



UNIVERSIDAD CÉSAR VALLEJO

FACULTAD DE INGENIERIA

ESCUELA PROFESIONAL DE INGENIERIA MECANICA ELECTRICA

“Análisis técnico económico para reemplazar la llama directa por aire calentado con vapor en el secado de harina de pluma para reducir costos en Inversiones Marañón S.A.C.”

TESIS PARA OBTENER EL TITULO PROFESIONAL DE INGENIERO
MECANICO ELECTRICISTA

AUTOR:

Escobedo Polo, Antony Elito

ASESOR:

Ing. Paredes Rosario Raúl

LINEA DE INVESTIGACION:

Generación y transmisión y distribución

TRUJILLO – PERU

2018

PÁGINA DEL JURADO

“Análisis técnico económico para reemplazar la llama directa por aire calentado con vapor en el secado de harina de pluma para reducir costos en Inversiones Marañón S.A.C.”

.....
Escobedo Polo Antony Elito

Presenta a la Escuela de Ingeniería Mecánica Eléctrica de la Universidad Cesar Vallejo de Trujillo para su aprobación.

.....
Ing. Guayan Huaccha Eli
Presidente

.....
Ing. Martin Sifuentes Inostroza
Secretario

.....
Ing. Raúl Paredes Rosario
Vocal

DEDICATORIA

A mis padres y hermanos por todo su amor y comprensión, brindándome su apoyo para culminar mi carrera profesional.

AGRADECIMIENTO

A Dios y a mi familia.

A la Universidad Cesar Vallejo por darme la oportunidad de ser Ingeniero.

DECLARACIÓN DE AUTENTICIDAD

Yo Antony Elito Escobedo Polo con DNI N° 7741 7623, a efecto de cumplir con las disposiciones vigentes consideradas en el Reglamento de Grados y Títulos de la Universidad César Vallejo, Facultad de Ingeniería, Escuela de Ingeniería Mecánica Eléctrica, declaro bajo juramento que toda documentación que acompaño es veraz y auténtica.

Así mismo, declaro también bajo juramento que todos los datos e información que se presenta en la presente tesis son auténticos y veraces.

En tal sentido asumo la responsabilidad que corresponda ante cualquier falsedad, ocultamiento u omisión tanto de los documentos como de la información aportada por lo cual me someto a lo dispuesto en las normas académicas de la Universidad César Vallejo.

Trujillo... Abril del 2018

Antony Elito Escobedo Polo

PRESENTACIÓN

Señores miembros del Jurado:

En cumplimiento del Reglamento de Grados y Títulos de la Universidad César Vallejo presento ante ustedes la tesis titulada “Análisis técnico económico para reemplazar la llama directa por aire calentado con vapor en el secado de harina de pluma para reducir costos en Inversiones Maraón S.A.C”, la misma que someto a vuestra consideración y espero que cumpla con los requerimientos de aprobación para obtener el título Profesional de Ingeniero Mecánico Eléctrico.

Escobedo Polo Antony

Índice

RESUMEN.....	8
ABSTRACT.....	9
I. INTRODUCCIÓN.....	10
1.1 Realidad Problemática.....	11
1.2 Trabajos previos.....	14
1.3 Teorías relacionadas al tema.....	16
1.4 Formulación del problema.....	23
1.5 Justificación del estudio.....	23
1.6 Hipótesis.....	24
1.7 Objetivos.....	24
II. MÉTODO.....	25
2.1 Diseño de investigación.....	26
2.2 Variables, Operacionalización.....	27
2.3 Población y muestra.....	30
2.4 Técnicas e instrumentos de recolección de datos, validez y confiabilidad.....	30
2.5 Métodos de análisis de datos.....	31
2.6 Aspectos éticos.....	31
III. RESULTADOS.....	32
IV. DISCUSIÓN.....	71
V. CONCLUSIONES.....	74
VI. RECOMENDACIONES.....	77
VIII. REFERENCIAS.....	79
ANEXOS.....	81

RESUMEN

Se presenta el siguiente estudio sobre el secado de harina de plumas por aire caliente en reemplazo del secado de harina de plumas por llama directa, debido a la existencia de pérdidas por quema de parte de la harina y su carbonización, lo que produce una caída de su calidad y pérdidas económicas significativas.

Se diseñó un calentador tubular de aire por vapor, con tubos en disposición en tres bolillos, con aletas cilíndricas, potencia térmica de 950 kW.

Se determinó la necesidad de automatizar los procesos: reducción de presión del vapor de calentamiento, de calentamiento del aire para secado y del secado de la harina por aire caliente, en secador térmico rotativo.

Se determinó que es necesario calentar el aire desde 20 hasta 120 °C, para aumentar su potencia de secado y obtener la humedad correspondiente.

El vapor debe tener 4.5 bar, y el sistema debe contar con tres líneas de evacuación de condensado, de 750 kg/h de capacidad, cada una.

Es necesario implementar un sistema de inyección de aire por tiro forzado, del orden de 32000 m³/h, con accionamiento eléctrico, de 15 kW.

El análisis económico arroja que se puede obtener utilidades del orden de los 250,000 soles/año.

El análisis financiero señala que la tasa interna de retorta es del orden del 77 %, muy atractiva.

Se concluye que es necesario analizar el impacto medio ambiental, pues se deberá quemar más carbón para producir vapor.

Palabras claves: Secado, vapor y aire

ABSTRACT

The study on the drying of feather meal by hot air is presented in replacement of the drying of feather meal by direct flame, due to the existence of losses due to burning of part of the flour and its carbonization, which causes a drop in quality and significant economic losses.

A tubular air heater was designed by steam, with pipes arranged in three bobbin, with cylindrical fins, thermal power of 950 kW.

The need to automate the processes was determined: reduction of heating vapor pressure, heating of air for drying and drying of flour by hot air, in rotary thermal dryer.

It was determined that it is necessary to heat the air from 20 to 120 ° C, to increase its drying power and obtain the corresponding humidity.

The steam must have 4.5 bar, and the system must have three condensate evacuation lines, of 750 kg / h capacity, each

It is necessary to implement an air injection system by forced draft, of the order of 32000 m³ / h, with electric drive, of 15 kW.

The economic analysis shows that profits of around 250,000 soles / year can be obtained.

The financial analysis indicates that the internal rate of return is of the order of 77%, very attractive.

It is concluded that it is necessary to analyze the environmental impact, since more coal should be burned to produce steam.

Keywords: Drying, steam and air.

I. INTRODUCCIÓN

1.1 REALIDAD PROBLEMÁTICA

En la industria de productos alimenticios balanceados, el secado es uno del proceso más relevante, y en la mayoría de casos, tiene altas demandas de energía térmica en los fenómenos de transferencia de calor y masa que gobiernan este proceso. Por ello, la modelación de este tipo de procesos para su posterior funcionamiento correcto es muy importante.

En la actualidad existen diversos sistemas de secados, los secadores rotativos con llama directa son los más utilizados.

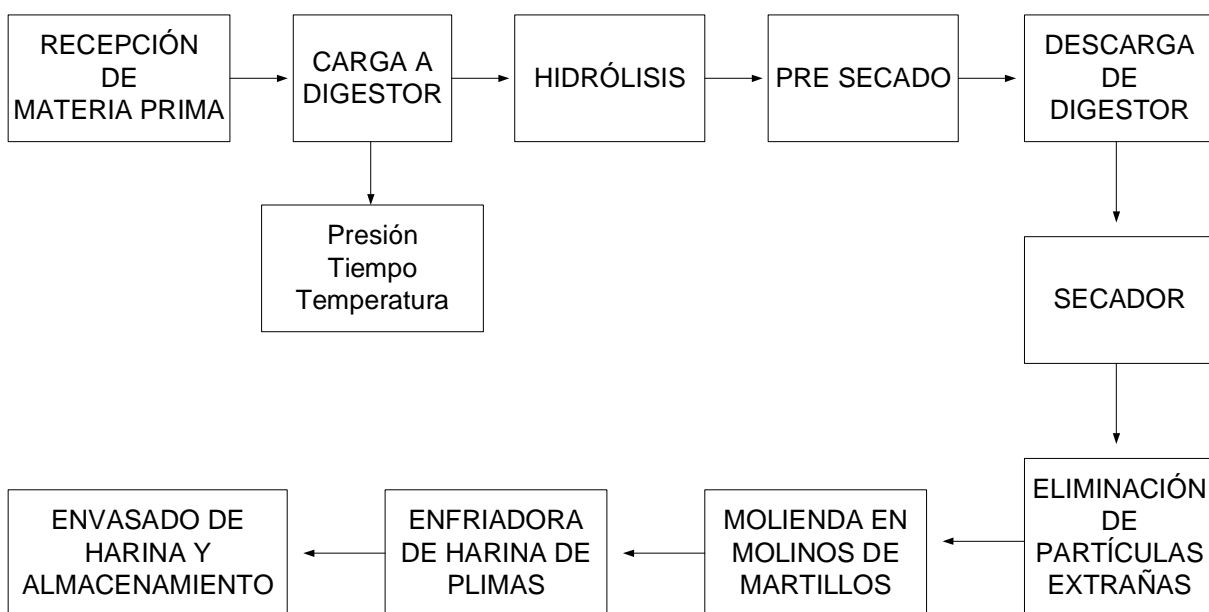
En nuestra investigación, la harina de pluma es el producto a secar y se obtiene al utilizar las partes desechadas de las aves, y que se conoce a nivel mundial como rendering, un proceso que se expone a condiciones de temperatura, tiempo y presión, con la finalidad de fabricar harina de origen animal. En el mundo los países que mejor manejan el Reading son EE.UU., y los países europeos, mientras que en Latinoamérica destacan Colombia, Argentina, Brasil y Chile asegura el doctor Carlos Gómez Bravo, docente principal de la Universidad Agraria La Molina.

Además se estimó que en el 2008 Perú exporto a Ecuador , Chile y Vietnam un total de 1329.385 toneladas métricas de harina de plumas, de acuerdo con los datos de Prom Perú, razón por lo que esta actividad empresarial tiene un buenas vísperas de crecimiento y el Programa de Ciencia y Tecnología (FINCyT) lo avala con el “Proyecto de Mejora de la calidad de la harina de plumas mediante el procesamiento con enzimas queratinazas y su evaluación en la alimentación de aves y truchas”, donde busca modificar el sistema de procesamiento de las plumas para conseguir una harina estándar y de buena calidad.

Los titulares de las plantas de harina de productos residuales en general están obligados a realizar la innovación tecnológica para mitigar sus emisiones al medio ambiente según cronograma de cumplimiento comprendido entre los años 2009 al 2012, establecida en la resolución Ministerial N° 621-2008-Produce de fecha 23 de julio del 2008, que entre otras disposiciones, especifica la exigencia de sustituir el sistema de operación de secado directo.

En la empresa INVERSIONES MARAÑÓN S.A.C ubicado en Predio los tubos las planchas parcela 03A El Milagro, Huanchaco – Trujillo- La Libertad, se tiene el siguiente proceso:

PROCESO DE ELEBORACIÓN DE HARINA DE PLUMAS DE AVES –
INVERSIONES MARAÑÓN SAC TRUJILLO



En el proceso de secado actual de la planta, se presenta el modelo de un secador rotatorio a fuego directo que funciona bajo el principio de convección, cuya eficiencia depende de la velocidad de los gases. Sin embargo, en este proceso el producto está expuesto a los gases de combustión producto del carbón utilizado en la cámara de precalentamiento los cuales son conducidos al secador por medio de un extractor de aire, lo que genera el paso de la ceniza que se mezcla con la harina de pluma afectando

directamente a la calidad del producto final, que además debe cumplir con estándares de calidad, a continuación presentamos las características fisicoquímicas de la harina de pluma requeridas por los clientes y que en el proceso de secado actual no se llegan a cumplir por el tipo de secado utilizado: Por ejemplo la harina de pluma que se produce en la planta tiene 78% de proteína, mientras que los clientes piden que tenga de 80 a 85 % , también otro parámetro importante es la ceniza máxima actual que es 12% contra el 3.5% requeridos, además se conoce que el nivel de ceniza disminuye el porcentaje de la proteína.

Además de las cenizas en el producto final, también existe una pérdida por quemado del producto, del orden de 250,000 soles/año, irrecuperables, pues se obtiene un producto carbonizado, que se debe retirar, encareciendo el proceso y lo retarda.

Por lo que en nuestra investigación “Análisis técnico-económico para reemplazar la llama directa por aire calentado con vapor en el secado de harina de pluma para reducir costos en Inversiones Maraón S.A.C.” proponemos un reemplazo para el secado a llama directa para mejorar los parámetros requeridos de la harina de pluma y evitar la contaminación ambiental por el sobre quemado ocasionado en la cámara de precalentamiento donde no se puede controlar la energía producida.

1.2 TRABAJOS PREVIOS

GATICA ESCOBAR, Pedro Pablo (2013), en su tesis “Propuesta de un sistema de secado para el proceso de harina tipo plumas con sangre en fábrica de harinas”; tiene como objetivo general, Proponer un sistema de secado de harina tipo plumas con sangre, beneficiando el proceso de secado de harina, otorgando un sistema específico para este proceso; ayudando a reducir el uso de la maquinaria que está diseñada para la cocción de materia prima. Por lo tanto se concluye que con la construcción de un sistema de secado de harina se aprovechará cada uno de los recursos disponibles para la construcción del sistema, permitiendo la introducción de la propuesta dentro del proceso, dotando con una máquina específica para éste, contando con las instalaciones necesarias para el funcionamiento, determinadas por medio de un programa recomendado por la empresa de análisis de calderas y se utilizarán los accesorios recomendados por el fabricante, para que el sistema de secado de harina brinde un funcionamiento óptimo.

LEON GREGORICH, Rodolfo Luciano (2013), en su tesis “Implementación de un secador de aire caliente para producción de harina de pescado calidad súper prime en la empresa Copeinca Chancay”; uno de sus objetivo es, reducir las variaciones de humedad en el secado final respecto del secado indirecto a vapor con equipos conductivos. Por la tanto se concluye que el sistema de secado de aire caliente reduce las variaciones de humedad final y minimiza los reprocesos. El proyecto desarrollado por el cliente para la ampliación y conversión de la planta incluyo una derivación para habilitar el secado indirecto sólo con los equipos calentados por vapor, rotadiscos y rotatubos, en caso de eventualidades con el sistema de aire caliente quedando éste fuera de servicio. Se hicieron las pruebas de operación sin aire caliente, comprobándose variaciones entre 4 y 12 por ciento; mayor que el rango obtenido con aire caliente entre 7 a 10 por ciento,

en la humedad de salida ocasionando frecuentes reproceso por producción de harina con humedades fuera de los valores requeridos.

PINEDA ALFARO, David (2013), en su tesis "Diseño de un sistema de secado a base de vapor para arroz en granza", resume lo siguiente: El sistema de secado propuesto consta de un ventilador para desplazar el aire caliente hacia la cámara de secado, para que este pueda atravesar el grano que desciende en forma de cortina, el cambio radica en la forma de generación del aire. La presión de vapor es una variable crítica tanto para que el proceso se lleve a cabo eficientemente, como para la seguridad del personal operativo. La presión de trabajo en el manifold debe mantenerse en el rango de 140 a 150 PSI, para un correcto funcionamiento de los equipos. Para que el proceso de secado sea el adecuado, la temperatura del aire caliente que ingresa a la cámara de secado debe ser crítica, porque de esta depende la eficiencia del secado. La temperatura de operación debe estar en el rango de 33 a 37 °C

1.3 TEORIAS RELACIONADAS AL TEMA

1.3.1 Análisis Térmico:

1.3.1.1 Balance de Masa en el Tambor:

A. Flujo Másico Total de la harina de pluma a la Entrada:

Cantidad de masa de harina de pluma trabajada por cada segundo. El flujo másico total de harina de pluma está dado por la suma de flujo másico de la harina seca y la de harina que contiene agua, por cada lote que ingresa al tambor de secado. El flujo másico total de harina húmeda esta denotado por la siguiente ecuación.

$$\dot{m}_{t.p.h.e} = \dot{m}_{s.p.e} + \dot{m}_{a.p.e} \dots \dots \dots (1)$$

Donde:

$\dot{m}_{t.p.h.e}$ = Flujo masico total de pluma humeda a la entrada. [kg/seg]

$\dot{m}_{s.p.e}$ = Flujo masico seco de pluma a la entrada. [kg/seg]

$\dot{m}_{a.p.e}$ = Flujo masico de agua en la pluma a ala entrada. $\left[\frac{\text{kg}}{\text{seg}} \right]$

B. Flujo másico de agua que contiene la harina de pluma a la entrada:

Es la cantidad de flujo másico de agua que contiene toda la masa total de pluma húmeda por cada segundo a la entrada del tambor de secado. La ecuación para este flujo se representa de la siguiente manera.

$$\dot{m}_{a.p.e} = \dot{m}_{t.p.h.e} * \varphi_{h.p.e} \dots \dots \dots (2)$$

Donde:

$\varphi_{h.p.e}$ = porcentaje de humedad relativa de pluma a la entrada.

C. Flujo másico de harina de pluma seca a la salida

$$\dot{m}_{p.s.s} = \dot{m}_{s.p.e} (1 - \varphi_{h.p.s}) \dots \dots \dots (3)$$

Donde:

$\dot{m}_{p.s.s}$ = Flujo másico de pluma seca a la salida. [kg/seg]

$\varphi_{h.p.s}$ = porcentaje de humedad relativa de pluma a la salida.

D. Flujo Másico de Vapor a la Salida del Tambor:

La ecuación para este flujo esta denotada por la diferencia del flujo total de la pluma multiplicada con su porcentaje de humedad a su entrada y el flujo másico de pluma seca multiplicado con su humedad de salida, como se muestra en la siguiente ecuación.

$$\Delta w = \dot{m}_{a.e} = \dot{m}_{t.p.h.e} * \varphi_{h.p.e} - \dot{m}_{p.s.s} * \varphi_{h.p.s} \dots \dots \dots (4)$$

Donde:

Δw = Cantidad liquida de vapor.

$\dot{m}_{a.e}$ = Flujo masico de agua evaporizada. [kg/seg]

1.3.1.2 Balance de Flujo de Calor en el Tambor:

A. Flujo de Calor Sensible:

Está definido como la cantidad de flujo térmico que gana calor de acuerdo a un tiempo. El calor sensible depende de la cantidad de flujo de masa que entra al tambor multiplicada por su poder calorífico de la pluma y la variación de la temperatura de secado, la ecuación está representada de la forma siguiente.

$$d\dot{Q}_{1-2} = \dot{m}_{t.p.h.e} * C_{p.p.e} * dT$$
$$\dot{Q}_{1-2} = \int_{T_1}^{T_2} \dot{m}_{t.p.h.e} * C_{p.p.e} * dT$$

$$\dot{Q}_{1-2} = \dot{m}_{t.p.h.e} * C_{p.p.e} * \Delta T \dots \dots \dots (5)$$

En donde:

\dot{Q}_{1-2} = Flujo de calor sensible. [KJ/seg] = [KW]

$\dot{m}_{t.p.h.e}$ = Flujo másico de pluma húmeda a la entrada. [kg/seg]

$C_{p.p.e}$ = Calor especifico del cafe a ala entrada. [KJ/kg * °C]

ΔT = Variación de temperatura. [°C]

B. Flujo de calor latente:

Es el flujo en el cual existe un cambio de fase, debido a que ya hay un intercambio de calor entre el flujo de aire caliente y el de pluma húmeda. El calor latente está dado por la siguiente ecuación:

$$dQ_{\text{latente}2-3} = \left(\frac{dm}{dt}\right) * lv$$
$$Q_{\text{latente}2-3} = \int_{T_1}^{T_2} \left(\frac{dm}{dt}\right) * lv$$
$$Q_{\text{latente}2-3} = \dot{m}_{a,e} * lv \dots \dots \dots (6)$$

Donde:

- $Q_{\text{latente}2-3}$ = Flujo de calor latente [KW]
- lv = Calor latente de evaporización del agua[KJ/kg]

C. Flujo de calor útil en el tambor:

El calor útil es la suma del calor sensible y calor latente como se muestra.

$$\dot{Q}_{\text{util}} = \dot{Q}_{\text{sensible}} + \dot{Q}_{\text{latente}} \dots \dots \dots (7)$$

Donde:

- \dot{Q}_u = Flujo de calor util. (KW)
- $\dot{Q}_{\text{sensible}}$ = Flujo de calor sensible. (KW)
- \dot{Q}_{latente} = Flujo de calor latente. (KW)

D. Flujo de Calor Total en el Tambor:

Esta dada por la división entre el calor útil requerido y el porcentaje de eficiencia a la que trabaja el secador, se puede representar por la siguiente formula:

$$\dot{Q}_{T,t} = \frac{\dot{Q}_{util}}{n_{sec}} \dots \dots \dots (8)$$

Donde:

$\dot{Q}_{T,t}$ = Flujo de calor total en el tambor. (KW)

n_{sec} = Eficiencia en el secador.

1.3.1.3 Flujo de aire caliente:

Relaciona el flujo de calor total en el secador por la diferencia de entalpias del aire que realiza a lo largo del proceso de secado y la relación del calor útil del secador con su eficiencia.

$$\dot{Q}_{T,t} = \dot{m}_{aire\ caliente} * (h_{aire\ entrada} - h_{aire\ salida}) = \frac{\dot{Q}_{util}}{n_{sec}} \dots \dots \dots (9)$$

Donde:

$\dot{m}_{aire\ caliente}$ = Flujo masico de aire caliente. (kg/s)

$h_{aire\ entrada}$ = entalpia de aire a la entrada. (KJ/kg)

$h_{aire\ salida}$ = entalpia del aire en la salida. (KJ/kg)

A. Entalpía de aire a la entrada:

$$h_{aire\ entrada} = C_{p\ aire} * t_{aire\ entrada} + x(l_{v\ aire} + 1.886 * t_{aire\ entrada}) \dots \dots (10)$$

Donde:

$C_{p\ aire}$ = Calor especifico [KJ/kg * °C]

$l_{v\ aire}$ = Calor latente de vaporizacion de aire a presion atmosferica. (KJ/kg)

$t_{aire\ entrada}$ = Temperatura del aire a la entrada [°C]

x = Humedad especifica [kg agua/kg aire seco]

B. Entalpía del aire en la salida

$$h_{aire\ salida} = C_{p\ aire} * t_{aire\ salida} + x(l_{v\ aire} + 1.886 * t_{aire\ salida}) \dots \dots (11)$$

Donde:

$t_{\text{aire salida}}$ = Temperatura del aire a la salida del tambor de secado [$^{\circ}\text{C}$]

1.3.2 Dimensionamiento del Calentador de aire por vapor:

1.3.3.1 Flujo a través de banco de tubos

En un intercambiador que contienen banco de tubos es común encontrar flujo cruzado donde un fluido se desplaza por dentro de los tubos, mientras que el otro se desplaza sobre estos en una dirección perpendicular.

El número de Reynolds se determina sobre la base de la velocidad máxima como:

$$\text{Re} = \frac{\rho * V_{\text{max}} * D}{\mu} \dots \dots \dots (12)$$

La velocidad máxima es igual:

$$V_{\text{max}} = \frac{S_{\text{T}}}{S_{\text{T}} - D} * U_{\infty} \dots \dots \dots (13)$$

A. Coeficiente de Convección Externo:

a. Número de Nusselt en el Exterior del Tubo:

Se trabaja con la siguiente ecuación:

$$\text{Nu}_{\text{exterior}} = 0.023 * \text{Re}^{0.8} * \text{Pr}^n \dots \dots \dots (14)$$

Donde:

Re = N $^{\circ}$ de Reynolds.

Pr = N $^{\circ}$ de Prandtl

n = Factor de corrección igual a (0.3) \rightarrow Para Enfriamiento

n = Factor de corrección igual a (0.4) \rightarrow Para Calentamiento

b. Coeficiente de Convección Externo:

Este denotado por:

$$h_{\text{ext}} = \frac{\text{Nu} * k_{\text{G.C}}}{D} \dots \dots \dots (15)$$

Donde:

h_{ext} = Coeficiente de convección externo $\left[\frac{\text{W}}{\text{m}^2 * ^{\circ}\text{K}} \right]$

$k_{G.C}$ = Conductividad térmica de gases de combustión $\left[\frac{W}{m * ^\circ K} \right]$

B. Coeficiente de Convección Interno:

a. Coeficiente de Convección Interno:

$$h_{int} = 1.175 * \sqrt[4]{\frac{l_v * \delta^2 * \rho^2}{\mu^3 * h^3 * \Delta T}} \dots \dots \dots (16)$$

C. Superficie total del intercambiador de calor:

a. Coeficiente global de transferencia de calor:

$$K_G = \frac{1}{\frac{1}{h_{int}} + \frac{1}{h_{ext}} + \frac{e}{k_{acero}}} \left[\frac{W}{m^2 * ^\circ K} \right] \dots \dots \dots (17)$$

Donde:

k_{acero} = Conductividad térmica del acero $\left[\frac{W}{m * ^\circ K} \right]$

e = Espesor del tubo[m]

b. Variación de la media logarítmica de la temperatura:

Se utilizara la siguiente fórmula para hallar su media logarítmica:

$$\Delta T_m = \frac{\Delta T_{max} - \Delta T_{min}}{\ln\left(\frac{\Delta T_{max}}{\Delta T_{min}}\right)} \dots \dots \dots (18)$$

En el que:

$$\Delta T_{max} = T_{sat} - T_{f,aire} [^\circ C] \dots \dots \dots (19)$$

$$\Delta T_{min} = T_{sat} - T_{i,aire} [^\circ C] \dots \dots \dots (20)$$

Donde:

ΔT_{max} = Variación de la temperatura máxima[°C]

ΔT_{min} = Variación de la temperatura mínima[°C]

c. Superficie Total del Intercambiador de Calor:

$$S_{i.c} = \frac{\dot{Q}_u}{K_G * \Delta T_m} \dots \dots \dots (21)$$

Donde:

$S_{i.c}$ = Superficie total del intercambiador de calor[m²]

1.3.3 Selección de Ventilador

1.3.3.1 Cálculo de la caída de presión

$$\Delta P = N_L * f * x * \frac{\rho * V_{max}^2}{2} \dots \dots \dots (22)$$

1.3.3.2 Potencia requerida por el ventilador

$$\dot{w}_{vent} = \frac{\dot{V} * \Delta P}{\eta_v * 1000} = \frac{\dot{m} * \Delta P}{\eta_v * 1000 * \rho} \dots \dots \dots (23)$$

1.3.4 Dimensionamiento de la tubería de conexión

$$\text{Sección de tubería } A = \frac{\text{Caudal volumétrico } (\dot{V})}{\text{Velocidad de flujo } (C)} \dots \dots \dots (24)$$

$$\frac{\pi * D^2}{4} = \frac{\text{Caudal volumetrico } (\dot{V})}{\text{Velocidad de flujo } (C)}$$

$$D = \sqrt{\frac{4 * (\dot{V})}{\pi * (C)}}$$

1.4 Formulación del problema

¿Cuáles son las especificaciones técnicas y económicas para reemplazar la llama directa por aire calentado por vapor en el secado de harina de pluma para reducir costos en Inversiones Marañón S.A.C?

1.5 Justificación del estudio

A. Relevancia Tecnológica:

- Permitirá la utilización de conceptos básicos sobre Transferencia de Energía.
- Implementación de planos de fabricación del sistema de secado del secador rotatorio de harina de pluma.

B. Relevancia Social:

- La utilización de este proyecto permitirá que muchas empresas dedicadas a la fabricación de secadores rotatorios de harina de pluma en el Perú tengan en cuenta los requerimientos y condiciones técnicas que se realiza en este proyecto de investigación.

C. Relevancia Económica:

- Una de las principales metas de este proyecto es desarrollar el reemplazo de secado a llama directa por aire calentado con vapor en el secado de harina de pluma a bajo costo en la instalación de reemplazo. Para el cual se debe tener en cuenta los principales requerimientos de funcionamiento y características técnicas.

D. Relevancia Ambiental:

- La máquina con el fin de obtener una menor contaminación trabajara con aire calentado por vapor, en vez de combustibles contaminantes como el carbón y así poder mejorar el ambiente en donde vivimos.

1.6 Hipótesis

Las especificaciones técnicas y económicas para remplazar la llama directa por aire calentado con vapor en el secado de harina de pluma, reducirán costos por pérdidas por sobre quemado en la empresa inversiones marañón S.A.C. ya que en los antecedentes de investigaciones anteriores lograron reducir las pérdidas por sobre quemado en el secado.

1.7 Objetivos

Objetivo general

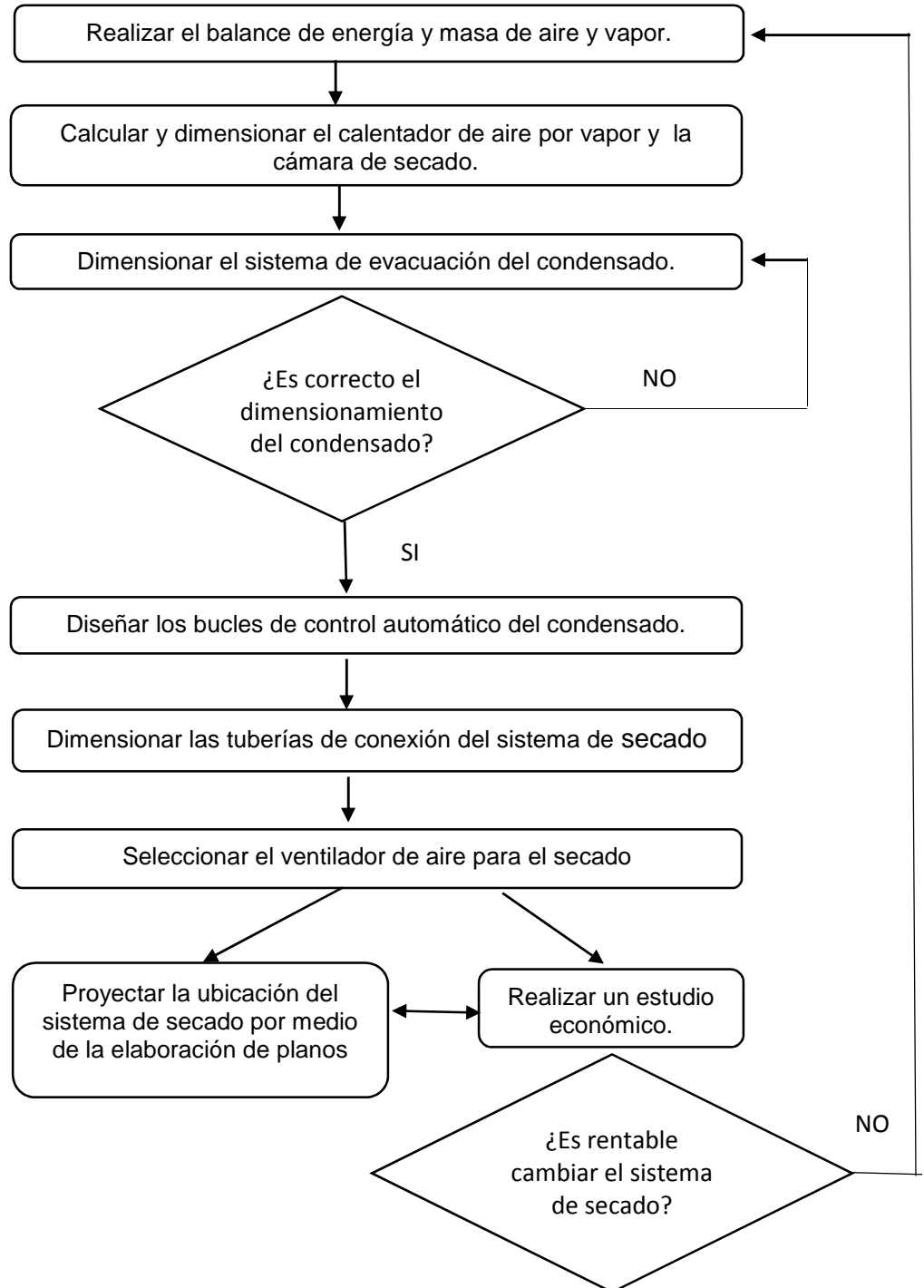
Determinar las especificaciones técnicas y económicas para reemplazar la llama directa por aire calentado con vapor en el secado de harina de pluma para reducir costos en Inversiones Marañón S.A.C.

Objetivos específicos

1. Realizar el balance de energía y masa de aire y vapor en el proceso de secado.
2. Calcular y dimensionar el calentador de aire por vapor.
3. Dimensionar el sistema de evacuación del condensado.
4. Diseñar los bucles de control automático del condensado.
5. Seleccionar el ventilador de aire para el secador.
6. Dimensionar las tuberías de conexión del sistema de secado.
7. Realizar un estudio económico financiero

II. MÉTODO

2.1 Diseño de investigación: PRE-EXPERIMENTAL



SI

Sistema de secado de harina de pluma para reemplazar la llama directa por aire calentado con vapor para reducir costos.

2.2 Variables y Operacionalización

2.2.1 Variables independientes

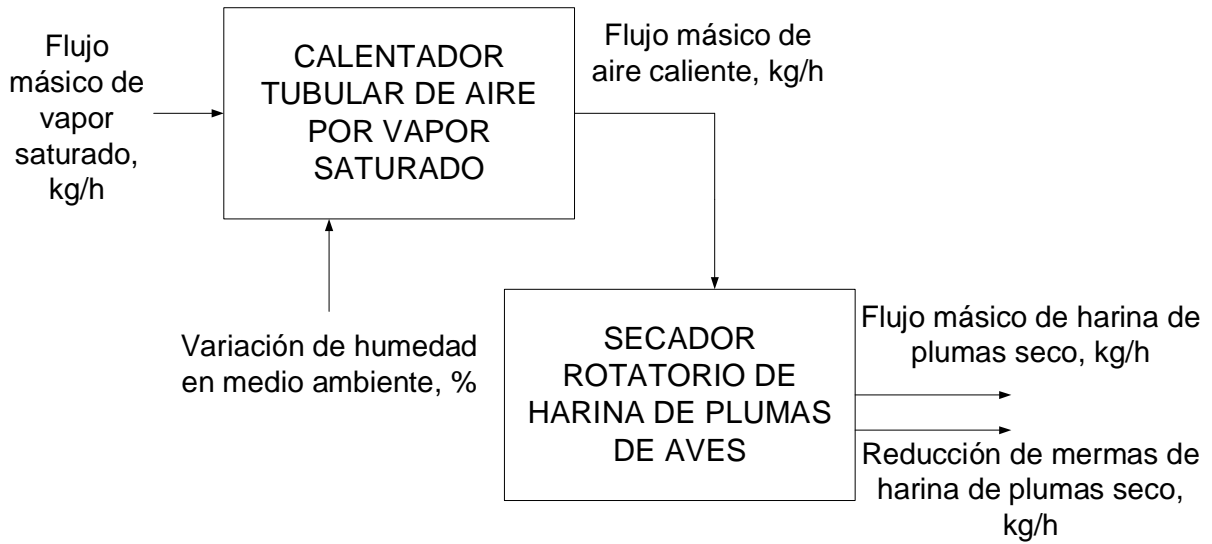
- VI1 = Flujo másico del vapor
- VI2 = Aire ambiental
- VI4 = Aire caliente seco
- VI5 = Porcentaje humedad h1

2.2.2 Variables dependientes

- VD3 = Aire caliente seco
- VD6 = Aire frío húmedo
- VD7 = Porcentaje de humedad h2
- VD8 = Masa de pluma seca

2.2.3 Variables Intervinientes

- Humedad del aire a secar
- Temperatura ambiente



Wzx^...r11B: ζαριαβλεσ δε εντραδα ψ σαλιδα δελ προψηχτο.

MARCO METODOLÓGICO

VARIABLES	DEFINICIÓN CONCEPTUAL	DEFINICIÓN OPERACIONAL	INDICADORES	ESCALA DE MEDICION
Flujo másico de Vapor	Es la velocidad a la que la masa del vapor que pasa por una superficie dada.	Es el flujo másico producido por cada hora en la caldera.	Kilogramos por hora	Razón
Aire ambiental	Es el producto de la combinación de gases que forman la atmósfera terrestre y que por la fuerza de gravedad están	Es el aire que ingresa al calentador para mezclarse con el vapor en kg/h	Kilogramos de aire por hora	Razón

	sometidos al planeta tierra.			
Aire caliente seco	El aire caliente seco es el aire carente de agua y que se forma solo por la mezcla de gases.	Es el aire generado por el aire ambiental y vapor en kilogramos por hora y que ingresa al secador.	Kilogramos de aire por hora	Razón
Aire frío húmedo	Es un aire real que contiene una proporción de agua en un instante de tiempo.	Es el aire que sale del secador rotatorio en kilogramos por hora.	Kilogramos de aire por hora	Razón
Porcentaje de humedad	Es la relación entre el peso del agua contenida en estado natural de una muestra y el peso de la muestra luego que se secada a una cierta temperatura.	Las mediciones se realizaran de acuerdo a las muestras de las descargas de digestor y secador.	Porcentaje de agua %	Intervalo
Masa de pluma seca	Es una magnitud que expresa la parte de materia de	Se medirán en kilogramos la harina que se	Porcentaje de agua %	Intervalo

	harina de pluma seca y que la unidad para medir la masa es el kilogramo.	descarga del secador.		
Costos	Es una variable del sector económico que simboliza el total del gasto económico de una producción.	Son la cantidad de soles que se ahorra por cada kilogramo de pluma seca de baja calidad.	Soles por Kilogramos de pluma	Razón

2.3 Población y muestra

2.3.1 Población

Las empresas dedicadas a la comercialización de harina de plumas de aves en Perú: Coinsa, Negocios Agroindustriales Los ferroles, Agroindustrias Intiquilla, Avícola San Fernando, Redondos y Avianka.

2.3.2 Muestra

La empresa procesadora de pluma Inversiones Marañón S.A.C

2.4 Técnicas e instrumentos de recolección de datos, validez y confiabilidad

Técnicas	Instrumentos de recolección de datos	Validez
Análisis documental	Ficha de registro	Especialista
Observación	Ficha de observación	Especialista

2.5 Métodos de análisis de datos

- Para la realización del proyecto de investigación se procederá primeramente a bosquejar e identificar las partes y componentes del sistema de secado para el secador rotatorio.
- Describir e identificar los elementos posibles del sistema de secado con el fin de identificar funciones, lo que nos permitirá realizar los cálculos de una manera ordenada y sucesiva.
- Realizar el análisis termo energético del sistema de secado.
- Realizar el análisis mecánico del sistema de secado.
- Elaborar planos del sistema de secado.

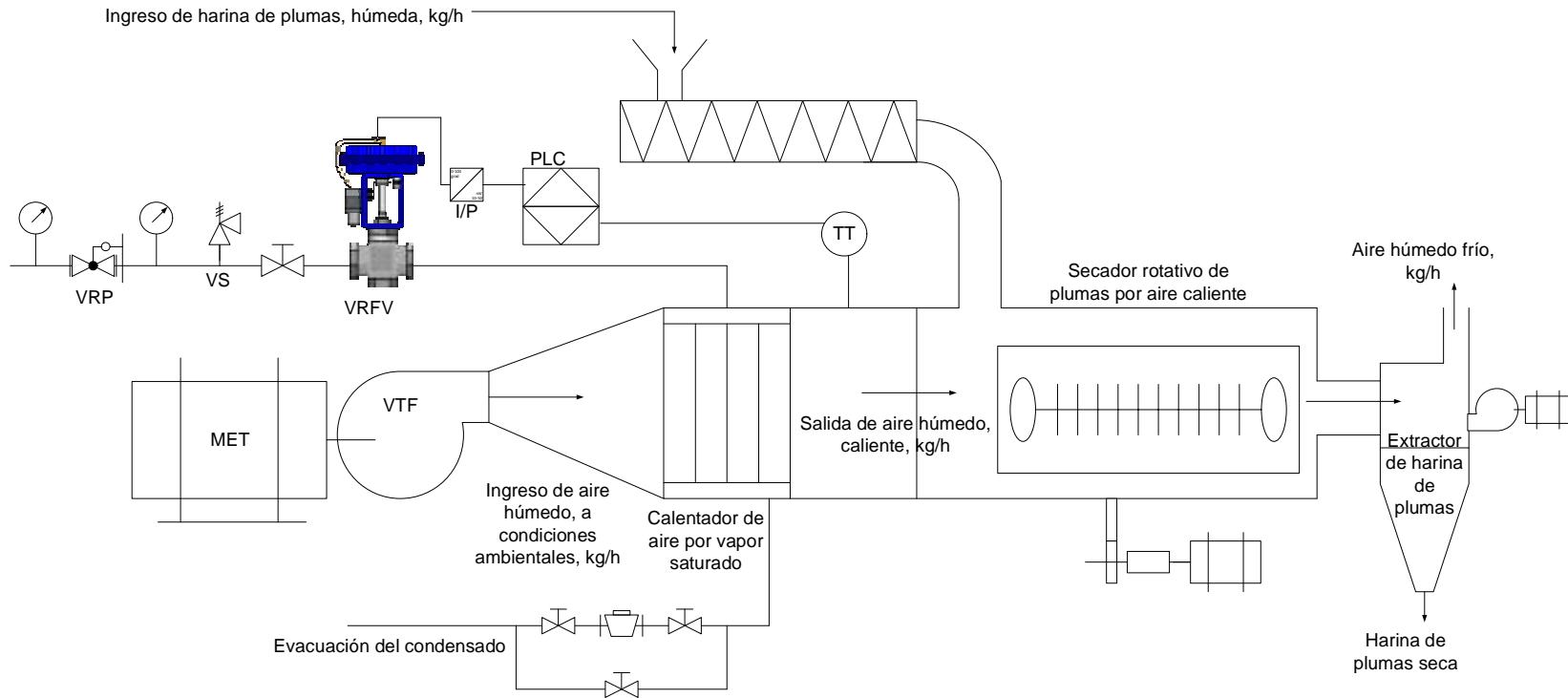
- Realizar el análisis económico y de financiamiento del proyecto.

2.6 Aspectos éticos

Todo lo que se ha transcrito de otros autores esta referenciado por norma ISO 690, lo que no está referenciado es autoría del investigador.

III. RESULTADOS

3.1 Balance de energía y masa de aire y vapor en el proceso de secado



Wzx^...r1CK Προχεςο προμηχταδο δε χαλενταμιεντο δε αιρε πορ παπορ σατυραδο, εν σεχαδο δε ηαρινα δε πλυμασ δε αφε.
 Ελαβοραχι Γν προπια

Materia prima

- El flujo másico inicial de la harina de pluma es de 3000 kg/h.
- El porcentaje de humedad inicial de la harina de pluma es de 39.76 %
- La humedad final de la pluma es de 8 %

3.1.1 Balance de masa en el secador

$$m_{h1} = 3000 \text{ kg/h}$$

$$w_1 = 39.76 \%$$

$$w_2 = 8 \%$$

$$T_0 = 20^\circ\text{C}$$

A. Flujo másico de agua que contiene la harina de pluma en la entrada:

$$m_{\text{agua } 1} = w_1 * m_{h1}$$

$$m_{\text{agua } 1} = 0.3976 * 3000 \frac{\text{kg}}{\text{h}} = 1192.8 \frac{\text{kg}}{\text{h}}$$

B. Flujo másico total de la harina de pluma a la entrada del secador rotatorio

$$m_s = m_{h1} - m_{\text{agua } 1}$$

$$m_s = 3000 \frac{\text{kg}}{\text{h}} - 1192.8 \frac{\text{kg}}{\text{h}}$$

$$m_s = 1807.2 \frac{\text{kg}}{\text{h}}$$

C. Flujo másico de harina de pluma a la salida:

$$m_s = m_{h1}(1 - w_1) \dots \dots \dots (a)$$

$$m_s = m_{h2}(1 - w_2) \dots \dots \dots (b)$$

Igualamos la ecuación a y b:

$$m_{h1}(1 - w_1) = m_{h2}(1 - w_2)$$

$$m_{h2} = m_{h1} \left(\frac{(1 - w_1)}{(1 - w_2)} \right)$$

$$m_{h2} = 3000 \frac{\text{kg}}{\text{h}} * \left(\frac{(1 - 0.3976)}{(1 - 0.08)} \right)$$

$$m_{h2} = 1964.35 \frac{\text{kg}}{\text{h}}$$

D. Flujo de agua que contiene la harina de pluma en la salida:

$$m_{\text{agua } 2} = w_2 * m_{h2}$$

$$m_{\text{agua } 2} = 0.08 * 1964.35 \frac{\text{kg}}{\text{h}} = 157.15 \frac{\text{kg}}{\text{h}}$$

E. Flujo másico de agua a la salida del secador rotatorio:

$$\Delta m_{\text{agua}} = m_{\text{evap}} = m_{\text{agua } 1} - m_{\text{agua } 2}$$

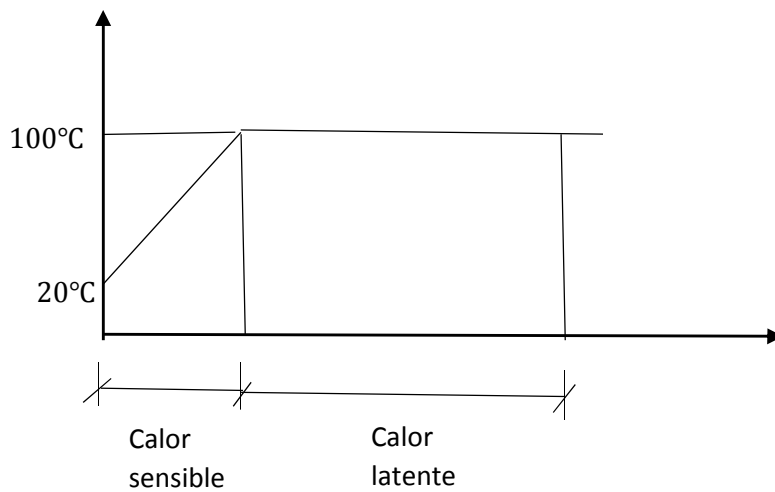
$$m_{\text{evap}} = 1192.8 \frac{\text{kg}}{\text{h}} - 157.15 \frac{\text{kg}}{\text{h}}$$

$$m_{\text{evap}} = 1035.65 \frac{\text{kg}}{\text{h}}$$

3.1.2 Balance de calor en el secador

3.1.2.1 Cálculo del calor útil

$$C_{p1} = (1.675 + 0.0025 * w_1) = 2.67 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \text{ } ^\circ\text{C}$$



$$Q_u = m_{h1} * C_{p1} * (t_s - t_1) + m_{\text{evap}} * l_v$$

$$Q_u = 3000 \frac{\text{kg}}{\text{h}} * 2.67 * (100 - 20) + 1035.65 \frac{\text{kg}}{\text{h}} * 2510 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

$$Q_u = 3240281.5 \frac{\text{kJ}}{\text{h}} = 900 \text{ kw}$$

$$Q_T = \frac{Q_u}{n_P}$$

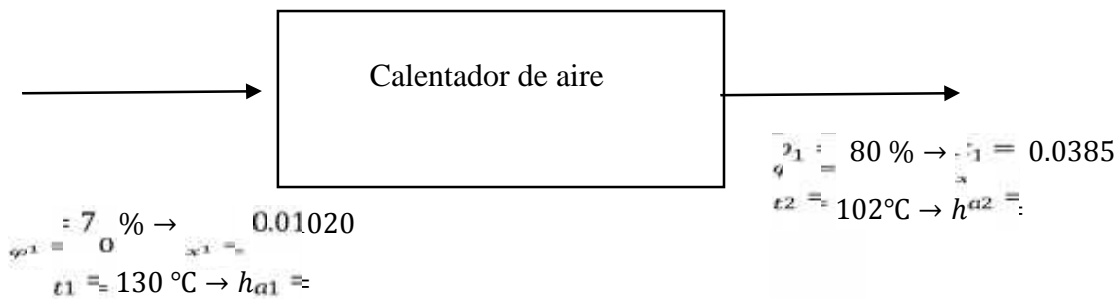
$n_P \rightarrow$ Se asume: 98 % \rightarrow Con aislamiento termico

$$Q_T = \frac{900}{0.98} = 918.37 \text{ kw}$$

Por seguridad consideramos F. S = 1.10

$$Q_T = 900 * 1.10 = 990 \text{ kw} = 3564000 \frac{\text{kJ}}{\text{h}}$$

3.1.3 Cálculo del Flujo de Aire



A. Cálculo de la entalpía del aire húmedo a la entrada (h_{a1}):

$$h_{a1} = 1.005 * t + x(1.88 * t + 2501)$$

$$h_{a1} = 1.005 * 130\text{ °C} + 0.01020(1.88 * 130\text{ °C} + 2501)$$

$$h_{a1} = 158.65 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

B. Cálculo de la entalpía del aire a la salida (h_{a2}):

$$h_{a2} = 1.005 * t + x(1.88 * t + 2501)$$

$$h_{a2} = 1.005 * 102\text{ °C} + 0.0385(1.88 * 102\text{ °C} + 2501)$$

$$h_{a2} = 206.18 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

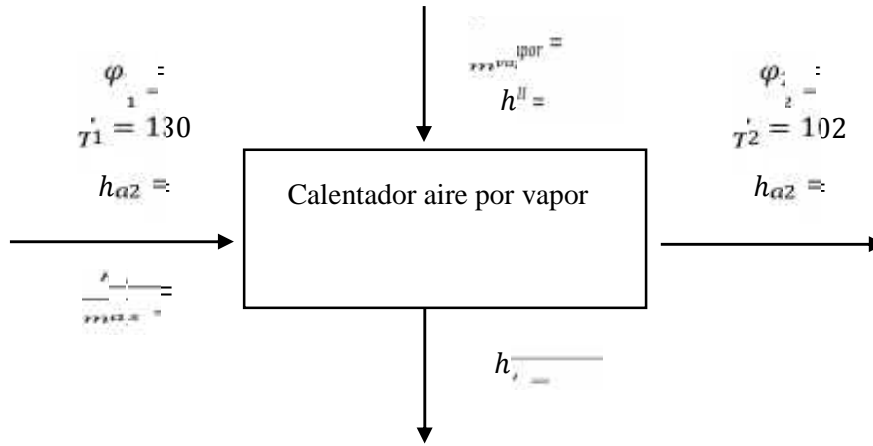
C. Cálculo del flujo de aire Caliente Requerido para secar:

$$Q_T = m_{a.s} * (h_{a2} - h_{a1})$$

$$3564000 \frac{\text{kJ}}{\text{h}} = m_{a.s} * \left(206.18 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} - 158.65 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \right)$$

$$\rightarrow m_{a.s} = 74984.22 \frac{\text{kg}}{\text{h}} = 20.83 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$$

3.1.4 Cálculo del flujo de vapor



$$h_v = \text{Entalpía de vapor entrada al secador} = h_{5 \text{ bar}} = 2748.7 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

$$h^I = \text{Entalpía del líquido saturado} = 640.10 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

Balance térmico del calentamiento de aire por vapor:

$$m_{a.s} * (h_{a2} - h_{a1}) = m_{\text{vapor}} * (h_v - h^I) * n_{l.c}$$

Del calor útil del proceso de calentamiento del aire:

$$Q_u = 3564000 \frac{\text{kJ}}{\text{h}} = m_{\text{vapor}} * \left(2748.7 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} - 640.10 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \right) * 0.98$$

$$\rightarrow m_{\text{vapor}} = 1724.72 \frac{\text{kg}}{\text{h}} = 0.479 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$$

3.2. Dimensionamiento del calentador de aire por vapor

Tabla 1

Datos del tubo ASTM-A53

Datos del tubo ASTM – A53 Cédula 40. Dn = 2.5’’	
$d_{\text{ext tubo (m)}}$	0.073
espesor (m)	0.06268

Tipo de calentador: en banco de tubos

Disposición de los tubos: en tresbolillo

Temperatura media del aire en el proceso:

$$\bar{t}_{\text{aire}} = \frac{100 + 20}{2} = 60 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

Parámetros termofísicos del aire:

$$\left\{ \begin{array}{l} k = 0.02808 \frac{\text{W}}{\text{m}^{\circ}\text{C}} \\ C_p = 1.007 \text{ kJ/kg} \\ \mu = 2.008 * 10^{-5} \\ \rho = 1.059 \text{ kg/m}^3 \\ Pr = 0.7202 \end{array} \right.$$

Velocidad del aire a la entrada del calentador

Flujo másico de aire: 20.83 kg/s

Densidad del aire a condiciones atmosféricas: 1.16 kg/m³

Flujo volumétrico del aire:

$$V_{\text{aire}} = \frac{m_{\text{aire}}}{\rho_{\text{aire}}}$$
$$V_{\text{aire}} = \frac{20.83 \frac{\text{kg}}{\text{s}}}{1.16 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}} = 17.95 \frac{\text{m}^3}{\text{s}}$$

Sección transversal entrada al calentador:

$$S1 = 1 * 1.22 = 1.22 \text{ m}^2$$

Velocidad del aire:

$$U_{\text{aire}} = U_{\infty} = \frac{V_{\text{aire}}}{S_1}$$

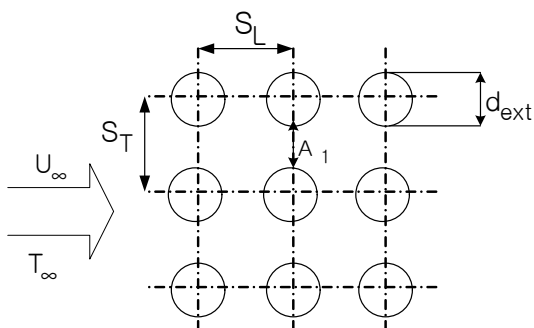
$$U_{\text{aire}} = U_{\infty} = \frac{17.95 \frac{\text{m}^3}{\text{s}}}{1.22 \text{ m}^2} = 14.71 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

Número de Reynolds del proceso:

$$Re = \frac{\rho * V_{\text{max}} * D}{\mu}$$

Cálculo del coeficiente de convección para el caso de fascículo de tubos en tresbolillo.

$$Nu = \varepsilon * C * Re^m * Pr^{0.38}$$



Wzχ ...r1D: Δισποσιχι ίν δε λος τυβος εν λος βανχος αλινεαδος

Tabla 2

S_T/d	1,25		1,50		2		3	
	C	m	C	m	C	m	C	m
1,25	0,348	0,592	0,275	0,608	0,100	0,704	0,0633	0,752
1,5	0,367	0,586	0,250	0,62	0,101	0,702	0,0678	0,744
2	0,418	0,57	0,299	0,602	0,229	0,632	0,198	0,608
3	0,29	0,601	0,357	0,584	0,374	0,581	0,286	0,608

Determinación del coeficiente de corrección ϵ

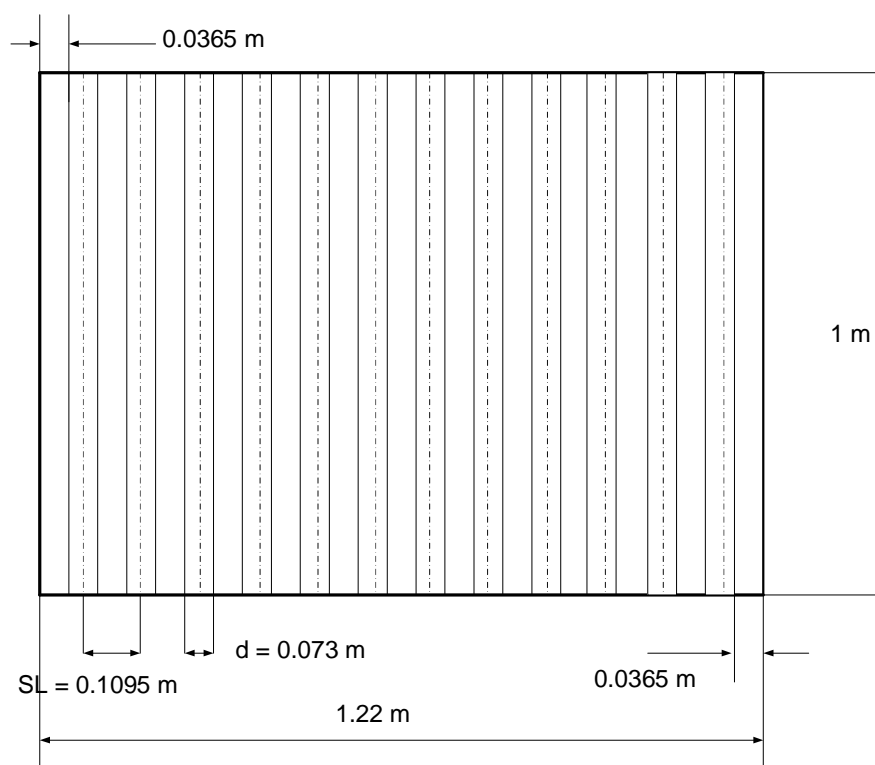
Tabla 3

n	2	3	4	5	≥ 10
ϵ	0,68	0,77	0,84	0,89	1,00

Eligiendo $St/d = Sl/d = 1.5$, se tiene:

$$SL = ST = 1.5 * 0.073 = 0.1095 \text{ m}$$

Velocidad máxima del aire en tubos:



Wzχ...r1EK ζιστα φρονταλ δελ χαλενταδορ δε αιρε πορ παπορ. Ελαβοραχι ίν προπια

$$V_{\max} = \frac{S_T}{S_T - D} * U_{\infty} = \frac{0.1095}{0.1095 - 0.073} * 14.71 = 44.13 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

$$Re - \text{máx} = \frac{1.059 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} * 44.13 \frac{\text{m}}{\text{s}} * 0.06268 \text{ m}}{2.008 * 10^{-5} \frac{\text{kg}}{\text{m} \cdot \text{s}}} = 200800$$

$$Nu = 0.023 * Re^{0.8} * Pr^{0.4}$$

$$Nu = 0.023 * 200800^{0.8} * 0.7202^{0.4} = 352.306$$

$$Nu = \frac{h_{\text{ext}} * D}{K}$$

Coefficiente de convección externo, pared exterior – air, h_{ext}

$$h_{\text{ext}} = \frac{Nu * K}{D}$$

$$\rightarrow h_{\text{ext}} = \frac{352.306 * 0.02808}{0.073} = 135.52 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 * ^\circ\text{C}}$$

$$L_{\text{unit tubo}} = 1 \text{ m}$$

Coefficiente de convección interna, vapor – pared interna del tubo, h_{int}

Para condensación del vapor saturado en tubos verticales

$$h_{\text{c(vertical)}} \left[\frac{\text{W}}{\text{m}^2 * ^\circ\text{C}} \right] = 1.13 * 4 \sqrt{\frac{r_{l-v} * g * \rho_{\text{liq}} * k_{\text{liq}}^3}{v_l * H_{\text{tubo}} (T_{\text{sat}} - T_{\text{PF}})}}$$

En la cual:

r_{l-v} = calor latente de vaporización del vapor: 2107*10³ J/kg

g = 9.81 m/s²

ρ_{liq} = densidad del líquido saturado, a 5 bar = 915.19 kg/m³

k_{liq} = conductividad térmica del líquido saturado a 5 bar = 0.6817 $\frac{\text{W}}{\text{m} * ^\circ\text{C}}$

v_l = viscosidad cinemática del líquido saturado a 5 bar: 0.1967 * 10⁻⁶ $\frac{\text{m}^2}{\text{s}}$

H_{tubo} = altura del tubo = 1 m

T_{sat} = temperatura de saturación del líquido = 158 °C

T_{pf} = Temperatura de la pared del tubo: 148 °C

Reemplazando en la ecuación del coeficiente de convección interna:

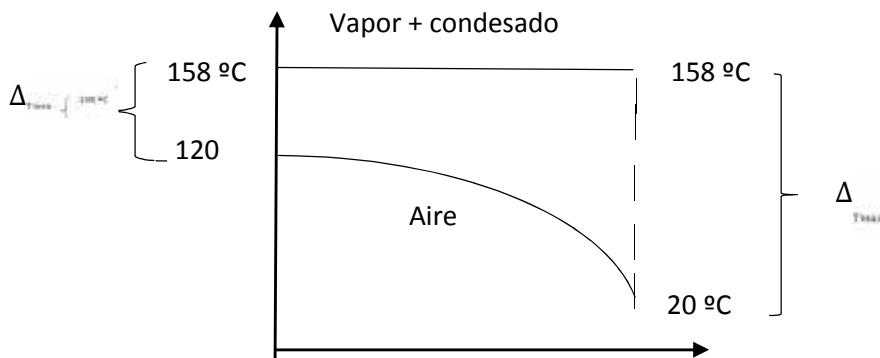
$$h_{int} = 1.13 * \sqrt[4]{\frac{2107 * 10^3 * 9.81 * 915.19 * 0.6817^3}{0.1967 * 10^{-6} * 1^3 * (158 - 143)}}$$

Procesando:

$$h_{int} = 1.13 * \sqrt[4]{\frac{5992729722}{2.95056 \cdot 10^{-6}}} = 7585.96 \frac{W}{m^2 * ^\circ C}$$

Cálculo de la diferencia media cuadrática de temperatura

El calentador será del tipo de corrientes en cruz



Wzχ^...r1FK Εσθυεμα δε λα διφερευχια χυαδρ(τιχα δε Τεμπερατυρασ

$$\Delta T_{min} = 158 - 120 = 38 \text{ }^\circ C$$

$$\Delta T_{max} = 158 - 20 = 138 \text{ }^\circ C$$

Ecuación de Grasshof de diferencia media logarítmica de temperatura:

$$\Delta T_m = \frac{T}{\ln \left(\frac{\Delta T_{max} + \Delta T_{min} + T}{\Delta T_{max} + \Delta T_{min} - T} \right)}$$

Temperatura media cuadrática del proceso:

$$T = \sqrt{(158 - 158)^2 + (120 - 20)^2} = 100 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$\rightarrow \Delta T_m = \frac{100}{\ln\left(\frac{138 + 38 + 100}{138 + 38 - 100}\right)} = 77.54 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Coefficiente de transferencia global de calor, KG

Despejando, reemplazando y procesando:

$$K_G = \frac{1}{\frac{1}{135.52} + \frac{1}{7585.96} + \frac{0.00516}{60.5}} = 131.64 \left(\frac{\text{W}}{\text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C}}\right)$$

Superficie de intercambio de calor del calentador de aire por vapor

Nota: caso de tubos sin aletas

Material del tubo: acero inox 304 – L, K = 60 w/(m*°C)

$$S_{I.C}[\text{m}^2] = \frac{Q_u(\text{W})}{K_G \left(\frac{\text{W}}{\text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C}}\right) * \Delta T_m(^{\circ}\text{C})}$$

$$\rightarrow S_{I.C} = \frac{900000 \text{ W}}{131.64 * 77.54} = 88.17 \text{ m}^2$$

Cálculo del número de tubos sin aletas en el calentador de aire por vapor

$$N_{r\text{-tubos}} = \frac{S_{T-IC}(\text{m}^2)}{S_{\text{unit-tubo}}\left(\frac{\text{m}^2}{\text{tubo}}\right)}$$

- Diámetro exterior del tubo = 0.06268 m
- Largo: 1m

Superficie unitaria de transferencia de calor de un tubo:

$$S_{\text{unit-tubo}}(\text{m}^2) = \pi * L_{\text{tubo}} * D_{\text{ext-tubo}}$$
$$S_{\text{unit-tubo}} = \pi * 1\text{m} * 0.06268 \text{ m} = 0.1969 \text{ m}^2$$

$$\rightarrow N_{r-\text{tubos}} = \frac{88.17 \text{ m}^2}{0.1969 \left(\frac{\text{m}^2}{\text{tubo}} \right)} = 447.8 \text{ tubos} = 448 \text{ tubos}$$

Se observa que el número de tubos sin aletas es excesivo, para una hilera de 12 tubos, se necesitaría 37 columnas.

Se realiza el análisis del calentador de aire por vapor, en variante de tubos con aletas.

Cálculo de calentador de aire por vapor, con tubos aleteados

Características:

Aire

- Flujo de aire: 64650 m³/h
- Temperatura del aire en la entrada: 25°C
- Temperatura máxima del aire en la salida: 135°C
- Densidad promedio del aire: 1.16 kg/m³
- Calor específico medio del aire: 1.0065 kJ/(kg*°C)

INTERCAMBIADOR DE CALOR

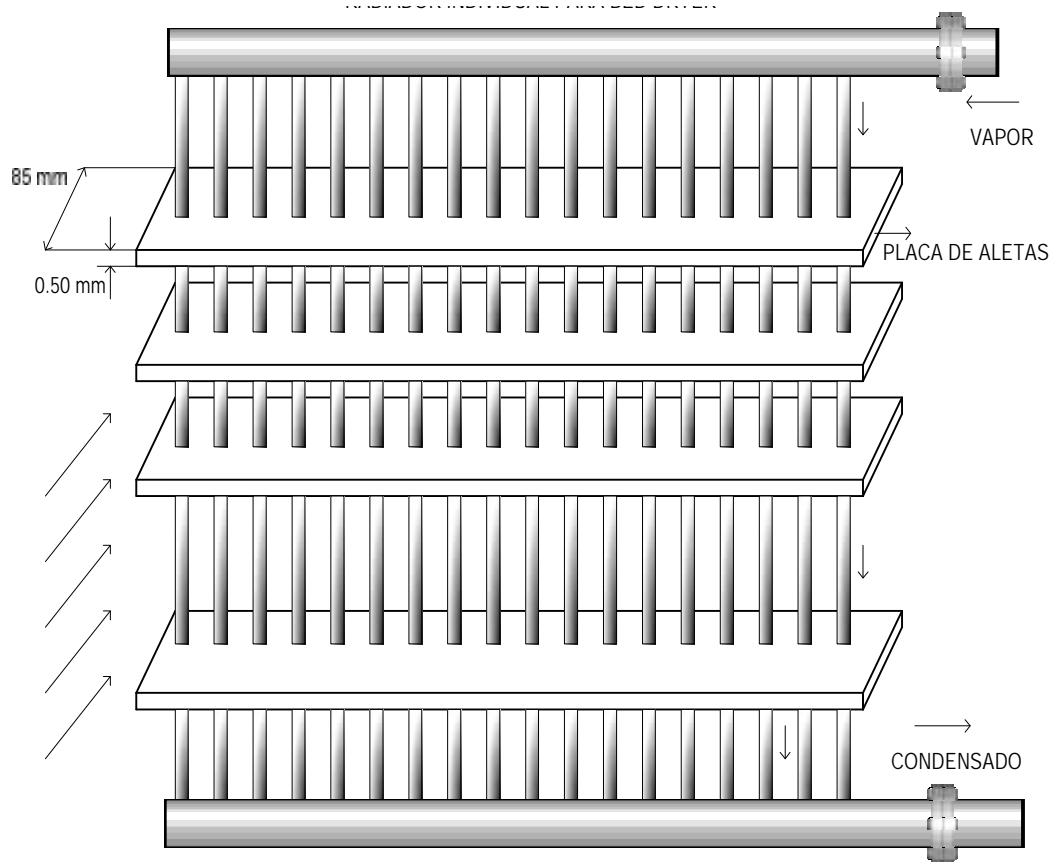
- Rendimiento del calentador de aire: 90%, con aislamiento térmico
- Calentador de aire por vapor: tubular, en corriente en cruz de flujos
- Posición de trabajo: Vertical
- Tipo de aletas: planas, sección rectangular
- Material de aletas: aluminio anodizado
- Espesor de aletas: 0.25 mm
- Material del tubo del I.C.: Acero inoxidable 304 L, dn = 3 / 4 “, cédula: 10
- Número de filas con tubos: 3
- Número de tubos por fila: 40
- Longitud de los tubos de calentamiento: 1.30 m

VAPOR UTILIZADO

- Flujo: 1725 kg/h
- Presión entrada: 4.5 bar, absoluto
- Temperatura de saturación: 147.9 °C
- Tubo entrado de vapor. 3'', cédula 40
- $h_v =$ Entalpía de vapor entrada al secador = $h_{5 \text{ bar}} = 2748.7 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$

CONDENSADO:

- Tipo: Líquido saturado
- Temperatura = 147°C
- Tubo de salida del condensado: dn = 2'', cédula 40
- Tipo de condensación. Pelicular
- $h^l =$ Entalpía del líquido saturado = $640.10 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$



Wzχ...r1G: ζιστα φρονταλ δελ χαλενταδορ δε αιρε. Ελαβοραχι Γν προπια

- 40 tubos aleteados por hilera
- Diámetro tubería de vapor: 2.5"
- Material: acero inox 304 L, espesor: 2.5 mm
- Diámetro de la tubería de condensado: 2"
- Material: acero inox 304 L, espesor: 2.5 mm

BALANCE TÉRMICO DEL PROCESO:

Coeficiente global de transferencia de calor para el Intercambiador de Calor.

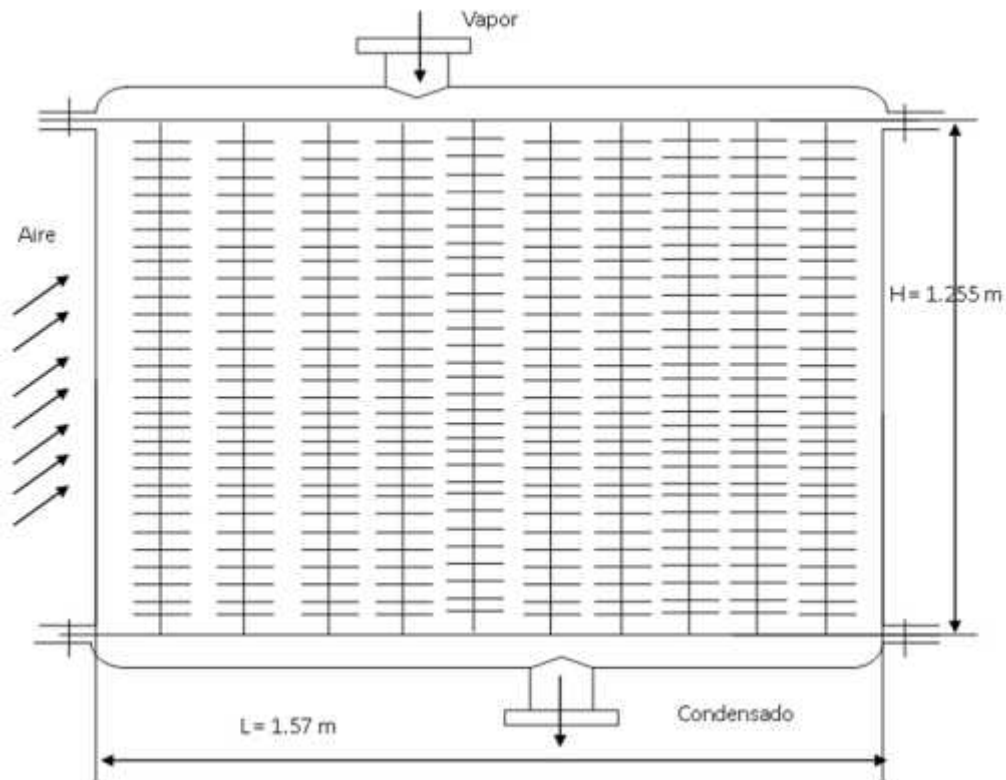
$$K_G = \frac{1}{\frac{1}{h_k} + R_{cd} * \frac{d_{int}}{d_m} + \frac{1}{h_a * E} * \frac{d_{int}}{d_{ext}}}$$

Sección libre del calentador, S_0 :

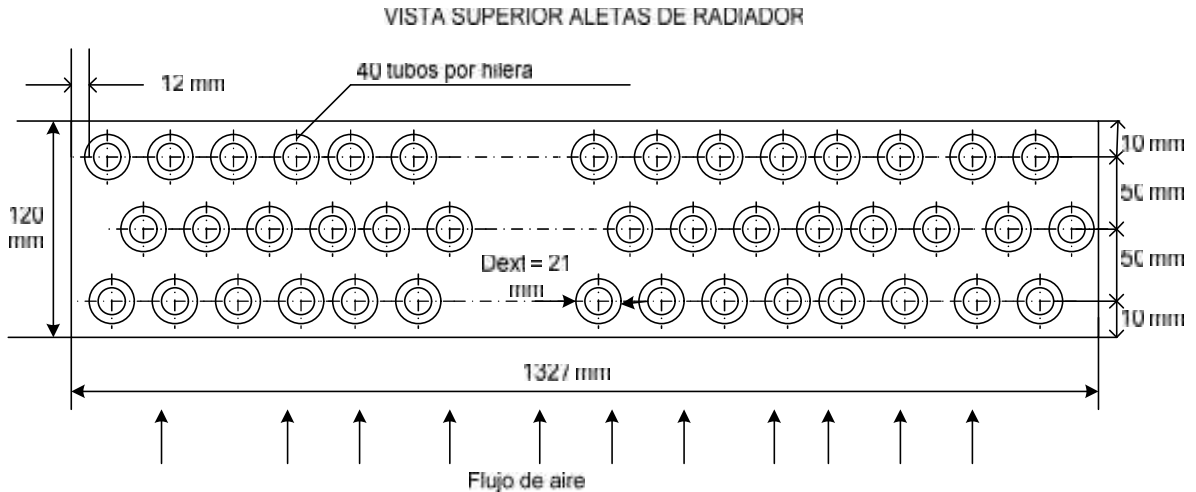
$$S_0 = 1.30 \cdot 1.327 = 1.725 \text{ m}^2$$

Velocidad del aire en sección libre:

$$U_{\text{aire0}} = \frac{15.48 \frac{\text{m}^3}{\text{s}}}{1.725 \text{ m}^2} = 8.98 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$



Wzχ^...r1HK ζιστα φρονταλ δελ χαλενταδορ δε αιρε πορ παπορ



Wzx^...rllk ζιστα σνπεριου δελ βανχο δε τυβουσ

Paso entre tubos de calentamiento:

Del número de tubos por fila:

$$n = \frac{L - 2 * S_{ex}}{X_2} \rightarrow 40 = \frac{1.30 - 2 * 0.010}{X_2} \rightarrow X_2 = \frac{1.28}{40} = 0.032 \text{ m} = 32\text{mm}$$

$$S_{ex} = 10 \text{ mm}$$

Parámetros del aire, a temperatura media del proceso:

$$t_m = \frac{135 + 25}{2} = 80^\circ\text{C}$$

Coefficiente de conductividad térmica: $k_a = 0.0305 \text{ w/m} * ^\circ\text{C}$

Viscosidad cinemática: $\nu = 21.09 * 10^{-6} \frac{\text{m}^2}{\text{s}}$

Número de Prandtl: $Pr = 0.692$

Coefficiente de transferencia de calor por convección, en la parte del aire: $h_{p\text{-aire}}$

$$h_{p\text{-aire}} = Nu * \frac{k_a}{b}$$

Régimen de flujo del aire:

$$Re = \frac{U_{\text{aire-max}} * b}{\nu}$$

Velocidad máxima del aire:

$$U_{\text{max}} = \frac{\dot{V}_{\text{aire}}}{S_{\text{minima}}} \left[\frac{\text{m}}{\text{s}} \right]$$

Donde:

$$S_{\text{minima}} = \varphi * S_0$$

Coefficiente de reducción de la sección libre del aire:

$$\varphi = 1 - \frac{d_{\text{ext}}}{X_1} * \left(1 + 2 * \frac{h}{b} * \frac{\delta'}{d_{\text{ext}}} \right) = 1 - \frac{21}{55} * \left(1 + 2 * \frac{17}{5} * \frac{0.5}{21} \right) = 0.556$$

Número de aletas por tubo: 350 piezas

Paso vertical entre aletas, b: $(1300 - 24) / 350 = 3.646 \text{ mm}$

δ' = Espesor de aletas = 0.250 mm

Altura de una aleta:

$$h = \frac{D - d_{\text{ext}}}{2} = \frac{50 - 21}{2} = 14.5 \text{ mm}$$

Superficie mínima de paso del aire:

$$S_{\text{min}} = 1.725 * 0.556 = 0.9591 \text{ m}^2$$

Velocidad máxima del aire:

$$U_{\text{max}} = \frac{\dot{V}_{\text{aire}}}{S_{\text{min}}} * \frac{T_{\text{am}}}{T_0} = \frac{17.96}{0.9591} * \frac{80 + 273}{25 + 273} = 22.182 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

Número de Reynolds del flujo de aire:

$$Re_{\text{aire}} = \frac{22.182 \frac{\text{m}}{\text{s}} * 3.646 * 10^{-3} \text{m}}{21.09 * 10^{-6} \text{m}^2/\text{s}} = 3835$$

Número de Nusselt de la transferencia de calor:

Para fascículo de tubos con aletas, en tresbolillo, bañados transversalmente por corriente de aire:

$$NU_{\text{aire}} = 0.023 * Re_a^{0.65} * \left(\frac{b}{d_{\text{ext}}}\right)^{0.54} * \left(\frac{b}{h}\right)^{0.14}$$

$$NU_{\text{aire}} = 0.023 * 3835_a^{0.65} * \left(\frac{3.646}{21}\right)^{0.54} * \left(\frac{3.646}{14.5}\right)^{0.14} = 15.24$$

Remplazando valores en la ecuación tenemos:

$$h_{p\text{-aire}} = 15.24 * \frac{0.0305}{3.646 * 10^{-3}} = 127.48 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 * ^\circ\text{C}}$$

$$E = 1 - N_1 * \delta'' + \frac{N_1 * \delta'' * k * \beta * \psi}{h_a}$$

$$\beta = \sqrt{\frac{2 * h_a}{\delta^l * K_{\text{acero}}}} = \sqrt{\frac{2 * 127.48}{0.25 * 10^{-3} * 47.5}} = 146.53 \text{ m}^{-1}$$

$$K_{\text{acero}} = 47.5$$

$$\beta * h = 146.53 * 14.5 * 10^{-3} = 2.124$$

$$\beta * r_{\text{ext}} = 146.53 * 10.5 * 10^{-3} = 1.538$$

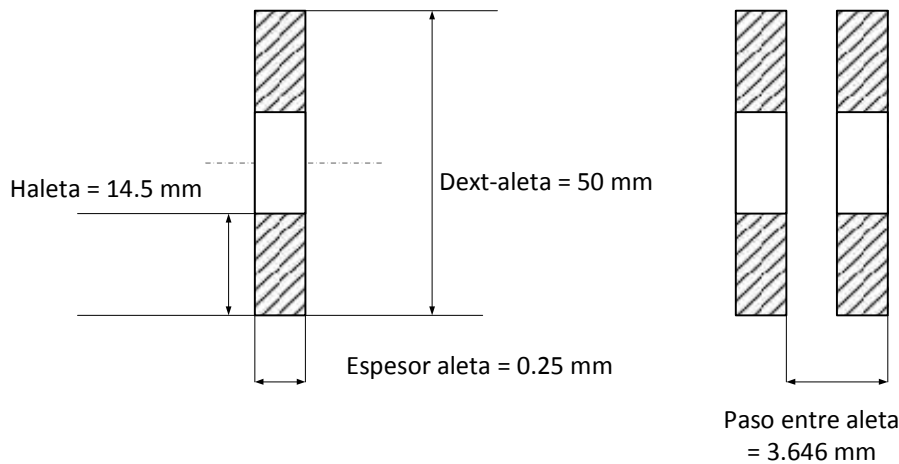
De diagramas: $\psi = 1.50$

$$E = 1 - 350 * 0.250 * 10^{-3} + \frac{350 * 0.250 * 10^{-3} * 47.5 * 146.53 * 1.5}{69.55} = 14.046$$

$$R_{cd} = \frac{\delta_{acero}}{\kappa_{acero}} * \frac{d_{int}}{d_{ext}} = \frac{2.5 * 10^{-3}}{57} * \frac{16}{21} = 0.0334 * 10^{-3} \frac{m^2 * k}{w}$$

$$\frac{d_{int}}{d_{ext}} = \frac{16}{21} = 0.6875$$

$$\frac{1}{h_a * E} * \frac{d_{int}}{d_{ext}} = \frac{1}{69.55 * 8.712} * 0.6875 = 1.1265 * 10^{-3} \frac{m^2 * k}{w}$$



Wzx^...r1JK Διμενσιονες δε λασ αλετας δε λος τυβος δελ χαλενταδορ δε αιρε

El vapor saturado seco condensa en tubos verticales

Parámetros termo físicos del líquido saturado (a $T_{sat} = 147.90^{\circ}\text{C}$)

Conductividad térmica: $K = 0.68235 \frac{W}{m * ^{\circ}\text{C}}$

Número de Prandtl: $Pr = 1.16778$

Viscosidad cinemática: $\nu = 0.2016 * 10^{-6} \frac{m^2}{s}$

$$\text{Calor específico: } C_p = 4.30164 \frac{\text{kJ}}{\text{kg} \cdot ^\circ\text{C}}$$

$$\text{Densidad: } \rho = 918.957 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$$

Por ser un condensador vertical:

Coefficiente de transferencia de calor por convección:

$$h_k = N_{uk} \cdot \frac{k}{H}$$

$$\text{En el cual: } Nu = 0.068 \cdot (Ga \cdot Pr \cdot K_u)^{1/3}$$

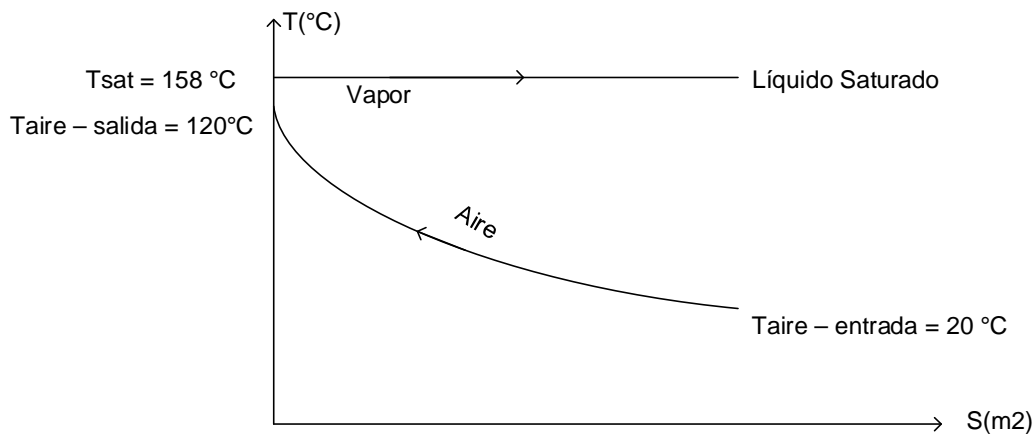
$$Ga \cdot Pr \cdot K_u = \frac{g \cdot H^3}{\nu^2} \cdot \frac{l_v}{C_p \cdot \Delta T_m} \cdot Pr = \frac{9.81 \cdot 1.3^3}{0.2016^2 \cdot 10^{-12}} \cdot \frac{2120251}{4301.64 \cdot 12.9} \cdot 1.16778$$

$$Ga \cdot Pr \cdot K_u = 22.0513 \cdot 10^{15}$$

$$Nu = 0.068(22.0513 \cdot 10^{15})^{1/3} = 19068.666$$

$$h_k = 19068.666 \cdot \frac{0.682375}{1.3} = 10009.216 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C}}$$

Gradiente logarítmico de temperatura:



Wzx^...r1BAK Γραδιεντε λογαρίτμια δε τεμπερατυρα

De La figura:

$$\Delta T_{\min} = 158 - 120 = 38 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

$$\Delta T_{\max} = 158 - 20 = 138 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

Ecuación de Grasshof de diferencia media logarítmica de temperatura:

$$\Delta T_m = \frac{T}{\ln\left(\frac{\Delta T_{\max} + \Delta T_{\min} + T}{\Delta T_{\max} + \Delta T_{\min} - T}\right)}$$

Temperatura media cuadrática del proceso:

$$T = \sqrt{(158 - 158)^2 + (120 - 20)^2} = 100 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

$$\rightarrow \Delta T_m = \frac{100}{\ln\left(\frac{138 + 38 + 100}{138 + 38 - 100}\right)} = 77.54 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

$$Q_u = 950 \text{ kw}$$

Por lo tanto reemplazando en la ecuación tenemos:

$$K_G = \frac{1}{\frac{1}{10009.216} + \frac{1}{127.48} + \frac{2.45 * 10^{-3}}{47.9}} = 125 \frac{\text{w}}{\text{m}^2 * ^{\circ}\text{C}}$$

$$S_{IC} = \frac{Q_u(\text{w})}{\Delta T_m(^{\circ}\text{C}) * K_G\left(\frac{\text{w}}{\text{m}^2 * ^{\circ}\text{C}}\right)}$$

$$S_{IC} = \frac{950,000 \text{ w}}{77.54 \text{ }^{\circ}\text{C} * 125 \frac{\text{w}}{\text{m}^2 * ^{\circ}\text{C}}} = 98 \text{ m}^2$$

Superficie unitaria de tubo con aletas:

$$S_{\text{unit-tubo con aletas}} = \frac{98 \text{ m}^2}{120 \text{ tubos}} = 0.82 \frac{\text{m}^2}{\text{tubo}}$$

Superficie de tubo con aletas:

$$S_{\text{unit-tubo con aletas}} = S_{\text{tubo sin aletas}} + S_{\text{total de aletas}} \text{ m}^2$$

$S_{\text{unit-tubo con aletas}}$

$$= \pi * d_{\text{ext}} * (L_{\text{tubo}} - N_{\text{raletas}} * \delta_{\text{aleta}}) + \pi * \delta_{\text{alet}} * D_{\text{ext-alet}} * N_{\text{raletas}} + \frac{\pi}{4} * (D_{\text{ext-alt}}^2 - d_{\text{int}}^2) * N_{\text{raletas}}$$

$$\rightarrow \pi * 21 \text{ mm} * (1327 \text{ mm} - 350 * 0.25 \text{ mm}) = 80124.66 \text{ mm}^2 = 0.08 \frac{\text{m}^2}{\text{tubo}}$$

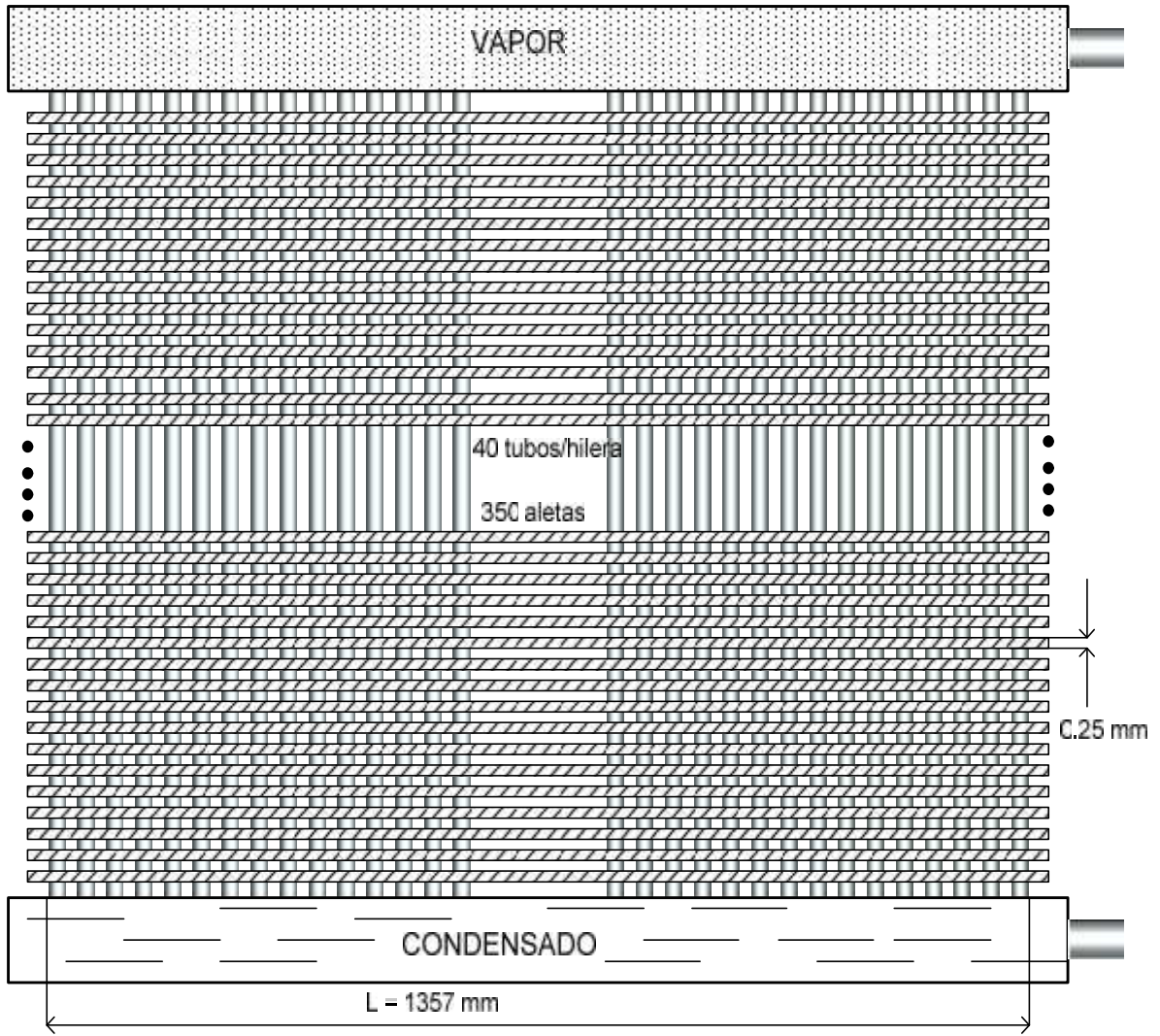
$$\rightarrow \pi * 0.25 \text{ mm} * 50 \text{ mm} * 350 \frac{\text{aletas}}{\text{tubo}} = 17671.5 \text{ mm}^2 = 0.0176 \frac{\text{m}^2}{\text{tubo}}$$

$$\rightarrow 2 * \frac{\pi}{4} * (50^2 - 21^2) \frac{\text{mm}^2}{\text{aleta}} * 350 \frac{\text{aletas}}{\text{tubo}} = 1131997 \frac{\text{mm}^2}{\text{tubo}} = 1.132 \frac{\text{m}^2}{\text{tubo}}$$

$$S_{\text{total tubo con aletas}} = 120 \text{ tubos} * (0.19 + 0.016 + 1.132) \frac{\text{m}^2}{\text{tubo}} = 160 \text{ m}^2$$

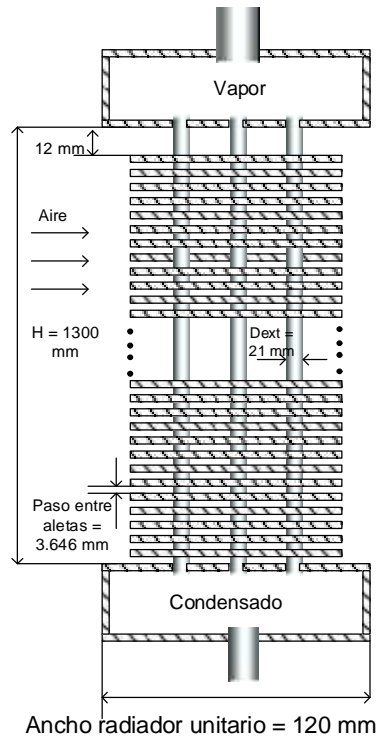
Se observa que la superficie final, total de los tubos con aletas es superior a la calculada, $160 \text{ m}^2 > 98 \text{ m}^2$, existe un factor de servicio de $1.63 = 160/98$

VISTA FRONTAL CALENTADOR UNITARIO DE AIRE POR VAPOR



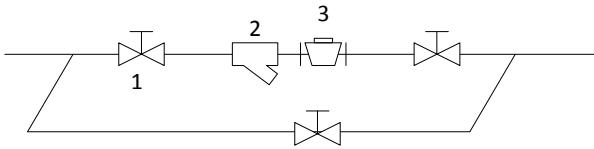
Wz^...r1BBK ριστα φρονταλ δελ χαλενταδορ δε αιρε

VISTA LATERAL RADIADOR COMPLETO – INGRESO Y SALIDA INDEPENDIENTE DE VAPOR Y CONDENSADO



Wzx^...r1BCK ριστα λατεραλ δελ χαλενταδορ δε αιρε πορ παπορ

3.2. Dimensionamiento y selección de trampa de vapor

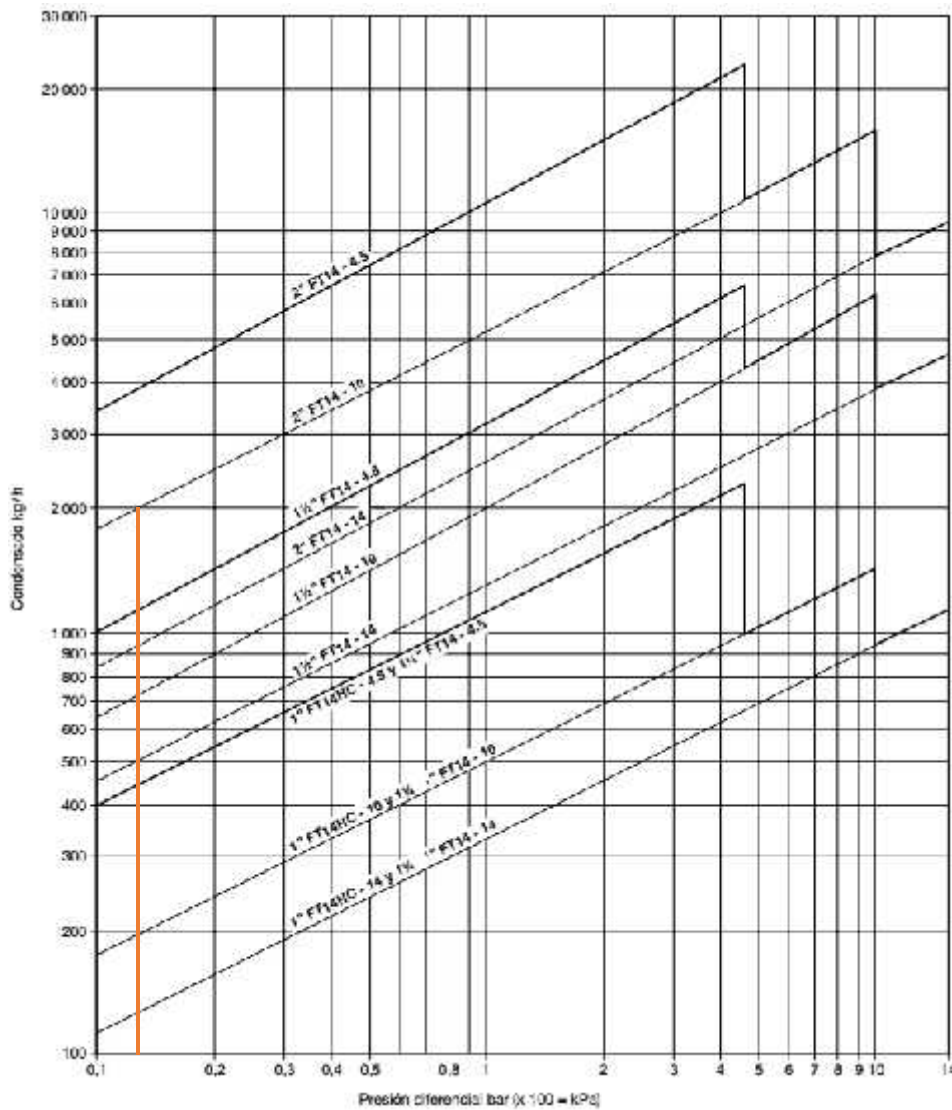


Wzx^...r1BDK Ινσταλαχι ίν δε σιστεμα επωαχυαχι ίν δελ χονδεναδο παπορ δελ χαλενταδορ δε αιρε. Ελαβοραχι ίν προπια

1: Válvula esférica, cuerpo inox, pn = 16 bar

2: Filtro para vapor, pn = 16 bar

3: Trampa de vapor, mecánica, de flotador libre, pn = 16 bar, 2000 kg/h



Wzx^...r1BEK Διαγραμα δε χαργα $\mu = \phi$ ($\Delta\pi$) παρα τραμπα δε παπορ δε φλοταδορ λιβρε

Para las necesidades del sistema:

Flujo máximo de condensado = 2000 kg/h, se elige:

Trampa para vapor, mecánica, de flotador libre:

Dn = 2 pulgadas

Serie: FT14 – 10

Diferencia de presión: 0.12 bar

3.2.1 Aislamiento térmico de tubería vapor al calentador

Material aislante térmico: lana mineral

Rendimiento del aislamiento térmico: 99.75 %

Flujo de vapor: 1725 kg/h = 0.479 kg/s

Entalpía del vapor: 2748.7 $\frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$

Calor entrada a tubería:

$$Q_t = m_v * h_v$$
$$\rightarrow Q_t = 0.479 \frac{\text{kg}}{\text{s}} * 2748.7 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} = 1316.62 \text{ kw}$$

Calor perdido en tubería con aislamiento térmico:

$$Q_p = (1 - \eta_{\text{tub-aisl}}) * Q_t$$
$$\rightarrow Q_p = (1 - 0.9975) * 1316.62 = 3.29 \text{ kw}$$

Pérdida de calor lineal:

$$q_p = \frac{Q_p}{L_{\text{tub}}} \left[\frac{\text{w}}{\text{m}} \right]$$
$$\rightarrow q_p = \frac{3290}{16.95} = 194.1 \left[\frac{\text{w}}{\text{m}} \right]$$

Coeficiente de conductividad térmica de la lana mineral: 0.075 w /m*°C

$$\frac{D_{\text{ext-aislada}}}{d_{\text{int-aislada}}} = e^{\frac{2\pi \cdot k_{\text{aislante}} \cdot (T_{\text{pared interna-aisl}} - T_{\text{pared ext-aisl}})}{q_p}}$$

En el caso de tubería acero, $d_n = 4$ pulg cédula 40:

$$D_{\text{exterior}} = 114 \text{ mm} = 0.114 \text{ m}$$

$$T_{\text{pared interna}} = 154 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$T_{\text{pared interna aislada}} = 40 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$\rightarrow \frac{D_{\text{ext-aislada}}}{d_{\text{int-aislada}}} = e^{\frac{2\pi \cdot 0.075 \cdot (158 - 40)}{194.1}} = e^{0.2865} = 1.332$$

Despejando:

$$D_{\text{ext-aislada}} = d_{\text{int-aislada}} \cdot 1.332 = 0.114\text{m} \cdot 1.332 = 0.152 \text{ m}$$

Espesor del aislante térmico:

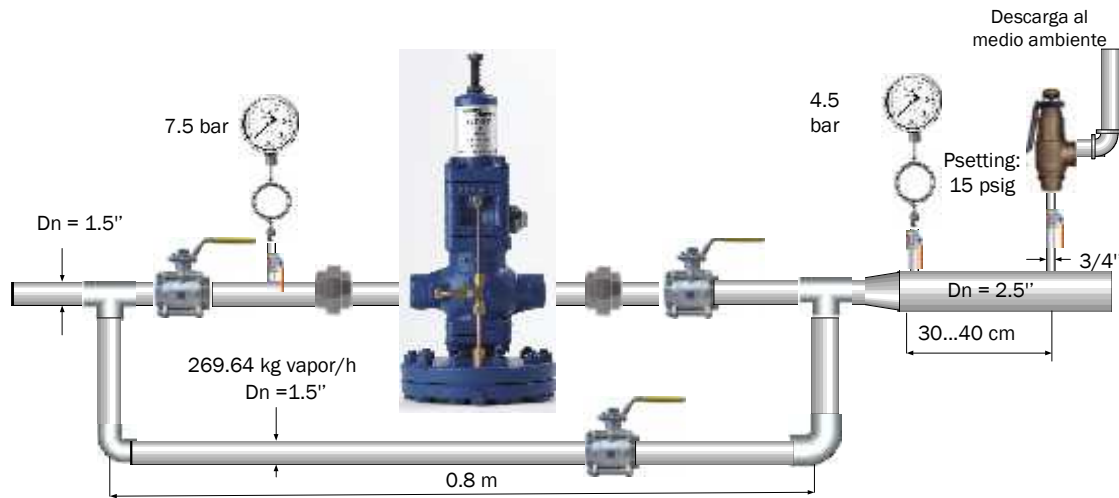
$$\delta_{\text{aislante}} = \frac{D_{\text{ext-aislada}} - d_{\text{int-aislada}}}{2}$$

$$\delta_{\text{aislante}} = \frac{0.152 - 0.114}{2} = 0.019 \text{ m} = 19 \text{ mm}$$

Se elige espesor de aislante térmico, lana mineral de una pulgada

3.3. Diseñar los bucles de control automático del proceso.

Dimensionamiento de la válvula reductora de presión de vapor



Wzχˆ...r1BFK Εσθυεμα δελ σιστευμα δε αχοπλαμιεντο δε π(λσυλα ρεδυχοτα δε πρεσι (ν δε πα πορ.

Se determina el coeficiente de válvula, Kv

$$K_v = \frac{W}{1420} \sqrt{\frac{V_1 + V_2}{\Delta P}}, \quad \text{Si } \Delta P < \frac{P_1}{2} \text{ (abs)}$$

$$K_v = \frac{W}{1004} \sqrt{\frac{V_1 + V_2}{P_1}} \quad \text{Si } \Delta P \geq \frac{P_1}{2} \text{ (abs)}$$

W = Flujo de vapor (Kg /horas)

p = Caída de presión (Kg/cm²)

P1 = Presión anterior (Kg/cm²)abs

V1 = Volumen específico a la presión, dm³/kg

V2 = Volumen específico a la presión, dm³/kg

En el presente caso:

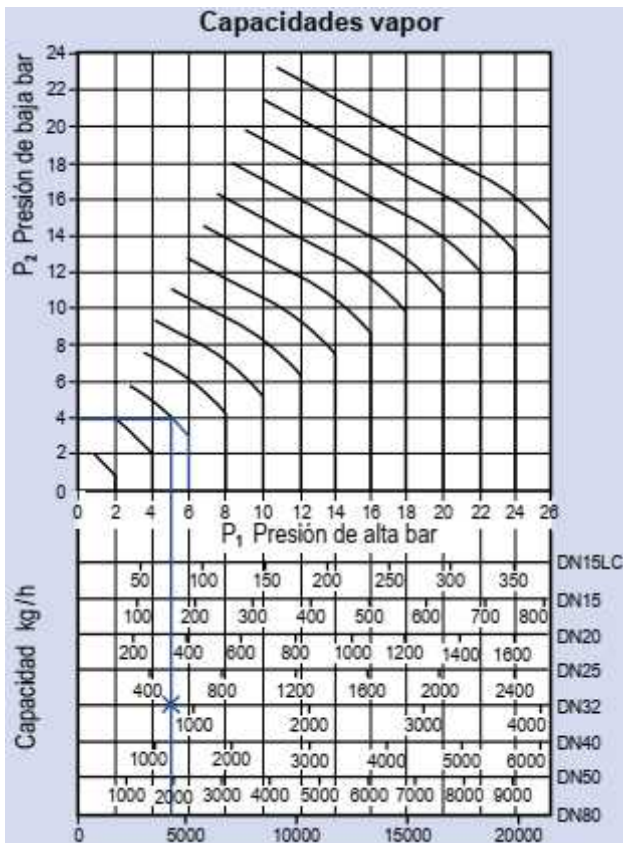
p1 = 7.122 bar absolutos, v1 = 0.2683 m³/kg = 268.3 dm³/kg

p2 = 4.5 bar absolutos, v2 = 1.04266 m³/kg = 104.266 dm³/kg

$$\Delta p = 7.5 - 4.5 = 3 > \frac{5.5}{2} = 2.75 \text{ bar}$$

$$K_v = \frac{m_v}{1004} * \sqrt{\frac{v_1 + v_2}{p_1}} = \frac{1725}{1004} * \sqrt{\frac{268.3 + 104.266}{7.5}} = 12.1$$

Se selecciona, del catálogo spirax sarco, la válvula reductora con $K_v = 12$, con $dn = 32$ mm.

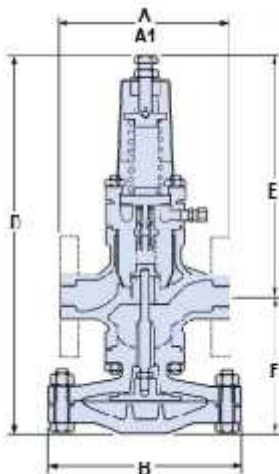


Valores de Kvs

DN15LC	DN15	DN20	DN25	DN32	DN40	DN50	DN80
1,0	2,8	5,5	8,1	12,0	17,0	28,0	64,0

Para conversión C_V (UK) = $K_v \times 0,97$

C_V (US) = $K_v \times 1,17$



DP17

Tamaño	Roscadas PN16/25		ANSI 150		ANSI 300		Peso kg			
	A	A1	A1	A1	B	D	E	F	Roscadas	Bridas
DN15LC	160	130	120,2	126,6	185	354	234	130	12	12,8
DN15	160	130	120,2	126,6	185	354	234	130	12	12,8
DN20	160	150	139,4	-	185	354	234	130	12	13,7
DN25	180	160	160,0	160,0	207	388	240	148	13	15,0
DN32	-	180	176,0	180,0	207	388	240	148	-	17,0
DN40	-	200	199,0	200,0	255	433	255	170	-	29,0
DN50	-	230	228,0	230,0	255	433	255	178	-	31,5

Lazos de control automático

Son dos:

- Control de temperatura del aire de secado
- Control de humedad de la harina de plumas

a) Lazo de control de temperatura

Tipo de control: PID con retroalimentación

- Set point: 120°C
- Variable manipulada: flujo de aire frío, kg/h
- Variable controlada: temperatura del aire caliente.

Instrumentos de medida y control:

- Transmisor de temperatura: Pt100
- Controlador automático: PLC con kit PID
- Elemento de control final: Variador de frecuencia, P = 15 kw, con kit PID

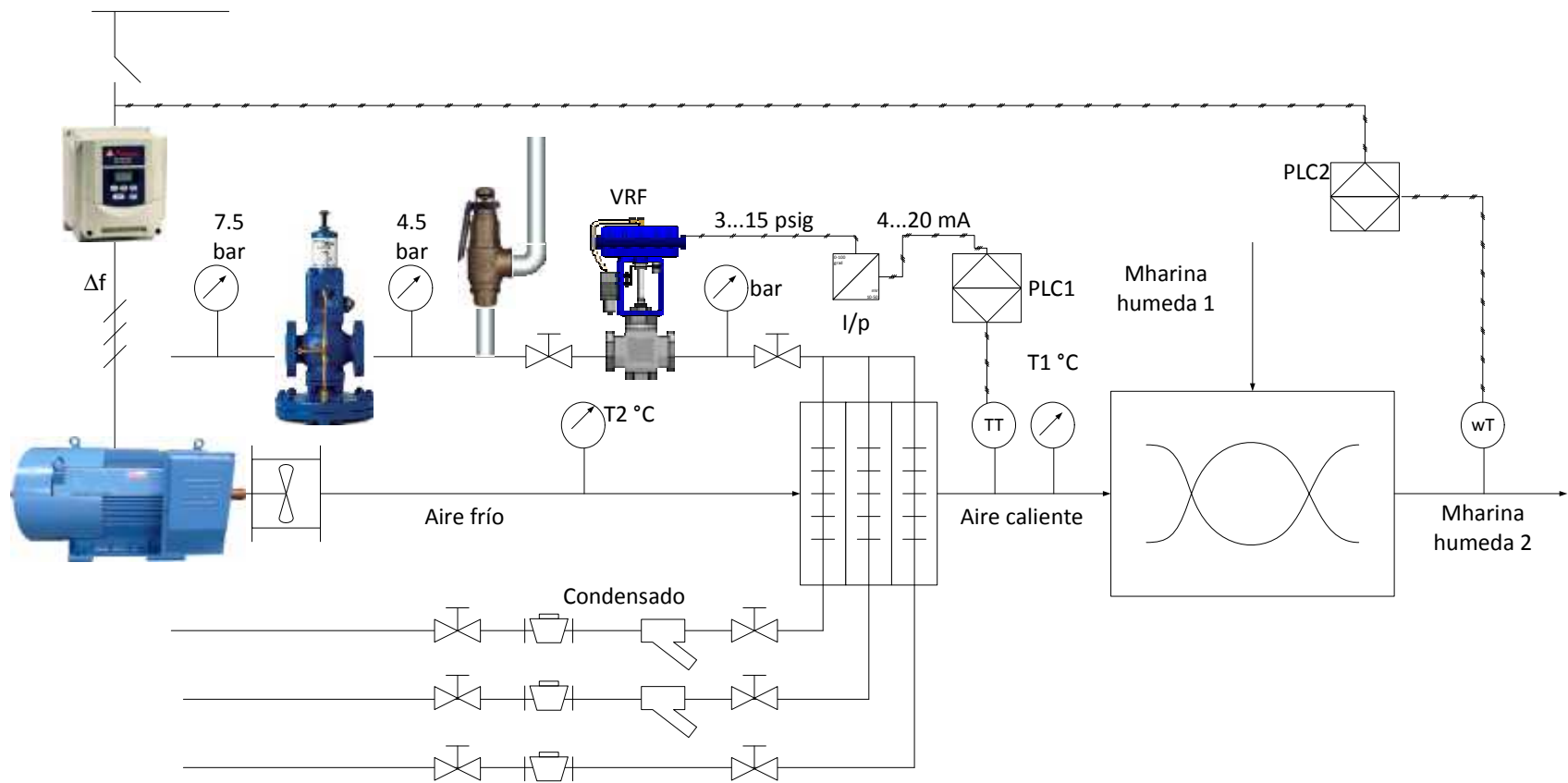
b) Lazo de control de humedad

Tipo de control: PID con retroalimentación

- Set point: 10 % humedad
- Variable manipulada: flujo de aire caliente, kg/h
- Variable controlada: humedad final de harina de plumas.

Instrumentos de medida y control:

- Transmisor de humedad absoluta: 0...50 %
- Controlador automático: PLC con kit PID: 4...20 mA, 24 V cc
- Convertidor intensidad – presión de aire: 4...20 mA a 3...15 psig
- Elemento de control final: Válvula reguladora de flujo de vapor:0...2000 kg/h.
- Cabezal neumático de válvula:3...15 psig

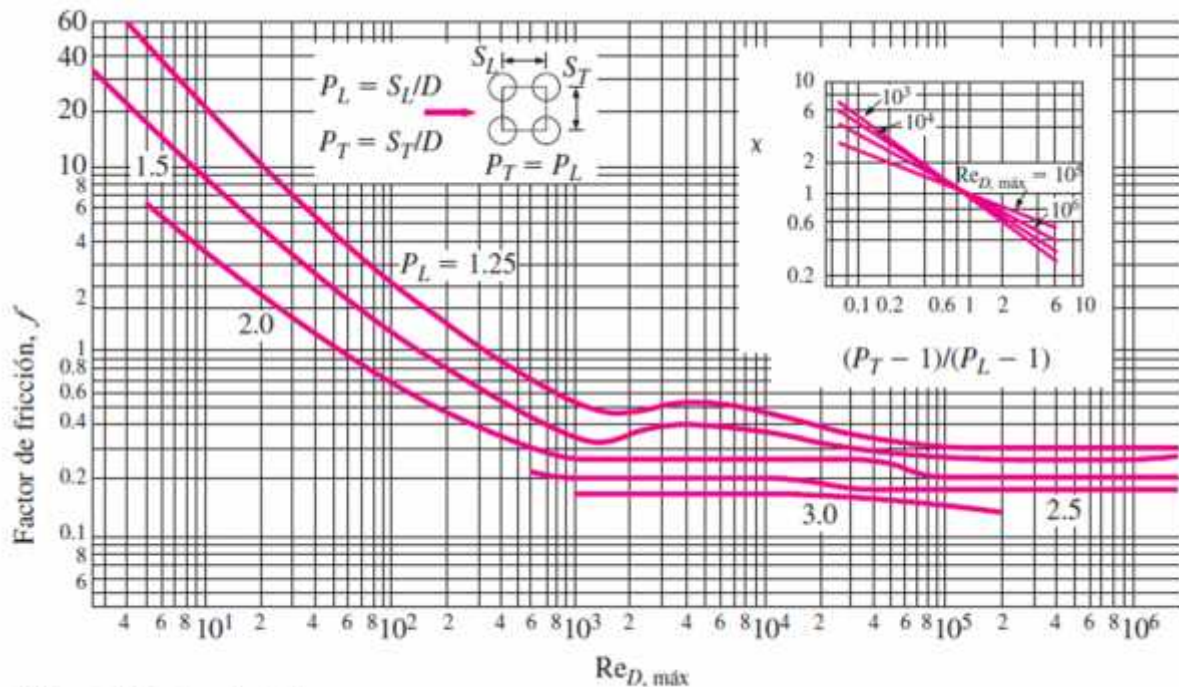


Wzx^...r1BGK Διαγράμμα ΠΙΔ δε χοντρολ αυτομ(τιχο προχεσοσ δε χαλενταμιεντο δε αιρε ψ σεχαδο δε ηαρινα. Ελαβοραχι Γν προπια

3.4. Seleccionar el ventilador de aire para el secador.

3.4.1. Caída de presión en calentador de aire por vapor

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



a) Disposición de alineados

Wzx^...r1BHK Φαχτορ δε φριχχι fν ψ χορρεχι fν παρα βανχο δε τυβοσ (Ζυκαυκασ 1985)

$$Re = 22161$$

$$\frac{S_L}{D} = \frac{0.10}{4.83} = 2 \rightarrow f = 0.19 \rightarrow x = 1$$

$$\Delta P = 12 * 0.19 * 1 * \frac{\frac{1.16 \text{ kg}}{\text{m}^3} * 26.5^2 \frac{\text{m}^2}{\text{s}}}{2} * \left(\frac{1 \text{ N}}{1 \text{ kg} * \text{m}/\text{s}^2} \right)$$

$$\Delta P = 928.65 \text{ Pa}$$

3.4.2. Potencia requerida por el ventilador

$$\dot{w}_{vent} = \frac{\dot{V} * \Delta P}{\eta_v * 1000} = \frac{\dot{m} * \Delta P}{\eta_v * 1000 * \rho}$$
$$\rightarrow \dot{w}_{vent} = \frac{10.45 \frac{kg}{s} * 928.65 Pa}{650 * 1.16 kg/m^3} = 12.8 kw$$

Potencia del motor eléctrico, accionamiento del ventilador:

Se utilizará un factor de servicio de 1.20

$$P_{n-ME} = 1.20 * P_{vent}$$

$$P_{n-ME} = 1.20 * 12.8 = 15 kw = 20 HP$$

Es decir, el motor del ventilador será monofásico:

- F = 60 Hz
- Factor de potencia = 0.86
- Pn = 15 kw
- Un = 380 V

Del catálogo Sodecsa, se selecciona el ventilador CBXT 30/28-20



Wzx^...r1BI κ κεντιλαιορ XBET 25/25-15

3.7. Realizar un estudio económico

3.7.1. Inversiones a realizar:

Tabla 4

Inversiones en activos, Mano de Obra, accesorios para Implementar Sistema automático de secado de harina de plumas de aves por aire caliente en Empresa Inversiones Maraón S.A.C					
I. Bucle Control de Temperatura de aire					
Ítem	Denominación	Cantidad	U.M	Precio Unitario	Precio total
				Soles/UM	Soles
1. Bucle Control de Temperatura					
1	Transmisor de temperatura, Pt100	1	Pieza	480	480
2	Cable de instrumentación	90	m	35	3150
3	Programador lógico programable con kit PID, 24 V cc	1	Pieza	1440	1440
4	Convertidor de intensidad a presión, 4...20 mA a 3...15 psig	1	Pieza	2416	2416
5	Válvula isoporcentual, con cabezal neumático, 3...15 psig, 0...2000 kg/h, dn = 2.5"	1	Pieza	11200	11200
6	Mano de Obra	1	GLB	5500	5500
8	Accesorios neumáticos	1	GLB	750	750
9	Tablero eléctrico 35 x 45 x 20 cm	1	Pieza	315	315
10	Calentador de aire por vapor saturado, 950 kw, inox 304L	1	Pieza	40000	40000
11	Sistema reducción presión vapor, 10/4.5 bar, 2000 kg/h	1	GLB	24000	24000
12	Sistema evacuación de condensado, pn = 16 bar, 200 °C, 750 kg/h	3	Grupos	4800	14400

13	Motor - ventilador y accesorios	1	sistema	43200	43200
14	Tubería vapor y accesorios	16	m	350	5600
2. Bucle Control de humedad de harina				Sub total 1	152451
1	Transmisor de nivel con ultrasonidos, salida: 4...20 mA	1	Pieza	5600	5600
2	Cable de instrumentación	100	m	35	3500
3	Programador lógico programable con kit PID, 24 V cc	1	Pieza	1440	1440
4	Convertidor de intensidad a presión, 4...20 mA a 3...15 psig	1	Pieza	2416	2416
5	Variador de frecuencia, 0...60 Hz, P = 55 kw	1	Pieza	27200	27200
6	Mano de Obra	1	GLB	2500	2500
7	Accesorios neumáticos	1	GLB	750	750
8	Tablero eléctrico 35 x 45 x 20 cm	1	Pieza	315	315
				Sub total 1	43721
				Total Inversión	196,172

3.7.2. Beneficios a obtener: 250,000 soles/año

3.7.3. Inversiones y financiamiento bancario

Tabla 5

Inversión y financiamiento bancario		
Descripción		Monto (S/.)
Equipos		196,172.00
Otros		-
TOTAL DE COSTOS ESTIMADOS		196,172.00
TOTAL DE INVERSIÓN DEL PROYECTO		S/. 196,172.00
FINANCIAMIENTO		

Descripción		Monto (S/.)
Aporte propio, % inversión total	10 %	S/. 19,617.20
Financiamiento		S/. 176,554.80
Total inversión		S/. 196,172.00
Condiciones del Financiamiento		
Descripción		Monto (S/.)
Préstamo		S/. 176,554.80
Tasa efectiva anual		12.50 %
Tasa efectiva mensual		0.99 %
Plazo, meses		12
Cuota mensual, Soles/mes		S/. 15,673.16

3.7.4. Atención del pago de préstamo bancario

Tabla 6

Plan de Pagos mensuales					
Mes	Préstamo	Interés	Amortización	Cuota	Saldo
1	176,554.80	1,741.46	13,932	15,673	162,623.10
2	162,623.10	1,604.05	14,069	15,673	148,553.98
3	148,553.98	1,465.27	14,208	15,673	134,346.10
4	134,346.10	1,325.13	14,348	15,673	119,998.07
5	119,998.07	1,183.61	14,490	15,673	105,508.51
6	105,508.51	1,040.69	14,632	15,673	90,876.04

7	90,876.04	896.36	14,777	15,673	76,099.24
8	76,099.24	750.61	14,923	15,673	61,176.69
9	61,176.69	603.42	15,070	15,673	46,106.95
10	46,106.95	454.78	15,218	15,673	30,888.57
11	30,888.57	304.67	15,368	15,673	15,520.08
12	15,520.08	153.08	15,520	15,673	0.00

3.7.4. Análisis financiero

Tabla 7

Flujo de Caja Financiero											
	Año										
	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Pago Servicio de deuda											
Préstamo	-176555										
Interés		11523									
Amortización, S./año		176555									
Costo Operación, S./año		30000	30000	30000	30000	30000	30000	30000	30000	30000	30000
Costo de Mantenimiento		42500	42500	42500	42500	42500	42500	42500	42500	42500	42500
Total egresos, S./año		218078	30000	30000	30000	30000	30000	30000	30000	30000	30000
Beneficio anual		250,000	250,000	250,000	250,000	250,000	250,000	250,000	250,000	250,000	250,000
FLUJO DE CAJA FINANCIERO											
	-176,555	31,922	220,000	220,000	220,000	220,000	220,000	220,000	220,000	220,000	220,000

COK	12.50%
VAN	730,315
TIR	77%
Número de años	10 Años
PRI (Años)	8.47 Meses

PRI: Periodo de Retorno de la Inversión
$PRI (Años) = (Préstamo) / (beneficio) / 12$

Se observa que se obtienen indicadores financieros atractivos:

Para préstamo de 176555 soles, en una evaluación de 10 años, a una tasa de interés de 12.5% anual:

Valor actual neto: 730,315 soles

Tasa interna de retorno: 77 % > 12.5 %

Período de retorno de la inversión: 8.47 meses

Es bastante atractiva la inversión a realizar

IV. DISCUSIÓN

En relación a los resultados presentados en el capítulo de antecedentes del presente estudio:

LEON GREGORICH, Rodolfo Luciano (2013), en su tesis “Implementación de un secador de aire caliente para producción de harina de pescado calidad súper prime en la empresa Copeinca Chancay”; concluye que el sistema de secado de aire caliente reduce las variaciones de humedad final y minimiza los reprocesos.

Se hicieron las pruebas de operación sin aire caliente, comprobándose variaciones entre 4 y 12 por ciento; mayor que el rango obtenido con aire caliente entre 7 a 10 por ciento, en la humedad de salida ocasionando frecuentes reprocesos por producción de harina con humedades fuera de los valores requeridos.

En el presente estudio se prevé que existirán variaciones del valor deseado de humedad de la harina, del orden de 1.5 a 2 %, pues estará automatizado.

Se estima también que al automatizar el calentamiento del aire hasta 120 °C se tendrá una buena estabilidad del proceso y, por ende, de la calidad de misma, mejorando el producto final.

PINEDA ALFARO, David (2013), en su tesis” Diseño de un sistema de secado a base de vapor para arroz en granza”, resume lo siguiente:

El sistema de secado propuesto consta del mismo ventilador para mover el aire caliente hacia la cámara de secado, para que este pueda atravesar el grano que descende en forma de cortina, el cambio radica en la forma en que se genera el aire.

La presión de vapor es una variable crítica tanto para que el proceso se lleve a cabo eficientemente, como para la seguridad del personal operativo.

La presión de trabajo en el manifold debe permanecer en el rango de 140 a 150 PSI, para un adecuado funcionamiento de los equipos.

En el presente estudio, se obtiene que la presión del vapor deberá ser de 4.5 bar, es decir de 66.375 psi, a 158 °C del vapor.

“La temperatura del aire caliente que ingresa a la cámara de secado es crítica para que el proceso de secado sea adecuado, ya que de esta depende la eficiencia del secado “

La temperatura de trabajo debe estar en el rango de 33 a 37 °C.

En el presente estudio se concluye que la temperatura del aire debe ser de 120 °C, para aumentar adecuadamente el potencial de secado del aire.

En el presente estudio se obtiene que el calentador del aire por vapor deberá ser tubular, con aletas, y tubos dispuestos en tres bolillo, para aumentar la transferencia de masa.

IV. CONCLUSIONES

Se realizó el balance de energía y masa de aire y vapor en el proceso de secado, y se obtuvo los siguientes resultados:

- Flujo másico de harina húmeda, entrada a secador: 3000 kg/h
- Humedad inicial de la harina: 39.76 %
- Temperatura inicial de la harina: 20 °C

- Flujo másico de harina a la salida del secador: 1807.2 kg/h
- Humedad final de la harina: 8 % en peso
- Temperatura final de la harina: 92 °C

- Flujo másico de agua a evaporar de la harina: 1192.8 kg/h

Se calculó y dimensionó el calentador de aire por vapor, se obtuvo:

- Calor útil nominal del calentador: 950 kw
- Tipo: tubular, en corriente en cruz
- Con tres hileras de tubos de acero inox, $dn = 20$ mm, $H = 1.37$ m, con aletas circulares.
- Diferencia logarítmica de temperatura: 77 °C
- Superficie de intercambio de calor: 160m²
- Presión del vapor: 4.5 bar
- Flujo total de vapor: 0.479 kg/s
- Flujo de aire: 32000 m³/h
- Temperatura inicial del aire: 20 °C
- Temperatura final del aire: 120 °C

Se dimensionó el sistema de evacuación del condensado:

- Tres líneas de evacuación:
- con trampas mecánicas de 750 kg/h de capacidad,
- trampas de flotador libre,
- caída de presión en trampa de 0.3 bar
- presión nominal de trampas: 16 bar

Se dimensionó las tuberías de conexión del sistema de secado.

- Tubería de vapor: $dn = 4$ pulgadas, cédula 40, ASTM A 53, sin costura, para 1725 kg/h vapor saturado a 4.5 bar, 25 m/s
- Tubería de aire frío: 0.75 m, para flujo de 32000 m³/h aire, a 20 m/s

Se diseñó los bucles de control automático del condensado.

- Bucle de control automático de calentamiento del aire por vapor saturado, en feedback y PID
- Bucle de control automático de secado de la harina de plumas por aire caliente, en feedback y PID

Se seleccionó el ventilador de aire para el secador:

Flujo volumétrico: 32000 m³/h

Presión del aire: 675 mm. Pa

Pn del motor eléctrico: 15 kw

Se realizó el estudio económico financiero de la inversión:

- Préstamo a realizar: 176555 soles
- Tasa de interés: 12.5 %
- Período de vida útil del proyecto: 10 años
- VAN: 730,0315 soles
- TIR: 77 %
- Período de retorno de la inversión: 8.47 meses

VI. RECOMENDACIONES

Por resultar atractivo del punto de vista económico y financiero, se recomienda implementar el proyecto.

Preparar un plan de mantenimiento preventivo para la nueva instalación.

Preparar un plan de calibración de los instrumentos de medida y control, para tener precisión asegurada y tiempos de respuesta adecuados.

Realizar una adecuada capacitación al personal con la nueva tecnología a ser implementada

Es importante establecer una adecuada serie de medidas de seguridad industrial para evitar accidentes.

Analizar la viabilidad de instalar condensadores de gases residuales de chimenea de caldera por agua, para reducir la emisión de gases contaminantes al medio ambiente.

VII. REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS

CENGEL, Yunus A. Transferencia de calor y masa fundamentos y aplicaciones. Martínez, Marcela (coordinadora); García, Zeferino (traductor). 4ta ed. México: Delgado Rodríguez, 2011. 946 p. ISBN: 978-607-15-0540-8

INCROPERA, F.P. y DEWITT, D.P. Fundamentos de Transferencia de Calor. 4ta ed. México: Prentice Hall, 1999. 846 p. ISBN: 970-17-0170-4

HOLMAN, J.P. Transferencia de calor. 10° ed. España: McGraw-Hill Interamericana S.A.U., 1998. 1240 P.ISBN: 84-481-2040-X.

TREYBAL, Robert E. Mass Transfer Operations 3ra ed. Singapore: McGraw-Hill, 1981. 800 p. ISBN: 0-07-065176-0

AVALOS JACOBO, Víctor. Obtención de aceite y harina proteica de alta calidad a partir de pollos de descarte y vísceras. Universidad Nacional del Callao, Facultad de Ingeniería Química, 2012.

OLIVARES, Armando. Introducción a la ingeniería Química (Balance de energía y masa) México: Universidad Iberoamericana, 2000.

AGUIRRE MALDONADO, Fredy Ernesto. Diseño de un secador rotativos de vainas de maní para pequeños productores. Quito: s.n., 2006.

GONZALES RIOS, Walther. “Rediseño del sistema de intercambiador de calor en secadores de paletizadoras de la planta Alicorp Nicovita-Trujillo”. Universidad Cesar Vallejo, Trujillo, 2012.

LARA SANCHEZ, Juan Pablo y Max Oliver. “Análisis técnico-económico del diseño de una secadora rotatoria de café trabajada con aire caliente”. Universidad Cesar Vallejo, Trujillo, 2010.

GATICA ESCOBAR, Pedro Pablo. “Propuesta de un sistema de secado para el proceso de harina tipo “plumas con sangre “en la fábrica de harinas”. Universidad de San Carlos de Guatemala, Guatemala, 2013.

LEON GREGORICH, Rodolfo Luciono. “Implementación de un secador de aire caliente para producción de harina de pescado calidad súper prime en la empresa Copeinca chancay”. Universidad Nacional del Callao, Perú, 2013.

PINEDA ALFARO, David Alfredo. “Diseño de un sistema de secado a base de vapor para arroz en granza”. Universidad de San Carlos de Guatemala, Guatemala, 2013.

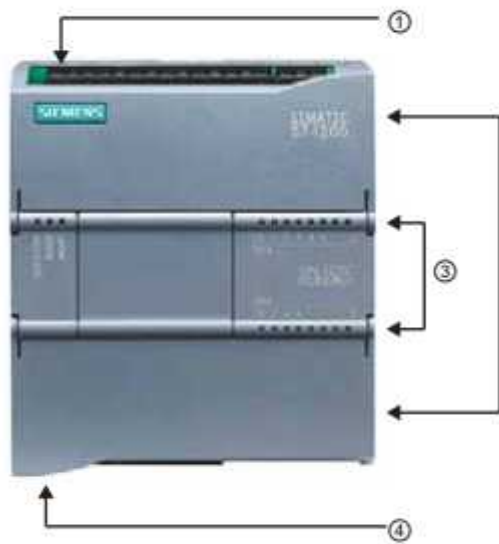
BARBOSA CANOVAS, Albert Ibarz y Gustavo V. Operaciones en la Ingeniería de Alimentos. 1era ed. México: Ediciones Mundi-Prensa, 2005. 874p. ISBN: 84-8476-163-0.

ANEXOS

Anexo 1: Tabla de calibración del Pt 100

0	100.00	100.39	100.78	101.17	101.56	101.95	102.34	102.73	103.12	103.51
10	103.90	104.29	104.68	105.07	105.46	105.85	106.24	106.63	107.02	107.41
20	107.79	108.18	108.57	108.96	109.35	109.74	110.12	110.51	110.90	111.29
30	111.67	112.06	112.45	112.84	113.22	113.61	114.00	114.38	114.77	115.16
40	115.54	115.93	116.32	116.70	117.09	117.47	117.86	118.24	118.63	119.01
50	119.40	119.78	120.17	120.55	120.94	121.32	121.71	122.09	122.48	122.86
60	123.24	123.63	124.01	124.39	124.78	125.16	125.54	125.93	126.31	126.69
70	127.07	127.46	127.84	128.22	128.60	128.99	129.37	129.75	130.13	130.51
80	130.89	131.28	131.66	132.04	132.42	132.80	133.18	133.56	133.94	134.32
90	134.70	135.08	135.46	135.84	136.22	136.60	136.98	137.36	137.74	138.12
100	138.50	138.88	139.26	139.64	140.02	140.40	140.77	141.15	141.53	141.91
110	142.29	142.67	143.04	143.42	143.80	144.18	144.55	144.93	145.31	145.69
120	146.06	146.44	146.82	147.19	147.57	147.95	148.32	148.70	149.07	149.45
130	149.83	150.20	150.58	150.95	151.33	151.70	152.08	152.45	152.83	153.20
140	153.58	153.95	154.33	154.70	155.08	155.45	155.83	156.20	156.57	156.95
150	157.32	157.69	158.07	158.44	158.81	159.19	159.56	159.93	160.30	160.68
160	161.05	161.42	161.79	162.16	162.53	162.91	163.28	163.65	164.02	164.39
170	164.76	165.13	165.50	165.88	166.25	166.62	166.99	167.36	167.73	168.10
180	168.47	168.84	169.21	169.58	169.95	170.31	170.68	171.05	171.42	171.79
190	172.16	172.53	172.90	173.26	173.63	174.00	174.37	174.74	175.10	175.47
200	175.84	176.21	176.58	176.94	177.31	177.68	178.04	178.41	178.78	179.14
210	179.51	179.88	180.24	180.61	180.98	181.34	181.71	182.07	182.44	182.81
220	183.17	183.54	183.90	184.27	184.63	185.00	185.36	185.73	186.09	186.45
230	186.82	187.18	187.55	187.91	188.27	188.64	189.00	189.37	189.73	190.09
240	190.46	190.82	191.18	191.54	191.91	192.27	192.63	192.99	193.36	193.72
250	194.08	194.44	194.80	195.17	195.53	195.89	196.25	196.61	196.97	197.33
260	197.69	198.05	198.41	198.77	199.14	199.50	199.86	200.22	200.58	200.94
270	201.29	201.65	202.01	202.37	202.73	203.09	203.45	203.81	204.17	204.53
280	204.88	205.24	205.60	205.96	206.32	206.68	207.03	207.39	207.75	208.11
290	208.46	208.82	209.18	209.53	209.89	210.25	210.60	210.96	211.32	211.67
°C	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9

Anexo 2: PLC S7 1200 Siemens



- ① Conector de corriente
- ② Conectores extraíbles para el cableado de usuario (detrás de las tapas)
- ② Ranura para Memory Card (debajo de la tapa superior)
- ③ LEDs de estado para las E/S integradas
- ④ Conector PROFINET (en el lado inferior de la CPU)

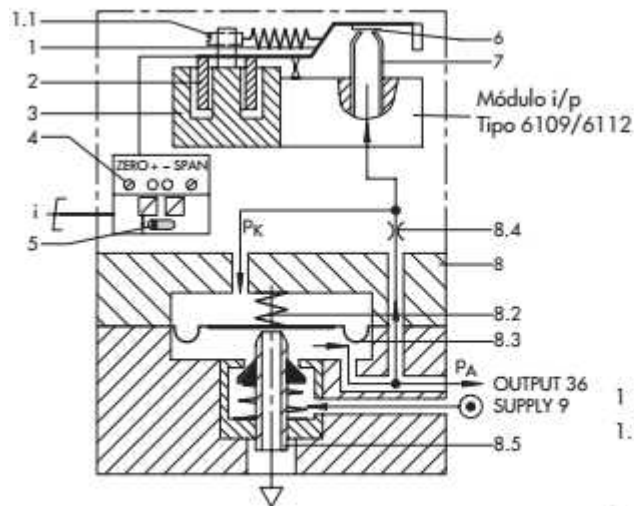
Los diferentes modelos de CPUs ofrecen una gran variedad de funciones y prestaciones que permiten crear soluciones efectivas destinadas a numerosas aplicaciones. Para más información sobre una CPU en particular, consulte los [datos técnicos](#) (Página [319](#)).

Función	CPU 1211C	CPU 1212C	CPU 1214C
Dimensiones físicas (mm)	90 x 100 x 75		110 x 100 x 75
Memoria de usuario	<ul style="list-style-type: none"> • Memoria de trabajo • Memoria de carga • Memoria remanente 	<ul style="list-style-type: none"> • 25 KB • 1 MB • 2 KB 	<ul style="list-style-type: none"> • 50 KB • 2 MB • 2 KB
E/S Integradas locales	<ul style="list-style-type: none"> • Digitales • Analógicas 	<ul style="list-style-type: none"> • 6 entradas/4 salidas • 2 entradas 	<ul style="list-style-type: none"> • 8 entradas/5 salidas • 2 entradas • 14 entradas/10 salidas • 2 entradas
Tamaño de la memoria imagen de proceso	1024 bytes para entradas (I) y 1024 bytes para salidas (Q)		
Área de marcas (M)	4096 bytes		8192 bytes
Ampliación con módulos de señales	Ninguna	7	8
Signal Board	1		
Módulos de comunicación	3 (ampliación en el lado izquierdo)		
Contadores rápidos	3	4	6
<ul style="list-style-type: none"> • Fase simple • Fase en cuadratura 	<ul style="list-style-type: none"> • 3 a 100 kHz • 3 a 80 kHz 	<ul style="list-style-type: none"> • 3 a 100 kHz • 1 a 30 kHz • 3 a 80 kHz • 1 a 20 kHz 	<ul style="list-style-type: none"> • 3 a 100 kHz • 3 a 30 kHz • 3 a 80 kHz • 3 a 20 kHz
Salidas de impulsos	2		
Memory Card	SIMATIC Memory Card (opcional)		
Tiempo de respaldo del reloj de tiempo real	Típico: 10 días / Mínimo: 6 días a 40 °C		
PROFINET	1 puerto de comunicación Ethernet		
Velocidad de ejecución de funciones matemáticas con números reales	18 µs/instrucción		
Velocidad de ejecución booleana	0,1 µs/instrucción		

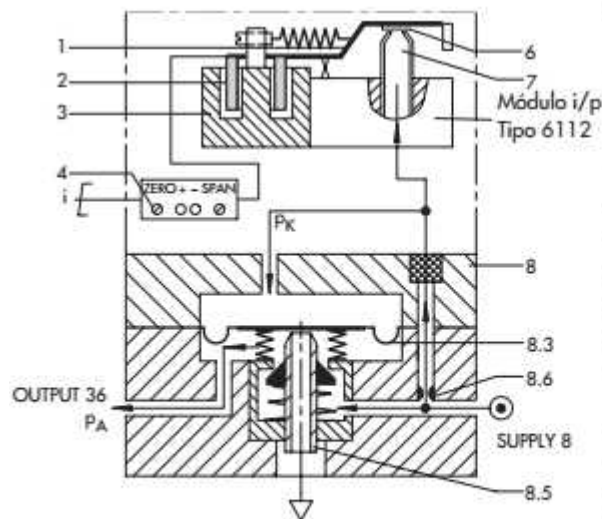
Anexo 3: convertidor I/p Samson



Tipo 6111 ejecución estándar



Ejecución con amplificador de volumen I



Ejecución con amplificador de volumen II

Fig. 1: Esquema funcional

- 1 Palanca basculante
- 1.1 Ajuste mecánico del cero, sólo en la ejecución 0 a 20 mA
- 2 Bobina móvil
- 3 Imán permanente
- 4 Ajuste del cero y del margen (span), no en la ejecución de 0 a 20 mA
- 5 Electrónica de desconexión: interruptor deslizante, no en la ejecución de 0 a 20 mA
- 6 Placa deflectora
- 7 Tobera
- 8 Amplificador de volumen
- 8.2 Resorte
- 8.3 Membrana
- 8.4 Restricción
- 8.5 Casquillo del obturador (desaireación)
- 8.6 Restricción fija
- 9 Resortes
- P_A Presión de salida
- P_K Presión dinámica (presión en cascada)
- ⊙ Aire de alimentación

Anexo 4: Válvula de control automática

Serie C

Válvulas de control de 2 vías con diseño actuador guiado por jaula, diseñadas según ANSI B 16.34, para aplicaciones severas con erosión, ruido y/o cavitación

Especificación de la válvula

Tamaños	1" a 8" (DN25 a DN200)
Tipos	2 vías globo
Conexiones	Preparado para soldar Butt Weld Preparado para soldar Socket Weld Juntas RTJ Bridas ANSI 150, ANSI 300 y ANSI 600 PN16, PN25, PN63 y PN100
Material del cuerpo	Acero al carbono WCB Acero inoxidable CF8M Aleación de acero WCA
Temperatura máxima	100°C (510°F)
Condiciones de diseño del cuerpo	ANSI 600 (PN100)
Internos	Obturador sin equilibrar o equilibrado Características de flujo equi %, lineal y apertura rápida Pasos reducidos Control de cavitación Control de ruido

Especificación del actuador

Tipos	Eléctrico, neumático de un solo resorte
Máxima presión diferencial	1494 psi (103 bar)
Acción	Resorte abre o cierra a falta de aire
Presión accionamiento	Aire comprimido: Cierra a falta de aire 79.8 psi (5.5 bar) Abre a falta de aire 43.5 psi (3 bar)
Opciones	Volante para accionamiento manual Todos los dispositivos industriales de interfaz para control



Características

- Diseñado según ANSI B 16.34.
- Guía por jaula para un control excelente con presiones diferenciales altas y facilidad en el mantenimiento.
- Gran variedad de materiales del cuerpo, sellado de vástago, opciones de internos para adaptarse a las necesidades de una amplia gama de aplicaciones.
- Asiento pinzado por jaula para facilitar el mantenimiento.
- Con el soporte de ingenieros experimentados en el diseño de aplicaciones.

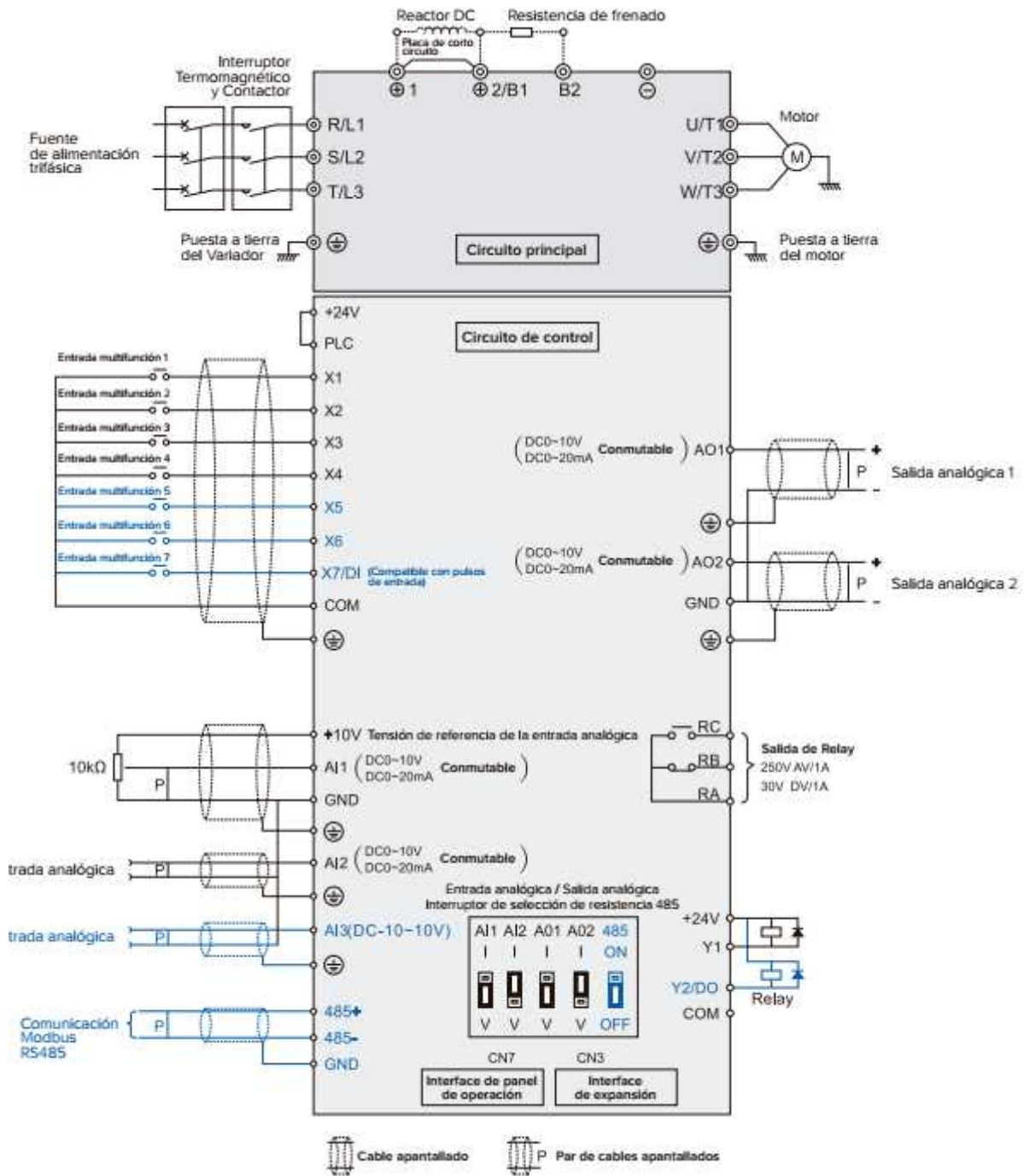
Anexo 5: Variador de frecuencia

V5-H-4TG Trifásico 400V Cargas Pesada / Torque constante

Potencia (kW)	0.75	1.5	2.2	3.7	5.5	7.5	11	15	18.5	22	30	37	45	55	75	
Potencia De motor Recomendada (kW)	0.75	1.5	2.2	3.7	5.5	7.5	11	15	18.5	22	30	37	45	55	75	
Salida	Voltaje (V)	Trifásico (0V hasta el nivel de voltaje de entrada nominal)														
	Corriente Nominal(A)	2.5	3.8	5.5	9	13	17	24	30	39	45	60	75	91	112	150
	Capacidad de sobrecarga	150% 1 minuto, 180% 10 segundos, 200% 0.5 segundos, Intervalo: 10 minutos (Curva de tiempo Inverso)														
Entrada	Voltaje/frecuencia Nominal	Trifásico 380V/480V; 50Hz/60Hz														
	Rango permisible de fluctuación de Voltaje	323V ~ 528V; Desbalance de voltaje ± 3 ; Fluctuación permisible de frecuencia: $\pm 5\%$														
	Corriente Nominal (A)	3.5	6.2	9.2	14.9	21.5	27.9	39	50.3	60	69.3	86	104	124	150	201
Unidad de frenado	Incorporado								Incorporado opcionalmente							
Clase de protección	IP20															
Método de enfriamiento	Enfriamiento propio	Ventilación forzada por convección														
Potencia (kW)	90	110	132	160	185	200	220	250	280	315	355	400	450	500		
Potencia De motor Recomendada (kW)	90	110	132	160	185	200	220	250	280	315	355	400	450	500		
Salida	Voltaje (V)	Trifásico (0V hasta el nivel de voltaje de entrada nominal)														
	Corriente Nominal(A)	176	210	253	304	350	380	426	470	520	600	650	690	775	860	
	Capacidad de sobrecarga	150% 1 minuto, 180% 10 segundos, 200% 0.5 segundos, Intervalo: 10 minutos (Curva de tiempo Inverso)														
Entrada	Voltaje/frecuencia Nominal	Trifásico 380V/480V; 50Hz/60Hz														
	Rango permisible de fluctuación de Voltaje	323V ~ 528V; Desbalance de voltaje ± 3 ; Fluctuación permisible de frecuencia: $\pm 5\%$														
	Corriente Nominal (A)	160*	196*	232*	282*	326*	352*	385*	437*	491*	580*	624*	670*	755*	840*	
Unidad de frenado	Requiere unidad externa de frenado															
Clase de protección	IP20															
Método de enfriamiento	Ventilación forzada por convección															

*A partir del modelo V5-H-4T90G hasta el modelo de más alta potencia de la gama V5-H-4TG, se encuentran equipados con reactor DC externo como estándar de fábrica.

Anexo 6: Terminal para cableado del PLC



Anexo 7: Ficha técnica del ventilador CBXT 30/28-20 del catálogo Sodexa.

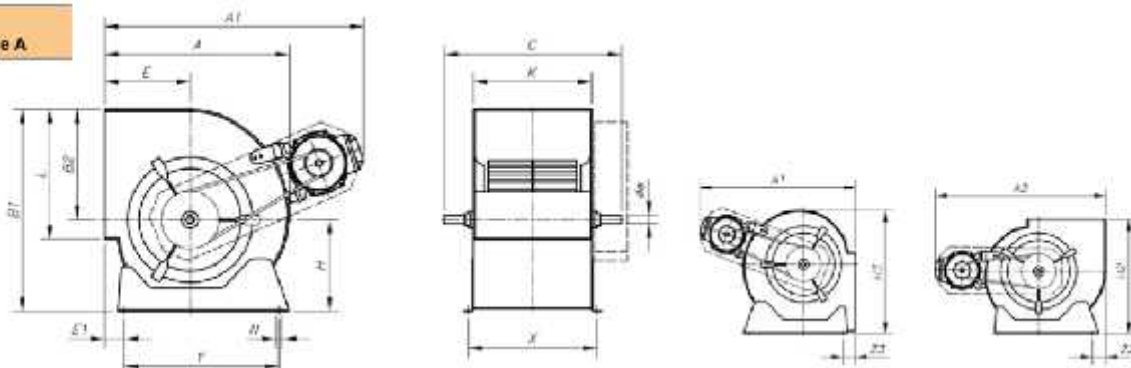


CBXT

Características técnicas

Modelo	Velocidad (r/min)	Intensidad máxima admisible (A)			Potencia instalada (kW)	Caudal máximo (m³/h)	Temperatura del aire (°C)		Peso aprox. (Kg)	Versión de Montaje
		230V	400V	690V			mín.	máx.		
CBXT-22/22-4	515	11,2	6,48		3,00	17000	-20	+80	261,0	B
CBXT-22/22-5,5	570	15,0	8,65		4,00	19000	-20	+80	265,0	B
CBXT-22/22-7,5	605		11,40	6,60	5,50	21500	-20	+80	279,0	B
CBXT-22/22-10	725		14,80	8,50	7,50	22000	-20	+80	290,0	B
CBXT-22/22-15	785		21,00	12,10	11,00	27000	-20	+80	316,0	B
CBXT-25/25-3	375	8,4	4,85		2,20	17000	-20	+80	287,0	B
CBXT-25/25-4	405	11,2	6,48		3,00	20600	-20	+80	299,0	B
CBXT-25/25-5,5	450	15,0	8,65		4,00	22000	-20	+80	304,0	B
CBXT-25/25-7,5	485		11,40	6,60	5,50	24500	-20	+80	318,0	B
CBXT-25/25-10	545		14,80	8,50	7,50	28000	-20	+80	329,0	B
CBXT-25/25-15	610		21,00	12,10	11,00	32000	-20	+80	349,0	B
CBXT-30/28-3	330	8,4	4,85		2,20	20000	-20	+80	380,0	B
CBXT-30/28-4	360	11,2	6,48		3,00	22000	-20	+80	382,0	B
CBXT-30/28-5,5	380	15,0	8,65		4,00	25000	-20	+80	387,0	B
CBXT-30/28-7,5	380		11,40	6,60	5,50	31500	-20	+80	402,0	B
CBXT-30/28-10	410		14,80	8,50	7,50	36000	-20	+80	415,0	B
CBXT-30/28-15	430		21,00	12,10	11,00	42000	-20	+80	425,0	B
CBXT-30/28-20	480		28,50	16,50	15,00	48000	-20	+80	448,0	B

CBXT Montaje A



Modelo	A	A1	A2	B1	B2	C	E	E1	mm	H	H2	H3	K	L	N	X	Y	Z2	Z3
CRXT-7/7-C 25	316	430	475	333	189	360	152	64	20	144	320	341	230	208	9x13	258	225	44	36
CRXT-7/7-C 33	316	450	495	333	189	360	152	64	20	144	320	341	230	208	9x13	258	225	44	36
CRXT-7/7-C 5	316	450	495	333	189	360	152	64	20	144	320	341	230	208	9x13	258	225	44	36
CRXT-7/7-C 75	316	470	515	333	189	360	152	64	20	144	320	341	230	208	9x13	258	225	44	36
CRXT-7/7-1	316	470	515	333	189	360	152	64	20	144	320	341	230	208	9x13	258	225	44	36
CRXT-9/9-C 25	380	490	535	400	213	430	183	78	20	182	385	395	300	263	9x13	328	275	50	57
CRXT-9/9-C 33	380	520	565	400	213	430	183	78	20	182	385	395	300	263	9x13	328	275	50	57
CRXT-9/9-C 5	380	520	565	400	213	430	183	78	20	182	385	395	300	263	9x13	328	275	50	57
CRXT-9/9-C 75	380	540	585	400	213	430	183	78	20	182	385	395	300	263	9x13	328	275	50	57
CRXT-9/9-1	380	540	585	400	213	430	183	78	20	182	385	395	300	263	9x13	328	275	50	57
CRXT-9/9-1 5	380	560	605	400	213	430	183	78	20	182	385	395	300	263	9x13	328	275	50	57
CRXT-10/10-C 5	422	570	615	450	246	470	202	73	20	204	443	470	326	292	9x17	365	315	60	60
CRXT-10/10-C 75	422	590	635	450	246	470	202	73	20	204	443	470	326	292	9x17	365	315	60	60
CRXT-10/10-1	422	590	635	450	246	470	202	73	20	204	443	470	326	292	9x17	365	315	60	60
CRXT-10/10 1 5	422	610	655	450	246	470	202	73	20	204	443	470	326	292	9x17	365	315	60	60
CRXT-10/10 2	422	610	655	450	246	470	202	73	20	204	443	470	326	292	9x17	365	315	60	60
CRXT-12/12-C 5	493	645	690	526	290	560	230	82	25	236	498	525	387	345	9x17	415	330	35	70
CRXT-12/12-C 75	493	665	710	526	290	560	230	82	25	236	498	525	387	345	9x17	415	330	35	70
CRXT-12/12-1	493	665	710	526	290	560	230	82	25	236	498	525	387	345	9x17	415	330	35	70
CRXT-12/12 1 5	493	680	725	526	290	560	230	82	25	236	498	525	387	345	9x17	415	330	35	70
CRXT-12/12 2	493	680	725	526	290	560	230	82	25	236	498	525	387	345	9x17	415	330	35	70
CRXT-12/12-3	493	700	745	526	290	560	230	82	25	236	498	525	387	345	9x17	415	330	35	70

Anexo 8: Análisis de humedad de la harina de pluma de aves



INFORME DE ENSAYO N° 0420-2018

Pág. 1/1

SOLICITANTE	:	GENARO EDUARDO ESCOBEDO SANDOVAL
DIRECCIÓN	:	TRUJILLO
PRODUCTO (DECLARADO)	:	HARINA DE PLUMAS
FECHA DE RECEPCIÓN	:	04.05.2018
FECHA DE ANÁLISIS	:	04.05.2018
ENSAYO REALIZADO EN	:	Av. Los Pescadores Mz. D Lt. 5-1B Zona Industrial Gran Trapecio. CHIMBOTE.
CANTIDAD DE MUESTRA	:	01 Muestra x 250 gr aprox.
PRESENTACIÓN	:	Bolsa plástica cerrada.
IDENTIFICACIÓN	:	NINGUNA
SOLICITUD DEL SERVICIO	:	N° 0376-2018

RESULTADO DEL ANÁLISIS QUÍMICO

HUMEDAD : 39.76 %

MÉTODO DE REFERENCIA UTILIZADO PARA EL ANÁLISIS:

HUMEDAD : N.T.P. 204.030.1985

OBSERVACIÓN

Informe de ensayo emitido en base a resultados de nuestro Laboratorio, sobre muestras proporcionadas por el solicitante.


Mlga. Ruth Guimaraez
Jefe de Laboratorio
C.B.P.: 2461



Chimbote, Mayo 04 del 2018

Anexo 9

FICHA TECNICA CALENTADOR DE AIRE POR VAPOR SATURADO		
AIRE		
Flujo de aire	64650	Kg/h
Temperatura inicial	20	°C
Temperatura final	120	°C
Velocidad máxima en sección mínima	8.48	m/s
VAPOR		
Presión manométrica	5	Bar
Flujo másico	1725	Kg/h
Temperatura saturación del vapor	158	°C
Condensado	Líquido saturado	
CALENTADOR DE AIRE POR VAPOR		
Tipo: Condensador vertical en banco de tubos con película descendente		
Capacidad de calentamiento	950	KW
Diferencia media logarítmica de temperatura	77	°C
Superficie de intercambio de calor en tubos sin aletas	22.048	m ²
Numero de Tubos por hilera	40	Pzas/hilera
Número total de tubos	360	Pzas
ALETAS DE CALENTAMIENTO		
Material	Aluminio	
Espesor	0.25	mm
Tubo	Circular	
Paso entre aletas	3.646	mm
Numero aletas por tubo	350	Pzas
Superficie neta unitaria de aleta	0.003284	m ²
Superficie neta total de aletas	137.95	m ²
Superficie total de intercambio de calor para el aire	160	m²

Ficha de registro

PARÁMETROS	HUMEDAD (%)	CENIZA (%)	PROTEÍNA (%)
Muestra 1	6.1	5.3	80
Muestra 2	5.9	5	81.5
Muestra 3	7.4	6.2	79.6
Muestra 4	6	5.3	80
Muestra 5	7.6	7.4	79

Ficha de observación

Fecha	Flujo másico de vapor kg/h	T° llama pared (°C)	carbón utilizado (kg/h)	Harina de pluma de baja calidad (kg/h)
12/09/17	140	39	200	100
15/09/17	145	40	150	150
16/09/17	138	41	300	120
18/09/17	120	38	400	100
19/09/17	150	40	200	150
22/09/17	160	39	100	110
23/09/17	170	39	150	140
25/09/17	123	40	200	100
26/09/17	145	38	400	100
29/09/17	135	41	300	200
30/09/17	140	42	250	90
02/10/17	130	38	300	105
03/10/17	120	38	300	180
06/10/17	120	39	200	125

07/10/17	130	40	250	130
09/10/17	130	38	450	150
10/10/17	140	37	350	150
13/10/17	130	38	200	120
14/10/17	120	38	150	140
16/10/17	150	39	200	100
17/10/17	140	38	300	100
20/10/17	125	39	400	120
21/10/17	130	40	500	180
23/10/17	140	42	500	140
24/10/17	120	45	400	120
27/10/17	130	42	300	170
28/10/17	170	39	200	200
30/10/17	120	38	300	190
31/10/17	135	39	250	90
03/11/17	140	40	300	100