

UNIVERSIDAD NACIONAL DEL SANTA
FACULTAD DE INGENIERÍA
ESCUELA PROFESIONAL DE INGENIERÍA MECÁNICA



**“Diseño y modelamiento mecánico de un secador de lecho fluidizado
para una producción de 50 Kg/Lote”**

**TESIS PARA OPTAR EL TÍTULO PROFESIONAL DE
INGENIERO MECÁNICO**

PRESENTADO POR:

Villegas Guevara, Luis Génesis

ASESOR:

Ing. Ms. Escalante Espinoza Nelver Javier

COD. ORCID. 000-0001-8586-3021

NUEVO CHIMBOTE – PERÚ

2023




HOJA DE CONFORMIDAD DEL ASESOR

El presente informe de tesis titulado:

**“DISEÑO Y MODELAMIENTO MECÁNICO DE UN SECADOR DE LECHO
FLUIDIZADO PARA UNA PRODUCCIÓN DE 50 KG/LOTE”**, elaborado por el bachiller.

VILLEGAS GUEVARA LUIS GÉNESIS

Para optar el título profesional de Ingeniero Mecánico, ha conestado con el asesoramiento de quien deja constancia de su aprobación. Por tal motivo, firmo el presente trabajo en calidad de asesor.



Msc. Escalante Espinoza, Nelder Javier
COD. ORCID. 000-0001-8586-3021
DNI: 32763819
ASESOR



HOJA DE CONFORMIDAD DEL JURADO EVALUADOR

El presente informe de tesis titulado:

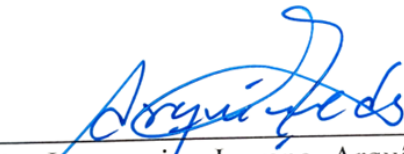
**“DISEÑO Y MODELAMIENTO MECÁNICO DE UN SECADOR DE LECHO
FLUIDIZADO PARA UNA PRODUCCIÓN DE 50 KG/LOTE”**, elaborado por el bachiller.

VILLEGAS GUEVARA LUIS GÉNESIS

Para optar el título profesional de Ingeniero Mecánico, Fue revisado y aprobado por el siguiente Jurado Evaluador.



Msc. Risco Ojeda, Rusber Alberto
COD. ORCID. 0000-0003-0194-169X
DNI: 32903454
PRESIDENTE



Msc. Iparraguirre Lozano, Arquímedes
COD. ORCID. 0000-0002-1132-7688
DNI: 32766219
SECRETARIO



Msc. Escalante Espinoza, Nélver Javier
COD. ORCID. 000-0001-8586-3021
DNI: 32763819
INTEGRANTE

ACTA DE SUSTENTACIÓN INFORME FINAL DE TESIS

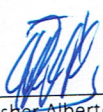
A los cinco días del mes de enero del año dos mil veinticuatro, siendo las 09:00 a.m., en el Laboratorio de Uso Múltiple de la Escuela Profesional de Ingeniería Mecánica-FI-UNS, en concordancia a lo dispuesto en el Oficio Múltiple N° 034-2022-UNS-CU-SG, se instaló el Jurado Evaluador designado mediante Resolución N° 760-2023-UNS- CFI, y de expedito según Resolución Decanal N° 898-2023-UNS-FI integrado por los docentes: **Msc. Rusber Alberto Risco Ojeda (Presidente)**, **Msc. Arquímedes Iparraguirre Lozano (Secretario)** y el **Msc. Nelver Javier Escalante Espinoza (Integrante)**, para dar inicio a la sustentación de la Tesis titulada: **“DISEÑO Y MODELAMIENTO MECANICO DE UN SECADOR DE LECHO FLUIDIZADO, PARA UNA PRODUCCION DE 50 KG/LOTE”**, perteneciente al bachiller: **VILLEGAS GUEVARA LUIS GÈNESIS** con código de matrícula N° **0201316033**, quien fue asesorado por el Msc. Nelver Javier Escalante Espinoza, según Resolución Decanal N° 303-2022-UNS-FI

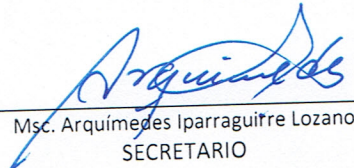
El Jurado Evaluador, después de deliberar sobre aspectos relacionados con el trabajo, contenido y sustentación del mismo, y con las sugerencias pertinentes en concordancia con el Reglamento General de Grados y Títulos, vigente, declaran aprobar:


BACHILLER	PROMEDIO VIGESIMAL	PONDERACIÓN
VILLEGAS GUEVARA LUIS GÈNESIS	18	BUENO

Siendo las 11:30 a.m del mismo día, se dio por terminado el acto de sustentación, firmando la presente acta en señal de conformidad.

Nuevo Chimbote, enero 05 de 2024


Msc. Rusber Alberto Risco Ojeda
PRESIDENTE


Msc. Arquímedes Iparraguirre Lozano
SECRETARIO


Msc. Nelver Javier Escalante Espinoza
INTEGRANTE



Recibo digital

Este recibo confirma que su trabajo ha sido recibido por **Turnitin**. A continuación podrá ver la información del recibo con respecto a su entrega.

La primera página de tus entregas se muestra abajo.

Autor de la entrega: LUIS GÉNESIS VILLEGAS GUEVARA
Título del ejercicio: Informe Final de Tesis
Título de la entrega: DISEÑO Y MODELAMIENTO MECÁNICO DE UN SECADOR DE ...
Nombre del archivo: TESIS_DISE_O_DE_SLF_REV6.3_CON_PLANOS_1.pdf
Tamaño del archivo: 6.67M
Total páginas: 157
Total de palabras: 24,158
Total de caracteres: 121,370
Fecha de entrega: 03-feb.-2024 09:24a. m. (UTC-0500)
Identificador de la entrega... 2285263179



DISEÑO Y MODELAMIENTO MECÁNICO DE UN SECADOR DE LECHO FLUIDIZADO PARA UNA PRODUCCIÓN DE 50 KG/LOTE

INFORME DE ORIGINALIDAD

15%

INDICE DE SIMILITUD

15%

FUENTES DE INTERNET

2%

PUBLICACIONES

5%

TRABAJOS DEL ESTUDIANTE

FUENTES PRIMARIAS

1	repositorio.uns.edu.pe Fuente de Internet	2%
2	qdoc.tips Fuente de Internet	1%
3	idus.us.es Fuente de Internet	1%
4	dokumen.pub Fuente de Internet	1%
5	www.americanfan.com Fuente de Internet	1%
6	creativecommons.org Fuente de Internet	1%
7	es.slideshare.net Fuente de Internet	1%
8	repositorio.ucv.edu.pe Fuente de Internet	1%
9	itscv.edu.ec Fuente de Internet	<1%
10	www.repositorio.usac.edu.gt Fuente de Internet	<1%
11	hdl.handle.net Fuente de Internet	<1%
12	docplayer.es Fuente de Internet	<1%

DEDICATORIA

A mi padre, por inculcarme el amor por aprender.

AGRADECIMIENTO

A todas las personas que hacen posible realizar esta investigación.

ÍNDICE

Resumen.....	1
Abstract.....	2
I. INTRODUCCIÓN.....	3
1.1. Antecedentes.....	3
1.2. Formulación del problema.....	4
1.3. Objetivos.....	4
1.3.1. Objetivo General.....	4
1.3.2. Objetivos Específicos.....	4
1.4. Formulación de la Hipótesis.....	5
1.5. Justificación.....	5
1.6. Limitaciones del trabajo	5
II. MARCO TEÓRICO	6
2.1. Marco Conceptual	6
2.2. Base Teórica	8
2.2.1. Regímenes de partículas en un lecho fluidizado.....	8
2.2.2. Pérdida de carga en un lecho fluidizado	9
2.2.3. Velocidad mínima de fluidización	10
2.2.4. Elutriación.....	11
2.2.5. Velocidad terminal.....	12
2.2.6. Zona de separación o TDH	13
2.2.7. Producción por lote.....	15

	v
2.2.8. Secador de Lecho Fluidizado por lote	15
2.2.9. Partes del Secador de Lecho Fluidizado	16
2.2.10. Recipientes sometidos a presión	18
2.2.11. Capacidad de columnas bajo carga	25
2.2.12. Intercambiador de calor	27
2.2.13. Flujo de aire	33
2.2.14. Caída de presión del sistema.....	34
2.2.15. Modelado mecánico mediante software.....	37
III. MATERIALES Y MÉTODOS.....	38
3.1. Materiales	38
3.2. Metodología.....	38
3.2.1. Método de investigación	38
3.2.2. Procedimiento de investigación	39
3.2.3. Identificación de las variables.....	40
3.2.4. Operacionalización de las variables.....	41
3.2.5. Diseño de la investigación	42
IV. CÁLCULOS	43
4.1. Dimensionamiento de la cámara de producto	43
4.2. Dimensionamiento de la Cámara de Expansión	44
4.3. Selección de boquilla de inyección de aglomerante.....	47
4.4. Dimensionamiento de la Cámara de Filtración	50
4.5. Dimensionamiento del Intercambiador de Calor.....	55

	vi
4.6. Cálculo de la caída de presión del sistema	70
4.7. Selección del Exhaustor	86
4.8. Cálculo de espesores.....	90
4.9. Selección de pistones.....	92
4.10. Cálculo de estructura soporte	94
4.11. Cálculo de uniones empernadas	99
4.12. Cálculo de placas de anclaje.....	101
V. RESULTADOS Y DISCUSIÓN.....	114
5.1. Resultados.....	114
5.2. Discusión	117
VI. CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES	122
6.1. Conclusiones.....	122
6.2. Recomendaciones	125
VII. REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS Y VIRTUALES	126
VIII. ANEXOS.....	132

Índice de tablas

Tabla 1 <i>Valores representativos de los coeficientes globales de transferencia de calor en intercambiadores de calor</i>	28
Tabla 2 <i>Coefficientes globales de transferencia de calor para varias aplicaciones</i>	28
Tabla 3 <i>Factores de ensuciamiento comunes</i>	29
Tabla 4 <i>Operacionalización de variables independientes</i>	41
Tabla 5 <i>Operacionalización de la variable dependiente</i>	42
Tabla 6 <i>Velocidades de filtración para diferentes materiales</i>	51
Tabla 7 <i>Propiedades del aire</i>	57
Tabla 8 <i>Funciones modificadas de Bessel, de primera y segunda especies</i>	62
Tabla 9 <i>Caída de presión en ducto de ingreso de aire</i>	79
Tabla 10 <i>Caída de presión en ducto de salida de aire</i>	80
Tabla 11 <i>Resumen de caídas de presión</i>	84
Tabla 12 <i>Resumen de caída de presión para el secador de lecho fluidizado</i>	84
Tabla 13 <i>Resumen de caídas de presión para el ducto de salida de aire del equipo</i>	85
Tabla 14 <i>Caídas de presión para la línea de salida de aire del ventilador</i>	85
Tabla 15 <i>Caída de presión del sistema</i>	85
Tabla 16 <i>Cálculo de espesores de cámaras</i>	92
Tabla 17 <i>Peso soportado por pistones</i>	93
Tabla 18 <i>Peso soportado por parte superior de columnas</i>	95
Tabla 19 <i>Peso soportado por parte inferior de columnas</i>	95

	viii
Tabla 20 <i>Inputs del cliente</i>	114
Tabla 21 <i>Cuadro de resultados para los Parámetros de Diseño del Equipo</i>	115
Tabla 22 <i>Cuadro de resultados para los Equipos Complementarios</i>	116

Índice de figuras

Figura 1 Regímenes de partículas de un lecho a diferentes velocidades del gas	8
Figura 2 Curva Pérdida de Carga vs Velocidad del Gas	10
Figura 3 Elutriación.....	11
Figura 4 Zonas de fluidización dentro de una cámara	14
Figura 5 Secador de Lecho Fluidizado por lote.....	16
Figura 6 Partes del Secador de Lecho Fluidizado	17
Figura 7 Gráfico geométrico para componentes bajo cargas externas o de compresión (para todos los materiales).....	21
Figura 8 Gráfico para determinar el espesor de la carcasa de componentes bajo presión externa desarrollado para acero austenítico, tipo 304L	22
Figura 9 Gráfico para determinar el espesor de la carcasa de los componentes bajo presión externa desarrollado para acero austenítico, tipo 316L	22
Figura 10 Variación de la carga crítica frente a L/r	26
Figura 11 Intercambiador de calor tipo radiador de flujo cruzado	30
Figura 12 Modelo físico del intercambiador de calor de tubos con aletas	32
Figura 13 Modelo simplificado de intercambiador de calor de tubos con aletas	32
Figura 14 Curva característica del ventilador.....	34
Figura 15 Pérdidas por fricción en ductos para diferentes diámetros y caudales de aire	36
Figura 16 Diámetros de ductos redondos equivalentes	37
Figura 17 Procedimiento de la investigación	40

Figura 18 <i>Dimensionamiento de la cámara de producto</i>	44
Figura 19 <i>Boquillas de sprayado</i>	48
Figura 20 <i>Dimensionamiento de la cámara de expansión</i>	49
Figura 21 <i>Distribución del tamaño de partículas del producto</i>	53
Figura 22 <i>Referencia de LMP para emisiones</i>	54
Figura 23 <i>Flujos en el Intercambiador de calor de flujo cruzado</i>	56
Figura 24 <i>Diferencia de temperaturas entre la entrada y salida de los fluidos de intercambio</i> ..	59
Figura 25 <i>Dimensiones de una aleta circular</i>	61
Figura 26 <i>Dimensiones del Intercambiador de Calor</i>	66
Figura 27 <i>Caída de presión en aletas transversales</i>	69
Figura 28 <i>Ducto de ingreso de aire. Vista de planta</i>	70
Figura 29 <i>Ducto de ingreso de aire. Vista en 3D</i>	71
Figura 30 <i>Ducto de salida de aire. Vista lateral</i>	71
Figura 31 <i>Ducto de salida de aire. Vista frontal</i>	72
Figura 32 <i>Ducto de salida de aire. Vista 3D</i>	72
Figura 33 <i>Coeficiente C para Codo de ángulo, rectangular</i>	73
Figura 34 <i>Especificaciones técnicas para Filtro Hepa</i>	74
Figura 35 <i>Características del Filtro plisado</i>	74
Figura 36 <i>Características del Filtro de bolsillo</i>	75
Figura 37 <i>Características del Codo, rectangular de radio uniforme sin álabes</i>	75
Figura 38 <i>Características de la reducción rectangular</i>	76
Figura 39 <i>Cambios graduales de sección</i>	77

	xi
Figura 40 <i>Tabla de selección de silenciadores de Koolair</i>	81
Figura 41 <i>Coefficientes de pérdida de carga para salida de tejado</i>	83
Figura 42 <i>Características del exhaustor</i>	87
Figura 43 <i>Exhaustor a utilizar</i>	88
Figura 44 <i>Selección de motor eléctrico para el Exhaustor</i>	89
Figura 45 <i>Tabla de selección de pistones</i>	94
Figura 46 <i>Dimensiones del Secador de Lecho Fluidizado para cálculo de columnas</i>	96
Figura 47 <i>Consideraciones de secciones y cargas en SAP2000</i>	98
Figura 48 <i>Diagrama de capacidad de perfiles en SAP2000</i>	98
Figura 49 <i>Distribución de pernos en columnas</i>	99
Figura 50 <i>Propiedades del tubo rectangular seleccionado</i>	102
Figura 51 <i>Análisis de fuerza y momento para placa de anclaje</i>	103
Figura 52 <i>Dimensiones de la placa de anclaje</i>	106
Figura 53 <i>Modelado de Secador de Lecho Fluidizado</i>	117

Lista de símbolos y/o nomenclatura

A	: Área de la sección transversal (m ²)
A_t	: Área de la superficie de transferencia (m ²)
A_{aleta}	: Área superficial de las aletas (m ²)
c	: Distancia máxima a la superficie neutra (m)
C	: Tolerancia de corrosión (mm)
d_p	: Diámetro de las partículas (ft)
E	: Eficiencia de la junta de soldadura
E	: Módulo de elasticidad (Pa)
e	: excentricidad (mm)
e_c	: excentricidad crítica (mm)
ε	: Fracción de vacío
ε_M	: Fracción de vacío incipiente
F	: Factor de corrección
F'_c	: Resistencia del concreto
F_{nt}	: Esfuerzo nominal de tensión (MPa)
F_{nv}	: Esfuerzo nominal de corte (MPa)
F'_{nt}	: Esfuerzo nominal de tensión luego de evaluación de esfuerzos (MPa)
F_{uc}	: Factor de utilización al corte
F_{ut}	: Factor de utilización a la tracción
F_y	: Límite de fluencia del material (MPa)
F_u	: Resistencia a la tracción (MPa)
F_z	: Fuerza vertical total transmitida a la columna soporte (N)

g	: Gravedad (lbm-ft/lbf-hr ²)
H	: Longitud del lecho fluidizado (ft)
I	: Momento de inercia (m ⁴)
L	: Longitud (m)
L_H	: Altura del lecho (ft)
L_o	: DO = diámetro exterior del faldón (mm)
L_M	: Altura del lecho inicial (ft)
M	: Momento flector (N.m)
N_{sa}	: Resistencia del acero del anclaje en tracción (N)
N_{cbg}	: Resistencia al arrancamiento del concreto de un anclaje en tracción (N)
N_{pn}	: Resistencia a la extracción por deslizamiento en tracción de un anclaje preinstalado o post-instalado de expansión o con sobreperforación en su base
η_{aleta}	: Eficiencia de aleta
ϕ	: Esfericidad de las partículas
σ_y	: Límite de cedencia (Pa)
ρ	: Densidad del gas (lb/ft ³)
ρ_g	: Densidad del fluido (lb/ft ³)
ρ_p	: Densidad de la partícula (lb/ft ³)
P	: Presión de diseño (kg/cm ²)
P_N	: Carga (N)
ΔP	: Caída de presión (lbf/in ²)
r	: Radio de giro (m)
R	: Radio interior del recipiente (mm)

- S : Esfuerzo permisible del material (kg/cm²)
- t_p : Espesor de placa base
- T_{mx} : Tracción indirecta (N)
- $T_{m\acute{a}x}$: Tracción máxima (N)
- ΔT : Variación de temperatura ($^{\circ}K$)
- $\Delta T_{ml,CF}$: Variación de temperatura media logarítmica para el caso del intercambiador a contraflujo, con las mismas temperaturas de entrada y salida ($^{\circ}C$)
- u : Velocidad del flujo (ft/h)
- μ : Viscosidad dinámica del fluido (lb/ft-h)
- u_t : Velocidad terminal (ft/h)
- U : Coeficiente global de transferencia de calor (W/m² $^{\circ}K$)
- V_{cpg} : Resistencia al desprendimiento del concreto por cabeceo del anclaje sometido a cortante
- V_{OM} : Velocidad mínima de fluidización (ft/h)
- $V_{m\acute{a}x}$: Fuerza cortante máxima (N)
- V_{sa} : Resistencia del acero del anclaje sometido a cortante
- $X_{m\acute{a}x}$: Distancia horizontal al perno más alejado del grupo de pernos desde el centroide (m)
- $Y_{m\acute{a}x}$: Distancia vertical al perno más alejado del grupo de pernos desde el centroide (m)
- Ψ : Factor de modificación

Resumen

En esta investigación, se establecieron las condiciones de operación para el diseño mecánico de un equipo piloto destinado a fluidizar, aglomerar y secar yema de huevo en polvo en un tiempo de 45 minutos. Se enfatizó en mantener la temperatura del producto por debajo de los 50°C debido a su sensibilidad al cambio de estado, y se destacó la necesidad de que el equipo esté fabricado íntegramente en acero inoxidable AISI 316L según estándar para alimentos.

El diseño del equipo se basó en parámetros críticos como el flujo de aire para fluidizar el producto considerando un valor de 315 CFM, se determinaron dimensiones específicas para cada sección del equipo, como un diámetro inferior de 0.7 m, un diámetro superior de 1m y una altura de 0.56m para la cámara de producto, un diámetro inferior de 1 m, un diámetro superior de 1.1m y una altura de 1.4m para la cámara de expansión, y un diámetro de 1.1m y una altura de 1.5m para la cámara de filtración. Se calculó la cantidad y dimensiones de los filtros de mangas necesarios siendo el resultado en 20 unidades de 5" de diámetro con 1.5m de largo.

Se seleccionaron los componentes complementarios como un inyector de aglomerante que trabajará a 2.1 bar de presión de aire y 0.7 bar de presión de aglomerante, 02 pistones de capacidad de carga de 480 kg para la apertura y hermetización de la cámara de producto trabajando con una presión de aire disponible de 6 bar, y se dimensionaron también los soportes estructurales adecuados cuyos resultados arrojaron utilizar un perfil de tubo rectangular inoxidable AISI 304 de 6"x4"x8mm para las columnas principales.

También se incluyeron equipos complementarios, como un intercambiador de calor tipo radiador de flujo cruzado con dimensiones de 0.54m x 0.32m x 0.16m con tuberías aleteadas de 1" de diámetro a un ratio de 12 aletas por pulgada de longitud, y un exhaustor de 315 CFM para una caída de presión de 22.3 inH₂O, el cual utiliza un motor de 10 Hp a 3530 rpm.

Palabras clave: Secador de lecho fluidizado, diseño mecánico, fluidización, equipo piloto

Abstract

In this research, the operating conditions were established for the mechanical design of a pilot plant to fluidize, agglomerate, and dry egg yolk powder in 45 minutes. Emphasis was placed on keeping the product temperature below 50°C due to its sensitivity to state change, and the need for the equipment to be fully manufactured in stainless steel AISI 316L according to food standards was highlighted.

The design of the equipment was based on critical parameters such as the air flow to fluidize the product, considering a value of 315 CFM. Specific dimensions were determined for each section of the equipment, such as a lower diameter of 0.7 m, an upper diameter of 1 m, and a height of 0.56 m for the product chamber, a lower diameter of 1 m, an upper diameter of 1.1 m, and a height of 1.4 m for the expansion chamber, and a diameter of 1.1 m and a height of 1.5 m for the filtration chamber. The quantity and dimensions of the necessary bag filters were calculated, resulting in 20 units of 5 inches in diameter with 1.5 meters in length.

The complementary components were selected, such as an agglomerator injector that will operate at 2.1 bar of air pressure and 0.7 bar of agglomerator pressure, 2 pistons with a carrying capacity of 480 kg for the opening and sealing of the product chamber operating with an available air pressure of 6 bar, and the appropriate structural supports were also dimensioned, the results of which showed that a rectangular stainless steel AISI 304 tube profile of 6"x4"x8mm should be used for the main columns.

Additional equipment was also included, such as a cross-flow radiator type heat exchanger with dimensions of 0.54 m x 0.32 m x 0.16 m with 1" diameter finned pipes at a ratio of 12 fins per inch of length, and a 315 CFM exhaust fan for a pressure drop of 22.3 inH₂O, which uses a 10 Hp motor at 3530 rpm.

Keywords: Fluidized bed dryer, mechanical design, fluidization, pilot plant

I. INTRODUCCIÓN

1.1. Antecedentes

Migoya (2019), menciona que “la falta de conocimiento preciso de la fluidodinámica de un lecho fluidizado, especialmente de lecho fluido circulante (CFB), ha hecho que en la actualidad aún se lleve a cabo el diseño de forma mayormente empírica” (p. xi), por lo que realiza un estudio de la fluidodinámica de un lecho fluido circulante y analiza el diseño de un equipo de laboratorio existente.

Freire & García (2014) citan a Jaramillo & Narváez (2012) y afirman que: “Del diseño y construcción de un secador de granos por fluidización en la Escuela Politécnica Nacional, se entendió que los factores más representativos del agente secante que intervienen en el proceso son: presión, temperatura, viscosidad, densidad; estos parámetros varían de acuerdo con el lugar donde se realice el fenómeno de fluidización e influyen en forma directa en el tiempo y calidad del secado de la partícula”. (p. 24)

González (2015) basándose según afirma en su investigación de que “el secado por fluidización es óptimo con respecto a otros secadores de granos, de acuerdo con el tiempo de secado para una determinada cantidad, y en el porcentaje de humedad a retirarle” (p. vi), estructura el diseño, construcción y puesta en marcha de un secador de lecho fluidizado por batch para granos, para un laboratorio universitario.

Tomando como referencia la mayoría de las investigaciones orientadas a equipos para uso de laboratorios y experimentación, con mayormente granos, se tomará este

conocimiento teórico y se utilizará en el diseño del secador de lecho fluidizado para materia prima derivada del huevo y con capacidad industrial.

1.2. Formulación del problema

¿Cómo desarrollar el diseño y modelamiento mecánico de un secador de lecho fluidizado para una producción de 50 Kg/lote de yema aglomerada en polvo?

1.3. Objetivos

1.3.1. Objetivo General

Desarrollar el diseño y modelamiento mecánico de un Secador de Lecho Fluidizado para una producción de 50 Kg/Lote de yema aglomerada en polvo.

1.3.2. Objetivos Específicos

- a) Determinar las condiciones de operación requeridas para el diseño del equipo.
- b) Calcular los parámetros de diseño del equipo de acuerdo con las condiciones de operación.
- c) Calcular y seleccionar los equipos complementarios al Secador de Lecho Fluidizado (exhaustor e intercambiador de calor) de acuerdo a sus dimensiones y parámetros de operación.
- d) Modelar el equipo mediante los softwares AutoCAD y SolidWorks.

1.4. Formulación de la Hipótesis

¿Bajo las condiciones de operación requeridas se logrará realizar el diseño y modelamiento mecánico de un Secador de Lecho Fluidizado que permita obtener una producción de 50 kg/lote?

1.5. Justificación

La presente investigación dotará a la empresa cliente del dimensionamiento necesario en el equipo donde podrá desarrollar un nuevo producto, aumentar su línea de productos, ganar mayor prestigio y aumentar su rentabilidad.

Asimismo, debido al bajo nivel de producción industrial de nuestro país comparado con el resto del mundo, la investigación para el diseño mecánico de un equipo personalizado orientado a la experimentación por parte del cliente para el desarrollo de un nuevo ovoproducto pretende servir de base para la constante mejora y confianza de la ingeniería y fabricación industrial en el Perú.

1.6. Limitaciones del trabajo

- Limitación en el acceso a la información técnica para el desarrollo de este equipo a escala industrial.
- Falta de prototipos experimentales debido a falta de presupuesto y tiempo.

II. MARCO TEÓRICO

2.1. Marco Conceptual

Diseño mecánico

Análisis del sistema mecánico mediante la aplicación de los conocimientos teórico-prácticos, considerando los parámetros y condiciones que tienen influencia sobre este.

Modelamiento mecánico

Representación computarizada del sistema mecánico mediante el uso de software en el cual se puede analizar de manera más fluida modificaciones sobre el elemento.

Producción por lote

Tipo de producción industrial limitada para una cantidad determinada generalmente según el pedido que reciba el productor.

Fluidización

Fenómeno en el cual el material particulado es arrastrado por la fuerza originada por un caudal de fluido, venciendo a la fuerza de gravedad.

Secador de Lecho Fluidizado

Equipo utilizado para el secado de material particulado mediante fluidización. En esta investigación se tratará del tipo de secador por batch o lote.

Velocidad mínima de fluidización

Velocidad mínima necesaria para lograr la fluidización del material en polvo.

Velocidad terminal

Velocidad en la cual la fuerza de arrastre se equipara con la fuerza de gravedad y mantiene a flote la partícula en fluidización.

Caída de presión del sistema

Carga que debe vencer un fluido en transporte debido a las fuerzas de rozamiento con el conducto por donde se traslada y con el mismo fluido.

Aglomerado

Proceso en el cual dos partículas de materia prima se adhieren y combinan entre sí para producir una nueva con las características deseadas.

2.2. Base Teórica

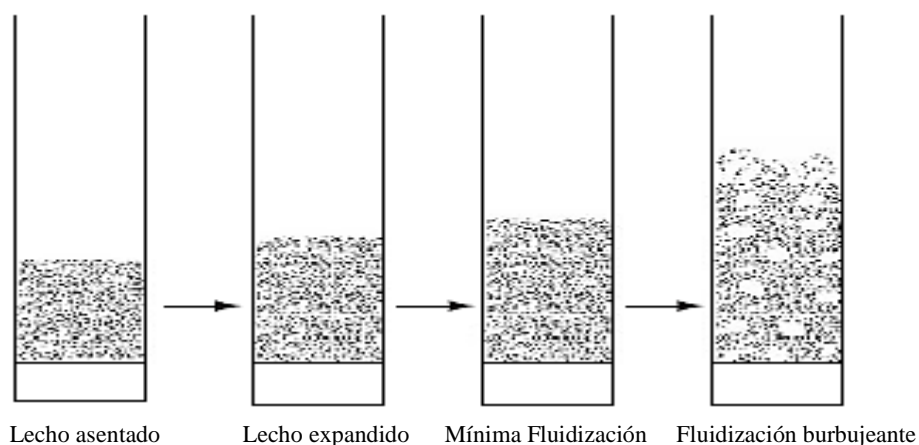
2.2.1. Regímenes de partículas en un lecho fluidizado.

Según Mujumdar (2006) a velocidades bajas el lecho es estático o empaquetado, y a cierta velocidad del gas se dice que el lecho es fluidizado cuando el flujo de gas llega a sostener totalmente su peso. Este último estado es conocido como “mínima fluidización” y la correspondiente velocidad del gas como “velocidad mínima de fluidización”.

Adicional a estos, existen otros regímenes en los cuales no se ahondará en el presente estudio, sin embargo, se nombran y representan en el siguiente gráfico.

Figura 1

Regímenes de Partículas de un Lecho a Diferentes Velocidades del Gas



Nota. Para velocidades bajas las partículas se mueven lentamente formando un lecho uniforme y a velocidades más altas estas se agitan tendiendo a formar burbujas.

Adaptado de *Hand Book of Industrial Drying* (p.175), por Mujumdar A., 2015.

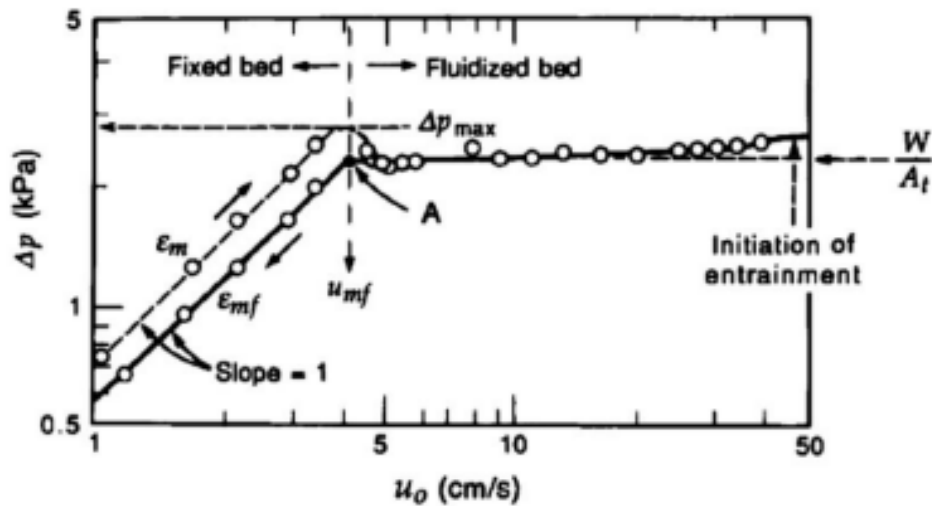
2.2.2. Pérdida de carga en un lecho fluidizado

De acuerdo con García (2014), un gas con movimiento ascendente a través de un lecho de partículas sufre una pérdida de carga debido a la resistencia que ofrecen estas partículas al paso del gas. Esta pérdida de presión aumenta con el incremento de la velocidad del gas.

Según García (2014) diagramándose la relación pérdida de carga vs velocidad, existen dos zonas bien diferenciadas cuando el lecho está o no fluidizado. Cuando un lecho es fijo la pérdida de carga es aproximadamente proporcional a la velocidad y para conseguir que el lecho esté fluidizado, antes de alcanzar la velocidad mínima de fluidización se llega a un salto de presión superior al necesario para fluidizarlo, este punto es la máxima pérdida de carga. Luego de esto, según Mujumdar (2006), la caída de presión a través del lecho permanece cercano a la misma caída de presión que en el estado de mínima fluidización, incluso si la velocidad del gas incrementa.

Figura 2

Curva Pérdida de Carga vs Velocidad del Gas



Nota. Inicialmente la pérdida de carga es aproximadamente proporcional a la velocidad para conseguir que el lecho fluidice, luego permanece cercana a la misma caída de presión que en el estado de mínima fluidización, incluso si la velocidad del gas incrementa. Extraído de *Fluidization engineering* (p.71), por Kunii y Levenspiel, 1991.

La pérdida de carga, siempre positiva, a través de un lecho de partículas isotrópicas, ha sido correlacionada, basada en extensa información experimental, por la ecuación de Ergun. Esta combina aditivamente los componentes laminar y turbulento del gradiente de presión (Rhodes, 2008).

$$\frac{\Delta P * g}{H} = 150 \frac{(1 - \epsilon)^2}{\epsilon^3} \frac{\mu u}{(\phi d_p)^2} + 1.75 \frac{(1 - \epsilon) \rho_g u^2}{\epsilon^3 \phi d_p} \quad (1)$$

2.2.3. Velocidad mínima de fluidización

Del punto anterior es entendido que la velocidad mínima de fluidización es la menor velocidad a la cual el lecho particulado logra sostenerse por el flujo del gas.

Según McCabe et al (2007), se tiene en el punto de fluidización incipiente la siguiente relación para hallarla:

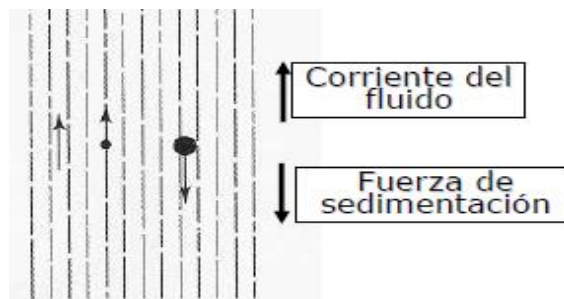
$$150 \frac{(1 - \varepsilon_M)}{\varepsilon_M^3} \frac{\mu V_{OM}}{(\phi d_p)^2} + 1.75 \frac{\rho V_M^2}{\varepsilon^3 \phi d_p} = g(\rho_p - \rho) \quad (2)$$

2.2.4. Elutriación

La elutriación es una técnica de separación de partículas en diferentes clases según su tamaño, forma y densidad utilizando un fluido, siguiendo la ley de Stokes, o cuando ocurre en la naturaleza misma. El proceso consiste en movilizar un fluido en una cámara a una velocidad conocida, y entonces las partículas permanecen en suspensión cuando la velocidad del fluido es igual a la velocidad terminal de las partículas. A diferencia de la sedimentación, la elutriación se produce contra la corriente del fluido.

Figura 3

Elutriación



Nota. Las partículas de un determinado tamaño ascienden con el fluido, mientras que las más grandes se sedimentan por influencia de la gravedad. Figura extraída del módulo de *Separación de Sólidos* de Fernández M., 2007.

Fernández (2007) recomienda tres formas para la elección del proceso de separación de sólidos, de los que se concluye que:

- a. Por tamaño de partícula: elutriación gravitacional para partículas de 10 μm a 500 μm .
- b. Por procedencia del polvo: elutriación para polvo suspendido en un fluido, como el caso del aire.
- c. Por solubilidad del polvo: elutriación de no ser soluble al fluido (aire, agua, etc.).

2.2.5. Velocidad terminal

La velocidad terminal es aquella en la cual la fuerza de arrastre del gas equipara la fuerza originada por el peso de las partículas que conforman el lecho y su rozamiento. Según McCabe et al (2007), este valor está dado por la fórmula:

$$\frac{u_t}{V_{0M}} = 8.33 \frac{(1 - \epsilon_M)}{\phi^2 \epsilon_M^3} \quad (3)$$

Transcribiendo a McCabe et al (2007): “para esferas, con $\epsilon_M \approx 0.45$, la velocidad terminal es 50 veces la velocidad de fluidización mínima, de modo que un lecho que fluidiza a 10 mm/s se podría operar probablemente con velocidades de hasta 0.5 m/s con unas pocas partículas expulsadas con el gas de salida.

Con una distribución de tamaños de partículas más amplia, habría un mayor transporte o arrastre de partículas finas que de tamaño promedio, pero la mayoría de las partículas finas se pueden recuperar con filtros o separadores ciclónicos y regresarlas al lecho. Algunos de los lechos fluidizados se operan a velocidades de 100 veces la V_{0M} , con un alto arrastre, pero una recuperación casi completa de los sólidos arrastrados”. (p.191)

2.2.6. Zona de separación o TDH

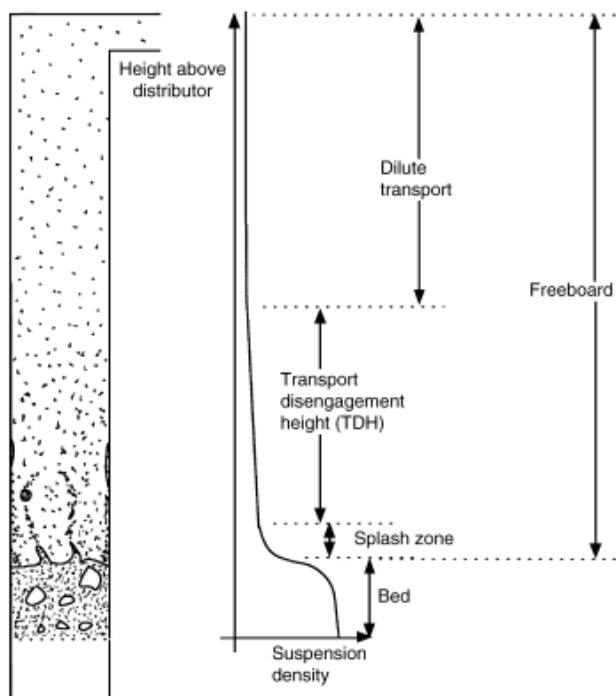
Según Rhodes (2008), una partícula se encuentra suspendida o en estado estacionario cuando su velocidad terminal coincide con la velocidad superficial del gas ascendente, es decir, cuando las fuerzas de gravedad, flotabilidad y resistencia se igualan, y si se varía la velocidad de la corriente, la tasa de arrastre y la distribución de las partículas arrastradas dependen de factores como el tamaño y densidad de las partículas. Así, según el mismo autor dentro de una cámara por la que ascienden las partículas pueden diferenciarse regiones, tal como se muestra en la figura 4. Estas serían:

- a. Zona Splash: región justo por encima de la superficie del lecho en la que las partículas gruesas caen.
- b. Zona de separación o TDH: donde se produce el flujo ascendente y la concentración de partículas finas en la suspensión disminuye con el aumento de la altura.
- c. Zona de transporte de fase diluida: región por encima de la zona de separación o TDH en la que todas las partículas son transportadas hacia arriba, siendo el flujo de partículas y la concentración de la suspensión constante con la altura.

Según Migoya (2019) “desde el punto de vista del diseño del equipo, para obtener el máximo beneficio de la gravedad en la zona “freeboard” y minimizar la elutriación de finos, la salida de gas debe colocarse por encima de la TDH” (pág. 13), permitiendo que el producto fluidizado y con mayor valor debido a sus características sea el que asiente en el fondo. Este último lugar, para diferenciarlo, recibirá el nombre de cámara de producto.

Figura 4

Zonas de Fluidización Dentro de una Cámara



Nota. La altura de la zona TDH define la posición más beneficiosa para la salida del gas debido a que permite que el producto fluidizado y con mayor valor sea el que asiente en el fondo. Imagen extraída del libro *Introduction to Particle Technology* (p.184), por Rhodes, 2008.

Según McCabe et al (2007), considerando fluidización particulada, la expansión del lecho es uniforme y es de esperar que se siga cumpliendo de forma aproximada la ecuación de Ergun. Si se supone que el flujo entre partículas es laminar, se tiene:

$$\frac{\varepsilon^3}{1 - \varepsilon} = 150 \frac{\mu u}{g(\rho_p - \rho)(\phi d_p)^2} \quad (4)$$

Asimismo, según McCabe et al (2007), la altura del lecho expandido se obtiene a partir de la fracción de vacío y los valores de altura, para la fluidización incipiente (inicial) utilizando la siguiente ecuación:

$$L_H = L_M \frac{1 - \varepsilon_M}{1 - \varepsilon} \quad (5)$$

2.2.7. Producción por lote

La producción por lote o por batch es utilizada en la industria cuando la capacidad de producción es pequeña, cuando solo se requiere producir una cantidad específica y no una producción continua o cuando se tienen varios productos a ser utilizados en la misma línea de producción.

Es preferible operar por lote si los procesos anteriores y posteriores se realizan del mismo modo, o si se van a realizar varios procesos en secuencia en la misma unidad de procesamiento.

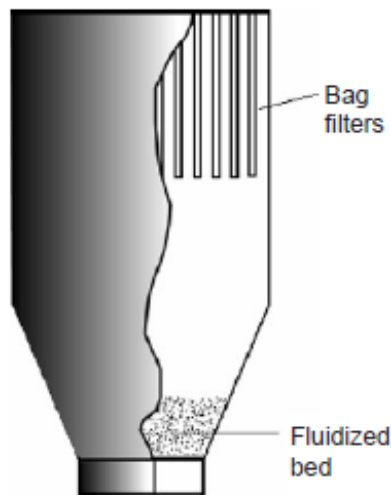
2.2.8. Secador de Lecho Fluidizado por lote

Según la literatura, un Secador de Lecho Fluidizado es un equipo que se utiliza para reducir el contenido de humedad de los polvos o gránulos. Así, en este estudio se diseñará uno que funcione para producción por lotes.

Mujumdar (2006) menciona que este tipo de secador por lote es utilizado para rangos de producción de 50 a 1000 kg/hr. Así mismo, muestra una estructura de secador con la zona “freeboard” y filtros de bolsa internos de manera incorporada, tal como se muestra en la figura 5. Esta imagen será tomada como base para el diseño del secador del presente estudio.

Figura 5

Secador de Lecho Fluidizado por Lote



Nota. El equipo posee la zona freeboard y los filtros de manera incorporada.

Imagen extraída del *Hand Book of Industrial Drying* (p.184), por Mujumdar A., 2015.

2.2.9. Partes del Secador de Lecho Fluidizado

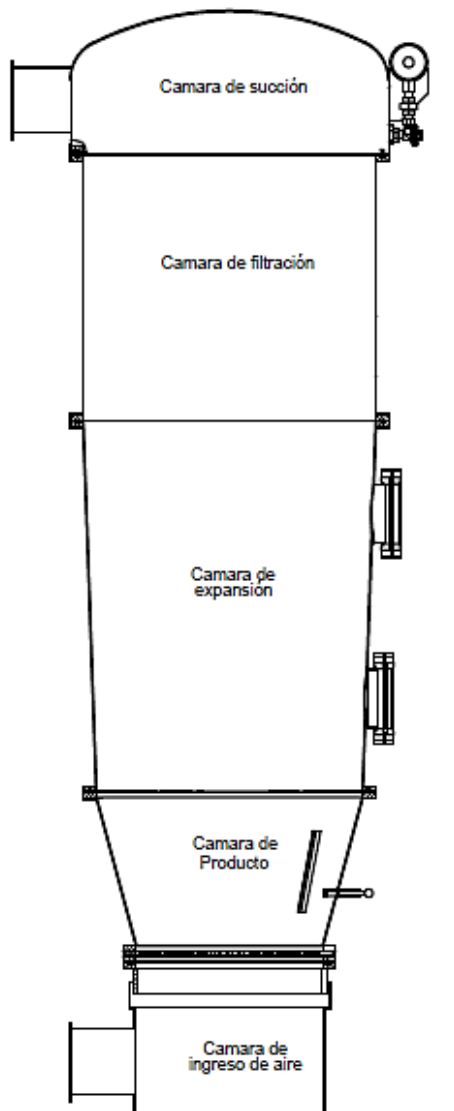
Tomando como referencia la estructura mencionada en el punto anterior, dividiremos las zonas de nuestro equipo tal como se muestra en la figura 6, distinguiendo así las siguientes partes.

- a. Cámara de ingreso de aire: cámara que recibirá inicialmente el aire y lo repartirá uniformemente hacia la cámara de producto a través de un distribuidor.
- b. Cámara de producto: cámara donde se colocará el producto a fluidizar.
- c. Cámara de expansión: cámara donde se realizará la expansión del producto particulado. En el presente caso de estudio, en esta parte también se realizará la mezcla del polvo con un aglomerante.
- d. Cámara de filtración: cámara donde se instalarán filtros para impedir el paso de las partículas más finas a la salida del aire y por tanto al medio ambiente.

- e. Cámara de succión: cámara considerada para la operación y mantenimiento de los filtros. Esta recibe a su vez el aire filtrado que saldrá del equipo.

Figura 6

Partes del Secador de Lecho Fluidizado



Nota. Se distinguen cinco partes principales en el equipo. En los límites entre estos se tienen bridas para su montaje, desmontaje y operación. Elaboración propia.

2.2.10. Recipientes sometidos a presión

2.2.10.1. Recipiente sometido a presión interna

2.2.10.1.1. Cilindro

De acuerdo con el código ASME Sección VIII (2021), donde se describe la teoría de recipientes a presión, para hallar el espesor mínimo de un cilindro, se debe tener en cuenta los siguientes tipos de esfuerzo:

- Esfuerzos longitudinales, debidos a la presión del fluido contenido.
- Esfuerzos tangenciales, debidos a la misma presión anterior.
- Esfuerzos residuales, debidos al proceso de soldeo o cualquier trabajo mecánico.
- Esfuerzos causados por cargas externas, tales como sismo o viento.

Así también, de acuerdo con el código ASME Sección VIII (2021), considerando el cilindro como un recipiente de pared delgada, se obtiene que cualquier partícula del cilindro está sometida a dos tipos de esfuerzos principalmente:

2.2.10.1.1.1. Esfuerzo Longitudinal. Causando la tendencia a alargarlo. Cuando el espesor no exceda de la mitad del radio interior o P no exceda de $1.25SE$. La fórmula que nos da el espesor mínimo de diseño es:

$$t = \frac{PR}{2SE + 0.4P} \quad (6)$$

2.2.10.1.1.2. Esfuerzo Circunferencial. Causando engrandecimiento anular uniforme. Cuando el espesor no exceda de la mitad del radio interior o P no exceda de $0.385SE$, la fórmula que nos da el espesor mínimo de diseño es:

$$t = \frac{PR}{SE - 0.6P} \quad (7)$$

2.2.10.1.2. Cono

El espesor mínimo requerido para cascos cónicos cuya mitad de ángulo de vértice no es mayor a 30° está determinado por:

$$t = \frac{PD}{2\cos\alpha(SE - 0.6P)} \quad (8)$$

2.2.10.1.3. Tapa

La más comúnmente utilizada en la industria debido a su bajo costo y su capacidad de soportar grandes presiones manométricas es la tapa toriesférica.

Las fórmulas para el espesor y la presión para este caso son dadas según ASME Sección VIII (2021) por:

$$t = \frac{0.855PL_o}{SE - 0.1P} \quad (9)$$

2.2.10.2. Recipiente sometido a presión externa

2.2.10.2.1. Cilindro

De acuerdo con el código ASME Sección VIII (2021), para hallar el espesor mínimo de un casco cilíndrico que cumple con la relación $D_o/t \geq 10$ se sigue el siguiente procedimiento:

1. Se asume un valor de t y se determina los ratios L/D_o y D_o/t .
2. Se utiliza la gráfica 7 y se trabaja según: para valores $L/D_o > 50$ se utiliza $L/D_o = 50$, y para valores menores que 0.05 se utiliza $L/D_o=0.05$.
3. Determinamos el valor del factor A en la figura 7.
4. Usamos el valor de A, el material y la temperatura de diseño para determinar el valor de B en las gráficas 8 o 9. En este caso ya que es un equipo de alimentos se utilizará acero inoxidable C-316L.

5. Usando el valor de B, calculamos la presión de trabajo externa máxima permisible con las siguientes fórmulas:

Desde la intersección con la curva material/temperatura nos movemos horizontalmente hacia la derecha y leemos el valor de “B”.

$$P_a = \frac{4B}{3(D_o/t)} \quad (10)$$

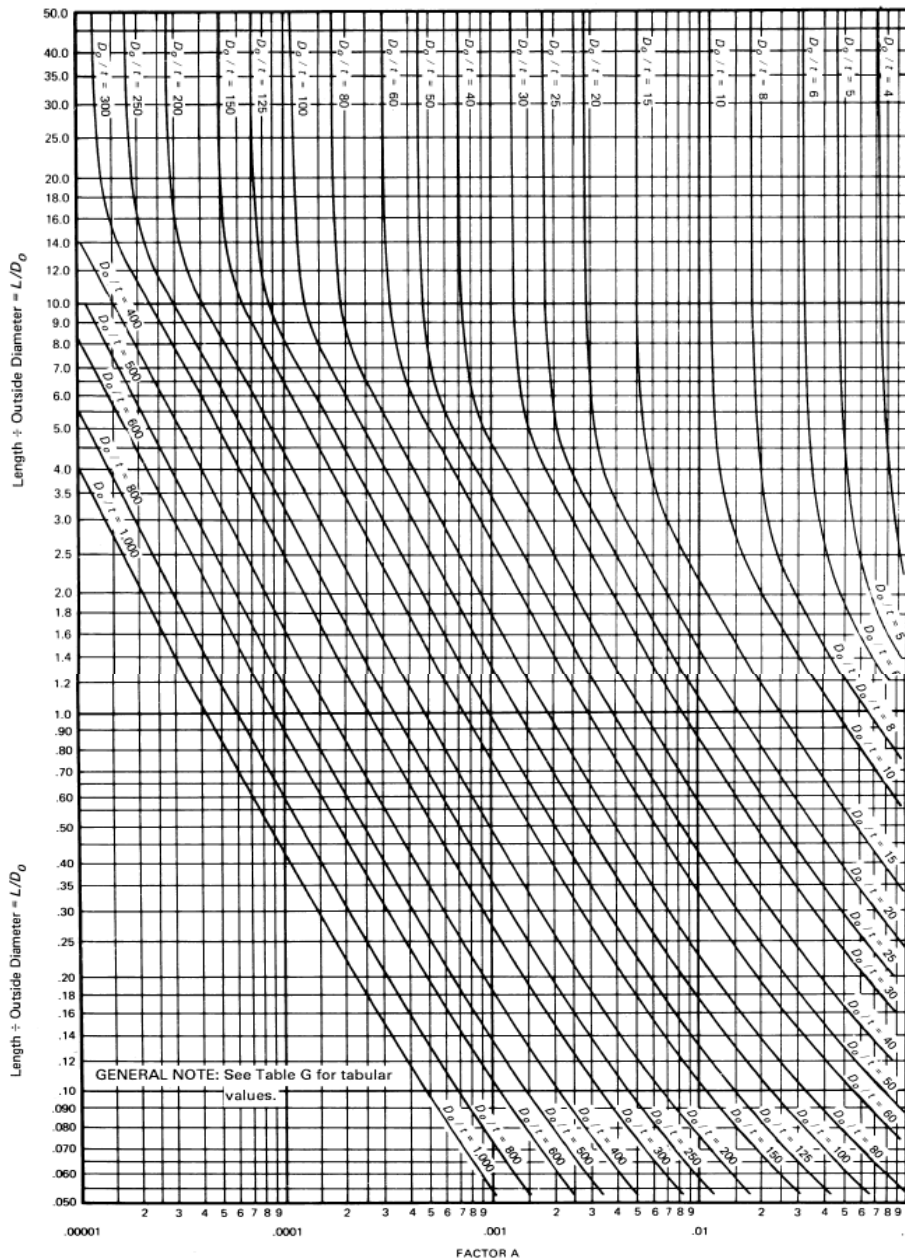
Cuando el valor de “A” está a la izquierda de la línea de temperatura

$$P_a = \frac{2AE}{3(D_o/t)} \quad (11)$$

Comparamos el valor de Pa obtenido con el valor de P (presión externa de diseño). Si Pa es menor que P, seleccionamos un valor mayor de “t” y repetimos el procedimiento hasta que el valor de Pa obtenido sea igual o mayor que P.

Figura 7

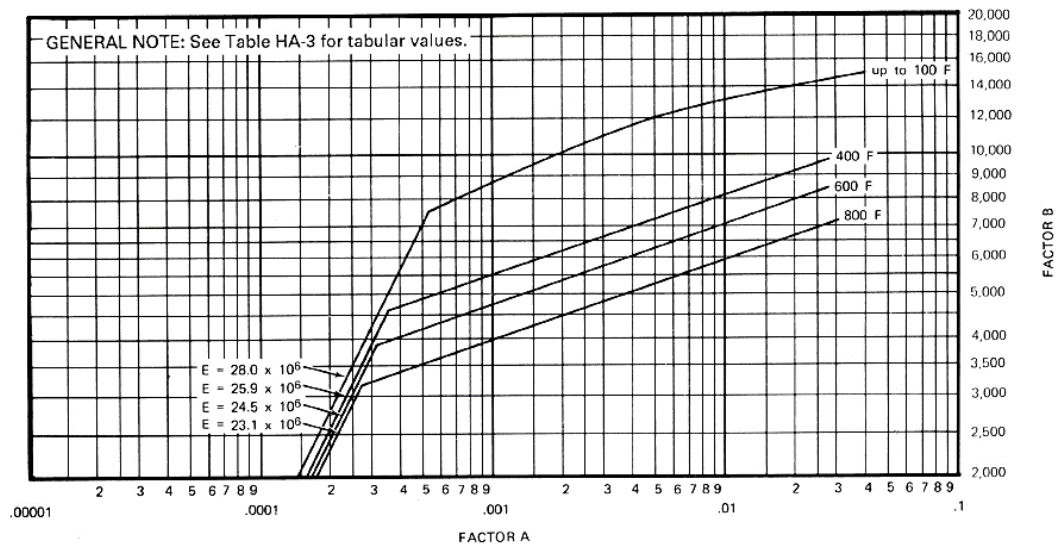
*Gráfico Geométrico para Componentes Bajo Cargas Externas o de Compresión
(Para Todos los Materiales)*



Nota. Código ASME BPVC.II.D.C-2019 (p.962)

Figura 8

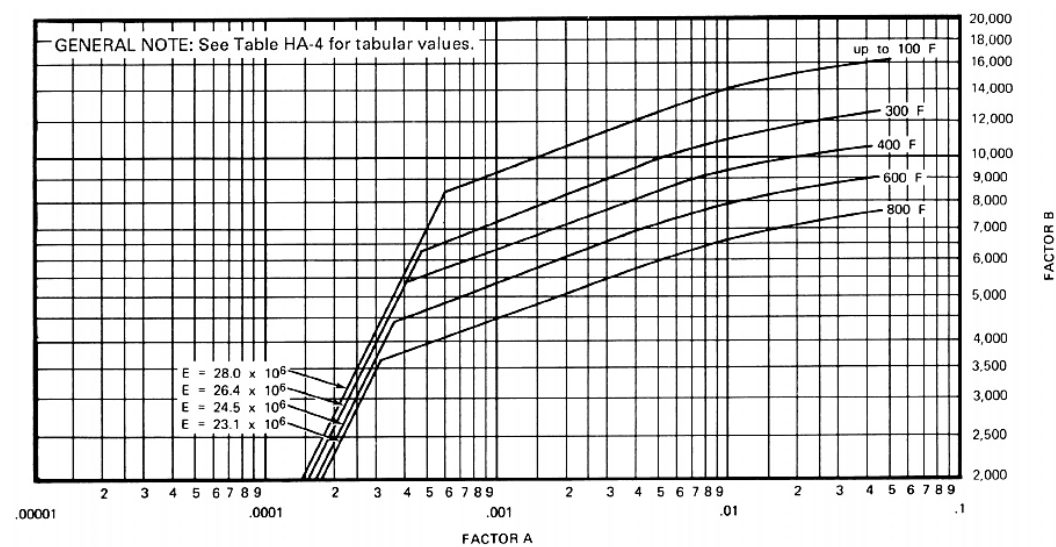
Gráfico para Determinar el Espesor de la Carcasa de Componentes Bajo Presión Externa Desarrollado para Acero Austenítico, Tipo 304L



Nota. Código ASME BPVC.II.D.C-2019 (p.974)

Figura 9

Gráfico para Determinar el Espesor de la Carcasa de los Componentes Bajo Presión Externa Desarrollado para Acero Austenítico, Tipo 316L



Nota. Código ASME BPVC.II.D.C-2019 (p.975)

2.2.10.2.2. Cono

Considerando una longitud equivalente dada por la fórmula

$$L_e = \frac{L_c}{2} \left(1 + \frac{D_s}{D_L}\right) \quad (12)$$

Se procede a realizar un procedimiento parecido a los cilindros

1. Se asume un valor de t_e y se determina los ratios L_e/D_L y D_L/t_e .
2. Se utiliza la gráfica 7 y se trabaja según: para valores $L_e/D_L > 50$ se utiliza $L_e/D_L = 50$.
3. Determinamos el valor del factor A en la figura 7.
4. Usamos el valor de A, el material y la temperatura de diseño para determinar el valor de B en las gráficas 8 o 9. En este caso ya que es un equipo de alimentos se utilizará acero inoxidable C-316L.
5. Usando el valor de B, calculamos la presión de trabajo externa máxima permisible con las siguientes fórmulas:

Desde la intersección con la curva material/temperatura nos movemos horizontalmente hacia la derecha y leemos el valor de “B”.

$$P_a = \frac{4B}{3(D_L/t_e)} \quad (13)$$

Cuando el valor de “A” está a la izquierda de la línea de temperatura

$$P_a = \frac{2AE}{3(D_L/t_e)} \quad (14)$$

Comparamos el valor de P_a obtenido con el valor de P (presión externa de diseño). Si P_a es menor que P, seleccionamos un valor mayor de “ t ” y repetimos el procedimiento hasta que el valor de P_a obtenido sea igual o mayor que P.

2.2.10.2.3. Tapa

De acuerdo con el código ASME Sección VIII (2021), para hallar el espesor mínimo de una tapa toriesférica, que es la que aplicaremos, debemos seguir el mismo paso que para hallar el espesor de un casco esférico.

1. Se asume un valor de “t” y se calcula el factor A usando la siguiente ecuación:

$$A = \frac{0.125}{(R_o/t)} \quad (15)$$

2. Determinar el valor del coeficiente B según el tipo de material siguiendo el mismo método que para el casco.
3. Usando el valor de B, calculamos la presión de trabajo externa máxima permisible con las siguientes fórmulas:

Desde la intersección con la curva material/temperatura nos movemos horizontalmente hacia la derecha y leemos el valor de “B”.

$$P_a = \frac{B}{(R_o/t)} \quad (16)$$

Cuando el valor de “A” está a la izquierda de la línea de temperatura

$$P_a = \frac{0.0625E}{(R_o/t)^2} \quad (17)$$

Comparamos el valor de Pa obtenido con el valor de P (presión externa de diseño). Si Pa es menor que P, seleccionamos un valor mayor de “t” y repetimos el procedimiento hasta que el valor de Pa obtenido sea igual o mayor que P.

2.2.11. Capacidad de columnas bajo carga

De acuerdo con Beer (2021) los esfuerzos normales en una columna se expresan como:

$$\sigma = \sigma_{c\acute{e}ntrico} + \sigma_{flexi\acute{o}n} \quad (18)$$

Por lo que el esfuerzo máximo estara dado por

$$\sigma_{m\acute{a}x} = \frac{P_N}{A} + \frac{Mc}{I} \quad (19)$$

Así, Beer (2021) menciona que, en una columna bien diseñada, el esfuerzo máximo no debe exceder el esfuerzo permisible para la columna, presentando dos métodos para cumplir este requisito.

- a. Método del esfuerzo permisible. Basado en la hipótesis de que los esfuerzos permisibles para una columna con carga céntrica y excéntrica son iguales, por lo que debe cumplirse que $\sigma_{m\acute{a}x} \leq \sigma_{perm}$.
- b. Método de interacción. Basado en la hipótesis que los esfuerzos debido a la carga y par flector no deben exceder el esfuerzo permisible para una columna con carga céntrica, precisándose:

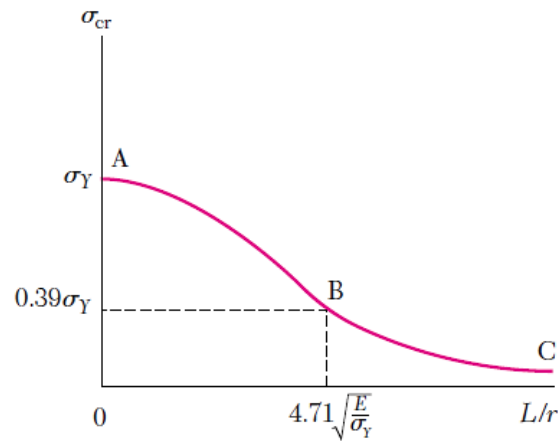
$$\frac{\frac{P}{A}}{\sigma_{perm}} + \frac{\frac{Mc}{I}}{\sigma_{perm}} \leq 1 \quad (20)$$

A lo largo del tiempo, se ha ido experimentando aplicando carga axial céntrica a muchas columnas de acero por lo que se han obtenido ecuaciones empíricas para poder predecir la carga crítica.

Beer (2021), en su libro Mecánica de Materiales, nos muestra la siguiente gráfica:

Figura 10

Variación de la Carga Crítica Frente a L/r



Nota. *Mecánica de Materiales* de Beer J., 2021 (pág. 638)

De donde para la porción AB, se define:

$$\sigma_{cr} = [0.658^{(\sigma_y/\sigma_e)}]\sigma_y \quad (21)$$

$$\sigma_e = \frac{\pi^2 E}{(L/r)^2} \quad (22)$$

Para la porción BC:

$$\sigma_{cr} = 0.877\sigma_e \quad (23)$$

Y el valor de la esbeltez L/r en la unión entre las dos ecuaciones

$$\frac{L}{r} = 4.71 \sqrt{\frac{E}{\sigma_y}} \quad (24)$$

Introduciendo un factor de seguridad como el indicado por la AISC, se tiene para el esfuerzo permisible

$$\sigma_{perm} = \frac{\sigma_{cr}}{1.67} \quad (25)$$

2.2.12. Intercambiador de calor

Comúnmente un intercambiador de calor trabaja con dos fluidos que fluyen separados por una pared sólida. La razón de transferencia de calor entre fluidos está dada por la ecuación general

$$Q = UA_t\Delta T \quad (26)$$

Cengel (2020) menciona que el coeficiente de transferencia de calor es dominado por el coeficiente de convección más pequeño ya que crea un cuello de botella sobre la trayectoria de la transferencia de calor y que esta situación se presenta con frecuencia cuando uno de los fluidos es un gas y el otro un líquido. En estos casos, el uso de aletas en la superficie del lado del gas es una práctica común para mejorar la transferencia de calor.

La bibliografía muestra varios valores representativos del coeficiente global de transferencia de calor en intercambiadores, sin embargo, en la industria comúnmente no se puede predecir sólo a partir de un análisis térmico.

Tabla 1

Valores Representativos de los Coeficientes Globales de Transferencia de Calor en Intercambiadores de Calor

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
Condensador de vapor de agua	1,000 – 6,000
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)	400 – 4,000

Nota. Transferencia de Calor, por Cengel (2020), pág. 634.

Tabla 2

Coeficientes Globales de Transferencia de Calor para Varias Aplicaciones

Flujo de calor → a: ↓ de:	Gas (inmóvil) $\bar{h}_c = 5 - 15$	Gas (fluyendo) $\bar{h}_c = 10 - 100$	Líquido (inmóvil) $\bar{h}_c = 50 - 1000$	Líquido (fluyendo) Agua $\bar{h}_c = 1000 - 3000$ Otros líquidos $\bar{h}_c = 500 - 2000$	Líquido en ebullición Agua $\bar{h}_c = 3500 - 60000$ Otros líquidos $\bar{h}_c = 1000 - 20000$
Gas (convección natural) $\bar{h}_c = 5 - 15$	Aire en hab./ exterior a través de cristal $U = 1 - 2$	Sobrecalentadores $U = 3 - 10$		Cámara de combustión $U = 10 - 40$ + radiación	Caldera de vapor $U = 10 - 40$ + radiación
Gas (fluyendo) $\bar{h}_c = 10 - 100$		Intercambiadores de calor para gases $U = 10 - 30$	Caldera de gas $U = 10 - 50$		
Líquido (convección natural) $\bar{h}_c = 50 - 10000$			Baño de aceite para calentamiento $U = 25 - 500$	Serpentín de enfriamiento $U = 500 - 1500$ con agitación	
Líquido (fluyendo) agua $\bar{h}_c = 3000 - 10000$ otros líquidos $\bar{h}_c = 500 - 3000$	Calefacción central por radiador $U = 5 - 15$	Enfriadores de gas $U = 10 - 50$	Serpentín de calentamiento en un recipiente agua/agua sin agitación $U = 50 - 250$, con agitación $U = 500 - 2000$	Intercambiador de calor agua/agua $U = 900 - 2500$ agua/otros líquidos $U = 200 - 1000$	Evaporadores de refrigeradores $U = 300 - 1000$
Vapor condensándose agua $\bar{h}_c = 5000 - 30000$ otros líquidos $\bar{h}_c = 1000 - 4000$	Radiadores de vapor $U = 5 - 20$	Calentadores de aire $U = 10 - 50$	Camisas de vapor alrededor de recipientes, agua $U = 300 - 1000$ otros líquidos $U = 150 - 500$	Condensadores vapor/agua $U = 1000 - 4000$ otro vapor/agua $U = 300 - 1000$	Evaporadores vapor/agua $U = 1500 - 6000$ vapor/otros líquidos $U = 300 - 2000$

Nota. Principios de Transferencia de Calor, por Kreith (2013), pág.496.

Debido al uso de aletas, el área superficial de transferencia aumenta, convirtiéndose la variable A de la fórmula general de transferencia de calor en:

$$A_s = A_{\text{sin aletas}} + \eta_{\text{aleta}} A_{\text{aleta}} \quad (27)$$

Según menciona Kreith (2013) durante la operación de un intercambiador de calor con la mayoría de los líquidos y algunos gases, gradualmente se acumulan depósitos en la superficie de transferencia de calor, y su efecto al que se le refiere como ensuciamiento (o incrustación según Cengel), es aumentar la resistencia térmica. Esto debe ser entonces, un punto a tener en consideración al momento del diseño.

Tabla 3

Factores de Ensuciamiento Comunes

Tipo de fluido	Factor de ensuciamiento, R_f ($\text{m}^2 \text{ K/W}$)
Agua de mar	
por debajo de 325 K	0.00009
por arriba de 325 K	0.0002
Agua de suministro tratada para calderas arriba de 325 K	0.0002
Aceite combustible	0.0009
Aceite para temple	0.0007
Vapores de alcohol	0.00009
Vapor, sin aceite	0.00009
Aire industrial	0.0004
Líquido refrigerante	0.0002

Nota. Principios de Transferencia de Calor, por Kreith, 2013, pág. 497.

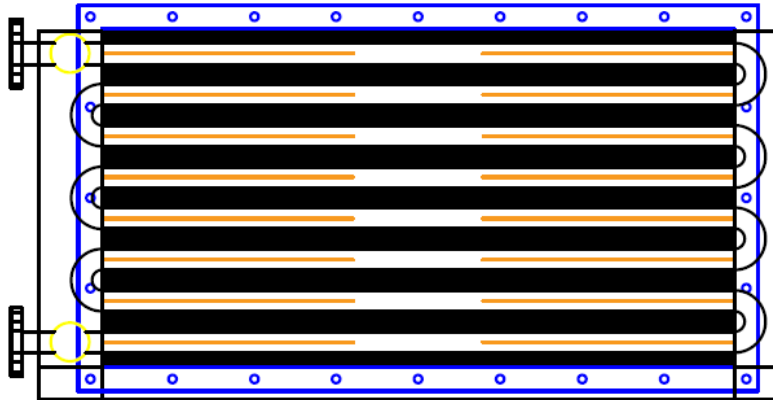
Para el proceso de selección de un intercambiador de calor, según Kreith (2013) se deben tener en cuenta los siguientes puntos:

- El tipo de intercambiador de calor
- El tipo de proceso de intercambio de calor entre los fluidos.
- Fase termodinámica o estado de los fluidos.
- El tipo de construcción o geometría.

Para nuestro caso de estudio, analizaremos el uso de un intercambiador tipo radiador, de varios pasos y con superficie aleteada debido a su caracterización como intercambiador de calor compacto.

Figura 11

Intercambiador de Calor Tipo Radiador de Flujo Cruzado



Nota. El recorrido del fluido caliente por los tubos aleteados consta de ocho pasos y el flujo de frío está ubicado en la sección perpendicular a este. Elaboración propia.

Para este caso, debemos tener en cuenta que:

- ✓ Encontrándonos en la posición de seleccionar un intercambiador de calor que logre un cambio de temperatura específico el método más utilizado es el de la diferencia de temperatura media logarítmica.
- ✓ En este tipo de equipo se produce el intercambio por flujo cruzado, para lo que siguiendo los análisis que se realizan en las diversas bibliografías para flujo paralelo y contraflujo, se introduce un factor de corrección a la misma metodología.

$$\Delta T_{ml} = F \Delta T_{ml,CF} \quad (28)$$

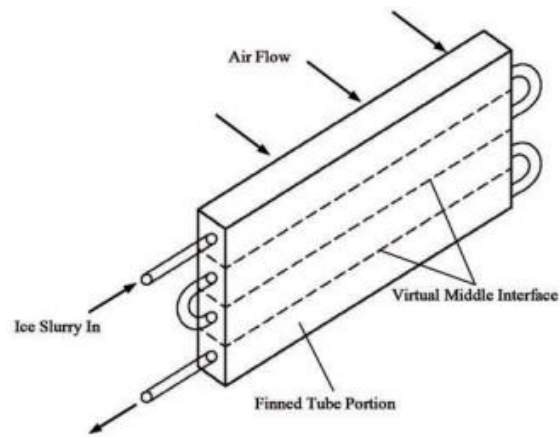
Debido a la falta de diagramas para poder hallar el factor de corrección de acuerdo con el tipo de intercambiador con el que se trabaja en el presente documento

se tomará la idea de Youwei et all (2015) los cuales describen que para analizar el sistema físico mostrado en la figura 12 se tomarán las siguientes condiciones:

- Las propiedades físicas y térmicas tales como densidades y calores específicos del tubo, aletas, fluido caloportador y aire se consideran constantes.
- Los coeficientes de transferencia de calor por convección en el lado del flujo de aire y el lado del fluido se consideran constantes.
- La conducción de calor en el fluido y el tubo a lo largo de la dirección del flujo de la suspensión son insignificantes.
- La resistencia conductiva a través de la pared del tubo y entre el tubo y las aletas es insignificante. Y se ignora la conducción de calor de fila a fila a través de las aletas.
- Los efectos de la transferencia de calor en la sección de los codos del tubo en U se distribuyen por toda la parte del tubo con aletas del intercambiador de calor.
- La temperatura y la velocidad del aire que ingresa al intercambiador de calor son constantes, y la efectividad de las aletas del intercambiador de calor es constante.

Figura 12

Modelo Físico del Intercambiador de Calor de Tubos con Aletas

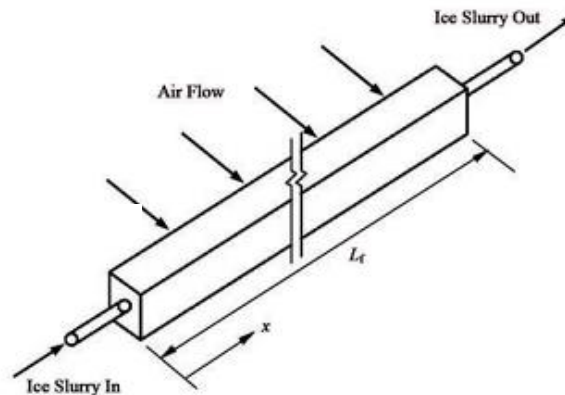


Nota. Adaptado de “Mathematical Model of Heat Transfer for a Finned Tube Cross-flow Heat Exchanger with Ice Slurry as Cooling Medium”, por Long, Y. et all, 2015.

Esto, permite que el intercambiador de calor estudiado ahora sea modelado tal como se muestra en la Figura 10, donde L_f es la longitud total del tubo por donde pasa el fluido caloportador desde su ingreso hasta su salida.

Figura 13

Modelo Simplificado de Intercambiador de Calor de Tubos con Aletas

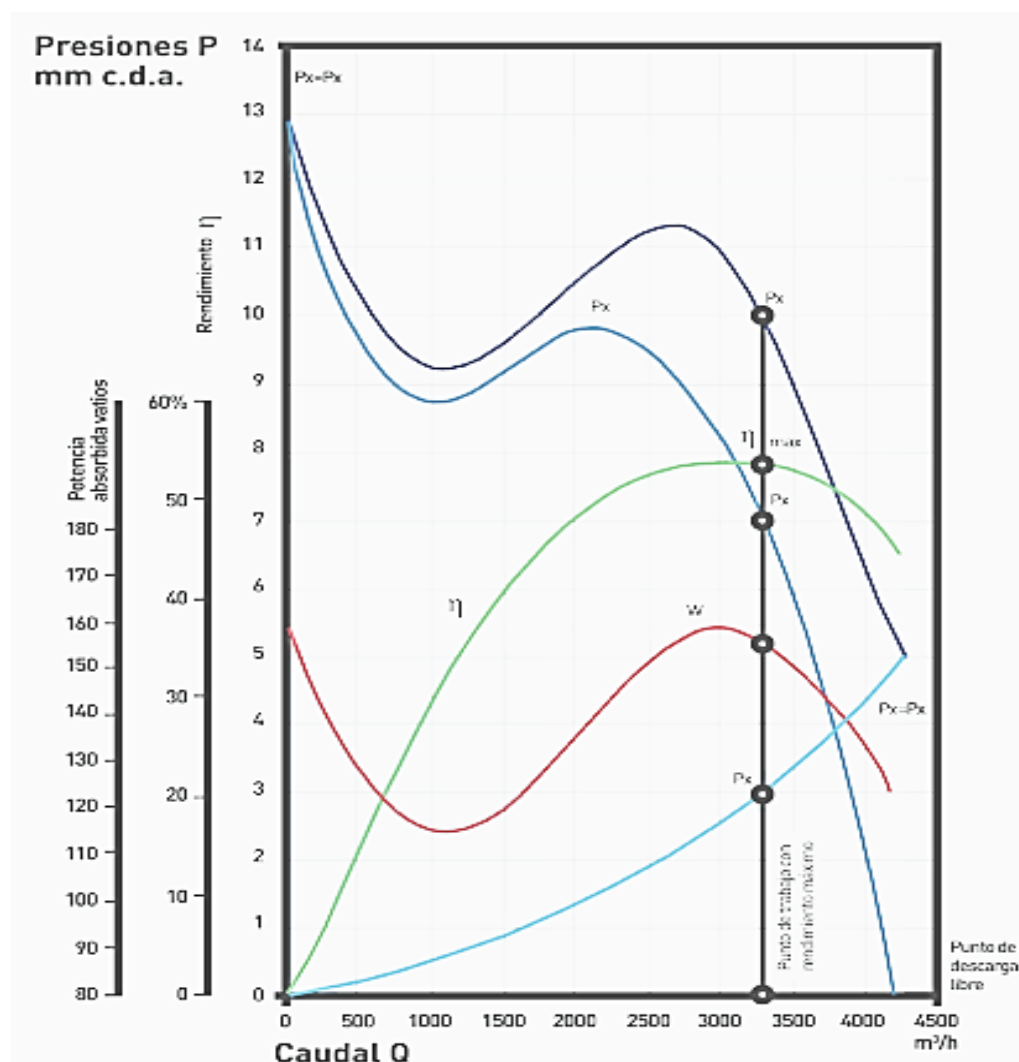


Nota. “Mathematical Model of Heat Transfer for a Finned Tube Cross-flow Heat Exchanger with Ice Slurry as Cooling Medium”, por Long, Y. et all, 2015.

2.2.13. Flujo de aire

Para el caso de estudio existen dos posibles tipos para el movimiento del caudal de aire: por tiro forzado o inducido. En nuestro caso, debido a la disposición del cliente se diseñará con un Exhaustor de tiro inducido por lo que el aire se extraerá desde la toma hacia el equipo y se impulsará hacia un ducto tipo chimenea fuera de la sala de operaciones.

Según el manual de ventilación de Soler & Palau (s.f.) es necesario conocer qué caudales irá proporcionando el ventilador según sean las distintas pérdidas de carga que deba vencer, esto es, mediante un ensayo se debe contar con una curva característica del equipo. El punto ideal de funcionamiento del equipo es el correspondiente al máximo rendimiento. Cuanto más cerca de este punto trabaje el ventilador, más económico será su funcionamiento.

Figura 14*Curva Característica del Ventilador*

Nota. La intersección entre la curva del ventilador y la curva del sistema nos dará el punto de trabajo. Figura extraída del Manual de ventilación de Soler & Palau (s.f.), capítulo 6.

2.2.14. Caída de presión del sistema

La caída de presión en un sistema se refiere a la disminución de la presión medida en algún punto del mismo. Esto puede ocurrir debido a varios factores, como la fricción

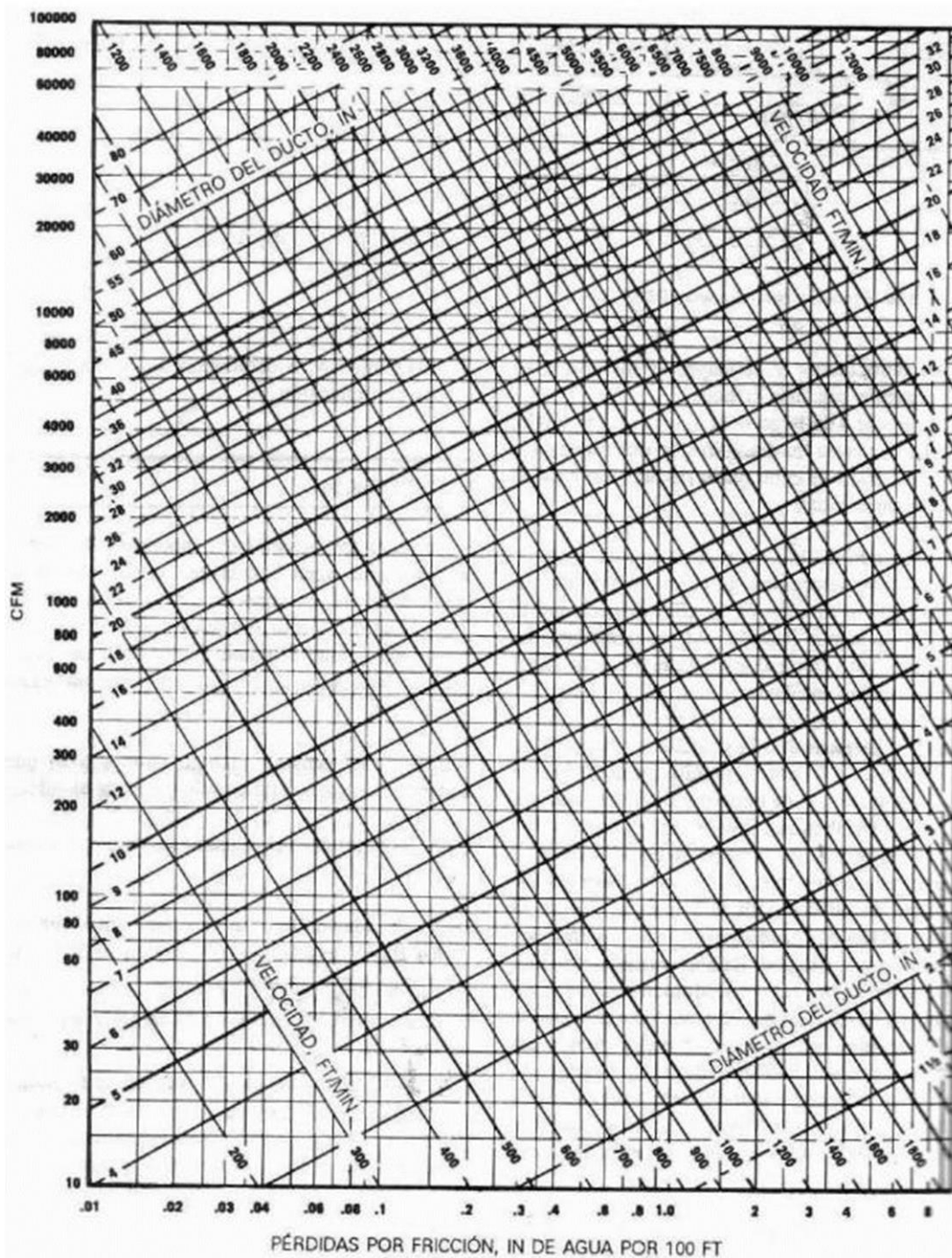
en las tuberías, cambios en la dirección del flujo, restricciones en el paso del fluido, entre otros.

La caída de presión en un sistema puede ser calculada utilizando diferentes métodos, dependiendo de la complejidad del sistema y de la precisión requerida.

La figura 15 muestra las pérdidas por fricción en ductos redondos utilizados en distintos usos como la conducción del aire en el sistema considerado para el equipo de estudio. Así mismo, la figura 16 muestra los diámetros equivalentes para ductos rectangulares para utilizarlos con la figura 15.

Figura 15

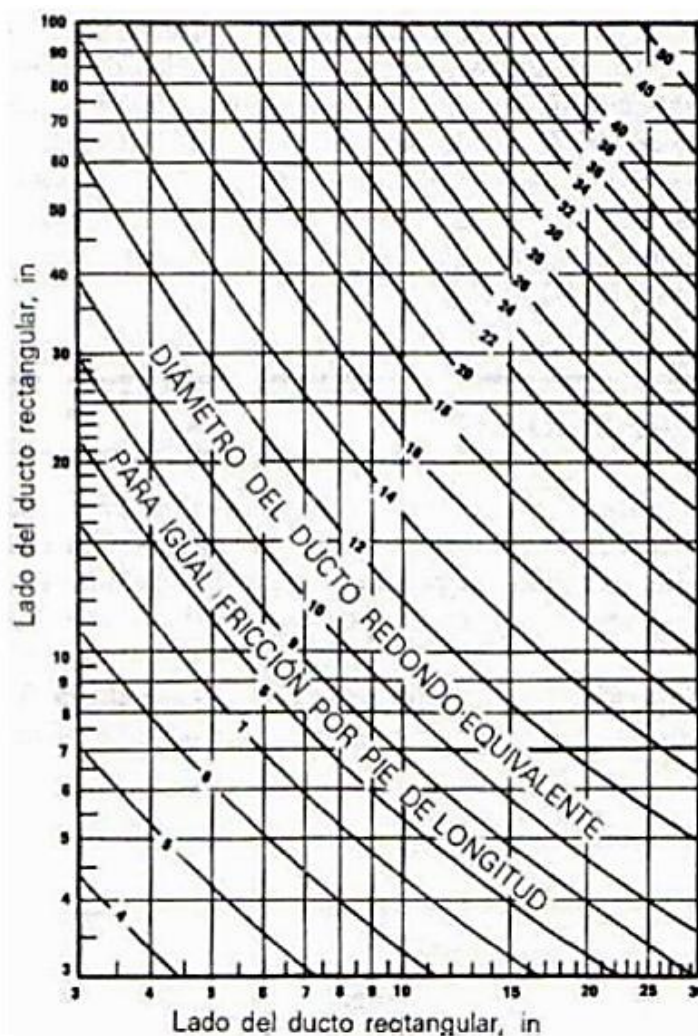
Pérdidas por Fricción en Ductos para Diferentes Diámetros y Caudales de Aire



Nota. Tesis “Proyecto de un Sistema de Acondicionamiento de Aire para un quirófano perteneciente a un hospital, localizado en la ciudad de Toluca; Estado De México” (pág. 148), de Ramirez, 2013.

Figura 16

Diámetros de Ductos Redondos Equivalentes



Nota. Tesis “Proyecto de un Sistema de Acondicionamiento de Aire para un quirófano perteneciente a un hospital, localizado en la ciudad de Toluca; Estado De México” (pág. 149), de Ramirez, 2013.

2.2.15. Modelado mecánico mediante software

Los cálculos y dimensionamiento realizados para el sistema de Secador de Lecho fluidizado pueden ser modelados mediante el uso de distintos softwares tales como AutoCAD y SolidWorks los cuales facilitan la visualización y verificación de las dimensiones de cada elemento.

III. MATERIALES Y MÉTODOS

3.1. Materiales

El proyecto cuenta con los siguientes recursos:

- Información de las características del producto a tratar.
- Fichas técnicas y catálogos de materiales y equipos.
- Laptop con capacidad para modelamiento.
- Software de modelado y simulación.
- Normas internacionales y otras referencias bibliográficas.
- Recursos de la web.

3.2. Metodología

3.2.1. Método de investigación

Se define el trabajo de investigación como un estudio de tipo propositivo por cuanto se fundamenta en una necesidad de la empresa cliente. Una vez que se tome la información descrita, se realizará una propuesta de diseño para superar la problemática al identificar las variables y dar una solución dentro del contexto operativo del equipo.

La investigación es de tipo transversal no experimental debido a que a partir de la descripción de la problemática se dota de una solución sin someter a dicha solución a experimentación de campo. Se trabajó bajo la modalidad de investigación documental-bibliográfica, ya que durante la investigación se hizo menester la revisión de documentación y bibliografías referentes al tema objeto de estudio, particularmente documentación disponible de la empresa cliente, así como las teorías y modelos sobre secadores de lecho fluidizado y sus sistemas adyacentes.

3.2.2. Procedimiento de investigación

El procedimiento que seguirá esta investigación es el siguiente:

1. Fase de diagnóstico: se definen los parámetros asociados al diseño de un secador de lecho fluidizado teniendo en cuenta las condiciones de operación de la planta donde operará y los cuales representan condiciones de diseño del mismo.
2. Fase de conceptualización: en esta fase se procederá a la investigación documental-bibliográfica para la definición de las ecuaciones y metodologías a seguir para obtener un equipo secador de lecho fluidizado personalizado a las necesidades del cliente. De las ideas resultantes se determinará la mejor forma para compactar el sistema y hacer viable la resolución de la necesidad.
3. Fase de diseño: partiendo de los resultados de las fases previas se sistematiza y procesa la información y se propone un diseño de secador de lecho fluidizado incluyendo los equipos asociados que hacen posible la operación. Esto se representa también mediante un modelo computarizado donde se puede evaluar de una mejor forma el equipo y su sistema y realizar mejoras de una manera más fluida.

En la siguiente gráfica se esquematiza el procedimiento de investigación.

Figura 17*Procedimiento de la Investigación*

Nota. Elaboración propia.

3.2.3. Identificación de las variables

3.2.3.1. Variables independientes

3.2.3.1.1. Diseño mecánico

3.2.3.1.2. Modelamiento mecánico

3.2.3.2. Variable dependiente

3.2.3.2.1. Secador de Lecho Fluidizado

3.2.4. Operacionalización de las variables

Tabla 4

Operacionalización de Variables Independientes

Variable	Definición Conceptual	Dimensiones	Indicadores
Diseño Mecánico	Proceso de dar forma, dimensiones, materiales, y funcionamiento del equipo y su sistema para que cumpla unas determinadas funciones o necesidades	Dimensiones estructurales	Altura de cuerpos (m) Diámetros de cuerpos (m)
		Capacidad operativa del equipo	Capacidad de producción (kg/lote)
		Flujo de aire	$Q=U_{mf} \cdot A$ (cfm) U_{mf} : Velocidad mínima de fluidización (ft/min) A: área de sección transversal (ft ²)
		Térmica	Temperatura del aire de intercambio (°C)
		Potencia de extracción de aire	Potencia del motor (hp)
		Energía necesaria para calentar el aire de fluidización	$Q=U \cdot A \cdot \Delta T_{ml}$ (W) U: Coeficiente global de transferencia de calor (W/m ² °C) A: Área de transferencia (m ²) ΔT_{ml} : Temperatura media logarítmica (°C)
	Capacidad de filtración de polvo	Eficiencia de filtración (%)	
Modelamiento Mecánico	Representación computarizada del equipo para su análisis mediante software	Capacidad estructural del equipo	Factor de capacidad (adimensional)
		Dimensionado de piezas	Medidas de piezas (mm)

Nota. Elaboración propia

Tabla 5*Operacionalización de la Variable Dependiente*

Variable	Definición Conceptual	Dimensiones	Indicadores
Secador de Lecho Fluidizado	Equipo secador de partículas en polvo en estado de fluidización	Mecánica	Capacidad de producción (kg/lote)

Nota. Elaboración propia**3.2.5. Diseño de la investigación**

La investigación es de tipo transversal no experimental debido a que a partir de la descripción de la problemática se dota de una solución sin someter a dicha solución a experimentación de campo. Sigue la siguiente secuencia.

$$M \rightarrow T \rightarrow O$$

Donde M es el equipo estudiado, T es el diseño y modelamiento realizado y O es la información relevante y de interés acogida.

IV. CÁLCULOS

4.1. Dimensionamiento de la cámara de producto

Teniendo en cuenta los inputs coordinados con el cliente tales como:

Densidad del Producto : 360 kg/m³

Esfericidad de partículas : 0.89

Diámetro de partículas promedio : 297 μ m

Fracción de vacío : 0.35

Densidad del Aglomerante : 940 kg/m³

Relación producto / aglomerante : 4.25

Temperatura máxima del producto : 50°C

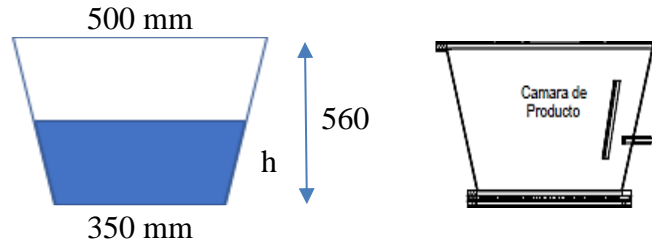
Duración aproximada del proceso : 45 min

Y así también teniendo en consideración que la cámara de producto debe ser el recipiente donde se contengan los 50 kg de producto, por lo que debe estar diseñado para este fin. Su forma de carga y descarga será manual así que deberá facilitar la operación. Por su parte inferior deberá dejar pasar el aire que realizará la fluidización del producto y por su parte superior deberá elevarse el producto fluidizado y caer de nuevo a él. Este debe ser a su vez hermético y debe considerarse generar la menor cantidad de merma posible.

De esta forma, se escoge una geometría de cono truncado para esta parte, considerando bridas que cerrarán a presión con los cuerpos adyacentes y mediante una empaquetadura producirán hermeticidad. Las dimensiones consideradas se muestran en la figura 18.

Figura 18

Dimensionamiento de la Cámara de Producto



Nota. Con estos datos se calcula que, con 50 kg de materia prima, la cámara de producto se llenará hasta una altura de 0.242m. Esta altura será importante para instalar en esta parte del equipo un muestreador de producto, lo que servirá para el área de producción y control de calidad. Elaboración propia.

4.2. Dimensionamiento de la Cámara de Expansión

Para el dimensionamiento de la cámara de expansión se debe tener en cuenta los resultados de los cálculos de fluidización del producto.

Para ello se toman los datos proporcionados por el cliente y los propios de los elementos que influyen en el fenómeno y se tiene:

VELOCIDAD MÍNIMA DE FLUIDIZACIÓN

De acuerdo con McCabe (2007), se tiene que

$$150 \frac{(1 - \varepsilon_M)}{\varepsilon_M^3} \frac{\mu V_{OM}}{(\phi d_p)^2} + 1.75 \frac{\rho V_{OM}^2}{\varepsilon^3 \phi d_p} = g(\rho_p - \rho)$$

Por lo que reemplazando los valores en unidades inglesas

$$150 \frac{(1 - 0.35)}{(0.35)^3} \frac{(0.00001963 * 2.20462 * 0.3048 * 3600) V_{OM}}{\left(0.89 * \frac{0.0000393701 * 297}{12}\right)^2} + 1.75 \frac{(1.092 * 2.20462 * 0.3048^3) * V_{OM}^2}{(0.35)^3 \left(0.89 * \frac{(0.0000393701 * 297)}{12}\right)}$$

$$= (32.174 * 3600^2) * (360 * 2.20462 * 0.3048^3 - 1.092 * 2.20462 * 0.3048^3)$$

Reduciendo

$$143,584,821.63(V_{OM}) + 3,208.51(V_{OM}^2) + 9,342,687,633.91 = 0$$

Resolviendo la ecuación cuadrática, obtenemos que:

$$V_{OM} = 64.973 \frac{ft}{hr} = 0.006 \text{ m/s}$$

VELOCIDAD TERMINAL

De acuerdo con McCabe (2007), se tiene que

$$\frac{u_t}{V_{OM}} = 8.33 \frac{(1 - \epsilon_M)}{\epsilon_M^3 \phi^2}$$

Por lo que reemplazando los valores en unidades inglesas

$$\frac{u_t}{64.973} = 8.33 \frac{(1 - 0.35)}{0.35^3 0.89^2}$$

$$u_t = 10,358.75 \text{ ft/hr} = 2.88 \text{ ft/s}$$

CAIDA DE PRESIÓN

De acuerdo con Rhodes (2008), se tiene que

$$\frac{\Delta p}{L_m} g_c = 150 \frac{(1 - \epsilon_M)^2}{\epsilon_M^3} \frac{\mu u_o}{(\phi d_p)^2} + 1.75 \frac{(1 - \epsilon_M) \rho_g u_o^2}{\epsilon_M^3 \phi d_p}$$

Reemplazando valores, se tiene:

$$416975040 \frac{\Delta p}{0.795} =$$

$$150 \frac{(1 - 0.35)^2 0.0474866 * 64.973}{0.35^3 (0.89 * 0.012)^2} + 1.75 \frac{(1 - 0.35) * 0.0681713 * (64.973)^2}{0.35^3 * 0.89 * 0.012}$$

Resolviendo:

$$\Delta p = 0.0804 \text{ lbf/in}^2 = 2.225 \text{ inH}_2\text{O}$$

ALTURA TDH

Según McCabe (2007) En la fluidización particulada, la expansión es uniforme, y la ecuación de Ergun, que es aplicable al lecho fijo, es de esperar que se siga cumpliendo de forma aproximada para el lecho ligeramente expandido.

$$\frac{\varepsilon_M^3}{1 - \varepsilon} = \frac{150}{g(\rho_p - \rho)} \frac{V_o \mu}{(\phi d_p)^2}$$

Considerando la teoría y una velocidad casi igual a la velocidad terminal para la fluidización del producto, escogemos:

$$V_o = 125 * V_{oM} = 125 * 64.973$$

$$V_o = 8,121.625 \text{ ft/hr}$$

Reemplazando en la ecuación para la TDH, se tiene que:

$$\frac{\varepsilon_M^3}{1 - \varepsilon} = \frac{150 * 8,121.625 * 0.0474866}{416975040 * (22.474 - 0.0681713) * 0.89^2 * \left(\frac{0.012}{12}\right)^2}$$

$$\frac{\varepsilon_M^3}{1 - \varepsilon} = 8.233233$$

Resolviendo la ecuación de tercer grado, se tiene que:

$$\varepsilon = 0.909$$

Así, según McCabe (2007) la altura del lecho expandido se obtiene a partir de ε y los valores de L para la fluidización incipiente (inicial) utilizando la ecuación siguiente:

$$L = L_M \frac{1 - \varepsilon_M}{1 - \varepsilon}$$

$$L = 0.795 \frac{1 - 0.35}{1 - 0.909} = 5.666 \text{ ft} = 1.727 \text{ m}$$

En estas condiciones se tendría una caída de presión de:

$$416975040 \frac{\Delta p}{1.727} =$$

$$150 \frac{(1 - 0.909)^2}{0.909^3} \frac{0.0474866 * 8,121.625}{(0.89 * 0.012/12)^2}$$

$$+ 1.75 \frac{(1 - 0.909) * 0.0681713 * (8,121.625)^2}{0.909^3 * 0.89 * 0.012/12}$$

Resolviendo:

$$\Delta p = 0.1844 \text{ lbf/in}^2 = 5.104 \text{ inH}_2\text{O}$$

4.3. Selección de boquilla de inyección de aglomerante

Debido a la necesidad de aglomeración en el equipo, considerando los datos entregados por el cliente y los considerados para el equipo, se tiene que

$$Q_{aglomerante} = \frac{kg_{producto}}{t_{operación} \times \rho_{aglomerante} \times r_{producto/aglomerante}}$$

$$Q_{aglomerante} = \frac{50}{0.75 \times 940 \times 4.25}$$

$$Q_{aglomerante} = 16.7 \text{ l/h}$$

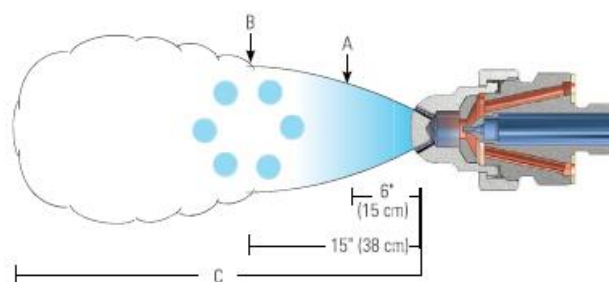
De las tablas de Spraying Systems, proveedor especializado en boquillas, seleccionamos una que nos pueda entregar el flujo calculado de aglomerante y observamos las características de presión que debe tener la inyección de aire y aglomerante teniendo en cuenta que los tamaños de partícula del producto están en el

orden de 297 μm y las partículas de aglomerante a inyectar deben adherirse a estos por lo que deben tener un tamaño menor a estos, parecido a la niebla fina.

Figura 19

Boquillas de Sprayado

Spray Set-up No.	Spray Set-up Consists of Fluid and Air Cap Combination	Liquid Capacity (liters per hour)* and Air Capacity (liters per minute)*														Spray Dimensions			
		Liquid Pressure																	
		0.7 bar		1.5 bar		2 bar		3 bar		4 bar		A (cm)	B (cm)	C (m)					
Air Press.	l/h	Air l/min	Air Press.	l/h	Air l/min	Air Press.	l/h	Air l/min	Air Press.	l/h	Air l/min	Air Press.	l/h	Air l/min					
SU16	Fluid Cap 2050 + Air Cap 67-6-20-70°	.60	5.3	10.2	1.1	8.1	13.3	1.5	8.1	16.4	2.4	8.9	22	3.1	10.5	24	14 - 19	23 - 30	1.5 - 4.0
		.85	3.0	14.2	1.4	6.4	17.0	2.1	4.9	25	3.0	6.4	30	3.9	7.8	36			
		1.0	1.7	17.0	1.5	5.5	19.0	2.4	3.2	29	3.2	4.9	34	4.2	6.1	42			
		—	—	—	1.7	4.5	22	—	—	—	3.4	4.2	37	4.6	4.4	47			
		—	—	—	1.8	3.5	24	—	—	—	3.5	3.4	40	4.9	2.8	54			
SU26B	Fluid Cap 40100 + Air Cap 140-6-37-70°	.85	7.0	50	1.7	13.2	68	2.0	18.5	68	2.8	25	84	3.7	31	96	18 - 21	31 - 37	1.8 - 5.9
		1.0	2.1	62	1.8	9.8	79	2.1	15.1	76	3.0	22	92	3.8	28	105			
		—	—	—	—	—	—	2.2	11.7	85	3.1	18.5	101	3.9	26	113			
		—	—	—	—	—	—	—	—	—	3.2	15.1	109	4.1	23	122			
		—	—	—	—	—	—	—	—	—	3.4	12.1	119	4.2	20	130			
SU26	Fluid Cap 60100 + Air Cap 140-6-37-70°	.70	24	32	1.4	43	37	2.1	33	66	2.8	52	65	3.7	63	68	19 - 20	36 - 39	2.1 - 6.8
		.85	13.6	44	1.5	35	49	2.2	26	78	3.0	46	76	3.8	58	79			
		1.0	7.6	57	1.7	28	61	2.4	18.9	89	3.1	39	87	3.9	52	101			
		—	—	—	1.8	21	71	2.5	11.7	100	3.2	33	99	4.2	41	111			
		—	—	—	—	—	—	—	—	—	3.4	26	110	4.6	27	138			
SU29	Fluid Cap 60100 + Air Cap 140-6-52-70°	1.3	36	85	2.1	57	116	3.1	53	156	4.2	64	197	5.6	74	245	20-24	33 - 41	5.5 - 10.4
		1.5	29	102	2.4	51	130	3.2	50	163	4.9	51	230	6.0	68	260			
		1.8	23	117	2.7	45	143	3.4	47	170	5.6	40	265	6.3	62	280			
		2.1	16.7	133	3.2	33	170	3.9	38	194	6.3	28	300	7.0	51	315			
		2.4	11.4	149	4.2	13.6	220	4.9	18.5	245	7.0	17.8	335	—	—	—			



Nota. En el lado izquierdo se tienen los tipos de boquilla disponibles y en la parte superior los datos de presión del líquido y del aire. Extraído de Automatic & Air Atomizing Spray Nozzles de Spraying Systems.

De la figura se concluye que se necesita

$$P_{\text{aire}} = 2.1 \text{ bar}$$

$$P_{\text{aglomerante}} = 0.7 \text{ bar}$$

Esto permite tomar las consideraciones de regulación del aire para este fin y de bombeo de aglomerante, siempre considerando dejar un margen de operación para las pruebas y arreglos en campo.

Así mismo, de acuerdo con este tipo de boquilla, las dimensiones aproximadas de la aspersión estarán dadas por

$$A = 20-24 \text{ cm}$$

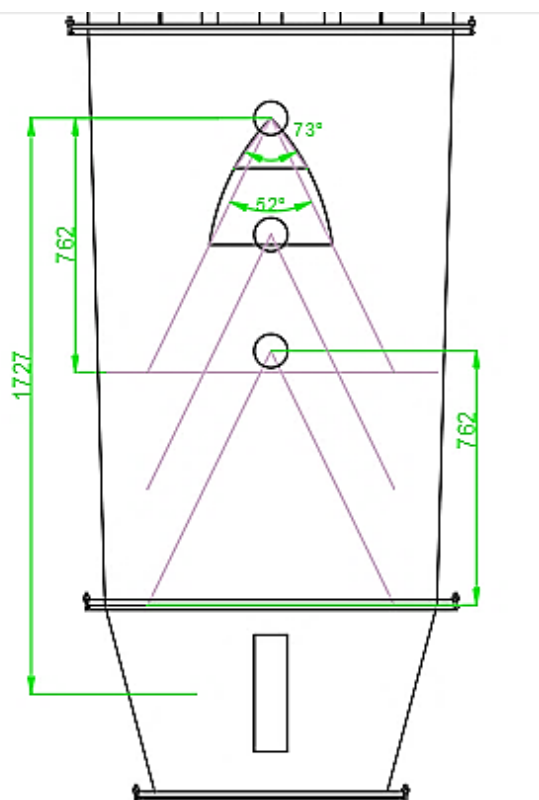
$$B = 33-41 \text{ cm}$$

$$C = 5.5-10.4 \text{ cm}$$

Lo que permite tener las siguientes consideraciones dimensionales

Figura 20

Dimensionamiento de la Cámara de Expansión



Nota. Se aprecia el dimensionamiento basado en la posición del inyector de aglomerante.
Elaboración propia.

4.4.Dimensionamiento de la Cámara de Filtración

Teniendo en cuenta el caudal de aire de trabajo y adicionando un 10% de sobredimensionamiento, tenemos:

$$Q = 1.1 * 8,121.625 \text{ ft/hr} = 1.1 * 486.1 \text{ m}^3/\text{hr}$$

$$Q = 0.15 \text{ m}^3/\text{s}$$

Así mismo, considerando que se llevará el aire a una temperatura de 60°C, aplicando el factor de corrección por temperatura:

$$Q_g = Q \frac{273 + T}{273} = 0.15 * \frac{273 + 60}{273} = 0.1812 \text{ m}^3/\text{s}$$

La velocidad de filtración es difícil de estimar, según la bibliografía una filtración eficiente requiere que la velocidad de filtración esté en el intervalo de 0.005 a 0.050 m/s.

Tabla 6*Velocidades de Filtración para Diferentes Materiales*

Velocidad de filtración	m/s
Almidón	0.018
Alumina	0.013
Arcilla	0.013
Arena	0.013
Asbesto	0.015
Aserrin	0.018
Azúcar	0.010
Cacao	0.014
Cal	0.013
Caliza	0.013
Carbón	0.013
Cemento	0.010
Cenizas	0.013
Fertilizante	0.015
Mineral de hierro	0.015
Oxido de plomo	0.010
Óxido férrico	0.013
Piedra caliza	0.014
Plásticos	0.013
Sílice	0.013
Talco	0.013

Nota. Manual del Filtro de Mangas (p.16), por Jáuregui, sf.

Tomando un valor de referencia de la tabla anterior, tenemos:

$$v = 0.015 \text{ m/s}$$

Por lo que necesitaríamos un área de filtración de:

$$A = \frac{Q}{v} = \frac{0.1812}{0.015} = 12.077 \text{ m}^2$$

Considerando que para el tipo de secador en diseño se usarán mangas repartidas de igual forma en dos compartimientos (debido a la necesidad de limpieza durante el

proceso) y que debemos tratar de tener la mayor área de filtración en el menor espacio posible se partirá de lo siguiente:

Cantidad de mangas: $M = 20$ und

Longitud de mangas: $L = 1.5$ m

Con estos datos, se tiene

$$A = \left(\frac{\pi}{4} D^2 + \pi D L \right) M = \left(\frac{\pi}{4} D^2 + \pi D * 1.5 \right) 20 = 12.0773$$

Resolviendo la ecuación cuadrática

$$D = 0.1255 \text{ m}$$

Por lo que se escoge un diámetro estándar de

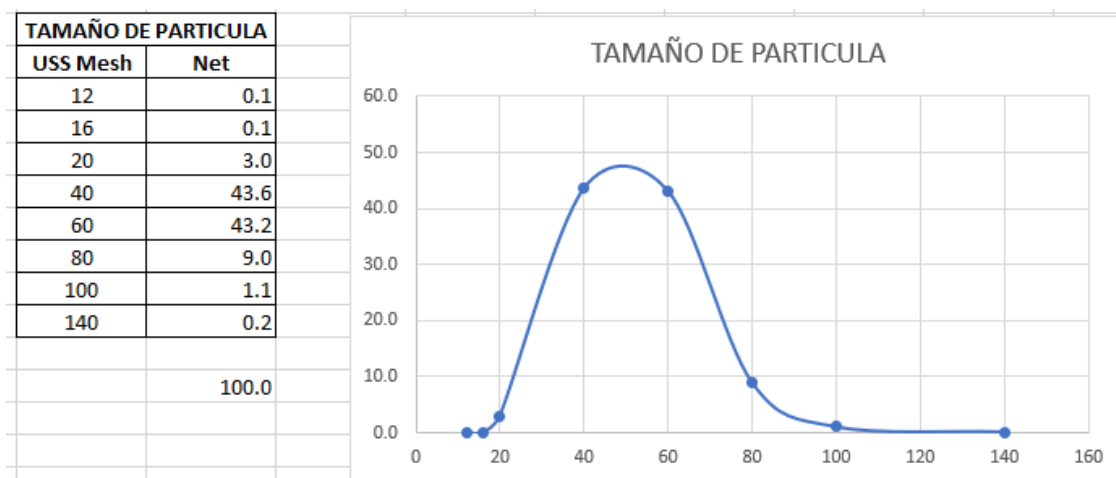
$$D = 5" = 0.127 \text{ m} = 127 \text{ mm}$$

Aunque no exista normativa medioambiental para regulación de emisiones en la industria alimentaria de ovoproductos se tomará como referencia la normativa nacional para harina de pescado.

Se tendrá como consideración que según los análisis al producto, el tamaño de partícula que podría causar finos expulsados al medioambiente es menor del 0.2%.

Figura 21

Distribución del Tamaño de Partículas del Producto



Nota. La mayor concentración de partículas de yema de huevo en polvo dentro del producto dispuesto y analizado por el cliente se encuentra en el rango entre los tamaños de malla mesh 40 y 60. Elaboración propia.

Además, según Echeverri (2008) la eficiencia de colección en los filtros de mangas está entre el 98 y el 99.9%. Así, considerando la cifra más baja, se tiene:

$$\text{Cantidad de material particulado, } mp = 0.2\% * (1-98\%) * 50 \text{ kg} = 0.002 \text{ kg}$$

Así mismo, según input del cliente el tiempo de duración del proceso es de 45 minutos, por lo que se tendría una concentración de:

$$C = \frac{mp * t}{Q} = \frac{0.002 * 0.75}{486.1} = \frac{0.000003kg}{m^3} = 3.09 \text{ mg/m}^3$$

Lo que cumpliría con la normativa de harina que exige una cantidad de material particulado menor a 150 mg/m³.

Figura 22*Referencia de LMP para Emisiones*

ANEXO
DECRETO SUPREMO QUE APRUEBA
LOS LÍMITES MÁXIMOS PERMISIBLES PARA LAS EMISIONES
DE LA INDUSTRIA DE HARINA Y ACEITE DE PESCADO Y
HARINA DE RESIDUOS HIDROBIOLÓGICOS

CONTAMINANTE	CONCENTRACIÓN (mg/m ³)
	Plantas existentes, las Instalaciones nuevas, las que se reubiquen y del traslado físico
Sulfuro de hidrógeno, sulfuros	5
Material Particulado (MP)	150

Nota. La normativa para la industria de la harina de pescado considera el límite máximo permisible de material particulado en 150 mg/m³. Extraída del DS N°011-2009-MINAM.

Caída de presión

Según Galindez (2018), la caída de presión en el compartimiento del sistema de filtración está dada aproximadamente por la siguiente ecuación:

$$\Delta p = 6.08 \times V_f \times P_j^{-0.65} + K_2 \times V_f^2 \times C_e \times t_f$$

Donde:

ΔP : Caída de presión total del filtro (Pulg H₂O)

V_f : Velocidad de filtración (ft/min)

K_2 : Coeficiente de resistencia específico del polvo (Pulg H₂O / ft/min-Lb/ft²)

C_e : Concentración de polvo en la entrada del filtro (Lb/ft³)

t_f : Tiempo de filtración (min)

P_j : Presión del pulso de aire (psi)

$$K_2 = \frac{0.00304}{(d_{g,masa})^{1.1}} \left(\frac{\mu_g}{\mu_{g,70F}} \right) \left(\frac{2600}{\rho_p} \right) \left(\frac{V_f}{0.0152} \right)^{0.6}$$

K_2 = Permeabilidad de la capa de polvo (cm H₂O/ m/s-Kg/m²)

$d_{g.masas}$ = Diámetro medio geométrico de masa (m)

μ_g = Viscosidad absoluta del gas a la temperatura de operación en °F

(Kg/m-s)

$\mu_{g,70°F}$ = Viscosidad absoluta del gas a la temperatura ambiente (Kg/m-s)

ρ_p = Densidad de la partícula (Kg/m³)

V_f = Velocidad de filtración (m/s)

Reemplazando los valores para K2:

$$K_2 = \frac{0.00304}{(297 \times 10^{-6})^{1.1}} \left(\frac{0.00001963}{0.00001825} \right) \left(\frac{2600}{360} \right) \left(\frac{0.015}{0.0152} \right)^{0.6}$$

$$K_2 = 176.44 \text{ cm H}_2\text{O} / \left(\frac{m}{s} - \frac{Kg}{m^2} \right) = 1.723 \text{ Pulg H}_2\text{O} / \left(\frac{ft}{min} - \frac{Lb}{ft^2} \right)$$

Siendo la presión del pulso jet de 6 bar (87.02 psi), se tiene:

$$\Delta p = 6.08 \times 2.953 \times 87.02^{-0.65} + 1.723 \times (2.953)^2 \times 0.00000019 \times 45$$

$$\Delta p = 0.98 \text{ pulg H}_2\text{O}$$

4.5.Dimensionamiento del Intercambiador de Calor

Se dispondrá de una presión de caldera de 2 bar para el uso necesario en el intercambiador de calor del secador de lecho fluidizado. Revisando los datos en las tablas termodinámicas de vapor, se tiene:

P : 2 barg

C : 2163 kJ/kg

T : 133.676 °C

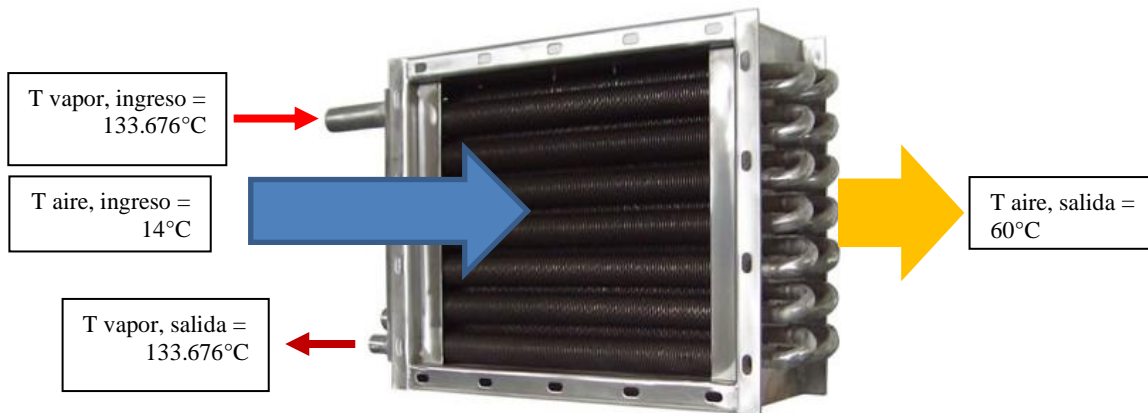
v, vs : 0.603287 m³/kg

v, as : 0.001073 m³/kg

Debido al espacio disponible y características se eligió un intercambiador de calor de flujo cruzado, donde se tiene una interacción como la representada en la figura 23.

Figura 23

Flujos en el Intercambiador de Calor de Flujo Cruzado



Nota. La temperatura del aire de ingreso debe aumentar de 14 a 60°C como máximo.
Elaboración propia.

Considerando el caudal de gases con el porcentaje de sobredimensionamiento considerando en el diseño anterior se tiene:

$$Q_{vol} = 0.15 \text{ m}^3/\text{s}$$

De acuerdo con el rango de temperaturas en el que se trabajará ($14\text{-}60^{\circ}\text{C}$) se considerará una densidad promedio de acuerdo con la siguiente tabla de propiedades del aire.

Tabla 7*Propiedades del Aire*

Temp., $T, ^\circ\text{C}$	Densidad, $\rho, \text{kg/m}^3$	Calor específico, $c_p, \text{J/kg} \cdot \text{K}$	Conductividad térmica, $k, \text{W/m} \cdot \text{K}$	Difusividad térmica, $\alpha, \text{m}^2/\text{s}^2$	Viscosidad dinámica, $\mu, \text{kg/m} \cdot \text{s}$	Viscosidad cinemática, $\nu, \text{m}^2/\text{s}$	Número de Prandtl, Pr
-150	2.866	983	0.01171	4.158×10^{-6}	8.636×10^{-6}	3.013×10^{-6}	0.7246
-100	2.038	966	0.01582	8.036×10^{-6}	1.189×10^{-5}	5.837×10^{-6}	0.7263
-50	1.582	999	0.01979	1.252×10^{-5}	1.474×10^{-5}	9.319×10^{-6}	0.7440
-40	1.514	1002	0.02057	1.356×10^{-5}	1.527×10^{-5}	1.008×10^{-5}	0.7436
-30	1.451	1004	0.02134	1.465×10^{-5}	1.579×10^{-5}	1.087×10^{-5}	0.7425
-20	1.394	1005	0.02211	1.578×10^{-5}	1.630×10^{-5}	1.169×10^{-5}	0.7408
-10	1.341	1006	0.02288	1.696×10^{-5}	1.680×10^{-5}	1.252×10^{-5}	0.7387
0	1.292	1006	0.02364	1.818×10^{-5}	1.729×10^{-5}	1.338×10^{-5}	0.7362
5	1.269	1006	0.02401	1.880×10^{-5}	1.754×10^{-5}	1.382×10^{-5}	0.7350
10	1.246	1006	0.02439	1.944×10^{-5}	1.778×10^{-5}	1.426×10^{-5}	0.7336
15	1.225	1007	0.02476	2.009×10^{-5}	1.802×10^{-5}	1.470×10^{-5}	0.7323
20	1.204	1007	0.02514	2.074×10^{-5}	1.825×10^{-5}	1.516×10^{-5}	0.7309
25	1.184	1007	0.02551	2.141×10^{-5}	1.849×10^{-5}	1.562×10^{-5}	0.7296
30	1.164	1007	0.02588	2.208×10^{-5}	1.872×10^{-5}	1.608×10^{-5}	0.7282
35	1.145	1007	0.02625	2.277×10^{-5}	1.895×10^{-5}	1.655×10^{-5}	0.7268
40	1.127	1007	0.02662	2.346×10^{-5}	1.918×10^{-5}	1.702×10^{-5}	0.7255
45	1.109	1007	0.02699	2.416×10^{-5}	1.941×10^{-5}	1.750×10^{-5}	0.7241
50	1.092	1007	0.02735	2.487×10^{-5}	1.963×10^{-5}	1.798×10^{-5}	0.7228
60	1.059	1007	0.02808	2.632×10^{-5}	2.008×10^{-5}	1.896×10^{-5}	0.7202
70	1.028	1007	0.02881	2.780×10^{-5}	2.052×10^{-5}	1.995×10^{-5}	0.7177
80	0.9994	1008	0.02953	2.931×10^{-5}	2.096×10^{-5}	2.097×10^{-5}	0.7154
90	0.9718	1008	0.03024	3.086×10^{-5}	2.139×10^{-5}	2.201×10^{-5}	0.7132
100	0.9458	1009	0.03095	3.243×10^{-5}	2.181×10^{-5}	2.306×10^{-5}	0.7111
120	0.8977	1011	0.03235	3.565×10^{-5}	2.264×10^{-5}	2.522×10^{-5}	0.7073
140	0.8542	1013	0.03374	3.898×10^{-5}	2.345×10^{-5}	2.745×10^{-5}	0.7041
160	0.8148	1016	0.03511	4.241×10^{-5}	2.420×10^{-5}	2.975×10^{-5}	0.7014
180	0.7788	1019	0.03646	4.593×10^{-5}	2.504×10^{-5}	3.212×10^{-5}	0.6992

Nota. Imagen extraída del libro *Transferencia de Calor y masa* (p.884), por Çengel et al, 2011.

$$\rho_{\text{aire}} = 1.145 \text{ kg/m}^3$$

A pedido del cliente, se verificará en el cálculo la afectación de la humedad del aire debido a que la ubicación de la planta donde operará el equipo está cercana al mar, por lo que para fines de cálculo se considerará el caso más alto de humedad relativa el cual es del 100%.

Según la ecuación de Clausius-Clapeyron, la presión parcial del vapor de agua está dada por:

$$e_s = 6.11 \times 10^{\left(\frac{7.5T_a}{T_a+237}\right)}, [\text{hPa}]$$

Donde T_a es la temperatura del aire en $^\circ\text{C}$.

Reemplazando los datos

$$e_s = 6.11 \times 10^{\left(\frac{7.5 \times 14}{14 + 237}\right)}$$

$$e_s = 15.99 \text{ hPa}$$

La razón de mezcla, r (g/Kg), se define como la razón entre la masa de vapor de agua, ρ_v , y la masa de aire seco, ρ_d :

$$r = \frac{\rho_v}{\rho_d} = 0.622 \frac{e}{p - e}$$

Donde p (hPa) es la presión atmosférica

Reemplazando los datos

$$r = 0.622 \frac{15.99}{950 - 15.99}$$

$$r = 0.011 \text{ g/kg}$$

Así, para el caudal de aire de diseño, esto representa un valor bajo que no afectará en los cálculos de dimensionamiento del intercambiador de calor.

$$m_{agua} = Q_{vol} \times \rho_{aire} \times r$$

$$m_{agua} = 0.0000018 \text{ kg/s}$$

Lo que genera un consumo de energía para llevarlo a los 100°C y evaporarlo de 653W.

La cantidad de calor necesaria para elevar la temperatura del aire desde los 14°C hasta los 60°C está dada por:

$$Q_{aire} = m \times Cp \times \Delta T$$

$$Q_{aire} = Q_{vol} \times \rho_{aire} \times Cp \times \Delta T$$

$$Q_{aire} = 0.15 * 1.145 * 1.004 * (60 - 14)$$

$$Q_{aire} = 7.88 \text{ kW}$$

El caudal de vapor necesario para lograr esta cantidad de energía es de:

$$m_v = Q/C$$

$$m_v = 7.88/2163$$

$$m_v = 0.004 \text{ kg/s} = 13.112 \text{ kg/h}$$

La longitud de tubería de intercambio necesaria puede ser hallada de:

$$Q = U \times A \times \Delta T_{ml} = U \times \pi \times D \times L \times n \times \Delta T_{ml}$$

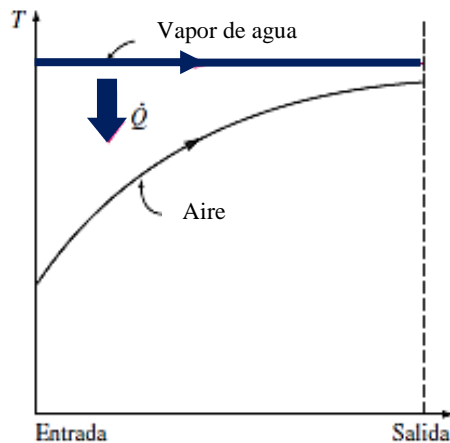
Donde se asumirá un diámetro de 1" para las tuberías del intercambiador y dispuestas en 3 columnas.

Para poder hallar la temperatura media logarítmica se tiene

$$\Delta T_{ml} = \frac{(T_{caliente,entra} - T_{frio,entra}) - (T_{caliente,salida} - T_{frio,salida})}{\ln \left(\frac{T_{caliente,entra} - T_{frio,entra}}{T_{caliente,salida} - T_{frio,salida}} \right)}$$

Figura 24

Diferencia de Temperaturas entre la Entrada y Salida de los Fluidos de Intercambio



Nota. Para el análisis se considera que idealmente el vapor no posee variación de temperatura. Elaboración propia.

$$\Delta T_{ml} = \frac{(133.676 - 14) - (133.676 - 60)}{\ln \left(\frac{133.676 - 14}{133.676 - 60} \right)}$$

$$\Delta T_{ml} = 94.8 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Asimismo, considerando un coeficiente típico de transferencia de calor bajo para considerar uno de los peores casos y a su vez los problemas futuros por ensuciamiento de tuberías (De la tabla 2).

$$U = 10 \text{ W/m}^2\text{ } ^\circ\text{C}$$

Por lo tanto, reemplazando en la ecuación:

$$Q = U \times \pi \times D \times L \times n \times \Delta T_{ml}$$

$$7880 = 10 \times \pi \times 0.0334 \times L \times 3 \times 94.8$$

$$L = 26.392 \text{ m}$$

Esta longitud puede ser disminuida considerando varios pasos en las tuberías.

Considerando 8 pasos, se tiene que las dimensiones que ocuparían los tubos serían:

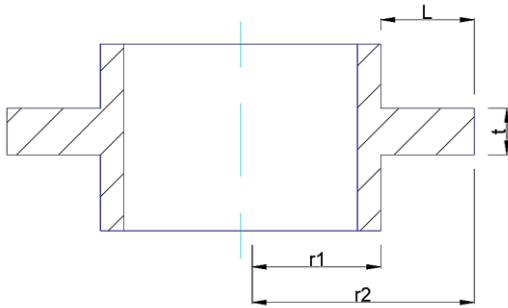
$$\text{Largo} = \frac{L}{\#pasos} = \frac{26.392}{8} \approx 3.299 \text{ m}$$

$$\text{Alto} = 2 \times D \times \#pasos = 2 \times 0.0334 \times 8 = 0.534 \text{ m}$$

$$\text{Ancho} = 2 \times D \times \#columnas = 2 \times 0.0334 \times 3 = 0.2 \text{ m}$$

Para poder disminuir la longitud del equipo expandiremos el área de intercambio de las tuberías utilizando aletas, por lo que se agregará al cálculo la consideración de estas del tipo circulares de perfil rectangular con las siguientes características.

Paso	:	12 aletas/pulg
Cara de aleta, L	:	6.35 mm
Espesor de aleta, t	:	0.4 mm

Figura 25*Dimensiones de una Aleta Circular*

Nota. Vista en sección de una aleta circular. Elaboración propia

Según Cengel, para este tipo de aletas, se tienen las siguientes relaciones:

$$m = \sqrt{2h/(kt)}$$

$$r_{2c} = r_2 + t/2$$

$$A_{aleta} = 2\pi(r_{2c}^2 - r_1^2)$$

$$\eta_{aleta} = C_2 \frac{K_1(mr_1)I_1(mr_{2c}) - I_1(mr_1)K_1(mr_{2c})}{I_0(mr_1)K_1(mr_{2c}) + K_0(mr_1)I_1(mr_{2c})}$$

$$C_2 = \frac{2r_1/m}{r_{2c}^2 - r_1^2}$$

Donde K_0 , K_1 , I_0 y I_1 son funciones modificadas de Bessel, de primera y segunda especie.

Tabla 8

Funciones Modificadas de Bessel, de Primera y Segunda Especies

x	$e^{-x}I_0(x)$	$e^{-x}I_1(x)$	$e^xK_0(x)$	$e^xK_1(x)$
0.0	1.0000	0.0000	—	—
0.2	0.8269	0.0823	2.1408	5.8334
0.4	0.6974	0.1368	1.6627	3.2587
0.6	0.5993	0.1722	1.4167	2.3739
0.8	0.5241	0.1945	1.2582	1.9179
1.0	0.4658	0.2079	1.1445	1.6362
1.2	0.4198	0.2153	1.0575	1.4429
1.4	0.3831	0.2185	0.9881	1.3011
1.6	0.3533	0.2190	0.9309	1.1919
1.8	0.3289	0.2177	0.8828	1.1048
2.0	0.3085	0.2153	0.8416	1.0335
2.2	0.2913	0.2121	0.8057	0.9738
2.4	0.2766	0.2085	0.7740	0.9229
2.6	0.2639	0.2047	0.7459	0.8790
2.8	0.2528	0.2007	0.7206	0.8405
3.0	0.2430	0.1968	0.6978	0.8066
3.2	0.2343	0.1930	0.6770	0.7763
3.4	0.2264	0.1892	0.6580	0.7491
3.6	0.2193	0.1856	0.6405	0.7245
3.8	0.2129	0.1821	0.6243	0.7021
4.0	0.2070	0.1788	0.6093	0.6816
4.2	0.2016	0.1755	0.5953	0.6627
4.4	0.1966	0.1725	0.5823	0.6454
4.6	0.1919	0.1695	0.5701	0.6292
4.8	0.1876	0.1667	0.5586	0.6143
5.0	0.1835	0.1640	0.5478	0.6003
5.2	0.1797	0.1614	0.5376	0.5872
5.4	0.1762	0.1589	0.5280	0.5749
5.6	0.1728	0.1565	0.5188	0.5634
5.8	0.1697	0.1542	0.5101	0.5525
6.0	0.1667	0.1521	0.5019	0.5422
6.5	0.1598	0.1469	0.4828	0.5187

Nota. Transferencia de Calor y masa (p.171), por Çengel et all, 2011.

Tomando un bajo coeficiente típico de transferencia de calor por convección para el caso de convección forzada de gases.

$$h = 11.732 \text{ W/m}^2\text{°C}$$

Así mismo, debido a que el equipo se utilizará en un área con equipos para la industria alimentaria, se fabricará en acero inoxidable, por lo que, para el acero inoxidable C-304, se tiene un coeficiente de conductividad térmica de:

$$k = 14.9 \text{ W/m}^{\circ}\text{C}$$

Resolviendo para cada término de las ecuaciones

$$m = \sqrt{2 \times 11.73 / (14.9 \times 0.0004)} = 62.7453 \text{ m}^{-2}$$

$$r_2 = r_1 + L = 0.0167 + 0.00635 = 0.02305 \text{ m}$$

$$r_{2c} = 0.02305 + \frac{0.0004}{2} = 0.02325 \text{ m}$$

$$A_{aleta} = 2\pi(0.02325^2 - 0.0167^2) = 0.0016 \text{ m}^2$$

$$K_1(mr_1) = K_1(1.0478) = 0.5576$$

$$I_1(mr_{2c}) = I_1(1.4588) = 0.9404$$

$$I_1(mr_1) = I_1(1.0478) = 0.6234$$

$$K_1(mr_{2c}) = K_1(1.4588) = 0.2950$$

$$I_0(mr_1) = I_0(1.0478) = 1.2969$$

$$K_0(mr_1) = K_0(1.0478) = 0.3941$$

$$C_2 = \frac{2(0.0167)/(62.7453)}{0.02325^2 - 0.0167^2} = 2.0343$$

$$\eta_{aleta} = 2.0343 \left(\frac{0.5576 \times 0.9404 - 0.6234 \times 0.2950}{1.2969 \times 0.2950 + 0.3941 \times 0.9404} \right) = 91.94\%$$

La cantidad de aletas por pase que se utilizarían en la longitud calculada es de:

$$\#aletas = 12 \frac{aletas}{pulg} \times 3.299 \text{ m} \times \frac{1 \text{ pulg}}{0.0254 \text{ m}} = 1558$$

La velocidad de la transferencia de calor para una superficie que contiene n aletas se puede expresar como:

$$Q = Q_{libre \text{ de aletas}} + Q_{aletas}$$

Donde

$$Q_{aletas} = \eta_{aleta} h A_{aletas} (T_b - T_\infty)$$

$$Q_{aletas} = 0.9194 \times 11.732 \times (1558 \times 0.0016 \times 3 \times 8)(94.8 - 14)$$

$$Q_{aletas} = 53.596 \text{ kW}$$

$$Q_{libre \text{ de aletas}} = h A_{libre \text{ de aletas}} (T_b - T_\infty)$$

$$Q_{\text{libre de aletas}} = 11.732 \times (\pi \times 0.0334) \times 3 \times 8 \times (3.299 - 1558 \times 0.0004) \times (94.8 - 14) = 6.389 \text{ kW}$$

$$Q = 6.389 + 53.596 = 59.985 \text{ kW}$$

Para analizar la efectividad total de las aletas tenemos

$$\varepsilon_{\text{aleta, total}} = \frac{\dot{Q}_{\text{total, aleta}}}{\dot{Q}_{\text{total, sin aletas}}}$$

$$\varepsilon_{\text{aletas, total}} = \frac{59.985}{6.389} = 7.61$$

Así, con la adición de las aletas las dimensiones del equipo se reducen

El área de transferencia anterior es de

$$A = \pi \times D \times L \times n$$

$$A = \pi \times 0.0334 \times 26.392 \times 3 = 8.308 \text{ m}^2$$

La nueva área de transferencia es de

$$A_t = A + A_{\text{aletas}}$$

$$A_t = 8.308 + A_{\text{aletas}}$$

Donde el área de las aletas, descontando el área ya contada en el valor de “A” anterior, está dada por

$$A_{\text{aleta}} = 2\pi[(r_{2c}^2 - r_1^2) - r_1 \times t] \#_{\text{aletas/pase}} \times \#_{\text{pases}} \times \#_{\text{filas}}$$

$$A_{\text{aleta}} = 2\pi[(0.02325^2 - 0.0167^2) - 0.0167 \times 0.0004] \times 1558 \times 8 \times 3$$

$$A_{\text{aleta}} = 59.91 \text{ m}^2$$

El área total será de

$$A_t = 8.308 + 59.91 = 68.22 \text{ m}^2$$

El área de transferencia por metro de tubo de intercambio será

$$A/m = \frac{At}{n \times \#pases \times Largo} = \frac{68.22}{3 \times 8 \times 3.299}$$

$$A/m = 0.86 \text{ m}^2/\text{m}$$

Para poder transferir la misma cantidad de calor necesario con las mismas características de área de transferencia por metro, se necesitaría de:

$$Longitud = \frac{Q_t}{U \times A/m \times \Delta T_{ml}}$$

$$Longitud = \frac{7.88}{10 \times 0.86 \times 94.8}$$

$$Longitud = 9.643 \text{ m}$$

La cual será repartida para acortar dimensiones en 6 pases y 3 filas, tomando el intercambiador las siguientes medidas

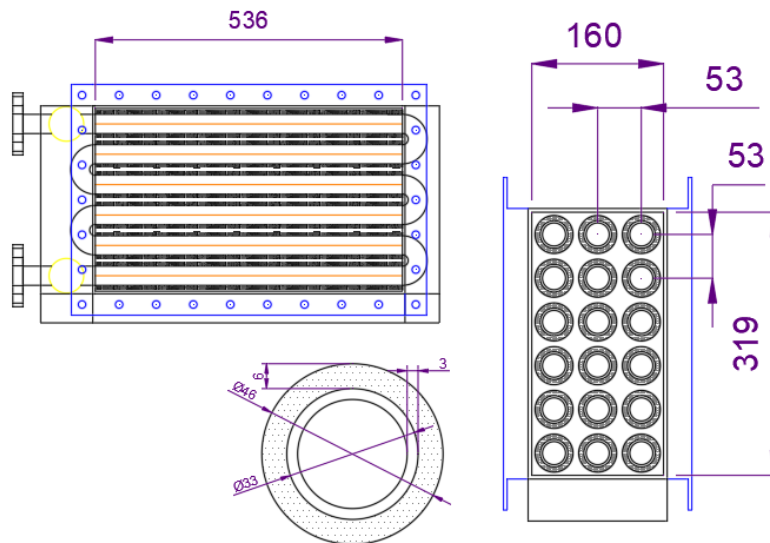
$$Largo = \frac{L}{\#pasos \times \#columnas} = \frac{9.643}{6 \times 3} = 0.536 \text{ m} = 1.76 \text{ pie}$$

$$Alto \approx 0.319 \text{ m} = 1.05 \text{ pie}$$

$$Ancho \approx 0.160 \text{ m} = 0.525 \text{ pie}$$

Figura 26

Dimensiones del Intercambiador de Calor



Nota. Las dimensiones fueron definidas por los procedimientos de cálculo. Medidas en mm. Elaboración propia.

De acuerdo con Kern (2008) la caída de presión al utilizar aletas transversales en flujo cruzado está dada por la correlación de Gunter y Shaw:

$$\Delta P = \frac{f G_s^2 L_p}{5.22 \times 10^{10} \times D_{ev}' \times s \times \emptyset_s} \left(\frac{D_{ev}'}{S_T} \right)^{0.4} \left(\frac{S_L'}{S_T} \right)^{0.6}$$

Donde:

D_{ev}' representa el diámetro volumétrico equivalente, y está dado por:

$$D_{ev}' = \frac{4 \times \text{volumen libre neto}}{\text{superficie friccional}} \text{ (pie)}$$

A_f , área friccional de la aleta (pulg²/pie)

A_o , área friccional del tubo (pulg²/pie)

f , factor de fricción

G_s , velocidad de flujo

L_p , longitud de la trayectoria

S_T , paso en el banco transversal

S_L , distancia centro a centro al tubo más cercano en el siguiente banco

Para el diámetro volumétrico equivalente, se tiene que

$v_{ln} = \text{volumen intercambiador} - \text{volumen de tubos} - \text{volumen de aletas}$

$$v_{ln} = 1.05 \times 1.76 \times \frac{2.09}{12} - 6 \times \frac{\pi}{4} \times 1.31^2 \times \frac{1.76}{144} - 6 \times \frac{\pi}{4} \times (1.81^2 - 1.31^2) \times \left(\frac{0.0004}{0.3048}\right) / 144 \times 12 \times 1.76$$

$$v_{ln} = 0.219 \text{ pie}^3$$

$$A_f = \frac{\pi}{4} (D_{aleta}^2 - D_e^2) \times 2 \times \text{aletas/pulg} \times 12$$

$$A_f = \frac{\pi}{4} (1.81^2 - 1.31^2) \times 2 \times 12 \times 12$$

$$A_f = 353.99 \text{ pulg}^2/\text{pie}$$

$$A_o = \pi D_e \times 12 - \pi D_e \times \text{aletas/pulg} \times t \times 12$$

$$A_o = \pi \times 1.31 \times 12 - \pi \times 1.31 \times 12 \times 0.0004/0.3048 \times 12$$

$$A_o = 48.79 \text{ pulg}^2/\text{pie}$$

$$A_f + A_o = 402.78 \text{ pulg}^2/\text{pie} = 2.80 \text{ pie}^2/\text{pie}$$

$$\text{Superficie friccional} = 6 \times 2.80 \times 1.76 = 29.51 \text{ pie}^2$$

Reemplazando en la fórmula

$$D_{ev} = \frac{4 \times 0.219}{29.51}$$

$$D_{ev} = 0.030 \text{ pie}$$

Para hallar la velocidad de flujo por área transversal primero determinaremos el área de flujo, la cual está dada por la sección transversal libre del intercambiador

$$a_g = 1.05 \times 12 \times 1.76 \times 12 - 6 \times (1.31 \times 12 \times 1.76) \\ + 2 \times 0.0004/0.3048 \times 0.00635/0.3048 \times 12 \times 12 \times 1.76 \\ a_g = 98.45 \text{ pulg}^2 = 0.68 \text{ pie}^2$$

Siendo el flujo másico de aire

$$Q_{aire} = 0.1701 \times 3600 \times 2.2 \\ Q_{aire} = 1346.82 \text{ lb/h}$$

Se tiene que

$$G_s = \frac{Q_{aire}}{a_g} \\ G_s = \frac{1346.82}{0.68} = 1969.95 \text{ lb/h} - \text{pie}^2$$

Para las características del fluido se trabajará a una temperatura promedio de

$$T_a = \frac{14 + 60}{2} \times \frac{9}{5} + 32 = 98.6 \text{ } ^\circ F$$

Entonces interpolando de la tabla de propiedades del aire (tabla 7) se tiene que para la temperatura promedio la densidad y viscosidad dinámica toman los siguientes valores

$$\rho = 0.07106 \text{ lbm/pie}^3 \\ \mu = 0.04604 \text{ lbm/pie} - h$$

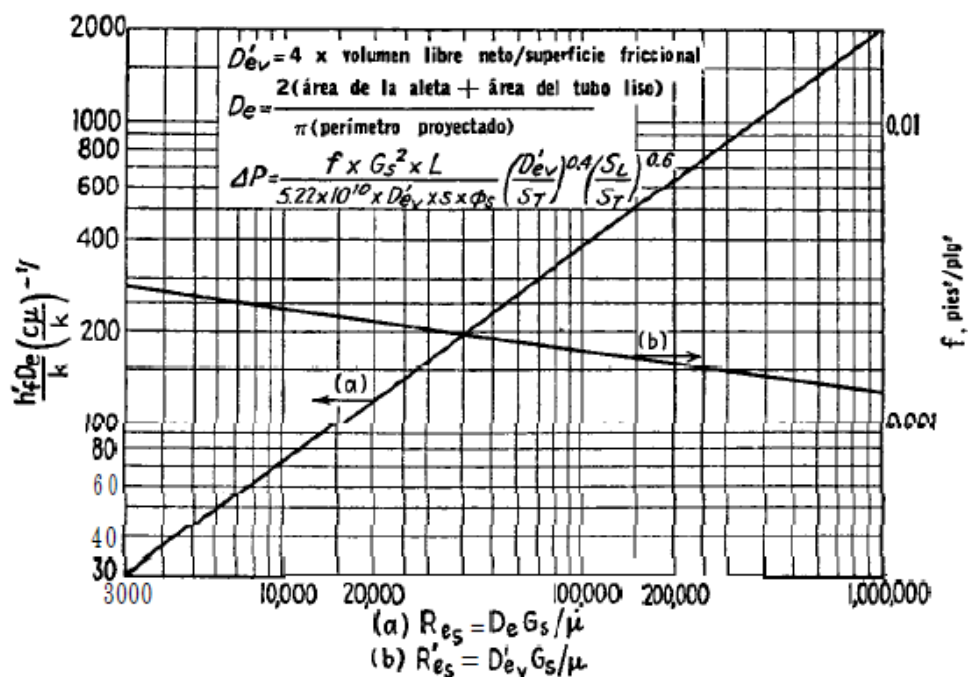
Obteniendo el número de Reynolds, se tiene que

$$Re_s = \frac{D_e G_s}{\mu} \\ Re_s = \frac{0.030 \times 1969.95}{0.04604} \\ Re_s = 1271$$

Con este valor, se evalúa en la siguiente figura para hallar el factor de fricción.

Figura 27

Caída de Presión en Aletas Transversales



Transferencia de calor y caída de presión en aletas transversales. [(a) Jameson (b) Gunter and Shaw, Transactions of the ASME)]

Nota. Procesos de Transferencia de Calor (pág. 635) de Kern, 1999.

Debido al bajo número de Reynolds, de Gunter and Shaw, se toma

$$f = 0.0025 \text{ pies}^2/\text{pulg}^2$$

Resolviendo para los demás términos de la correlación

$$L_p = 3 \times \frac{2.09}{12} = 0.522 \text{ pie}$$

$$s = \frac{0.07106}{62.5} = 0.001137$$

$$\phi_s = 1$$

Resolviendo la ecuación

$$\Delta P = \frac{f G_s^2 L_p}{5.22 \times 10^{10} \times D_{ev}' \times s \times \phi_s} \left(\frac{D_{ev}'}{S_T} \right)^{0.4} \left(\frac{S_L'}{S_T} \right)^{0.6}$$

$$\Delta P = \frac{0.0025 \times 1969.95^2 \times 0.522}{5.22 \times 10^{10} \times 0.03 \times 0.001137 \times 1} \left(\frac{0.030'}{2.09/12} \right)^{0.4} \left(\frac{2.09/12'}{2.09/12} \right)^{0.6}$$

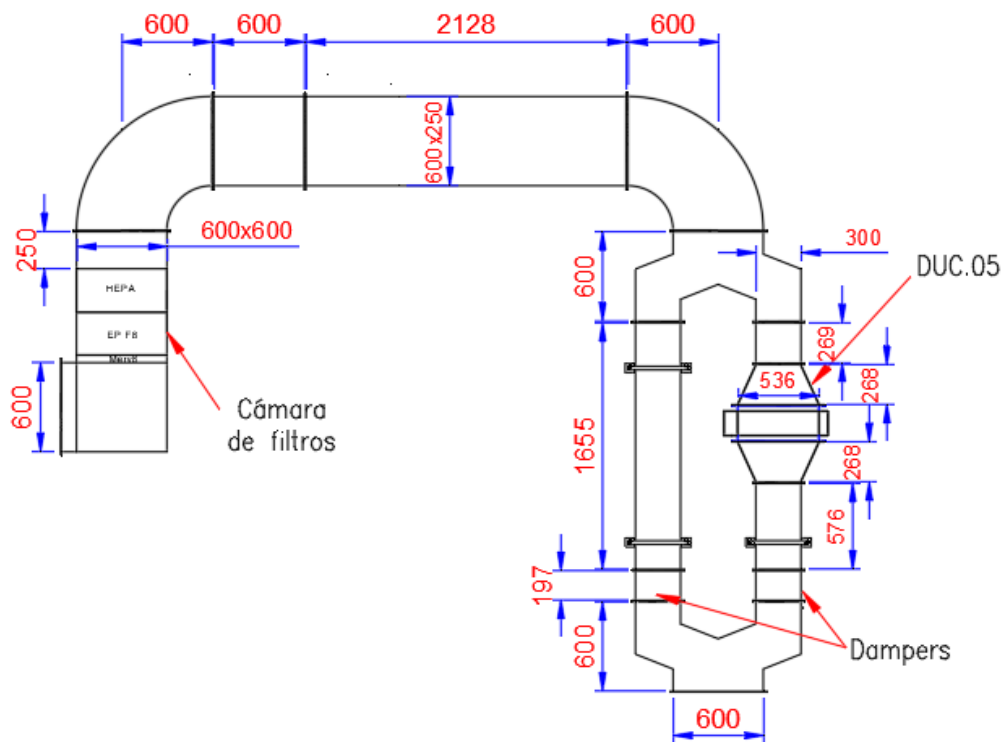
$$\Delta P = 0.00142 \frac{lb}{pulg^2} = 0.039 inH_2O$$

4.6. Cálculo de la caída de presión del sistema

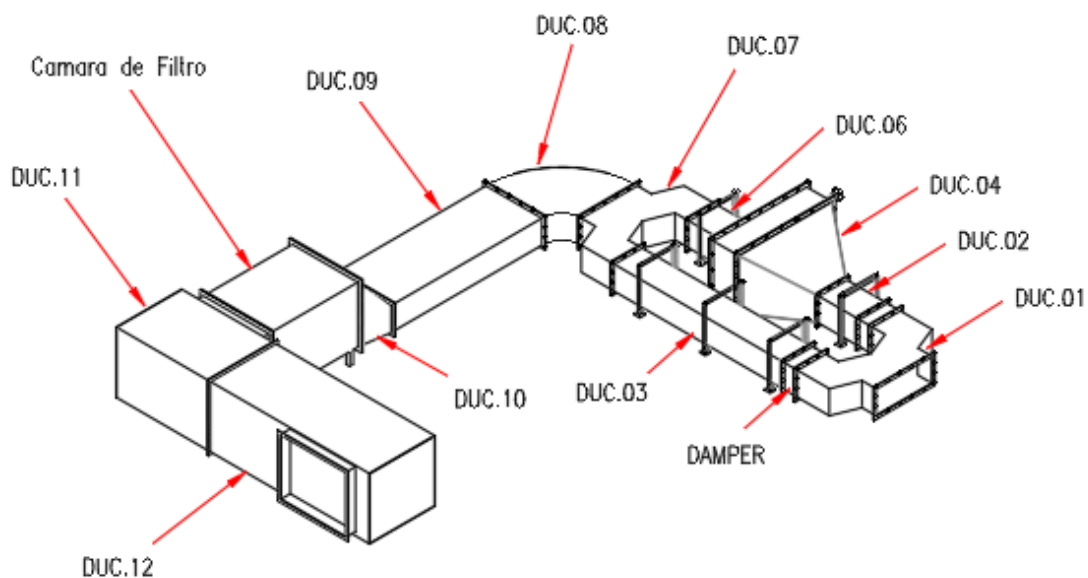
De acuerdo con la disposición en planta, se consideraron los ductos con la siguiente disposición de ingreso y salida del equipo

Figura 28

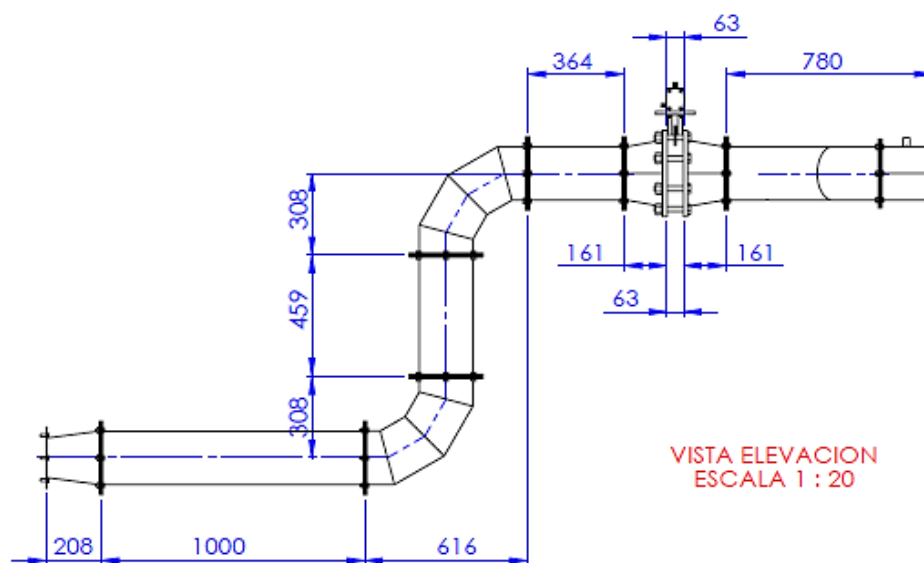
Ducto de Ingreso de Aire. Vista de Planta.



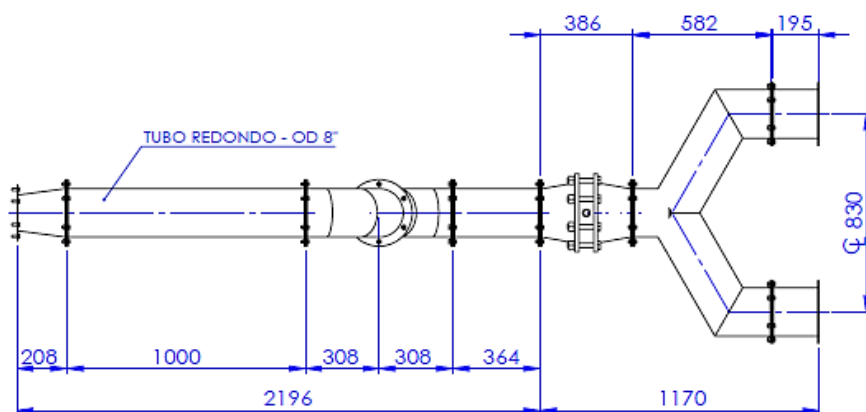
Nota. El material de la ductería es de acero inoxidable AISI 304. Medidas en mm.
Elaboración Propia.

Figura 29*Ducto de Ingreso de Aire. Vista en 3D*

Nota. Subdivisión de partes dentro del ducto de ingreso de aire al secador. El material de la ductería es de acero inoxidable AISI 304. Elaboración Propia.

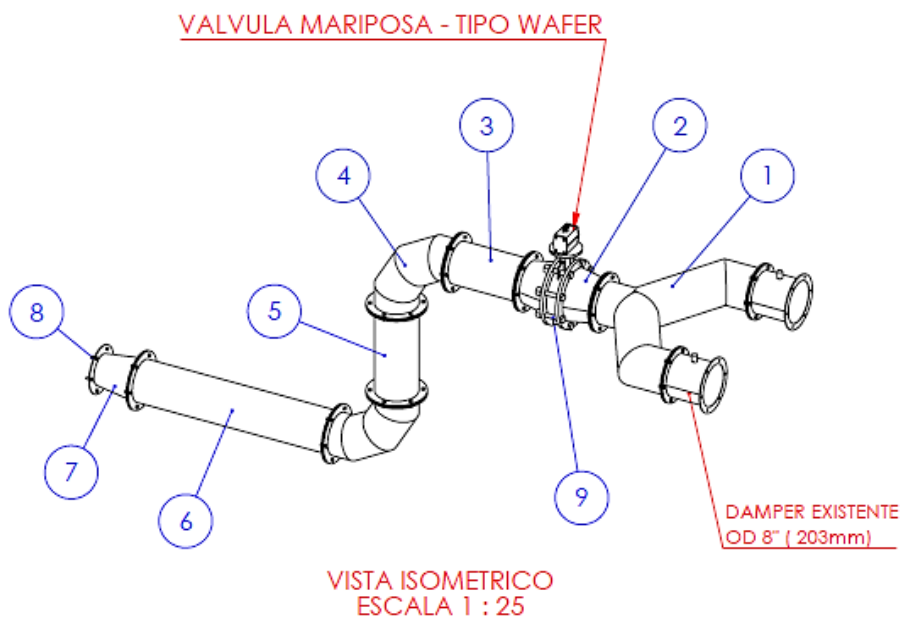
Figura 30*Ducto de Salida de Aire. Vista lateral*

Nota. El material de la ductería es de acero inoxidable AISI 304. Medidas en mm. Elaboración Propia.

Figura 31*Ducto de Salida de Aire. Vista frontal*

Nota. El material de la ductería es de acero inoxidable AISI 304. Medidas en mm.

Elaboración Propia.

Figura 32*Ducto de Salida de Aire. Vista 3D*

Nota. Subdivisión de partes del ducto de salida de aire al secador. Elaboración Propia.

Estas formas corresponden al lugar de toma de aire, punto de instalación del Exhaustor y diferencia de cotas entre partes.

Según estas instalaciones, para tener en cuenta la caída de presión que originan, se calcula para cada parte de cada ella

Tramo de ingreso a secador

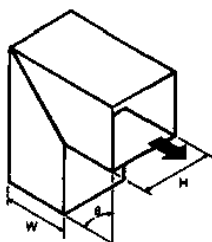
Esta parte la constituyen los ductos de aire en cuyo recorrido se encuentran los filtros de aire, intercambiador de calor y dampers. Analizando cada parte de este tramo se tiene:

1. Codo recto 600 x 600 x 90°

Figura 33

Coficiente C para Codo de Ángulo, Rectangular

D. Codo de ángulo, rectangular



θ	Coficiente C										
	H/W										
	0.25	0.5	0.75	1.0	1.5	2.0	3.0	4.0	5.0	6.0	8.0
20°	0.08	0.08	0.08	0.07	0.07	0.07	0.06	0.06	0.05	0.05	0.05
30°	0.18	0.17	0.17	0.16	0.15	0.15	0.13	0.13	0.12	0.12	0.11
45°	0.38	0.37	0.36	0.34	0.33	0.31	0.28	0.27	0.26	0.25	0.24
60°	0.60	0.59	0.57	0.55	0.52	0.49	0.46	0.43	0.41	0.39	0.38
75°	0.89	0.87	0.84	0.81	0.77	0.73	0.67	0.63	0.61	0.58	0.57
90°	1.3	1.3	1.2	1.2	1.1	1.1	0.98	0.92	0.89	0.85	0.83

Nota. Acondicionamiento de aire. Principios y Sistemas. (pág. 239), de Pita, 2005.

$$H/W = 600/600 = 1$$

$$\text{Para } 90^\circ \rightarrow C=1.2$$

De acuerdo con el método de coeficiente de pérdidas, la pérdida de presión está dada por

$$\Delta P = C \times \left(\frac{V}{4000}\right)^2$$

$$\Delta P = 1.2 \times \left(\frac{81.21}{4000}\right)^2 = 0.00049 \text{ inH}_2\text{O}$$

2. Filtro HEPA

De las especificaciones, tomando como referencia la caída de presión final.

Figura 34

Especificaciones Técnicas para Filtro Hepa

ESPECIFICACIONES:	
<ul style="list-style-type: none"> • Tipo de Producto • Modelo • Medida • Eficiencia • Caída de presión inicial • Caída de presión final • Flujo de Aire • MOC del medio filtrante: • Marco • Temperatura máxima 	<ul style="list-style-type: none"> • Filtro Hepa • HC • 610 X 610 X 292 MM • 99.99% DOP @ 0.3 μ • 330 Pascal • 750 Pascal • 3400 CMH (Metros cúbicos por hora) • Micro fibra de vidrio • Metal GI • 100°C

Nota. Ficha Técnica de Filtro Hepa de Ermes Perú, 2020.

$$\Delta P = 750 \text{ Pa} = 3.01106 \text{ inH}_2\text{O}$$

3. Filtro Plisado Merv 8

De las especificaciones, tomando como referencia la caída de presión final recomendada

Figura 35

Características del Filtro Plisado

Diseño de Filtro Plisado
<ul style="list-style-type: none"> • Marco de cartón o metálico que añade durabilidad para aplicaciones más severas. • Medio filtrante 100% de fibras sintéticas para una alta eficiencia con baja resistencia al flujo de aire. • Caída de presión baja la cual ayuda en la economía de energía. • Malla de metal expandido laminado que proporciona una resistencia excepcional durante la vida útil. • La rejilla evita el movimiento de los pliegues mientras se mantiene la distribución uniforme de los mismos. • Eficiencia 30-35% hasta 80-85%. • Clasificación MERV 8 a MERV 14. • Resistencia inicial 0.16 "w.g. a 375 fpm nominal; 0.24" w.g. A 500 fpm nominal. • Resistencia Final Recomendada 1.0 "w.g. • Velocidad de flujo 2500 CFM. • Temperatura nominal 200 grados F.

Nota. Ficha Técnica de Filtro Plisado de FIVEMCA.

$$\Delta P = 1 \text{ inH}_2\text{O}$$

4. Filtro Bolsillo F8

De las especificaciones, tomando como referencia la caída de presión final recomendada

Figura 36

Características del Filtro de Bolsillo

Cuadro: Chapa galvanizada, perfil de aluminio anodizado extruido, 20 mm
Medios de comunicación: Fibra sintética
Eficiencia: F5 (EN779): 40-50% ASHRSE52 / 76; F6 (EN779): 60-65% ASHRSE52 / 76; F7 (EN779): 90% ASHRSE52 / 76; F8, F9 (EN779): 95% ASHRSE52 / 76.
Temperatura: $\leq 70^{\circ}\text{C}$
Humedad: $\leq 100\%$ HR
Caída de presión final máxima recomendada: $\leq 450\text{Pa}$

Nota. Sección Filtro de Bolsillo sintético, SN-AF (<https://www.chinasn-af.com/medium-filter/synthetic-pocket-filter.html>)

$$\Delta P = 450 \text{ Pa} = 1.80663 \text{ inH}_2\text{O}$$

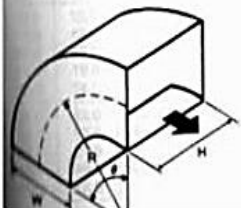
5. Codo curvo 90° - 600 x 600

Figura 37

Características del Codo, Rectangular de Radio Uniforme Sin Álabes

E. Codo, rectangular de radio uniforme sin álabes

Coefficientes para codos de 90° (ver nota)



R/W	H/W										
	0.25	0.5	0.75	1.0	1.5	2.0	3.0	4.0	5.0	6.0	8.0
0.5	1.5	1.4	1.3	1.2	1.1	1.0	1.0	1.1	1.1	1.2	1.2
0.75	0.57	0.52	0.48	0.44	0.40	0.39	0.39	0.40	0.42	0.43	0.44
1.0	0.27	0.25	0.23	0.21	0.19	0.18	0.18	0.19	0.20	0.21	0.21
1.5	0.22	0.20	0.19	0.17	0.15	0.14	0.14	0.15	0.16	0.17	0.17
2.0	0.20	0.18	0.16	0.15	0.14	0.13	0.13	0.14	0.14	0.15	0.15

Nota. Acondicionamiento de aire. Principios y Sistemas. (pág. 239), de Pita, 2005.

$$R/W = 600/600 = 1$$

$$H/W = 600/600 = 1$$

$$K = 0.21$$

Para la caída de presión

$$\Delta P = C \times \left(\frac{V}{4000}\right)^2$$

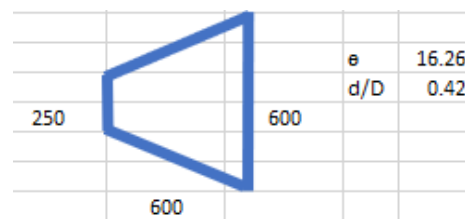
$$\Delta P = 0.21 \times \left(\frac{81.21}{4000}\right)^2 = 0.00009 \text{ inH}_2\text{O}$$

6. Reducción rectangular 600 x 600 a 600 x 250

Considerando un cambio gradual de sección

Figura 38

Características de la Reducción Rectangular



Nota. Dimensiones en mm. Elaboración propia.

Escogiendo la velocidad mayor dada en el área más baja, se tiene

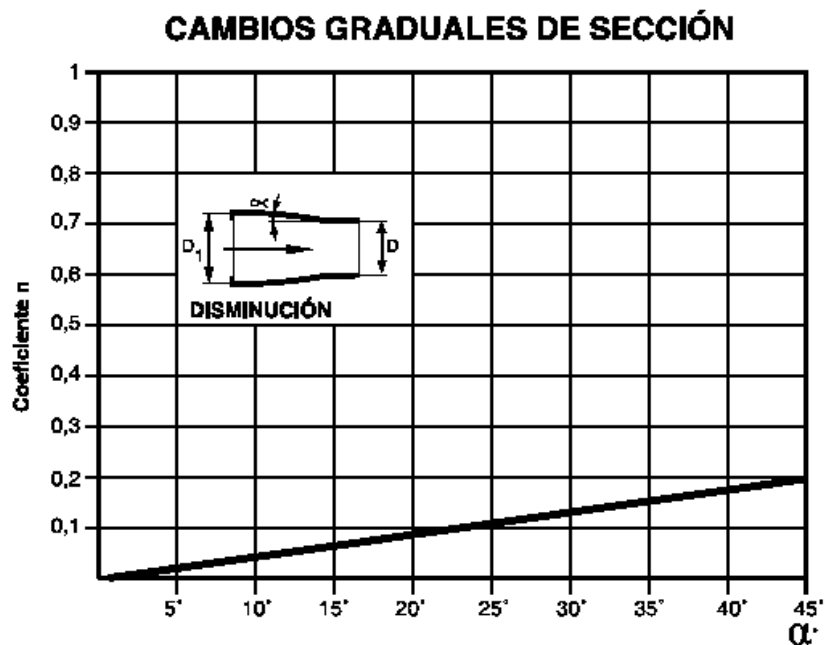
$$A = 0.25 \times 0.6 = 0.15 \text{ m}^2$$

$$V = \frac{0.15}{0.15} \times \frac{60}{0.3048} = 194.91 \text{ pie}/\text{min}$$

La presión dinámica está dada por:

$$P_d = \left(\frac{V\left(\frac{m}{s}\right)}{4.04}\right)^2, \text{ mmcda}$$

$$P_d = \left(\frac{1}{4.04}\right)^2 = 0.06 \text{ mmcda}$$

Figura 39*Cambios Graduales de Sección*

Nota. Cálculos y aplicación práctica para una correcta circulación de aire por conductos. Capítulo 5. (pág. 12), de Soler&Palau.

$$n=0.06$$

Por el método de pérdida de carga del coeficiente n

$$\Delta P = n \times P_d$$

$$\Delta P = 0.06 \times \frac{0.06}{25.4} = 0.00014 \text{ inH}_2\text{O}$$

Así, siguiendo la misma metodología de cálculo para las partes del ducto de ingreso que faltan, llámense:

7. Ducto rectangular 600 x 250 x 2128
8. Codo curvo 90° - 600 x 250
9. Ducto tipo pantalón
10. Ducto 300 x 250 x 269

11. Ampliación 300x250 – 536x319

12. Intercambiador de calor

13. Reducción 300x250 – 536x319

14. Ducto 300 x 250 x 576

15. Dámper

16. Codo recto 300 x 250 x 45°

Se presenta, incluyendo los resultados anteriores, la siguiente tabla resumen.

Tabla 9*Caída de Presión en Ducto de Ingreso de Aire*

#	Descripción	lado corto (mm)	lado largo (mm)	Ctd	Und	De (mm)	De (in)	A (m2)	v (pie/min)	Pd (mmcda)	n	K	Δp (Pa)	Δp (in-H2O)
1	Codo recto 600 x 600, 90°	600	600	1.00	Und			0.36	81.21			1.2		0.00049
2	Filtro HEPA			1.00	Und								750	3.01106
3	FILTROS PLISADO MERV 8			1.00	Und								249.08	1.00000
4	FILTRO BOLSILLO F8			1.00	Und								450	1.80663
5	Codo curvo 600 x 600, 90°	600	600	1.00	Und			0.36	81.21			0.21		0.00009
6	Reducción 600x600 - 600x250	250	600	1.00	Und			0.15	194.91	0.06	0.06			0.00014
7	Ducto 600 x 250	250	600	2.128	M	414	16	0.15	194.91					0.00070
8	Codo curvo 600x250, 90°	250	600	1.00	Und			0.15	194.91			0.25		0.00059
9	Codo recto 300 x 250, 45°	250	300	1.00	Und			0.08	389.81			0.36		0.00342
10	Ducto 300 x 250	250	300	0.269	M	299	12	0.08	389.81					0.00023
11	Ampliación 300x250 - 536x319	250	300	1.00	Und			0.08	389.81	0.24	0.58			0.00549
12	Intercambiador de Calor			1.00	Und									0.03920
13	Reducción 300x250 - 536x319	250	300	1.00	Und			0.08	389.81	0.24	0.10			0.00095
14	Ducto 300 x 250	250	300	0.576	M	299	12	0.08	389.81					0.00049
15	Dámper 300 x 250	250	300	1.00	Und			0.08	389.81					0.00100
16	Codo recto 300 x 250, 45°	250	300	1.00	Und			0.08	389.81			0.36		0.00342

Nota. Elaboración Propia

Tramo de salida de Secador

Siguiendo la misma metodología anterior se obtiene para este tramo el siguiente cuadro resumen.

Tabla 10

Caída de Presión en Ducto de Salida de Aire

#	Descripción	Ctd	Und	De (mm)	De (in)	A (m ²)	v (pie/min)	Pd (mmcda)	n	K	Δp (Pa)	Δp (in-H ₂ O)
1	Dámper 8"	1.00	Und	200	8	0.031	930.60					0.00710
2	Codo 8" x 45°	1.00	Und	200	8	0.031	930.60			0.34		0.01840
3	Ampliación concéntrica 200mm - 225mm	1.00	Und	200	8	0.031	930.60	1.37	0.1			0.00539
4	Válvula neumática 10"	1.00	Und								563.0	2.26238
5	Reducción concéntrica 200mm - 225mm	1.00	Und	200	8	0.031	930.60	1.37	0.025			0.00135
6	Ducto 8"	0.36	M	200	8	0.031	930.60					0.00215
7	Codo 8" x 90°, cuatro partes	1.00	Und	200	8	0.031	930.60	1.37	0.35			0.01887
8	Ducto 8"	0.46	M	200	8	0.031	930.60					0.00271
9	Codo 8" x 90°, cuatro partes	1.00	Und	200	8	0.031	930.60	1.37	0.35			0.01887
10	Ducto 8"	1.00	M	200	8	0.031	930.60					0.00591
11	Reducción 200mm - 148mm	1.00	Und	148	6	0.017	1699.42	4.57	0.04			0.00719

Nota. Elaboración Propia

Tramo de salida de exhaustor

1. Silenciador 6"

De las tablas de Koolair, se tomará la máxima caída de presión

Figura 40

Tabla de Selección de Silenciadores de Koolair

ASK-1 - 1000				
Tamaño	Q _{min} (m ³ /h)	Q _{max} (m ³ /h)	ΔP _{min} (Pa)	ΔP _{max} (Pa)
80	69	206	7	67
100	109	326	6	54
125	171	513	5	43
160	282	847	4	34
180	358	1075	3	30
200	443	1330	3	28
250	696	2087	2	22
315	1108	3324	2	18
355	1409	4228	2	17
400	1792	5375	2	15
450	2270	6810	2	14
500	2805	8415	1	12
560	3521	10564	1	11
630	4460	13381	1	10
710	5669	17007	1	9
800	7202	21606	1	8
900	9120	27361	1	7
1000	11265	33794	1	7

Nota. Silenciador serie SK (pág. 7) de Koolair.

$$\Delta P = 34 \text{ Pa} = 0.13663 \text{ inH}_2\text{O}$$

2. Ducto 6" x 10m

El área de la sección transversal del ducto está dada por

$$A = \frac{\pi}{4} \times (0.15)^2 = 0.018 \text{ m}^2$$

Por lo que se tiene una velocidad de

$$V = \frac{0.15}{0.018} \times \frac{60}{0.3048} = 1504 \text{ pie}/\text{min}$$

Utilizando la gráfica para pérdida de carga, figura 15, se obtiene un valor de 0.0061 por lo que la caída de presión resulta:

$$\Delta P = 0.0061 \times 10/0.3048 = 0.20013 \text{ inH}_2\text{O}$$

3. Sombrero chino

Teniendo que

$$A = \frac{\pi}{4} \times (0.15)^2 = 0.018 \text{ m}^2$$

$$V = \frac{0.15}{0.018} = 8.4 \text{ m/s}$$

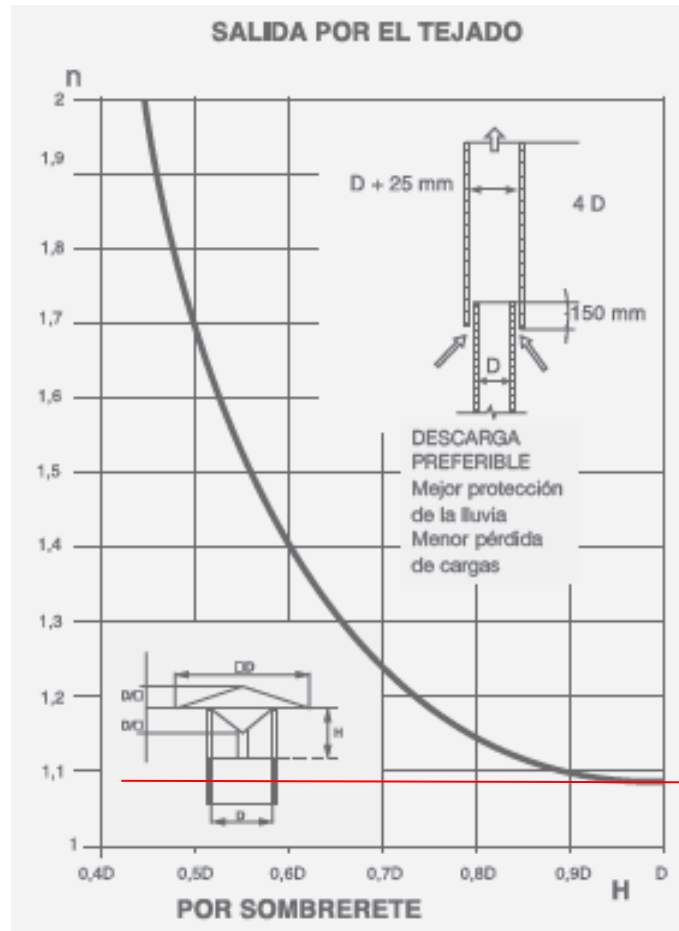
La presión dinámica está dada por:

$$P_d = \left(\frac{8.4}{4.04}\right)^2 = 4.33 \text{ mmcda}$$

De la gráfica

Figura 41

Coeficientes de Pérdida de Carga para Salida de Tejado



Nota. Cálculos y aplicación práctica para una correcta circulación de aire por conductos. Capítulo 5. (pág. 12), de Soler&Palau.

$$n=1.09$$

Entonces la caída de presión

$$\Delta P = n \times P_d$$

$$\Delta P = 1.09 \times \frac{4.33}{25.4} = 0.18571 \text{ inH}_2\text{O}$$

Así, resumiendo los resultados y aplicando al total un factor de seguridad, se tiene lo mostrado en las siguientes tablas.

Tabla 11*Resumen de Caídas de Presión*

DUCTO DE INGRESO DE AIRE A SECADOR	
Descripción	Δp (in-H₂O)
Codo recto 600 x 600, 90°	0.00000
Filtro HEPA	3.01106
FILTROS PLISADO MERV 8	1.00000
FILTRO BOLSILLO F8	1.80663
Codo curvo 600 x 600, 90°	0.00000
Reducción 600x600 - 600x250	0.00000
Ducto 600 x 250	0.00070
Codo curvo 600x250, 90°	0.00000
Codo recto 300 x 250, 45°	0.00000
Ducto 300 x 250	0.00023
Ampliación 300x250 - 536x319	0.00549
Intercambiador de Calor	0.00250
Reducción 300x250 - 536x319	0.00095
Ducto 300 x 250	0.00049
Damper 300 x 250	0.00100
Codo recto 300 x 250, 45°	0.00342

Nota. Elaboración propia.**Tabla 12***Resumen de Caída de Presión para el Secador de Lecho Fluidizado*

SECADOR DE LECHO FLUIDIZADO	
Descripción	Δp (in-H₂O)
Secador de Lecho Fluidizado	5.10378
Filtro de Mangas	0.98498

Nota. Elaboración propia.

Tabla 13*Resumen de Caídas de Presión para el Ducto de Salida de Aire del Equipo*

DUCTO DE SALIDA DE AIRE DE SECADOR	
Descripción	Δp (in-H20)
Damper 8"	0.00710
Codo 8" x 45°	0.01840
Ampliación concéntrica 200mm - 225mm	0.00539
Válvula neumática 10"	2.26238
Reducción concéntrica 200mm - 225mm	0.00135
Ducto 8"	0.00215
Codo 8" x 90°, cuatro partes	0.01887
Ducto 8"	0.00271
Codo 8" x 90°, cuatro partes	0.01887
Ducto 8"	0.00591
Reducción 200mm - 148mm	0.00719

Nota. Elaboración propia.**Tabla 14***Caídas de Presión para la Línea de Salida de Aire del Ventilador*

DUCTO DE SALIDA DE AIRE DE VENTILADOR	
Descripción	Δp (in-H20)
Silenciador 6"	0.13663
Ducto 6"	0.20013
Sombrero chino 6"	0.18571

Nota. Elaboración propia.**Tabla 15***Caída de Presión del Sistema*

	Δp (Pa)	Δp (in-H20)
TOTAL	3,691.65	14.835
FS		1.5
ΔP TOTAL		22.253

Nota. Elaboración propia.

4.7. Selección del Exhaustor

El exhaustor que seleccionemos debe ser capaz de superar la caída de presión del sistema por lo que sumando todas las pérdidas, se tiene

$$\Delta P_{total} = \Delta P_{ducto \text{ ingreso a SLF}} + \Delta P_{SLF} + \Delta P_{ducto \text{ salida de SLF}} + \Delta P_{ducto \text{ salida exhaustor}}$$

$$\Delta P_{total} = 14.835 \text{ inH}_2\text{O}$$

Para dar un margen de seguridad se trabajará con un factor de seguridad de 1.5. Por lo tanto, se utilizará:

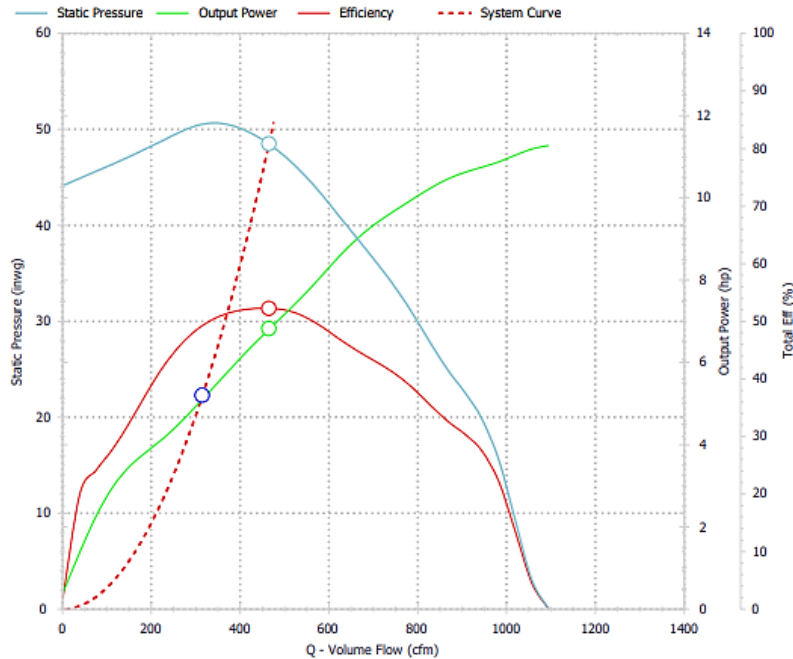
$$\Delta P_{total} = 22.25 \text{ inH}_2\text{O}$$

Debido a la variedad de curvas dependiendo de los diferentes modelos de ventilador, se utilizará el seleccionador virtual de la marca de ventiladores Howden. En este nos resulta para nuestro caso utilizar su modelo RB-351-26.5.

Figura 42

Características del Exhaustor

FAN PERFORMANCE



Requested Point	
Air Volume	315 cfm
Static Pressure	22.3 inwg
Selected Point	
Air Volume	465 acfm
Static Pressure	48.5 inwg
Velocity Pressure	0.348 inwg
Total Pressure	48.8 inwg
Fan Speed	3470 rpm
Air Density	0.075 lb/ft ³
Outlet Velocity	2368 ft/min
Output Power	6.81 hp

TECHNICAL INFORMATION

CONDITIONS SPECIFIED

Air Volume	315 cfm
Outlet Pressure	22.3 inwg (Static)
Inlet Pressure	0.000 inwg (Static)
Air Density	0.075 lb/ft ³
Relative Humidity	0 %
Operating Temperature	70 °F
Construction Temperature	0 - 150 °F Standard
Application	Clean Air
Altitude	0 ft
Available Arrangements	4,8

MOTOR SELECTION

Motor Frame	213T
Motor Enclosure	TEFC
Motor Mounting	Foot
Efficiency Grade	Premium
Rated Speed	3470 rpm (2 pole)
Rated Power	7.50 hp
Full Load	8.63 A
Locked Rotor	69 A
Electrical Supply	460/3/60
Terminal Box	12:00

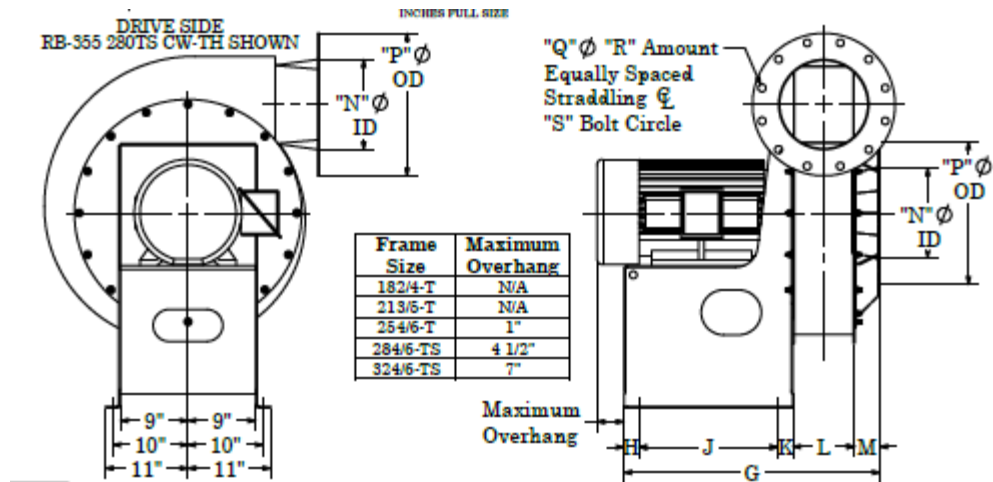
FAN SELECTION

Fan Code	RB-351-26.5
Volume	465 acfm
Static Pressure	48.5 inwg
Dynamic Pressure	0.348 inwg
Total Pressure	48.8 inwg
Output Power	6.81 hp
Fan Speed	3470 rpm
Max Speed	3600 rpm
Wheel Tip Speed	24074 ft/min
Max Tip Speed	24976 ft/min
Velocity	2368 ft/min
Static Efficiency	52 %

Nota. La selección del equipo se basa en la intersección entre la curva del sistema y la mayor eficiencia del equipo. Extraído del Seleccionador de ventiladores de Howden.

Figura 43

Exhaustor a Utilizar



Nota. Figura tomada de los resultados del Seleccionador de ventiladores de Howden.

El cual recomienda utilizar un motor de 7.5 hp, 3470 rpm y nos menciona que manejará un amperaje de 8.63 A.

Para garantizar el suministro del motor, se utilizará el seleccionador de la marca de motores WEG, del cual seleccionaremos el motor con las siguientes características

Figura 44

Selección de Motor Eléctrico para el Exhaustor

HOJA DE DATOS		
Motor trifásico de inducción - Rotor de jaula		
Cliente	: Luis Villegas	
Línea del producto	: W22 Carcasa de Hierro Gris - Premium Efficiency - IE3	
Carcasa	: 132S	
Potencia	: 10 HP	
Frecuencia	: 60 Hz	
Polos	: 2	
Rotación nominal	: 3530 rpm	
Deslizamiento	: 1,94 %	
Voltaje nominal	: 220/380/440 V	
Corriente nominal	: 25,0/14,5/12,5 A	
Corriente de arranque	: 203/117/101 A	
Ip/In	: 8,1	
Corriente en vacío	: 10,0/5,79/5,00 A	
Par nominal	: 2,07 kgfm	
Par de arranque	: 250 %	
Par máxima	: 340 %	
Categoría	: ---	
Clase de aislación	: F	
Elevación de temperatura	: 80 K	
Tiempo de rotor bloqueado	: 12 s (caliente)	
Factor de servicio	: 1,25	
Régimen de servicio	: S1	
Temperatura ambiente	: -20°C - +40°C	
Altitud	: 1000 m	
Protección	: IPW55	
Masa aproximada	: 67 kg	
Momento de inercia	: 0,02159 kgm ²	
Nivel de ruido	: 68 dB(A)	
Rodamiento	Delantero 6308 ZZ	Trasero 6207 ZZ
Intervalo de lubricación	---	---
Cantidad de grasa	---	---
Carga	Factor de potencia	Rendimiento (%)
100%	0,87	90,2
75%	0,83	89,9
50%	0,74	88,2

Nota. Figura tomada del seleccionador de motores eléctricos de WEG.

Esta selección se da en base a los rpm de salida necesarios, frecuencia, voltaje y poder asegurar que el motor no recaliente al llegar a los amperajes máximos por lo cual se considera una protección utilizando un motor de mayor capacidad y más amplitud de amperaje.

Debido a la necesidad de manejo de velocidades dentro del equipo se considerará también el uso de un variador de frecuencia.

4.8.Cálculo de espesores

Siguiendo la metodología de cálculo de espesores para recipientes a presión dada por la norma ASME VIII Div. 1, tenemos para las partes del cuerpo del secador los siguientes valores comunes para las variables:

Presión interna de operación, $P_{op,i}$: 14.22 Psi = 1 kg/cm²

Presión externa de operación, $P_{op,e}$: 14.22 Psi = 1 kg/cm²

Esfuerzo permisible del material, S : 16,700 Psi = 1,174.13 kg/cm²

Eficiencia de junta, E : 0.85

Módulo de elasticidad, E : 193×10^9 Pa = 28×10^6 Psi

A manera de ejemplo se detalla el cálculo de espesor para la primera cámara.

Cámara de ingreso

Se definen las siguientes dimensiones:

Radio interior, R : 350 mm

Longitud total, L : 624 mm

a. Análisis por presión interna

Dada la presión de operación

$$P_{op,i} = 1 \text{ kg/cm}^2 = 14.22 \text{ Psi}$$

Siguiendo las recomendaciones de diseño

$$\text{Si } P_{op,i} < 300 \text{ Psi} \rightarrow P_{diseño} = P_{op,i} + 30 \text{ psi}$$

$$P_{diseño} = 14.22 + 30 = 44.22 \text{ psi} = 3.11 \text{ kg/cm}^2$$

Utilizando las fórmulas dadas en el código ASME VIII, tenemos

Para las juntas longitudinales, si $t < r_i/2$ y $P < 0.385SE$

$$t_{min} = \frac{P_d \times R}{SE - 0.6P_d} = \frac{44.22 \times 350}{16.7 \times 10^3 \times 0.85 - 0.6 \times 44.22}$$
$$t_{min} = 1.09 \text{ mm}$$

Para las juntas circunferenciales, si $t < r_i/2$ y $P < 1.25SE$

$$t_{min} = \frac{P_d \times R}{2SE + 0.4P_d} = \frac{44.22 \times 350}{2 \times 16.7 \times 10^3 \times 0.85 + 0.4 \times 44.22}$$
$$t_{min} = 0.54 \text{ mm}$$

Considerando un margen de corrosión, se asumirá un espesor “t” de 3 mm.

b. Análisis por presión externa

Utilizando las fórmulas dadas en el código ASME VIII, tenemos

$$\frac{D_o}{t} = \frac{2 * (350 + 3)}{3} = 235.33$$

$$\frac{L}{D_o} = \frac{624}{706} = 0.88$$

De la figura 7, se obtiene el valor de A.

$$A = 0.0016$$

Con este valor de A, nos vamos a la figura 9 para el acero inoxidable C-316L

$$B = 13000$$

Ya que el valor de A cae a la derecha de la curva material – temperatura, utilizamos la fórmula para hallar la presión externa máxima permitida y compararla con nuestra presión de diseño.

$$\frac{4B}{3\left(\frac{D_o}{t}\right)} = \frac{4 * 13000}{3 * 235.33} = 73.65 \text{ psi}$$

Por lo que nuestra elección de espesor cumple la condición y se aprueba el uso de un espesor de 3mm para la cámara de ingreso.

Siguiendo la misma metodología se detallan los espesores calculados para el resto de cámaras en la siguiente tabla.

Tabla 16

Cálculo de Espesores de Cámaras

Descripción	Forma	R1	R2	H	Espesor de análisis		Espesor Diseño
					Presión interna	Presión externa	
Cámara de ingreso	Cilindro	350		624	3.0	3.0	6.0
Cámara de producto	Cono truncado	350	500	560	3.0	3.0	3.0
Cámara de Expansión	Cono truncado	500	550	1727	3.0	4.5	4.5
Cámara de Filtración	Cilindro	550		1500	3.0	4.5	4.5
Cámara de Extracción	Cilindro	550		235	3.0	3.0	3.0
Tapa	Toriesférico	550		470	3.0	3.0	3.0

Nota. Medidas en milímetros. Elaboración propia.

4.9. Selección de pistones

Para poder seleccionar los pistones a utilizar, determinamos el peso que estos deben cargar y repartimos la carga entre dos, considerado un factor de seguridad.

Tabla 17*Peso Soportado por Pistones*

Descripción	Peso	UND
Peso del pistón mecánico inox	84.6	kg
Peso de cámara de producto	99.7	kg
Peso de producto	50.0	kg
Peso de cámara de expansión	261.6	kg
Factor de seguridad	1.5	
TOTAL	743.8	kg

Nota. Elaboración propia.

Dada la carga, cada pistón debería poder soportar

$$\frac{743.8}{2} = 371.9 \text{ kg} = 3.65 \text{ kN}$$

Debido a que la presión de aire del sistema a utilizar es de 6 bar, de la tabla de pistones de AIRTAC, seleccionamos como lo representado en la figura 45.

Este resultado nos indica que debemos seleccionar dos pistones de 100 x 25, la carrera será de 100mm.

Figura 45

Tabla de Selección de Pistones

Criteria for selection: Cylinder thrust

Unit: Newton(N)

Bore size	Rod size	Acting type		Pressure area(mm ²)	Operating pressure(MPa)								
					0.1	0.2	0.3	0.4	0.5	0.6	0.7	0.8	0.9
32	12	Double acting	Push side	804	80.4	160.8	241.2	321.6	402.0	482.4	562.8	643.2	723.6
			Pull side	690	69.0	138.0	207.0	276.0	345.0	414.0	483.0	552.0	621.0
40	16	Double acting	Push side	1256	125.6	251.2	376.8	502.4	628.0	753.6	879.2	1002.4	1130.4
			Pull side	1055	105.5	211.0	316.5	422.0	527.5	633.0	738.5	844.0	949.5
50	20	Double acting	Push side	1963	196.3	392.6	588.9	785.2	981.5	1177.8	1374.1	1570.4	1766.7
			Pull side	1649	164.9	329.8	494.7	659.6	824.5	989.4	1154.3	1399.2	1484.1
63	20	Double acting	Push side	3117	311.7	623.4	935.1	1246.8	1558.5	1870.2	2181.9	2493.6	2805.3
			Pull side	2803	280.3	560.6	840.9	1121.2	1401.5	1681.8	1962.1	2242.4	2522.7
80	25	Double acting	Push side	5026	502.6	1005.2	1507.8	2010.4	2513.0	3015.6	3518.2	4020.8	4523.4
			Pull side	4536	453.6	907.2	1360.8	1814.4	2268.0	2721.6	3175.2	3628.8	4082.4
100	25	Double acting	Push side	7853	785.3	1570.6	2355.9	3141.2	3926.5	4711.8	4288.2	6282.4	7067.7
			Pull side	7362	736.2	1472.4	2208.6	2948.6	3681.0	4417.2	5153.4	5889.6	6625.8
125	32	Double acting	Push side	12272	1227.2	2454.4	3681.6	4908.8	6136.0	7363.2	8590.4	9817.6	11044.8
			Pull side	11468	1146.8	2293.6	3440.4	4587.2	5734.0	6880.8	8027.6	9174.4	10321.2
160	40	Double acting	Push side	20106	2010.6	4021.2	6031.8	8042.4	10053.0	12063.6	14074.2	16084.8	18095.4
			Pull side	18849	1884.9	3769.8	5654.7	7539.6	9424.5	11309.4	13194.3	15079.2	16964.1
200	40	Double acting	Push side	31416	3141.6	6283.2	9424.8	12566.4	15708.0	18849.6	21991.2	25132.8	28274.4
			Pull side	30157	3015.7	6031.4	9047.1	12062.8	15078.5	18094.2	21109.9	24125.6	27141.3

Nota. La parte izquierda corresponde a la longitud de la carrera, en la parte superior la presión de operación y en la intersección la capacidad tanto para empujar como para jalar. Adaptado de “Standard cylinder-SAI Series”, de AIRTAC, 2020.

4.10. Cálculo de estructura soporte

Determinando los pesos de las diferentes partes de la máquina, siguiendo la nomenclatura de la figura 6, las cuales serán soportadas por las columnas, se obtienen los resultados de las tablas 18 y 19.

Tabla 18*Peso Soportado por Parte Superior de Columnas*

Descripción	Peso	UND
Cámara de expansión	261.6	kg
Cámara de filtración	230.0	kg
Peso mangas incluyendo canastillas	34.2	kg
Peso brida hueca	35.4	kg
Cámara de succión	182.1	kg
Peso total (multiplicado por un FS=1.5)	1,114.9	kg

Nota. Elaboración propia.**Tabla 19***Peso Soportado por Parte Inferior de Columnas*

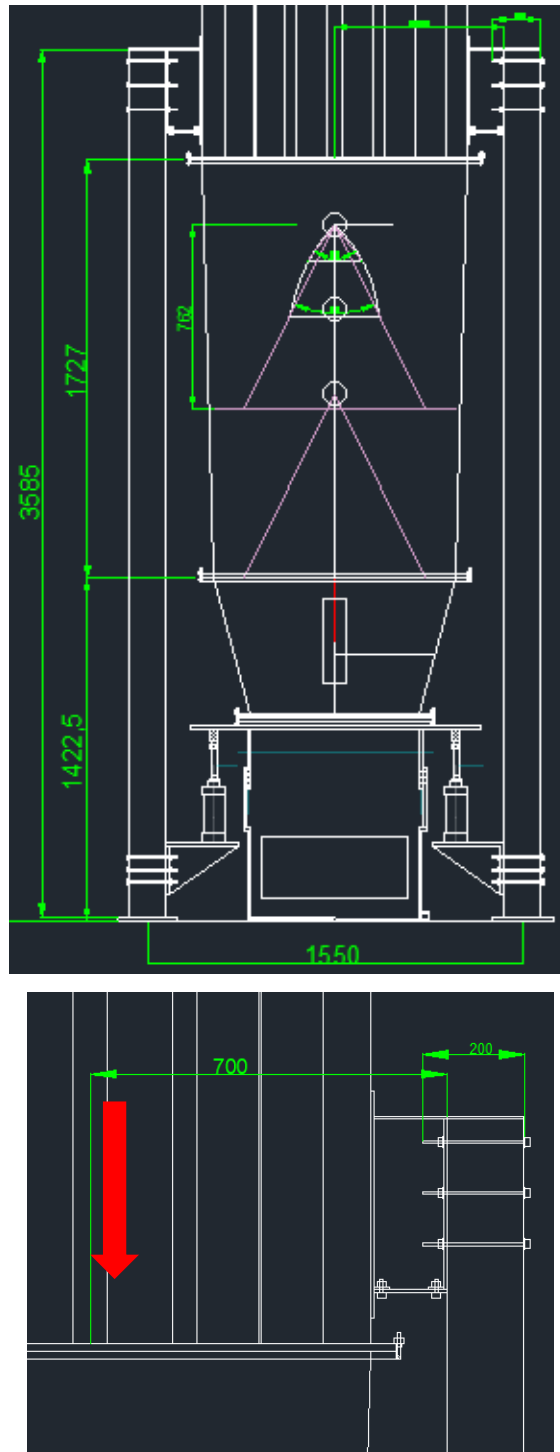
Descripción	Peso	UND
Peso del pistón mecánico inox	84.6	kg
Peso de cámara de producto	99.7	kg
Peso de producto	50.0	kg
Peso de pistón hidráulico	7.0	kg
Peso de cámara de expansión	261.6	kg
Peso total (multiplicado por un FS=1.5)	754.3	kg

Nota. Elaboración propia.

Este peso será repartido entre dos columnas soporte que serán unidos al equipo mediante uniones empernadas haciendo de este un equipo fácilmente montable y trasladable en partes.

Figura 46

Dimensiones del Secador de Lecho Fluidizado para Cálculo de Columnas



Nota. Las dimensiones son las más óptimas calculadas para el secador de lecho fluidizado. Elaboración propia.

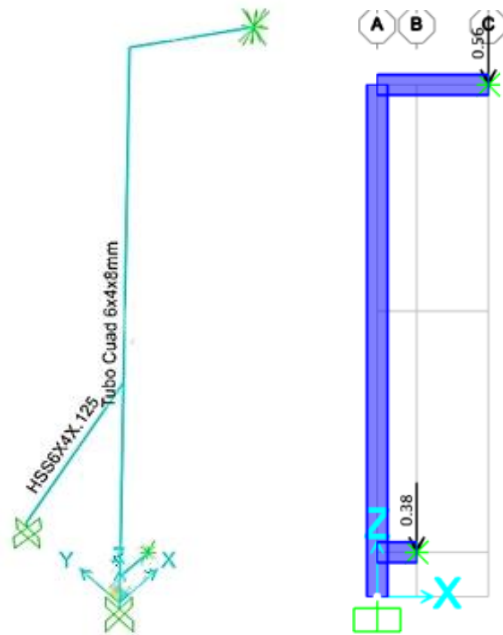
Para analizar el soporte se asumirán los siguientes datos:

- El perfil a utilizar como columna será un tubo cuadrado de 6" x 4" x 8mm
- Se considera una columna con doble carga excéntrica debido a las cargas de la parte superior e inferior del equipo.
- Se considera la columna como empotrada en su base y restringida solo en la dirección del equipo en su parte superior, esto debido a que consideraremos que por tener dos columnas soporte en cada lado las fuerzas en las articulaciones superiores que apuntan hacia adentro se compensan.
- Se desprecian las deformaciones de los elementos de unión entre la columna y el cuerpo cilíndrico del equipo.
- En la parte superior de la columna la distancia desde el centro de masa de la carga a la cara de acción del perno es de 700mm.
- Se considerará un soporte diagonal en dirección ortogonal de cada columna soporte para compensar posibles fuerzas en los ejes perpendiculares tales como sismos o choques no intencionales.
- El material a utilizar será acero inoxidable debido a que todo el equipo estará dentro de un ambiente de procesamiento alimentario.

Debido a la complejidad del análisis manual de la columna por tener dos fuerzas excéntricas con diferente excentricidad de aplicación en cada punto se analizará la columna utilizando el programa SAP 2000 por ser un método más rápido y eficaz, teniendo en consideración ingresar las consideraciones correctas para un buen análisis.

Figura 47

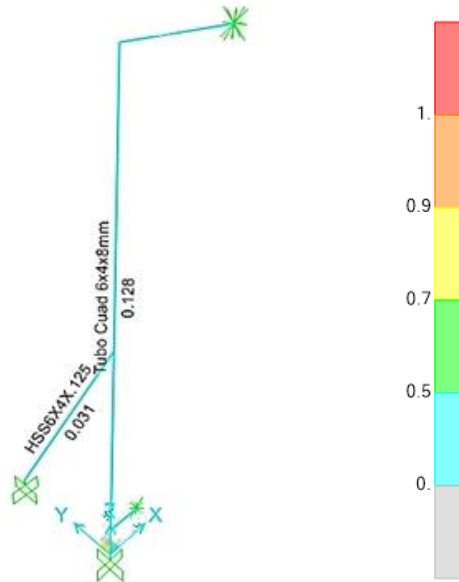
Consideraciones de Secciones y Cargas en SAP2000



Nota. Los perfiles son de material de acero inoxidable AISI 304. Elaboración propia.

Figura 48

Diagrama de Capacidad de Perfiles en SAP2000



Nota. Los perfiles se encuentran en una zona de bajo esfuerzo. Elaboración propia.

Se observa que los perfiles soportan por mucho las cargas aplicadas, además de eso cumplen con la relación sección – largo de perfil dictada por la norma AISC. Así mismo, las caras del perfil de la columna permitirá tener un espaciamiento correcto de los pernos para montaje.

4.11. Cálculo de uniones empernadas

Considerando la figura 49, se calculará los pernos que distribuirán la carga del cuerpo del equipo a las columnas. Para ello, se tendrá en consideración utilizar 06 pernos de ½” de diámetro, y dado el peso dado en la tabla 18 se tiene para cada columna:

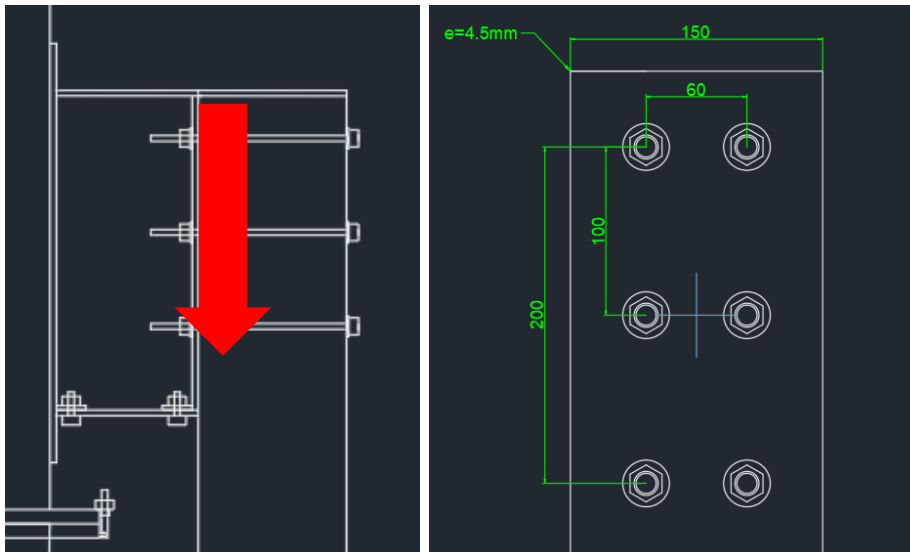
$$Fz = \frac{1114.9 \times 9.81}{2} = 5,468.54 \text{ N}$$

De la figura 47, para el momento

$$Mx = 5,468.54 \times 0.7 = 3,827.98 \text{ N.m}$$

Figura 49

Distribución de Pernos en Columnas



Nota. Los pernos son acero inoxidable AISI 304 UNC. Dimensiones en mm. Elaboración propia.

Con las dimensiones de la figura 49, se calculan los momentos de inercia para los ejes X y Y.

$$I_x = \frac{4 \times (100)^2}{10^6} \times \frac{\pi \times (12.5)^2}{4 \times 10^6} = 4.91 \times 10^{-6} \text{ m}^4$$

$$I_y = \frac{6 \times \left(\frac{60}{2}\right)^2}{10^6} \times \frac{\pi \times (12.5)^2}{4 \times 10^6} = 0.66 \times 10^{-6} \text{ m}^4$$

$$I_p = I_x + I_y = 5.57 \times 10^{-6} \text{ m}^4$$

Y definiendo los términos

$$X_{m\acute{a}x} = \frac{\left(\frac{60}{2}\right)}{1000} = 0.03 \text{ m}$$

$$Y_{m\acute{a}x} = \frac{\left(\frac{100}{2}\right)}{1000} = 0.1 \text{ m}$$

Para la tracción indirecta

$$T_{mx} = \frac{M_x \times Y_{m\acute{a}x}}{I_x} \times \frac{\pi \times D^2}{4}$$

$$T_{mx} = \frac{3,827.98 \times 0.1}{4.91 \times 10^{-6}} \times \frac{\pi \times (12.5)^2}{4 \times 10^6} = 9,569.95 \text{ N}$$

Por lo tanto, la tracción máxima será

$$T_{m\acute{a}x} = T_{mx} + Fz = 10,481.37 \text{ N}$$

Y el corte máximo será

$$V_{m\acute{a}x} = \frac{Fz}{\# \text{ pernos}} = \frac{5,468.54}{6} = 911.42 \text{ N}$$

Para comprobar que los pernos cumplen las condiciones de resistencia a la tracción y al corte se analiza según el código AISC 360-16.

Hallando los valores de:

Esfuerzo nominal de tensión

$$F_{nt} = 0.75F_u = 0.75(515) = 386.24 \text{ MPa}$$

Esfuerzo nominal de corte

$$F_{nv} = 0.45F_u = 0.45(515) = 231.75 \text{ MPa}$$

Factor por metodología ASD

$$\Omega = 2$$

Área de la sección del perno

$$A_b = \frac{\pi \times (12.5)^2}{4 \times 10^6} = 0.00012 \text{ m}^2$$

Esfuerzo nominal de tensión para evaluación

$$F'_{nt} = \min\left(1.3F_{nt} - \frac{\Omega F_{nt}}{F_{nv}} \times \frac{V_{m\acute{a}x}}{A_b \times 10^6}; F_{nt}\right) = 386.24 \text{ MPa}$$

Se analizan los factores de utilización para evaluación de la unión empernada.

Factor de utilización al corte:

$$F_{uc} = \frac{V_{m\acute{a}x}}{F_{nv} \times 10^6 \times A_b / \Omega} = \frac{911.42}{231.75 \times 10^6 \times 0.00012 / 2} = 0.06$$

Factor de utilización a la tracción:

$$F_{uc} = \frac{T_{m\acute{a}x}}{F'_{nt} \times 10^6 \times A_b / \Omega} = \frac{10,481.37}{386.24 \times 10^6 \times 0.00012 / 2} = 0.44$$

Así, se concluye que los pernos superiores de la estructura soporte resisten las fuerzas aplicadas de manera correcta.

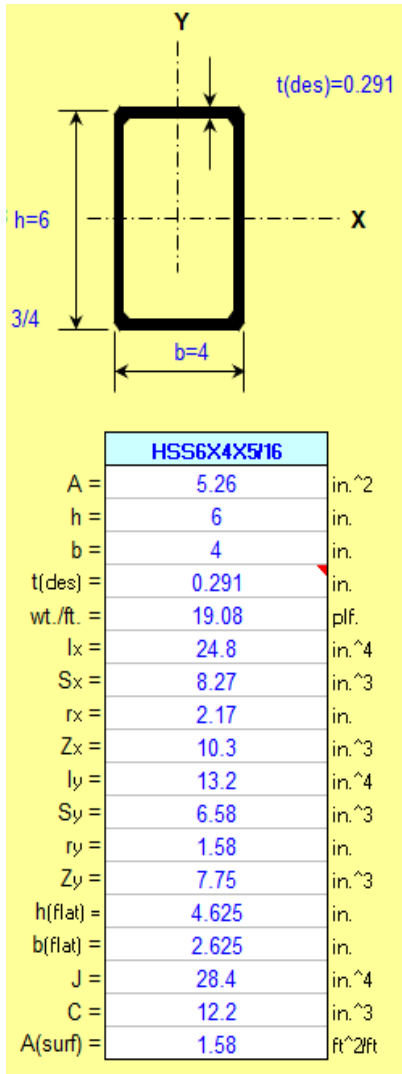
4.12. Cálculo de placas de anclaje

Considerando la figura 50 donde se muestran las propiedades del tubo rectangular de 6" x 4" x 8mm que hace de columna soporte, se calculará la placa de anclaje y verificarán

los pernos de anclaje considerando para estos últimos un diámetro de 12mm y un material de acero 1045.

Figura 50

Propiedades del Tubo Rectangular Seleccionado

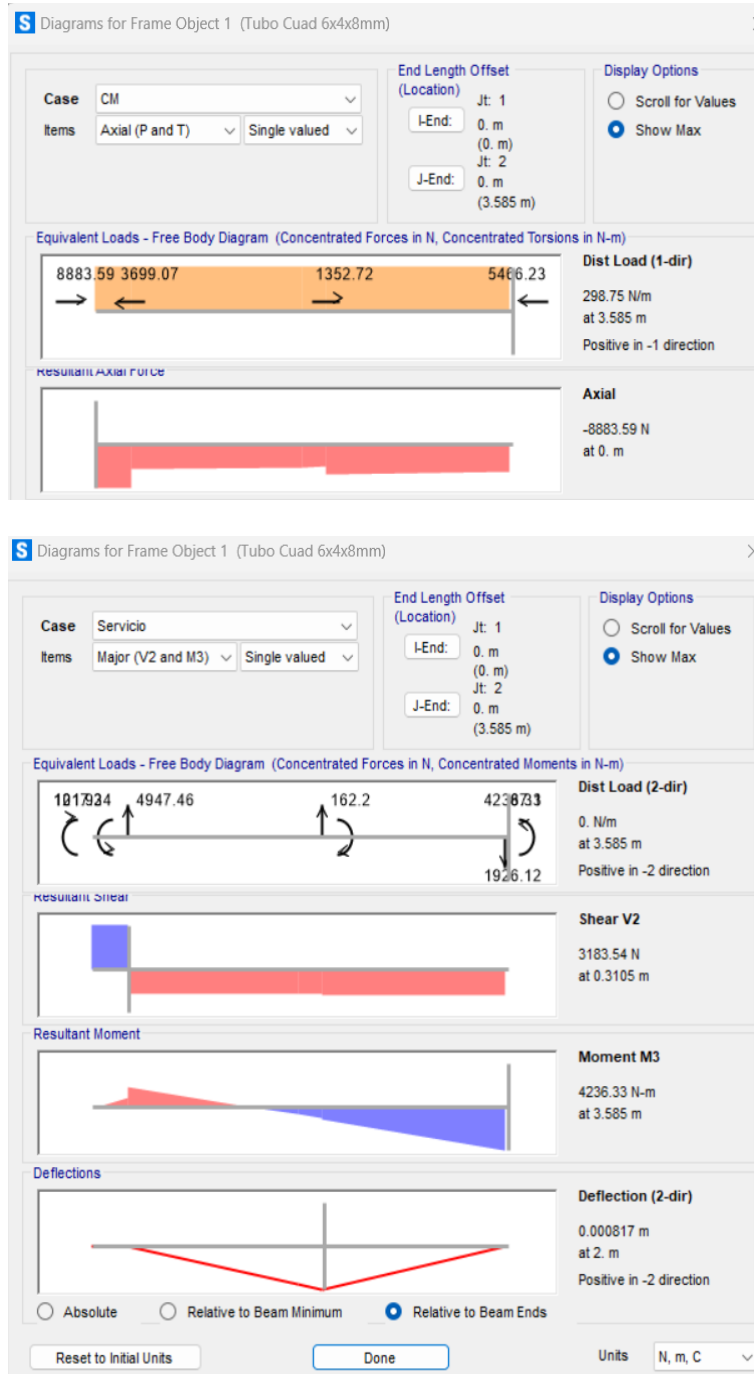


Nota. AISC Shapes Database.

Del análisis elaborado en el programa SAP 2000, se tienen los resultados de la fuerza vertical y momento que deberá soportar la placa de anclaje mostrados en la figura 51.

Figura 51

Análisis de Fuerza y Momento para Placa de Anclaje



Nota. Figura tomada mostrando los resultados del análisis SAP. Elaboración propia.

$$F_V = 8,883.59 \text{ N}$$

$$M = 4,236.33 \text{ N}$$

Ya que la columna y la placa serán de acero inoxidable, se tiene para ambas

$$F_{y,c} = 235 \text{ MPa}$$

$$F_{y,p} = 235 \text{ MPa}$$

$$E = 193 \text{ GPa}$$

Siendo la capacidad de compresión del concreto del suelo

$$F'_c = 21 \text{ MPa}$$

Se necesita entonces un área requerida mínima para la plancha de

$$A_{1req} = \frac{P_u}{\phi \times 0.85 \times F'_c \times \sqrt{\frac{A_2}{A_1}}}$$

Siendo las áreas A1 y A2 lo presupuesto para las placas y pedestal, debido a que las placas irán directamente sobre la losa para considerar un caso desfavorable se considerará a esta relación igual a la unidad.

$$A_{1req} = \frac{5,468.54}{0.6 \times 0.85 \times 21 \times \sqrt{1}} = 510.6 \text{ mm}^2$$

Por lo que observando el área es bastante pequeña. Debido a esto, se tomará la consideración del tamaño de la placa de acuerdo a las dimensiones del tubo cuadrado que servirá de columna y el espacio para instalar los anclajes. Así, consideraremos para los lados de la placa:

$$N = 200 \text{ mm}$$

$$B = 170 \text{ mm}$$

Ahora, debido a la fuerza y momento resultante, se obtiene una excentricidad dada por:

$$e = \frac{M}{F_v} = \frac{4,236.33}{8,883.59} = 477mm$$

Y determinando las capacidades máximas

$$f_{p,max} = 0.6 \times 0.85 \times 21 \times \sqrt{1} = 10.71 N/mm^2$$

$$q_{max} = f_{p,max} \times B = 10.71 \times 170 = 1,820.7 N/mm$$

Hallando la excentricidad crítica

$$\varepsilon = \frac{N}{2} - \frac{F_z}{2 \times q_{max}} = \frac{220}{2} - \frac{5,468.54}{2 \times 1,820.7} = 108.5 mm$$

Por lo que se observa que $e > \varepsilon$, confirmándose un caso de momento grande.

De la figura 52, se tiene

$$f = 70 mm$$

Calculando la longitud de soporte Y

$$Y = \left(f + \frac{N}{2}\right) - \sqrt{\left(f + \frac{N}{2}\right)^2 - \frac{2 \times F_z \times (e + f)}{q_{max}}}$$

$$Y = \left(70 + \frac{220}{2}\right) - \sqrt{\left(70 + \frac{220}{2}\right)^2 - \frac{2 \times 5,468.54 \times (477 + 70)}{1,820.7}}$$

$$Y = 9.37 mm$$

Se debe cumplir que:

$$\left(f + \frac{N}{2}\right)^2 > \frac{2 \times F_z \times (e + f)}{q_{max}}$$

$$32,400 > 3,285.1$$

Por lo que se muestra que cumple la condición.

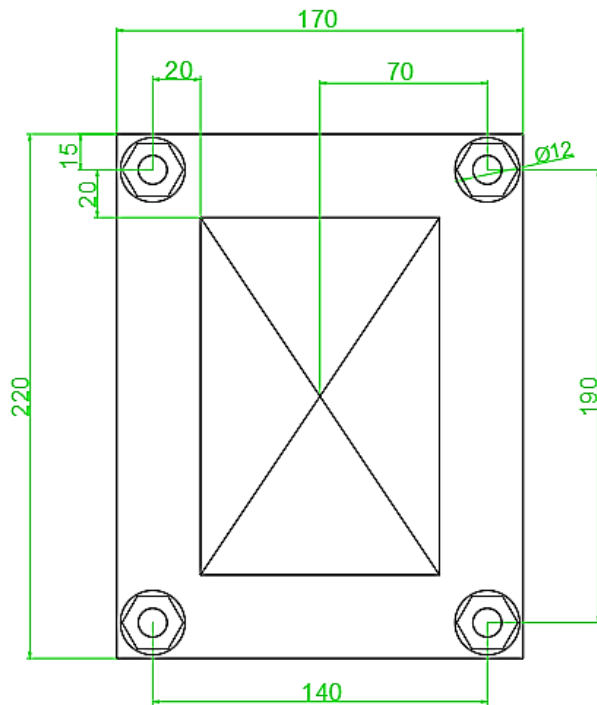
Así también debemos verificar la presión de soporte, condición para la que se tiene la siguiente relación:

$$q = \frac{F_z}{Y} = \frac{8,883.59}{9.37} = 948.18 \text{ N/mm}$$

Por lo que se cumple que $q < q_{\text{máx.}}$.

Figura 52

Dimensiones de la Placa de Anclaje



Nota. Se consideró el espacio suficiente para la manipulación correcta de las tuercas de los pernos. Dimensiones en mm. Elaboración propia.

Para calcular el espesor requerido de la placa, procedemos a analizar dos interfases:

1. Interfase de tensión

$$t_p = 2.11 \sqrt{\frac{T_u \times x}{B \times F_{y,p}}}$$

Siendo el valor de x extraído de la figura 52.

$$x = 20 \text{ mm}$$

Y el valor T_u igual a

$$T_u = (q_{max} \times Y) - F_z$$

$$T_u = (1,820.70 \times 9.37) - 5,468.54 = 11,589.79 \text{ N}$$

Así, para el espesor necesario por tensión

$$t_p = 2.11 \sqrt{\frac{11,589.79 \times 20}{170 \times 235}} = 5.08 \text{ mm}$$

2. Interfase de compresión

Para analizar este caso se debe comprobar si $Y \geq m$ o $Y < m$

Siendo

$$m = \frac{N - 0.95 \times d}{2} = \frac{220 - 0.95 \times 152.4}{2} = 37.61 \text{ mm}$$

Por lo que se comprueba que $Y < m$

Por ende, para el espesor necesario por compresión utilizaremos la relación

$$t_p = 2.11 \sqrt{\frac{f_{p,max} \times Y \times (m - \frac{Y}{2})}{F_{y,p}}}$$

$$t_p = 2.11 \sqrt{\frac{10.71 \times 9.37 \times (37.61 - \frac{9.37}{2})}{235}} = 7.91 \text{ mm}$$

Así que, eligiendo el espesor máximo resultante de los dos análisis se tendría un espesor mínimo para la placa de

$$t_p = 7.91 \text{ mm}$$

Sim embargo, considerando un margen de corrosión y un espesor comercial se considerará el espesor de

$$t_p = 3/8''$$

Ahora, para verificar el diseño de los pernos de anclaje, se considerarán cuatro unidades por placa considerándose de acuerdo a su material y dimensiones las siguientes características

$$A = 113.1 \text{ mm}^2$$

$$F_y = 390 \text{ MPa}$$

$$F_u = 650 \text{ MPa}$$

Analizando entonces para los distintos casos aplicables

1. Resistencia del acero del anclaje en tracción, N_{sa}

Se debe cumplir $N_{uu} < N_{sa}$

Siendo

$$N_{uu} = \frac{T_u}{\frac{n}{2}}$$

$$N_{uu} = \frac{11,762.17}{\frac{4}{2}} = 5,881.09 \text{ N}$$

$$N_{sa} = 0.75 \times A \times F_u$$

$$N_{sa} = 0.75 \times 113.1 \times 650 = 55,134.95 \text{ N}$$

Por lo que se comprueba que $N_{uu} < N_{sa}$

2. Resistencia al arrancamiento del concreto de un anclaje en tracción, N_{cbg}

Hallando la fuerza de tracción sobre el grupo de pernos

$$N_{uag} = N_{uu} \times \frac{n}{2} = 5,881.09 \times \frac{4}{2} = 11,762.17 \text{ N}$$

De acuerdo a la figura 52, se tienen también las siguientes dimensiones:

- ✓ Distancia del eje del perno al borde del pedestal en "X" (C_{A1})

Debido a la placa se pondrá directamente a la losa, para analizar un caso desfavorable consideraremos una distancia nula desde el borde de la placa al borde del concreto, por lo que:

$$C_{A1} = 20 \text{ mm}$$

- ✓ Distancia del eje del perno al borde del pedestal en "Y" (C_{A2})

$$C_{A2} = 15 \text{ mm}$$

Por lo que

$$C_{a,\min} = 15 \text{ mm}$$

- ✓ Separación entre pernos en el eje "X" (S_1)

$$S_1 = 140 \text{ mm}$$

- ✓ Separación entre pernos en el eje "Y" (S_2)

$$S_2 = 190 \text{ mm}$$

Calculando también con estos datos la longitud de empotramiento modificado

$$h_{ef} = \max\left(\frac{C_{A1}}{3}, \frac{C_{A2}}{3}, \frac{S_1}{3}, \frac{S_2}{3}\right)$$

$$h_{ef} = 63.33 \text{ mm}$$

Y considerando el factor de modificación por pernos pre-instalados

$$\psi_{c,N} = 1.25$$

El factor de modificación por pernos post-instalados

$$\Psi_{cp,N} = 1$$

El factor de modificación por efecto de borde

Ya que $C_{a,\min} < 1.5 h_{ef}$

$$\Psi_{ed,N} = 0.75$$

Área proyectada de superficie de falla para uno o un grupo de pernos (A_{Nc})

Por encontrarnos en el caso en el cual se cumple que

$$C_{A1} \text{ y } C_{A2} < 1.5 h_{ef} ; s_1 \text{ y } s_2 < 3.00 h_{ef}$$

Entonces,

$$A_{Nc} = (C_{A1} + s_1 + 1.5h_{ef}) \times (C_{A2} + s_2 + 1.5h_{ef})$$

$$A_{Nc} = (20 + 140 + 1.5 \times 63.33) \times (15 + 190 + 1.5 \times 63.33)$$

$$A_{Nc} = 76500 \text{ mm}^2$$

Área proyectada de superficie de falla para un solo anclaje (A_{Nco})

$$A_{Nco} = 9 \times h_{ef}^2$$

$$A_{Nco} = 9 \times 63.33^2 = 36100 \text{ mm}^2$$

Factor de modificación por pernos para grupo de anclajes sometidos a cargas

excéntricas de tensión

$$\Psi_{ec,N} = \frac{1}{\left(1 + \frac{2e'N}{3h_{ef}}\right)}$$

$$\Psi_{ec,N} = \frac{1}{\left(1 + \frac{2 \times 95}{3 \times 63.33}\right)}$$

$$\Psi_{ec,N} = 0.5$$

Resistencia al arrancamiento del concreto (N_b)

Para anclajes post-instalados

$$k_c = 7$$

Factor de modificación para concreto de peso normal

$$\lambda_a = 1$$

Así, para hallar el valor requerido

$$N_b = k_c \times \lambda_a \times \sqrt{F'_c} \times h_{ef}^{1.5}$$

$$N_b = 7 \times 1 \times \sqrt{21 \times 10.1972} \times \left(\frac{63.33}{10}\right)^{1.5}$$

$$N_b = 1,632.66 \text{ kgf}$$

Hallando finalmente la resistencia al arrancamiento

$$N_{cbg} = \phi \frac{A_{nc}}{A_{nco}} \times \Psi_{ec,N} \times \Psi_{ed,N} \times \Psi_{c,N} \times \Psi_{cp,N} \times N_b$$

$$N_{cbg} = 9.81 \times 0.75 \times \frac{76500}{36100} \times 0.5 \times 0.75 \times 1.25 \times 1 \times 1,632.66$$

$$N_{cbg} = 11,890.39 \text{ N}$$

Así mismo también de los resultados, se comprueba que $N_{uag} < N_{cbg}$

3. Resistencia a la extracción por deslizamiento en tracción de un anclaje

preinstalado o post-instalado de expansión o con sobreperforación en su base, N_{pn}

Hallando primero la resistencia a la extracción por deslizamiento a la tracción de

un perno con cabeza individual

$$N_p = 8 \times A \times F'_c$$

$$N_p = 8 \times 113.1 \times 21 = 19,000.35 \text{ N}$$

Considerando un factor de modificación de fisuras igual a la unidad pensando en un caso desfavorable donde para los pernos existan fisuras de cargas de servicio

$$\psi_{cp} = 1$$

Para la resistencia que queremos hallar

$$N_{pn} = \phi \times \psi_{cp} \times N_p$$

$$N_{pn} = 0.75 \times 1 \times 19,000.35 = 14,250.26 \text{ N}$$

Así mismo también de los resultados, se comprueba que $N_{uu} < N_{pn}$

4. Resistencia del acero del anclaje sometido a cortante, V_{sa}

Considerando la fuerza cortante igual a toda la fuerza vertical que actúa sobre la placa, se tiene:

$$V_u = \frac{F}{n} = \frac{5,468.54}{4} = 1,367.14 \text{ N}$$

Calculando el valor de la resistencia

$$V_{sa} = A \times F_u$$

$$V_{sa} = 0.65 \times 113.1 \times 650 = 47,783.62 \text{ N}$$

Así, se comprueba también que $V_u < V_{sa}$

5. Resistencia al desprendimiento del concreto por cabeceo del anclaje sometido a cortante, V_{cpg}

Dado que en nuestro caso se cumple que $h_{ef} < 6.5\text{cm}$

$$k_{cp} = 1$$

Calculando los parámetros

$$N_{cpg} = \frac{N_{cbg}}{0.75} = \frac{11,890.39}{0.75} = 15,853.85 \text{ N}$$

$$V_{cpg} = \phi \times k_{cp} \times N_{cpg} = 0.65 \times 1 \times 15,853.85$$

$$V_{cpg} = 10,305.00 \text{ N}$$

Así también se comprueba que $V_u < V_{cpg}$

6. Interacción de las fuerzas de tracción y corte

Para la resistencia que gobierne en cortante, si

$$\frac{V_{ua}}{V_n} \leq 0.2$$

Entonces se permite usar la resistencia total en tracción.

Verificando

$$\frac{V_{ua}}{V_n} = \frac{F_z}{V_{sa}} = \frac{5,468.54}{47,783.62} = 0.114$$

Por lo que se cumple la condición.

Para la resistencia que gobierne en tracción, si

$$\frac{N_{ua}}{N_n} \leq 0.2$$

Entonces se permite usar la resistencia total por cortante.

Verificando

$$\frac{N_{ua}}{N_n} = \frac{N_{uu}}{N_{sa}} = \frac{5,881.09}{55,134.95} = 0.11$$

Por lo que se cumple la condición.

Finalmente, considerando una longitud mínima del anclaje de doce veces su diámetro se tendría que:

$$\text{Longitud} = 12 \times 12 = 144 \text{ mm}$$

$$\text{Longitud} = 8''$$

V. RESULTADOS Y DISCUSIÓN

5.1. Resultados

5.1.1. En coordinación con el cliente, se establecieron las condiciones de operación necesarias para el desarrollo de la presente investigación. Así, tenemos los valores mencionados en la tabla 20. Estos valores se basan en la experiencia adquirida por la empresa y resultados dentro de sus laboratorios de desarrollo.

Tabla 20

Inputs del Cliente

DESCRIPCIÓN	VALOR
Densidad del Producto	360 kg/m ³
Esfericidad de partículas	0.89
Diámetro de partículas promedio	297 µm
Fracción de vacío	0.35
Densidad del Aglomerante	940 kg/m ³
Relación producto / aglomerante	4.25
Temperatura máxima del producto	50°C
Duración aproximada del proceso	45 min

Nota. Datos ofrecidos por la empresa OVOSUR S.A. (cliente).

5.1.2. Los cálculos para determinar los parámetros de diseño del equipo arrojaron los resultados mencionados en la tabla 21.

Tabla 21

Cuadro de Resultados para los Parámetros de Diseño del Equipo

Resultados de la Tesis	Valores/Dimensiones
Material de construcción del equipo	Acero inoxidable AISI 316L
Espesor de la cámara de ingreso	6 mm
Diámetro inferior de la cámara de producto	700 mm
Diámetro superior de la cámara de producto	1 m
Altura de la cámara de producto	560 mm
Espesor de la cámara de producto	3 mm
Diámetro inferior de la cámara de expansión	1 m
Diámetro superior de la cámara de expansión	1.1 m
Altura de la cámara de expansión	1.4 m
Espesor de la cámara de expansión	4.5 mm
Diámetro de la cámara de filtración	1.1 m
Espesor de la cámara de filtración	4.5 mm
Filtros de mangas requeridos	20 und de 5" x 1.5 m
Caída de presión debido a filtros de mangas	0.98 pulgH ₂ O
Espesor de la cámara de extracción	3 mm
Espesor de la tapa toriesférica	3 mm
Dimensiones de columnas soporte	Columna principal: 6"x4"x8mm; Arriostre diagonal: 6"x4"x3mm.

Nota. Elaboración Propia.

5.1.3. Los cálculos para determinar y seleccionar los equipos complementarios al Secador de Lecho Fluidizado, tales como el exhaustor de aire, intercambiador de calor, pistones de carga de las cámaras y la boquilla de aspersion, de acuerdo con las dimensiones y parámetros de operación del equipo principal arrojaron los resultados mencionados en la tabla 22.

Tabla 22

Cuadro de Resultados para los Equipos Complementarios

Resultados de la Tesis	Valores/Dimensiones
Presión de aire para inyector de aglomerante	2.1 bar
Presión de aglomerante para inyector	0.7 bar
Presión de aire para pistones	6 bar
Capacidad de carga de pistón	480 kg
Dimensiones del intercambiador de calor	0.54m x 0.32m x 0.16m, con tuberías aleteadas de 1" de diámetro con aletas tipo disco de 46.1mm de diámetro, ratio de 12 aletas/pulg.
Flujo de aire del exhaustor	315 CFM
Caída de presión	22.3 inH ₂ O
Motor del exhaustor	10 Hp, a 3530 rpm

Nota. Elaboración Propia.

5.1.4. Se llevaron a cabo las actividades de modelado del equipo utilizando los softwares AutoCAD y SolidWorks. Los resultados de estos procesos de modelado proporcionaron representaciones del equipo en cuestión. Se obtuvieron modelos digitales que incluyen dimensiones, geometría y estructuras necesarias para el diseño y la visualización del equipo. Los modelos generados (figura 53 y planos de anexos 8.1) sirvieron como una herramienta valiosa para la etapa de diseño y desarrollo posterior.

Figura 53

Modelado de Secador de Lecho Fluidizado



Nota. Vista frontal y lateral del secador de lecho fluidizado. Elaboración Propia.

5.2.Discusión

5.2.1. Al ser la temperatura un parámetro crítico para la obtención del producto final este se convierte en punto clave para el diseño. Así, al ser un equipo dirigido a la elaboración de productos derivados del huevo, se tuvo que tener en cuenta que las proteínas y lípidos de la yema de huevo son sensibles al calor. Cuando la yema de huevo se calienta, las proteínas se desnaturalizan, es decir, pierden su estructura

tridimensional y sus propiedades funcionales. Los lípidos también se descomponen, lo que puede dar lugar a un sabor rancio.

Según Pérez-Cerdá et al (2012) las propiedades de la yema de huevo que se ven afectadas por el calor incluyen la capacidad de espesar, el sabor y los nutrientes. Por lo tanto, es importante controlar la temperatura de la yema de huevo en polvo durante el procesamiento para evitar que pierda sus propiedades.

En la presente investigación se estableció en coordinación con el cliente que el producto no supere una temperatura de 50°C encontrándose por muestreo y análisis de sus laboratorios que los resultados eran los óptimos en este punto. considerándose así también esta temperatura el punto crítico de calentamiento del aire. Así mismo también, se informó que el tiempo de operación de cada batch sería de 45 minutos.

5.2.2. Se pone de relieve la necesidad de calcular con precisión los parámetros de diseño del equipo de acuerdo con las condiciones de operación establecidas.

Por mecánica de fluidos la caída de presión del sistema es relevante ya que puede afectar al rendimiento del equipo. Una caída de presión excesiva puede provocar una reducción del flujo de aire y una mayor exigencia de potencia en el exhaustor.

Conforme a los resultados mostrados en las tablas 11, 12, 13 y 14, la caída de presión del sistema está provocada mayormente por los filtros al inicio de la succión del ducto con un valor acumulado de 5.82 inH₂O, el equipo secador de lecho fluidizado mismo con un valor de 5.1 inH₂O y la válvula neumática reguladora de caudal en el ducto de salida de aire del equipo con un valor de 2.26 inH₂O. El exhaustor fue dimensionado para superar estas y las caídas de presión del resto del sistema.

El proceso de filtración representa el 6.64% de la caída de presión del sistema y si bien no existe una normativa peruana que regule directamente la cantidad de emisiones producto de este proceso industrial se decidió adoptar la normativa para emisiones de la industria de harina de pescado DS N°011-2009-MINAM. Así, considerando lo mencionado por Echeverri (2008) que la eficiencia de colección en los filtros de mangas está entre el 98 y el 99.9%, en el caso desfavorable en el que se tenga una eficiencia de 98% en la filtración de igual forma se cumple con estar por debajo de los 150 mg/m³ exigidos en la norma. Esta medición debe ser controlada en producción con cierta periodicidad por el área de calidad o mantenimiento del cliente.

- 5.2.3. Se resalta la necesidad de calcular y seleccionar con precisión los equipos complementarios al Secador de Lecho Fluidizado en función de sus dimensiones y parámetros de operación.

La selección del inyector permitirá al cliente no solo estar dentro de su rango de trabajo en el cual opera a una presión de aire de 2.1 bar y una presión de aglomerante de 0.7 bar sino querer variar si es que así lo desea de parámetros debido a que su diseño lo permite dentro de los rangos recomendados en la tabla de Spraying Systems mostrada en la figura 19. Por ejemplo, si desea inyectar más aglomerante tal como 33 lt/h de este deberá aumentar la presión a 1.5 bar sin embargo con esto también será necesario una presión de aire de 3.2 bar con un caudal de 170 l/min. Así mismo, dentro del cuerpo se han considerado tres diferentes alturas de conexión para el inyector por lo que puede variarse según necesidad.

Para los pistones se debe garantizar una presión de aire disponible de 6 bar. Este aire puede no ser filtrado a diferencia del necesario para el tanque de aire de los inyectores

de limpieza de mangas, el cual también necesita 6 bares de presión, pero el aire debe ser previamente filtrado ya que este ingresa dentro del equipo removiendo las partículas pegadas a las mangas y esta buena práctica puede evitar contaminación. También, según el flujo de aire necesario en el proceso y siguiendo las recomendaciones del Manual de ventilación de Soler & Palau (s.f.), capítulo 6 que indica que la intersección entre la curva del ventilador y la curva del sistema nos dará el punto de trabajo, se seleccionó el exhaustor RB-351-26.5 del proveedor Howden para 315 CFM y una caída de presión de 22.3 inH₂O cuyas curvas y características son mostradas en la figura 42. Este ventilador recomienda utilizar un motor de 7.5 hp, 3470 rpm y nos menciona que manejará un amperaje de 8.63 A. Sin embargo, por un tema de protección de carga y ya que se pudo modificar la selección del motor se decidió considerar un motor WEG con una potencia de 10 hp a 3530 rpm manejando un amperaje a 440 V de 12.5 A.

Por otro lado, se diseñó un intercambiador de calor tipo radiador de flujo cruzado con tuberías de diámetro de 1" donde se le consideró la adición de aletas a un ratio de 12 aletas/pulg para reducir las dimensiones del mismo, según el resultado de efectividad de las aletas se logra un incremento de más de 07 veces en la transferencia de calor y las dimensiones del equipo resultan ser de 0.54m x 0.32m x 0.16m.

- 5.2.4. Se destaca la importancia de utilizar software especializado como AutoCAD 2023 y SolidWorks 2023 para el modelado de equipos. Los modelos digitales generados ofrecen una representación precisa y detallada que sirve como punto de partida fundamental en el proceso de diseño y desarrollo del equipo. El uso de estos

programas proporciona ventajas significativas, lo que contribuye a la optimización del diseño y ahorra tiempo y recursos en la etapa de prototipado físico.

De acuerdo al modelado realizado y mostrado en la figura 53, se sigue la representación de un secador de lecho fluidizado de tipo batch dado por Mujumdar (2006) mostrado en la figura 5.

VI. CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

6.1. Conclusiones

6.1.1. Se determinó satisfactoriamente las condiciones de operación necesarias para el diseño del equipo. A través de la colaboración con el cliente y la recopilación de datos clave presentados en la Tabla 20, se establecieron valores fundamentales, como la densidad del producto en 360 kg/m³, la esfericidad de partículas en 0.89, el diámetro promedio de partículas en 297 μm, la fracción de vacío en 0.35, la densidad del aglomerante en 940 kg/m³, la relación producto/aglomerante en 4.25, y la duración del proceso en 45 min, que fueron esenciales para el correcto diseño del equipo.

Adicionalmente, se consideró la importancia de comprender a fondo las condiciones de operación, especialmente en el contexto de la sensibilidad al calor de las proteínas y lípidos presentes en la yema de huevo. El control preciso de la temperatura es crucial para evitar la desnaturalización de las proteínas y la descomposición de los lípidos, lo que podría afectar negativamente al sabor, la textura y los nutrientes del producto final. La limitación de la temperatura del producto a un máximo de 50°C, junto con el tiempo de operación de cada batch establecido en 45 minutos, refleja la atención cuidadosa a los detalles y la consideración de las propiedades específicas del material procesado.

6.1.2. Se calculó los parámetros de diseño del equipo de acuerdo con las condiciones de operación de manera efectiva. Los cálculos realizados, como se detalla en la Tabla 21, proporcionan valores y dimensiones que fueron relevantes para el diseño del equipo tales como un diámetro inferior de 0.7 m, un diámetro superior de 1m y una altura de

0.56m para la cámara de producto, un diámetro inferior de 1 m, un diámetro superior de 1.1m y una altura de 1.4m para la cámara de expansión, y un diámetro de 1.1m y una altura de 1.5m para la cámara de filtración, incluyendo para esta última el uso de 20 filtros de manga de 5" de diámetro x 1.5m de largo. Así mismo, se dimensionó la estructura soporte seleccionando para la columna principal un perfil rectangular de 6" x 4" x 8mm y para sus arriostres uno rectangular de 6" x 4" x 3mm.

Se destacó también la importancia de calcular con precisión estos parámetros, haciendo hincapié específicamente en la relevancia de la caída de presión en el sistema. Se reconoció que una caída de presión excesiva puede afectar el rendimiento del equipo secador, especialmente en lo que respecta al flujo de aire y la eficiencia del secado. La atención detallada a estos aspectos se reflejó en el dimensionamiento del exhaustor, diseñado para superar las caídas de presión provocadas por los filtros, el equipo secador, la válvula neumática reguladora de caudal y demás elementos haciendo una caída total de presión de 22.3 inH₂O.

Además, la consideración del proceso de filtración, representando el 6.64% de la caída de presión del sistema, demuestra un enfoque integral en el diseño. La adopción de la normativa DS N°011-2009-MINAM para las emisiones del proceso industrial garantizó el cumplimiento de estándares ambientales garantizando que las emisiones estén por debajo de los 150 mg/m³, lo que refleja un compromiso con la sostenibilidad y el cumplimiento normativo.

6.1.3. Se calculó y seleccionó los equipos complementarios al Secador de Lecho Fluidizado, cuyos resultados se muestran en la Tabla 22 tales como el exhaustor de aire el cual se seleccionó para poder operarse hasta con 315 CFM con una caída de presión de 22.3

inH₂O utilizando un motor de 10 Hp a 3530 rpm. Se diseñó el intercambiador de calor con unas dimensiones interiores de 0.54m x 0.32m x 0.16m, con tuberías de 1" de diámetro con aletas tipo disco de 46.1mm de diámetro a un ratio de 12 aletas/pulg. Se seleccionó dos pistones de carga de las cámaras con una capacidad de carga máxima de 480 kg, y seleccionó la boquilla de aspersión de aglomerante para que trabaje con una presión de aire de 2.1 bar y 0.7 bar de presión de aglomerante.

Se resaltó la importancia de tener en cuenta la flexibilidad en el diseño como por ejemplo en la selección realizada del inyector el cual permite al cliente ajustar los parámetros de operación según sus necesidades, dentro de los rangos recomendados.

6.1.4. Se modeló el equipo mediante los softwares AutoCAD y SolidWorks, como se evidencia en el resultado presentado. Las actividades de modelado llevaron a la creación de modelos digitales detallados y precisos del equipo, proporcionando representaciones visuales completas que incluyen dimensiones, geometría y estructuras esenciales para el diseño y desarrollo del equipo de Secador de Lecho Fluidizado.

Se subrayó la importancia crucial de utilizar software especializado como el utilizado para el modelado de equipos. Estos programas no solo ofrecieron una representación precisa y detallada, sino que también sirvieron como una herramienta valiosa en el proceso de diseño y desarrollo. La visualización generada por los modelos digitales proporcionó un punto de partida fundamental, permitiendo la optimización del diseño y ahorrando tiempo y recursos que de otra manera se invertirían en la etapa de prototipado físico.

6.2.Recomendaciones

Para el equipo diseñado se pueden agregar las siguientes recomendaciones:

- 6.2.1. Si bien las columnas soporte podrían pasar las pruebas con menores dimensiones, siguiendo la recomendación de la AISC que arroja el programa SAP 2000 al momento de evaluar se debe reducir la relación de esbeltez para volverlo menos susceptible a la inestabilidad. En nuestro caso se siguió la recomendación y así mismo, el diseño de las columnas soporte pasan las consideraciones de sismo ingresadas en el programa.
- 6.2.2. Para la instalación de vapor se debe considerar el uso de un sistema reductor de presión y de trampeo que garantice el paso de vapor saturado al intercambiador de calor con la presión adecuada.
- 6.2.3. Para la instalación de aire, debe considerarse dos tomas de aires provenientes de un mismo tanque pulmón. Una de ellas debe pasar por filtros purificadores los que garanticen que entre aire limpio al proceso por medio del inyector de aglomerante y al tanque pulmón de aire presurizado para la limpieza de las mangas. La otra toma será para el aire de los pistones y para limpieza externa del equipo.
- 6.2.4. Se debe considerar el uso de un variador de frecuencia para el exhaustor de acuerdo a la potencia del motor hallado. Esto permitirá regular la extracción de aire y por ende la fluidización del lecho y optimizar el proceso de acuerdo a las pruebas que se realicen con el producto y la calidad o características que se busquen obtener en este.
- 6.2.5. Se debe realizar un programa de mantenimiento para verificar el funcionamiento adecuado del sistema. Considerar la instrumentación para medición de temperatura y presión, el sistema de aire y los elementos mecánicos como los pistones.

VII. REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS Y VIRTUALES

ASME, 2021. *ASME BPVC Section II. Materials – Part D*. New York.

ASME, 2021. *ASME BPVC Section VIII. Rules for Construction of Pressure Vessels Code*. New York.

AISC, 2016. *AISC Shapes Database*. Disponible en:

<<https://www.aisc.org/publications/steel-construction-manual-resources/15th-ed-steel-construction-manual/shapes-database-v15.0>> [Accedido el 15 de enero del 2023].

Beer, F., Johnston, E. y DeWolf, J., 2010. *Mecánica de materiales*. 5ta ed. Distrito Federal: McGraw-Hill Interamericana.

Bray (s.f.). *Válvulas mariposa con asiento resiliente. Guía técnica de ventas*. [PDF]

Disponible en: < https://www.bray.com/docs/default-source/manuals-guides/technical-sales-guide/spanish/es_tm-1050_resilient_09_22_2021.pdf?sfvrsn=d5996889_7> [Accedido el 25 de Septiembre de 2022].

Çengel, Y., 2020. *Transferencia de calor y masa*. 6th ed. México: McGraw-Hill.

D. S. No 011-2009-MINAM. Aprueba Límites Máximos Permisibles para las emisiones de la Industria de Harina y Aceite de Pescado y Harina de Residuos Hidrobiológicos (2009). <https://sinia.minam.gob.pe/normas/aprueba-limites-maximos-permisibles-las-emisiones-industria-harina-aceite>

Ernes Perú S.A.C. 2022. FILTRO HEPA SC. <<https://ernesperu.com/producto/filtro-hepa-24-24-12>> [Accedido el 20 de Octubre del 2022].

Fernández Arévalo, M., 2008. *Separación de sólidos*. [PDF] Sevilla. Disponible en: <https://personal.us.es/mfarevalo/recursos/tec_far/separacion_solidos.pdf> [Accedido el 6 de Septiembre del 2022].

FIVEMCA. 2020. *Filtros Plisado*. <<https://fivemcaperu.com/filtros-plisado>> [Accedido el 5 de Septiembre del 2022].

Freire Ordóñez, C. y García Burbano, R. (2014). *Diseño, Construcción y Operación de un secador de lecho fluidizado, destinado para el Laboratorio de Operaciones Unitarias de la Facultad de Ciencias Ambientales de la Universidad Internacional SEK*. [Tesis de Titulación, Universidad Internacional SEK]. Disponible en: <<https://repositorio.uisek.edu.ec/handle/123456789/1013>> [Accedido el 5 de Septiembre del 2022].

Galíndez, M. (2018). *Cálculo y Diseño de Filtro de Mangas (Tipo Pulse Jet)*. [Tesis de grado, Universidad Tecnológica Nacional]. Disponible en: <https://repositoriosdigitales.mincyt.gob.ar/vufind/Record/RIAUTN_2a33c6125510a1359b928054648d737d> [Accedido el 7 de Septiembre del 2022].

García García, V. (2014). *Caracterización de la transferencia de calor pared-lecho y análisis del efecto de la compresibilidad del gas en un lecho fluidizado mediante simulación CFD*. [Tesis de Titulación, Universidad Carlos III de Madrid]

Disponible en: <<https://e-archivo.uc3m.es/handle/10016/22782>> [Accedido el 5 Septiembre del 2022].

Garreaud R., 2007. *Agua en la Atmósfera*. [PDF] Chile. Disponible en:

<http://mct.dgf.uchile.cl/CURSOS/curso_atmosfera.html> [Accedido el 10 de Diciembre del 2022].

González González, M. (2015). *Diseño, construcción y puesta en marcha de un Secador tipo Batch de Lecho Fluidizado para Laboratorio de Operaciones Unitarias*.

[Tesis de Titulación, Escuela Superior Politécnica del Litoral]. Disponible en:

<<http://www.dspace.espol.edu.ec/xmlui/handle/123456789/38265>> [Accedido el 5 de Septiembre del 2022].

Gupta, C. y Sathiyamoorthy, D., 1999. *Fluid bed technology in materials processing*. 1ra ed. Boca Raton: CRC Press.

Jáuregui, R. (s.f.). *Manual Filtros Mangas para Usuarios y Fabricantes*. [PDF]

Disponible en: <<https://es.scribd.com/document/505617228/Manual-Filtros-Mangas-Para-Usuarios-y-Fabricantes#>> [Accedido el 10 de Septiembre del 2022].

Kadhim, Z., Kassim, M. y Abdul Hassan, A., 2016. *CFD study for cross flow heat exchanger with integral finned tube*. [Paper] Disponible en:

<<https://www.ijsrp.org/research-paper-0616/ijsrp-p5491.pdf>> [Accedido el 6 de Septiembre del 2022].

Kern, D., 2006. *Procesos de transferencia de calor*. México: Compañía Editorial Continental.

Koolair. (s.f.). *Catálogo Silenciadores serie SK*. [PDF] Disponible en:

<https://www.koolair.com/wp-content/uploads/2016/02/Serie_SK_es.pdf>

[Accedido el 20 de Octubre del 2022].

Kreith, F., Manglik, R. y Bohn, M., 2015. *Principios de Transferencia de Calor*. 7th ed. Cengage Learning.

Kunii, D. y Levenspiel, O., 1991. *Fluidization engineering*. 2nd ed. New York: Wiley.

McCabe, W., Smith, J. y Harriott, P., 2007. *Operaciones unitarias en ingeniería química*. 7th ed. Madrid: MacGraw-Hill.

Long, Y., Wang, S., Wang, J. y Zhang, T., 2015. *Mathematical Model of Heat Transfer for a Finned Tube Cross-flow Heat Exchanger with Ice Slurry as Cooling Medium*. [Paper] Dalian: ELSEVIER. Disponible en:

<<https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S1877705816308414>>

[Accedido el 7 de Septiembre del 2022].

Migoya Garcia, S. (2022). *Análisis experimental y modelo fluidodinámico de una unidad de lecho fluido circulante*. [Proyecto Fin de Máster, Universidad de Sevilla].

Disponible en:

<[http://www.scielo.org.co/scielo.php?script=sci_arttext&pid=S0120-](http://www.scielo.org.co/scielo.php?script=sci_arttext&pid=S0120-56092010000100006)

[56092010000100006](http://www.scielo.org.co/scielo.php?script=sci_arttext&pid=S0120-56092010000100006)> [Accedido el 5 Septiembre de 2022].

Mujumdar, A., 2015. *Handbook of industrial drying*. 4th ed. Boca Raton: CRC Press.

Pérez-Cerdá, Gómez-Guillén, & García-Villalba. (2012). *The Effect of Heat Treatment on the Properties of Egg Yolk Powder*.

Pita, E. G. (1994). *Acondicionamiento de Aire: Principios y sistemas*. 2da ed. Compañía Editorial Continental.

Ramírez, Espinoza L. (2013). *Proyecto de un Sistema de Acondicionamiento de Aire para un Quirófano perteneciente a un Hospital, localizado en la ciudad de Toluca; Estado De México*. [Tesis de Titulación, Instituto Politécnico Nacional]

Disponible en:

<<https://tesis.ipn.mx/bitstream/handle/123456789/12059/TESIS%20%20AIRE%20ACONDICIONADO.pdf?sequence=1&isAllowed=y>> [Accedido el 20 de Octubre del 2022].

Rhodes, M., 2008. *Introduction to Particle Technology*. 2da ed. Chichester: J. Wiley.

SaintyTec. 2022. *A Definitive Guide to Fluid Bed Granulation Process (Updated)*.

[online] Disponible en: <<https://www.saintytec.com/fluid-bed-granulation-process/>> [Accedido el 30 de Septiembre de 2022].

SODECA (s.f.) *Información Técnica*. < <https://www.sodeca.com/es/tecnica> > [Accedido el 15 de Octubre del 2022].

Soler & Palau Ventilation Group, 2022. CAPITULO 6 ¿Qué es un ventilador?

Características y clasificación. [PDF] México. Disponible en:

<<https://www.solerpalau.mx/ASW/recursos/mven/Capitulo%206%20Manual%20de%20Ventilacion.pdf>> [Accedido el 31 de Septiembre de 2022].

Soler & Palau Ventilation Group, s.f. *Damper con álabes de aluminio opuestas*. [PDF]

México. Disponible en:

<<https://www.solerpalau.mx/ASW/recursos/prod/DAMPERS%20S&P.pdf>>

[Accedido el 18 de Octubre de 2022].

Spraying Systems Co. (s.f.). *Automatic & Air Atomizing Spray Nozzles*. [PDF] Disponible

en: <[https://www.spray.com/-/media/dam/industrial/usa/sales-](https://www.spray.com/-/media/dam/industrial/usa/sales-material/catalog/cat76aa_us_spray-tips-performance-data_d.pdf)

[material/catalog/cat76aa_us_spray-tips-performance-data_d.pdf](https://www.spray.com/-/media/dam/industrial/usa/sales-material/catalog/cat76aa_us_spray-tips-performance-data_d.pdf)> [Accedido el 15

de Octubre de 2022].

Zukauskas, A., 1987. *Heat Transfer from Tubes in Crossflow*. New York: Wiley

Interscience.

VIII. ANEXOS

8.1. Planos



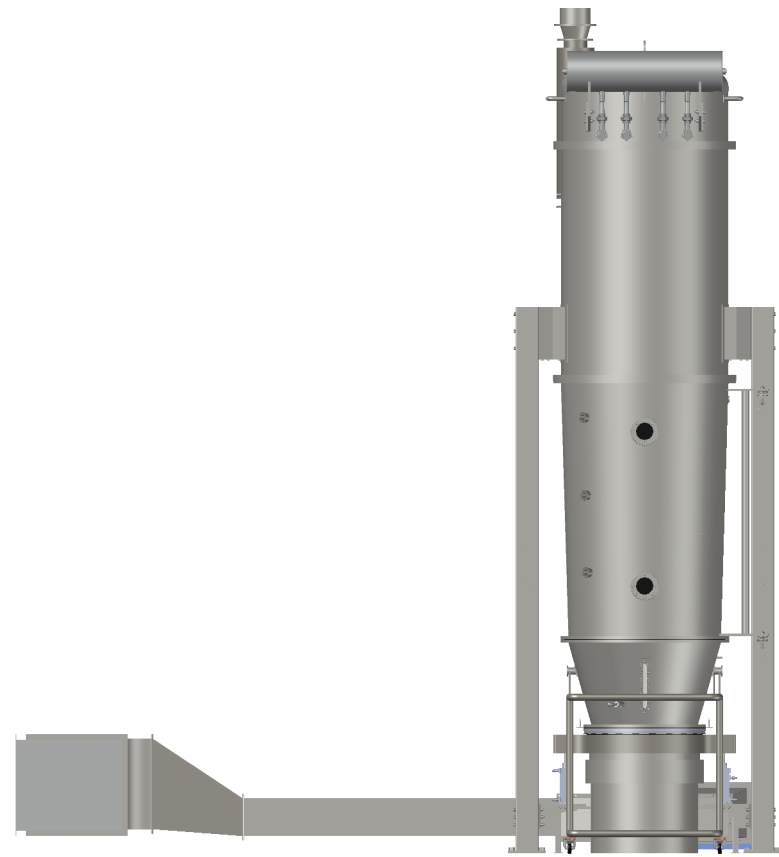
Vista 3D General



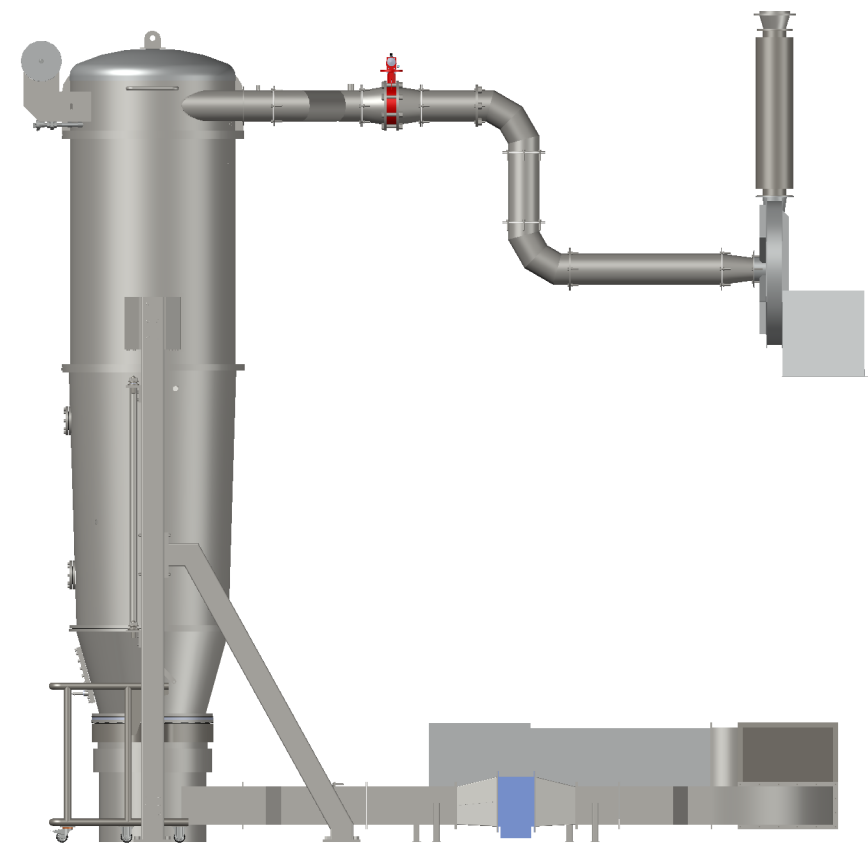
Vista Renderizada

UNIVERSIDAD NACIONAL DEL SANTA		LONGITUD min	0	6	30	120	315	1000	2000	4000	8000	12000	TAMAÑO DE FORMATO:		
		max	6	30	120	315	1000	2000	4000	8000	12000	15000	A3		
		TOLERANCIA (mm)	±0.1	±0.2	±0.3	±0.5	±0.8	±1.2	±2	±3	±4	±5	FECHA DE REALIZACION:		
ESCUELA PROFESIONAL: INGENIERIA MECANICA		CLASE DE RUGOSIDAD	N12	N11	N10	N9	N8	N7	N6	N5	N4	N3	N2	N1	01/03/2023
		VALOR DE LA RUGOSIDAD (MICRAS)	50	25	12.5	6.3	3.2	1.6	0.8	0.4	0.2	0.1	.05	.025	NUMERO DE PLANO: NIDP-ME-R-01
DIBUJADO: LVG	REVISADO: NEE	Escala: 1:50	NOMBRE: INSTALACIÓN 3D SECADOR DE LECHO FLUIDIZADO												

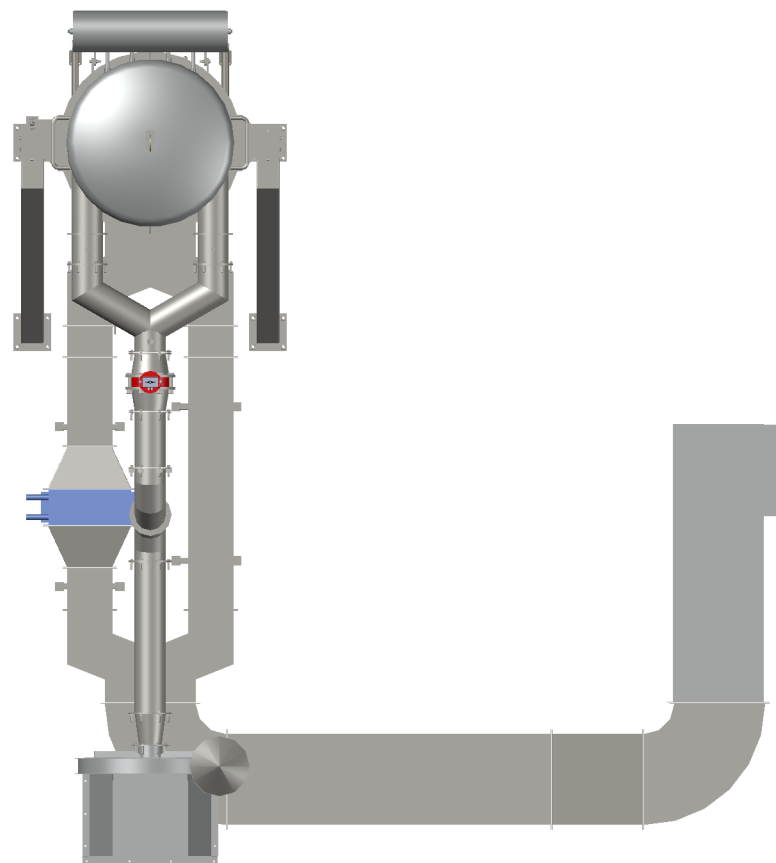




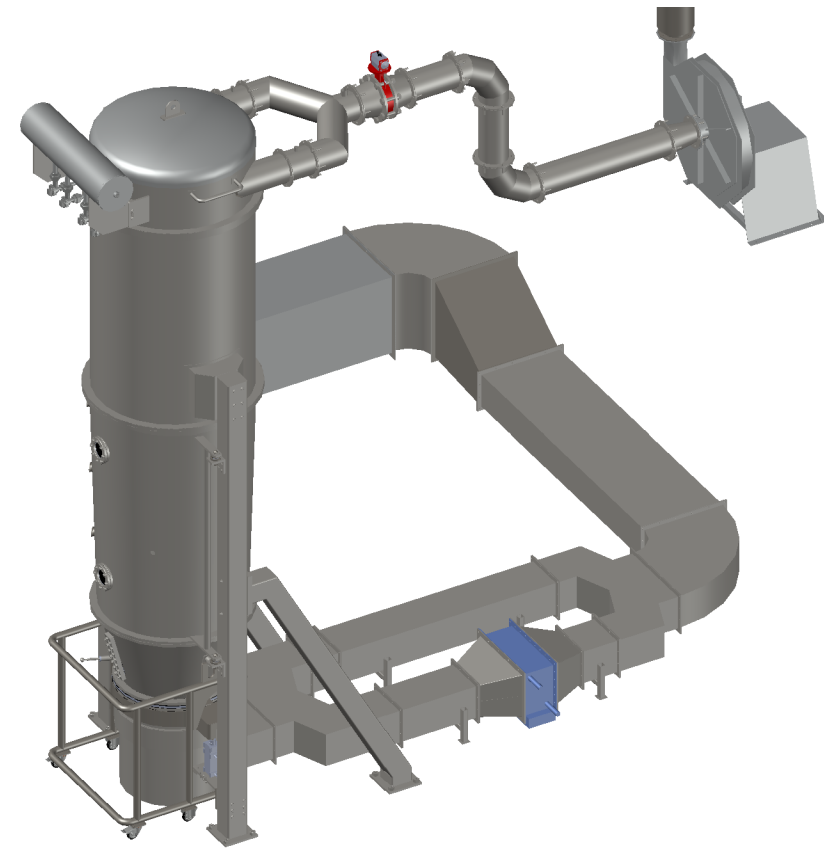
Vista Frontal



Vista Lateral

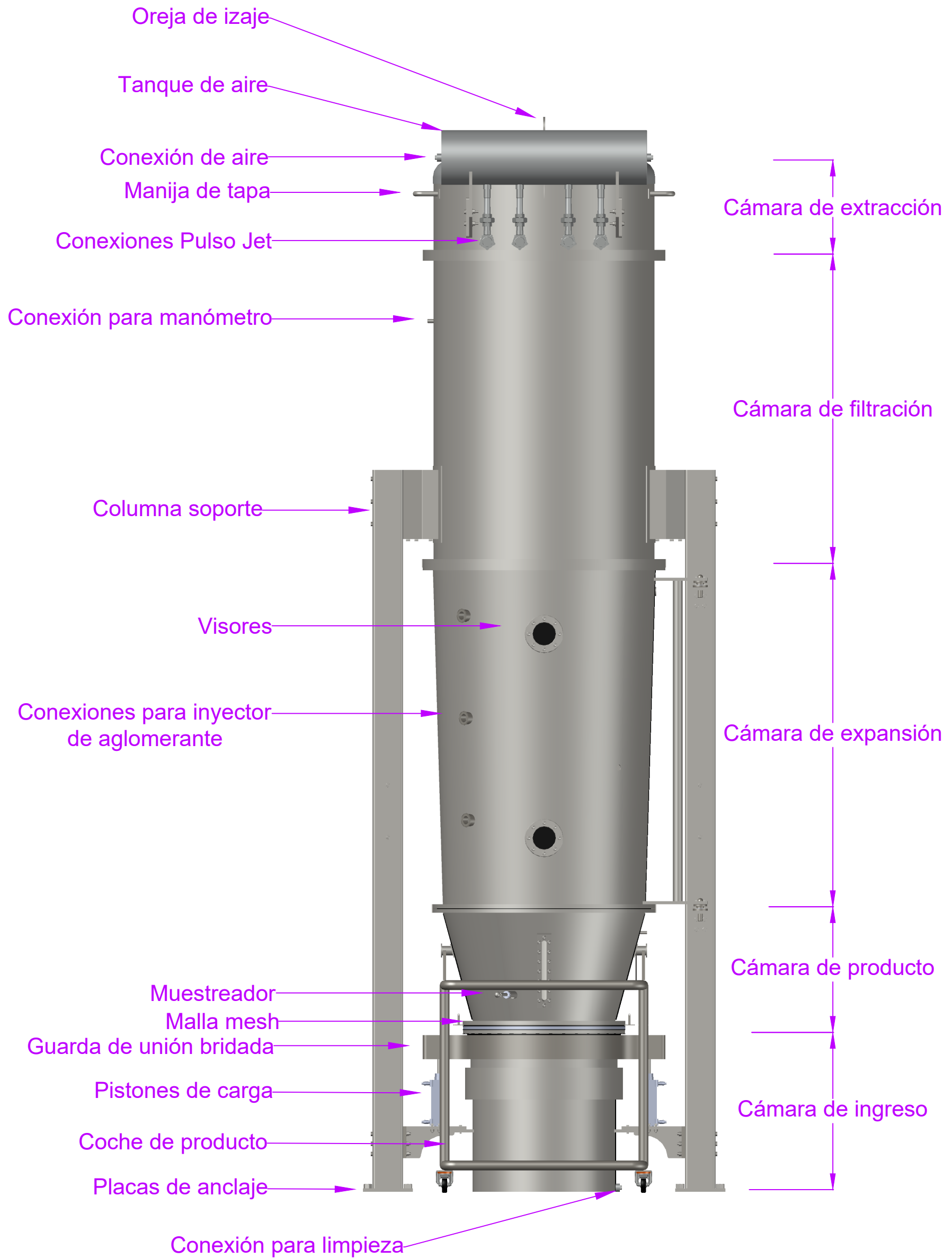


Vista de planta



UNIVERSIDAD NACIONAL DEL SANTA		LONGITUD	0	6	30	120	315	1000	2000	4000	8000	12000	TAMAÑO DE FORMATO:		
		min	6	30	120	315	1000	2000	4000	8000	12000	15000	A3		
		max	±0.1	±0.2	±0.3	±0.5	±0.8	±1.2	±2	±3	±4	±5	FECHA DE REALIZACION:		
ESCUELA PROFESIONAL:		CLASE DE RUGOSIDAD	N12	N11	N10	N9	N8	N7	N6	N5	N4	N3	N2	N1	01/03/2023
INGENIERIA MECANICA		VALOR DE LA RUGOSIDAD (MICRAS)	50	25	12.5	6.3	3.2	1.6	0.8	0.4	0.2	0.1	.05	.025	NUMERO DE PLANO:
DIBUJADO:	REVISADO:	Escala:	NOMBRE:										NIDP-ME-PG-01		
LVG	NEE	1:50	VISTAS 3D												
			SECADOR DE LECHO FLUIDIZADO												

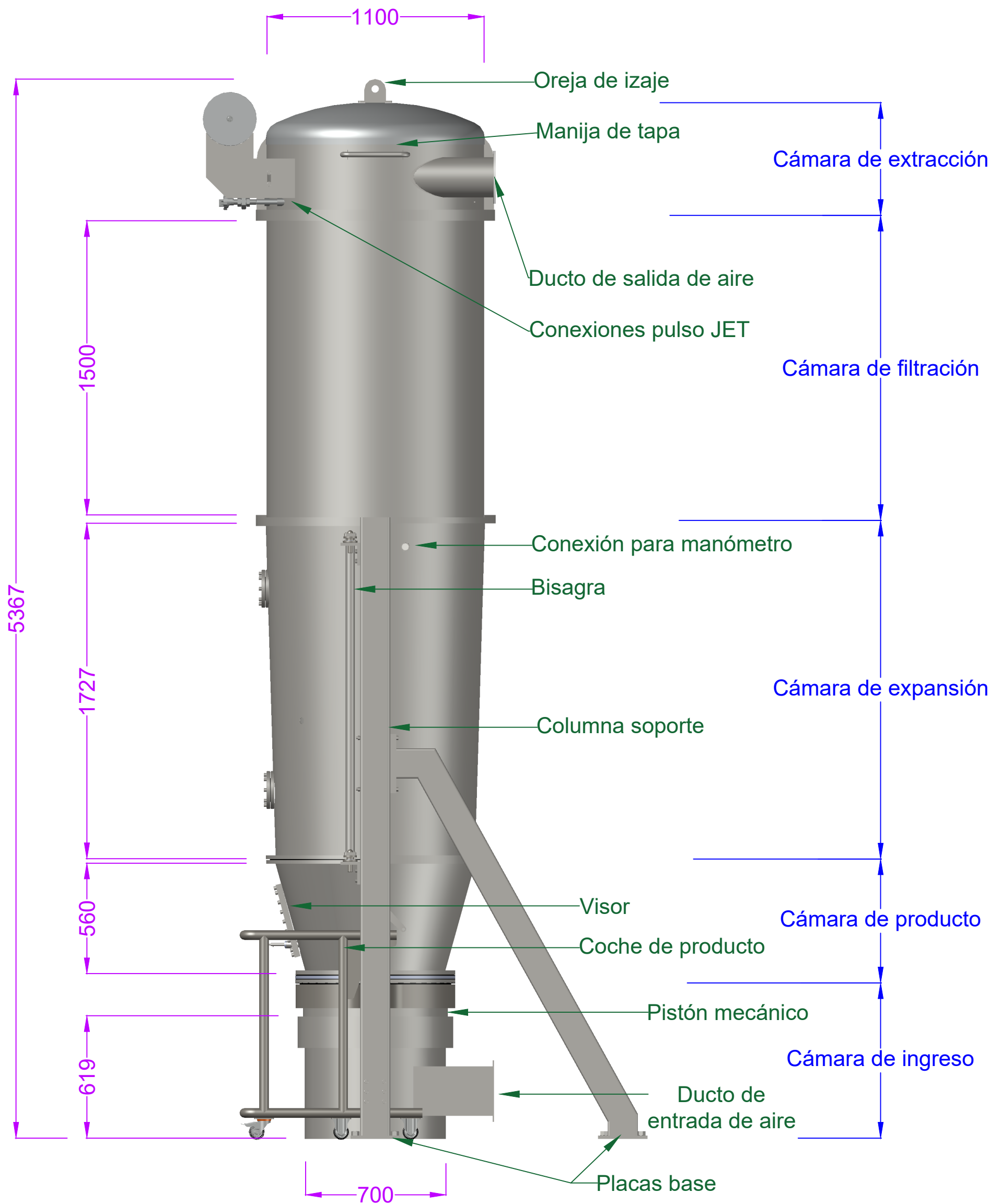




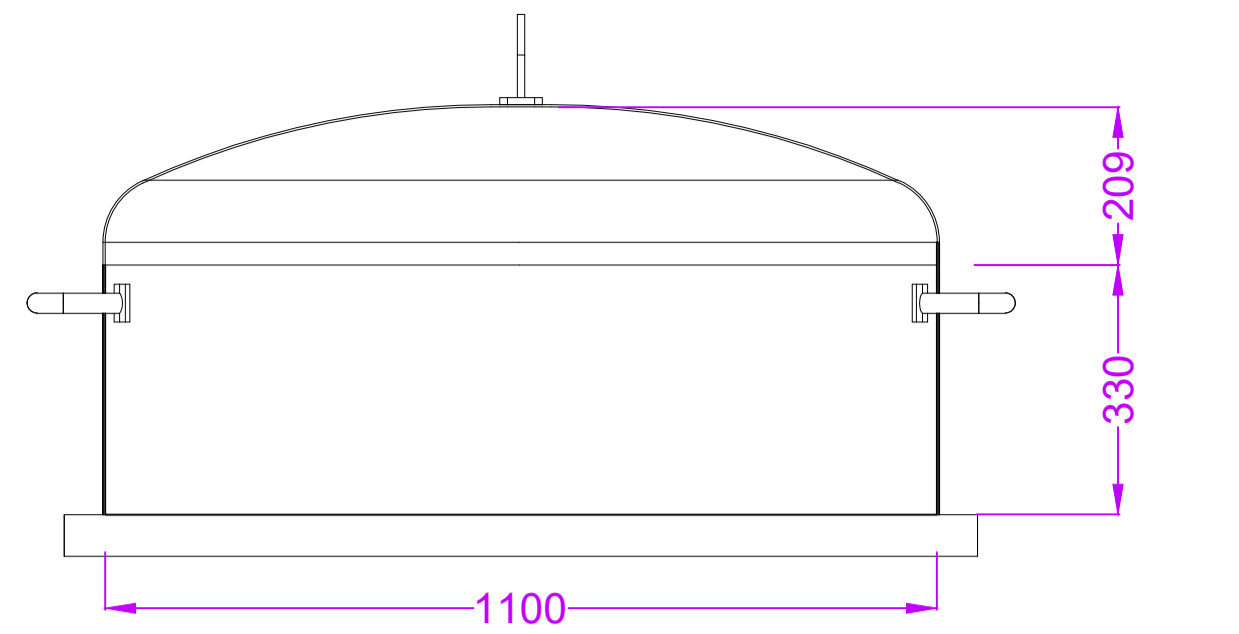
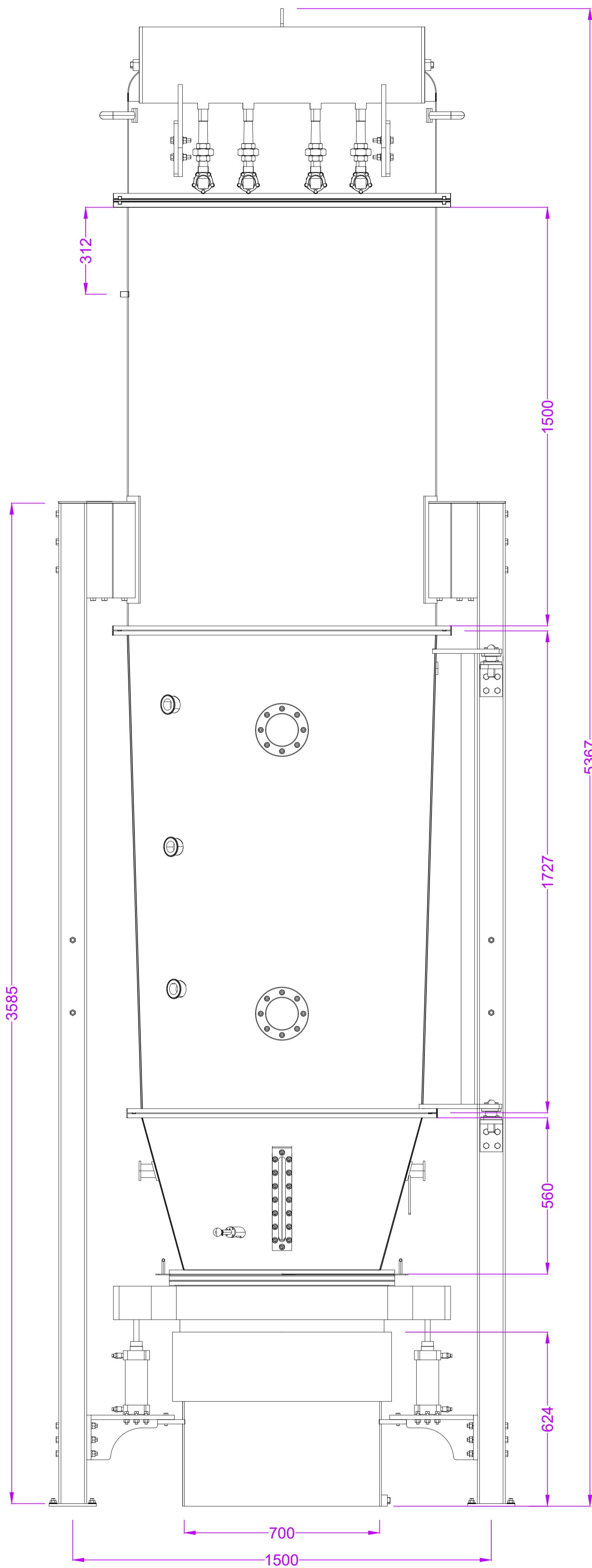
LISTA DE PARTES PRINCIPALES

ITEM	CANTID	DESCRIPCION	MATERIAL	PESO (KG)
1	01	Cámara de ingreso y pistón mecánico	Inox 304	89.7
2	01	Cámara de producto	Inox 316 L	99.7
3	01	Cámara de expansión	Inox 316 L	261.6
4	01	Cámara de filtración	Inox 316 L	230.0
5	01	Cámara de extracción	Inox 304	182.1

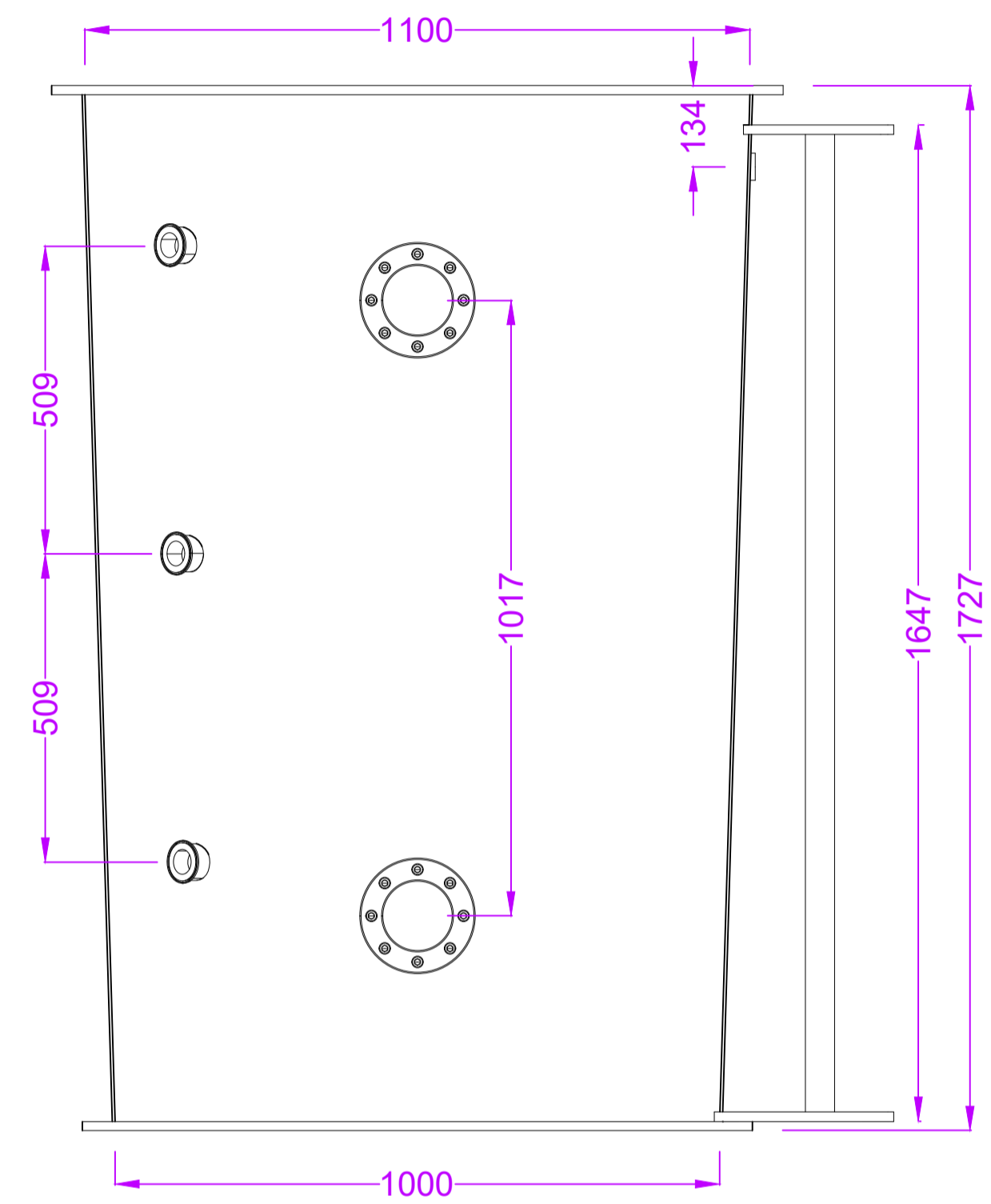
UNIVERSIDAD NACIONAL DEL SANTA	LONGITUD	min	0	6	30	120	315	1000	2000	4000	8000	12000	TAMAÑO DE FORMATO: A3		
		máx	6	30	120	315	1000	2000	4000	8000	12000	15000			
	TOLERANCIA (mm)		±0.1	±0.2	±0.3	±0.5	±0.8	±1.2	±2	±3	±4	±5			
 ESCUELA PROFESIONAL: INGENIERIA MECANICA	CLASE DE RUGOSIDAD		N12	N11	N10	N9	N8	N7	N6	N5	N4	N3	N2	N1	FECHA DE REALIZACION: 01/03/2023
	VALOR DE LA RUGOSIDAD (MICRAS)		50	25	12.5	6.3	3.2	1.6	0.8	0.4	0.2	0.1	.05	.025	
DIBUJADO : LVG	REVISADO : NEE	Escala :	1:20	NOMBRE: VISTA FRONTAL 3D SECADOR DE LECHO FLUIDIZADO										NUMERO DE PLANO: NIDP-ME-PG-02	



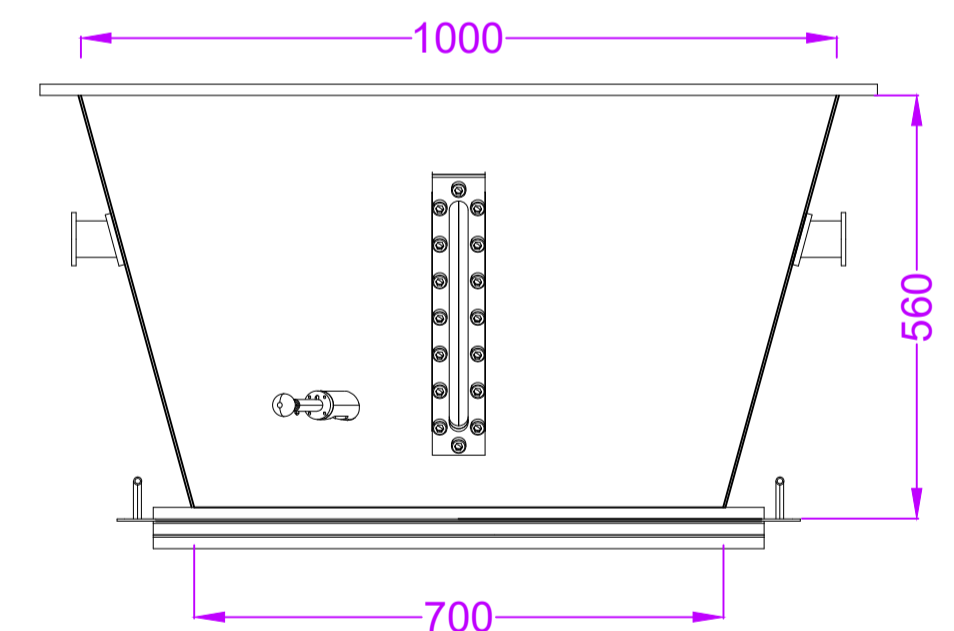
LISTA DE PARTES PRINCIPALES															
ITEM	CANTID	DESCRIPCION	MATERIAL										PESO (KG)		
1	01	Cámara de ingreso y pistón mecánico	Inox 304										89.7		
2	01	Cámara de producto	Inox 316 L										99.7		
3	01	Cámara de expansión	Inox 316 L										261.6		
4	01	Cámara de filtración	Inox 316 L										230.0		
5	01	Cámara de extracción	Inox 304										182.1		
UNIVERSIDAD NACIONAL DEL SANTA		LONGITUD		min	0	6	30	120	315	1000	2000	4000	8000	12000	TAMAÑO DE FORMATO:
		TOLERANCIA (mm)		max	±0.1	±0.2	±0.3	±0.5	±0.8	±1.2	±2	±3	±4	±5	A3
ESCUELA PROFESIONAL:		CLASE DE RUGOSIDAD		N12 N11 N10 N9 N8 N7 N6 N5 N4 N3 N2 N1											
INGENIERIA MECANICA		VALOR DE LA RUGOSIDAD (MICRAS)		50 25 12.5 6.3 3.2 1.6 0.8 0.4 0.2 0.1 .05 .025											
DIBUJADO:		REVISADO:		Escala:		NOMBRE:								FECHA DE REALIZACION:	
LVG		NEE		1:20		VISTA LATERAL 3D								01/03/2023	
						SECADOR DE LECHO FLUIDIZADO								NUMERO DE PLANO:	
														NIDP-ME-PG-03	



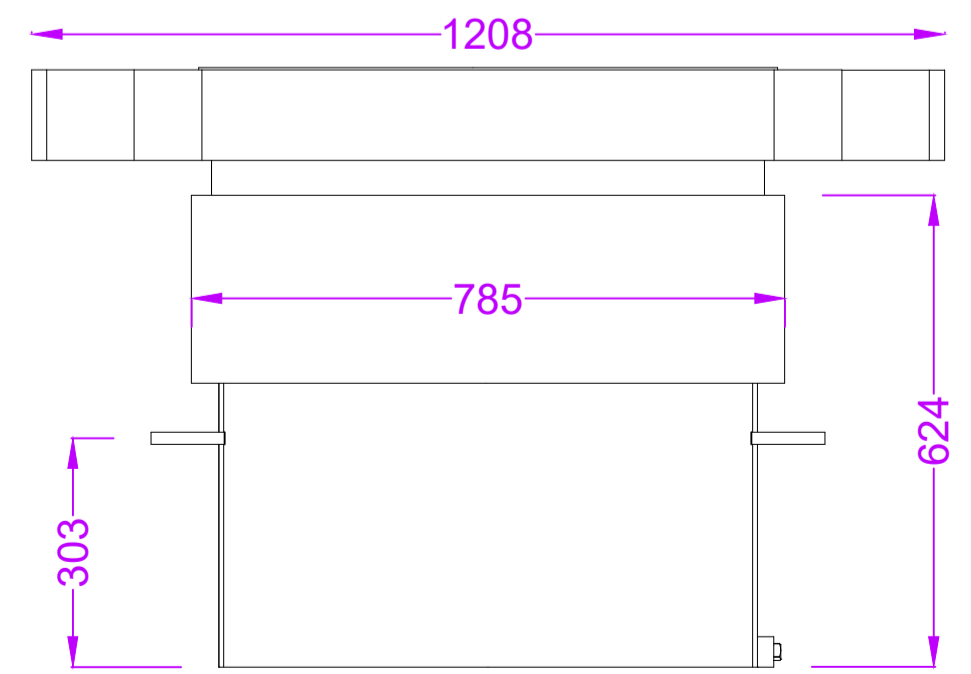
Cámara de extracción



Cámara de expansión

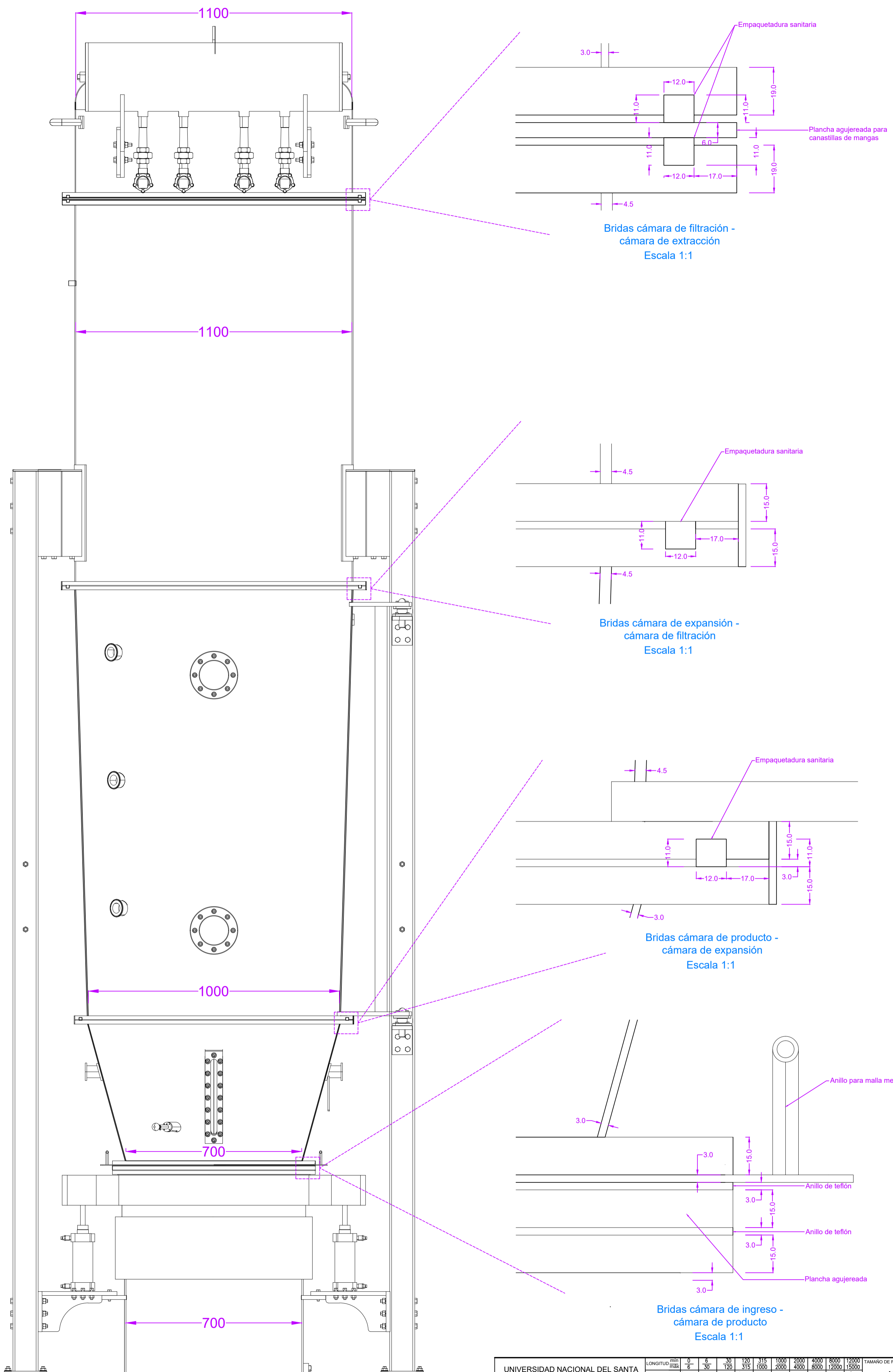


Cámara de producto

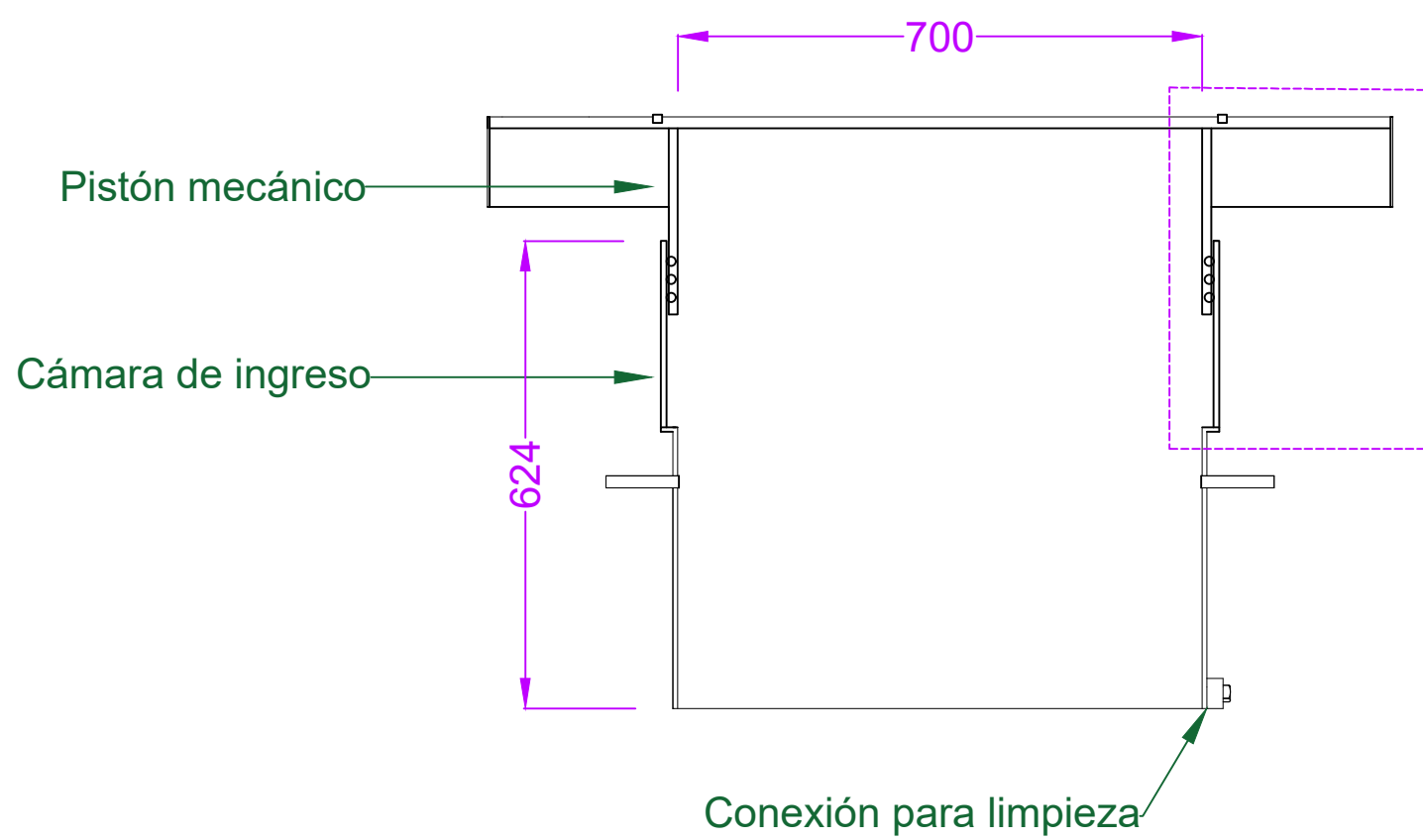


Cámara de ingreso y pistón mecánico

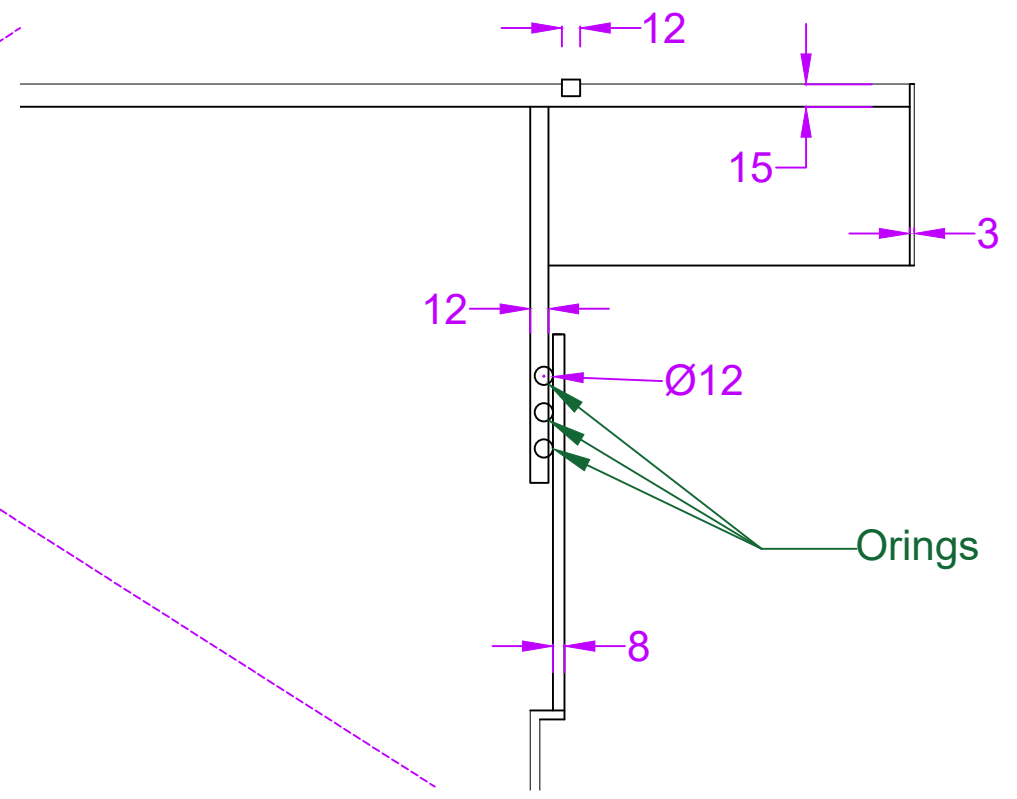
UNIVERSIDAD NACIONAL DEL SANTA	LONGITUD	min	0	6	30	120	315	1000	2000	4000	8000	12000	TAMAÑO DE FORMATO:	
	TOLERANCIA (mm)	±0.1	±0.2	±0.3	±0.5	±0.8	±1.2	±2	±3	±4	±5	A2		
ESCUELA PROFESIONAL: INGENIERIA MECANICA	CLASE DE RUGOSIDAD	N12	N11	N10	N9	N8	N7	N6	N5	N4	N3	N2	N1	FECHA DE REALIZACION:
	VALOR DE LA RUGOSIDAD (MICRAS)	50	25	12.5	6.3	3.2	1.6	0.8	0.4	0.2	0.1	.05	.025	01/03/2023
DIBUJADO: LVG	REVISADO: NEE	Escala:	1:10	NOMBRE:	VISTA FRONTAL SECADOR DE LECHO FLUIDIZADO							NUMERO DE PLANO: NIDP-ME-PG-04		



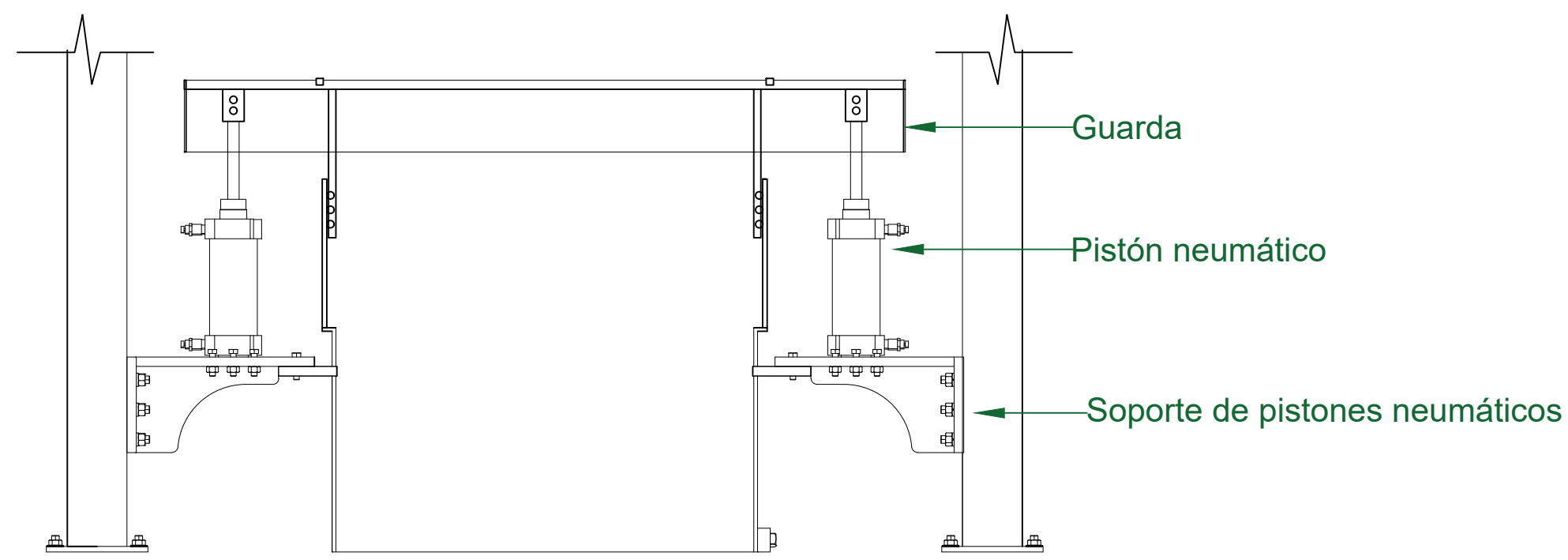
UNIVERSIDAD NACIONAL DEL SANTA	LONGITUD	min	0	6	30	120	315	1000	2000	4000	8000	12000	TAMAÑO DE FORMATO:	
	TOLERANCIA (mm)	max	±0.1	±0.2	±0.3	±0.5	±0.8	±1.2	±2	±3	±4	±5	A2	
ESCUOLA PROFESIONAL: INGENIERIA MECANICA	CLASE DE RUGOSIDAD		N12	N11	N10	N9	N8	N7	N6	N5	N4	N3	N2	N1
	VALOR DE LA RUGOSIDAD (MICRAS)		50	25	12.5	6.3	3.2	1.6	0.8	0.4	0.2	0.1	.05	.025
DIBUJADO: LVG	REVISADO: NEE	Escala:	NOMBRE: DETALLE DE BRIDAS SECADOR DE LECHO FLUIDIZADO										FECHA DE REALIZACION: 01/03/2023	
												NUMERO DE PLANO: NIDP-ME-PD-01		



Vista Sección

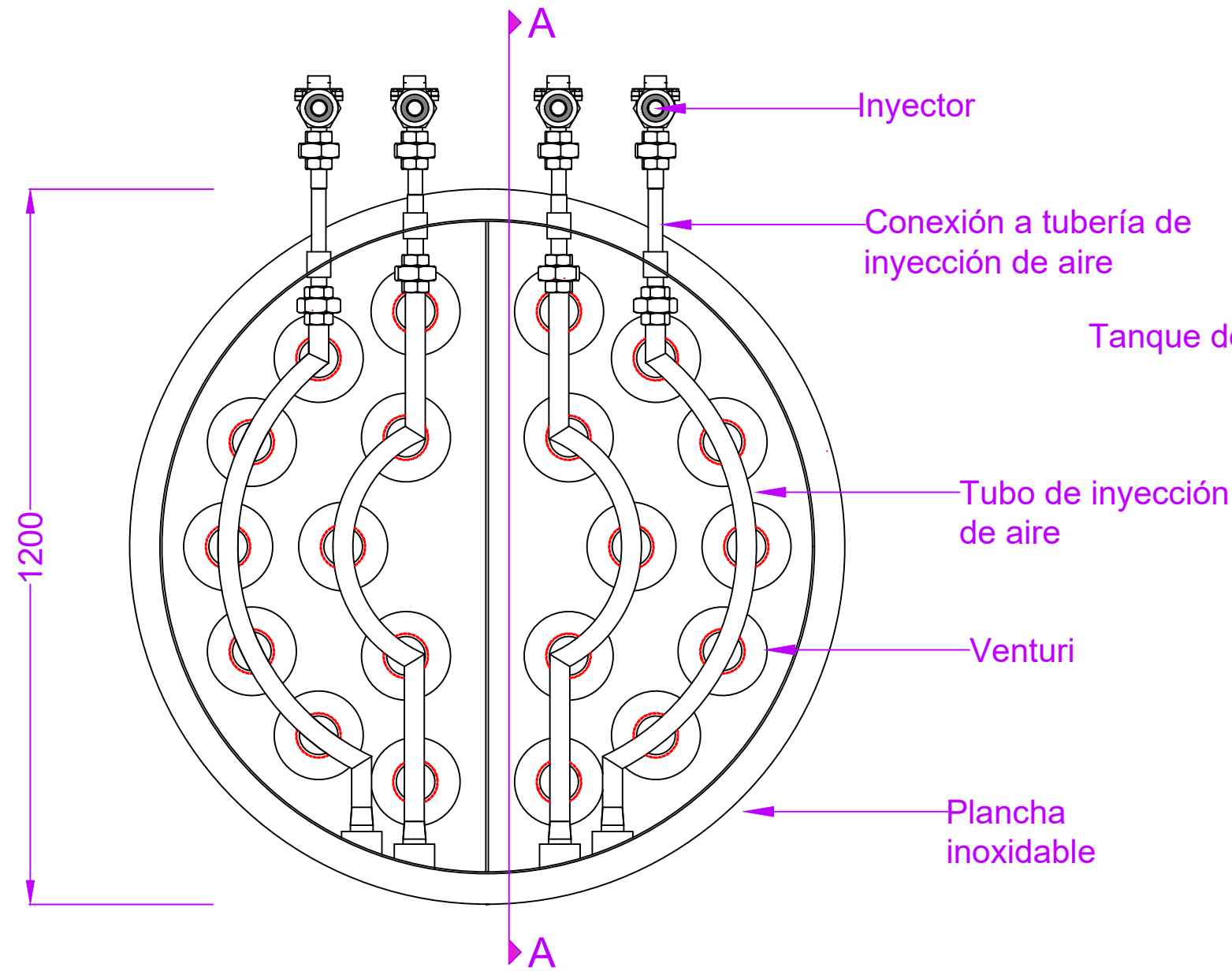


Vista Detalle
Escala 1:5

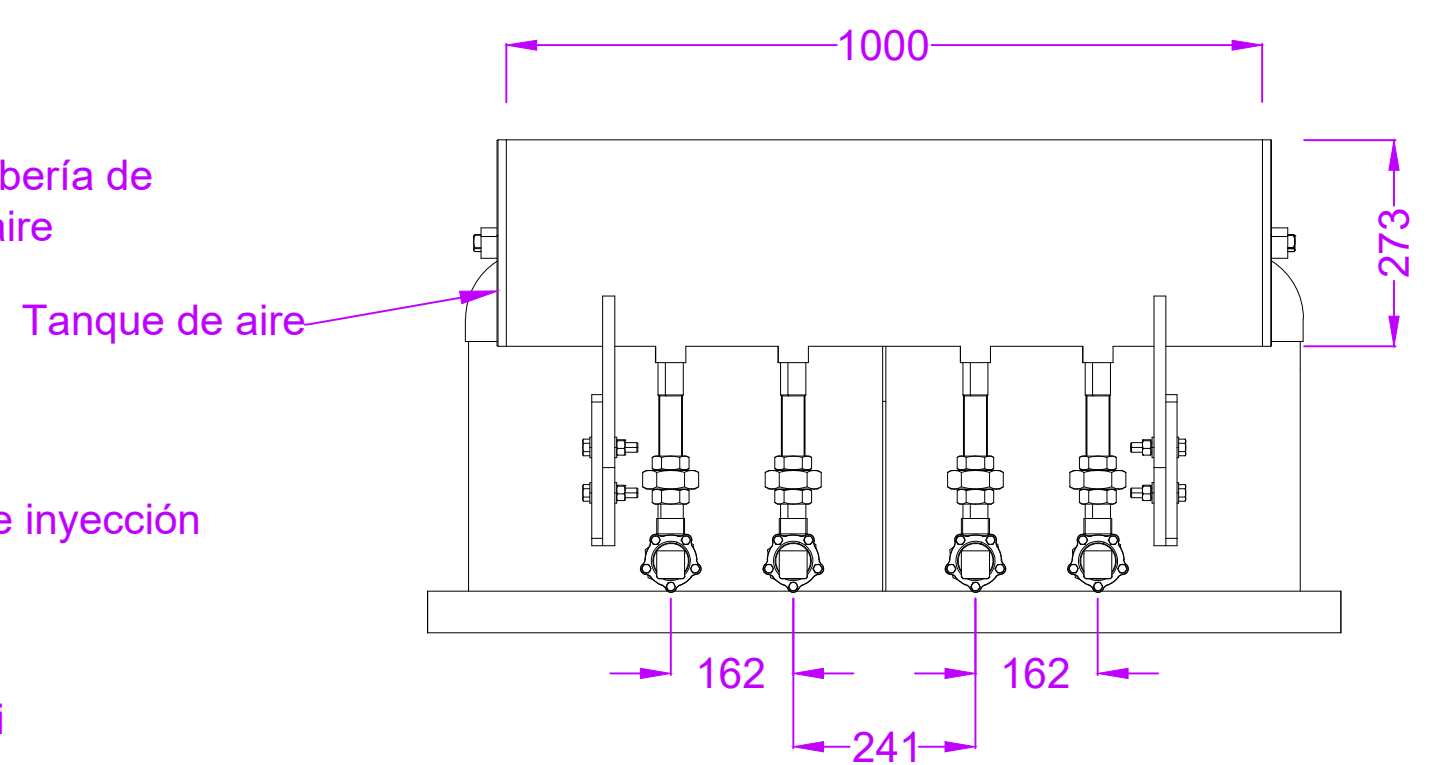


Vista Frontal

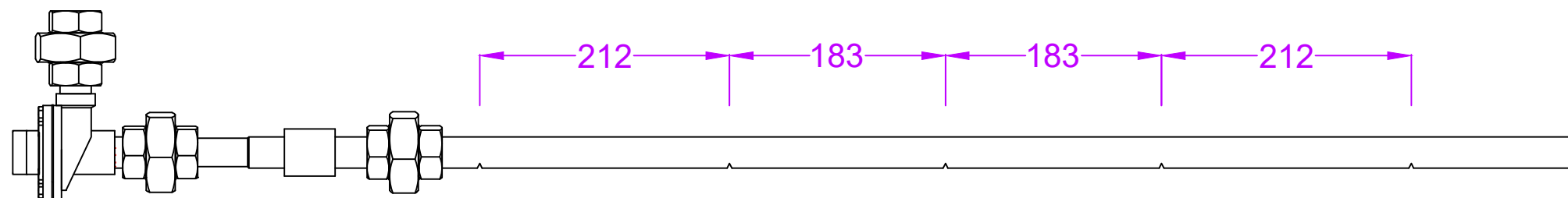
	UNIVERSIDAD NACIONAL DEL SANTA											LONGITUD	min	0	6	30	120	315	1000	2000	4000	8000	12000	TAMAÑO DE FORMATO:		
	ESCUELA PROFESIONAL:											TOLERANCIA	máx	-6	±0.1	±0.2	±0.3	±0.5	±0.8	±1.2	±2	±3	±4	±5	A3	
	INGENIERIA MECANICA											CLASE DE RUGOSIDAD		N12	N11	N10	N9	N8	N7	N6	N5	N4	N3	N2	N1	FECHA DE REALIZACION:
	DIBUJADO: LVG											VALOR DE LA RUGOSIDAD (MICRAS)		50	25	12.5	6.3	3.2	1.6	0.8	0.4	0.2	0.1	.05	.025	01/03/2023
REVISADO: NEE											ESCALA:	1:10	NOMBRE:											NUMERO DE PLANO:		
											CÁMARA DE INGRESO											NIDP-ME-PD-02				
											SECADOR DE LECHO FLUIDIZADO															



Sistema de pulso JET
Vista de planta
1:10

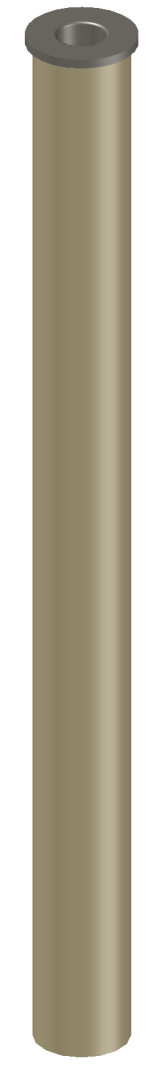
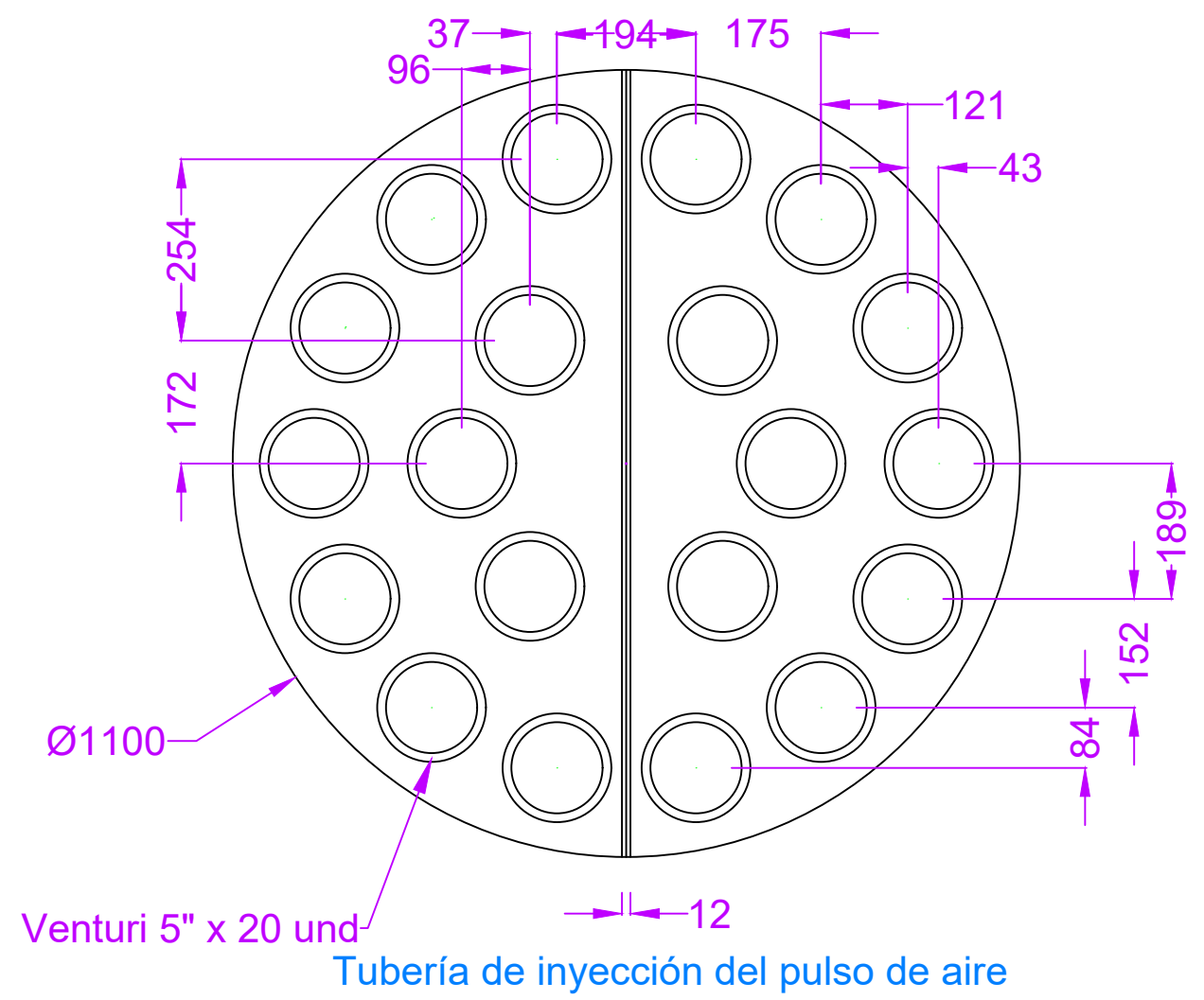
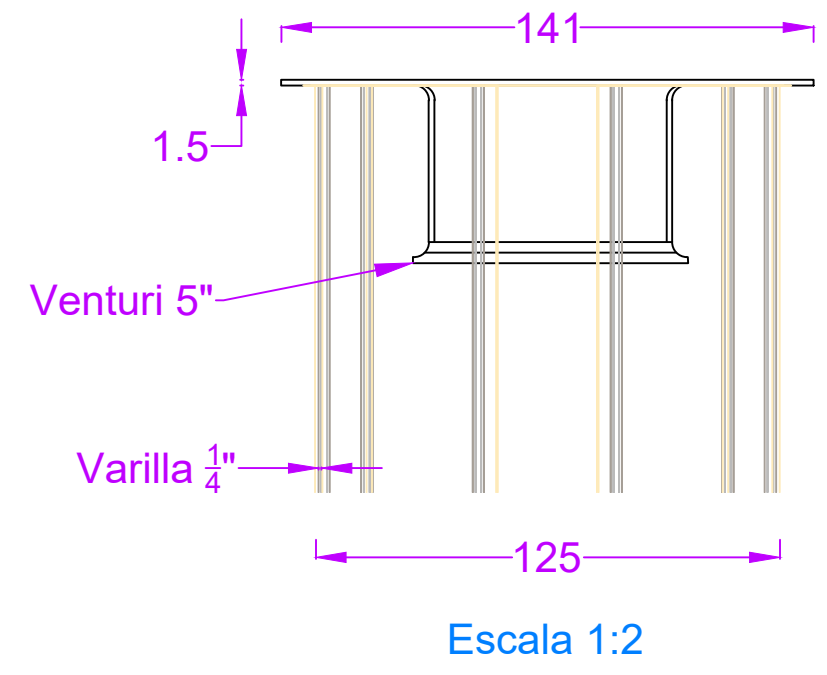
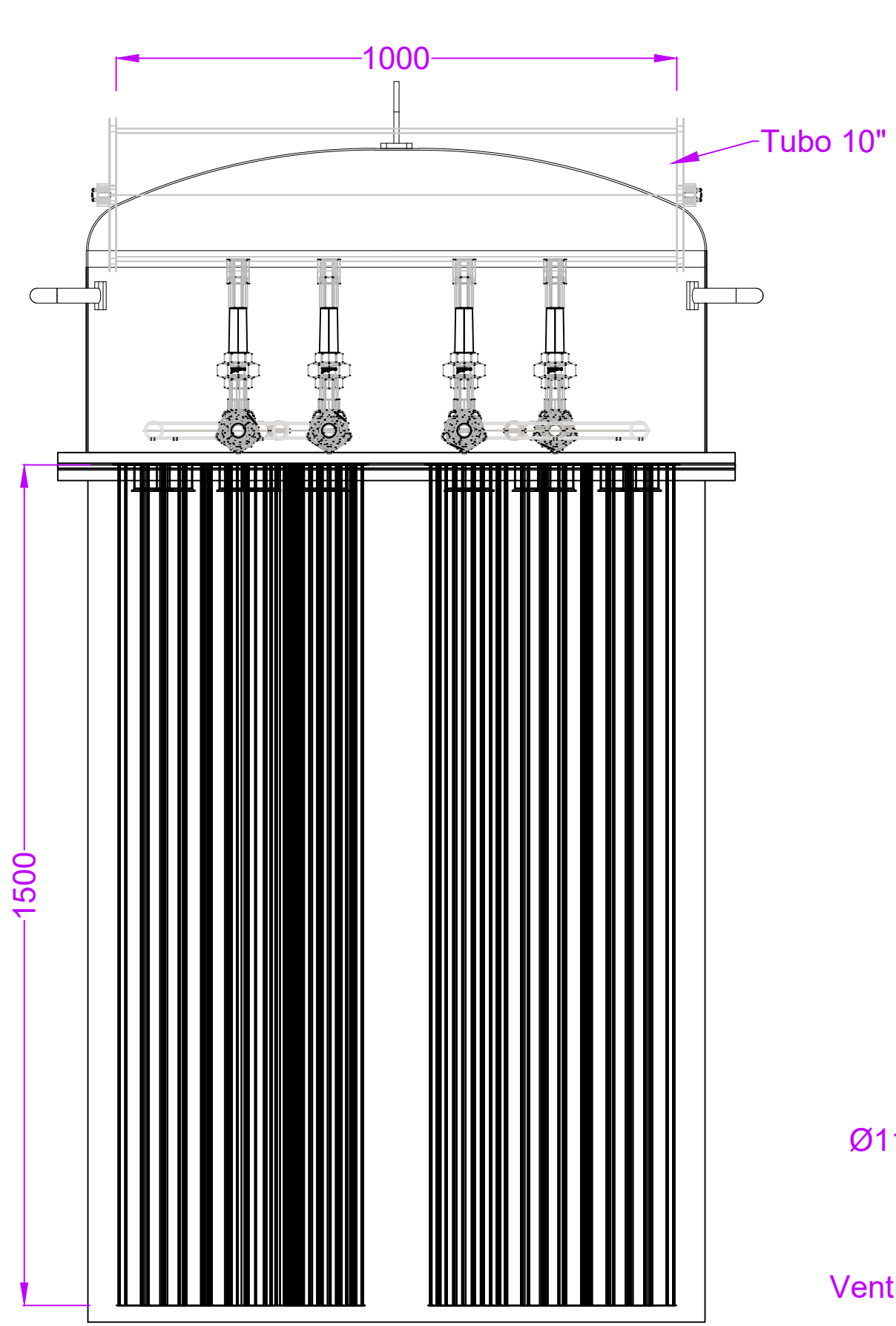


Sistema de pulso JET
Vista Frontal
1:10



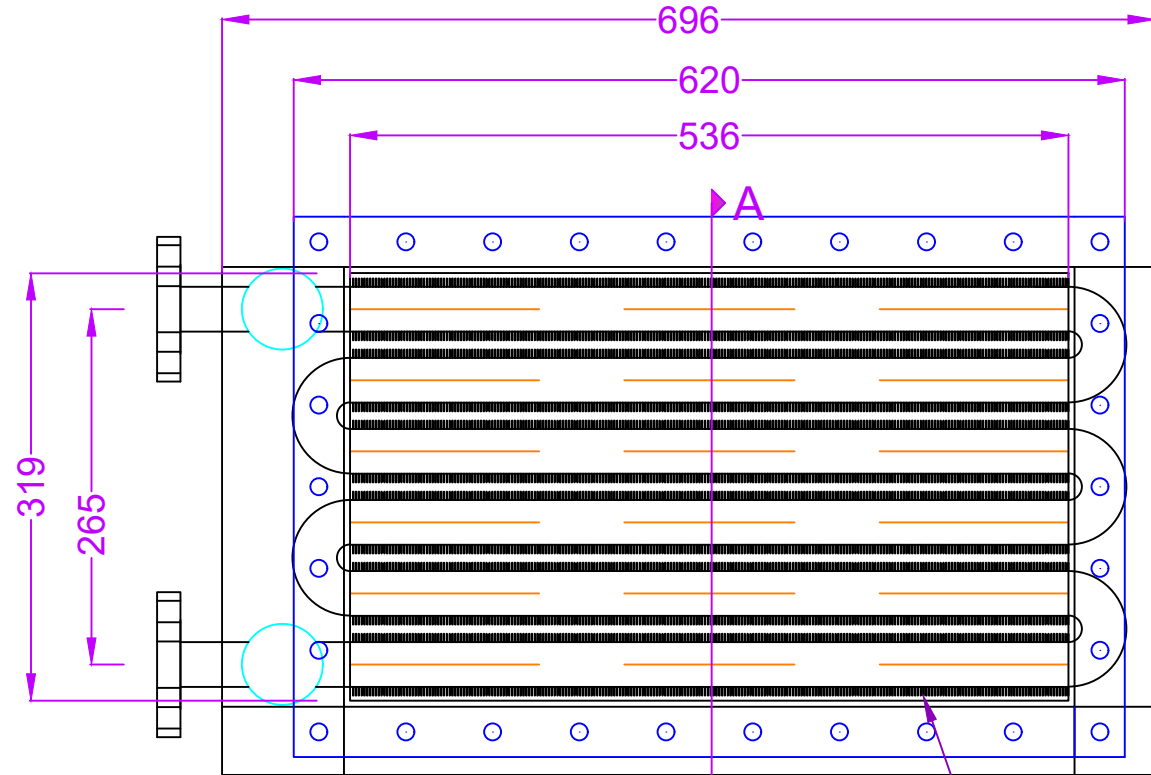
Tubería de inyección del pulso de aire
Sección A-A
1:5

UNIVERSIDAD NACIONAL DEL SANTA	LONGITUD	min	0	6	30	120	315	1000	2000	4000	8000	12000	TAMAÑO DE FORMATO:	
	max	6	30	120	315	1000	2000	4000	8000	12000	15000	A3		
ESCUELA PROFESIONAL:	TOLERANCIA (mm)	±0.1	±0.2	±0.3	±0.5	±0.8	±1.2	±2	±3	±4	±5	FECHA DE REALIZACION:		
INGENIERIA MECANICA	CLASE DE RUGOSIDAD	N12	N11	N10	N9	N8	N7	N6	N5	N4	N3	N2	N1	01/03/2023
DIBUJADO: LVG	REVISADO: NEE	50	25	12.5	6.3	3.2	1.6	0.8	0.4	0.2	0.1	.05	.025	NUMERO DE PLANO:
Escala: 1:10	NOMBRE:	SISTEMA PULSO JET												
		SECADOR DE LECHO FLUIDIZADO												
		NIDP-ME-JP-01												



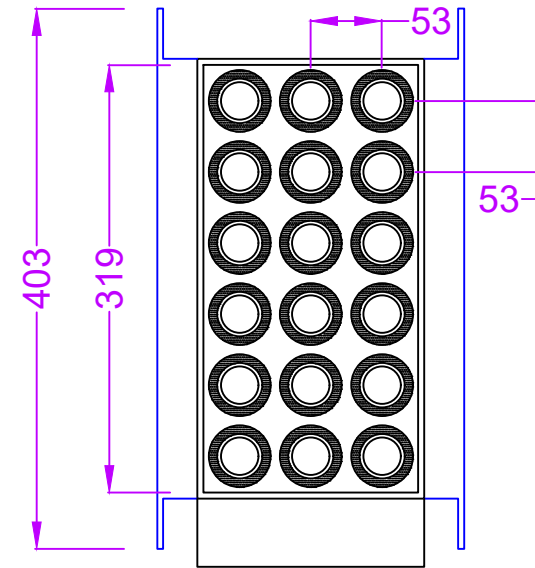
Cámara de filtración y extracción

UNIVERSIDAD NACIONAL DEL SANTA		LONGITUD min	0	6	30	120	315	1000	2000	4000	8000	12000	TAMAÑO DE FORMATO:		
		max	6	30	120	315	1000	2000	4000	8000	12000	15000	A3		
		TOLERANCIA (mm)	±0.1	±0.2	±0.3	±0.5	±0.8	±1.2	±2	±3	±4	±5	FECHA DE REALIZACIÓN:		
ESCUELA PROFESIONAL: INGENIERIA MECANICA		CLASE DE RUGOSIDAD	N12	N11	N10	N9	N8	N7	N6	N5	N4	N3	N2	N1	01/03/2023
		VALOR DE LA RUGOSIDAD (MICRAS)	50	25	12.5	6.3	3.2	1.6	0.8	0.4	0.2	0.1	.05	.025	
DIBUJADO: LVG	REVISADO: NEE	Escala:	SISTEMA DE FILTRACIÓN SECADOR DE LECHO FLUIDIZADO										NUMERO DE PLANO: NIDP-ME-F-01		
		1:10													

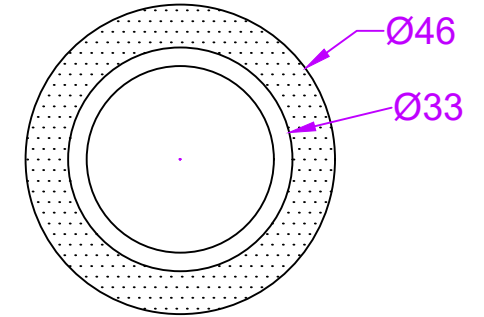


Intercambiador de calor
Vista Frontal

Tubo inox aleteado 1",
aleta Ø2" x 0.4mm

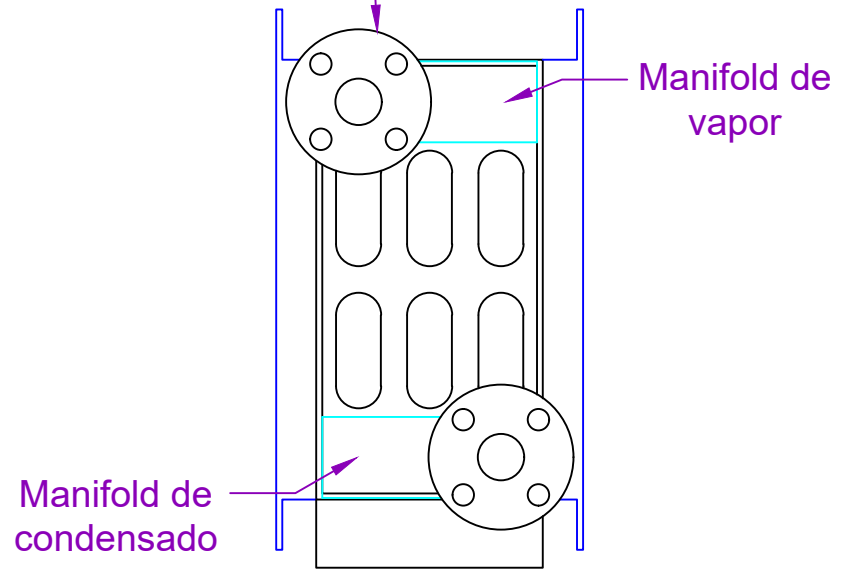


Sección A-A

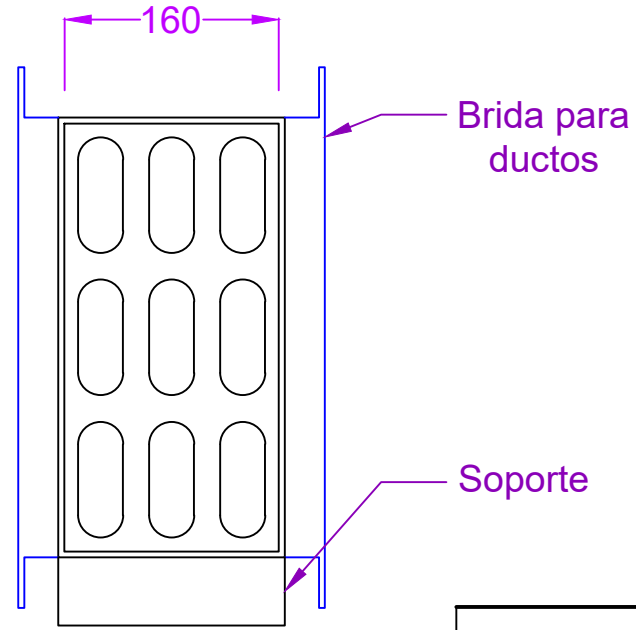


Aleta circular
Escala 1:1

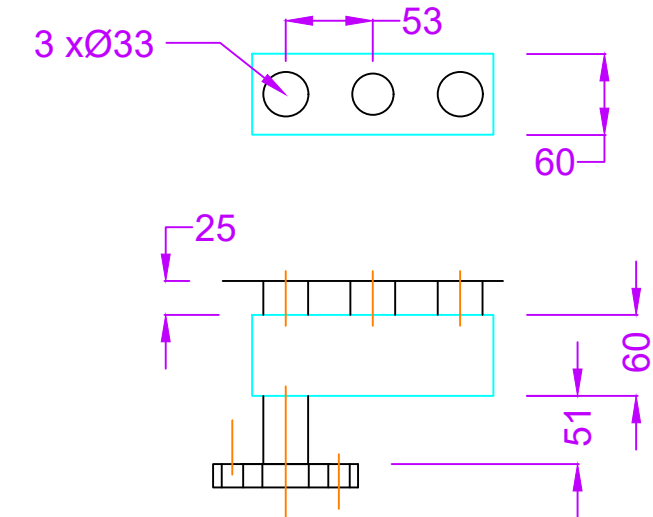
Brida Slip On 1",
150 lbs



Intercambiador de calor
Vista lateral 1



Intercambiador de calor
Vista lateral 2

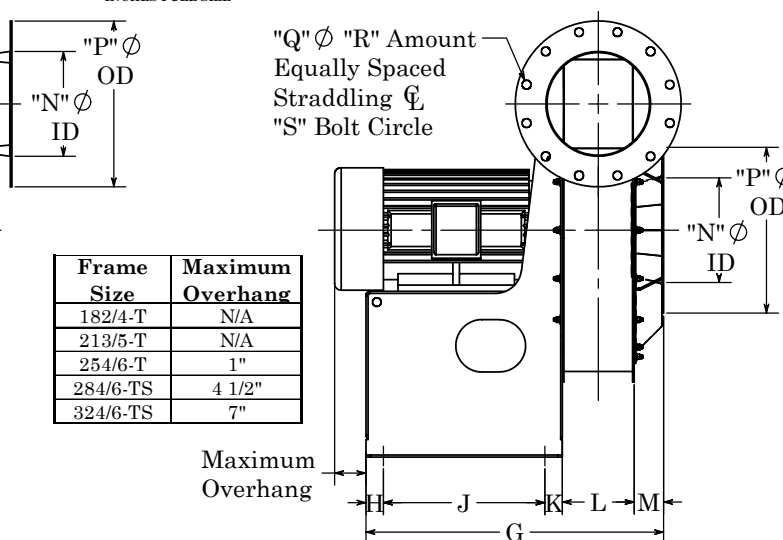
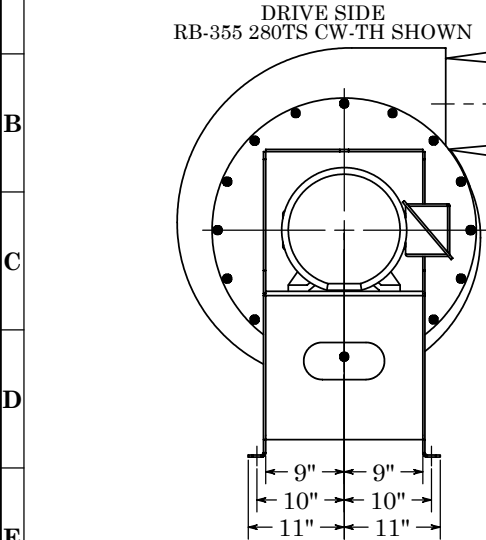
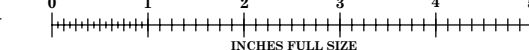


Detalle de manifolds

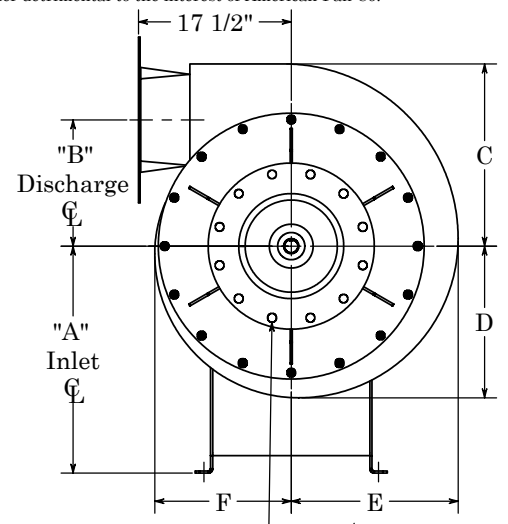
UNIVERSIDAD NACIONAL DEL SANTA		LONGITUD	min	0	6	30	120	315	1000	2000	4000	8000	12000	TAMAÑO DE FORMATO:	
		max	6	30	120	315	1000	2000	4000	8000	12000	15000		A3	
		TOLERANCIA (mm)	±0.1	±0.2	±0.3	±0.5	±0.8	±1.2	±2	±3	±4	±5		FECHA DE REALIZACION:	
ESCUELA PROFESIONAL: INGENIERIA MECANICA		CLASE DE RUGOSIDAD	N12	N11	N10	N9	N8	N7	N6	N5	N4	N3	N2	N1	01/03/2023
DIBUJADO : LVG		REVISADO : NEE	ESCALA : 1:5	NOMBRE: INTERCAMBIADOR DE CALOR SECADOR DE LECHO FLUIDIZADO									NUMERO DE PLANO: NIDP-ME-IC-01		
				VALOR DE LA RUGOSIDAD (MICRAS) 50 25 12.5 6.3 3.2 1.6 0.8 0.4 0.2 0.1 .05 .025											

This print is the property of American Fan Co. It has been loaned for reference use only, and is not to be used for making the part(s) described unless a purchase order has been issued or authorization given in writing. It will not be copied, duplicated, or used in any manner detrimental to the interest of American Fan Co.

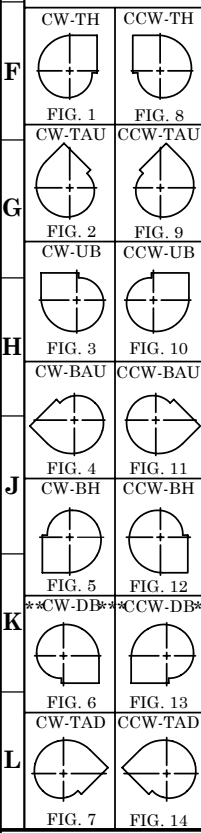
3rd ANGLE PROJECTION



Frame Size	Maximum Overhang
182/4-T	N/A
213/5-T	N/A
254/6-T	1"
284/6-TS	4 1/2"
324/6-TS	7"



Rotation Viewed From Drive Side

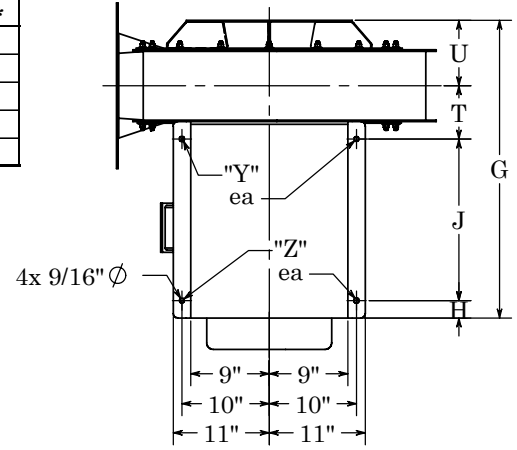


Fan Size	A	B	C	D	E	F	G	H	J	K
351	26	16 3/16	19 1/16	18 1/16	18 9/16	17 9/16	29 5/8	2	18 1/2	2
352	26	15 29/32	19 3/8	17 7/8	18 5/8	17 1/8	30 1/8	2	18 1/2	2
353	26	15 17/32	18 3/4	17 1/8	17 15/16	16 5/16	30 3/8	2	18 1/2	2
354	26	14 5/16	19 23/32	16 27/32	18 9/32	15 13/32	32 1/4	2	18 1/2	2
355	26	14 15/32	20 7/8	17 3/8	19 1/8	15 5/8	34 1/8	2	18 1/2	2

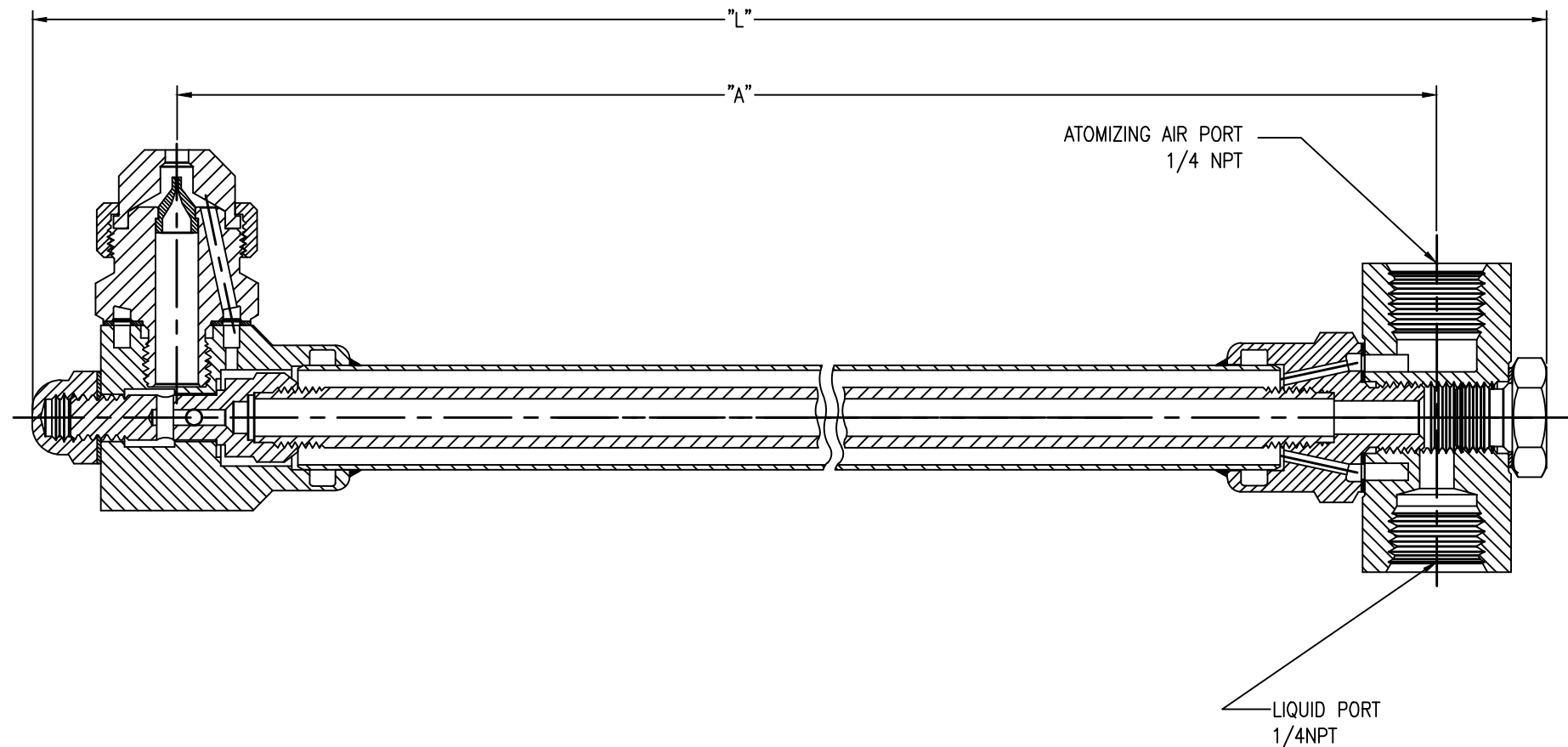
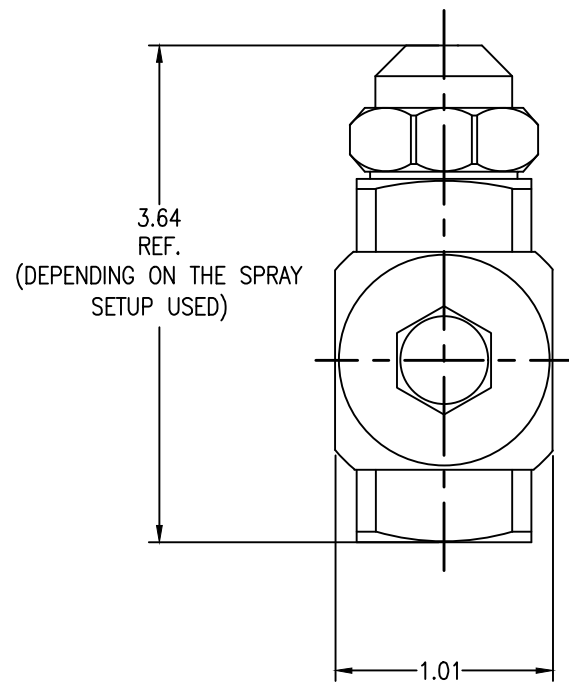
Fan Size	L	M	N	P	Q	R	S	T	U	** DB Discharge ** ** Availability **
351	3 3/4	3 3/8	6	11	7/8	8	9 1/2	3 7/8	5 1/4	YES
352	4 1/4	3 3/8	8	13 1/2	7/8	8	11 3/4	4 1/8	5 1/2	YES
353	4 1/2	3 3/8	8	13 1/2	7/8	8	11 3/4	4 1/4	5 5/8	NO
354	6 3/8	3 3/8	10	16	1	12	14 1/4	5 3/16	6 9/16	NO
355	8 1/4	3 3/8	12	19	1	12	17	6 1/8	7 1/2	NO

Fan Size	Frame Size	Total Unit Weight With Motor, Pounds	Point Load Weight Pounds	
			Y	Z
351	182/4-T	500	213	37
	213/5-T	570	231	54
	254/6-T	662	238	93
	284/6-TS	796	243	155
	324/6-TS	974	253	234
352	182/4-T	502	216	35
	213/5-T	574	232	55
	254/6-T	664	242	90
	284/6-TS	798	247	152
	324/6-TS	976	259	229
353	182/4-T	488	207	37
	213/5-T	558	226	53
	254/6-T	650	234	91
	284/6-TS	782	239	152
	324/6-TS	962	250	231

Fan Size	Frame Size	Total Unit Weight With Motor, Pounds	Point Load Weight Pounds	
			Y	Z
354	182/4-T	510	230	25
	213/5-T	580	244	46
	254/6-T	670	255	80
	284/6-TS	804	257	145
	324/6-TS	982	270	221
355	182/4-T	542	257	14
	213/5-T	612	275	31
	254/6-T	702	284	67
	284/6-TS	836	288	130
	324/6-TS	1014	299	208



For Isolator Size And Location See Drawing RBC4851F

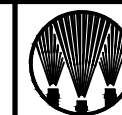


- MATERIALS OF CONSTRUCTION:
STAINLESS STEEL TYPE 303, COPPER.
- DEVELOPED FOR HIGH TEMPERATURE CONDITIONS
ENCOUNTERED IN SOME TOBACCO INDUSTRY
APPLICATIONS (COOLING IN HIGH TEMPERATURE GAS DUCTWORK).

ASSEMBLY #	"L"	"A"
49770-SS20-1/4-SS	21.63	20.24
49770-SS22-1/4-SS	23.63	22.24



Description:
#49770-SS__-1/4J-SS AIR ATOMIZING
NOZZLE ASSEMBLY



Spraying Systems Co.®

Spray Nozzles and Accessories
P.O. Box 7900 - Wheaton, Il. 60187-7901

Rev. No. 1

Ref.

Data Sheet No.

49770

Sheet Of