.a
Bifurcación	0.3	4.40	0.449

Una vez obtenida todas las pérdidas de carga en el sistema de ductos, mediante la ecuación (7), se suman las pérdidas de carga producidas por la resistencia que presentan los ductos y por la pérdida de carga en los accesorios, obteniendo una pérdida de carga total del sistema.

$$\Delta P_t = \sum \Delta P_e + \sum \Delta P_a$$

Así cuando se aplica un caudal máximo de 400 m³/h al sistema se obtiene una pérdida de carga o presión estática total de 66.13 mm.c.a.

3.3.2.3 Punto de trabajo del sistema

Gracias a la facilidad que ofrece una tabla de cálculo, se han analizado diferentes regímenes de trabajo del sistema variando el caudal que se le aplique a este, lo que permite realizar una gráfica que supondría el funcionamiento del sistema en determinadas condiciones y así representarla en una curva característica del sistema.

Tabla 3. 17 Valores curva característica del sistema. [Autor]

Q (m ³ /h)	Pe (mm.c.a)
100	4.81
150	10.24
200	17.59
350	51.13
400	66.13
450	83.02

Curva característica del sistema

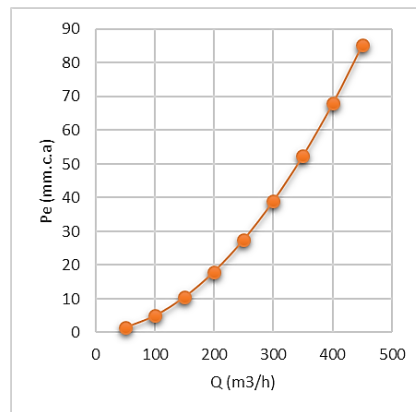


Figura 3. 13 Curva característica del sistema. [Autor]

Para conocer el punto de trabajo o punto de operación del sistema, es necesario conocer también la curva característica del ventilador e intersecar estas dos curvas en una misma gráfica, como se indica en la figura 3.14.

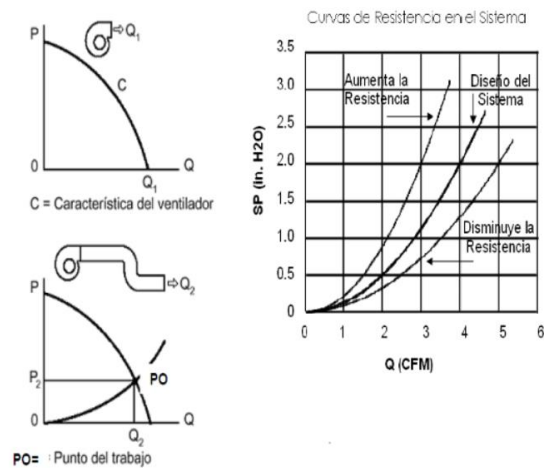


Figura 3. 14 Esquema de punto de trabajo de un sistema. [1]

Para ello, se recurrió a catálogos de los proveedores en donde se indica, entre otros parámetros y dimensiones, las curvas características en las cuales operan sus equipos.

El fabricante de la marca S&P, ofrece ventiladores centrífugos de presión media, entre ellos el modelo **CSB-400**, que cuenta con las características establecidas previamente, mismas que se detallan en el anexo D-1. Obteniendo de la ficha técnica correspondiente la siguiente tabla y gráfica de funcionamiento.

Tabla 3. 18 Valores curva característica del ventilador. [Autor]

Q (m ³ /h)	Pe (mm.c.a)
445	5
440	25
430	50
400	75
290	100
50	120

Curva característica del ventilador

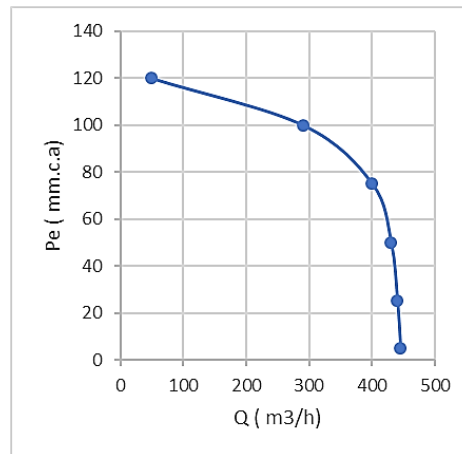


Figura 3. 15 Curva característica del ventilador. [Autor]

Sobreponiendo las curvas características del sistema y del ventilador obtenemos el punto de trabajo del sistema en funcionamiento.

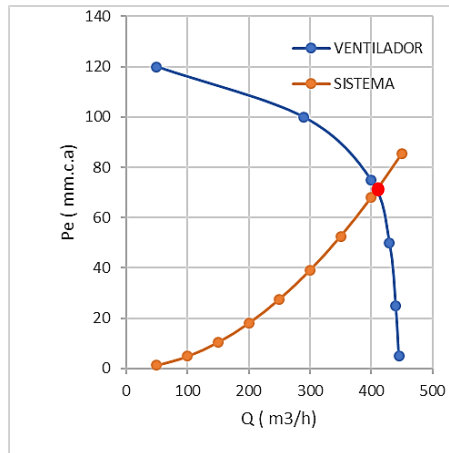


Figura 3. 16 Punto de trabajo del sistema. [Autor]

El punto de trabajo, con los parámetros y el ventilador establecidos, se encuentra a $Q = 410 \frac{\text{m}^3}{\text{h}}$ y $Pe = 70 \text{ mm.c.a.}$ Siendo estos valores muy cercanos a los requerimientos del banco de pruebas. Por lo que, se establece que el ventilador propuesto en el análisis sería el adecuado, debido a que sus características se encuentran muy próximas al punto de trabajo.

3.4 Diseño y construcción del sistema de calentamiento por vapor

De forma similar al ítem anterior, el análisis se lo realizó en base al apartado de marco teórico respecto a intercambiador de calor, y tiene como finalidad el dimensionamiento y construcción del serpentín de cobre que hará las veces de batería de calor mediante vapor.

3.4.1 Diseño

Gasto de masa de aire

Determinar el gasto de masa de aire por medio de la ecuación (16).

Para el análisis, el valor de \dot{V} ($200 \text{ m}^3/\text{h} = 0.0556 \text{ m}^3/\text{s}$) corresponde al caudal que fluye a través del tramo que aloja el serpentín. El valor de δ del aire ($1.204\text{kg}/\text{m}^3$) tomado del anexo A-2.

$$\dot{m} = \delta * \dot{V}$$

$$\dot{m}_a = (1.204\text{kg}/\text{m}^3) * \frac{200\text{m}^3/\text{h}}{3600}$$

$$\dot{m}_a = 0.0669 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$$

Razón de transferencia de calor del serpentín

Implica conocer la entalpia de evaporización (h_{fg}) y el gasto másico de vapor (\dot{m}_v), que es un parámetro ya determinado en las características del calderín de vapor, en donde se indica que dicho valor es de 9.7 kg/h. Proporcionado en el anexo C-1. Para los fines prácticos de este proyecto se ha considerado que emplear la cuarta parte del total de esta masa de vapor será suficiente para generar la temperatura deseada. La temperatura de salida del vapor es de 90 °C, según el termómetro ubicado en la línea de vapor. [18]

Entonces, mediante la ecuación (18), se determina la razón de transferencia de calor del serpentín.

h_{fg} (2285.5 kJ/kg) tomada a la temperatura y presión especificadas, del anexo A-3.

$$\dot{Q}_1 = \frac{\dot{m}_v}{4 * 3600} * h_{fg}$$

$$\dot{Q}_1 = \frac{9.7 \text{ kg/h}}{4 * 3600} * 2285.5 \text{ kJ/kg}$$

$$\dot{Q}_1 = 1.54 \text{ Kw}$$

Para establecer la razón de transferencia de calor necesaria para elevar la temperatura del aire que fluye a través del serpentín a una determinada temperatura, es necesario calcular las pérdidas de calor que se producen a través de las paredes de la carcasa hacia el exterior del intercambiador.

Este proceso se lo hará mediante el criterio de convección natural de las placas planas que forman la carcasa, partiendo de la ecuación (23).

$$\dot{Q}_{\text{conv}} = h * A_s * (T_s - T_{\infty})$$

Procediendo a calcular el respectivo coeficiente de transferencia de calor por convección (h) para cada una de las placas, puesto que, cada placa tendrá un valor diferente según su disposición u orientación como se muestra en la figura 3.17.

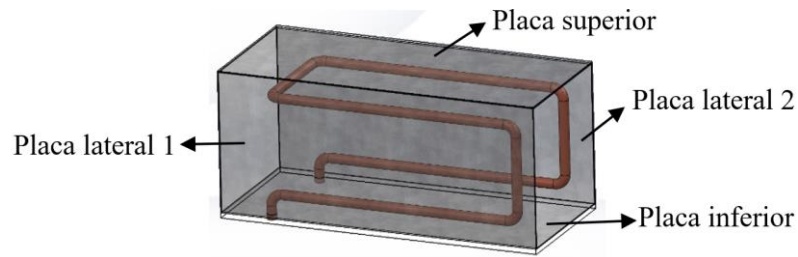


Figura 3. 17 Orientación de las placas de la coraza. [Autor]

Para la correcta aplicación de las ecuaciones de análisis debe considerar los siguientes datos y suposiciones.

El sistema opera en condiciones estacionarias, el aire es un gas ideal, la presión atmosférica es de 1 atm. Además, $T_s = 90^\circ\text{C}$ y $T_\infty = 20^\circ\text{C}$.

Para obtener los datos de las propiedades del aire, se lo debe evaluar a una temperatura de película (T_f) con la ecuación (28).

$$T_f = \frac{1}{2} * (T_s + T_\infty)$$

$$T_f = \frac{1}{2} * (90^\circ\text{C} + 20^\circ\text{C})$$

$$T_f = 55^\circ\text{C} = 328^\circ\text{K}$$

Datos: Anexo A-2

Con interpolación lineal a 55°C , entonces:

$$k = 0.02771 \text{ W/m}^\circ\text{C}$$

$$\nu = 0.00001847 \text{ m}^2/\text{s}$$

$$\beta = \frac{1}{T_f} = 0.00304878 \text{ 1/}^\circ\text{K}$$

$$\text{Pr} = 0.7215$$

$$g = 9.81 \text{ m/s}^2$$

La longitud característica (L_c) para una placa vertical plana es la altura L , como se muestra en la figura del anexo A-1y para superficies horizontales se calcula mediante la expresión:

$$L_c = \frac{A_s}{p}$$

Tabla 3. 19 Longitud característica. [Autor]

PLACA	Lado a (m)	Lado b (m)	As (m ²)	Lc (m)
Superior horizontal	0.15	0.3	0.045	0.05
Lateral vertical	0.15	0.3	0.045	0.15
Lateral vertical	0.15	0.3	0.045	0.15
Inferior horizontal	0.15	0.3	0.045	0.05

Continuando con el análisis, se calcula el número de Rayleigh, que resulta del producto entre el Grashof (Gr_L) y de Prandtl (Pr) como se detalla en la ecuación (27).

$$Ra_L = Gr_L * Pr = \frac{g * \beta * (T_s - T_\infty) * L_c^3}{\nu^2} * Pr$$

Tabla 3. 20 Número de Rayleigh. [Autor]

PLACA	Ra _L
Superior horizontal	553484.88
Lateral vertical 1	14944091.75
Lateral vertical 2	14944091.75
Inferior horizontal	553484.88

Se determina el número de Nusselt mediante las ecuaciones mostradas en el anexo A-1, estas según el intervalo del valor calculado (Ra_L) y la configuración geométrica de la placa.

Tabla 3. 21 Número de Nusselt. [Autor]

PLACA	Nu
Superior horizontal	14.73
Lateral vertical 1	36.68
Lateral vertical 2	36.68
Inferior horizontal	7.36

Para establecer el coeficiente de transferencia de calor por convección (h) individual de las placas se aplica la ecuación (26).

$$Nu = \frac{h * L_c}{k}$$

$$h = \frac{Nu * k}{L_c}$$

Tabla 3. 22 Coeficiente de transferencia de calor. [Autor]

PLACA	h (w/m ²)
Superior horizontal	8.16
Lateral vertical	6.78
Lateral vertical	6.78
Inferior horizontal	4.08

Finalmente, se procede a reemplazar los valores calculados en la primera ecuación

$$\dot{Q}_p = h * A_s * (T_s - T_\infty)$$

Tabla 3. 23 Pérdida de calor en las placas. [Autor]

PLACA	\dot{Q}_p (W)
Superior horizontal	25.71
Lateral vertical	21.35
Lateral vertical	21.35
Inferior horizontal	12.86

Dando como resultado un total de pérdidas de calor a través las paredes del intercambiador de $\dot{Q}_p = 81.26 \text{ W} = 0.08 \text{ kW}$.

Lo que significa que el calor finalmente aprovechado (\dot{Q}_f) para calentar el aire es de:

$$\dot{Q}_f = \dot{Q}_1 - \dot{Q}_p$$

$$\dot{Q}_f = 1.54 \text{ kW} - 0.08 \text{ kW}$$

$$\dot{Q}_f = 1.46 \text{ kW}$$

Conocida la razón de transferencia de calor neta, desde serpentín hacia al aire, se evalúa una temperatura estimada a la salida del intercambiador por medio de la ecuación (17).

En el anexo A-4, de las propiedades del gas ideal del aire, con la temperatura del fluido en la entrada de 20°C (293 °K), se establece que su entalpia es $h_{1a} = 293.32 \text{ kJ/kg}$.

$$\dot{Q} = \dot{m} * \Delta h$$

$$\dot{Q}_f = \dot{m}_a * (h_{2a} - h_{1a})$$

$$h_{2a} = \frac{\dot{Q}_f}{\dot{m}_a} + h_{1a}$$

$$h_{2a} = \frac{1.46 \text{ kW}}{0.0669 \frac{\text{kg}}{\text{s}}} + 293.32 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

$$h_{2a} = 315 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

De forma similar al paso anterior, es posible determinar, en la misma tabla de propiedades, que la temperatura del aire a la salida del intercambiador con esta entalpía sería de:

$$T_{a_s} = 315^\circ\text{K} \text{ o } 42^\circ\text{C}.$$

3.4.1.1 Dimensionamiento del serpentín de cobre.

La razón del intercambio de calor en un intercambiador, tomando en cuenta un factor de corrección F en la desviación de ΔT_{ml} , se la puede expresar de forma análoga a la llamada Ley de Newton del enfriamiento mediante la ecuación (19).

$$\dot{Q} = U * A_s * \Delta T_{ml} * F$$

De este modo se puede dimensionar el serpentín de cobre, ya que la variable de interés más relevante para dicho dimensionamiento es longitud de tubería (Lt) necesaria para generar el calor requerido, y esta está directamente relacionada al área de transferencia de calor (A_s).

Por lo tanto, en primera instancia se determinó la temperatura media logarítmica con la ecuación (26)

$$\Delta T_{ml} = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln (\Delta T_1/\Delta T_2)}$$

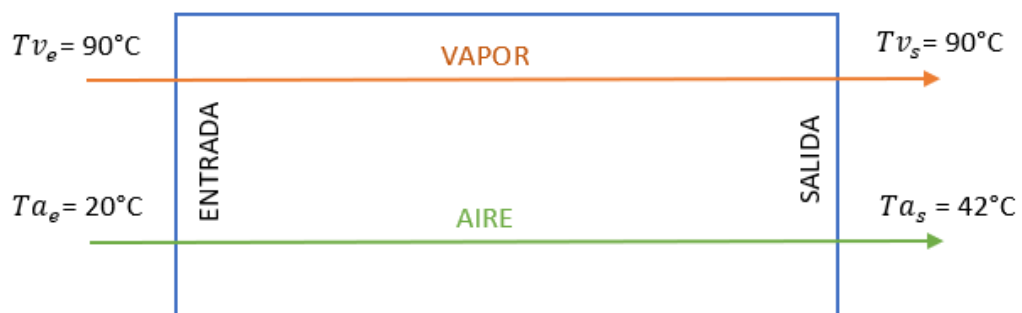


Figura 3. 18 Esquema temperaturas del intercambiador. [Autor]

Diferencia de temperatura de los fluidos en los extremos del intercambiador.

Tabla 3. 24 Diferencia de temperaturas entre entrada y salida. [Autor]

Extremo	($T_v - T_a$)	ΔT
ΔT_1 (Entrada)	(90 °C – 20 °C)	70°C
ΔT_2 (Salida)	(90 °C – 42 °C)	48 °C

$$\Delta T_{ml} = \frac{70^\circ\text{C} - 48^\circ\text{C}}{\ln (70^\circ\text{C}/48^\circ\text{C})}$$

$$\Delta T_{ml} = 58.3 \text{ }^\circ\text{C}$$

El factor de corrección de la temperatura media logarítmica (F), como se indicó con anterioridad en este documento, en el caso en donde se produzca un cambio de fase del fluido será igual a 1.

Y estableciendo un valor para coeficiente global de transferencia de calor U, según los rangos de la tabla correspondiente y las condiciones de los fluidos en el intercambiador, de 500 W/m² * °C.

Entonces:

$$\dot{Q} = U * A_s * \Delta T_{ml} * F$$

$$A_s = \frac{\dot{Q}}{U * \Delta T_{ml} * F}$$

$$A_s = \frac{1.46 \text{ kW}}{0.5\text{W}/\text{m}^2\text{ }^\circ\text{C} * 58^\circ\text{C} * 1}$$

$$A_s = 0.05 \text{ m}^2$$

Longitud de la tubería de cobre

$$\phi = \frac{8}{3} \text{ pulg} = 0.00953 \text{ m (diámetro tubería de cobre)}$$

$$A_s = \phi * \pi * L_t$$

$$L_t = \frac{A_s}{\phi * \pi}$$

$$L_t = \frac{0.05 \text{ m}^2}{0.00953 \text{ m} * \pi}$$

$$L_t = 1.67 \text{ m}$$

3.4.2 Construcción de serpentín de cobre

Su construcción se la realizó en tubería de cobre flexible de 3/8 de pulgadas, comúnmente utilizada en la industria de tratamiento del aire, por lo que resulta relativamente fácil su adquisición, en sus extremos se acoplaron dos reductores niples de campana de 3/8 x 1/2 pulgadas, para ser ensamblado con la línea de alimentación de vapor y retorno de condensado.

Debido la configuración de su diseño presenta ángulos cerrados en los cambios de dirección se emplearon 8 codos de 90°, los cuales fueron soldados mediante un proceso de soldadura blanda utilizando un soplete y el material de aporte de estaño-plomo, cada codo equivale a una longitud de 2 cm.

El serpentín de calor tiene una longitud de tubería de cobre de 1.67 m, distribuidos de forma simétrica en el interior de la carcasa del intercambiador, como se muestra en la figura 3.19.

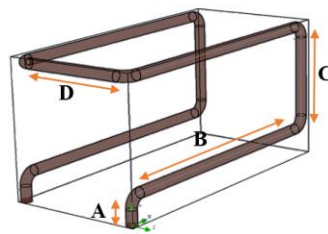


Figura 3. 19 Dimensionamiento del serpentín de cobre. [Autor]

Tabla 3. 25 Dimensiones de serpentín de cobre. [Autor]

Sección	Longitud (cm)	Número de elementos	Longitud total (cm)
A	2.5	2	5
B	30	4	120
C	8	2	16
D	10	1	10
8 codos	2	8	16
TOTAL			167

3.4.3 Efectividad de la transferencia de calor

Mediante la ecuación (30), se determinó la efectividad del intercambiador.

$$\varepsilon = \frac{\dot{Q}}{Q_{\max}}$$

Para determinar la capacidad calorífica de los fluidos y la transferencia máxima de calor se empleó las ecuaciones (31) y (32), respectivamente. Datos en anexo (A-4)

$$C_c = \dot{m}_c * c_{pc}$$

$$C_h = \dot{m}_c * c_{ph}$$

$$C_c = 0.0669 \frac{\text{kg}}{\text{s}} * 1.005 \frac{\text{kJ}}{\text{kg} * \text{C}} = 67.23 \text{ W/}^\circ\text{C}$$

$$C_h \rightarrow \infty \text{ (Vapor cambia de fase). [19]}$$

Por lo tanto

$$C_{\min} = C_c = 67.23 \text{ W/}^\circ\text{C}$$

Y empleando la ecuación (33).

$$\dot{Q}_{\max} = C_{\min}(T_{h,\text{entrada}} - T_{c,\text{entrada}})$$

$$\dot{Q}_{\max} = (67.23 \text{ W/}^\circ\text{C}) * (90 - 20)^\circ\text{C}$$

$$\dot{Q}_{\max} = 4706 \text{ W} = 4.7 \text{ kW}$$

$$\dot{Q} = C_c(T_{c,\text{salida}} - T_{c,\text{entrada}})$$

$$\dot{Q} = (67.23 \text{ W/}^\circ\text{C}) * (42 - 20)^\circ\text{C}$$

$$\dot{Q} = 1479 \text{ W} = 1.48 \text{ kW}$$

Obtenido una efectividad de:

$$\varepsilon = \frac{1.48 \text{ kW}}{4.7 \text{ kW}}$$

$$\varepsilon = 0.314$$

$$\varepsilon = 31 \%$$

3.5 Diseño y construcción de la estructura

3.5.1 Diseño y modelado

Con la utilización de un software CAD (diseño asistido por computadora) se efectuó un análisis por elementos finitos, el cual permitió realizar una simulación para

establecer si la estructura propuesta en el diseño preliminar es capaz de soportar las cargas o fuerzas externas ejercidas por el peso del sistema de ductos.

El análisis constó de las etapas de preprocesamiento, donde se definió el modelo de los elementos estructurales y los factores que influyen sobre él; la etapa de solución del análisis, la intervención del software mediante un cómputo que involucra fuerzas aplicadas y las propiedades físicas de los elementos para determinar efectos como esfuerzos y deformaciones en el modelo; y la etapa final de postprocesamiento, en este se estudió los resultados obtenidos mediante la visualización de herramientas numéricas y gráficas que ayudaron a identificar las implicaciones del análisis.

3.5.1.1 Preprocesamiento.

Mediante la modelación de los ductos que interactúan directamente con la estructura se obtuvo su peso total para distribuirlo en las 3 vigas soporte de la estructura.

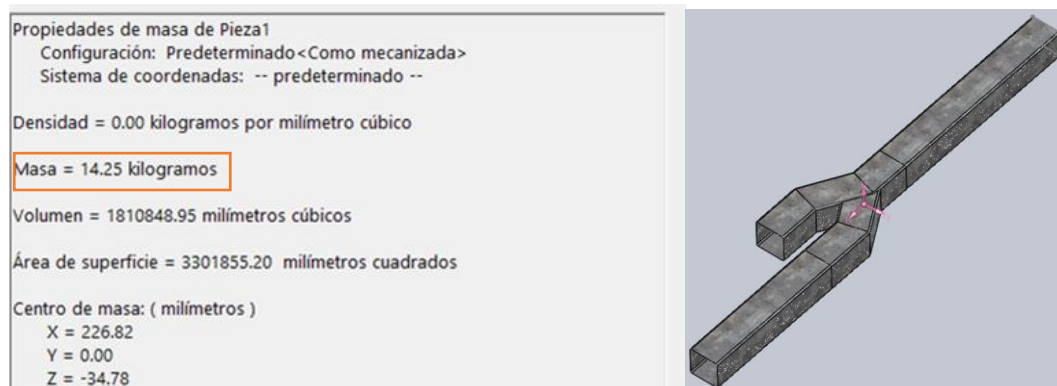


Figura 3. 20 Masa de ductos 1. [Autor]

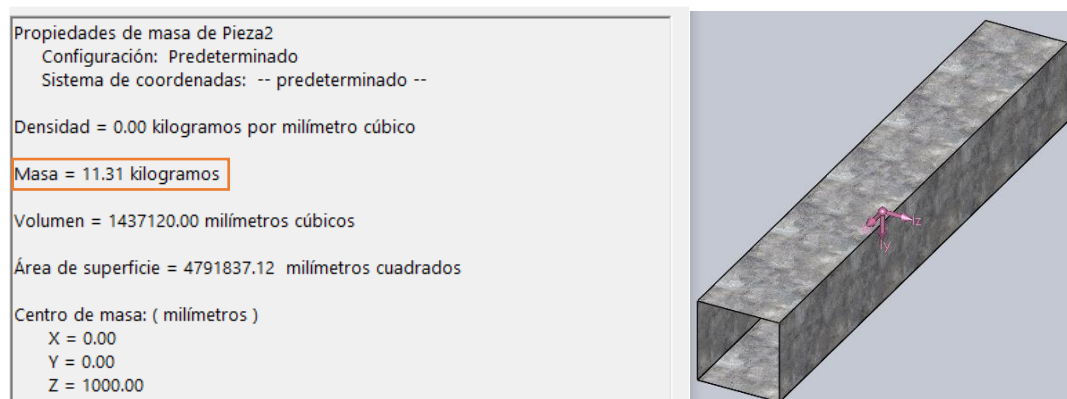


Figura 3. 21 Masa de ductos 2. [Autor]

Donde:

$$W = m * g$$

W: Peso (N)

m: masa (kg)

g: gravedad (9.81 m/s²)

Tabla 3. 26 Peso de las cargas. [Autor]

Ducto	Masa (kg)	Peso (N) / 3 soportes
Ducto A	14.25	138.79 / 3 = 46.5
Ducto B	11.3	110.86 / 3 = 37

Al ingresar estos valores de fuerza y establecer los puntos fijos en el software se puede apreciar que las flechas rojas representan la carga de 46.5 N y flechas amarillas la carga de 37 N, como se muestra en la figura 3.22.

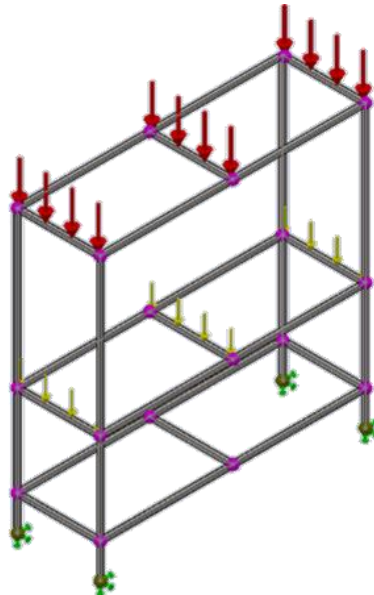


Figura 3. 22 Cargas aplicadas, nodos y puntos de apoyo de la estructura. [Autor]

3.5.1.2 Solución del análisis

Una vez definidas las condiciones de la modelación y las características del material se proceden al cómputo y obtención de resultados.

Desplazamientos

Tabla 3. 27 Desplazamiento de la estructura cargada. [Autor]

Desplazamientos	Magnitud (mm)
Máximo	0.35875
Mínimo	0.00000

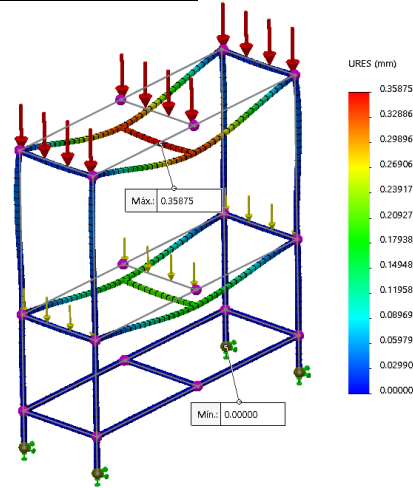


Figura 3. 23 Simulación de desplazamiento de la estructura. [Autor]

Tensiones

Tabla 3. 28 Tensiones de la estructura. [Autor]

Tensiones	Magnitud (MPa)
Máximo	6.031
Mínimo	0.012

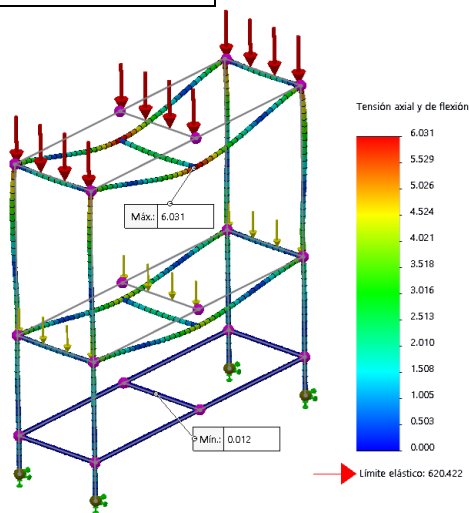


Figura 3. 24 Simulación de las tensiones en la estructura. [Autor]

3.5.1.3 Postprocesamiento

Los esfuerzos y desplazamientos producidos en la estructura del sistema son mínimos con relación a los esfuerzos de resistencia del material (límite elástico del material 620 MPa), por lo que la estructura resulta ser bastante robusta y capaz de soportar todas las cargas previstas que actúan sobre él.

3.6 Instalación y montaje de sistemas de ductos e instrumentos

3.6.1 Montaje de ductos

Para el montaje de los ductos estos se deben acoplar entre sí, de una forma que garantice su permeabilidad y evite fugas de aire y pérdidas de presión.

Para ello se ha optado por unirlos mediante bridas, como se detallan en cada uno de los planos constructivos, y en medio de estas colocar unas tiras de material elastómero, como lo es el neopreno, que garantiza un sellado entre los ductos continuos además de brindar una unión más flexible ante movimientos o vibraciones que se pudieran producir en el sistema.

Las bridas fueron sujetas mediante tornillos de milimétricos M4 x12 con su respectiva tuerca y distribuidos como indican los planos constructivos para cada elemento.

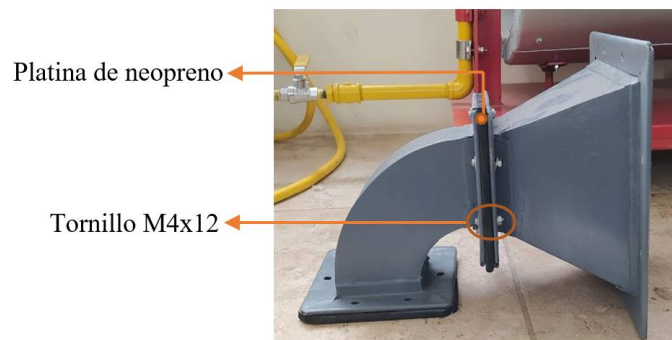


Figura 3. 25 Ensamble de ductos. [Autor]

3.6.2 Instalación de instrumento de medición y control

3.6.2.1 Panel de control

El sistema de instrumentos consta de una caja de mandos que controlan el arranque y parada de los equipos y sensores instalados en los ductos, así como dos pantallas de visualización de datos de temperatura que arrojan dos termocuplas posicionadas en los ductos de calentamiento.

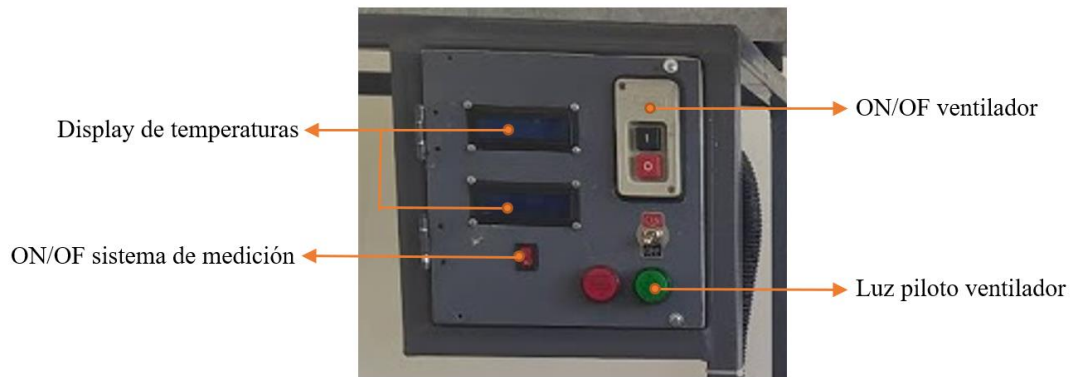


Figura 3. 26 Panel de control. [Autor]

3.6.2.1 Instrumento de medición

Programación de instrumentos de medición

El código de programación de la tarjeta Arduino UNO utilizada para controlar las termocuplas y displays se lo detalla en el anexo D-1.

Dispositivos

- Tarjeta Arduino UNO
- Dos módulos MAX6675 con termocupla tipo K
- Dos LCD 16*24 con módulo I2C

Conexión del circuito

Tabla 3. 29 Pines de conexión. [Autor]

DISPOSITIVO	PIN	PIN ARDUINO
Termocuplas 1: Max6675 -1	SO1	4
	CS1	5
	SCK1	6
	VCC	5V
	GND	GND
Termocupla 2: Max6675 -2	SO2	8
	CS2	9
	SCK2	10
	VCC	5V
	GND	GND
LCD -1	SCL1	A5
	SDA1	A4
	VCC1	5V
	GND1	GND

LCD -2 (con puente de interconexión en A0)	SCL2	A5
	SDA2	A4
	VCC2	5V
	GND2	GND

Diagrama de conexión

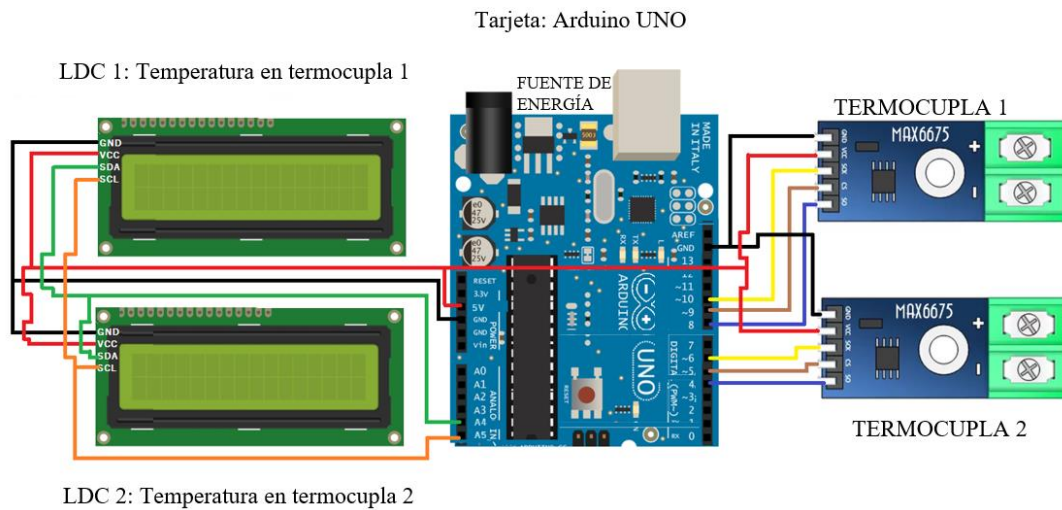


Figura 3. 27 Esquema de conexión sistema de medición. [Autor]

3.7 Pruebas de funcionamiento

3.7.1 Pruebas de velocidad

Una vez realizada la construcción, y corroborado que todos los componentes, dispositivos, y equipos funcionen correctamente se procede a realizar las pruebas de funcionamiento de la velocidad del aire en el interior de los ductos, con ayuda de un anemómetro digital. Anexo D-2.



Figura 3. 28 Toma de velocidades con anemómetro. [Autor]

3.7.1.1 Resultados pruebas de velocidad

Tabla 3. 30 Velocidades en los ductos. [Autor]

TRAMO	V ₁ (m/s)	V ₂ (m/s)	V ₃ (m/s)	V _{Promedio} (m/s)
VENTILADOR	27.2	26.3	26	26.50
A-B	24.1	23.8	24	23.97
C-D	4.9	4.9	4.6	4.80
E-F	2.2	2.2	2.1	2.17
G-H	3	2.7	2.9	2.87

3.7.1.2 Velocidades del aire medida vs velocidad calculada.

Tabla 3. 31 Velocidad de aire medida vs velocidad calculada. [Autor]

TRAMO	V. calculada (m/s)	V. medida (m/s)	Error %
VENTILADOR	26.46	26.50	0.151
A-B	26.46	23.97	9.41
C-D	4.94	4.80	2.8
E-F	2.47	2.17	12.14
G-H	2.47	2.87	16.19
		PROMEDIO	8.14

El erro relativo de las velocidades, calculadas y medidas, del aire en los ductos tiene un valor promedio del 8.14 %. Lo que indica que las pruebas pueden ser consideradas como correctas, ya que el libro empleado para el análisis sugiere que un valor aceptable en este tipo de proyectos es máximo del 10 %.

3.7.2 Simulación sistema de calentamiento con vapor

Con la utilización de un simulador computacional de fluidos, se puede representar el sistema de calentamiento de aire por vapor como un intercambiador y crear una animación realista del fenómeno de transferencia de calor que se produce para elevar la temperatura del aire.

El proceso se lo llevó a cabo de manera similar al de modelado de la estructura soporte con sus etapas de preprocesador, solución de análisis y postprocesamiento.

3.7.3 Preprocesamiento

Datos para el análisis:

- Fluidos: Aire – Vapor.
- Material de los sólidos: Tol galvanizado – tubería de cobre.
- Condiciones de frontera: presión del medio de 1 atm.

- Fuente de calor: generación de calor del serpentín 1.54 kW.

Se simularon varios escenarios de operación para el banco de pruebas, variando uno de los parámetros más relevantes del análisis, como lo es el gasto de masa del aire, directamente relacionado con el caudal que circula a través del ducto que contiene el serpentín generador de calor.

Esta variación se la realizó modificando la masa de aire que ingresa al 100%, 75% y 50%. Estableciendo así un régimen de funcionamiento del sistema de calentamiento de aire, según sea su masa de aire y temperatura del aire generada a la salida del ducto.

3.7.4 Solución de análisis

Masa de aire 100 % = 0.0669 kg/s

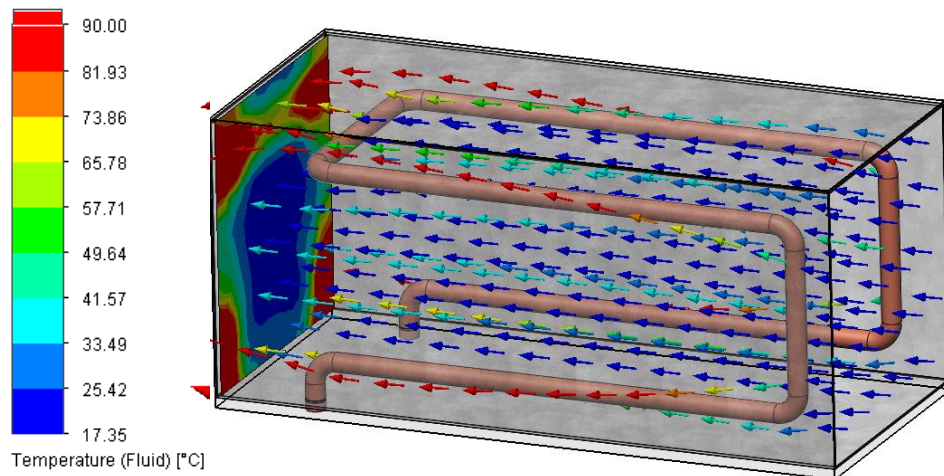


Figura 3. 29 Simulación calentamiento del aire con, $\dot{m}_a = 0.0669 \text{ kg/s}$. [Autor]

Temperatura del fluido

Local Parameter	Bulk Average
Temperature (Fluid) [°C]	43.01

Figura 3. 30 Temperatura promedio de la masa de aire a $\dot{m}_a = 0.0669 \text{ kg/s}$ [Autor]

Masa de aire 75% = 0.0502 kg/s

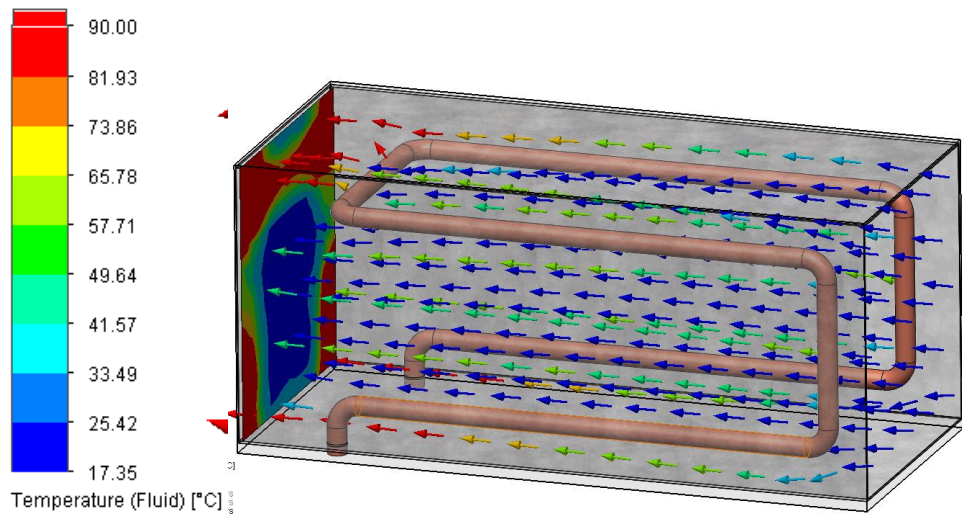


Figura 3. 31 Simulación calentamiento del aire con $\dot{m}_a = 0.0502 \text{ kg/s}$. [Autor]

Temperatura del fluido

Local Parameter	Bulk Average
Temperature (Fluid) [°C]	50.31

Figura 3. 32 Temperatura promedio de masa de aire a $\dot{m}_a = 0.0502 \text{ kg/s}$ [Autor]

Masa de aire 50% = 0.0334 kg/s

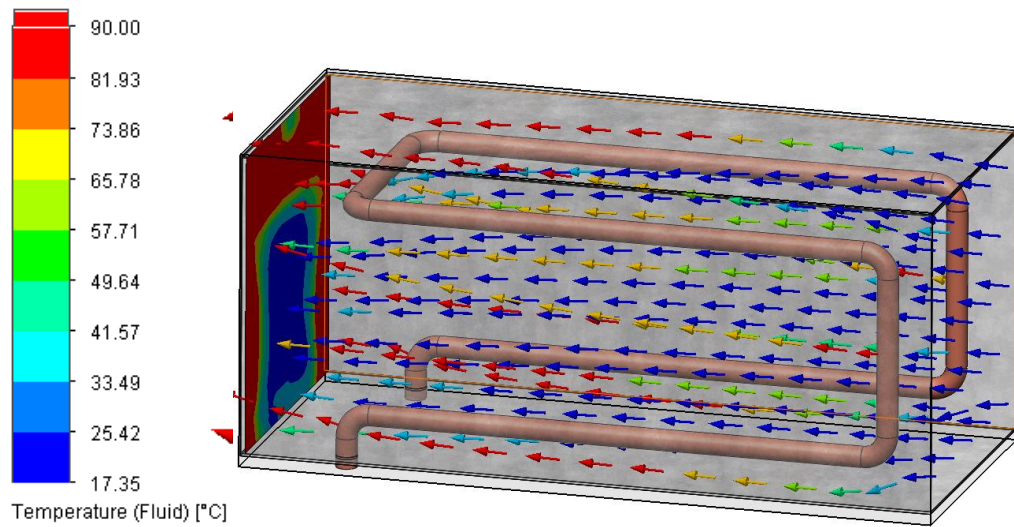


Figura 3. 33 Simulación calentamiento de aire con a $\dot{m}_a = 0.0334 \text{ kg/s}$. [Autor]

Temperatura del fluido

Local Parameter	Bulk Average
Temperature (Fluid) [°C]	65.36

Figura 3. 34 Temperatura promedio de masa de aire a $\dot{m}_a = 0.0334 \text{ kg/s}$. [Autor]

3.7.5 Postprocesamiento

Tabla 3. 32 Temperatura promedio de masa de aire calculada vs simulada. [Autor]

Masa de aire.	T. calculada (°C)	T. simulada (°C)
0.0669 kg/s (100%)	42	43.01
0.0502 kg/s (75%)	52	50.31
0.0334 kg/s (50%)	67	65.36

En la tabla se puede apreciar que la diferencia de temperaturas calculadas con las temperaturas simuladas es relativamente bajas, por lo que se puede establecer que el modelado de intercambiador tiene un nivel aceptable de confiabilidad.

3.8 Recomendaciones de seguridad

- Hay que asegurar que el cableado eléctrico no tenga partes expuestas
- Revisar que la línea de gas no tenga fugas
- Revisar que la entrada del ventilador no tenga obstrucciones
- Corroborar que en el interior de los ductos no se encuentren objetos que entorpezca el flujo de fluido.
- Asegurarse del correcto funcionamiento del calderín de vapor
- Verificar que no existan fugas en la línea de vapor ni en la línea de retorno de condensado.
- Evitar manipular las líneas de vapor, condensado, serpentín y chimenea de gases de combustión del calderín, puesto que estas se encuentran a altas temperaturas.
- Para purgar el calderín y líneas de vapor, esperar un tiempo adecuado para que se enfríen los gases y líquidos en su interior, ya que estos acumulan gran presión y temperatura.

3.9 Manual de mantenimiento

Revisión mecánica

- Revisión ventilador
- Revisión sistema de ductos
- Revisión sistema de vapor
- Revisión de panel de control.

Revisión eléctrica

- Revisión de aislamiento del cableado.
- Revisión del circuito de medición.

Revisión superficial

- Revisión de degradación de la superficie de elementos.

Tabla 3. 33 Manual de mantenimiento – Ventilador. [Autor]

REVISIÓN MECÁNICA – VENTILADOR	
EQUIPO: BANCO DE PRUEBAS DE CALENTAMIENTO DE AIRE CON VAPOR.	COMPONENTE: VENTILADO CENTRÍFUGO
DESCRIPCIÓN: Desmontar el tubo de la boca de succión del ventilador retirando los pernos con una llave métrica N°11, limpiar todas las impurezas que pudieran estar acumuladas en las aspas, engrasar los componentes de rotación si es necesario. Destapar la caja de terminales de cable, limpiar los bornes, cambiar el cableado en caso de deterioro. Cerrar la caja de cableado y corroborar que no exista componentes eléctricos expuestos.	
IMAGEN: 	
TIEMPO DESTINADO: 1.5 horas	FRECUENCIA: Anual

Tabla 3. 34 Manual de mantenimiento - Sistema de vapor. [Autor]


REVISIÓN MECÁNICA – SISTEMA DE VAPOR	
EQUIPO: BANCO DE PRUEBAS DE CALENTAMIENTO DE AIRE CON VAPOR.	COMPONENTE: LINEAS DE VAPOR, AGUA Y CONDENSADO.
DESCRIPCIÓN: Revisar la permeabilidad de las uniones soldadas del serpentín, si existe algún tipo de fuga preparar la superficie limpiándola y volver a soldar la unión. De igual forma, se debe revisar que no exista fugas en las tuberías de vapor y condensado, de existir fugas retirar la tubería y reemplazar el teflón y aplicar un apriete adecuado en la rosca. De presentar corrosión en la tubería que implique la pérdida de fluidos, reemplazar dicha tubería por una nueva. Purgar la trampa de vapor y limpiar el filtro de todas las impurezas acumuladas.	
IMAGEN:	
	
TIEMPO DESTINADO: 3 horas	FRECUENCIA: Anual

Tabla 3. 35 Manual de mantenimiento – Sistema de ductos. [Autor]

REVISIÓN MECÁNICA – SISTEMA DE DUCTOS	
EQUIPO: BANCO DE PRUEBAS DE CALENTAMIENTO DE AIRE CON VAPOR.	COMPONENTE: DUCTOS DE AIRE
DESCRIPCIÓN: Apretar los tornillos de las bridas, cambiar la platina de neopreno en caso de desgaste, limpiar el interior de los ductos, si existen fugas sellarlas con silicón líquido.	
IMAGEN:	
	
TIEMPO DESTINADO: 2 horas	FRECUENCIA: Semestral

Tabla 3. 36 Manual de mantenimiento. Panel de control e instrumentos. [Autor]

REVISIÓN MECÁNICA – PANEL DE CONTROL	
EQUIPO: BANCO DE PRUEBAS DE CALENTAMIENTO DE AIRE CON VAPOR.	COMPONENTE: PANEL DE CONTROL E INSTRUMENTOS
<p>DESCRIPCIÓN:</p> <p>Abrir la caja metálica con un destornillador tipo estrella, limpiar los cables, tarjetas y circuitos.</p> <p>Corroborar que las conexiones estén seguras, ajustar o asegurar los accionadores de interruptor y botones del tablero.</p> <p>En caso de avería o deterioro de algún componente reemplazarlo según las características que se detallan en la lista de materiales de la tabla ().</p>	
<p>IMAGEN:</p> 	
TIEMPO DESTINADO: 1 hora	FRECUENCIA: Semestral

Tabla 3. 37 Manual de mantenimiento – Aislamiento eléctrico. [Autor]

REVISIÓN ELÉCTRICA – AISLAMIENTO ELÉCTRICO	
EQUIPO: BANCO DE PRUEBAS DE CALENTAMIENTO DE AIRE CON VAPOR.	COMPONENTE: CABLEADO ELÉCTRICO
<p>DESCRIPCIÓN:</p> <p>Corroborar que todos los empalmes se encuentren recubiertos con cinta aislante o taípe y no haya contacto directo con material metálico.</p> <p>Verificar la tensión eléctrica del circuito mediante un voltímetro.</p> <p>En caso de encontrar deterioro reemplazar todo el cable según su calibre correspondiente.</p>	
<p>IMAGEN:</p> 	
TIEMPO DESTINADO: 1 hora	FRECUENCIA: Semestral

Tabla 3. 38 Manual de mantenimiento – Sistema de medición y control. [Autor]

REVISIÓN ELÉCTRICA – SISTEMA DE MEDICIÓN Y CONTROL	
EQUIPO: BANCO DE PRUEBAS DE CALENTAMIENTO DE AIRE CON VAPOR.	COMPONENTE: CIRCUITO DE MEDICIÓN
DESCRIPCIÓN: Revisar el correcto funcionamiento de tarjeta Arduino, displays, sensores de temperatura y voltaje de alimentación. En caso de daño de algún componente reemplazarlo con otro de mismas características. Para realizar una reparar de las soldaduras hacerlo con caudín y estaño, evitando provocar salpicaduras en los circuitos.	
IMAGEN: 	
TIEMPO DESTINADO: 2 horas	FRECUENCIA: Semestral

Tabla 3. 39 Manual de mantenimiento – Superficie general. [Autor]

REVISIÓN SUPERFICIAL – SUPERFICIE EN GENERAL	
EQUIPO: BANCO DE PRUEBAS DE CALENTAMIENTO DE AIRE CON VAPOR.	COMPONENTE: BANCO DE PRUEBAS
DESCRIPCIÓN: Chequeo de la superficie en general del banco de pruebas para detectar deterioros en pintura, recubrimiento, etiquetas de nombres o información, etc. Limpiar y recubrir la superficie afectada por deterioro. Remplazar las etiquetas dañadas.	
IMAGEN: 	
TIEMPO DESTINADO: 1 hora	FRECUENCIA: Semestral

3.10 Presupuesto final

Para la ejecución del presente proyecto se detalla a continuación el listado de recursos utilizados en su construcción.

3.10.1 Sistema mecánico

Tabla 3. 40 Presupuesto sistema mecánico. [Autor]

DESCRIPCIÓN	CANTIDAD	PRECIO UNITARIO	PRECIO TOTAL
Tubo cuadrado de acero negro 25x25x1.5	2	11.45	22.9
Tol de acero galvanizado comercial de 0.9 mm	1	32.5	32.5
Ángulo de acero negro 25x25x2	1	4.58	4.58
Platina de neopreno 25x5 mm	5	1.60	8
Platina de acero 15x3 mm	1	3.7	3.7
Tornillos con tuerca y arandelas M4x12	24	0.08	1.92
Tapones de caucho	4	0.65	2.6
Pernos de 1/4" con tuerca y arandela	12	0.12	1.44
Electrodo 6011	1	3.75	3.75
Remaches 5/32"	1	2.60	2.6
Pegamento	1	1.90	1.9
Silicón líquido	1	4.85	4.85
Pintura en aerosol	3	2.75	8.25
Total			98.99

3.10.2 Sistema de vapor

Tabla 3. 41 Presupuesto sistema de vapor. [Autor]

DESCRIPCIÓN	CANTIDAD	PRECIO UNITARIO	PRECIO TOTAL
Serpentín de cobre	1	20	20
Niples 3/8 x 1/2 hembra	2	1.60	3.2
Trampa de vapor termodinámica con filtro	1	65	65
Tubería de acero galvanizado de 1/2	1	6.5	6.5
Codos 90° de 1/2	4	0.7	2.8
Total			97.5

3.10.3 Sistema eléctrico

Tabla 3. 42 Presupuesto sistema eléctrico. [Autor]

DESCRIPCIÓN	CANTIDAD	PRECIO UNITARIO	PRECIO TOTAL
Cable eléctrico flexible N°14 negro	6	0.8	4.8
Cable eléctrico flexible N°14 blanco	6	0.8	4.8
Interruptor tipo cangrejo 110V	1	1.0	1
Interruptor ON/OFF 110 V	1	3.2	3.2
Luz piloto 110V	2	1.9	3.8
Caja metálica 20*20*10 cm	1	5.5	5.5
Caja plástica sobre puesta	1	1.15	1.15
Manguera eléctrica	4	0.35	1.4
Ordenador de cables	1	3.10	3.1
Total			28.75

3.10.4 Sistema electrónico

Tabla 3. 43 Presupuesto sistema electrónico. [Autor]

DESCRIPCIÓN	CANTIDAD	PRECIO UNITARIO	PRECIO TOTAL
Tarjeta Arduino UNO	1	15	15
Displays LCD	2	12	24
Módulos termocuplas	2	8	16
Termocuplas	2	4	8
Protoboart	1	2	2
Cables	1	5.5	5.5
Fuente alimentación 5V	1	8.5	8.5
Interruptor ON/OFF	1	0.5	0.5
Total			79.5

3.10.5 Costo total del proyecto

Tabla 3. 44 Costo del banco de pruebas. [Autor]

COSTO DEL BANCO DE PRUEBAS	
DESCRIPCIÓN	VALOR (\$)
Costo de materiales	304.74
Costo de mano de obra	400
TOTAL	704.74

Tabla 3. 45 Costo total del proyecto. [Autor]

COSTO TOTAL DEL PROYECTO	
DESCRIPCIÓN	VALOR (\$)
Movilización	60
Materiales de oficina	30
Internet	200
Costo total de banco de pruebas	704.74
TOTAL	994.74

CAPÍTULO IV

CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

4.1 Conclusiones

- Para el diseño y dimensionamiento de los ductos se tomó en consideración parámetros importantes para la toma de decisiones como el espacio disponible, resistencia del material, peso, velocidades de viento, recomendaciones de diseño, etc. Estableciendo así que los ductos de mayor dimensión deben ser más robustos para soportar su propio peso y pueden ser construidos de manera convencional con utilización de soldadura eléctrica y remachado, mientras que, para los ductos de menor tamaño, debido a que no soportan carga de peso considerable y a que presentan limitaciones en el proceso constructivo comúnmente utilizado, se los fabricó con métodos de hojalatería como lo es la soldadura blanda.
- Para la selección del tipo de ventilador se utilizó el método de criterios ponderados, en donde los criterios de mayor interés son la presión estática que proporciona el ventilador y el caudal máximo generado, determinando como mejor alternativa el ventilador centrífugo, con un mayor valor de prioridad de selección. Para su dimensionamiento se consideró las pérdidas de carga y se estableció el punto de trabajo del sistema, resultando en la selección de un ventilador centrífugo de la marca P&G de la serie CSB-400, que cumple con las características de presión y caudal de aire requeridas para el proyecto.
- El diseño y análisis del sistema de calentamiento se lo llevó a cabo como un intercambiador de calor de tubo y coraza, generando un calor, mediante el vapor de agua en el serpentín de cobre, de 1.54 kW; y pérdidas de calor en las placas planas de la coraza de 0.08 kW, obteniendo de este modo un calor aprovechado para calentar el aire de 1.458 kW. Con una longitud de tubería de cobre flexible de 3/8" de diámetro y 1.67 m de longitud.
- El análisis mediante software de la estructura soporte arrojó como resultados un desplazamiento máximo de 0.35875 mm, lo cual implica que no se produce ningún tipo de deformación o sobre carga en los elementos estructurales, siendo el esfuerzo máximo generado en la estructura de 6.031 MPa, mismo que, en comparación con la resistencia del material, es relativamente bajo.

Asegurando así que la estructura mantendrá estable y rígida durante un tiempo prolongado.

- El ensamblaje de los ductos se lo realizó de tal manera que las uniones bridadas de los ductos y accesorios no sean demasiado rígidas, permitiéndoles un cierto grado de flexibilidad, ya que, en caso de existir vibraciones o movimientos en el sistema de ductos, estos no presenten fisuras o aberturas en el material, por donde pudiera escapar el aire de su interior y producir mayores pérdidas de carga y masa de aire. En cuanto a equipos e instrumentos, estos están ubicados y diseñados para que sean de fácil acceso para su manipulación, visualización y mantenimiento.
- Las pruebas de velocidad de aire en los ductos cuentan con una mínima variación al compararlas con respecto a las velocidades calculadas en cada tramo, presentando un error relativo promedio de 8.14 %, considerado dentro de los parámetros normales en este tipo de proyectos. Las pruebas de temperatura de salida del aire, según la masa de aire que ingresa al tramo del ducto fueron, flujo al 100%, $\dot{m}_a = 0.0669 \text{ kg/s}$ y $T_s = 43.01^\circ\text{C}$; flujo al 75%, $\dot{m}_a = 0.0502 \text{ kg/s}$ y $T_s = 50.31^\circ\text{C}$ y flujo al 50%, $\dot{m}_a = 0.0334 \text{ kg/s}$ y $T_s = 65.36^\circ\text{C}$.

4.2 Recomendaciones

- El diseño de accesorios y ductos debe ser en base a valores o relaciones establecidas en libros o documentos especializados, para evitar errores de proporción o dimensionamiento utilizando estimaciones que pueden resultar no ser las más adecuadas para un flujo óptimo del fluido en los ductos.
- La selección del ventilador se la debe realizar, además de tomar en cuenta las características técnicas del equipo, basados en su disponibilidad y costo de adquisición y mantenimientos posteriores.
- El diseño del sistema de vapor debe ser minucioso tomando en cuenta los efectos físicos más significativos, ya que de esto depende el dimensionamiento del serpentín que proporciona el calor al intercambiador. Su construcción debe constar de materiales de fácil acceso y disponibilidad.
- El diseño estructural debe ser lo más estable posible, debido a que no contará con sujeciones o empotramientos fijos. Además, de ser fabricado con materiales resistentes a la corrosión, debido a que en el ambiente del laboratorio muchas veces se produce humedad por el funcionamiento del mismo calderín y otros equipos instalados alrededor del banco de pruebas.
- La instalación de ductos, instrumentos y demás sistemas del banco de pruebas se las debe realizar corroborando de que estos estén en condiciones adecuadas de funcionamiento y tomando las debidas medidas de seguridad para resguardar la integridad del equipo y operarios del banco de pruebas,
- Utilizar equipos de medición confiables y sin averías, tomar varias mediciones y realizar un promedio de ellas, puesto que los valores difieren un poco entre los diferentes puntos de la sección transversal. Usar los equipos de protección necesarios y evitar tener contacto directo con elementos que se encuentran a altas temperaturas como el vapor, agua residual del calderín, líneas de tubería, serpentín de calor, etc.

BIBLIOGRAFIA

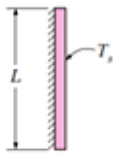
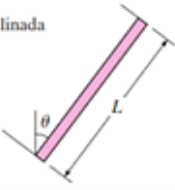
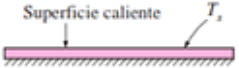
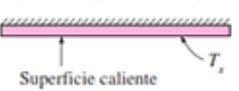
- [1] F.Alcozer, "Antecedentes investigativos estudio de parámetros físicos en banco de pruebas de aire acondicionado y su efecto sobre el ahorro energético en la facultad de ingeniería civil y mecánica de la Universidad Técnica de Ambato", Tesis, Universidad Técnica de Ambato, Ambato, 2012.
- [2] P. Bermeo, "Diseño e implementación de un sistema de ventilación mecánica para el laboratorio de biotecnología de la UNL", Tesis, UNIVERSIDAD NACIONAL DE LOJA, Loja, 2014.
- [3] V. Camara, "Diseño y construcción de un sistema de ductos para la climatización zonificada de un invernadero de fresa", Tesis, Centro de investigación en materiales avanzados, Chihuahua, 2017.
- [4] A. Alvares y E. Estévez, "Dimensionamiento de ductos de ventilación y cálculo de cargas térmicas en edificaciones estándar mediante el desarrollo de un software", Tesis, Escuela Politécnica Nacional , Quito, 2016.
- [5] "American society of heating refrigerating and air-conditioning", Definitions, 1980
- [6] E.Yarke, *Ventilación natural de edificios*, Buenos Aires: NOBUKO, 2005.
- [7] "Tipos de ventiladores", *Brinner*, 2016. [En línea]. Disponible en: <https://brinner.es/tipos-de-ventiladores-industriales/>. [Último acceso: 02 01 2020].
- [8] *Calibration and Maintenance*, J. M. Agency, Tokio: JMA, 2013.
- [9] J. A. Carta, *Centrales de energías renovables*, Madrid: PEARSON EDUCACIÓN , 2009.
- [10] D. J. Cordero, *Medición del viento y su aplicación en la ingeniería estructural*, Costa Rica: LanammeUCR, 2016.
- [11] Quebec , *Control de proceso de temperatura*, Canadá: Lab-Volt, 2005.

- [12] J. Esparza, *Control del ruido en sistemas de aire acondicionado*, San Nicolaz De Los Garza: UANL, 1998.
- [13] R. Carnicer, *Sistema de acondicionamiento de aire*, Madrid: Paraninfo, 1995.
- [14] Carrier, *Manual de aire acondicionado*, México: MARCOMBO, 1996.
- [15] C.F.Müller, *Manual de aire acondicionado y calefacción*, México: MARCOMBO, 2010.
- [16] Y. A. Cengel, *Tranfesrencia de calor y masa*, México : McGrawHill, 2011.
- [17] " Cálculo de pérdida de carga en accesorios", *Casals*, [En línea]. Disponible en: <https://www.casals.com/es/herramientas-de-ventilacion/calculos-de-ventilacion/calculo-de-pérdida-de-carga-en-accesorios/>. [Último acceso: 14 01 2020].
- [18] V.Wilmo, "Estudio de parámetros de combustión en un calderín", Tesis, Universidad Técnica de Ambato, 2011.
- [19] F. Incropera, *Fundamentos de transferencia de calor*, México: PEARSON, 1999.

ANEXOS

Anexo A-1: Correlaciones empíricas del número promedio de Nusselt para convección natural sobre superficies.

Correlaciones empíricas del número promedio de Nusselt para la convección natural sobre superficies

Configuración geométrica	Longitud característica L_c	Intervalo de Ra	Nu
Placa vertical 	L	$10^4 - 10^9$ $10^{10} - 10^{13}$ Todo el intervalo	$Nu = 0.59Ra_L^{1/4}$ $Nu = 0.1Ra_L^{1/3}$ $Nu = \left\{ 0.825 + \frac{0.387Ra_L^{1/6}}{[1 + (0.492/Pr)^{9/16}]^{8/27}} \right\}^2$ (compleja pero más exacta)
Placa inclinada 	L		Utilícen las ecuaciones de la placa vertical para la superficie superior de una placa fría la superficie inferior de una placa caliente Reemplácese g por $g \cos \theta$ para $0 < \theta < 90^\circ$
Placa horizontal (Área superficial A y perímetro p) a) Superficie superior de una placa caliente (o superficie inferior de una placa fría) 	A_s/p	$10^4 - 10^7$ $10^7 - 10^{11}$	$Nu = 0.54Ra_L^{1/4}$ $Nu = 0.15Ra_L^{1/3}$
b) Superficie inferior de una placa caliente (o superficie superior de una placa fría) 		$10^5 - 10^{11}$	$Nu = 0.27Ra_L^{1/4}$

Anexo A-2: Propiedades del aire a presión 1 atm.

Propiedades del aire a la presión de 1 atm							
Temp., T_f , °C	Densidad, ρ , kg/m ³	Calor específico, c_p , J/kg · K	Conductividad térmica, k , W/m · K	Difusividad térmica, α , m ² /s ²	Viscosidad dinámica, μ , kg/m · s	Viscosidad cinemática, ν , m ² /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

Anexo A-3: Tabla temperaturas agua saturada.

Agua saturada. Tabla de temperaturas

Temp., T °C	Pres. sat., P_{sat} kPa	Volumen específico, m^3/kg		Energía interna, kJ/kg			Entalpía, kJ/kg		
		Líquido sat., v_f	Vapor sat., v_g	Líquido sat., u_f	Evapor., u_{fg}	Vapor sat., u_g	Líquido sat., h_f	Evapor., h_{fg}	Vapor sat., h_g
0.01	0.6117	0.001000	206.00	0.000	2374.9	2374.9	0.001	2500.9	2500.9
5	0.8725	0.001000	147.03	21.019	2360.8	2381.8	21.020	2489.1	2510.1
10	1.2281	0.001000	106.32	42.020	2346.6	2388.7	42.022	2477.2	2519.2
15	1.7057	0.001001	77.885	62.980	2332.5	2395.5	62.982	2465.4	2528.3
20	2.3392	0.001002	57.762	83.913	2318.4	2402.3	83.915	2453.5	2537.4
25	3.1698	0.001003	43.340	104.83	2304.3	2409.1	104.83	2441.7	2546.5
30	4.2469	0.001004	32.879	125.73	2290.2	2415.9	125.74	2429.8	2555.6
35	5.6291	0.001006	25.205	146.63	2276.0	2422.7	146.64	2417.9	2564.6
40	7.3851	0.001008	19.515	167.53	2261.9	2429.4	167.53	2406.0	2573.5
45	9.5953	0.001010	15.251	188.43	2247.7	2436.1	188.44	2394.0	2582.4
50	12.352	0.001012	12.026	209.33	2233.4	2442.7	209.34	2382.0	2591.3
55	15.763	0.001015	9.5639	230.24	2219.1	2449.3	230.26	2369.8	2600.1
60	19.947	0.001017	7.6670	251.16	2204.7	2455.9	251.18	2357.7	2608.8
65	25.043	0.001020	6.1935	272.09	2190.3	2462.4	272.12	2345.4	2617.5
70	31.202	0.001023	5.0396	293.04	2175.8	2468.9	293.07	2333.0	2626.1
75	38.597	0.001026	4.1291	313.99	2161.3	2475.3	314.03	2320.6	2634.6
80	47.416	0.001029	3.4053	334.97	2146.6	2481.6	335.02	2308.0	2643.0
85	57.868	0.001032	2.8261	355.96	2131.9	2487.8	356.02	2295.3	2651.4
90	70.183	0.001036	2.3593	376.97	2117.0	2494.0	377.04	2282.5	2659.6
95	84.609	0.001040	1.9808	398.00	2102.0	2500.1	398.09	2269.6	2667.6
100	101.42	0.001043	1.6720	419.06	2087.0	2506.0	419.17	2256.4	2675.6
105	120.90	0.001047	1.4186	440.15	2071.8	2511.9	440.28	2243.1	2683.4
110	143.38	0.001052	1.2094	461.27	2056.4	2517.7	461.42	2229.7	2691.1
115	169.18	0.001056	1.0360	482.42	2040.9	2523.3	482.59	2216.0	2698.6

Anexo A-4: Propiedades del gas ideal.

Propiedades de gas ideal del aire

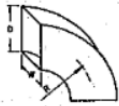
T K	h kJ/kg	P_r	u kJ/kg	v_r	s° kJ/kg · K
200	199.97	0.3363	142.56	1707.0	1.29559
210	209.97	0.3987	149.69	1512.0	1.34444
220	219.97	0.4690	156.82	1346.0	1.39105
230	230.02	0.5477	164.00	1205.0	1.43557
240	240.02	0.6355	171.13	1084.0	1.47824
250	250.05	0.7329	178.28	979.0	1.51917
260	260.09	0.8405	185.45	887.8	1.55848
270	270.11	0.9590	192.60	808.0	1.59634
280	280.13	1.0889	199.75	738.0	1.63279
285	285.14	1.1584	203.33	706.1	1.65055
290	290.16	1.2311	206.91	676.1	1.66802
295	295.17	1.3068	210.49	647.9	1.68515
298	298.18	1.3543	212.64	631.9	1.69528
300	300.19	1.3860	214.07	621.2	1.70203
305	305.22	1.4686	217.67	596.0	1.71865
310	310.24	1.5546	221.25	572.3	1.73498
315	315.27	1.6442	224.85	549.8	1.75106
320	320.29	1.7375	228.42	528.6	1.76690
325	325.31	1.8345	232.02	508.4	1.78249
330	330.34	1.9352	235.61	489.4	1.79783

Anexo A-5: Calor específico de los fluidos.

Sustancia	Masa molar M, kg/kmol	Constante de gas R, kJ/kg · K*	Calores específicos a 25°C		
			c_p , kJ/kg · K	c_v , kJ/kg · K	$k = c_p/c_v$
Aire	28.97	0.2870	1.005	0.7180	1.400
Amoniaco, NH ₃	17.03	0.4882	2.093	1.605	1.304
Argón, Ar	39.95	0.2081	0.5203	0.3122	1.667
Bromo, Br ₂	159.81	0.05202	0.2253	0.1732	1.300
Isobutano, C ₄ H ₁₀	58.12	0.1430	1.663	1.520	1.094
n-Butano, C ₄ H ₁₀	58.12	0.1430	1.694	1.551	1.092
Carbono, bióxido de, CO ₂	44.01	0.1889	0.8439	0.6550	1.288
Carbono, monóxido de, CO	28.01	0.2968	1.039	0.7417	1.400
Cloro, Cl ₂	70.905	0.1173	0.4781	0.3608	1.325
Clorodifluorometano (R-22), CHClF ₂	86.47	0.09615	0.6496	0.5535	1.174
Etano, C ₂ H ₆	30.070	0.2765	1.744	1.468	1.188
Etileno, C ₂ H ₄	28.054	0.2964	1.527	1.231	1.241
Fluoruro, F ₂	38.00	0.2187	0.8237	0.6050	1.362
Helio, He	4.003	2.077	5.193	3.116	1.667
n-Heptano, C ₇ H ₁₆	100.20	0.08297	1.649	1.566	1.053
n-Hexano, C ₆ H ₁₄	86.18	0.09647	1.654	1.558	1.062
Hidrógeno, H ₂	2.016	4.124	14.30	10.18	1.405
Kriptón, Kr	83.80	0.09921	0.2480	0.1488	1.667
Metano, CH ₄	16.04	0.5182	2.226	1.708	1.303
Neón, Ne	20.183	0.4119	1.030	0.6180	1.667

Anexo B-1: Pérdida de carga en accesorios, longitud equivalente.

Codo 90° suave

ELEMENTO	CONDICIONES					RELACIÓN L/D **
Codo de radio de sección rectangular 	R/D					Relación L/D
	0,5	0,75	1,00	1,25 *	1,50	
	W/D	0,5	33	14	9	5
1	45	18	11	7	4	4
3	80	30	14	8	5	5
6	125	40	18	12	7	7

* 1,25 es valor standard para un codo de radio completo sin guías.

** L y D están en metros. D es la dimensión de conducto representada en el dibujo. L es la longitud adicional equivalente del conducto añadido al conducto medido. La longitud equivalente L es igual a D multiplicada por la relación indicada.

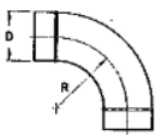
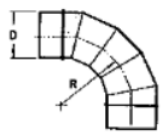

Por los tanto:

$$L/D = 7m$$

$$D=0.07m$$

$$Le= 0.49m$$

Codo 90° 3 piezas

DIÁMETRO DEL CODO (cm)	LISO DE 90°	90° 5 PIEZAS	90° 3 PIEZAS
	 R/D = 1,5	 R/D = 1,5	 R/D = 1,5
LONGITUD EQUIVALENTE ADICIONAL DE CONDUCTO REC			
8	0,73	0,96	1,92
10	0,89	1,20	2,40
12	1,08	1,44	2,88
14	1,26	1,68	3,32

Le= 1.92m

Anexo B-1: Pérdida de carga en accesorios.

The pressure drop generated by an accessory is proportional to the square of the air velocity through it.

La pérdida global que ocasiona un accesorio es proporcional al cuadrado de la velocidad del aire que lo atraviesa.

$$\Delta P(\text{Pa}) = \zeta \frac{1}{2} \rho V^2$$

$$\Delta P(\text{mmca}) = \zeta \frac{1}{2} \rho V^2 / 9,81$$


ΔP : Pressure drop / Pérdida de carga / Perte de charge.

ζ : Pressure drop coefficient / Coeficiente de pérdidas / Coefficient de pertes.

ρ : Carried air density (1,2kg/m³ a 20°C 1 atm) / Densidad del aire transportado (1,2kg/m³ a 20°C 1 atm) / Densité de l'air transporté (1,2kg/m³ a 20°C 1 atm).

V : Air velocity at the minimum section / Velocidad del aire atravesando la sección mínima / Vitesse de l'air travers la section minimale.

COEFFICIENT ζ FOR ACCESSORIES
COEFICIENTE ζ PARA ACCESORIOS

derivación doble Y	
	15 0.1
	30 0.3
	45 0.7
	60 1
	90 1.4

Anexo C-1: Características físicas del calderín.

PARÁMETRO	VALOR
Potencia Generada (BHP)	2
Presión de diseño (PSI)	64
Presión de trabajo (PSI)	34
Presión de la bomba (PSI)	37.5
Masa de Vapor/hora (Kg/h)	9.7
Área de transferencia de calor (m^2)	1.005
Temperatura de entrada del agua ($^{\circ}C$)	20
Temperatura de salida del agua ($^{\circ}C$)	100
Temperatura Inicial de los gases de combustión ($^{\circ}C$)	1525.33
Temperatura de salida de los gases de combustión ($^{\circ}C$)	105
Longitud de la cámara de combustión (m)	0.30
Diámetro de la cámara de combustión (m)	0.435
Número de tubos	51
Altura de los tubos (m)	0.48
Diámetro de los tubos (m)	0.127
Diámetro de los espejos (m)	0.435
Altura de la chimenea (m)	0.27
Diámetro de la chimenea (m)	0.11
Velocidad de los gases de escape (m/s)	1.3
Altura total del calderín (m)	1.3
Potencia de la bomba (HP)	0.75

Anexo D-1: Equipo ventilador centrifugo.



Soler & Palau
Ventilation Group

CSB-T Centrifugos de álabes radiales

CSB-T 400, 800, 1300, 2000, 2600 y 3500

La serie CS de extractores centrifugos cubre un amplio rango de caudal manejando presiones medias. Su construcción robusta y compacta permite su adaptación a cualquier tipo de instalación.

APLICACIONES



CÁMARA DE PINTURA



MANEJO DE HUMO Y POLVO



PROCESOS INDUSTRIALES

ACCESORIOS

Consultar pág. 145

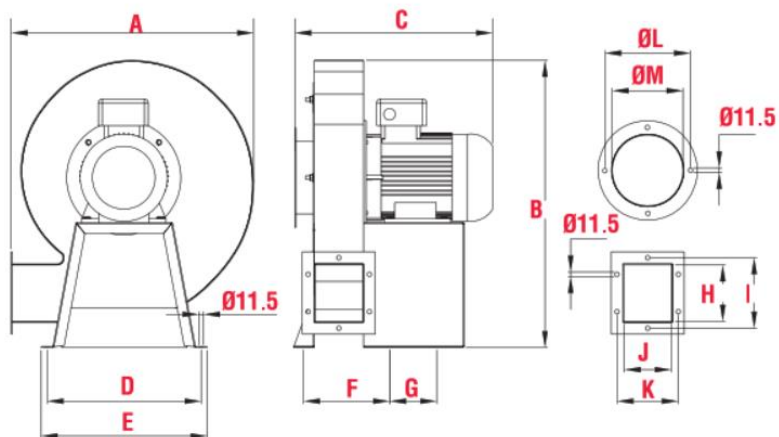


CARACTERÍSTICAS

- Carcasa en acero electrosoldada.
- Rotor de álabes rectos radiales fabricado en fundición de aluminio.
- Acabado de pintura en polvo poliéster electrostática, con protección anticorrosiva.
- Motor acoplado directamente a la turbina.

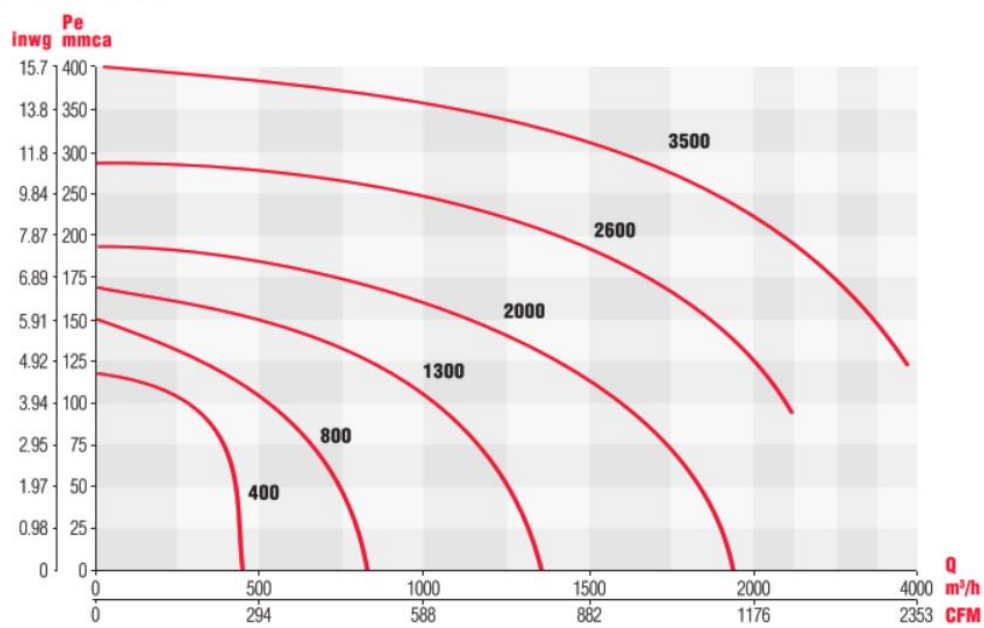
Modelo	Velocidad RPM	Potencia HP	Tensión Volts	Intensidad A	Caudal a descarga libre m³/hr / CFM
CSB-400	3515	1/2	127 / 220	9.1 / 3.7	400 / 235
CST-400	3410	1/2	220 / 440	1.9 / 0.9	400 / 235
CSB-800	3500	3/4	127 / 220	11.5 / 5.0	800 / 471
CST-800	3470	3/4	220 / 440	2.5 / 1.25	800 / 471
CSB-1300	3510	1	127 / 220	10.9 / 5.40	1300 / 765
CST-1300	3460	1	220 / 440	3.0 / 1.5	1300 / 765
CST-2000	3495	1 1/2	208 -230 / 460	4.0 / 2.0	2,000 / 1,176
CST-2600	3480	3	208 -230 / 460	7.4 / 3.7	2,600 / 1,529
CST-3500	3480	5	208 -230 / 460	11.8 / 5.9	3,500 / 2,059

DIMENSIONES

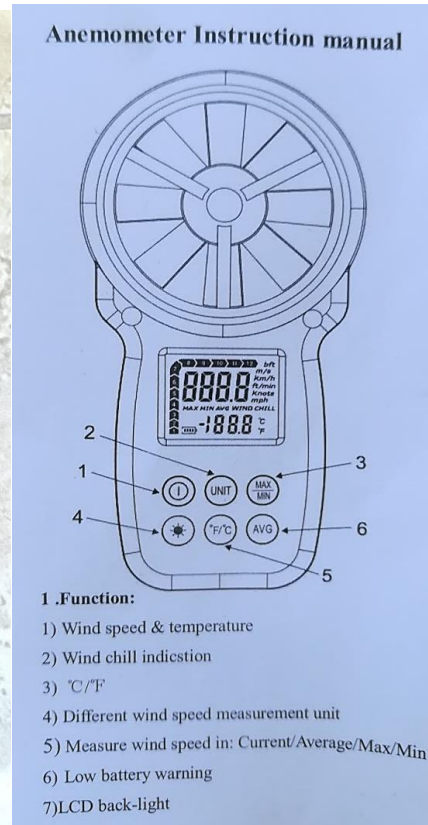


Modelo	A	B	C		D	E	F	G	H	I	J	K	ØL	ØM
			MF	TF										
CSB-T 400	359	414	317	313	230	230	112	90	70	102	60	91	147	112
CSB-T 800	426	496	344	336	257	287	140	91	106	139	81	115	153	123
CSB-T 1300	462	572	391	377	263	293	158	91	119	150	100	132	175	141
CSB-T 2000	538	630	-	451	311	341	195	116	126	162	120	154	190	156
CSB-T 2600	53	630	-	455	320	350	197	116	126	162	122	154	190	156

CURVAS CARACTERÍSTICAS



Anexo D-2: Anemómetro digital.



8) Manual/Auto Power Off			
2.Operation:			
1) Put battery into battery compartment, All the Symbol will blink for 1 second on the display			
2) Recover battery cover, screw down press "①" in 1 second to turn on the unit. LCD will display wind speed, temperature and battery icon. Press again, it will power off.			
3) Setting different wind speed unit: Press "②" each time, it will circulated among "m/s", "Km/h", "Ft/min", "Knots", and "mph" Digit symbol: M/s meter per second; km/h kilometer per hour; Ft/min feet per minute; knots nautical mile per hour; mph mile per hour;			
4) Max/min: Press "③" it will display max or min			
5) Back light: Press "④", back light will turn on, press again, it will turn off, active for 15 second.			
6) °C/°F switch option: Press "⑤" to select different temperature unit.			
7) Average: Press "⑥", average reading in 15 seconds will be displayed.			
8) Measurement: when the wind vane (impeller) turns, LCD instant display wind speed and temperature. When temperature below 0 °C, wind chill symbol will show on the LCD.			
3 Specifications:			
Wind Speed Range			
Unit	Range	Resolution	Accuracy
M/s	0.5~30	0.1	± 5%
Ft/min	99~5860	19	
Knots	1~55	0.2	
Km/h	2~90	0.3	
Mph	1~65	0.2	
Temperature range			
Unit	Range	Resolution	Accuracy
°C	-10°C~45°C	0.2	± 2°C
°F	14°F~113°F	0.36	± 3.6°F
Battery		AAA 1.5V×2	
Thermometer		NTC thermometer	
Operating temperature		-10°C~45°C(14°F~113°F)	
Relative humidity		≤90%RH	
Store temperature		-40°C~60°C(-40°F~140°F)	
Current consumption		About 3mA	
Weight		153g(including battery)	

Anexo E-1: Código de programación instrumentos de medición en Arduino.

```
#include <LiquidCrystal_I2C.h>
#include <max6675.h>
#include <Wire.h>
LiquidCrystal_I2C lcd1(0x27, 16, 2); // dirección de termocupla 1 0x27
LiquidCrystal_I2C lcd2(0x26, 16, 2); // dirección de termocupla 1 0x26
// PINS DE TERMOCUPLA 1
int so1Pin = 4; // SO1=Serial Out
int cs1Pin = 5; // CS1 = chip select CS pin
int sck1Pin = 6; // SCK1 = Serial Clock pin
// PINS DE TERMOCUPLA 2
int so2Pin = 8; // SO1=Serial Out
int cs2Pin = 9; // CS1 = chip select CS pin
int sck2Pin = 10; // SCK1 = Serial Clock pin
MAX6675 thermocouple1(sck1Pin, cs1Pin, so1Pin);
MAX6675 thermocouple2(sck2Pin, cs2Pin, so2Pin);
void setup() {
  lcd1.init(); // inicializar pantalla 1
  lcd1.backlight(); // encender luz pantalla 1
  lcd2.init(); // inicializar pantalla 2
  lcd2.backlight(); // encender luz pantalla 2
  lcd1.print("BANCO DE PRUEBA"); // mensaje inicial pantalla 1
  lcd1.setCursor(0,1); // posición cursor pantalla 1
  lcd1.print("R.VAPOR"); // tipo de calentamiento
  lcd2.print("BANCO DE PRUEBA"); // mensaje inicial pantalla 2
  lcd2.setCursor(0,1); // posición cursor pantalla 2
  lcd2.print("R.ELECTRICA "); // tipo de calentamiento
  Serial.begin(9600); // initialize serial monitor with 9600 baud
  Serial.println("BANCO AIRE");

  delay(2000); // tiempo de inicio
}
void loop() {
```



```

Serial.print("C = ");
Serial.print (thermocouple1.readCelsius());
Serial.print(" F = ");
Serial.println(thermocouple1.readFahrenheit());
Serial.print("C = ");
Serial.print (thermocouple2.readCelsius());
Serial.print(" F = ");
Serial.println(thermocouple2.readFahrenheit());
lcd1.clear();// reestablecer valores
lcd2.clear();// reestablecer valores
    lcd1.setCursor(0,0);// posicionar cursor en fila 0 y columna 0
    lcd1.print("SENSOR 1");
    lcd1.setCursor(0,1);// posicionar cursor en fila 0 y columna 1
    lcd1.print(thermocouple1.readCelsius()); // medir temperatura en centígrados
    lcd1.setCursor(5,1);// posicionar cursor en fila 5 y columna 1
    lcd1.print((char)223); //puntos centígrados
    lcd1.setCursor(6,1);// posicionar cursor en fila 6 y columna 1
    lcd1.print("C"); // símbolo centígrados
    lcd1.setCursor(7,1);// posicionar cursor en fila 6 y columna 1
    lcd1.print(" "); // espacio entre unidades
    lcd1.setCursor(8,1);// posicionar cursor en fila y columna 1
    lcd1.print(thermocouple1.readFahrenheit()); // medir temperatura en Fahrenheit
    lcd1.setCursor(14,1);// posicionar cursor en fila 14 y columna 1
    lcd1.print((char)223); // punto de Fahrenheit
    lcd1.setCursor(15,1);// posicionar cursor en fila 15 y columna 1
    lcd1.print("F"); // símbolo Fahrenheit

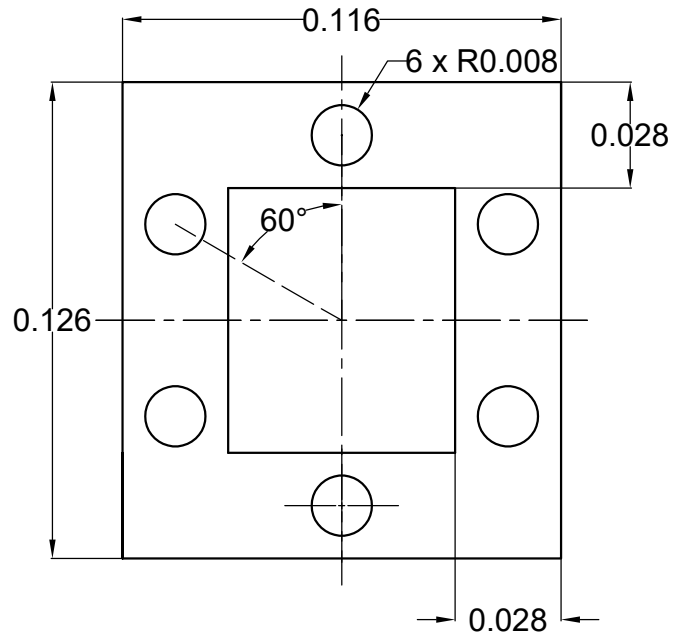
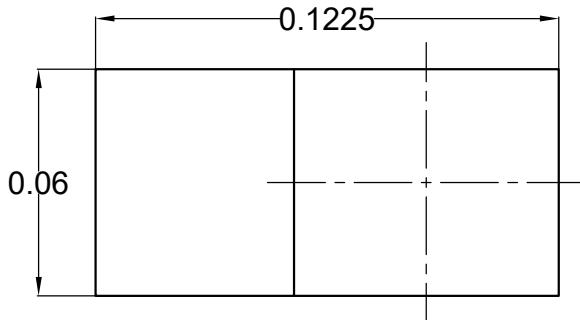
lcd2.setCursor(0,0);// posicionar cursor en fila 0 y columna 0
    lcd2.print("SENSOR 2");
    lcd2.setCursor(0,1);// posicionar cursor en fila 0 y columna 1
    lcd2.print(thermocouple2.readCelsius()); // medir temperatura en centígrados
    lcd2.setCursor(5,1);// posicionar cursor en fila 5 y columna 1
    lcd2.print((char)223); //punto centígrados
    lcd2.setCursor(6,1);// posicionar cursor en fila 6 y columna 1

```

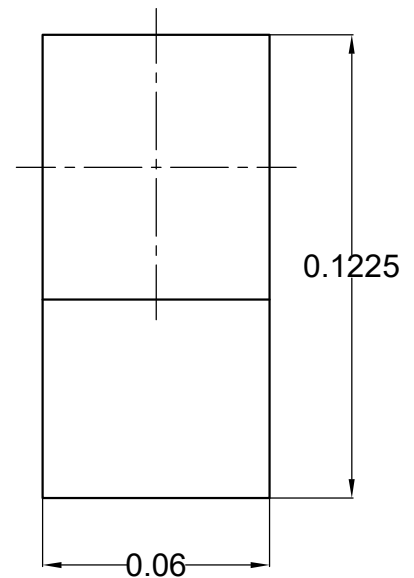
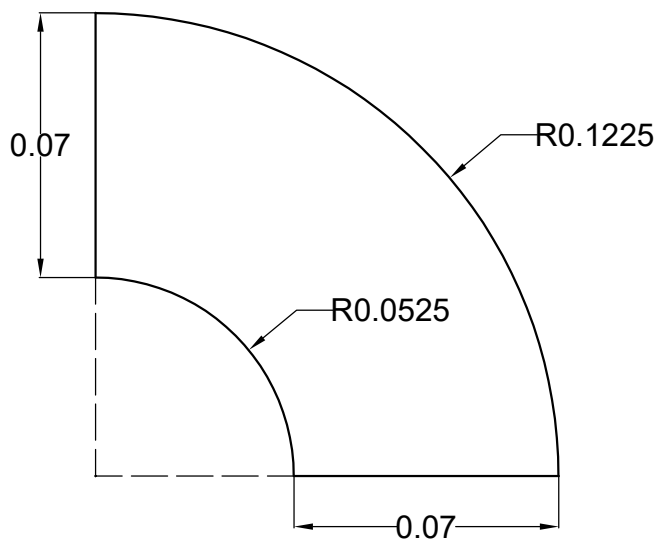
```
lcd2.print("C"); // símbolo centígrados
lcd2.setCursor(7,1);// posicionar cursor en fila 6 y columna 1
lcd2.print(" "); // espacio entre unidades
lcd2.setCursor(8,1);// posicionar cursor en fila y columna 1
lcd2.print(thermocouple2.readFahrenheit()); // medir temperatura en Fahrenheit
lcd2.setCursor(14,1);// posicionar cursor en fila 14 y columna 1
lcd2.print((char)223); // punto de Fahrenheit
lcd2.setCursor(15,1);// posicionar cursor en fila 15 y columna 1
lcd2.print("F"); // símbolo Fahrenheit
delay(1000);
}
```

PLANOS

Todas las medidas son representas en metros.

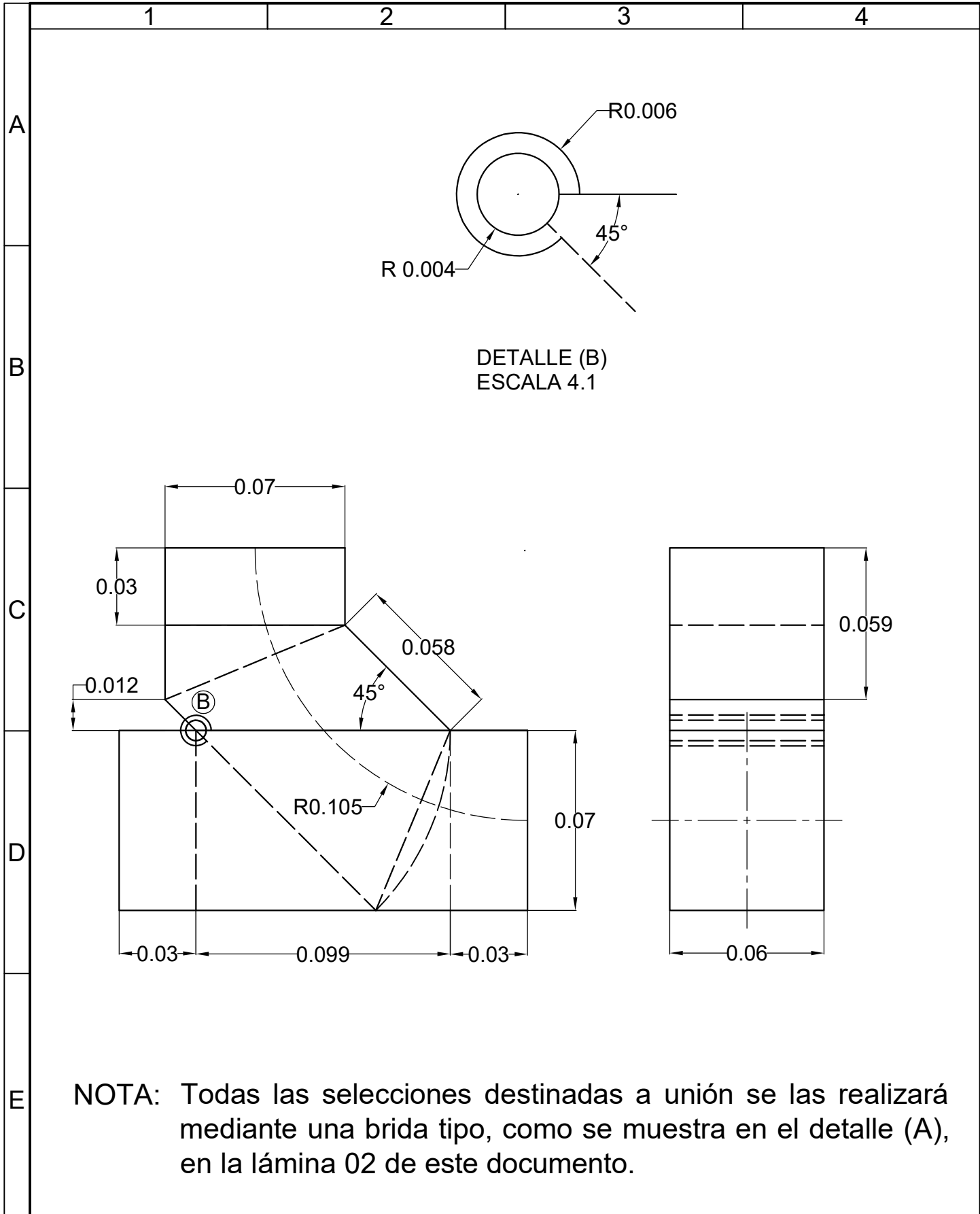


DETALLE (A)
ESCALA 1:2



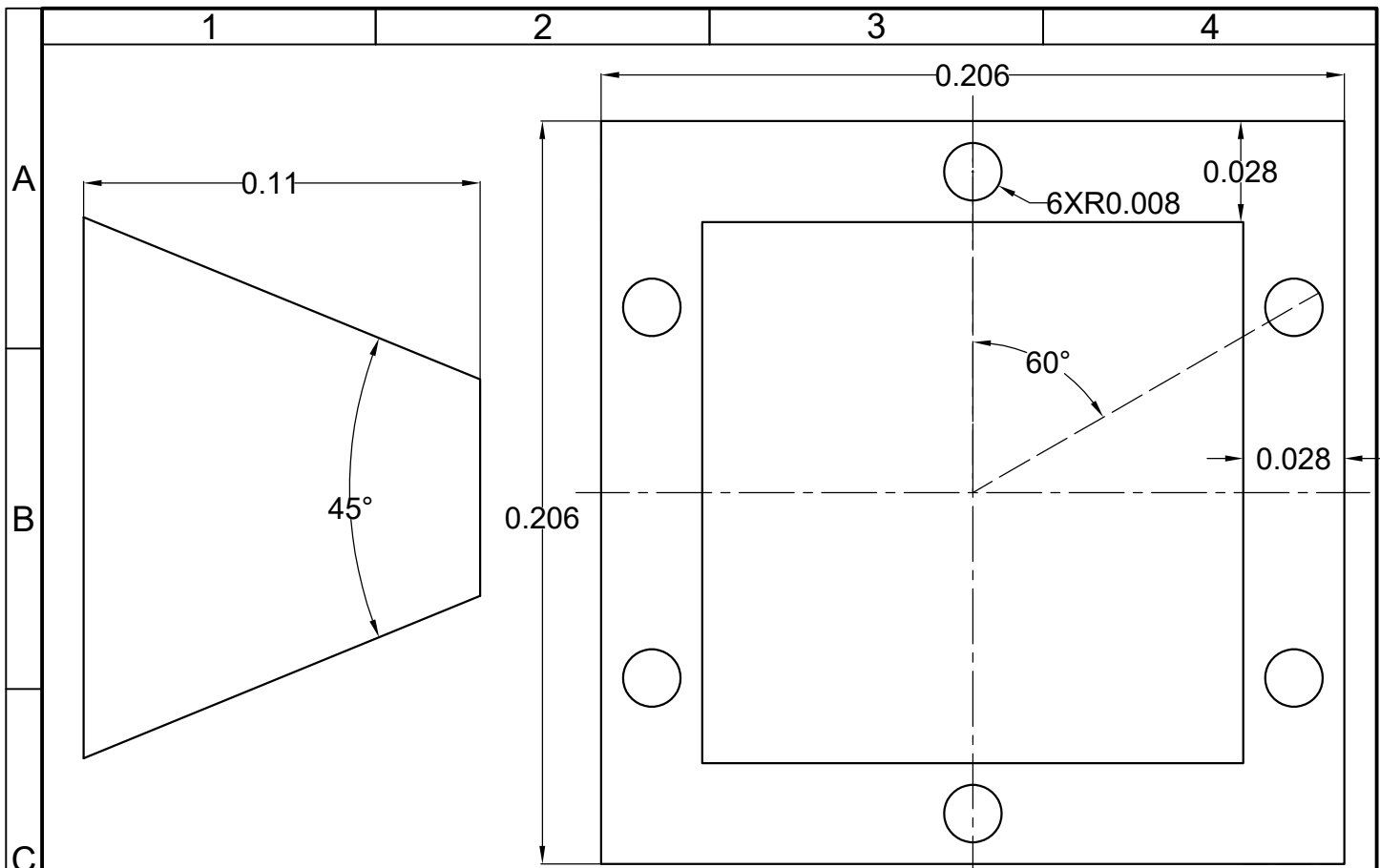
NOTA: Todas las selecciones destinadas a unión se las realizará mediante una brida tipo, como se muestra en el detalle (A), de doble chaoa de tol galvanizado espesor 1 mm.

				Tolerancia:	Peso:	Material:	
						Tol galvanizado espesor 9 mm	
				Fecha	Nombre	Título:	Escala :
				Dibujó: 28/10/19	Jhonny Almeida	Codo estandar 90°	1:2
				Revisó: 28/10/19	Ing. Santiago Cabrera		
				Aprobó: 28/10/19	Ing. Santiago Cabrera		
				U.T.A.		No. Lámina:	Registro:
				INGENIERIA MECANICA		02 de 07	
Edición	Modificación	Fecha	Nombre	Sustitución:			

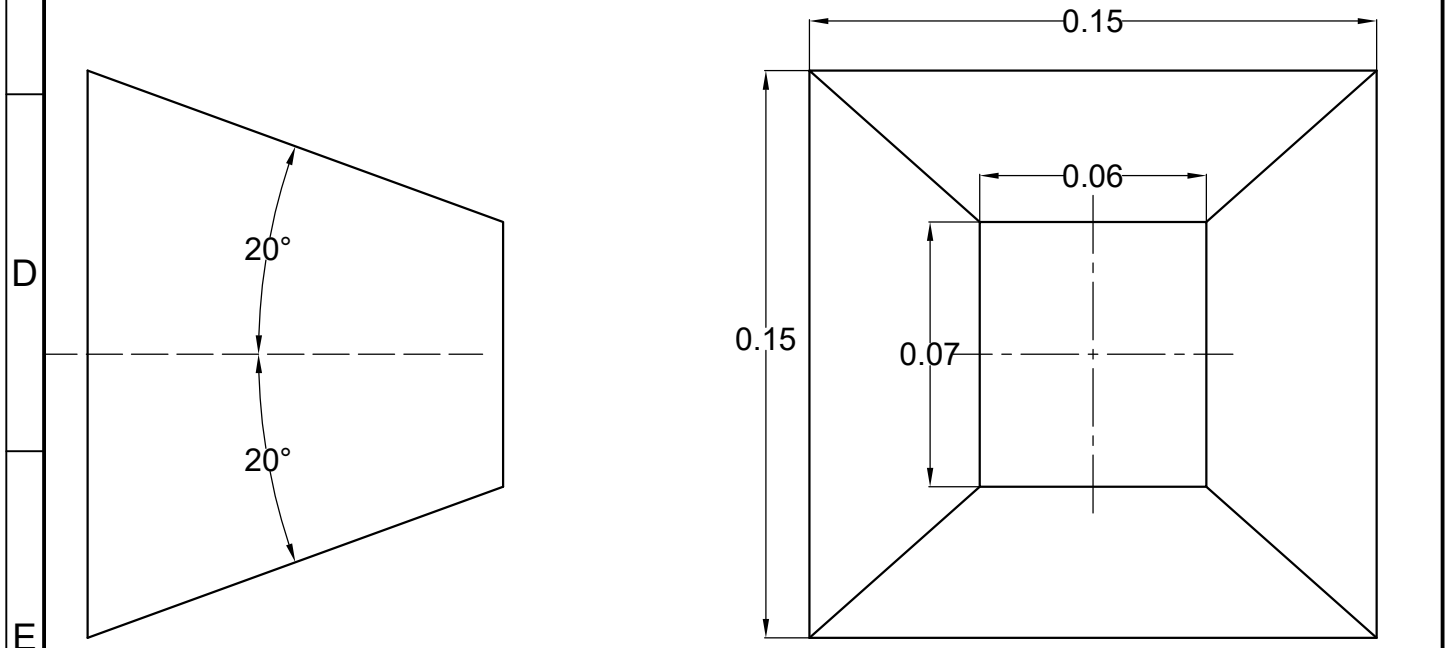


NOTA: Todas las selecciones destinadas a unión se las realizará mediante una brida tipo, como se muestra en el detalle (A), en la lámina 02 de este documento.

				Tolerancia:	Peso:	Material:	
						Tol galvanizado espesor 9 mm	
				Fecha	Nombre	Título:	Escala :
				Dibujó: 28/10/19	Jhonny Almeida	Derivación	1:2
				Revisó: 28/10/19	Ing. Santiago Cabrera		
				Aprobó: 28/10/19	Ing. Santiago Cabrera		
				U.T.A.		No. Lámina:	Registro:
				INGENIERIA MECANICA		03 de 07	
Edición	Modificación	Fecha	Nombre	Sustitución:			



Brida sección mayor de la ampliación



NOTA: La brida de la sección menor se la realizará de acuerdo al detalle (A) de la lámina 02 de este documento.

				Tolerancia:	Peso:	Material:	
						Tol galvanizado espesor 9mm	
				Fecha	Nombre	Título:	Escala :
				Dibujó: 28/10/19	Jhonny Almeida	Expansión	1:2
				Revisó: 28/10/19	Ing. Santiago Cabrera		
				Aprobó: 28/10/19	Ing. Santiago Cabrera		
				U.T.A.		No. Lámina:	Registro:
				INGENIERIA MECANICA		04 de 07	
Edición	Modificación	Fecha	Nombre	Sustitución:			

1

2

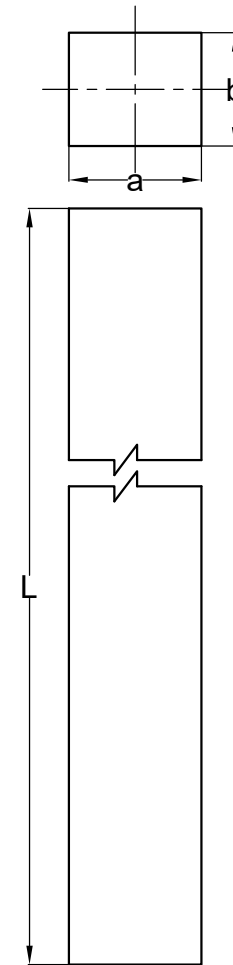
3

4

A

TRAMO	a	b	L
C-D			0.74
E-F	0.15	0.15	0.74
G-H			110
A-B	0.06	0.07	.665

B



C

D

E

NOTA: Los puntos destinados a ensamblar con otro elemento se las realizará mediante una brida tipo o según indique el de la lámina de 01 de este documento.
Los tramos de ductos se representan en el plano isométrico en la página 01 de este documento.

Tolerancia:

Peso:

Material:

Tol galvanizado espesor 9mm

Fecha Nombre

Título:

Escala :

Dibujó: 28/10/19 Jhonny Almeida

Revisó: 28/10/19 Ing. Santiago Cabrera

Aprobó: 28/10/19 Ing. Santiago Cabrera

Ducto de interconexión

1:2

U.T.A.

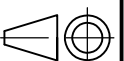
No. Lámina:

05 de 07

Registro:

INGENIERIA MECANICA

Sustitución:

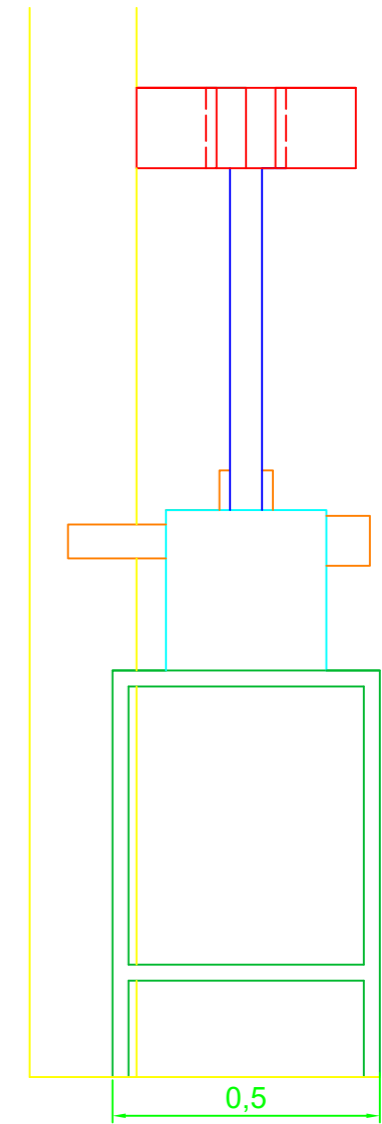
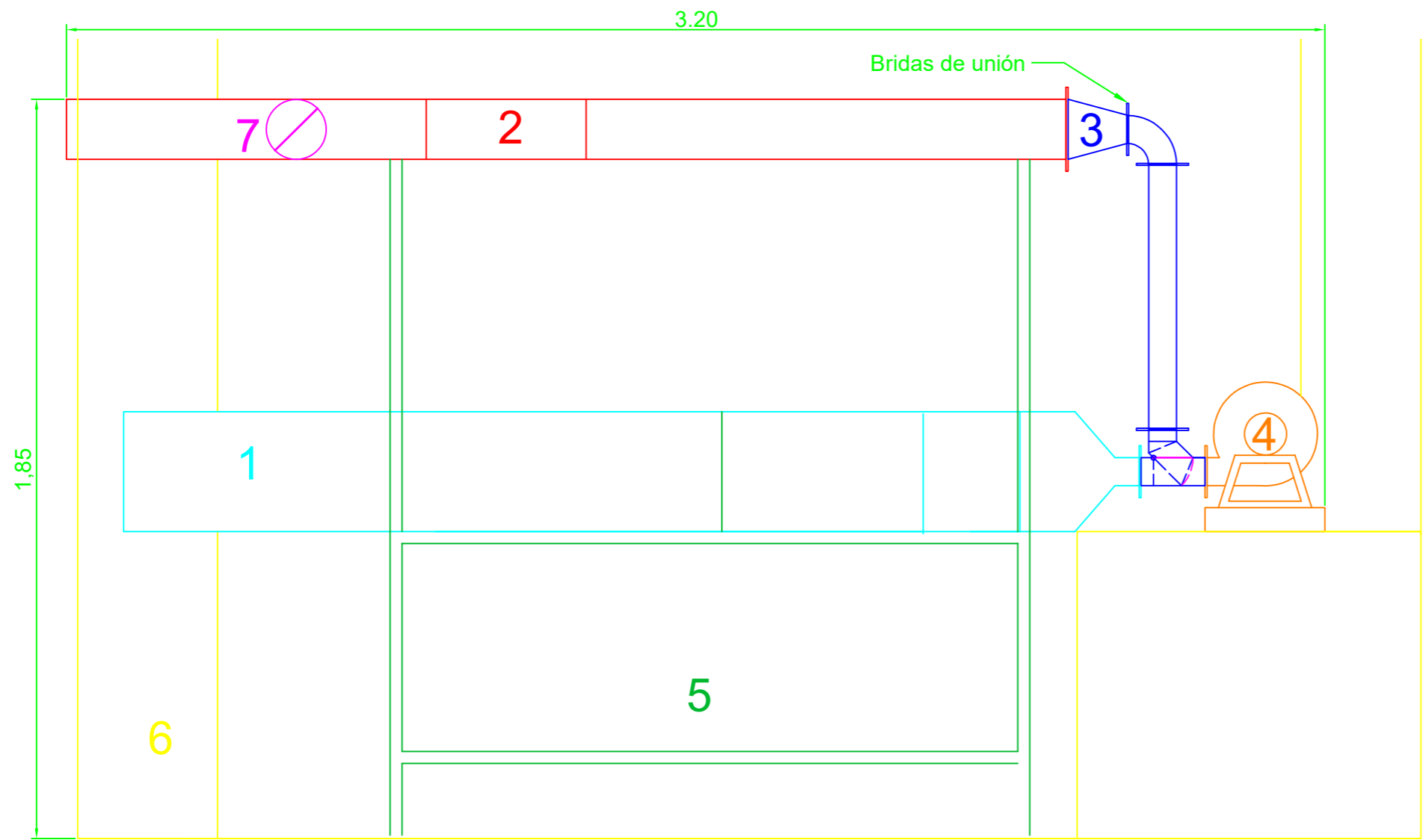


Edición

Modificación

Fecha

Nombre



NOTA: Los ductos y sus accesorios serán unidos mediante las bridas mostradas en las páginas correspondientes a cada uno de los mismos, empleando de tornillos de sujeción M4*12 con sus respectivas tuercas y arandelas.

ESPECIFICACIONES TÉCNICAS		
CAUDAL MÁXIMO DEL BANCO DE PRUEBAS	400 m ³ /h	
CAUDAL DE AIRE EN EL DUCTO DE SALIDA	200 m ³ /h	
VELOCIDAD DEL AIRE EN LA SALIDA DEL DUCTO	2.5 m/s	
CALOR GENERADO POR EL SERPENTÍN	1.54 kW	
TEMPERATURA DE SALIDA DE AIRE	42°C	
DIMENSIONES	(185*320*50) cm	
IDENTIFICADOR	NOMBRE	
1	DUCTO CALENTAMIENTO ELÉCTRICO	
2	DUCTO CALENTAMIENTO CON VAPOR	
3	DUCTOS DE INTERCONEXIÓN (EXPANSIÓN, CODO 90°, DERIVACIÓN)	
4	VENTILADOR	
5	MESA SOPORTE	
6	PAREDES Y COLUMNAS	
7	DAMPER DE REGULACIÓN	
	Tolerancia:	
	Peso:	
	Material:	
	Acero estructural - Tol galvanizado comercial	
	Fecha	Nombre
	Dibujó: 29/10/19	Jhonny Almeida
	Revisó: 01/09/20	Ing. Santiago Cabrera
	Aprobó: 01/09/20	Ing. Santiago Cabrera
	Denominación:	
	Banco de pruebas de calentamiento de aire en ductos	
	Escala:	
	1: 10	
	Número de lámina:	
	07 de 07	
	Registro:	
	U.T.A. INGENIERÍA MECÁNICA (Sustitución)	