



**FACULTAD DE INGENIERÍA, ARQUITECTURA Y URBANISMO
ESCUELA PROFESIONAL DE INGENIERÍA MECÁNICA
ELÉCTRICA**

TESIS

**DISEÑO DE UNA MÁQUINA TOSTADORA DE CAFÉ MEDIANTE FLUJO
DEL AIRE CALIENTE EN LECHO FLUIDIZADO PARA UNA CAPACIDAD
DE UNA TONELADA**

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

Autores

Bach. Bernabé Dávila, Luis

Bach. Rivera Calongos Carlos

Asesor:

Mg. Carlos Alexis Alvarado Silva

Línea de Investigación:

INGENIERA DE PROCESOS PRODUCTIVOS

Pimentel – Perú

2018

Bach. Bernabé Dávila, Luis

Bach. Rivera Calongos Carlos

Presentando a la escuela de ingeniería mecánica eléctrica de la universidad señor de sipán para optar el título profesional de ingeniero mecánico electricista

APROBADO POR:

Mg. Vives Garnique Juan Carlos
(Presidente)

Mg. Gastiaburú Morales Silvia Yvone
(Secretario)

Mg. Carlos Alexis Alvarado Silva
(Vocal)

AGRADECIMIENTO

Agradecemos a Dios por la muestra de su amor y grandeza para brindarnos fuerza para la realización de esta tesis.

Agradecemos al ing. Carlos Alexis Alvarado silva, al ing. Vives Garnique Juan Carlos Y a la ing. Gastiaburú Morales Silvia Yvone, por habernos brindado la oportunidad de recurrir a sus conocimientos y por la ayuda incondicional al realizar nuestra tesis.

Así mismo a la universidad señor de sipán por haber aceptado ingresar a su casa de estudios y cumplir con nuestra meta de una carrera profesional, así como a los docentes por brindar sus conocimientos y experiencias profesionales para seguir adelante.

Este trabajo de investigación ha sido una gran bendición para nuestra carrera profesional dando los conocimientos mostrados por los docentes universitarios. Un agradecimiento a Juan Benedicto Gonzales por haber mostrado su experiencia en la cosecha de café y en el tostado de café, ubicado en Huabal-jaen.

Los autores

DEDICATORIA

A mi madre Angélica Maria Dávila Oblitas por siempre apoyaron incondicionalmente y paciencia durante toda mi carrera profesional para poder cumplir con mi carrera profesional para ser ejemplo de mis hermanas y superarme cada día.

A mis hermanas Yomari Bernabé Dávila, Naomi Vigo Dávila y a mi familia por los consejos que me daban y amor incondicional que me brindaron día a día durante toda mi carrera profesional.

BERNABÉ DÁVILA LUIS

A mi madre Calongos Araujo Clara que se ayudaban en la universidad y a mi esposa Paola Sthefany Pérez Guevara por su apoyo y amor incondicional que me enseñaron que con el trabajo y la dedicación a los estudios se encuentra el éxito profesional

A mi hijo Calongos Araujo Carlos Fabiano por darme las fuerzas necesarias para seguir adelante y enseñarle que en esta vida todo se puede para poder superarme cada día más y ser un ejemplo para él.

RIVERA CALONGOS CARLOS

DISEÑO DE UNA MÁQUINA TOSTADORA DE CAFÉ MEDIANTE FLUJO DEL AIRE CALIENTE EN LECHO FLUIDIZADO PARA UNA CAPACIDAD DE UNA TONELADA

Resumen:

El café es el principal producto agrícola de exportación en el Perú por eso la mayoría de los agricultores tienen la necesidad de vender el café tostado para tener ingresos económicos por lo que representa un número considerable de tiempo para realizar esta actividad y a la vez un mayor esfuerzo físico. Debido a la necesidad de minimizar el tiempo y el esfuerzo físico, se plantea diseñar una máquina tostadora de café con flujo de aire caliente mediante un sistema de lecho fluidizado, que permitirá la recirculación del aire del sistema para así obtener ahorro energético, porque el calor ya no se pierde, sino que se mantendrá en el sistema. El proceso de tostado del café es tan importante para un mayor crecimiento económico para los productores de café.

Se realizó búsqueda de artículos científicos, normas, códigos y estándares de diseño por la cual se obtuvieron información para diseñar la máquina tostadora de café. Posteriormente se realizó una matriz morfológica para obtener todos los componentes apropiados para el diseño, se obtuvo el diámetro del cilindro que ocupará el café seco con una humedad de 12%. La capacidad de máquina es de 1000 kg, calculando la potencia del motor 9.2 kW, para mover el cilindro rotatorio con sus respectivos parámetros obtenidos, así también el material del cilindro es acero inoxidable AISI 304, debido a facilidad de transferencia de calor y a la cocción de alimentos. La potencia que necesita el ventilador centrífugo es de 4 KW, con una velocidad de 8.22 m/seg para realizar la fuerza de arrastre de las cascavas quemadas del café a una temperatura de 230°C durante 10 minutos. El ducto de aire de la máquina tendrá un material de acero galvanizado espesor 4 mm, tendrán un diámetro de 304.8 mm. La máquina contará con un ciclón de humos para la disminución de los gases de café al momento de tostar y al almacenamiento de las cascavas quemadas del café, con esto se busca disminuir la contaminación y el material es acero galvanizado. El diseño del intercambiador de calor que permite el ahorro energético, es decir calienta el aire que ingresa en el sistema en cámara del intercambiador de calor y así ahorrar combustible del quemador, el material obtenido es acero galvanizado. Finalmente se elaboró simulaciones de los distintos elementos que conforman la máquina (cilindro, estructura de viga), evaluando factor de seguridad, deformaciones y la realización de simulación de fluidos en el diseño de máquina. Se elaboró planos de fabricación y análisis de costos de la máquina.

Palabras claves: energético, ciclón, lecho fluidizado, intercambiador de calor.

DESIGN OF A COFFEE TOASTING MACHINE THROUGH HOT AIR FLOW IN FLUIDIZED MILK FOR A CAPACITY OF A TON

Abstract:

Coffee is the main agricultural export product in Peru, which is why the majority of farmers have the need to sell roasted coffee for economic income, which represents a considerable number of time to carry out this activity and at the same time a greater effort physical. Due to the need to minimize time and physical effort, it is proposed to design a coffee roaster machine with hot air flow through a fluidized bed system, which will allow the recirculation of the system air to obtain energy savings, because the heat It is no longer lost, but it will keep me in the system. The coffee roasting process is so important for greater economic growth for coffee growers.

We searched for scientific articles, standards, codes and design standards by which information was obtained to design the coffee roaster. Subsequently a morphological matrix was made to obtain all the appropriate components for the design, the diameter of the cylinder that will occupy the dry coffee with a humidity of 12% was obtained. The machine capacity is 1000 kg, calculating the engine power 9.2 kW , to move the rotary cylinder with their respective parameters obtained, so also the material of the cylinder is stainless steel AISI 304, due to ease of heat transfer and cooking of food. The power needed by the centrifugal fan is 4 KW, with a speed of 8.22 m / seg to carry out the drag force of the burnt coffee husks at a temperature of 230 ° C for 10 minutes. The air duct of the machine will have a galvanized steel material 4 mm thick, will have a diameter of 304.8 mm. The machine will have a cyclone of fumes for the reduction of coffee gases at the time of roasting and storage of the husks burned coffee, this seeks to reduce pollution and the material is galvanized steel. The design of the heat exchanger that allows energy saving, that is, heats the air entering the heat exchanger chamber and thus saves fuel from the burner, the material obtained is galvanized steel. Finally, he developed simulations of the different elements that make up the machine (cylinder, beam structure), evaluating safety factor, deformations and the performance of fluid simulation in the machine design. Manufacturing plans and cost analysis of the machine were developed.

Keywords: energy, cyclone, fluidized bed, heat exchanger.

ÍNDICE

CAPITULO I:	09
I INTRODUCCIÓN:	09
1.1 REALIDAD PROBLEMATICA	11
1.2 ANTECEDENTES:	13
1.3 FORMULACIÓN DEL PROBLEMA	13
1.4 JUSTIFICACIÓN DEL ESTUDIO	13
1.5 HIPÓTESIS:	14
1.6 OBJETIVOS	15
CAPITULO II:	15
2. TEORÍAS RELACIONADAS AL TEMA	15
2.2.1. PRODUCCIÓN DE CAFÉ EN EL PERÚ	15
CARACTERÍSTICAS ORGANOLÉPTICAS DEL CAFÉ	15
2.2.2. EL TUESTE	16
TIPOS BÁSICO DE TUESTE	16
2.3. FACTORES QUE INTERVIENEN EN EL TOSTADO DE CAFÉ	18
2.4. SISTEMA LECHO FLUIDIZADO	20
VENTILADORES	26
VENTILADORES CENTRÍFUGOS	27
DIMENSIONAMIENTO DEL VENTILADOR	27
TAMBOR ROTATORIO	33
2.5 SISTEMA MOTRIZ	37
2.5.1 MOTORREDUCTOR	38
2.5.2. CÁLCULO DEL MOMENTO DE TORSIÓN	43
2.5.3. DISEÑO Y SELECCIÓN DE LA CADENA Y PIÑONES PARA TRANSMISIÓN DE POTENCIA	45
2.6. TRANSFERENCIA DE CALOR	56
DETERMINACIÓN DE LA CANTIDAD DE FLUJO NECESARIO PARA EL TOSTADO	58
DETERMINACIÓN DE FLUJO FORZADO INTERNO	59
DETERMINACIÓN DE LA TEMPERATURA EN SALIDA DEL CILINDRO.	62
2.7. DIMENSIONAMIENTO DEL CICLÓN	63
2.8. DETERMINACIÓN DE TRANSFERENCIA DE CALOR DEL CICLÓN	71

2.9. CÁLCULO DEL INTERCAMBIADOR DE CALOR A CONTRAFLUJO.....	75
3.1 TIPO Y DISEÑO DE INVESTIGACIÓN	80
CAJA NEGRA	80
3.2. RESULTADOS.....	81
3.2.1. REALIZACIÓN DE LAS ENCUESTAS DE LOS AGRICULTORES DE HUABAL–PROVINCIA DE JAEN. -CAJAMARCA.....	81
MATRIZ MORFOLÓGICA	82
3.2.2. REALIZACIÓN DE LA LISTA DE EXIGENCIAS PARA EL DISEÑO DE LA MÁQUINA TOSTADORA DE CAFÉ	89
3.2.3. DETERMINACIÓN DE LAS PROPIEDADES FÍSICAS Y MECÁNICA DE LOS GRANOS DE CAFÉ	91
3.2.4 DISEÑO DE UNA MAQUINA TOSTADORA DE CAFÉ MEDIANTE FLUJO DEL AIRE CALIENTE EN LECHO FLUIDIZADO PARA UNA CAPACIDAD DE UNA TONELADA.....	92
3.2.5. DETERMINACIÓN Y SELECCIÓN DEL MOTOR REDUCTOR ...	128
3.2.6. DETERMINACION DE TRANSFERENCIA DE CALOR EN EL CILINDRO	
3.2.4.7. DIMENSIONAMIENTO DEL CICLÓN.....	139
CÁLCULO DE TRANSFERENCIA DE CALOR DEL CICLÓN.....	148
DETERMINACIÓN CALCULO DE FORZADO INTERNO EN LOS TUBOS DE SALIDA DEL CICLÓN	159
CÁLCULO DE FORZADO INTERNO EN LOS TUBOS DE LA ENTRADA DEL INTERCAMBIADOR DE CALOR	162
CÁLCULO DEL INTERCAMBIADOR DE CALOR A CONTRAFLUJO .	165
CÁLCULO DEL FLUJO MÁSIKO	169
3.3. PLAN DE MANTENIMIENTO DE LA MÁQUINA	171
3.4. SISTEMA ELÉCTRICO.....	174
3.5. RESULTADOS DE ANÁLISIS SOLIWORKS.....	176
3.6. DISCUSIÓN DE RESULTADOS.....	178
3.7. PRESUPUESTO DEL DISEÑO DE LA MÁQUINA TOSTADORA DE CAFÉ.....	179
CONCLUSIONES	182
RECOMENDACIONES.....	182
REFERENCIAS.....	183

LISTA DE FIGURAS

FIGURA N°1: GRADO DE TUESTE.....	17
FIGURA N° 2: ALTURA DEL LECHO.....	21
FIGURA N° 3: TIPOS DE RODETES DEL VENTILADOR CENTRIFUGO.....	27
FIGURA N°4: SECCIONES TRANSVERSALES CERRADAS QUE NO SON CIRCULARES.....	29
FIGURA N° 5: COEFICIENTES DE PERDIDAS SINGULARES.....	32
FIGURA N°6: DEFORMACIÓN POR FLEXIÓN.....	35
FIGURA N°7: CAJA NEGRA.....	80
FIGURA N°8: MATRIZ MORFOLÓGICA.....	82
FIGURA N°9: SISTEMA DEL DISEÑO DE LA MAQUINA TOSTADORA DE CAFÉ	83
FIGURA N°10: DIAGRAMA DE EVALUACIÓN.....	88
FIGURA N°11: DIAGRAMA UNIFILAR DEL DISEÑO DE LA MÁQUINA.....	99
FIGURA N°12: PERDIDA EN LA ENTRADA.....	101
FIGURA N°13: ACCESORIO “T”.....	102
FIGURA N°14: PERDIDA POR ENSANCHAMIENTO EN LA SUCCIÓN.....	103
FIGURA N°15: PÉRDIDA POR REDUCCIÓN EN LA SUCCIÓN.....	104
FIGURA N°16: PÉRDIDA POR REDUCCIÓN EN LA SUCCIÓN.....	105
FIGURA N°17: PÉRDIDA EN LA SALIDA DEL CILINDRO.....	106
FIGURA N°18: PÉRDIDA POR ENSANCHAMIENTO.....	107
FIGURA N°19: DIAGRAMA DE MOODY.....	109
FIGURA N°20: PÉRDIDA POR SECCIÓN NO CIRCULARES.....	109
FIGURA N°21: DIAGRAMA DE MOODY.....	110
FIGURA N°22: PÉRDIDA POR EL CICLÓN.....	111
FIGURA N°23: PÉRDIDA DE ENTRADA EN EL CILINDRO MAYO.....	112
FIGURA N°24: PÉRDIDA POR EL CONO.....	112
FIGURA N°25: PÉRDIDA POR EL CILINDRO MENOR.....	113
FIGURA N°26: DIAGRAMA DE MOODY.....	114
FIGURA N°27: PÉRDIDA EN LA SALIDA DEL AIRE DEL CICLÓN	115
FIGURA N°28: Diagrama de Moody.....	116
FIGURA N°29: PÉRDIDA POR REDUCCIÓN EN LA SUCCIÓN.....	117
FIGURA N°30: Diagrama de Moody.....	118

FIGURA N°31: Diagrama de Moody.....	119
FIGURA N°32: PÉRDIDA EN LA ENTRADA DEL INTERCAMBIADOR.....	120
FIGURA N°33: RESISTENCIA EN LA ENTRADA.....	120
FIGURA N°34: PÉRDIDA EN LA DESCARGA DEL INTERCAMBIADOR DE CALOR.....	121
FIGURA N°35: VENTILADOR CENTRIFUGO.....	123
FIGURA N°36: DIMENSIONAMIENTO DEL CILINDRO.....	127
FIGURA N°37: ALETAS DEL CILINDRO.....	128
FIGURA N°38: CÁLCULOS DE INERCIAS EN EL CILINDRO.....	132
FIGURA N°39: CAPAS DE MATERIALES DE LA MÁQUINA.....	140
FIGURA N°40: DIMENSIONES DEL CICLÓN.....	148
FIGURA N°41: DISEÑO DEL CICLÓN.....	155
FIGURA N°42: INTERCAMBIADOR DE CALOR.....	165
FIGURA N°43: FORZADO INTERNO DE LA TUBERÍA DE ENTRADA DEL CICLÓN.....	168
FIGURA N°44: DISEÑO DE LA MAQUINA TOSTADORA.....	171
FIGURA N°45: CIRCUITO DE MANDO O CONTROL.....	175
FIGURA N°46: CIRCUITO DE FUERZA O POTENCIA.....	175
FIGURA N°47: FACTOR DE SEGURIDAD EN LA VIGA.....	176
FIGURA N°48: FACTOR DE SEGURIDAD EN EL CILINDRO.....	176
FIGURA N°49: TEMPERATURA EN EL SISTEMA.....	177
FIGURA N°50: TEMPERATURA DE RECIRCULACION DEL SISTEMA.....	177
FIGURA N°51: TEMPERARTURA DEL FLUIDO Y LA FLAMA.....	178

LISTA DE TABLAS

Tabla N°1: Características Físicas del Café	22
Tabla N°2: Propiedades mecánicas de los materiales.....	35
Tabla N°3: Coeficiente K1	47
Tabla N°4: Coeficiente K2	47
Tabla N°5: Coeficiente K3	48
Tabla N°6: Coeficiente K4	48
Tabla N°7: vida de diseño recomendada	49
Tabla N° 8: Coeficiente K5	49
Tabla N°9: Diagramas para la selección de cadenas de transmisión de potencia... 51	
Tabla N° 10: Tabla de velocidades máximas en cadenas	53
Tabla N° 11: Cadena de rodillo	54
Tabla N° 12: Presiones máximas admisibles en las articulaciones de cadenas	55
Tabla N° 13: Propiedades del aire a 1 atmosfera	60
Tabla N° 14: Flujo cruzado de un solo paso con los dos fluidos de flujo no mezclad	78
Tabla N° 15: Parametros de diseño.....	81
Tabla N° 16: Calificación de los conceptos de solución	85
Tabla N° 17: Tabla de valor Económico	87
Tabla N° 18: Tabla de valor Técnico.....	88
Tabla N° 19: Exigencias para el diseño de la máquina tostadora de café	89
Tabla N° 20: Propiedades físicas y mecánicas del café.....	91
Tablas N°21: Coeficiente de resistencia-expansión gradual.....	113
Tabla N°22: Tabla de velocidades máximas en cadenas	137
Tabla N° 23: Características de la cadena a diseñar	138
Tabla N°24: Resultado de cálculo de cadena.....	138
Tabla N°25: Características de coeficientes de convección y conducción.....	139
Tablas N°26: Propiedades del aire a una temperatura de 230° C.....	144
Tabla N°27: Propiedades del aire a una temperatura de 129.25° C	150
Tabla N°28: Propiedades del aire a una temperatura de 228° C en viscosidad cinética	155
Tabla N°29: Propiedades del aire a una temperatura de 228°C en número de Prandtl	157
Tabla N°30: Propiedades del aire a una temperatura de 228°C en Conductividad térmica	158
Tabla N°31: Propiedades del aire a una temperatura de 129.25° C	162
Tabla N°32: Propiedades del aire a una temperatura de 129.25° C en calor especifico	164
Tabla N°33: Propiedades del aire a una temperatura de 126.79° C	166
Tabla N°34: Propiedades del aire a una temperatura de 111.75° C en calor especifico	169
Tabla N°35: Tabla de mantenimiento de la máquina.	173
Tabla N°36: Presupuesto del sistema eléctrico.....	180
Tabla N°37: Cuadro de costos de materiales y componentes mecánicos	180
Tabla N°38: Cuadro de costos por mano de obra	181
Tabla N°39: Costos de máquinas y equipos a utilizar	181

Tabla N°40: Cuadro general de la máquina..... 181

CAPITULO I

I INTRODUCCIÓN:

1.1 REALIDAD PROBLEMÁTICA

Que actualmente el comprador no requiere solo tener o comprar el café seco, sino que ahora la gran demanda es el café tostado con los niveles de calidad requerida o con los parámetros estándares requeridos del tostado. Este diseño de máquina será sencillo de manipular, menor costo, menor combustible y satisfacer las necesidades del comprador del café tostado.

A nivel internacional:

En Colombia, la mayor parte de la exportación de café se hace cuando el grano está verde, es decir que no lleva procesos de tosti3n, ya que el pa3s no cuenta con la tecnolog3a necesaria, puesto que el desarrollo industrial es poco en comparaci3n con pa3ses tales como Italia, Alemania y Estados Unidos, donde cuentan con personal y maquinaria adecuados que les permiten altos est3ndares de calidad. Para entrar en el mercado del caf3 tostado y ser competitivos en la producci3n de caf3 tostado y molido, Colombia ha venido incursionando recientemente en el proceso de tosti3n, desarrollando m3quinas tostadoras, pero a3n el control de calidad no es el m3s apropiado, ya que los procesos de control de calidad que actualmente se utilizan aqu3 presentan importantes desventajas por lo que se desarrollar3 una m3quina que se m3s eficiente y precisa. (Rinc3n y Cano, 2010)

El aroma del caf3 se desarrolla durante el proceso de tostado, y su composici3n depende en gran medida de las especies, variedad y origen de los granos crudos, as3 como en condiciones operativas, principalmente temperatura y tiempo. Por lo tanto, el monitoreo del proceso de tostado es una tarea ineludible para obtener el aroma y el sabor deseado a nivel industrial y para mantener la calidad de caf3. El proceso del tostado es, en general, es caracterizado por el grado de tostado, que incluye varias propiedades qu3micas y f3sicas, el m3s conocido de ellos es el color externo de los granos, la p3rdida de peso durante el proceso de tostado. (Ruosi, et al.,2012)

A nivel nacional:

Los agricultores brindan el cuidado del café para fines productivos por lo que hacen muchos esfuerzos físicos para tostar el café, por ello se necesita una máquina tostadora de café para una mayor calidad, una mejor características de color, olor y sabor; que se obtienen mediante la tostion del grano de forma homogénea manejando unas variables de temperatura y tiempo adecuados de acuerdo a la clase de café que se desee., el cual busca satisfacer las necesidades de los agricultores y productores del país. Sólo en algunas comunidades, el grano se sigue tostado, mediante métodos tradicionales, como el sartén. (Meléndez, 2009)

El presente proyecto, se desarrolló con el fin de identificar, analizar y proponer mejoras para resolver problemas como la baja productividad, problemas con el aprovechamiento de la materia prima a utilizarse y por lo que muchas veces los agricultores pasan un mayor tiempo y un mayor esfuerzo físico para dicho trabajo, ya que estos trabajadores no cuentan con conocimientos necesarios para diseñar máquinas de forma industrial. Por ello se diseñará una máquina tostadora de café con flujo de aire caliente mediante un sistema de lecho fluidizado, asegurando que el tueste sea uniforme, buen control de calidad y apto para el consumo humano. El sistema de lecho fluidizado es uno de los métodos más eficientes y emplea un menor tiempo para el tostado, ya que cuenta con dos sistemas: el sistema de tambor y el sistema de convección.

Esta máquina tiene la capacidad aproximadamente de producir 1 tonelada de café, el producto terminado será de calidad y para el consumo humano. Para que sea posible el tostado, la máquina tendrá una temperatura alrededor de 230°C en un tiempo de 10 min. Para realizar el tostado, para eso anteriormente el café deberá tener una humedad de 9-12 %. (Villegas, 2015)

1.2 ANTECEDENTES:

En la tesis denominada: construcción de un tostador de granos de café (coffea arabica), se trazaron como objetivo El objetivo fue construir un equipo tostador, evaluar mediante el tostado de granos y describir las características con factores en estudio: Temperaturas de 180 °C, y 230 °C. Se utilizó la escala hedónica para la evaluación de las características sensoriales del café tostado mediante la prueba de la taza, y prueba de comparaciones múltiples de DUNCAN (para el rendimiento a diferentes temperaturas y tiempos de tostado del café). Los resultados evidenciaron que a Temperatura de 180°C y tiempo de 7 minutos el producto se tuesta con mejor calidad. (Elvio y Meléndez, 2008)

En el trabajo de investigación denominado: un enfoque numérico para el análisis del proceso de tostado de café se trazó como objetivo propone un modelo numérico del proceso de tostado del café en condiciones de funcionamiento. Esta numérica herramienta es capaz de simular el comportamiento de todos los componentes de un tostador, así como el proceso de tostado de los granos de café dentro del tambor. El modelo evalúa la transferencia de calor y masa entre un calor flujo de aire y los granos de café durante el proceso de tostado sobre la base de las propiedades físicas de la café y el funcionamiento de la máquina de tostar. Concluyeron que el modelo numérico propuesto es capaz de predecir el rendimiento del tostador de café en términos de presión, temperatura y caudal másico en las secciones principales del sistema, así como el consumo de combustible. Este modelo numérico se puede utilizar para optimizar la arquitectura del tostador comparando varios diseños y para evaluar la influencia de diferentes condiciones de operación en el tostado de café. Además, el grado de tostado puede predecirse para la mezcla de café seleccionada para determinar la mejor configuración del tostador para la calidad de café deseada. (Bottazzi, et al., 2012)

En esta tesis denominada tostador solar de café para el desarrollo de las zonas rurales en el Perú, se trazaron como objetivo realizar una tostadora solar de café para la mejora del medio ambiente y un mejor recursos económico ,donde eligieron un concentrador solar tipo Reflector scheffler (es la concentración de luz para fines productivos calentando temperatura elevadas).Concluyeron que esta tecnología puede ser reproducible en las zonas rurales, es fácil de manejar y no requiere energía eléctrica o fósil y se observó una gran curiosidad e interés por esta tecnología. La tecnología Scheffler es todavía joven, pero gracias a la investigación de muchos proyectos como

este, dicha tecnología evoluciona cada vez más. En este proyecto se vio particularmente el tostado de café, pero exitosamente se tostó otros productos como el cacao y maíz. Este sistema de tostar tiene una capacidad limitada por la potencia que puede dar el concentrador, pero para futuras investigaciones se puede usar concentradores de mayor escala. (Delcol, et al., 2012)

En la tesis denominada “Desarrollo de un prototipo de laboratorio para el control de calidad de la variable grado de tosti3n del caf3 tostado molido, empleando visi3n artificial” se tuvo como objetivo desarrollo de un prototipo de laboratorio para el control de calidad de la variable grado de tosti3n del caf3 tostado molido, empleando visi3n artificial”. El funcionamiento del sistema clasificador de caf3 bajo condiciones de laboratorio en el cual se desarrollaron pruebas y luego determinar el grado de error. Se tuvieron en cuenta los costos de desarrollo para ver si el prototipo era viable y resultaba m3s econ3mico que los color3metros digitales, para que m3s adelante se pueda proponer como un instrumento de clasificaci3n de caf3 tostado y molido, adapt3ndolo a las condiciones de una empresa tostadora. En los resultados de los an3lisis de los datos experimentales se determin3 que el prototipo, que cuenta con un tiempo de arranque de 6,1 segundos y de procesamiento de 0.3 segundos por imagen con el m3todo exponencial y de 1,72 segundos con el m3todo potencial. El porcentaje de error no permite que el prototipo sea implementado en la industria, ya que es mayor a los m3rgenes de error de sus pares comparativos. (Sotelo, 2010).

En el trabajo de investigaci3n denominado: An3lisis de la transferencia de calor y masa durante el tostado de caf3 por lotes. Donde se plante3 como objetivo presentar: un an3lisis experimental y te3rica de la transferencia de calor y masa se llev3 a cabo para evaluar temperatura y contenido de humedad de la caf3, durante la calcinaci3n en el sistema de lote. El caf3 de ar3bica de origen colombiano fue asado utilizando temperaturas diferentes del aire entre 190 y 300 3C, durante 10 min. la p3rdida de temperatura y peso se han medido en l3nea de sensores robustos. El resultado experimental permite una mejor comprensi3n de los fen3menos que aparecen durante el tostado. Por ejemplo, se observa un aumento evidente de la tendencia curva de temperatura del caf3 cuando 3ste excede el 250 3C, es probable que sea debido a la finalizaci3n de las reacciones exot3rmicas y para el comienzo de la quemadura de frijol. Un modelo din3mico se evalúa y analiza para predecir temperatura y contenido de humedad durante el tostado. Los resultados (simulaciones experimentales y cin3tica)

estaban en buena concordancia. Este modelo puede ser utilizado para la estimación y el control del tostado de café. (Hernández, 2006)

En el trabajo de investigación “El efecto del flujo de aire en el tostado de café para la actividad antioxidante y contenido total de polifenoles”, donde se trazaron como objetivo fue investigar el efecto del flujo de aire de torrefacción del café para la actividad antioxidante y el contenido de compuestos fenólicos. El tostado de café se realizó usando un tostador de café comercial. Un especialista en tostado de café precalentado el tostador durante 20 minutos. El tostado del café se realizó con una presión de gas de 1 kPa hasta que la temperatura del gas de escape alcance la temperatura. Utilizando un diseño de Box-Behnken para la metodología de superficie de respuesta. Los resultados en el aumento de la temperatura y el tiempo eran negativamente influenciados por las propiedades funcionales de café tostado. concluyeron que los modelos eran presentados con éxito el efecto de tostar, los parámetros fueron: flujo de aire, temperatura y tiempo. (Seokgeun, 2017).

1.3 FORMULACIÓN DEL PROBLEMA

¿Cuál es la configuración geométrica y las características técnicas de una maquina tostadora de café capaz de soportar una tonelada de granos para los pequeños productores de café?

1.4. JUSTIFICACIÓN DEL ESTUDIO

El café es el principal producto agrícola de exportación en el Perú por eso la mayoría de los agricultores tienen la necesidad de vender el café tostado para tener ingresos económicos por lo que representa un número considerable de tiempo para realizar esta actividad y a la vez un mayor esfuerzo físico. Debido a la necesidad de minimizar el tiempo y el esfuerzo físico, se plantea diseñar una máquina tostadora de café con flujo de aire caliente mediante un sistema de lecho fluidizado para así ahorrar recursos económicos y a la vez obtener un producto de mejor calidad. El proceso de tostado del café es tan importante para un mayor crecimiento económico para los productores de café. Por lo que se ha incentivado a crear una máquina tostadora de café, que tenga como características principales: una mayor calidad de tueste y que se realice el tostado de café de forma eficiente.

1.4.1. Justificación Técnica

La máquina tostadora de café tiene lecho fluidizado, permitirá la recirculación del aire en el sistema que permitirá el ahorro energía, porque el calor ya no se pierde, sino que se mantendrá en el sistema, por la cual es más factible para los productores de café en la pequeña y mediana industria también se realizarán cálculos respectivos de ingeniería.

1.4.2. Justificación Económica

Las máquinas son mayormente exportadas desde otros países por lo que son de muy alto precio por lo que se ha incentivo a realizar una máquina es más eficiente, rentable y accesible para las industrias cafetaleras.

1.4.3. Justificación Social

Brindar ayuda a través del diseño de una máquina tostadora de café para poder disminuir el tiempo y el personal adquiriendo una mayor calidad del producto.

1.4.4. Justificación Ambiental

La máquina contará con un ciclón de humos para la disminución de los gases de café al momento de tostar, con esto se busca disminuir la contaminación y permitir que la salida del aire se utilizará GLP para el quemador por motivos de menor costo y no contamina.

1.5 HIPÓTESIS:

No es aplicable

1.6 OBJETIVOS

1.6.1 OBJETIVO GENERAL:

Diseñar una máquina tostadora de café con flujo del aire para una capacidad de una tonelada mediante un sistema de lecho fluidizado.

1.6.2. OBJETIVOS ESPECÍFICOS:

Determinar las necesidades de los agricultores mediante encuestas y la mejor selección para el diseño de la máquina tostadora de café

Elaborar una lista de exigencias para el diseño de la máquina tostadora de café.

Determinar los parámetros de operación de la máquina tostadora de café

Dimensionar la máquina tostadora de café basándose en los cálculos y selección de los componentes electromecánicos según norma vigente

Realizar el diseño a base de parámetros o variables de los sistemas críticos en la máquina mediante el uso del software CAD/CAE

2. TEORÍAS RELACIONADAS AL TEMA

2.2.1. PRODUCCIÓN DE CAFÉ EN EL PERÚ

En el Perú el café se cultiva en elevaciones desde los 600 hasta los 1800 msnm en casi todas las regiones geográficas del Perú. La variedad de climas, suelos, precipitación y de luz solar conforman un ambiente ideal para la producción del café. Las variedades cultivadas son: Típica (70%), Caturra (20%) y otras (10%). Se emplea el sistema de cultivo bajo sombra, principalmente de leguminosas, a una densidad promedio de 2,000 plantas por hectárea. La zona norte compuesta por 98 mil hectáreas cafetaleras ocupa el 43% del área total y agrupa los departamentos de Piura, Cajamarca, Amazonas y San Martín. (Brenes, et al., 2016).

La zona central comprende 79 mil Hectáreas aproximadamente el 34% de los cafetales del Perú y reúne Junín, Pasco y Huánuco. Finalmente, los departamentos de Apurímac, Ayacucho, Cusco y Puno y abarcan 53 mil hectáreas que comprenden el 23% del área total, está integrada por el pequeño productor predomina en este cultivo. (Brenes, et al.,2016).

2.2.2 CARACTERÍSTICAS ORGANOLÉPTICAS DEL CAFÉ

Las cualidades de la bebida del café son evaluadas por expertos llamados catadores que califican la bebida a través de los sentidos del gusto y del olfato. La

evaluación sensorial del café se realiza empleando café tostado y molido. La calidad del café robusta está determinada por sus características organolépticas deseables: aroma, sabor y cuerpo. (Becker y Freytag, 1992).

El tueste

El café verde sin tostar es imbebible. Es preciso tostarlo para que se desarrollen las características organolépticas, aquellas que apreciamos mediante los sentidos, como el aroma o los sabores. A lo largo del proceso de tostado, los granos de café suelen estar alrededor del 9-12 % de humedad. Transcurriendo el tiempo, se inicia la expansión del grano y por lo tanto, el desarrollo de las reacciones químicas. Cuando el café está alrededor de los 170°C adquirió un color canela. Es en este momento que se produce la primera crepitación o crujido. A partir de los 190°C, el café vuelve a crepitar y acaba de desarrollar sus aromas gases. La temperatura final, en función del tipo de máquina y color deseado, puede variar entre 200 y 230°C. El grano gana un 100% de volumen, disminuye entre un 12 y un 20% su peso y pierde alrededor del 10% de su cafeína. (Guiner, 2012)

Una vez se ha terminado el tueste, el café se enfría para que no continúe asándose. Ya temperado, el grano es sometido a tareas de limpieza para eliminar impurezas, tal cual antes de tostarlo, cuando todavía está verde. Finalizado el tueste, la transformación del grano ha sido importante, los azúcares han sido caramelizados, se han creado más de setecientos nuevos compuestos responsables del gusto y la degradación de los aminoácidos ha dado lugar a oxazol y pirazina en diferentes cantidades, responsables del aroma del café, entre otras reacciones. (Guiner, 2012)

Además, una vez tostado el café tiene un alto contenido de gases que hace difícil que podamos preparar el café inmediatamente. Estos gases se desprenden de forma rápida en las primeras horas y van decreciendo de forma continuada en un proceso que puede llegar a durar hasta 20 días. (Guiner, 2012).

TIPOS BÁSICO DE TUESTE

Existen muchos de los tipos de tueste tal y como se muestra en la figura 1, son los siguientes:

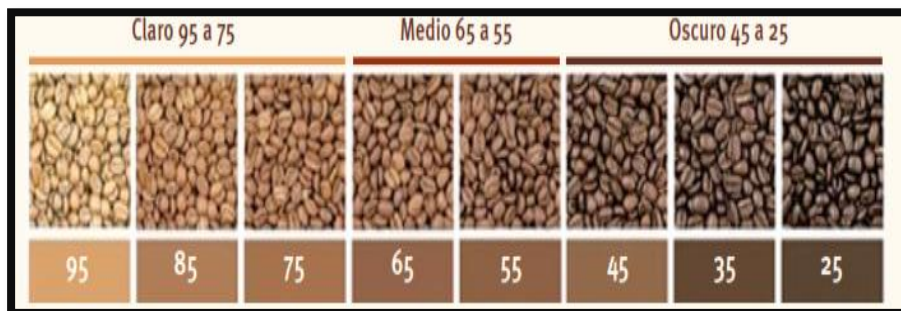
Tueste Claro: En este punto la acidez domina mientras que el cuerpo y la complejidad del sabor no se han desarrollado plenamente. (Villegas, 2015)

Tueste Oscuro: El color del grano es oscuro y presenta un sabor amargo y se hacen más evidentes sabores aceitosos y astringentes. (Villegas, 2015)

Tueste Lento: Se logra tostado a temperaturas bajas durante un tiempo más largo. El concepto de tueste lento varía de acuerdo con la máquina de tostado a utilizar y la concepción que tenga el operador de proceso lento. (Villegas, 2015)

Tueste Rápido: Se logra tostado a temperaturas altas durante un tiempo más corto. Cualquier tueste que tarde 6 minutos o menos para obtener un color 45 Agtron se llamaría rápido. (Villegas, 2015)

Figura N°1: Grado de tueste



Fuente: Villegas, (2015)

2.3. FACTORES QUE INTERVIENEN EN EL TOSTADO DE CAFÉ

2.3.1 TIEMPO DE TUESTE

La otra variable crítica en el desarrollo del tueste es la medición del tiempo que se debe controlar, desde el inicio del proceso hasta el final. Para esto se utiliza un cronómetro que iniciará su conteo al comenzar el tostado de granos de café en el cilindro y se detendrá cuando se termine se tostar. (Castillo, 2016)

2.3.2. TEMPERATURA DEL TUESTE

La temperatura aproximada para el tueste del café es aproximadamente a 180 °C, por lo que es necesario controlar la temperatura de tueste para desarrollar procesos consistentes y de calidad. La máquina tostadora de café deberá contar con termómetros que facilite la medición de la temperatura del tambor y del aire, de lo contrario se dependerá en gran manera del tiempo, color y olor del café. (Castillo, 2016)

2.3.2.1. AISLAMIENTO TÉRMICO

El aislamiento térmico puede ser de utilidad para evitar las transferencias de temperatura que obstaculicen el proceso en el ámbito industrial por diferencias térmicas no admisibles. Se caracteriza por su alta resistencia. (services, 2015)

Razones básicas para el aislamiento térmico de equipos y procesos:

- Protección personal.
- Mejorar la seguridad del proceso.
- Reducción de las pérdidas de calor y frío, economizando energía.
- Reducción del impacto ambiental.
- Aumento de la sostenibilidad de los procesos y equipos.

2.3.2.1.1 FIBRA DE VIDRIO

También se utiliza como material aislante la estera de fibra de vidrio, cuyas ventajas son las siguientes. (Anonimo, 2009)

- Alta resistencia al fuego;
- Alta resistencia a la contaminación microbiológica;
- Buena resistencia a la mayoría de las sustancias químicas;
- Alta Resistencia al calor

2.3.3. FLUJO DEL AIRE CALIENTE

Es el proceso que permite controlar la cantidad de calor necesaria dentro del cilindro. A la aplicación de estas variables se le denomina el perfil de tueste de un café. Cada tostador desarrolla perfiles de tueste de acuerdo al mercado al cual dirige su producto o hacia el cual quiere llevar a sus clientes. Pero en general podemos mencionar algunos de los perfiles más comunes desarrollados para ciertos tipos de café. (Villegas, 2015)

- Para tipos Estrictamente Duros: Tostar estos cafés a temperatura inicial Alta y calor moderado en la etapa final del proceso. Ejemplo: Kenia, Guatemala. (Villegas, 2015)
- Para tipos Duros: Iniciar el tueste con calor moderado y continuar igual hasta la etapa final del proceso. Ejemplos: México, Honduras. (Villegas, 2015)
- Para cafés bajos: Deben ser tostados con temperaturas bajas durante todo el proceso. Ejemplo: Brasil, Islas del Caribe o Hawái. (Villegas, 2015)

2.3.4. VOLUMEN DEL CILINDRO

Es aquel para determinar el volumen de cilindro por lo cual ocupa los granos de café en estado de reposo. se realiza la siguiente ecuación:

$$\rho_{cafe} = \frac{m}{V_1} \dots \dots \dots \text{(Ec.1)}$$

Donde:

$$\rho_{cafe} = \text{Densidad del café} \left(\frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \right)$$

m : Capacidad de la maquina (Kg)

V_1 : Volumen del cilindro (m^3)

Debido al tueste el grano de café aumenta su volumen, en ocasiones el valor es el doble y pierde humedad y por este motivo disminuye su peso. El aumento que sufre el grano de café con el tostado varía entre un 14% si el tueste es ligero y en casos extremos en 50%. (Bedri, 2016). Por lo cual se utilizará la siguiente formula:

$$V_2 = 1.50 \times V_1 \dots \dots \dots \text{Ec. 2}$$

Donde:

V_1 =volumen del café antes del tostado (m^3)

V_2 =volumen del tostado del café (m^3)

Para que el café obtenga un movimiento ondulatorio dentro de la cámara de tostado el volumen se incrementará al doble del valor del volumen de café cuando se aumenta un 50%. (Tipán, 2012)

$$V_{real}=V_2*2.....(Ec. 3)$$

Donde:

V_{real} : Volumen real del cilindro a tostar (m^3)

V_2 : Volumen del tostado de café (m^3)

Para encontrar la longitud del cilindro de tostado se realiza una igualdad aplicando la ecuación que se observa a continuación

$$V_{real}=V_{tamb}$$

2.4. SISTEMA LECHO FLUIDIZADO

El sistema de lecho fluidizado es uno de los métodos más eficientes y emplea un menor tiempo para el tostado. Este sistema es la combinación del sistema de tambor y del sistema de convección.

El café está en una cámara móvil, que provoca que los granos de café se muevan en suspensión. El café es impulsado por una fuerte corriente de aire caliente y por el calentamiento del tambor por los quemadores, obligando al café a tostarse de manera uniforme que es accionado por los engranajes desde el tambor. Durante el proceso, los humos son llevados a un ciclo colector para eliminar las cascarillas y se libera el aire al exterior. (Palacios, 2016)

A) Ventajas:

- Mayor uniformidad en el tueste
- Alta eficiencia térmica
- No contamina al medio ambiente
- Menor tiempo en el tueste
- Mayor Capacidad

B) Desventajas:

- Dificultad para alcanzar la velocidad de fluidización necesaria para que el grano pueda ser fluidizado por el gas
- La tecnología es más amplia

A). ALTURA O LONGITUD DEL LECHO

Es importante describir dos diferentes estados de un lecho: fijo y fluidizado. Se le llama lecho fijo cuando la diferencia de presión varía con respecto a la velocidad, esto es, en valores menores que la mínima de fluidización. En estas condiciones, la altura del lecho permanece constante debido a que las partículas no han sido aún suspendidas. (Palacios,2016)

Cuando el fluido alcanza la velocidad mínima de fluidización, entonces su altura comienza a cambiar. El fenómeno de expansión es una característica de los lechos fluidizados. La Figura N°2, se muestra este comportamiento:

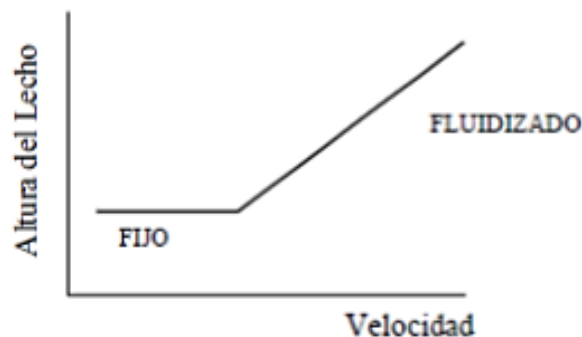


Figura N° 2: Altura del lecho

Fuente: Palacios, (2015)

La altura del lecho se puede calcular, despejando de la ecuación de volumen que ocuparán las partículas, como se indica a continuación:

$$V=A \times L_1.....(Ec.4)$$

Donde:

A: Área transversal del lecho

L_1 : Altura del lecho

Y la altura de mínima fluidización se la puede calcular en función de la porosidad del lecho. (Kunii y Levenspiel, 1969), como se expresa en la Ecuación 5.

$$L_{mf} = \frac{L_1(1-E_0)}{1-E_{mf}} \dots \dots \dots \text{Ec.5}$$

Donde:

E_0 = porosidad del lecho fijo

E_{mf} = porosidad en condiciones de mínima fluidización

L_1 = longitud del cilindro (m)

L_{mf} : longitud mínima de fluidización (m)

En la tabla N°1, se presentan características físicas y parámetros hidrodinámico del café verde que se utiliza en el sistema de fluidizado.

Tabla 1: Características Físicas del Café

Características físicas	Media	Desviación estándar
Largo $\times 10^{-3}$ (m)	9.6	± 0.7
Ancho $\times 10^{-3}$ (m)	7.1	± 0.5
Altura $\times 10^{-3}$ (m)	4.0	± 0.5
Peso unitario $\times 10^{-3}$ (Kg)	0.16	± 0.002
Volumen medio unitario $\times 10^{-3}$ (m)	1.3	± 0.03
Densidad aparente (Kg/m^3)	1222.0	± 0.04
Parámetros hidrodinámicos		
Densidad aparente (Kg/m^3)	640.12	± 10.61
Esfericidad	6.7	± 0.04
Diámetro equivalente $\times 10^{-3}$ (Kg)	6.4	± 0.005
Porosidad del lecho empacado	0.51	± 0.009
Porosidad en condiciones de mínima fluidización	0.63	± 0.01
Velocidad mínima de fluidización teórica a 26°C (m/s)	2.10	± 0.07
Velocidad mínima de fluidización teórica a 230°C (m/s)		
Velocidad mínima de fluidización experimental a 26°C (m/s)	2.70	± 0.08
	2.0	± 0.15

Fuente: Palacios, (2016)

B). VELOCIDAD MÍNIMA DE FLUIDIZACIÓN

La velocidad mínima de fluidización es una propiedad de la partícula. Esta propiedad es sensible a su forma, densidad y tamaño. Hay tres procedimientos básicos para generar ecuaciones que correlacionen estos datos. Estos son válidos tanto para sistemas de fluidización líquido-sólido y gas-sólido. (Palacios,2016)

Matemáticamente se expresa de la siguiente forma:

$$\Delta P \text{ lecho } A = A (1 - \varepsilon_{op}) [(\rho_s - \rho_g)g] \dots \dots \dots (\text{Ec.06})$$

Donde:

ΔP lecho: Presión del lecho

A: Área transversal

ε_{op} : Porosidad en operación

ρ_s : Densidad del café (kg/m^3)

ρ_g : Densidad del aire (kg/m^3)

g: gravedad (m/s^2)

Reordenando términos se tiene:

$$\frac{\Delta P \text{ lecho}}{L_{mf}} = (1 - \varepsilon_{op}) [(\rho_s - \rho_g)g] \dots \dots \dots (\text{Ec.07})$$

El valor de E_{mf} se lo determina experimentalmente. (Vargas, 2017). Ergun en su libro "Fluid flow through packed columns", correlacionó la caída de presión friccional de lechos de longitud L_{mf} , conteniendo partículas de diámetro con la siguiente expresión:

$$\frac{\Delta P \text{ lecho}}{L_{mf}} g = 150 \frac{(1 - \varepsilon_{mf})^2 \mu u_0}{\varepsilon_{mf}^3 d_p \phi^2} + 1.75 \frac{(1 - \varepsilon_{mf}) \rho_g u_0^2}{(\varepsilon_{mf})^3 \phi d_p} \dots \dots \dots (\text{Ec.08})$$

Donde:

D_p : Partículas de diámetro

u_0 : Velocidad del gas

μ : Viscosidad dinámica

Al combinar las Ecuaciones 07 y 08, resulta una ecuación cuadrática de umf para sólidos isotrópicos:

$$\frac{1.75}{(\varepsilon_{mf})^3 \phi} \left(\frac{d_p u_{mf} \rho_g}{\mu} \right)^2 + 150 \frac{(1-\varepsilon_{mf})}{\varepsilon_{mf}^3 \phi^2} \left(\frac{d_p u_{mf} \rho_g}{\mu} \right) = \frac{d_p^3 \rho_g (\rho_s - \rho_g) g}{\mu^2} \dots \dots \dots (\text{Ec.09})$$

Una forma de determinar la velocidad mínima de fluidización, si no se conocen ε y/o ϕ es:

$$K_1 x Re^2 + K_2 x Re^2 \dots \dots \dots (\text{Ec.10})$$

Donde:

$$K_1 : \frac{1.75}{(\varepsilon_{mf})^3 \phi}, \text{ Constante de fluidización de Ergun}$$

$$K_2 : \frac{(1-\varepsilon_{mf})}{\varepsilon_{mf}^3 \phi^2}, \text{ Constante de fluidización de Ergun}$$

Wen y Yu notaron que K_1 y K_2 variaban muy poco para diferentes valores de Reynolds y desde entonces otros investigadores han propuesto valores para estos coeficientes. (Palacios,2016). La alternativa propuesta por ellos se resume en la siguiente expresión:

$$k \frac{(E_{mf})^3}{(1-E_{mf})} = u_{mf} \dots \dots \dots (\text{Ec.11})$$

Donde:

E_{mf} = porosidad en condiciones de mínima fluidización

u_{mf} = Velocidad de mínima Fluidización ($\frac{m}{s}$)

k =Constante de fluidización

C). VELOCIDAD TERMINAL

Una vez que se ha alcanzado la velocidad mínima de fluidización, si se sigue incrementando el caudal de fluido, el sistema estará cada vez más vigorosamente fluidizado. Si se sigue aumentando este llegará un momento en que las partículas sean arrastradas por el fluido, alcanzando lo que se denomina velocidad terminal. Si se aumenta el flujo por encima de la velocidad terminal, tiene lugar el denominado arrastre o transporte neumático de partículas, dejando de existir el lecho fluidizado. (Kunii y Levenspiel, 1969)

Para una partícula aislada, la velocidad terminal viene dada por la aplicación de un balance de cantidad de movimiento, cuya expresión final es:

$$u_t = \sqrt{\frac{4d_p(\rho_s - \rho_g)g}{3\rho_g C_D}} \dots\dots\dots (Ec.12)$$

Donde:

d_p =diámetro de la partícula (m)

ρ_g =Densidad del aire ($\frac{Kg}{m^3}$)

ρ_s =Densidad del cafe ($\frac{Kg}{m^3}$)

g = gravedad ($\frac{m}{s^2}$)

C_D : coeficiente de descarga

Para el caso de velocidad terminal, el número de Reynolds es muy grande y el coeficiente de descarga no puede obtenerse de forma teórica y su estimación está basada en correlaciones experimentales. Kunii y Levenspiel obtuvieron una correlación experimental para el valor de C_D en función de Φ y Re , cuyo resultado es:

$$C_D = \frac{24}{Re} \left[1 + (8.17e^{-4.0566 \phi}) Re^{0.0964+0.5565 \phi} \right] + \frac{73.69 Re(e^{-5.07484 \phi})}{Re+5.37e^{6.212 \phi}} \dots\dots\dots (Ec.13)$$

Donde:

C_D : coeficiente de descarga

Re : Numero de Reynolds

ϕ =Esfericidad

D). CAÍDA DE PRESIÓN

Esto se debe a las diferencias de presión en un determinado objeto. Esto se presenta en la mayoría de los casos dados.se expresa de la siguiente manera.

$$\Delta P \text{ lecho} = L_{op} (1 - \epsilon_{op}) [(\rho_s - \rho_g)g] \dots\dots\dots (Ec.14)$$

Donde:

$\Delta P \text{ lecho}$: Presión del lecho

L_{op} : Longitud en operación

ϵ_{op} : Porosidad en operación

ρ_s = Densidad del café (kg/m^3)

ρ_g = Densidad del aire (kg/m^3)

g =gravedad(m/s^2)

2.4.1. VENTILADORES

Los ventiladores son máquinas rotatorias capaces de mover una determinada masa de aire, a la que comunican una cierta presión, suficiente para que pueda vencer las pérdidas de carga que se producirán en la circulación por los conductos. (Soler y Palau, 2002).

2.4.1.1. CLASIFICACIÓN DE LOS VENTILADORES

Los ventiladores, denominados así de una forma amplia para todas sus concepciones, pueden clasificarse de formas muy diferentes, siendo la más común la siguiente (Soler y Palau, 2002):

Según su función:

- Ventiladores con envolvente
- Ventiladores Murales
- Ventiladores de Choro

Según la trayectoria del aire en el ventilador

- Ventiladores centrífugos
- Ventiladores axiales
- Ventiladores helicocentrífugos
- Ventiladores tangenciales

Según la presión del ventilador

- Baja presión
- Mediana presión
- Alta presión

Según las condiciones de funcionamiento

- Ventiladores Corrientes
- Ventiladores especiales

Según método de control de las prestaciones del ventilador

- Con regulador de velocidad
- Con compuertas

2.4.2. VENTILADORES CENTRÍFUGOS

Los ventiladores centrífugos se usan industrialmente por varias razones: tienen menos componentes a fricción, proporcionan un caudal mayor que los ventiladores axiales y tangenciales de tamaño similar, son adecuados para aplicaciones donde se requiere trabajo continuo. En este tipo de ventiladores el aire entra en el rodete con una trayectoria esencialmente axial y sale en dirección perpendicular. (Soler y palau, 2002).

Los rodetes de los ventiladores centrífugos pueden ser de tres tipos, como se muestra la figura N°3:

1. Álabes radiales.
2. Álabes hacia adelante.
3. Álabes hacia atrás.

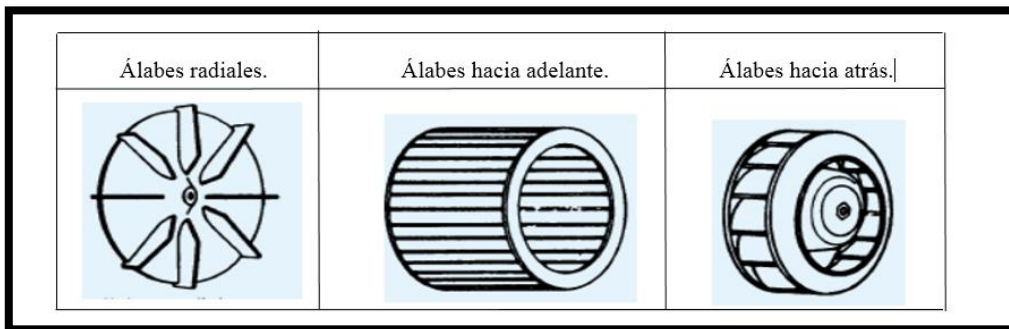


Figura N° 3: Tipos de rodetes del ventilador centrifugo

Fuente: Soler y Palau, (2002)

2.4.3. DIMENSIONAMIENTO DEL VENTILADOR

2. 4.3.1. CAUDAL

Como definición general, se conoce como caudal, a la cantidad de fluido que circula a través de una sección de un ducto, ya sea tubería, cañería, oleoducto, río, canal, por unidad de tiempo. Generalmente, el caudal se identifica con el flujo volumétrico o volumen que pasa por un área determinada en una unidad de tiempo específica. (Ruiz,2012). se determina mediante la ecuación:

$$Q = \frac{v \pi D^2}{4} \dots \dots \dots (\text{Ec.15})$$

Q : Caudal del aire ($\frac{m^3}{h}$)

v : Velocidad (m/s)

D : Diámetro de la tubería (m)

2.4.3.2. NÚMERO DE REYNOLDS

Se estudia las características de flujo de los fluidos inyectando un trazador dentro de un líquido que fluía por una tubería. A velocidades bajas del líquido, el trazador se mueve linealmente en la dirección axial. Sin embargo, a mayores velocidades, las líneas del flujo del fluido se desorganizan y el trazador se dispersa rápidamente después de su inyección en el líquido. El flujo lineal se denomina Laminar y el flujo errático obtenido a mayores velocidades del líquido se denomina Turbulento. (Ruiz,2012)

El tipo de flujo, laminar o turbulento, depende del valor de la relación entre las fuerzas de inercia y las fuerzas viscosas, es decir del número de Reynolds Re :

$$Re = \frac{v_s D}{\nu} \dots\dots\dots (Ec.16)$$

Donde:

ν = viscosidad cinética (m^2/s)

D : diámetro (m)

Q : Caudal del aire ($\frac{m^3}{h}$)

En régimen laminar, los esfuerzos cortantes se pueden calcular de forma analítica en función de la distribución de velocidad en cada sección (que se puede obtener a partir de las ecuaciones de NavierStokes), y las pérdidas de carga lineales h_{pl} se pueden obtener con la llamada ecuación de HagenPoiseuille (realizaron ensayos sobre flujo laminar hacia 1840), en donde se tiene una dependencia lineal entre la pérdida de carga y el caudal. Se dice cuando el régimen es laminar ,cuando $Re > 2000$. (Ruiz,2012)

$$h_{pl} = \frac{32 \mu L v}{\rho g D^2} = \frac{128 \mu L}{\rho g \pi D^4} Q \dots\dots\dots (Ec.16)$$

En régimen turbulento, no es posible resolver analíticamente las ecuaciones de Navier-Stokes. No obstante, experimentalmente se puede comprobar que la dependencia entre los esfuerzos cortantes y la velocidad es aproximadamente cuadrática, lo que lleva a la ecuación de D'Arcy-Weisbach. Se dice cuando el régimen es turbulento, cuando $Re > 4000$ (Ruiz,2012).

$$hf_p = f \frac{L V^2}{2g D} \dots\dots\dots (Ec.17)$$

Donde:

hf_p : Perdidas primarias de los ductos(Pa)

f : Coeficiente de fricción (Pa)

g : Gravedad ($\frac{m}{s^2}$)

L =longitud de la tubería (m)

V : Velocidad(m/s)

Para perfiles de flujo en secciones no circulares, se realiza cuando el fluido pasa por diferentes casos que no exista tuberías, por lo cual se mencionada en la siguiente figura N°4.

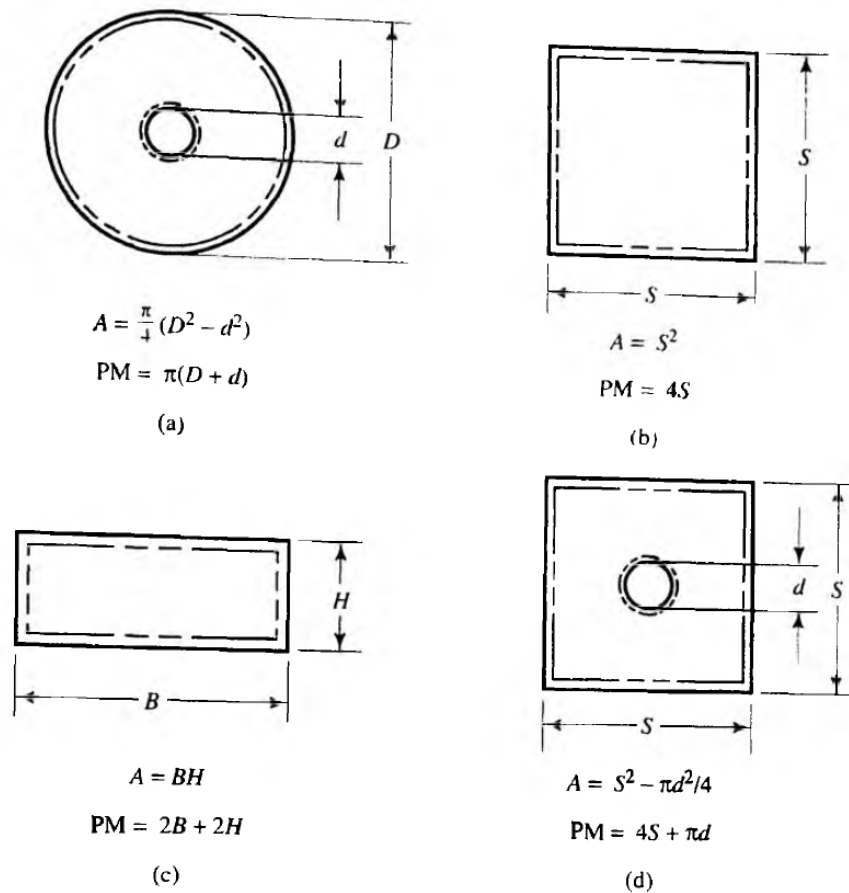


Figura N°4: Secciones transversales cerradas que no son circulares
Fuente: Mecánica de fluido, Mott. (2013)

Para las secciones transversales no circulares se denomina de la siguiente formula

$$R = \frac{A}{P_M} \dots \dots \dots (\text{Ec.18})$$

Donde:

P_M : Perímetro mojado

A: Área

R: Radio hidráulico

El perímetro mojado es la longitud de las fronteras de sección que se encuentra en contacto con el fluido, por lo cual tiene diferentes fórmulas en que se encuentra el fluido en diversas situaciones como se muestra en la figura N°4.

El área neta de la sección transversal se calcula mediante la geometría de la sección que se encuentre el fluido, como se muestra en la figura N°4.

Para encontrar la pérdida en las secciones transversales se realiza de la siguiente manera

$$h_L: f \times \frac{L}{4R} \times \frac{V^2}{2g} \dots \dots \dots (\text{Ec.19})$$

Donde:

h_L : Pérdidas en las secciones transversales no circulares (Pa)

f : Coeficiente de fricción (Pa)

g : Gravedad ($\frac{m}{s^2}$)

L =longitud de entre dos puntos separados(m)

V : Velocidad (m/s)

R : Radio hidráulico (m)

2.4.3.3. CÁLCULO DE LA PRESIÓN TOTAL

La presión ejercida por un gas en particular en una mezcla se conoce como su presión parcial.se expresa de la siguiente manera

$$P_t = \Delta P_{lecho} + \frac{\rho_g}{2} (v_{op})^2 + hf_p + hf_s + Z\rho_g g \dots \dots \dots (\text{Ec.20})$$

Donde:

hf_p : Pérdidas primarias en el ducto (Pa)

hf_s : Pérdidas secundarias en el ducto (Pa)

Z : Altura del ducto (m)

ΔP_{lecho} : Caída de presión en lecho fluidizado

ρ_g : Densidad del aire (kg/m^3)

V_{op} : Velocidad de operación ($\frac{m}{s}$)

g : Gravedad ($\frac{m}{s^2}$)

2. 4.3.4. PERDIDAS PRIMARIAS EN EL DUCTO

Las pérdidas lineales son las producidas por las tensiones viscosas originadas por la interacción entre el fluido circundante y las paredes de la tubería. (Mendoza,2004)

2.4.3.5. PÉRDIDAS POR ACCESORIOS

Las pérdidas menores ocurren cuando hay un cambio en la sección cruzada de la trayectoria de flujo en la dirección de flujo, o cuando la trayectoria de flujo se encuentra obstruida como sucede con una válvula. La energía se pierde bajo estas condiciones debido a los fenómenos físicos bastantes complejos. Por ejemplo, la pérdida de carga o resistencia al flujo a través de una válvula puede ser una porción importante de la resistencia en el sistema. (Mendoza,2004).

2.4.3.6. COEFICIENTE DE RESISTENCIA

Las pérdidas de energía son proporcionales a la cabeza de velocidad del fluido al fluir éste alrededor de un codo, a través de una dilatación o contracción de la sección de flujo, o a través de una válvula. Así mismo se muestra en la figura N°5, los distintos coeficientes de perdidas singulares para diversos accesorios. (Mendoza,2004).

Los valores experimentales de pérdidas de energía generalmente se reportan en términos de un coeficiente de resistencia K, de la siguiente forma:

$$hf_s = D \frac{v^2}{2g} \dots\dots\dots (Ec.21)$$

Donde

hf_s : Perdidas secundarias (Pa)

D: Coeficiente de perdidas

g: gravedad ($\frac{m}{s^2}$)

V: Velocidad ($\frac{m}{s}$)

Para una expansión súbita también se utiliza de manera analítica, el valor mediante la siguiente ecuación

$$C = (1 - (\frac{D_1}{D_2})^2)^2 \dots\dots\dots (Ec.22)$$

Donde

C: Coeficiente de perdidas

D_1 : Diámetro de la tubería menor

D_2 : Diámetro de la tubería mayor

Para una pérdida de salida su velocidad disminuye porque pasa de una tubería a un tanque, se utilizará la siguiente formula

$$h_L = 0.1 \times \frac{v^2}{2g} \dots \dots \dots (\text{Ec.23})$$

Para determinar el coeficiente de perdida por accesorios se hace uso de la figura N° 5, con sus diferentes formas y con sus respectivos resultados.



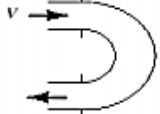

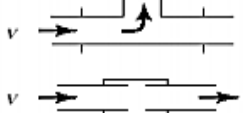
a. TUBOS ACODADOS		
Regular de 90°, embridado	0.3	
Regular de 90°, roscado	1.5	
De 90° con gran radio, embridado	0.2	
De 90° con gran radio, roscado	0.7	
De 45° con gran radio, embridado	0.2	
Regular de 45°, roscado	0.4	
b. CODOS DE 180°		
Codo de 180°, embridado	0.2	
Codo de 180°, roscado	1.5	
c. CONEXIONES EN T		
Flujo de línea, embridado	0.2	
Flujo de línea, roscado	0.9	
Flujo derivado, embridado	1.0	
Flujo derivado, roscado	2.0	
d. UNION ROSCADA		0.08
e. VALVULAS		
De globo, completamente abierta	18	
De ángulo, completamente abierta	2	
De compuerta, completamente abierta	0,15	
De compuerta, 1/4 cerrada	0,26	
De compuerta, 1/2 cerrada	2,1	
De compuerta, 3/4 cerrada	17	
De retención a bisagra, flujo hacia adelante	2	
De retención a bisagra, flujo hacia atrás	infinito	
De bola, completamene abierta	0,05	
De bola, 1/3 cerrada	5,5	
De bola, 2/3 cerrada	2,15	

Figura N° 5: Coeficientes de perdidas singulares

Fuente: Anónimo, (2013)

2.4.3.7. LA PRESIÓN ESTÁTICA

Es la presión medida en la pared del tubo que conduce un fluido como el agua o el aire. Presión dinámica, es la presión medida contra el flujo del fluido. Si se desprecian pérdidas por rozamiento, la presión total es constante entre dos puntos cercanos de una tubería horizontal, aunque esta cambie de sección. (Mendoza, 2013). Se realiza mediante la ecuación.

$$P_e = P_t + P_d \dots \dots \dots (\text{Ec.24})$$

Donde:

P_e : Presión estática (mmca)

P_t : Presión total (mmca)

P_d : Presión dinámica (mmca)

2.4.4. TAMBOR ROTATORIO

El tambor tendrá un movimiento circular por la cual es movido por los engranajes. El material a elegir es de acero inoxidable, que proporciona un volumen, un tiempo, una temperatura establecida y adecuada para el tipo de máquina. Para realizar el tostado, el café deberá tener una humedad de 9-12 %. El proceso de tostion se realiza por flujo de aire caliente (convección) y por contacto con la superficie caliente (conductor) lo que dará un producto de calidad, pero sin alterar las características de sabor, aroma, color y textura realizados de forma artesanal; con esto se logra aumentar la productividad y la rentabilidad, asegurando así una productividad continua, segura e higiénica, beneficiando tanto a las familias como a la pequeña y mediana industria. (Pozo, 2017).

2.4.4.1. FUNCIONES DEL TAMBOR DE LA TOSTADORA

A través de la tolva, el café es introducido por los operarios. Para el calentamiento del producto, el aire circula tanto a través de los granos de café como también entorno al mismo. Así la energía calorífica se transfiere primero por conducción por el contacto del grano con el tambor de tueste (aproximadamente 30%), y segundo por convección mediante corriente de aire dentro del tambor (aproximadamente 70%). (Arciniega, 2016)

2.4.4.2. CÁMARA DEL TOSTADOR

Es donde se tuesta el material obtenido de la tolva de alimentación mediante el flujo de aire. Esta cámara de tostado adquiere temperaturas muy elevadas para obtener el producto, por lo general es accionada por unas fuerzas de transmisión.

2.4.4.2.1. Características

- Mayor soporte de temperatura
- Material adecuado para el peso
- Mayor capacidad
- Mayor duración y mantenimiento

2.4.4.3. DIMENSIONAMIENTO DEL CILINDRO

Para la determinación del área del tambor se expresa la siguiente ecuación:

$$A = \frac{\pi x (D^4 - d^4)}{4} \dots \dots \dots (Ec.25)$$

Donde:

D: Diámetro exterior del cilindro (m)

d: Diámetro interior del cilindro (m)

Considerando que el cilindro debe ser de cara delgada se procede a calcular la presión interna:

$$P_h = \frac{F}{A} \dots \dots \dots (26)$$

Donde:

F=fuerza que ejerce el café (N)

P_h =presión interna (Pa)

A= Área que ocupa el café dentro del cilindro (m^2)

2.4.5. FUENTES PARA CALENTAR EL TOSTADO DE CAFÉ

Este proceso es para el aumento de temperatura para la tostion del café

2.4.5.1. QUEMADOR:

Los quemadores son los equipos donde se realiza la combustión, es decir que deben lograr la mezcla íntima del combustible con el aire y además proporcionar la energía para calentar materiales. (Lozada, 2009)

2.4.5.2. TIPO DE MATERIAL A ESCOGER

Se obtuvo a seleccionar para el diseño de la tostadora de café el acero AISI 304 debido a que resiste a la corrosión intercrystalina hasta 300 °C, debido a que este material es un acero inoxidable autentico el cual facilita la transferencia de calor y es ideal para la cocción de alimentos. Las dimensiones de la cámara de tostado son

determinadas por la cantidad de producto a tostar. Con estas propiedades del acero se puede realizar la selección de la plancha para el diseño de la máquina tostadora de café.

En la tabla N°2, se puede obtener la resistencia a la fluencia y la resistencia ultima a la fractura del acero AISI 304.

Número	Material	Condición	Resistencia (a la tensión)				Resistencia a la deformación, exponente m	Resistencia a la fractura ϵ_f
			Fluencia S_p MPa (kpsi)	Última S_u MPa (kpsi)	A la fractura, σ_u MPa (kpsi)	Coefficiente σ_u MPa (kpsi)		
1018	Acero	Recocido	220 (32.0)	341 (49.5)	628 (91.1) ^f	620 (90.0)	0.25	1.05
1144	Acero	Recocido	358 (52.0)	646 (93.7)	898 (130) ^f	992 (144)	0.14	0.49
1212	Acero	HR	193 (28.0)	424 (61.5)	729 (106) ^f	758 (110)	0.24	0.85
1045	Acero	TyR 600°F	1 520 (220)	1 580 (230)	2 380 (345)	1 880 (273) ^f	0.041	0.81
4142	Acero	TyR 600°F	1 720 (250)	1 930 (210)	2 340 (340)	1 760 (255) ^f	0.048	0.43
303	Acero inoxidable	Recocido	241 (35.0)	601 (87.3)	1 520 (221) ^f	1 410 (205)	0.51	1.16
304	Acero inoxidable	Recocido	276 (40.0)	568 (82.4)	1 600 (233) ^f	1 270 (185)	0.45	1.67
2011	Aleación de aluminio	T6	169 (24.5)	324 (47.0)	325 (47.2) ^f	620 (90)	0.28	0.10
2024	Aleación de aluminio	T4	296 (43.0)	446 (64.8)	533 (77.3) ^f	689 (100)	0.15	0.18
7075	Aleación de aluminio	T6	542 (78.6)	593 (86.0)	706 (102) ^f	882 (128)	0.13	0.18

Tabla N° 2: Propiedades mecánicas de los materiales

Fuente: resistencia de materiales. Timoshenko (2004)

Formula del material del tambor:

$$m = \rho * v \dots \dots \dots (\text{Ec.27})$$

También se puede expresar de la siguiente manera:

$$m = (\rho \times L_t \times p \times e) \text{cm}^3 \dots \dots \dots (\text{Ec.28})$$

Donde:

ρ : Densidad del acero inoxidable AISI 304 ($\frac{\text{gr}}{\text{cm}^3}$)

L_t : Longitud del cilindro (m)

p = Perímetro de circunferencia (cm^3)

m : Peso del tambor (gr)

e = Espesor de la plancha (m)

Cálculo del perímetro de la plancha del tanque:

$$p=2\pi r \dots \dots \dots (\text{Ec.29})$$

Para encontrar el peso se multiplica por la gravedad y el espesor de la plancha

$$w = (m \text{ (kg)} * g) * e \dots \dots \dots \text{(Ec.30)}$$

Donde:

W: peso total del cilindro(kg)

m: Masa del cilindro (kg)

g: Gravedad ($\frac{m}{s^2}$)

e: Espesor de la plancha (m)

2.4.6. DEFORMACIÓN POR FLEXIÓN

Las deformaciones observadas experimentalmente en las vigas sometidas a flexión muestran que las líneas longitudinales de la viga se curvan y las secciones transversales siguen siendo planas y perpendiculares a las líneas longitudinales, aunque experimentan un giro. Como se muestra en la figura N°6.

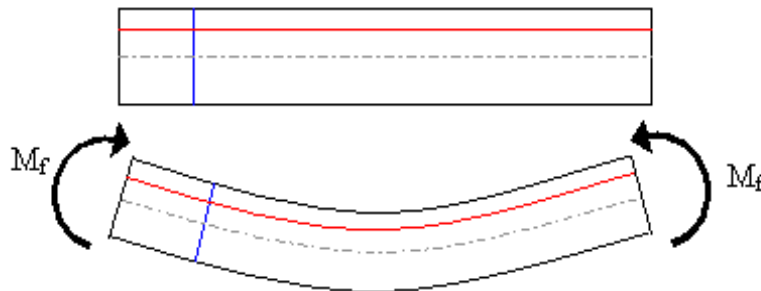


Figura N°6: Deformación por flexión

Fuente: Meléndez (2013)

Formula general:

$$Y_{max} = \frac{F * (L_{tamb})^3}{48 * E * I} \dots \dots \dots \text{(Ec.31)}$$

Donde:

Y_{max} =desplazamiento máximo(m)

F=Fuerzas aplicadas al centro del tambor(N)

L_{tamb} =longitud del tambor (m)

E=Módulo de elasticidad del material (Pa)

I =Momento polar de inercia (m^4)

Para determinar el momento polar de inercia para cilindro huecos se calculará:

$$I = \frac{\pi x (D^4 - d^4)}{64} \dots\dots\dots (Ec.32)$$

2.4.7. DEFORMACIÓN POR TORSIÓN

Las deformaciones observadas experimentalmente en las barras sometidas a torsión muestran un giro de las secciones rectas respecto al eje de la barra. Si se dibuja una malla sobre la barra, como se indica en la figura N°5, se aprecia una deformación equivalente a la deformación en el cizallamiento puro. (Ruiz,2012). Las deformaciones angulares de las generatrices están relacionadas con el giro de las secciones, según la expresión:

$$\theta = \frac{T * L_{tamb}}{G * J} \dots\dots\dots (Ec.33)$$

θ =Deformacion angular (rad)

T =torque (N *m)

L_{tamb} =longitud del tambor (m)

G =Módulo de rigidez (Pa)

J =segundo momento polar de área (m^4)

Cálculo del torque que es ejercido por la fuerza de tueste del café en la parte externa del tambor.

$$T = \frac{F_{TUESTE} * D_{tamb}}{2} \dots\dots\dots (Ec.34)$$

T : torque (N.m)

F_{Tueste} : Fuerza ejercido por los granos de café (N)

D_{tamb} : Diámetro del tambor (m)

Cálculo del segundo momento polar del área

$$J = \frac{\pi x (D^4 - d^4)}{32} \dots\dots\dots (Ec.35)$$

Donde:

D: Diámetro exterior del cilindro (m)

d: Diámetro interior del cilindro (m)

J: segundo momento polar del área (m^4)

2.4.8. DETERMINACIÓN DEL ESFUERZO MÁXIMO EN EL CILINDRO

Una de las aplicaciones de los esfuerzos normales repartidos uniformemente se presenta en el estudio de cilindros y esferas de paredes delgadas sometidos a presión interna. En las paredes de un recipiente sometido a presión interna, se generan dos tipos de esfuerzos, uno longitudinal a lo largo de su generatriz, y otro tangencial en sentido transversal a la generatriz. (Cabanilla,2014)

$$\sigma_t = \frac{F}{A} \dots \dots \dots (Ec.36)$$

Donde:

σ_t : Esfuerzo máximo en el cilindro (Pa)

F= Fuerza que ejerce el café (N)

A= Área que ocupa el café dentro del cilindro (m^2)

2.5. SISTEMA MOTRIZ

El diseño de la máquina contará con los siguientes parámetros

2.5.1.1. MOTORREDUCTOR

Proporciona el torque necesario para que la máquina funcione. A continuación, se detallan sus funciones y parámetros.

2.5.1.1.1. FUNCIONES DEL MOTORREDUCTOR

- Mover el eje
- Suministrar la potencia de giro para mezclar el producto

2.5.1.1.2. SELECCIÓN DEL MOTORREDUCTOR

Es el encargado de proporcionar el movimiento el eje motriz mediante un conjunto de catalinas de transmisión que le dan la velocidad de giro adecuada para que el café se distribuya de forma uniforme. Para la selección se realiza mediante la obtención de la inercia que debe vencer el motor para generar el momento en la cámara de tostado

$$\sum M = \sum I * \alpha \dots\dots\dots(\text{Ec.37})$$

Donde:

M =momento (N.m)

I = inercia de masas (kg x m^2)

α =Aceleración angular

Entonces se calculará la sumatoria de inercia:

$$\sum I = I_{ci} + I_{ale} + I_{cafe} + I_{fv} \dots\dots\dots(\text{Ec.38})$$

I_{ci} : Inercia del cilindro (kg / m^2)

I_{ale} : Inercia de las aletas (kg / m^2)

I_{cafe} : Inercia de la masa de café (kg / m^2)

I_{fv} : Inercia de fibra de vidrio (kg / m^2)

A) INERCIA DEL CILINDRO

En el cilindro de tueste se le considera como tubo circular, entonces sirve para encontrar su inercia.

$$I_{cil} = \pi x L x \rho_{AISI\ 304} \left(\frac{D_{ext}^4 - D_{int}^4}{64} \right) \dots\dots\dots(\text{Ec.39})$$

Donde:

L : Longitud del cilindro (m)

$\rho_{AISI\ 304}$:densidad del acero (7800kg/ m^3)

D_{ex} : Diámetro exterior del tambor (m)

d_{in} : diámetro interior del tambor (m)

B) INERCIA DE LAS ALETAS

Para que el cilindro pueda moverse en toda su longitud se coloca 2 de estos volantes

$$I_{ale} = 2*(I_{horq} + I_{barr}) \dots\dots\dots(Ec.40)$$

Donde:

I_{horq} : Inercia de la horquilla (kg / m²)

I_{barr} : Inercia de la barra (kg / m²)

Para encontrar la inercia de la horquilla de las aletas, se expresa de la siguiente manera

$$I_{horq} = \frac{\pi \times L_{horq} \times \rho_{mat} \times (D_{ext}^4 - D_{int}^4)}{64} \dots\dots\dots(Ec.41)$$

Donde:

L: Longitud de la horquilla (m)

$\rho_{AISI 304}$: Densidad del acero ($\frac{gr}{cm^3}$)

D_{ex} : Diámetro exterior del tambor (m)

d_{in} : Diámetro interior del tambor (m)

Por cada horquilla la inercia es la siguiente:

$$I_{barr} = \left[\frac{\pi \times L_{barr} \times \rho_{mat} \times (d_{barr}^4)}{16} + \frac{\pi \times L_{barr}^3 \times \rho_{mat} \times (d_{barr}^2)}{12} \right] \dots\dots\dots(Ec.42)$$

Donde:

L_{barr} : Longitud de la barra (m)

I_{barr} : Inercia de la barra (kg / m²)

$\rho_{AISI 304}$: densidad del acero (7800kg/m³)

d_{barr} : diámetro de la barra (m)

**C) CÁLCULO DE LA INERCIA PRODUCIDA POR EL CAFÉ
EN LA CÁMARA DE TUESTE**

El mayor esfuerzo que realiza el motor se produce cuando los granos de café se encuentran en la cámara de tueste sin movimiento. La mayor potencia del motor se produce cuando el café se encuentra en la tostadora sin que haya un movimiento en el cilindro, por tal motivo se busca en caso extremo la inercia en esta condición de operación de la máquina. Se debe suponer que ocupara un 50% del perímetro está ocupado por el grano de café se obtiene:

$$P=0.5 \pi r_i \dots\dots\dots(\text{Ec.43})$$

P: perímetro (m)

d_i : Radio interior del cilindro (m)

Teniendo calculado el perímetro se podrá calcular el Angulo alfa (β) del segmento circular.

$$2\beta = \frac{P \times 360^\circ}{\pi \times d_i} \dots\dots\dots(\text{Ec.44})$$

El momento de inercia del área que ocupa el café con respecto al eje, a este momento se denomina momento polar de inercia.

$$I_p = I_x + I_y \dots\dots\dots(\text{Ec.45})$$

Donde:

I_p : Momento de inercia polar (kg / m^2)

I_x : Momento de inercia en el eje x (kg / m^2)

I_y : Momento de inercia en el eje y (kg / m^2)

Se calculará el momento de inercia en el eje x, y.

$$I_x = \frac{r^4}{4} (B - \text{sen}B \times \text{cos}B + \text{sen}^3B \times \text{cos}B) \dots\dots\dots(\text{Ec.46})$$

$$I_y = \frac{0.998^4}{12} (3B - 3\text{sen}B \times \text{cos}B + 2\text{sen}^3B \times \text{cos}B) \dots\dots\dots(\text{Ec.47})$$

Se deberá encontrar el radio:

$$r = \frac{d_i}{2} \dots\dots\dots(\text{Ec.48})$$

d_i : Diámetro interior del cilindro (m)

D) CALCULO DE INERCIA DEL CAFÉ

$$I_{cafe} = \rho_{cafe} \times L \times I_p \dots \dots \dots (Ec.49)$$

Donde:

I_{cafe} : Inercia del café (kg / m^2)

ρ_{cafe} : Densidad del café ($\frac{gr}{cm^3}$)

L : Longitud del cilindro (m)

I_p : Momento de inercia polar (kg / m^2)

Cálculo de momento de inercia de la fibra de vidrio

$$I_{fv} = \frac{1}{2} m (R^2 + r^2) \dots \dots \dots (Ec.50)$$

Donde:

I_{fv} : Momento de inercia de la fibra de vidrio (m^4)

R =Radio exterior de la fibra de vidrio (m)

r : radio interior de la fibra de vidrio (m)

Donde el radio externo de la fibra de vidrio es el siguiente:

$$D = d + 2e \dots \dots \dots (Ec.51)$$

D : diámetro total de la fibra de vidrio (m)

d : diámetro del cilindro exterior (m)

e : espesor de la fibra de vidrio (m)

Cálculo del volumen de fibra de vidrio:

$$v_{fv} = \frac{\pi}{4} (D_{fv}^2 - d_{fv}^2) \times L_{fv} \dots \dots \dots (Ec.52)$$

Donde:

v_{fv} : volumen de la fibra de vidrio (m^3)

D_{fv}^3 : diámetro mayor de la fibra de vidrio (m^3)

d_{fv}^2 : diámetro inferior de la fibra de vidrio (m^3)

L_{fv} : longitud de la fibra de vidrio(m)

Cálculo del peso específico

$$Y_{fv} = \rho_{fv} \times g \dots\dots\dots(\text{Ec.53})$$

Donde:

Y_{fv} : Peso específico(N/m³)

ρ_{fv} :Densidad de la fibra de vidrio (kg/m³)

g :Gravedad (m/s²)

Cálculo de la masa del cilindro con la fibra de vidrio

$$m_{fv} = \rho_{fv} \times v_{fv} \dots\dots\dots(\text{Ec.54})$$

Cálculo del peso del cilindro rotatorio con la fibra de vidrio

$$w_{fv} = m_{fv} \times g \dots\dots\dots(\text{Ec.55})$$

Donde:

w_{fv} : Peso del cilindro rotatorio con la fibra de vidrio (N)

m_{fv} : Masa del cilindro con la fibra de vidrio(kg)

g : Gravedad (m/s²)

2.5.2. CÁLCULO DEL MOMENTO DE TORSIÓN

Se denomina momento torsor a la componente paralela al eje longitudinal del momento de fuerza resultante de una distribución de tensiones sobre una sección transversal del prisma mecánico. El torque es una fuerza que tiende a rotar o hacer que las cosas giren. El momento torsor puede aparecer cuando se someten estos elementos a la acción de un momento de fuerza o torque paralelo al eje del prisma o cuando otro prisma mecánico perpendicular que está flexionado interseca al prisma mecánico original. (Jorge, 2013)

$$t = \sum I * \alpha \dots\dots\dots(\text{Ec.56})$$

Donde:

t: torque (N*m)

I= inercia de masas (kg x m²)

α =Aceleracion angular (rad/s)

2.5.2.1. ACELERACIÓN ANGULAR

Es cuando un objeto se mueve en una circunferencia, llevará una velocidad, ya que recorre un espacio, pero también recorre un ángulo. Para tener una idea de la rapidez con que algo se está moviendo con movimiento circular, se ha definido la velocidad angular (ω) como el número de vueltas que da el cuerpo por unidad de tiempo. (Jorge, 2013)

$$\alpha = \frac{\omega_f - \omega_o}{t} \dots\dots\dots(\text{Ec.57})$$

Donde:

- α : Aceleración angular (rad/sg)
- ω_f : Velocidad final (rad/seg)
- ω_o : Velocidad inicial (rad/seg)
- t : Tiempo de arranque (seg)

2.5.2.2. POTENCIA DEL MOTOR

Esta potencia se puede comparar con el par (M). Según podemos ver en las fórmulas a continuación, para calcular este dato es necesario conocer el par y la velocidad angular. (Villalba,2013). mediante la siguiente expresión.

$$P_{mot} = t \times n_2 \dots\dots\dots(\text{ Ec.58})$$

Donde:

- P_{mot} : potencia del motor (w)
- M_T : momento torsor (N.m)
- n_2 : velocidad de giro (rad)

2.5.2.3. TRANSMISIÓN

Como su nombre lo indica, transmite el movimiento desde un punto hasta otro distinto, siendo en ambos casos el mismo tipo de movimiento. Se observa a su vez, dos tipos: (Villalba, 2013)

- Mecanismos de transmisión lineal: Este caso, el elemento de entrada y el de salida tienen movimiento lineal.
- Mecanismos de transmisión circular: Este caso, el elemento de entrada y salida tienen movimiento circular.

2.5.2.4. SELECCIÓN DEL MÉTODO DE TRANSMISIÓN

Para obtener el método de transmisión se analizará parámetros para transmitir el movimiento para la máquina tostadora de café por lo cual se seleccionará el método más adecuado para transmitir la velocidad del motor hacia el eje. (Villalba, 2013)

2.5.2.5. TRANSMISIÓN POR ENGRANAJES CON CADENAS

Los engranajes son ruedas dentadas que encajan entre sí, de modo que, unas ruedas transmiten el movimiento circular a las siguientes. El tamaño de los dientes de todos los engranajes debe ser igual. Los engranajes giran de modo que, los más pequeños giran a mayor velocidad, de modo similar al caso del sistema de poleas con correa. Son el medio de transmisión de potencia más utilizado. (Villegas, 2013).

Tienen las siguientes ventajas:

- Las ruedas no pueden resbalar una con respecto a la otra.
- Transmiten grandes esfuerzos
- La relación de transmisión se conserva siempre constante.
- Al engranaje que transmite el movimiento se le denomina piñón, y al que lo recibe, rueda

2.5.3. DISEÑO Y SELECCIÓN DE LA CADENA Y PIÑONES PARA TRANSMISIÓN DE POTENCIA

Para obtener las variaciones en las cadenas – catalinas, a la potencia del motor se lo multiplica por un factor de servicio K_s .

$$P_d = P_{mot} \times n_d \times K_s \dots \dots \dots (Ec.59)$$

Donde:

P_d : Potencia de diseño (Kw)

P_{mot} : Potencia del motor (W)

n_d : factor de diseño

K_s : Factor de servicio

2.5.4. DISEÑO Y CÁLCULO PARA LA SELECCIÓN DE PIÑÓN, CADENA Y RUEDA

Estos parámetros tienen la función de conectar y transmitir la potencia del motor reductor hacia el cilindro.

1. NÚMERO DE DIENTES DE LAS RUEDAS DE LA TRANSMISIÓN:

se selecciona el número de dientes para ambas ruedas y que mejor se aproxime a la relación de transmisión que se necesita:

- Número de dientes rueda menor (Z_1)
- Número de dientes rueda mayor (Z_2)
- Relación de transmisión obtenida (r)

2. DETERMINACIÓN DE LA POTENCIA CORREGIDA

La potencia corregida (P_c) es obtenida a través de la potencia transmitida, se calcula a través de la siguiente expresión:

$$P_c = K_1 \times K_2 \times K_3 \times K_4 \times K_5 \times P \dots\dots\dots (Ec.60)$$

Donde:

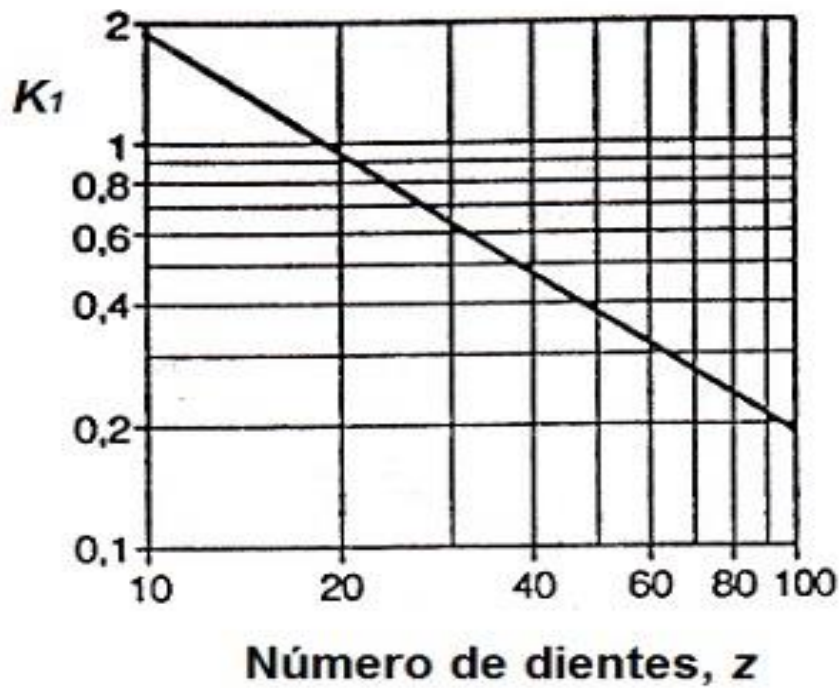
P : ES la potencia transmitida por el motor reductor

P_c : La potencia corregida

Coefficiente K_1 :

Se considera coeficiente al número de dientes utilizadas en el sistema de transmisión, según tabla N° 3:

Tabla N° 3: Coeficiente K_1

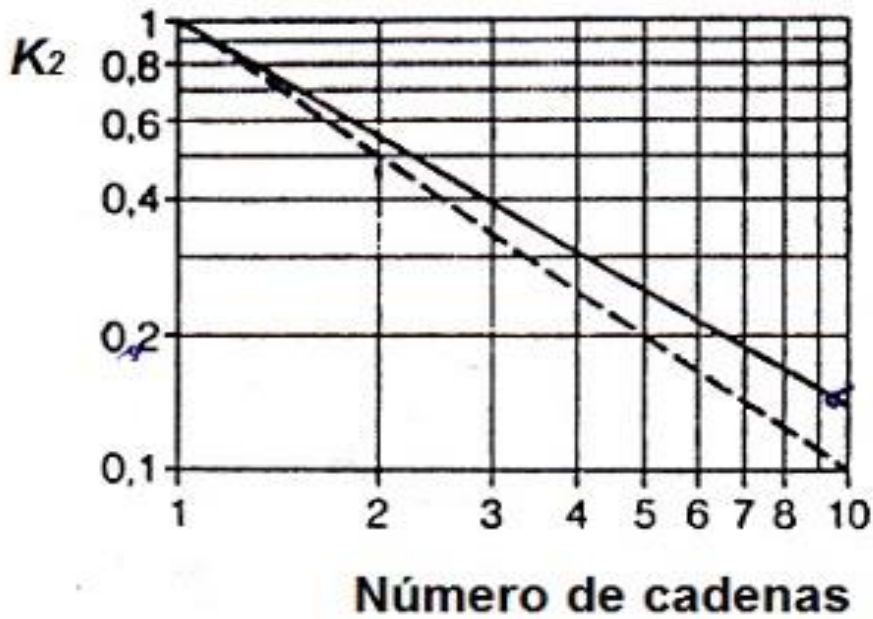


Fuente: Diseño elementos de máquinas. Mott (2006)

Coeficiente K_2 :

Se considera coeficiente de multiplicidad al número de cadenas utilizadas en el sistema de transmisión, según tabla N° 4.

Tabla N° 4: Coeficiente K_2

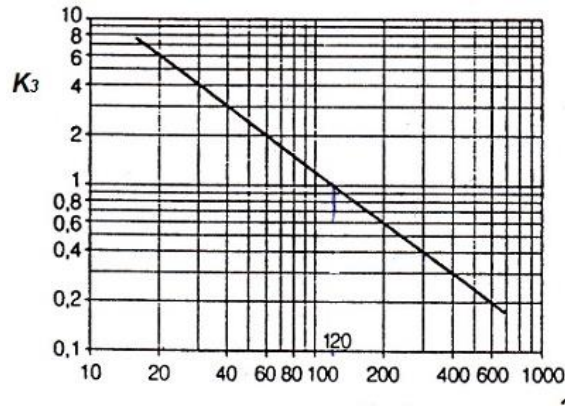


Fuente: Diseño elementos de máquinas. Mott (2006)

Coefficiente K_3 :

Es el número de eslabones que conforman la cadena, según Tabla N° 5.

Tabla N° 5: Coeficiente K_3



Fuente: Diseño elementos de máquinas. Mott (2006)

Coefficiente K_4 :

Factor de servicio en este caso de tratarse de un motor eléctrico como máquina conductora y un cilindro tostador de café como máquina conducida, de la tabla N° 6.

tipo de carga	Ejemplo de máquinas	Motor eléctrico o turbina	Accionamiento Motor de combustión interna	
			Trans. hidráulica	Trans. mecánica
Regular	Agitadores de líquidos. Bombas centrífugas y de engranajes. Compresores centrífugos. Elevadores y transportadores con carga regular. Generadores y alternadores. Hiladoras. Maquinaria de imprenta. Maquinaria para la fabricación de papel. Montacargas y ascensores. Teleféricos. Maquinas herramientas (toros, taladradoras, fresadoras, rectificadoras). Ventiladores y máquinas soplantes.	1	1	1,2
Irregular	Agitadores de sustancias poco fluidas. Bombas de émbolo de más de 2 cilindros. Compresores alternativos de más de 2 cilindros. Hélices (aplicaciones marinas). Elevadores y transportadores con carga irregular. Laminadoras. Mezcladores. Maquinaria para carpintería. Maquinaria para formar tubos. Trefiladoras. Molinos para materias homogéneas y blandas. Telares.	1,3	1,2	1,4
A golpes	Aparejos de elevación. Bombas de 1 y 2 cilindros. Dragas. Excavadoras. Elevadores y transportadores con carga muy irregular y pesada. Grúas. Maquinaria para perforación. Maquinaria para fabricar ladrillos. Maquinas herramientas (prensas, cizallas, limadoras, cepilladoras). Molinos para materias duras e irregulares. Rotocultivadores. Trituradoras.	1,5	1,4	1,7

Tabla N° 6: Coeficiente K_4

Fuente: Diseño elementos de máquinas. Mott (2006)

Coeficiente K_5 :

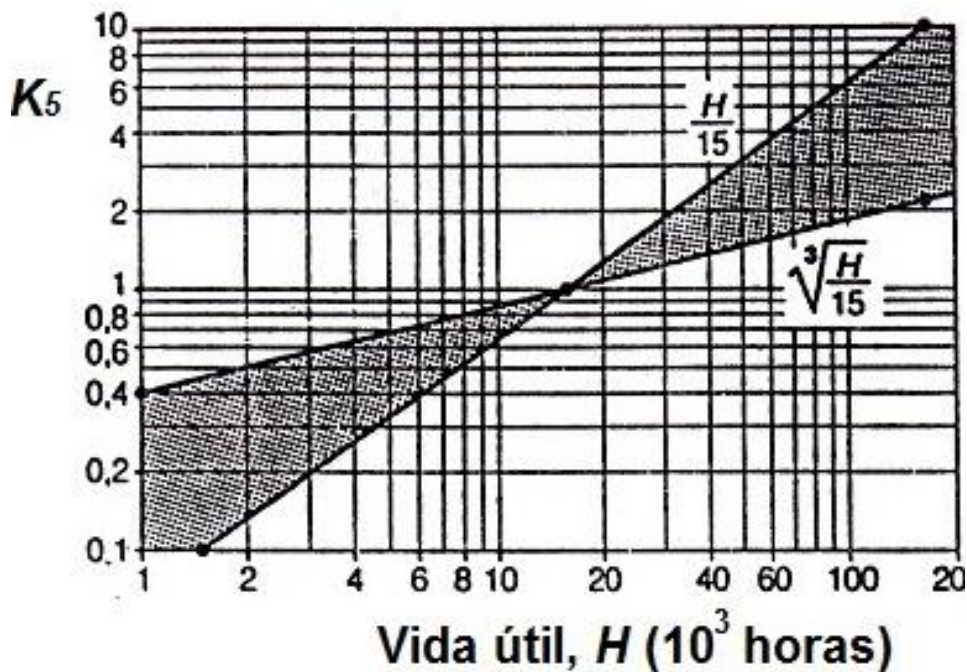
Este coeficiente está relacionado con el tiempo de vida útil prevista para la cadena, como se muestra en la siguiente tabla N°7 y tabla N° 8.

Aplicación	Vida de diseño(h)
Electrodomésticos	1000-2000
Motores de avión	1000-4000
Automotriz	1500-5000
Equipo agrícola	3000-6000
Elevadores, ventiladores industriales, transmisiones de usos múltiples	8000-15000
Motores eléctricos, sopiadores industriales, maquina industrial en general	20 000-30 000
Bombas y compresores	40 000-60 000
Equipo critico en funcionamiento continuo durante 24 h	100 000-200 000

Tabla N 7°: vida de diseño recomendada

Fuente: diseño elementos de máquinas. Mott (2006)

Tabla N° 8: Coeficiente K_5



Fuente: Diseño elementos de máquinas. Mott (2006)

3. DIÁMETRO DE LOS PIÑONES:

se obtiene el paso para determinar los diámetros primitivos de las ruedas con la siguiente expresión:

$$Dp = \frac{P}{\text{sen}\left(\frac{180^\circ}{Z}\right)} \dots\dots\dots (\text{Ec.61})$$

Donde:

Dp : Diámetros primitivos (mm)

P : Paso (mm)

Z : Número de dientes

4. SELECCIÓN DEL TIPO CADENA

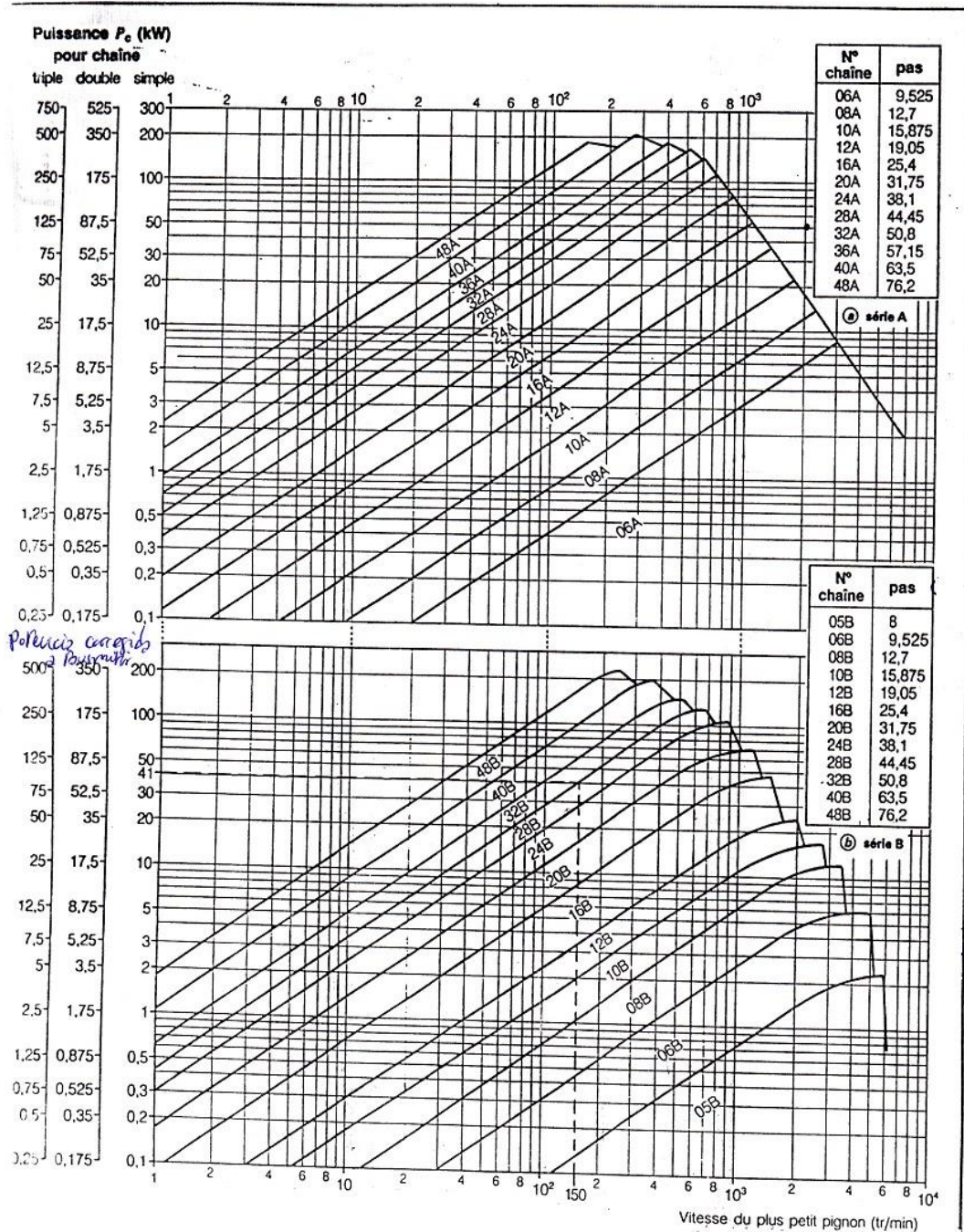
Para seleccionar el tipo de cadena a utilizar se utiliza la tabla N° 9, en la que vamos a encontrar los siguientes valores.

- Potencia corregida de cálculo
- Cadena simple
- Velocidad de giro del piñón

Tabla N°9: Diagramas para la selección de cadenas de transmisión de potencia

**Diagramas de selección de las cadenas de transmisión de potencia
Series A (serie americana) y B (serie europea)**

CHAÎNES MÉCANIQUES



Fuente: Norma DIN-8187 (2006)

5. LONGITUD DE CADENA

Se utilizará de la siguiente expresión el cual determina la longitud (L) de la cadena a utilizar

$$\frac{L}{P} = \frac{(z_1+z_2)}{2} + (z_1 - z_2) \frac{B}{\pi} + O1 O2 x \text{Cos } B x \frac{2}{p} \dots\dots\dots(\text{ Ec.62})$$

Donde:

- L: longitud total de la cadena (mm)
- P: paso de la cadena (mm)
- Z1: número de dientes del piñón
- Z2: número de dientes de la rueda mayor (corona)
- O1 O2: Distancia entre centros de las ruedas (mm)
- B: Ángulo de contacto (rad)

Se obtiene de la siguiente formula

$$B = \text{sen}^{-1} \left(\frac{R2 - R1}{O1 O2} \right) \dots\dots\dots(\text{ Ec.63})$$

Siendo:

- R2 Y R1: Los radios respectivos de la rueda mayor y piñón
- $\frac{L}{P}$: Resultado de la cantidad de eslabones de la cadena
- O1 O2: Es la distancia entre los centros de las dos ruedas

6. COMPROBACIÓN DE VELOCIDAD LINEAL

Se puede determinar por la siguiente expresión.

$$V = \frac{P x Z_1 x N1}{60} \dots\dots\dots(\text{ Ec.64})$$

Donde:

- V: velocidad lineal ($\frac{m}{s}$)
- P: Paso de la cadena (mm)
- Z1: Número de dientes
- N1: Velocidad de giro (rpm)

En la tabla N° 10, se encuentra la velocidad máxima y las revoluciones por

minutos de los diferentes pasos de la cadena.

Tabla N° 10: Tabla de velocidades máximas en cadenas

Vitesses maximales de la chaine		
Pas (mm)	Vitesses de la rotation (tr/min)	Vitesses Anesire (m/s)
9.525	10 000	30
12.7	7 000	28
15.875	5 000	24
19.05	4 000	24
25.4	2 500	18
31.75	1 600	16
38.1	1 300	16
44.45	1 000	14
50.8	700	11
63.5	500	10
76.2	400	9.5

Fuente: Norma DIN-8187 (2006)

2.5.5. COMPROBACIÓN DEL ESFUERZO TOTAL SOPORTADO POR LA CADENA

$$Fu = \frac{P}{V} \dots \dots \dots (\text{Ec.65})$$

Donde:

Fu: esfuerzo util que desarrolla la cadena (N)

P: Potencia transmitida (W)

V: Velocidad lineal promedio ($\frac{m}{s}$)

2.5.6. LA FUERZA CENTRÍFUGA DE LA CADENA

Se utilizará la tabla N° 11, para determinar la fuerza centrífuga con los datos obtenidos por el paso diametral.

Se determina:

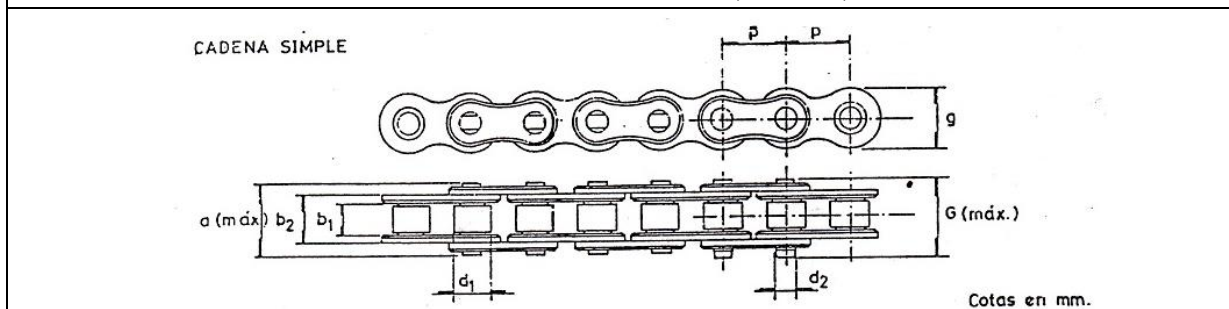
$$F_C = M \times V^2 \dots \dots \dots (\text{Ec.66})$$

Donde:

M: Es la masa de la cadena (Kg)

V: Velocidad lineal promedio ($\frac{m}{s}$)

Cadena de rodillos norma DIN-8187,BS-288,ISO/R-606



Cotas en mm.

Referencias		Paso	Ancho interior b_1	rodillo d_1	Eje d_2	Ancho Eslabón Interior b_2	Ancho Sobre Remache a	Longitud Eje Unión G	Ancho Malla g	Superf. Articul cm^2	Peso (kg/m)	Carga De Rotura k_p
Bemsa	Din-ISO											
R-6-1	04 B-1	6.00	2.80	4.00	1.85	4.10	7.40	10.30	5.00	0.07	0.12	300
R-8-1	05 B-1	8.00	3.00	5.00	2.31	4.77	8.60	11.70	7.11	0.10	0.18	460
R-9-3	06 B-1	9.525	5.72	6.35	3.28	8.53	13.50	16.80	8.26	0.28	0.40	910
R-102	0.81-1	12.70	3.30	7.75	3.66	5.80	10.28	11.70	9.91	0.21	0.28	820
R-110	0.82-1	12.70	2.38	7.75	3.56	4.60	8.20	-----	9.91	0.16	0.26	820
R-46 N	0.83-1	12.70	4.88	7.75	4.09	7.99	12.90	14.40	10.20	0.32	0.42	1400
R-17A	0.84-1	12.70	4.88	7.75	4.09	8.80	14.80	16.30	11.15	0.35	0.59	1600
R-41 A	0.85-1	12.70	6.38	7.75	3.58	9.07	14.00	16.00	9.91	0.32	0.38	680
R-12-1	0.8 B-1	12.70	9.65	8.51	4.45	11.30	17.00	20.90	11.81	0.50	0.70	1820
R-25-1	16 B-1	25.40	17.02	15.88	8.27	25.45	36.10	41.50	20.60	2.10	2.70	6500
R-31-1	20 B-1	31.75	19.56	19.05	10.17	29.01	43.20	49.30	26.20	2.95	3.70	10 000
R-38-1	24 B-1	36.10	25.40	25.40	14.63	37.92	53.40	60.00	33.20	5.54	6.70	17 000
R-44-1	28 B-1	44.45	30.99	27.94	15.90	46.58	65.10	72.50	37.08	7.40	8.30	20 000
R-50-1	32 B-1	50.80	30.99	29.21	17.81	45.57	67.40	75.30	41.60	8.12	10.50	26 000
R-63-1	40 B-1	63.50	38.10	39.37	22.87	55.75	82.60	92.80	52.00	12.15	16.00	38 000
R-76-1	48 B-1	76.20	45.75	48.26	29.22	70.56	99.10	109.60	63.50	20.61	27.20	60 000
R-78-1	56 B-1	88.50	53.34	53.98	34.30	81.33	117.00	126.60	80.00	27.87	34.00	90 000
R-101-1	64B-1	101.60	60.96	68.50	39.40	92.02	131.40	140.00	90.17	36.25	60.00	108 000
R-114-1	72 B-1	114.30	68.58	68.58	44.48	103.81	148.70	157.20	103.63	46.17	80.00	137 000

Tabla N° 11: Cadena de rodillo

Fuente: Norma DIN-8187 (2006)

Por lo tanto, el esfuerzo total que soporta la cadena

$$F_0 = F_u + F_c \dots \dots \dots (Ec.67)$$

Donde:

F_0 : el esfuerzo total que soporta la cadena (K_p)

F_u : esfuerzo util que desarrolla la cadena (N)

F_c : Fuerza centrífuga de la cadena (N)

2.7.7. FACTOR DE SEGURIDAD

$$Cs = \frac{R}{F_0} \dots \dots \dots (Ec.68)$$

Donde:

Cs : Factor de seguridad

R : Carga de rotura (K_p)

F_0 : el esfuerzo total (K_p)

2.5.8. PRESIÓN MÁXIMA DE CONTACTO

se determina de la siguiente manera

$$P_s = \frac{F_0}{d.L} \dots \dots \dots (\text{Ec.69})$$

Donde:

F_0 : Esfuerzo total que transmite la cadena (K_p)

d : Diámetro del perno o eje de la cadena (m)

L : Longitud del casquillo de la cadena (mm)

Se utiliza la presión máxima de contacto para analizar cuál es el límite la cual es la rotura de las articulaciones de cadena, según se puede extraer de la tabla N°12, con las presiones máximas admisibles en las articulaciones.

Tabla N° 12: Presiones máximas admisibles en las articulaciones de cadenas

Pression conventionnelle maximale dans les articulations (MPa)				
P (mm)	9.525-12.7	15.875	31.75-38.1	63.5-76.2
N (tr/min)		19.05-25.4	44.45-50.8	
10	64	51	45	38
25	57	45	39	33
50	48	39	34	29
75	44	35	30	26
100	39	31	27	23
150	35	28	24	21
200	33	26	23	19
250	31	25	22	18
300	30	24	21	17
400	28	22	19	16
500	27	21	18	
750	24	19	17	
1 000	22	18	15	
1 500	20	16		
2 000	17	14		
2 500	15	12		
3 000	14	11		
4 000	10			
5 000	7			

Fuente: Norma DIN-8187 (2006)

2.6. TRANSFERENCIA DE CALOR

La transferencia de energía como calor siempre se produce del medio que tiene la temperatura más elevada hacia el de temperatura más baja, y la transferencia de calor se detiene cuando los dos medios alcanzan la misma temperatura. El calor se puede transferir en tres modos diferentes: conducción, convección y radiación. Todos los modos de transferencia de calor requieren la existencia de una diferencia de temperatura y todos ellos ocurren del medio que posee la temperatura más elevada hacia uno de temperatura más baja. (Cengel, 2007)

2.6.1. CONVECCIÓN

En este sistema de transferencia de calor interviene un fluido (gas o líquido) en movimiento que transporta la energía térmica entre dos zonas. (Mendoza, 2013). Se determina mediante la siguiente ecuación:

- **Forzada:** A través de un ventilador o bomba se mueve el fluido a través de una zona caliente para luego ser transportada hacia la zona fría.
- **Natural:** El propio fluido extrae calor de la zona caliente y que se desplace hacia la zona más fría donde aumenta el calor.

Resistencia térmica por convección:

$$\text{➤ } R_{t,con} = \frac{1}{h A} \dots\dots\dots(\text{ Ec.70})$$

Donde:

$R_{t,conv}$: Resistencia térmica en los granos de café ($\frac{^{\circ}C}{W}$)

h_1 : Coeficiente de convección ($\frac{W}{m^2 \cdot ^{\circ}C}$)

A_1 : Área de transferencia de calor por convección (m^2)

2.6.2. CONDUCCIÓN

Consiste en la transferencia de calor entre dos puntos de un cuerpo que se encuentran a diferente temperatura sin que se produzca transferencia de materia entre ellos. (Mendoza, 2013). Se determina mediante la siguiente ecuación:

$$R_{t,cond} = \frac{\ln\left(\frac{r_{ext}}{r_{int}}\right)}{2\pi kL} \dots\dots\dots(\text{ Ec.71})$$

Donde:

$R_{t,cond}$: Resistencia térmica del cilindro ($\frac{^{\circ}C}{W}$)

r_1 : Radio interior del cilindro (m)

r_2 : Radio exterior del cilindro (m).

k : Conductividad térmica para acero inoxidable ($\frac{W}{m^2 \cdot ^{\circ}C}$)

L : Longitud (m)

2.6.3. CIRCUITO TÉRMICO DE FLUJO DE CALOR PERDIDO

En el circuito de resistencias en serie, la resistencia total será la suma de estas:

$$R_{Total} = R_1 \dots \dots + R_n \dots \dots \dots (Ec.72)$$

Donde:

R_1 : Resistencia térmica ($\frac{^{\circ}C}{W}$)

R_{Total} : Resistencia térmica total en el sistema ($\frac{^{\circ}C}{W}$)

Se encontrará los radios de cada uno de las capas de la cámara de tostion.

$$r = \frac{D}{2} \dots \dots \dots (Ec.73)$$

Donde:

r : Radio del cilindro (m)

D : Diámetro exterior (m)

El área de transferencia para reemplazar en la resistencia térmica:

$$A_t = 2 \pi r L_{tamb} \dots \dots \dots (Ec.74)$$

Donde:

A_t : Área de transferencia de calor por convección (m^2)

r : Radio interior del cilindro (m)

L_{tamb} : Longitud del cilindro(m)

2.6.4. PERDIDA DE CALOR

$$Q_{perdido} = \frac{\Delta T}{R_T} = \frac{(T_i - T_0)}{R_T} \dots\dots\dots (Ec.75)$$

Donde:

$Q_{perdido}$: Transferencia de calor perdido por el sistema (w)

T_i : Temperatura del tueste (°C)

T_0 : Temperatura del medio ambiente (°C)

R_T : Resistencia total del sistema ($\frac{^\circ C}{W}$)

2.6.5. DETERMINACIÓN DE LA CANTIDAD DE FLUJO NECESARIO PARA EL TOSTADO

Aplicando la ecuación se puede encontrar el flujo de calor.

$$q = \frac{\Delta T}{R_{ter}} \dots\dots\dots (Ec.76)$$

Se encontrará el flujo másico de la ecuación

$$\dot{m} = \frac{m}{\Delta t} \dots\dots\dots (Ec.77)$$

Donde:

\dot{m} : Flujo másico ($\frac{Kg}{s}$)

m : Masa de los granos café (kg)

Δt : Variación del tiempo (°C)

$$q_{aprov} = \dot{m} \times C_p \times (T_i - T_0) \dots\dots\dots (Ec.78)$$

Donde:

q_{aprov} : Calor aprovechado por el sistema (w)

\dot{m} : Flujo masico ($\frac{Kg}{s}$)

C_p : El calor específico del grano del café

T_i : Temperatura del tueste (°C)

T_0 : Temperatura del medio ambiente (°C)

Para esto se calcula el calor específico del grano del café con la ecuación.
(Laverde, 2013)

$$C_p = 1.3556 + 5.7859 M \dots \dots \dots (Ec.79)$$

Donde:

M: contenido de humedad de los granos de café

Se procederá a calcular el calor total del sistema

$$q_{total} = q_{perdido} + q_{aprov} \dots \dots \dots (Ec.80)$$

Donde:

q_{total} : Calor total del sistema (w)

$q_{perdido}$: Calor perdido del sistema (w)

q_{aprov} : Calor aprovechado del sistema (w)

2.6.6. DETERMINACIÓN DE FLUJO FORZADO INTERNO

Se analiza en mayor parte debido a los coeficientes altos de transferencia de calor, se utilizará la tabla N° 13, para encontrar parámetros de turbulencia de calor en el tambor en convección interna forzada. En caso de que no se encuentre la temperatura deseada se interpolará para encontrar los diferentes parámetros.

Tabla N° 13: Propiedades del aire a 1 atmosfera

Temp. T, °C	Densidad ρ , kg/m ³	Calor específico C _p , J/kg·K	Conductividad térmica k, W/m·K	Difusividad térmica α , m ² /s	Viscosidad dinámica μ , kg/m·s	Viscosidad cinemática v, m ² /s	Número de Prandtl Pr
-150	2,866	983	0,01171	4,158 x 10 ⁻⁶	8,636 x 10 ⁻⁶	3,013 x 10 ⁻⁶	0,7246
-100	2,038	966	0,01582	8,036 x 10 ⁻⁶	1,189 x 10 ⁻⁶	5,837 x 10 ⁻⁶	0,7263
-50	1,582	999	0,01979	1,525 x 10 ⁻⁵	1,474 x 10 ⁻⁵	9,319 x 10 ⁻⁶	0,7440
-40	1,514	1002	0,02057	1,356 x 10 ⁻⁵	1,527 x 10 ⁻⁵	1,008 x 10 ⁻⁵	0,7436
-30	1,451	1004	0,02134	1,465 x 10 ⁻⁵	1,579 x 10 ⁻⁵	1,087 x 10 ⁻⁵	0,7425
-20	1,394	1005	0,02211	1,578 x 10 ⁻⁵	1,630 x 10 ⁻⁵	1,169 x 10 ⁻⁵	0,7408
-10	1,341	1006	0,02288	1,696 x 10 ⁻⁵	1,680 x 10 ⁻⁵	1,252 x 10 ⁻⁵	0,7387
0	1,292	1006	0,02364	1,818 x 10 ⁻⁵	1,729 x 10 ⁻⁵	1,338 x 10 ⁻⁵	0,7362
5	1,269	1006	0,02401	1,880 x 10 ⁻⁵	1,754 x 10 ⁻⁵	1,382 x 10 ⁻⁵	0,7350
10	1,246	1006	0,02439	1,944 x 10 ⁻⁵	1,778 x 10 ⁻⁵	1,426 x 10 ⁻⁵	0,7336
15	1,225	1007	0,02476	2,009 x 10 ⁻⁵	1,802 x 10 ⁻⁵	1,470 x 10 ⁻⁵	0,7323
20	1,204	1007	0,02514	2,074 x 10 ⁻⁵	1,825 x 10 ⁻⁵	1,516 x 10 ⁻⁵	0,7309
25	1,184	1007	0,02551	2,141 x 10 ⁻⁵	1,849 x 10 ⁻⁵	1,562 x 10 ⁻⁵	0,7296
30	1,164	1007	0,02588	2,208 x 10 ⁻⁵	1,872 x 10 ⁻⁵	1,608 x 10 ⁻⁵	0,7282
35	1,145	1007	0,02625	2,277 x 10 ⁻⁵	1,895 x 10 ⁻⁵	1,655 x 10 ⁻⁵	0,7268
40	1,127	1007	0,02662	2,346 x 10 ⁻⁵	1,918 x 10 ⁻⁵	1,702 x 10 ⁻⁵	0,7255
45	1,109	1007	0,02699	2,416 x 10 ⁻⁵	1,941 x 10 ⁻⁵	1,750 x 10 ⁻⁵	0,7241
50	1,092	1007	0,02735	2,487 x 10 ⁻⁵	1,963 x 10 ⁻⁵	1,798 x 10 ⁻⁵	0,7228
60	1,059	1007	0,02808	2,632 x 10 ⁻⁵	2,008 x 10 ⁻⁵	1,896 x 10 ⁻⁵	0,7202
70	1,028	1007	0,02881	2,780 x 10 ⁻⁵	2,052 x 10 ⁻⁵	1,995 x 10 ⁻⁵	0,7177
80	0,9994	1008	0,02953	2,931 x 10 ⁻⁵	2,096 x 10 ⁻⁵	2,097 x 10 ⁻⁵	0,7154
90	0,9718	1008	0,03024	3,086 x 10 ⁻⁵	2,139 x 10 ⁻⁵	2,201 x 10 ⁻⁵	0,7132
100	0,9458	1009	0,03095	3,243 x 10 ⁻⁵	2,181 x 10 ⁻⁵	2,306 x 10 ⁻⁵	0,7111
120	0,8977	1011	0,03235	3,565 x 10 ⁻⁵	2,264 x 10 ⁻⁵	2,522 x 10 ⁻⁵	0,7073
140	0,8542	1013	0,03374	3,898 x 10 ⁻⁵	2,345 x 10 ⁻⁵	2,745 x 10 ⁻⁵	0,7041
160	0,8148	1016	0,03511	4,241 x 10 ⁻⁵	2,420 x 10 ⁻⁵	2,975 x 10 ⁻⁵	0,7014
180	0,7788	1019	0,03646	4,593 x 10 ⁻⁵	2,504 x 10 ⁻⁵	3,212 x 10 ⁻⁵	0,6992
200	0,7459	1023	0,03779	4,954 x 10 ⁻⁵	2,577 x 10 ⁻⁵	3,455 x 10 ⁻⁵	0,6974
250	0,6746	1033	0,04104	5,890 x 10 ⁻⁵	2,760 x 10 ⁻⁵	4,091 x 10 ⁻⁵	0,6946
300	0,6158	1044	0,04418	6,871 x 10 ⁻⁵	2,934 x 10 ⁻⁵	4,765 x 10 ⁻⁵	0,6935
350	0,5664	1056	0,04721	7,892 x 10 ⁻⁵	3,101 x 10 ⁻⁵	5,475 x 10 ⁻⁵	0,6937
400	0,5243	1069	0,05015	8,951 x 10 ⁻⁵	3,261 x 10 ⁻⁵	6,219 x 10 ⁻⁵	0,6948
450	0,4880	1081	0,05298	1,004 x 10 ⁻⁴	3,415 x 10 ⁻⁵	6,997 x 10 ⁻⁵	0,6965
500	0,4565	1093	0,05572	1,117 x 10 ⁻⁴	3,563 x 10 ⁻⁵	7,806 x 10 ⁻⁵	0,6986
600	0,4042	1115	0,06093	1,352 x 10 ⁻⁴	3,846 x 10 ⁻⁵	9,515 x 10 ⁻⁵	0,7037

Fuente: Transferencia de calor, *Cengel. (2004)*

2.6.6.1. FLUJOS LAMINAR Y TURBULENTO EN TUBOS

El flujo en un tubo puede ser laminar o turbulento, dependiendo de las condiciones del mismo. El flujo de fluidos sigue líneas de corriente y, como consecuencia, es laminar a velocidades bajas, pero se vuelve turbulento conforme se incrementa la velocidad más allá de un valor crítico. La transición de flujo laminar a turbulento no ocurre de manera repentina; más bien, se presenta sobre algún intervalo de velocidad, donde el flujo fluctúa entre laminar y turbulento antes de volverse por completo turbulento.

La mayor parte de los flujos en tubos que se encuentran en la práctica son turbulentos. El flujo laminar se encuentra cuando fluidos intensamente viscosos, como los aceites, fluyen en tubos de diámetro pequeño o pasos angostos. (Cengel, 2004)

Para la velocidad promedio.

$$V_{max} = 2 v_{promedio} \dots \dots \dots (Ec.81)$$

V_{prom} = velocidad máxima.

$V_{prom.}$ = velocidad promedio

Para el flujo en un tubo circular, el número de Reynolds se define como:

$$Re = \frac{V_{promedio} \times D}{\nu} \dots \dots \dots (Ec.82)$$

Donde:

R_e : Numero de Reynolds

V_{pro} = Velocidad promedio

D= Diámetro de los tubos

ν : Viscosidad cinética del aire

En las condiciones más prácticas, el flujo en un tubo es laminar para $Re < 2300$, turbulento para $Re > 10\,000$ y, en los valores intermedios, de transición.

Para el flujo laminar en desarrollo en la región de entrada, con temperatura superficial constante:

Tubo circular:

$$N_{\mu} = 3.66 + \frac{0.065 \times \left(\frac{D}{L}\right) \times Re \times Pr.}{1 + 0.04 \left(\left[\frac{D}{L}\right] \times Re \times Pr.\right)^{2/3}} \dots \dots \dots (Ec.83)$$

Para el flujo turbulento completamente desarrollado con superficies lisas, se tiene

$$N_u = 0,023 \times Pr^{\frac{1}{3}} \times Re^{0,8} \dots \dots \dots (Ec.84)$$

Con las siguientes condiciones.

$$0.7 < Pr < 160$$

$$Re > 10000$$

Si se encuentra en flujo turbulento y el número de Prandtl no es mayor de 0.7, entonces se utilizará la siguiente fórmula.

$$f = (0.790 \ln(Re) - 1.64)^2 \dots\dots\dots (Ec.85)$$

Se obtendrá el número de Nusselt de la siguiente manera

$$Nu : 0.125 f (Re) Pr^{\frac{1}{3}} \dots\dots\dots (Ec.86)$$

Entonces:

$$h = \frac{K}{D} Nu \dots\dots\dots (Ec.87)$$

Donde:

h: Coeficiente de convección $\left(\frac{W}{m^2 \text{ } ^\circ C}\right)$

D: Diámetro del tubo (m)

Nu : Número de Nusselt

2.6.7. DETERMINACIÓN DE LA TEMPERATURA EN SALIDA DEL CILINDRO.

Obteniendo los cálculos de la máquina solamente en la entrada del cilindro se procederá a encontrar la temperatura de salida.

$$Q_{apro} = h A (\Delta t) \dots\dots\dots (Ec.88)$$

Donde:

Q_{apro} = Calor aprovechado del sistema $\left(\frac{W}{m^2 \text{ } ^\circ C}\right)$

h = Coeficiente de convección

A = Área de transferencia de calor por convección.

Δt = Vacío de temperatura.

Donde encontramos el área:

$$A_1 = \pi r_1 L_{tambor} \dots\dots\dots (Ec.89)$$

Donde:

A_1 = Área de transferencia de calor por convección.

r_1 = Radio interno del cilindro

L_{tambor} = Longitud del tambor

2.7. DIMENSIONAMIENTO DEL CICLÓN

2.7.1. ÁREA DEL CICLÓN

$$A = \frac{Q}{V_f} \dots\dots\dots (Ec.90)$$

Donde:

Q : Caudal ($\frac{m^3}{s}$)

V_f : Velocidad ($\frac{m}{s}$)

2.7.2. Área del ducto de entrada

$$A_d = a \times b \dots\dots\dots (Ec.91)$$

2.7.3. Altura de entrada del ciclón

$$A = 0,5 D_c \dots\dots\dots (Ec.92)$$

Donde:

A : Altura de entrada al ciclón

D_c = Diámetro del ciclón

2.7.4. ANCHO DE LA ENTRADA DEL CICLÓN

$$B = 0,4 D_c \dots\dots\dots (Ec.93)$$

Donde:

D_c : Diámetro del ciclón.

B: Ancho de la entrada al ciclón.

A. ENTRADA DEL CICLON

Se calcula mediante la altura de entrada del ciclón por el ancho de la entrada del ciclón igualando los términos del área del ducto de entrada

$$A \times B = 0,5 D_c \times 0,4 D_c \dots \dots \dots (\text{Ec.94})$$

Donde:

D_c = Diámetro del ciclón.

Entonces las otras dimensiones se calculan los siguientes

B. LA ALTURA DE ENTRADA AL CICLÓN

$$A = 0,5 D_c \dots \dots \dots (\text{Ec.95})$$

Donde:

D_c : Diámetro del ciclón.

A: Altura de entrada al ciclón

C. LA ENTRADA AL CICLÓN

$$B = 0.4 (D_c) \dots \dots \dots (\text{Ec.96})$$

Donde:

D_c : Diámetro del ciclón.

B: Ancho de la entrada al ciclón.

D. ALTURA DE SALIDA DEL CICLÓN

$$S = 0.6 D_c \dots \dots \dots (\text{Ec.97})$$

Donde:

D_c : Diámetro del ciclón.

S: Altura de salida del ciclón

E. Diámetro de salida del ciclón

$$D_s = 0,5 D_c \dots \dots \dots (Ec.98)$$

Donde:

D_c : Diámetro del ciclón.

S: Altura de salida del ciclón

F. Altura parte cilíndrica del ciclón

$$h = 2 D_c \dots \dots \dots (Ec.99)$$

Donde:

D_c : Diámetro del ciclón.

h: Altura parte cilíndrica del ciclón

G. Altura total del ciclón

$$H = 4 D_s \dots \dots \dots (Ec.100)$$

Donde:

D_s : Altura de salida del ciclón

H: Altura total del ciclón.

H. Altura parte cónica del ciclón

$$Z = 2 D_c \dots \dots \dots (Ec.101)$$

Donde:

D_c : Diámetro del ciclón.

Z: Altura parte cónica del ciclón

I. Diámetro salido del polvo

$$B = 0,375 D_c \dots \dots \dots (Ec.102)$$

Donde:

D_c : Diámetro del ciclón.

B: Diámetro salido del polvo.

2.7.5 VELOCIDAD EQUIVALENTE ENCONTRADA PARA EL CICLÓN

$$W = \sqrt[3]{\frac{4 \times g \times u \times (\rho_p - \rho)}{3 \times \rho^2}} \dots \dots \dots (\text{ Ec.103})$$

Donde:

ρ_p = Densidad de la cascarilla de café (km/m^2)

ρ : gravedad $\frac{m}{s^2}$

ρ = Densidad del aire (km/m^2)

μ = viscosidad dinámica del aire (km/m^2)

2.7.5.1. VELOCIDAD DE SATURACIÓN

$$V_s = \frac{4,913 \times w \times kb^{0,4} \times D_c^{0,067} \sqrt[3]{v_i^2}}{\sqrt[3]{1-kb}} \dots \dots \dots (\text{ Ec.104})$$

Donde:

V_s : Velocidad de saturación

w : Velocidad equivalente encontrada para el ciclón

kb : Relación entre altura de entrada y el diámetro del ciclón

D_c : Diámetro del ciclón.

V_i : Velocidad del caudal.

A) Volumen del ciclón evaluado sobre la salida

$$V_{sc} = \frac{\pi}{4} \times S - \frac{a}{2} \times (D_c^2 - D_s^2) \dots \dots \dots (\text{ Ec.105})$$

Donde:

V_{sc} : Volumen del ciclón evaluado sobre la salida.

S: Altura de salida del ciclón

A: Altura de entrada del ciclón

D_c : Diámetro del ciclón.

D_s : Altura de salida del ciclón

B). Longitud natural del ciclón.

$$L = 2.3 \times D_s \times \sqrt[3]{\frac{D_c^2}{a \times b}} \dots\dots\dots(\text{Ec.106})$$

Donde:

L= Longitud natural del ciclón

a: Altura de entrada del ciclón

D_c : Diámetro del ciclón.

D_s : Diámetro de salida del ciclón

b: Ancho de la entrada del ciclón.

C) Factores de dimensiones lineales

$$K_l = D_c - (D_c - B) \times \left[\frac{S+L-h}{z} \right] \dots\dots\dots(\text{Ec.107})$$

Donde:

K_l : Factores de dimensiones lineales.

D_c : Diámetro del ciclón.

b: Ancho de la entrada del ciclón.

L= Longitud natural del ciclón

S: Altura de salida del ciclón

h: Altura parte cilíndrica del ciclón

D) Volumen del calor evacuado sobre la longitud.

$$V_r = \frac{\pi}{4} \times D_c^2 \times (h - s) + \frac{\pi}{12} \times D_c^2 \times (L \times S - h) \times \left[1 + \frac{K_l}{D_c} + \left(\frac{K_l}{D_c} \right)^2 \right] - \frac{\pi}{4} \times D_s^2 \times L \dots (\text{Ec.108})$$

Donde:

V_r : Volumen del calor evacuado sobre la longitud

D_c : Diámetro del ciclón.

S: Altura de salida del ciclón

h: Altura parte cilíndrica del ciclón

L= Longitud natural del ciclón

K_l : Factores de dimensiones lineales.

D_s : Altura de salida del ciclón

2.7.6. FACTOR VOLUMÉTRICO DEL CICLÓN

$$K_C = \frac{V_{sc} + \frac{V_r}{2}}{(D_c)^3} \dots \dots \dots (\text{Ec.109})$$

Donde:

K_C : Factor volumétrico del ciclón

V_{sc} : Volumen del ciclón evaluado sobre la salida.

V_r : Volumen del calor evacuado sobre la longitud

D_c : Diámetro del ciclón.

a) RELACIÓN ENTRE ALTURA DE ENTRADA Y EL DIÁMETRO DEL CICLÓN

$$K_a = \frac{a}{D_c} \dots \dots \dots (\text{Ec.110})$$

Donde:

a: Altura de entrada del ciclón

D_c : Diámetro del ciclón.

b) RELACIÓN ENTRE LA BASE DE ENTRADA Y EL DIÁMETRO DEL CICLÓN

$$K_b = \frac{b}{D_c} \dots \dots \dots (\text{Ec.111})$$

Donde:

K_b : Relación entre la base de entrada y el diámetro del ciclón.

D_c : Diámetro del ciclón.

b: Ancho de la entrada del ciclón

2.7.7. FACTOR DE CONFIGURACIÓN

$$G = \frac{8 K_c}{(K_a \times K_b)^2} \dots \dots \dots (\text{Ec.112})$$

Donde:

G : Factor de configuración

K_c : Factor volumétrico del ciclón

K_b : Relación entre la base de entrada y el diámetro del ciclón.

K_a : Relación entre altura de entrada y el diámetro del ciclón

2.7. 8. EXPONENTE DE VÉRTICE

$$n = 1 - (1 - 0,67 \times 0.854^{0.14}) \left[\frac{T}{283} \right]^{0,3} \dots \dots \dots (\text{Ec.113})$$

Donde:

n : Exponente de vértice

T = Temperatura del aire calculando la ecuación

2.7.8.1. TIEMPO DE RELAJACIÓN

$$T = \frac{\rho_p \times D_{pi}^2}{18\mu} \dots\dots\dots(\text{Ec.114})$$

Donde:

ρ_p = Densidad del café (km/m^2)

ρ_{pi} : Partícula de café (km/m^2)

μ = viscosidad dinámica del aire (km/m^2)

2.7.9. CAÍDA DE PRESIÓN

$$\Delta P = \frac{1}{2} \times \rho_x \times V_i^2 \times N_H \dots\dots\dots(\text{Ec.115})$$

Donde:

ρ = Densidad del aire.

V_i = velocidad final

2.7.9.1. Calculamos el número de cabeza de velocidad

$$N_H = K \times \frac{a \times b}{D_s^2} \dots\dots\dots(\text{Ec.116})$$

Donde:

N_H : Número de cabeza de velocidad.

K : Es constante, el valor es para la entrada tangencial

2.8. Determinación de transferencia de calor del ciclón:

2.8.1. Circuito térmico de flujo de calor perdido

$$R_T = R_1 + R_2 + R_3 \dots\dots\dots(\text{Ec.117})$$

También se puede expresar de la siguiente manera.

$$R_T = \frac{1}{h_1 A_1} + \frac{L}{K A} + \frac{1}{h_2 A_2} \dots\dots\dots(\text{Ec.118})$$

Calculando cada una de las resistencias térmicas:

$$R_1 = \frac{1}{h_1 A_1} \dots\dots\dots(\text{Ec.119})$$

Donde:

R_1 : Resistencia térmica

h_1 = Coeficiente de convección del aire

A_T = Área total del ciclón con aislamiento

2.8.2. Calculo de las áreas totales del ciclón.

$$A_T = A_{cilindro} + A_{cono} + A_{Cil.menor} + A_{entr,rect} + A_{Cil.sal} \dots\dots\dots(\text{Ec.120})$$

Donde:

A_T = Área total del ciclón (m^2)

$A_{cilindro}$ = Área del cilindro (m^2)

$A_{Cil.menor}$ = Área del cilindro menor. (m^2)

A_{cono} = Área del cono (m^2)

$A_{Cil,salida}$ = Área del cilindro en la parte de la salida (m^2)

$A_{ent,rect}$ = Área de la entrada rectangular del ciclón (m^2)

2.8.3. DETERMINACION DE LAS ÁREAS ENCONTRADAS DEL CICLÓN

1. ÁREA DEL CILINDRO

$$A_{cilin} = 2 \times \pi \times r \times L + e_{lv} \dots\dots\dots(\text{Ec.121})$$

Donde:

$A_{cild.}$ = Área del cilindro

r = Radio del cilindro mayor

e_{lv} = Espesor de la lana de vidrio.

$L_{cilindro}$ = Longitud del cilindro mayor.

2. Área del cono del ciclón.

$$A_{cono} = \frac{\pi r^2 h}{3} \dots\dots\dots(\text{Ec.122})$$

Donde:

$r_{inf.}$ = Radio de la parte inferior del cono(m)

h = Altura (m)

3. ÁREA DEL CILINDRO MENOR DE LA SALIDA DEL AIRE

$$A_{cild,menor} = \pi x r L + 0,0254 \dots\dots\dots(\text{Ec.123})$$

Donde:

$A_{cild,menor}$: Área del cilindro menor

r = Radio del cilindro de salida de las cascadas quemadas.

L = longitud.

4. Calculando el área rectangular del ciclón de la entrada de aire

$$A_{rect,entra} = b x h + e_{lv} \dots\dots\dots(\text{Ec.124})$$

$A_{rect,ent}$ = Área rectangular del ciclón de la entrada de aire.

L y W = Longitudes de los lados del rectángulo (longitud y ancho)

5. Cálculo del área del cilindro en la parte de la salida del aire

$$A_{rect,salid.} = 2 \pi r L_{tubo} + e_{lv} \dots\dots\dots (Ec.125)$$

Donde:

$A_{cilindr,sal}$ = Área del cilindro en la salida de aire.

r: Radio del tubo de la salida del aire.

L: Longitud del tubo de la salida del aire.

2.8.4 DETERMINACIÓN DE LA RESISTENCIA POR CONDUCCIÓN

$$R_2 = \frac{L}{k A_T} \dots\dots\dots (Ec.126)$$

Donde:

R_2 = Resistencia térmica 2 de lana de vidrio

L = Longitud del ciclón

K = conductividad térmica de lana de vidrio.

A_T = Área total del ciclón.

2.8.5. DETERMINACIÓN DE LA RESISTENCIA POR CONVECCIÓN

$$R_3 = \frac{1}{h_1 A_2} \dots\dots\dots (Ec.127)$$

Donde:

h_1 = coeficiente de convección

A_2 = Área total del ciclón sin aislamiento

Se calculará cada una de las áreas, sin tener en cuenta la lana de vidrio.

$$A_2 = A_{cilindro} + A_{cono} + A_{al,menor} + A_{entra,rect} + A_{cil,salid} \dots\dots\dots (Ec.128)$$

Se puede expresar de la siguiente manera:

$$A_2 = (\pi r_{cild.} \times l_{cild.}) + \left(\frac{\pi r_{cono}^2 h}{3}\right) + (\pi r_{cild.} \times l_{cild.menor}) + (2 \times l_{entra,rect} + 2 \times w_{entra,rect}) + (\pi \times r_{cild.;salid.} \times l_{cild.;sal}) \dots\dots\dots(\text{Ec.129})$$

Donde:

$r_{cild.}$ = Radio del cilindro mayor del ciclón.

$l_{cild.}$ = Longitud del cilindro del ciclón.

$r_{cono.}$ = Radio del cono en la parte del ciclón.

h = altura del cono.

$r_{cild.;menor}$ = Radio del cilindro menor en la parte inferior del ciclón.

$l_{cild.;menor}$ = Longitud del cilindro menor en la parte inferior del ciclón

$l_{entra;rect}$ = Longitudes del área del rectángulo de la entrada de aire (m)

$w_{entra;rect}$ = Ancho de los lados del rectángulo de la entrada del aire (m)

$r_{cild.;sal}$ = Radio de la salida del aire del ciclón.

$l_{cild.;salid}$ = Longitud de la salida del aire del ciclón.

Entonces la razón de transferencia de calor a través del ciclón es:

$$q_{perdi} = \frac{t_2 - t_1}{R_t} \dots\dots\dots(\text{Ec.130})$$

Donde:

q_{perd} = transferencia de calor perdido por el sistema. $\left(\frac{W}{m^2 \cdot ^\circ C}\right)$

T_2 = Temperatura final ($^\circ C$)

T_1 = temperatura inicia ($^\circ C$)

R_t = Resistencia total sin aislamiento.

El calor aprovechado:

$$q_{apro.} = h A_s (t_2 - t_1) \dots\dots\dots(\text{Ec.131})$$

Donde:

q: Transferencia de calor aprovechado por el sistema.

h : coeficiente de convección

C_p : Calor especifico

T_1 : Temperatura de inicial

T_2 : Temperatura de final

Se debe saber que el flujo másico del ciclón:

$$\dot{m}_2 = \dot{m}_1 + \dot{m}_{agua} \dots\dots\dots(\text{Ec.132})$$

Donde:

\dot{m}_2 : Flujo másico del ciclón

\dot{m}_1 : Flujo másico del ciclón

\dot{m}_{agua} : Flujo másico del ciclón

2.9. Calculo del intercambiador de calor a contraflujo

Se presenta dos fluidos por diferentes temperaturas (caliente y frio), entrando en el intercambiador de calor direcciones opuestas. En este caso el fluido frio se calentará hasta la temperatura de entrada del fluido caliente, es decir, que el fluido nunca superara la temperatura del fluido caliente. (Cengel,2004)

Cálculo del flujo másico:

$$Q = \dot{m} \times C_p \times (T_{en} - T_{final}) \dots\dots\dots(\text{Ec.133})$$

Donde:

Q: Transferencia de calor aprovechado por el sistema.

\dot{m} : flujo másico

C_p : Calor especifico

T_{en} : Temperatura de entrada

T_{final} : Temperatura de final

El área de transferencia de calor del lado de los tubos es el área superficial total de éstos y se determina a partir de:

$$A_I = n \times \pi \times l \times D \dots \dots \dots (\text{Ec.134})$$

Donde:

A_I : El área de transferencia de calor del lado de los tubos

l : longitud de las tuberías

D : diámetro de la tubería

Conociendo la razón de la transferencia de calor y el área superficial, el coeficiente de transferencia de calor total se puede determinar:

$$\dot{Q} = U_i \times A_I \times F \Delta T_{ml} \dots \dots \dots (\text{ Ec.135})$$

Donde:

\dot{Q} : Razón de la transferencia de calor

A_I : El área superficial

F : Factor de corrección

ΔT_{ml} : Diferencia media logarítmica de temperatura para la disposición a contraflujo

2.9.1. INTERCAMBIADORES DE CALOR DE PASOS MÚLTIPLES Y DE FLUJO CRUZADO:

2.9.1.1 USO DE UN FACTOR DE CORRECCIÓN

La relación para la diferencia de temperatura media logarítmica ΔT_{ml} desarrollada con anterioridad sólo se limita a los intercambiadores de flujo paralelo o contraflujo. También se desarrollan relaciones similares para los intercambiadores de flujo cruzado y coraza de pasos múltiples, pero las expresiones resultantes son demasiado complicadas debido a las complejas condiciones de flujo. La ΔT_{ml} , CF es la diferencia media logarítmica de temperatura para el caso del intercambiador a contraflujo, con las mismas temperaturas de entrada y de salida.(Cengel,2004).Se encuentra que estas dos cantidades son

$$\Delta T_1 = T_{h,ent} - T_{c,sal} \dots \dots \dots (Ec.136)$$

Donde:

ΔT_1 : Diferencia de temperatura de las tuberías y de coraza en la parte inferior

$T_{h,ent}$: Temperatura de entrada del fluido caliente del sistema

$T_{c,sal}$: Temperatura de entrada a temperatura ambiente aumentado por el sistema.

$$\Delta T_2 = T_{h,sal} - T_{c,ent} \dots \dots \dots (Ec.137)$$

Donde:

ΔT_2 : Diferencia de temperatura de las tuberías y de coraza en la superior inferior

$T_{h,sal}$: Temperatura de salida del fluido caliente disminuido del sistema

$T_{c,ent}$: Temperatura de entrada a temperatura ambiente

$$\Delta T_{ml} = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln(\Delta T_1 - \Delta T_2)} \dots \dots \dots (Ec.138)$$

En la Tabla N° 14, da el factor de corrección F para las configuraciones comunes de los intercambiadores de flujo cruzado y de casco y tubos en función de las razones P y R entre dos temperaturas, definidas como

$$t = \frac{t_2 - t_1}{T_1 - t_1} \dots \dots \dots (\text{Ec.139})$$

$$R = \frac{T_2 - T_1}{t_2 - t_1} \dots \dots \dots (\text{Ec.140})$$

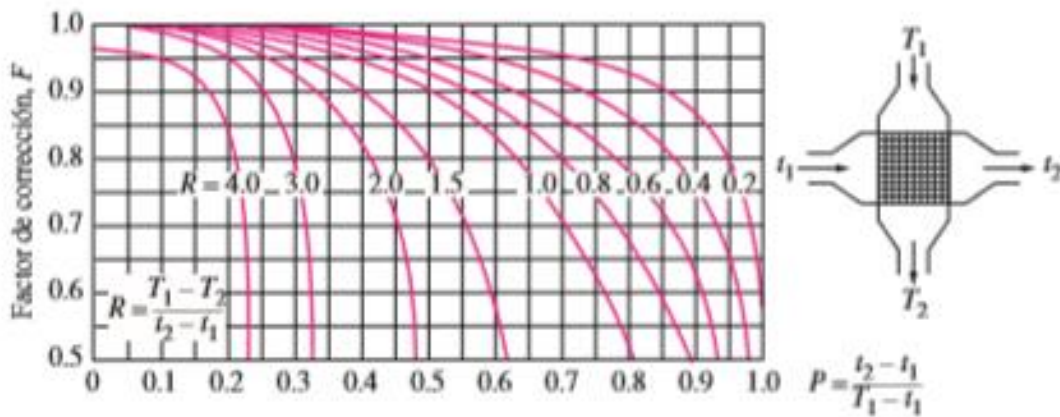


Tabla N° 14: Flujo cruzado de un solo paso con los dos fluidos de flujo no mezclado

Fuente transferencia de calor. Cengel, (2004)

CAPITULO III

METODOLOGÍA

Y RESULTADOS

3.1 TIPO Y DISEÑO DE INVESTIGACIÓN

El tipo de la investigación adoptada será la tecnología, donde se pretende diseñar una máquina para el proceso de tostado de café sustituyendo el proceso artesanal y de las deficiencias que se presenta.

El diseño de la investigación será No Experimental, partiendo de las necesidades requeridas de los pequeños productores de café de la región de Lambayeque y aplicar las soluciones de ingeniería, dando así una alternativa correcta a la problemática en el proceso de este proyecto.

3.1.2. CAJA NEGRA

La función total de la máquina tostadora de granos de café puede representarse en forma de una caja negra, como se muestra en la Figura N°7, donde se tienen en cuenta dos magnitudes de entrada y una de salida.

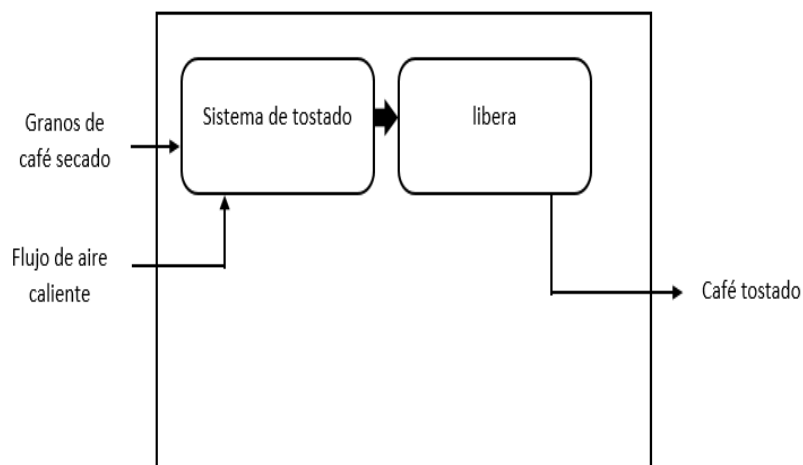


Figura N°7: Caja negra

Fuente: Elaboracion Propia, (2018)

3.2. RESULTADOS

3.2.1. REALIZACIÓN DE LAS ENCUESTAS DE LOS AGRICULTORES DE HUABAL–PROVINCIA DE JAEN. -CAJAMARCA.

Se realizó la encuesta a los pobladores con el fin de obtener los parámetros para el diseño de la máquina tostadora de café. Esto ayudará a las necesidades que tienen los agricultores para la realización del tueste de café, para obtener mayor ingreso económico, minimizando el tiempo y el esfuerzo físico del operario. Mediante la encuesta del anexo N°21.

Por lo tanto, según la encuesta, la máquina será de un menor costo de reparación y un menor costo de la máquina. Así mismo un menor consumo de combustible y fácil de operar para los usuarios.

Por la cual estas necesidades serán tomadas para los parámetros de diseño de la máquina, mediante la tabla N°15.

Tabla N° 15: Parámetros de diseño

DESCRIPCIÓN	PARÁMETROS
Temperatura (°C)	230
Tiempo del tostado de café	10 Minutos
GLP (45 kg)	5
Café(kg)	1000

Fuente: Elaboración Propia

3.2.1.1. Matriz morfológica

Se obtendrá una matriz morfológica para el diseño de la maquina tostadora de café tal y como se muestra en la figura 8.


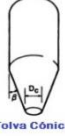
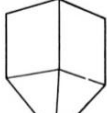
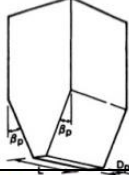
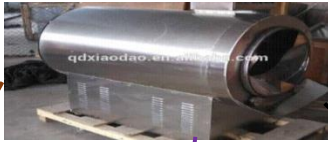

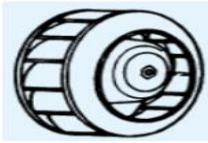
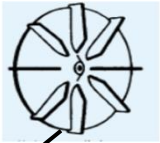
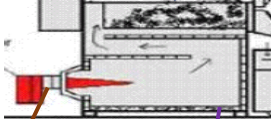

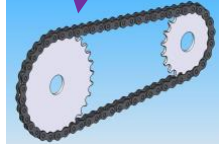





Funciones	Portadores de funciones		
Manual			
Tolva	 <p>Tolva Cónica</p>	 <p>e) Tolva Piramidal</p>	 <p>b) Tolva Biselada</p>
Cámara de tostado			
Ventilador centrifugo	<p>Álabes hacia adelante.</p> 	<p>Álabes hacia atrás.</p> 	<p>Álabes radiales.</p> 
Sistema de calentamiento			
Sistema de transmisión			
Movimiento			
Recipientes			

Figura N°8: Matriz morfológica

Fuente: Elaboración Propia

En el diseño de la máquina se tomará en cuenta cada una de las partes, como se menciona en la Figura N°9, para esto se divide en diversos sistemas que lo conforman, en cada sistema se realizara el diseño y selección de los componentes.

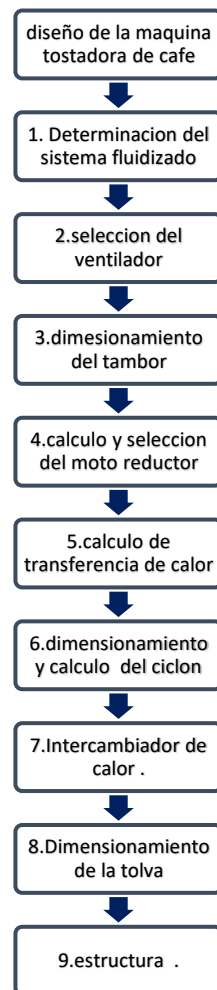


Figura N°9: Sistema del diseño de la maquina tostadora de café

Fuente: Elaboración Propia

Este diseño consta de los siguientes sistemas de funcionamiento: Un sistema de lecho fluidizado para determinar parámetros de la tostión de café y el dimensionamiento del cilindro, la selección del ventilador es para transmitir el aire caliente para el tostado de los granos de café , un motorreductor para transmitir la fuerza necesaria para girar el tambor y una mayor calidad y uniformidad de tostado de café, la máquina contará con un ciclón para la disminución de los gases de café por lo que busca disminuir la contaminación y la salida del aire será llevado al intercambiador de calor, un sistema de intercambiador de calor para el calentamiento del aire frio que permitirá ingresar aire caliente para una mayor ahorro energético y económico para el combustible.

3.1.2.1. DESCRIPCIÓN DE FUNCIONES DE LA MÁQUINA

3.1.2.1.1. Sistemas de alimentación (tolva):

Este proceso es donde son colocadas los granos de café.

3.1.2.1.2. Cámara de tostado:

Es donde se tuesta el material obtenido de la tolva de alimentación mediante el flujo de aire

3.1.2.1. 3. Ventilador centrifugo

Es donde expulsa el aire caliente que se dirige al tambor giratorio.

3.1.2.1. 4. Sistema de lecho fluidizado

Una vez que los granos de café son introducidos, estos son calentados mediante flujo de aire, hasta llegar a tostar con una temperatura de 230 °C.

3.1.2.1. 5. Sistema de transmisión:

Este sistema de transmisión será por engranajes con cadenas, es una transmisión mecánica basado en dar movimiento al piñón, para será llevado a la cadena y girar el engranaje mayor acoplado al cilindro.

3.1.2.1. 6. Movimiento

Se aplica la fuerza que se le entrega a la máquina hasta la fuerza requerida para el proceso de la tosti3n.

3.1.2.1. 7. Sistema de enfriamiento

El procedimiento consiste en enfriar los granos de café, que salen de la cámara de tostadora para llegar a temperatura ambiente y luego el café tostado es trasladado hasta un depósito

3.1.2.3. CONCEPTO DE SOLUCIÓN

Se realiza esquemas de los conceptos de solución, y se procede a hacer una evaluación tomando valores del 1 al 4, donde:

0: No aceptable 2: Suficiente 4: Muy satisfactorio




1: poco satisfactorio 3: Satisfactorio

La calificación se muestra en la tabla 16

Tabla N° 16: Calificación de los conceptos de solución

N°	Criterios técnicos y económicos	Soluciones		
		01	02	03
1	Estabilidad	3	4	3
2	Número de operarios	3	4	3
3	Facilidad de manejo	3	4	3
4	Buen uso de fuerza	3	3	3
5	Costo de tecnología	3	3	3
6	Costo de operación	2	3	2
7	Seguridad	3	3	3
8	Rapidez	3	3	3
9	Facilidad de montaje	3	4	3
	Suma total	27	33	26

FUENTE: Elaboración Propia

Solución 1	
Solución 2	
Solución 3	

El concepto que tuvo mayor puntaje fue el número 2

3.1.2.3.1. PROYECTO PRELIMINAR

Para el proyecto preliminar se consideran los pasos que sigue el operario y las etapas por las que está sometido los granos de café en la tostadora, la cual se

menciona a continuación. Se hace las descripciones características de cada proyecto preliminar:

Proyecto preliminar 1

El ingreso del café es de manera manual por el operario. La velocidad es por medio de un motor eléctrico realizando a través de dos o más engranajes. Cuenta con un sistema de fluidización para un mayor tostado uniforme y un mejor tiempo de tueste para luego ser llevado hacia el tambor. Así mismo tiene un ventilador centrífugo con alabes hacia adelante apto para caudales altos y bajas presiones, una tolva cónica y un recipiente de aluminio.

Proyecto preliminar 2

El ingreso del café es de manera manual por el operario. La velocidad es por medio de un motor eléctrico realizando a través de un sinfín dando así movimiento al engranaje, Cuenta con un sistema de fluidización para un mayor tostado uniforme y un mejor tiempo de tueste para luego ser llevado hacia el tambor. Así mismo tiene un ventilador centrífugo con alabes hacia atrás. Donde tiene un alto rendimiento y autolimitador de potencia, Así mismo tiene un ventilador centrífugo con alabes hacia atrás. Donde tiene un alto rendimiento y autolimitador de potencia y un recipiente de plástico.

Proyecto preliminar 3

El ingreso del café es de manera manual por el operario. La velocidad es por medio de un motor eléctrico realizando a través de engranajes por cadenas Cuenta con un sistema de fluidización para un mayor tostado uniforme y un mejor tiempo de tueste para luego ser llevado hacia el tambor. Así mismo tiene un ventilador centrífugo con alabes radiales. donde es muy resistente mecánicamente, y el rodete puede ser reparado con facilidad, una tolva cónica y su almacenamiento es el saco.

Se presenta la evaluación de proyectos preliminares en dos tablas, una evaluando únicamente la parte técnica y la otra la parte económica. Se tienen las siguientes consideraciones:

p: puntaje de 0 a 4 (Escala de valores según VDI 2225)

0= No satisface, 1= Casi aceptable, 2= Suficiente, 3= Bien, 4= Muy bien (ideal)

Se hace el diagrama de evaluación de proyectos preliminares, en el cual se da a conocer la alternativa que tenga el mejor valor técnico o económico y el mayor balance técnico-económico.

Los criterios están valorizados entre 1 como mínimos y 4 como máximo. Como se muestra en la tabla N°17 y la tabla N°18.dando como resultado el diseño más óptimo a diseñar como se muestra en la figura N°10

Valor técnico = suma ponderada / Puntaje máximo

Tabla N° 17: Tabla de valor Económico

DISEÑO MECÁNICO-EVALUACIÓN DE PROYECTOS								
Valor Económico (yi)								
Proyecto: Maquina Tostadora de Café								
Criterios de evaluación para diseño en fase de conceptos ó proyectos								
Variantes de Proyectos			Solución 1		Solución 2		Solución 3	
N	Criterios de	pe	Val	Puntaj	Val	puntaj	Valor	Puntuaj
r.	evaluación	so	or	e	or	e		e
1	Función	7	3	21	3	21	3	21
2	Forma	7	2	14	3	21	2	14
3	Diseño	8	2	16	3	24	2	16
4	Seguridad	6	2	12	3	18	2	12
5	Fabricación	8	2	16	3	24	2	16
6	Montaje	6	2	12	2	12	2	12
7	Transporte	6	2	12	2	12	2	12
8	Uso	7	3	21	3	21	2	14
9	Mantenimient	8	1	8	3	24	2	16
Suma ponderada				132		176		133
Puntaje Max.				4		4		4
Valor económico			-	0.33	-	0,44		0.33

FUENTE: Elaboración Propia

DISEÑO MECÁNICO-EVALUACIÓN DE PROYECTOS								
Valor Técnico (xi)								
Proyecto: Maquina Tostadora de Café								
Criterios de evaluación para diseño en fase de conceptos ó proyectos								
Variantes de proyectos			Solución 1		Solución 2		Solución 3	
Nº	Criterios de evaluación	peso	Valor	puntaje	Valor	Puntaje	Valor	puntaje
1	Función	9	3	27	4	36	3	27
2	Forma	6	3	18	2	12	3	18
3	Diseño	8	2	16	3	24	2	16
4	Seguridad	8	2	16	3	24	2	16
5	Fabricación	7	2	14	3	21	3	21
6	Montaje	5	3	15	3	15	3	15
7	Transporte	3	3	9	2	6	3	9
8	Uso	7	2	14	3	14	2	14
9	Mantenimiento	8	3	24	3	24	3	24
Suma ponderada				153		170		160
Puntaje Max.				4		4		4
Valor técnico xi			-	0.38	-	0.42		0.4

Tabla N° 18: Tabla de valor Técnico

FUENTE: Elaboración Propia

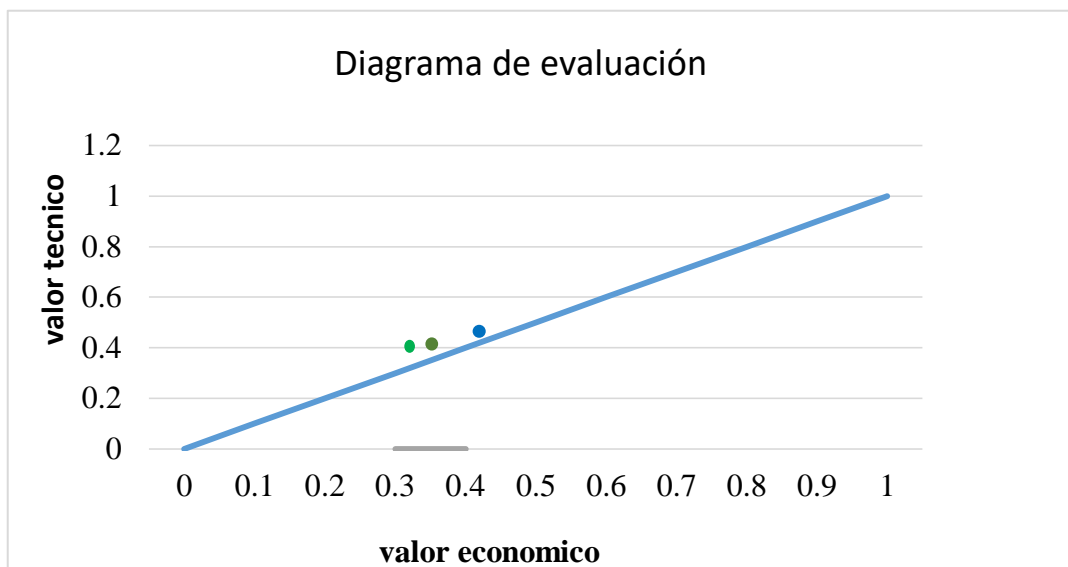


Figura N°10: Diagrama de Evaluación

Fuente: Elaboración Propia

3.1.2.3.2. DESCRIPCIÓN PRELIMINAR DE LA ALTERNATIVA SELECCIONADA

Esta máquina cuenta con un sistema de lecho fluidizado, por lo cual es uno de los métodos más eficientes y emplea un menor tiempo para el tostado. Este sistema es la combinación del sistema de tambor y del sistema de convección. La energía proporcionada es el motor eléctrico que emite un funcionamiento adecuado, para ser llevadas a los componentes de la maquina tostadora por medio de engranajes con cadenas. En la etapa de alimentación ingresará el café con una humedad del 12% de forma manual para ser almacenados en la entrada de la tolva y permite un proceso continuo y además de que garantiza una mayor seguridad para el operario. Enseguida se pondrá en marcha el quemador para para obtener intercambiador de calor para con la ayuda de un ventilador centrífugo que transmite aire del medio ambiente. En la etapa del tostado, el tambor será rotario para un mejor tueste de café, donde la materia prima comienza a aumentar su tamaño con una temperatura aproximadamente 230° C en 10 minutos, obteniendo así su aroma y la calidad del tueste para luego ser llevado a almacenamiento para luego ser distribuido por los operarios.

3.2.2. REALIZACIÓN DE LA LISTA DE EXIGENCIAS PARA EL DISEÑO DE LA MAQUINA TOSTADORA DE CAFÉ

En la tabla N°19, se muestra una lista de exigencias para el diseño de la máquina tostadora de café, por lo cual ayudará a tomar decisiones apropiadas para implementar al diseño.

Tabla N° 19: Exigencias para el diseño de la máquina tostadora de café

DESEO O EXIGENCIA	CARACTERISTICAS
E	Función principal: La máquina deberá tostar los granos de café para posteriormente ser almacenado.
D	Geometría: Tener una altura máxima 2 metros y un ancho de 4.54 metros
E	Material: El flujo de material será los granos de café secado

	Los granos de café ingresaran de forma vertical desde la tolva
E	Fuerza: La máquina deberá ser suficientemente rígida como para mantener su estabilidad durante el funcionamiento
E	Ergonomía: Optima relación hombre-máquina es decir deberá ser fácil para el usuario y fácil acceso. El ingreso de materia prima debe estar aproximadamente a una altura de 3.70 metros.
E	Seguridad: La máquina deberá contar con los elementos necesario para garantizar y salvaguardar la seguridad del operario. La máquina deberá contar con señalización de seguridad.
E	Señales: Se contara tableros eléctricos .Será de fácil compresión y manejo para el operario con sus respectivos botones de encendido y apagado.
E	Material: Para su construcción de la máquina deberá usarse materiales con buenas propiedades de dureza y resistencia. Además que no contaminen al medio ambiente.
E	Energía: La energía utilizada en la máquina debe de ser de tipo mecánico suministrado por el motor eléctrico.
E	Control: Se deben controlar todas las etapas de fabricación de la máquina según las normas correspondiente
E	Fabricación: La fabricación y ensamblaje de la máquina debe de ser fácil.Los procesos de manufactura deberá realizarse en un taller .
E	Montaje: El montaje deberá de ser rápida instalación y fácil de manejo por el

	usuario, el desmontaje deberá ser de manera rápida y simple para temas de mantenimiento.
E	<p>Mantenimiento:</p> <p>El mantenimiento de la máquina será factible y sin complicaciones gracias a su diseño. El tiempo estimado de mantenimiento se determinará por el desgaste de las piezas involucradas para conseguir los repuesto de la máquina se buscará en el mercado nacional como en el internacional, esto depende de la calidad del producto y precio.</p>

Fuente: Elaboración Propia (2018)

3.2.3. DETERMINACIÓN DE LAS PROPIEDADES FÍSICAS Y MECÁNICA DE LOS GRANOS DE CAFÉ

Se hace uso de las propiedades físicas y mecánicas del café para obtener información, para ser llevada a los cálculos del diseño.

Tabla N° 20: Propiedades físicas y mecánicas del café

Propiedades físicas	
Densidad(kg/m³)	450
Volumen medio unitario (m³)	0.0013
Peso unitario (kg)	160
Diámetro equivalente(m)	0.0064
Propiedades mecánicas	
Velocidad mínima de fluidización teórica 220°C	2.70

Fuente: Palacios, (2014).

3.2.4. DETERMINACIÓN DE LOS PARÁMETROS DE OPERACIÓN

Para el diseño de la máquina tostadora de café, mediante artículos científicos y documento del proceso de tostado de café, se procede a elegir los parámetros de diseño. (Fabri et al., 2011, Nabil et al., 2016, Niya et al. 2012, Wang, 2013).

Así mismo de las averiguaciones se determina la temperatura por lo cual los granos cafés se comienzan a tostar. obteniendo así a una temperatura aproximadamente 230 °C para la tosti3n. El tiempo requerido para el tostado de café es 10 minutos.

3.2.4 DISEÑO DE UNA MAQUINA TOSTADORA DE CAFÉ MEDIANTE FLUJO DEL AIRE CALIENTE EN LECHO FLUIDIZADO PARA UNA CAPACIDAD DE UNA TONELADA.

Para poder calcular las dimensiones del cilindro del tostador, se tendrá en cuenta su dimensionamiento y su espacio que ocupa el café.

3.2.4 1. DETERMINACIÓN DEL VOLUMEN DEL CILINDRO

Para calcular el volumen es necesario conocer la densidad del café, se encuentra en el anexo N° 1. mediante la ecuaci3n

$$\rho_{\text{cafe}} = 450 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$$

Despejamos la ecuaci3n 1 para encontrar el volumen:

$$V_1 = \frac{1000 \text{ kg}}{450 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}} = 2.22 \text{ m}^3$$

Debido al tueste el grano de café aumenta su volumen, en ocasiones el valor es el doble y pierde humedad y por este motivo disminuye su peso. El aumento que sufre el grano de café con el tostado varía entre un 14% si el tueste es ligero y en casos extremos en 50%. (Bedri,2016). Por lo cual se utilizará la ecuaci3n 2.

$$V_2 = 1.5 \times V_1$$

$$V_2 = 1.50 \times 2.22$$

$$V_2 = 3.33$$

Para que el café obtenga un movimiento ondulatorio dentro de la cámara de tostado el volumen se incrementará al doble del valor del volumen de café cuando se aumenta un 50% (Tipán, 2012). Mediante la ecuaci3n 3

$$V_{\text{real}}=3.33*2$$

$$V_{\text{real}} = 6.66 \text{ m}^3$$

Para encontrar la longitud del cilindro de tostado se realiza una igualdad aplicando la ecuación que se observa a continuación

$$V_{\text{real}}=V_{\text{tamb}}$$

3.2.4.2. CÁLCULO DEL SISTEMA FLUIDIZADO

Para obtener la longitud depende de su radio y su volumen del diseño del cilindro

Donde:

$$r = \text{radio interior del cilindro} = 1\text{m}$$

Reemplazamos los valores en la ecuación 4 despejando la longitud, se obtiene:

$$L_1 = \frac{V}{r^2\pi}$$

$$L_1 = \frac{6.66}{(1)^2\pi}$$

$$L_1 = 2.12 \text{ m}$$

3.2.4.2.1. LONGITUD MÍNIMA DE FLUIDIZACIÓN

Para calcular la longitud de mínima fluidización se hace uso de la tabla N° 1 de las características físicas y parámetros hidrodinámicos del café verde, mediante la ecuación 5.

$$L_{mf} = \frac{2.12(1-0.51)}{1-0.63}$$

$$L_{mf} = 2.81\text{m}$$

3.2.4.2.2. VELOCIDAD MÍNIMA DE FLUIDIZACIÓN

El estado inicial del café es seco, con una humedad promedio de 12%, la temperatura ambiente es de 20°C. Se refiere a la mínima velocidad que tendrá los granos de café que se encuentran en estado estacionario. Se procederá a calcular la velocidad mínima de fluidización. Mediante la ecuación 9.

Reemplazamos la ecuación 9:

$$\frac{1.75}{(\varepsilon_{mf})^3 \emptyset} \left(\frac{d_p u_{mf} \rho_g}{\mu} \right)^2 + 150 \frac{(1 - \varepsilon_{mf})}{\varepsilon_{mf}^3} \left(\frac{d_p u_{mf} \rho_g}{\mu} \right) = \frac{d_p^3 \rho_g (\rho_s - \rho_g) g}{\mu^2}$$

Obteniendo los siguientes datos de la tabla N°1. Se procederá a calcular:

$$\frac{1.75}{(\varepsilon_{mf})^3 \emptyset} \left(\frac{d_p u_{mf} \rho_g}{\mu} \right)^2 + 150 \frac{(1 - \varepsilon_{mf})}{\varepsilon_{mf}^3 \emptyset^2} \left(\frac{d_p u_{mf} \rho_g}{\mu} \right) = \frac{d_p^3 \rho_g (\rho_s - \rho_g) g}{\mu^2}$$

$$\frac{1.75}{(\varepsilon_{mf})^3} \left(\frac{d_p u_{mf} \rho_g}{\mu} \right)^2 + 150 \frac{(1 - \varepsilon_{mf})}{\varepsilon_{mf}^3 \emptyset} \left(\frac{d_p u_{mf} \rho_g}{\mu} \right) = \frac{d_p^3 \rho_g (\rho_s - \rho_g) g x \emptyset}{\mu^2}$$

$$1.75 \left(\frac{d_p u_{mf} \rho_g}{\mu} \right)^2 + 150 \frac{(1 - \varepsilon_{mf})}{0.67} \left(\frac{d_p u_{mf} \rho_g}{\mu} \right) = \frac{d_p^3 \rho_g (\rho_s - \rho_g) g}{\mu^2} x (0.63)^3 x \emptyset$$

$$1.75 \left(\frac{d_p^2 (u_{mf})^2 \rho_g^2}{\mu} \right) + 150 \frac{(1 - \varepsilon_{mf})}{0.67} d_p u_{mf} \rho_g = \frac{d_p^3 \rho_g (\rho_s - \rho_g) g}{\mu} x (0.63)^3 x \emptyset$$

$$1.75 ((d_p)^2 (u_{mf})^2 \rho_g^2) + 150 \frac{(1 - \varepsilon_{mf})}{0.67} d_p \mu u_{mf} \rho_g = \frac{d_p^3 \rho_g (\rho_s - \rho_g) g}{\mu} x (0.63)^3 x \emptyset x \mu$$

$$1.75 ((d_p)^2 (u_{mf})^2 \rho_g^2) + 150 \frac{(1 - 0.63)}{0.67} d_p \mu u_{mf} \rho_g = d_p^3 \rho_g (\rho_s - \rho_g) g x (0.63)^3 x \emptyset$$

$$1.75 ((d_p)^2 (u_{mf})^2 \rho_g^2) + 82.84 d_p \mu u_{mf} \rho_g = d_p^3 \rho_g (\rho_s - \rho_g) g x (0.63)^3 x \emptyset$$

$$1.75 (u_{mf})^2 + \frac{82.84 \mu u_{mf}}{d_p \rho_g} = d_p (\rho_s - \rho_g) g x (0.63)^3 x \frac{\emptyset}{\rho_g}$$

$$1.75 (u_{mf})^2 + \frac{82.84 (1.81 \times 10^{-5}) u_{mf}}{0.0064 * 1.204} = \frac{0.0064 (450 - 1.204) x 9.81 x (0.63)^3 * 0.67}{(1.204)}$$

$$1.75 (u_{mf})^2 + 0.194 u_{mf} - 3.92 = 0$$

$$u_{mf} = 2.740$$

$$u_{mf} = -2.95$$

Aplicando la correlación experimental de Kunii y Levenspiel se determinó el valor del coeficiente de descarga donde domina la fuerza cinética. (palacios,2014). Mediante la ecuación 13.

$$C_D = \frac{24}{1166.48} \left[1 + (8.17e^{-4.0566(0.67)}) R_e^{0.0964+0.5565(0.67)} \right] + \frac{73.69(1166.48)(e^{-5.07484(0.67)})}{1166.48 + 5.37e^{6.212(0.67)}}$$

$$C_D = 0.021[1 + (0.54)27.48] + \frac{73.69 * 38.92}{1511.25}$$

$$C_D = 0.33 + 1.898$$

$$C_D = 2.23$$

Cuando la velocidad es alta, el arrastre aerodinámico en las partículas puede trasladar los granos de café fuera del sistema. Por lo cual se tendrá que calcular la velocidad terminal, de la ecuación 12.

$$u_t = \sqrt{\frac{4 * 0.0064 * (450 - 1.204)9.8}{3(1.204)(2.23)}}$$

$$u_t = 3.741$$

3.2.4.2.3. PARÁMETROS DE OPERACIÓN

Para que el fenómeno de fluidización se desarrolle con normalidad es necesario calcular velocidad de operación, longitud de operación y presión en el lecho. Empleando la Ecuación 11.

Se reemplazar la ecuación 11, se obtuvo:

$$k = \frac{2.74(1-0.63)}{(0.63)^3}$$

$$k=4.05$$

3.2.4.2.4. VELOCIDAD DE OPERACIÓN

Se refiere a la velocidad máxima que se debe mantener, mientras dure el proceso del tostado, de esta manera los granos están en constante movimiento. Se necesita una velocidad de operación equivalente a 3 veces la velocidad mínima de fluidización debido a que se comienza a desplazar los granos de café. (Mendez,2004)

$$V_{op} = 3 u_{mf}$$

Se calculará la velocidad máxima

$$V_{op} = 3 * 2.74$$

$$V_{op} = 8.22 \frac{m}{s}$$

Encontrando la velocidad de operación se reemplazará en la ecuación 11, para obtener la porosidad en operación:

$$4.05 \frac{(E_{op})^3}{(1-E_{op})} = 8.22$$

$$4.05(E_{op})^3 = 8.22(1 - E_{op})$$

$$4.05(E_{op})^3 + 8.22E_{op} - 8.22 = 0$$

$$E_{op} = 0.771$$

3.2.4.2.5. LONGITUD DE OPERACIÓN

Esta es la longitud máxima a la que van a llegar los granos durante el proceso de fluidización, ayudará a tener un buen criterio en el desarrollo de la máquina. Para calcular se obtendrá de la ecuación 5.

Se procederá a calcular la longitud máxima:

$$L_{op} = \frac{(1-0.63)2.81}{1-0.771}$$

$$L_{op} = 4.54 \text{ m}$$

3.2.4.2.6. CAÍDA DE PRESIÓN

Esto se debe a que los granos de café se encuentran impidiendo el paso del aire. Así mismo el aire encontrará en la zona menor presión presentándose anomalías, por lo tanto, la caída de presión deberá ser grande para superar las anomalías. Mediante la ecuación 14.

se calculará la presión del lecho:

$$\Delta P \text{ lecho} = 4.54(1-0.771)[(450 - 1.204)9.81]$$

$$\Delta P \text{ lecho} = 4577.299 \text{ Pa}$$

3.2.4.2.7. DISEÑO DE LOS DUCTOS DE AIRE

El ducto de aire de la máquina tendrá un material de acero galvanizado espesor 4mm, tendrán un diámetro de 304.8 mm. Un ducto horizontal de 500 mm conectado a la descarga del ventilador, por medio de un acople rectangular-circular, y un ducto horizontal de 500 mm conectado al cilindro, encargados de dirigir el aire caliente y un ducto vertical de 1600 mm conectado por medio de un codo en la parte superior e inferior conectado de la entrada y salida de los ductos horizontales del ventilador y del cilindro.

El ducto del ciclón tendrá un material de acero galvanizado de espesor 4 mm, tendrá un diámetro de 304.8 mm. tendrá un ducto horizontal 600 mm conectado en la salida del cilindro y en la entrada del ciclón, un ducto vertical de 300 mm conectado en la salida del ciclón del aire.

El ducto del intercambiador de calor tendrá un material de acero galvanizado de espesor 4 mm, tendrá un diámetro de 304.8 mm. tendrá un ducto horizontal 600 mm con un codo conectado al ducto de la salida del aire del ciclón, un codo en la parte superior de la tubería vertical del intercambiador de calor y ochos tuberías de 50 mm de diámetro con 650 mm de largo conectado en la carcasa del intercambiador de calor. Este diseño de la maquina con recirculación de aire ayuda a mejorar la eficiencia energética y aún menor costo de consumo de combustible.

3.2.4.3. DIMENSIONAMIENTO DEL VENTILADOR

Para el dimensionamiento del ventilador se utilizó el catálogo de ventiladores centrífugos para aplicaciones industriales de Soler & Palau, la densidad del café $450 \frac{kg}{m^3}$ y velocidad de operación $8.22 m/s$

3.2.4.3.1. CÁLCULO DEL CAUDAL

El caudal de aire que recorrerá el ducto, está en función del área transversal del mismo y de la velocidad de operación, tomando el valor de la ecuación 15.

Reemplazamos la ecuación 15:

$$Q = \frac{8.22 \pi (0.3048)^2}{4}$$

$$Q = 0.5998 m^3/s$$

$$Q = 2159.28 \frac{m^3}{h}$$

3.2.4.3.2. CÁLCULO DE LA PRESIÓN TOTAL

Para calcular la presión total, se empleó la ecuación de Bernoulli, tomando en cuenta las pérdidas en el ducto de aire, según la ecuación 18 por lo tanto:

Se analizará el número de Reynolds para encontrar en que régimen se encuentran.

$$R_e = \frac{8.22(0.3048)}{1.516 \times 10^{-5}}$$

$$R_e = 165267.54 > 4000(\text{regimen turbulento})$$

3.2.4.3.3. CALCULO DEL COEFICIENTE DE FRICCIÓN

El Coeficiente de rugosidad del hierro galvanizado es de: $\varepsilon=0.015\text{cm}$

$$f = \frac{0.25}{\left[\log\left(\frac{\varepsilon}{3.71 D} + \frac{5.74}{R_e^{0.9}}\right) \right]^2}$$

$$f = \frac{0.25}{\left[\log\left(\frac{0.015}{3.71 \cdot (30.48)} + \frac{5.74}{165267.54^{0.9}}\right) \right]^2}$$

$$f = \frac{0.25}{[\log(1.32 \times 10^{-4} + 1.15 \times 10^{-4})]^2}$$

$$f = \frac{0.25}{13.01}$$

$$f = 0.019$$

3.2.4.3.4. PERDIDAS MAYORES Y MENORES EN EL SISTEMA

Se presenta a continuación un diagrama unifilar para mostrar cómo está conformado el diseño de la máquina con sus respectivas medidas, para encontrar las pérdidas totales por el sistema, por lo cual nos ayudará a encontrar la presión total que se requiere para el diseño. Como se muestra en la figura N°11.

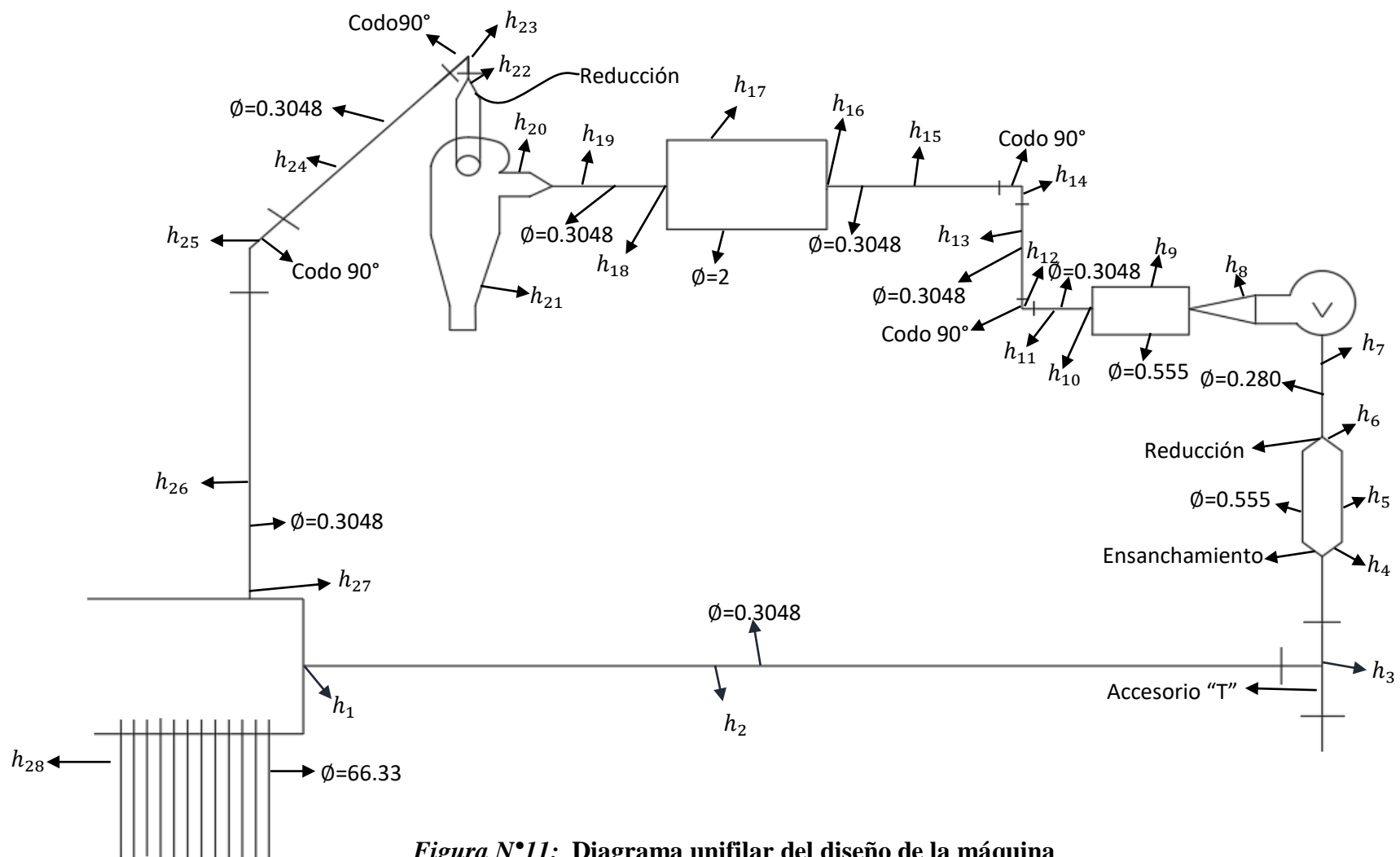


Figura N°11: Diagrama unifilar del diseño de la máquina
Fuente: Elaboración Propia

DESCRIPCIÓN DEL DIAGRAMA UNIFILAR

h_1 : Pérdida en la entrada

h_2 : Pérdida de fricción en la succión

h_3 : Pérdida por accesorio "T"

h_4 : Pérdida por ensanchamiento en la succión

h_5 : Pérdida por fricción

h_6 : Pérdida por reducción en la succión

h_7 : Pérdida por fricción en la succión

h_8 : Pérdida por sección no circulares

h_9 : Pérdida por fricción en la descarga

h_{10} : Pérdida de salida del silenciador en la descarga

h_{11} : Pérdida por fricción en la descarga

h_{12} : Pérdida por codos de 90°

h_{13} : Pérdida por fricción en la descarga

h_{14} : Pérdida por codos de 90°

h_{15} : Pérdida por fricción en la descarga

h_{16} : Pérdida por ensanchamiento

h_{17} : Pérdida por fricción en cilindro

h_{18} : Pérdida en la salida del cilindro

h_{19} : Pérdida por fricción

h_{20} : Pérdida por sección no circulares

h_{21} : Pérdida por el ciclón

h_{22} : Pérdida por reducción

h_{23} : Pérdida por codos de 90°

h_{24} : Pérdida por fricción

h_{25} : Pérdida por codos de 90°

h_{26} : Pérdida por fricción

h_{27} : Pérdida en la entrada del intercambiador de calor

h_{28} : Pérdida en la descarga del intercambiador de calor

1) Cálculo de la pérdida en la entrada

se hace uso de la figura N°12 para determinar el coeficiente de pérdida en la succión en la entrada.

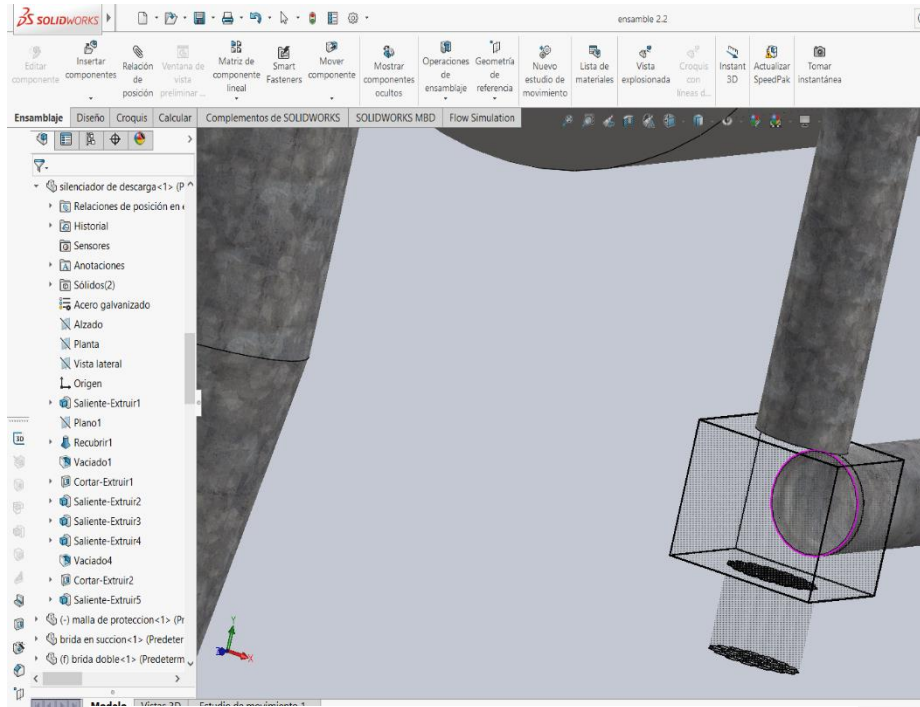


Figura N°12: Pérdida en la entrada

Fuente: Elaboración Propia

Calculando el perímetro mojado, obtenido de la figura N°4, opción d.

$$P_M = 4(504) + \pi(304.8)$$

$$P_M = 2973.55 \text{ mm}$$

Reemplazando las ecuaciones, para encontrar el área neta. Obtenido de la figura N°, opción d.

$$A = (404)^2 - \frac{\pi 304.8^2}{4}$$

$$A = (404)^2 - \frac{\pi 304.8^2}{4}$$

$$A: 90250.12 \text{ mm}^2$$

Entonces se encontrará el radio hidráulico R, mediante la ecuación 18

$$R = \frac{90250.12}{2973.55}$$

$$R = 30.35 \text{ mm}$$

$$R = 0.03035$$

Se procederá a calcular la pérdida en la entrada, mediante la ecuación 17

$$h_1: 0.019 \times \frac{0.6}{4(0.03035)} \times \frac{8.22^2}{2(9.81)}$$

$$h_1: 0.019 \times \frac{0.6}{4 \cdot 0.0329} \times \frac{8.22^2}{2(9.81)}$$

$$h_1: 0.323 \text{ Pa}$$

2) Cálculo de la pérdida de fricción en la succión

Se utilizará la ecuación 17, para encontrar la pérdida por fricción.

$$h_2: 0.019 \times \frac{9.05974}{0.3048} \times \frac{(8.22)^2}{2(9.81)}$$

$$h_2: 1.945 \text{ Pa}$$

3) Cálculo de la pérdida por accesorio "T"

En la figura N°13 se muestra un accesorio que permitirá el ingreso del aire del ambiente y el contacto de la flama

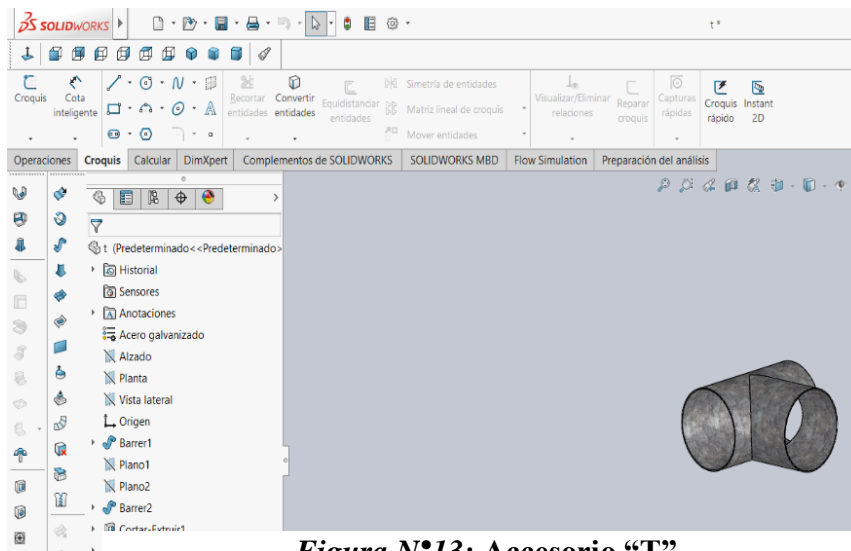


Figura N°13: Accesorio "T"
Fuente: Elaboración Propia

Se determinará la pérdida por accesorios "T", como se muestra en la figura N°13, mediante la ecuación 21

$$h_3: 1 \frac{(8.22)^2}{2(9.81)}$$

$$h_3: 3.44 \text{ Pa}$$

4) Cálculo de la pérdida por ensanchamiento en la succión

Se utilizará la figura N°14 para tener una visualización de la presencia de ensanchamiento que se realiza para el silenciador del ventilador.

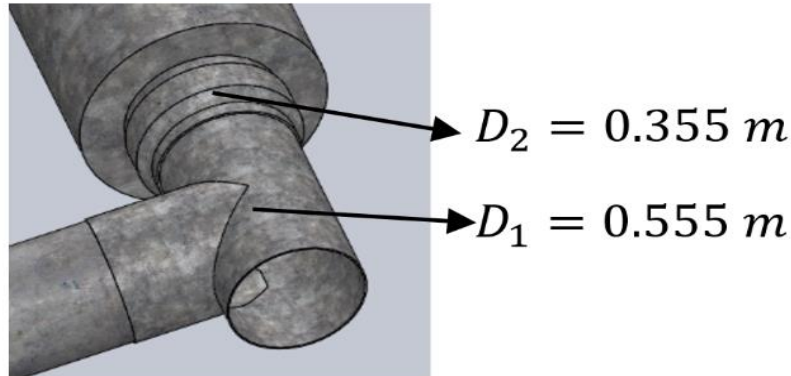


Figura N°14: Pérdida por ensanchamiento en la succión
Fuente: Elaboración Propia

Se procederá a calcular el coeficiente de resistencia, mediante la ecuación 22

$$C = \left(1 - \left(\frac{0.355}{0.555}\right)^2\right)^2$$

$$C = 0.59$$

Se procederá a calcular la pérdida por ensanchamiento en la succión, mediante la ecuación 21

$$h_4: 0.59 \frac{(8.22)^2}{2(9.81)}$$

$$h_4: 2.03 \text{ Pa}$$

5) Cálculo de la pérdida por fricción

Se utilizará la ecuación 17 para obtener la pérdida por fricción en la tubería

$$h_5: 0.019 \times \frac{0.900}{0.555} \times \frac{(8.22)^2}{2(9.81)}$$

$$h_5: 0.11 \text{ Pa}$$

6) Cálculo de la pérdida por reducción en la succión

Se hace uso de la figura N°15 para visualizar la reducción que se dirige a la entrada de las bridas del ventilador.

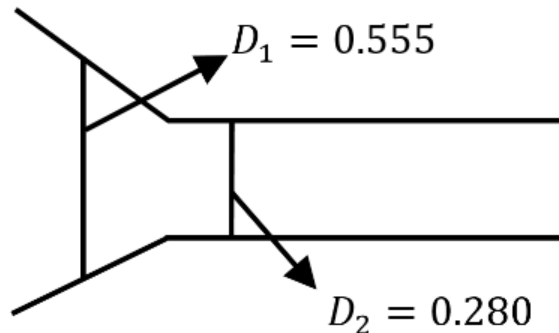


Figura N°15: Pérdida por reducción en la succión

Fuente: Elaboración Propia

Se procederá a calcular el coeficiente de resistencia mediante la ecuación 22

$$C = \left(1 - \left(\frac{0.280}{0.555}\right)^2\right)^2$$

$$C = 0.55$$

Se procederá a calcular la pérdida por reducción en la succión, mediante la ecuación 21.

$$h_6: 0.55 \frac{(8.22)^2}{2(9.81)}$$

$$h_6: 1.89 \text{ Pa}$$

7) Cálculo de la pérdida por fricción en la succión

Se utilizará la ecuación 17, para encontrar la pérdida por fricción en la succión

$$h_7: 0.019 \times \frac{0.205}{0.280} \times \frac{(8.22)^2}{2(9.81)}$$

$$h_7: 0.048 \text{ Pa}$$

8) Cálculo de la pérdida por sección no circulares

Se utilizará la figura N°16 para demostrar la pérdida que se obtiene en la sección no circular en la salida del ventilador centrifugo

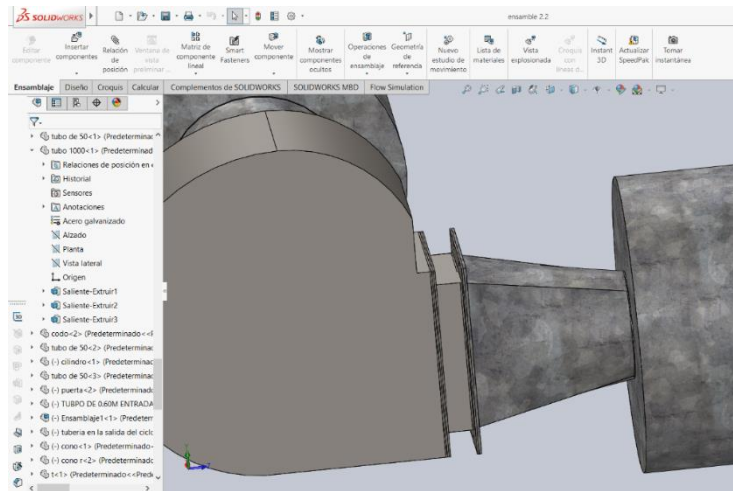


Figura N°16: Pérdida por reducción en la succión
Fuente: Elaboración Propia

Se calculará el perímetro mojado de la figura N°4, opción d. Se obtiene lo siguiente

$$P_M = 4(0.280) + \pi (0.19592)$$

$$P_M = 1.74 \text{ m}$$

Se calculará el área neta de flujo de la figura N°4, opción d. Se obtiene lo siguiente

$$A = (0.280)^2 - \frac{\pi (0.19592)^2}{4}$$

$$A: 0.048 \text{ m}^2$$

Entonces se encontrará el radio hidráulico R, mediante la ecuación 18

$$R = \frac{0.048}{1.74}$$

$$R = 0.03 \text{ m}$$

Se procederá a calcular la pérdida por sección no circulares, mediante la ecuación 19

$$h_8: 0.019 \times \frac{0.300}{4(0.03)} \times \frac{(8.22)^2}{2(9.81)}$$

$$h_8: 0.164 \text{ Pa}$$

9) Cálculo de la pérdida por fricción en la descarga

Se utilizará la ecuación 17, para encontrar la pérdida por fricción en la descarga

$$h_9: 0.019 \times \frac{0.900}{0.555} \times \frac{(8.22)^2}{2(9.81)}$$

$$h_9: 0.106 \text{ Pa}$$

10) Cálculo de la pérdida de salida del silenciador en la descarga

El coeficiente de resistencia de la entrada se encontrará en la figura N°17.

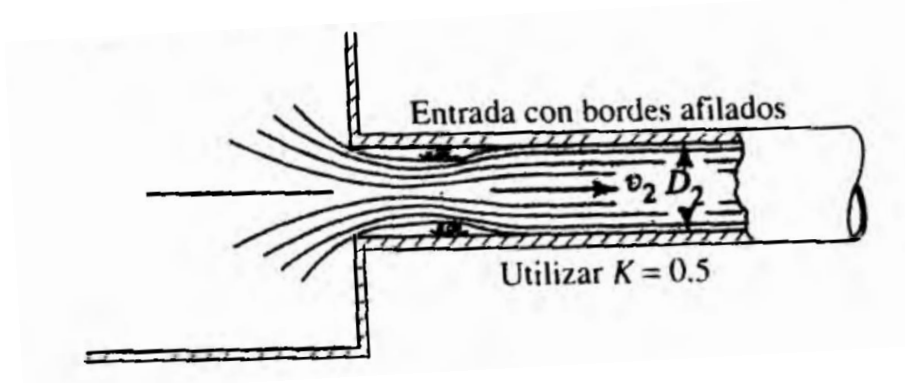


Figura N°17: Pérdida en la salida del cilindro

Fuente: Mecánica de fluido, Mott. (2013)

$$h_{10}: 0.50 \frac{(8.22)^2}{2(9.81)}$$

$$h_{10}: 1.72 \text{ Pa}$$

11) Cálculo de la pérdida por fricción en la descarga

Se utilizará la ecuación 17, para encontrar la pérdida por fricción en la descarga

$$h_{11}: 0.019 \times \frac{0.450}{0.3048} \times \frac{(8.22)^2}{2(9.81)}$$

$$h_{11}: 0.097 \text{ Pa}$$

12) Cálculo de la pérdida por codos de 90°

Se utilizará la figura N°5, para determinar el coeficiente de perdidas siendo un codo de 90°, mediante la ecuación 21.

$$h_{12}: 0.30 \frac{(8.22)^2}{2(9.81)}$$

$$h_{12}: 1.03 \text{ Pa}$$

13) Cálculo de la pérdida por fricción en la descarga

Se utilizará la ecuación 17, para encontrar la pérdida por fricción en la descarga

$$h_{13}: 0.019 \times \frac{0.1000}{0.3048} \times \frac{(8.22)^2}{2 (9.81)}$$

$$h_{13}: 1.38 \text{ Pa}$$

14) Cálculo de la pérdida por codos de 90°

Se utilizará la figura N°5, para determinar el coeficiente de perdidas siendo un codo de 90°, mediante la ecuación 21.

$$h_{14}: 0.30 \frac{(8.22)^2}{2 (9.81)}$$

$$h_{14}: 1.03 \text{ Pa}$$

15) Cálculo de la pérdida por fricción en la descarga

Se utilizará la ecuación 17, para encontrar la pérdida por fricción en la descarga

$$h_{15}: 0.019 \times \frac{0.900}{0.3048} \times \frac{(8.22)^2}{2 (9.81)}$$

$$h_{15}: 0.19 \text{ Pa}$$

16) Cálculo de la pérdida por ensanchamiento

Se hace uso de la figura N°18 dando a conocer el paso del fluido de una tubería delgada a una más gruesa.

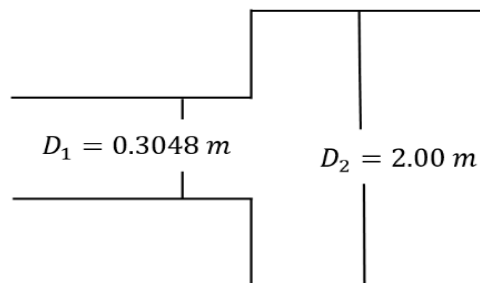


Figura N°18: Pérdida por ensanchamiento

Fuente: Elaboración Propia

Se procederá a calcular el coeficiente de resistencia mediante la ecuación 22

$$C = \left(1 - \left(\frac{0.3048}{2.000}\right)^2\right)^2$$

$$C = 0.95$$

Se procederá a calcular la pérdida por reducción en la succión, mediante la ecuación 21

$$h_{16}: 0.95 \frac{(8.22)^2}{2 (9.81)}$$

$$h_{16}: 3.27 \text{ Pa}$$

17) Cálculo de la pérdida por fricción en cilindro

Se utilizará la ecuación 17, para encontrar la pérdida por fricción en el cilindro.

$$h_{17}: 0.019 \times \frac{4.54}{2} \times \frac{(8.22)^2}{2 (9.81)}$$

$$h_{17}: 0.148 \text{ Pa}$$

18) Cálculo de la pérdida en la salida del cilindro

El coeficiente de resistencia de la entrada se encontrará en la figura N° 17, mediante la ecuación 21

$$h_{18}: 0.50 \frac{(4.11)^2}{2 (9.81)}$$

$$h_{18}: 0.43 \text{ Pa}$$

19) Cálculo de la pérdida por fricción

Mediante la ecuación 16, se encontrará en número de Reynolds

$$N_R = \frac{2.055 \times 0.3048}{3.171 \times 10^{-5}}$$

$$N_R = 19715.58$$

Se calculará la rugosidad relativa

$$\frac{D}{\varepsilon} = \frac{0.3048}{0.00015} = 2032$$

Dando uso de la figura N°19, se encontrará el factor de fricción

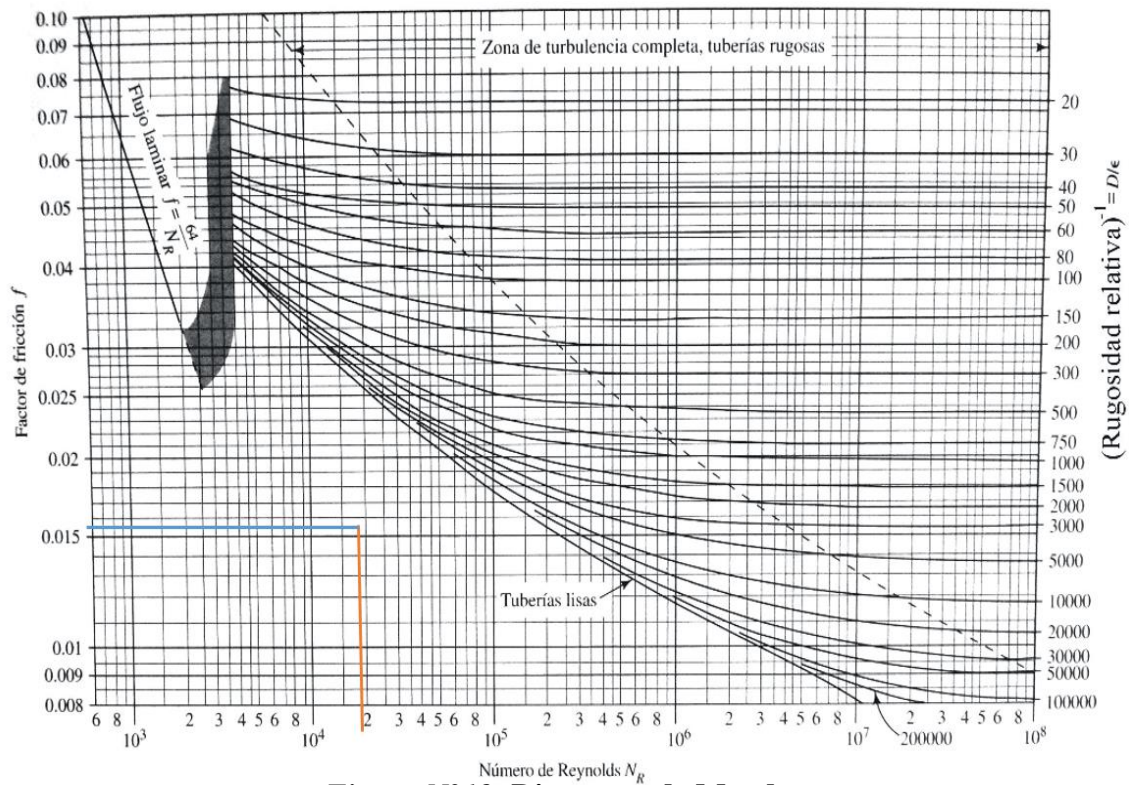


Figura N°19: Diagrama de Moody

Fuente: Mecánica de fluido, Mott. (2013)

$$f = 0.016$$

Se procederá a calcular la pérdida por fricción, mediante la ecuación 17

$$h_{19}: 0.016 \times \frac{0.600}{0.3048} \times \frac{(4.11)^2}{2 (9.81)}$$

$$h_{19}: 0.027 \text{ Pa}$$

20) Cálculo de la pérdida por sección no circulares

Se hace uso de la figura N°20, para el ingreso del fluido en el ciclón que permita encontrar las pérdidas.

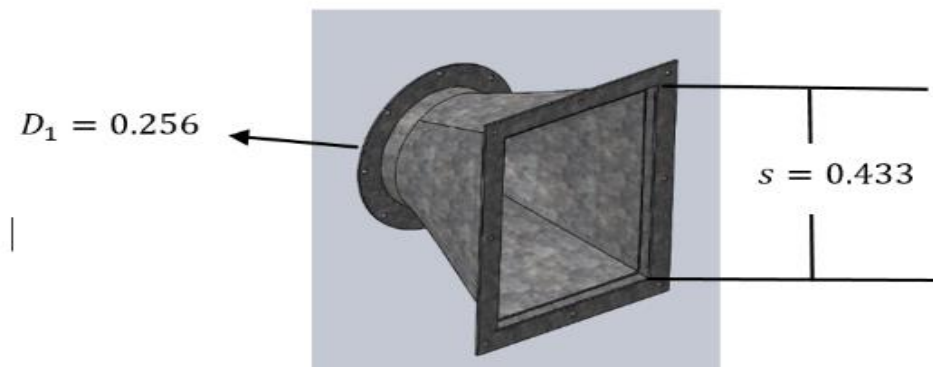


Figura N°20: Pérdida por sección no circulares

Fuente: Elaboración Propia

Se calculará el perímetro mojado de la figura N°4, opción d. Se obtiene lo siguiente

$$P_M = 4(0.433) + \pi (0.256)$$

$$P_M = 2.536 \text{ m}$$

Se calculará el área neta de flujo de la figura N°4, opción d. Se obtiene lo

$$A = (0.433)^2 - \frac{\pi (0.256)^2}{4}$$

$$A: 0.14 \text{ m}^2$$

Entonces se encontrará el radio hidráulico R, mediante la ecuación 18

$$R = \frac{0.14}{2.536}$$

$$R = 0.055 \text{ m}$$

Se calculará el número de Reynolds, mediante la ecuación 16

$$N_R = \frac{2.055 \times 0.3048}{3.171 \times 10^{-5}}$$

$$N_R = 19715.58$$

Se calculará la rugosidad relativa

$$\frac{D}{\varepsilon} = \frac{0.256}{0.00015} = 1706.66$$

Dando uso de la figura N°21, se encontrará el factor de fricción

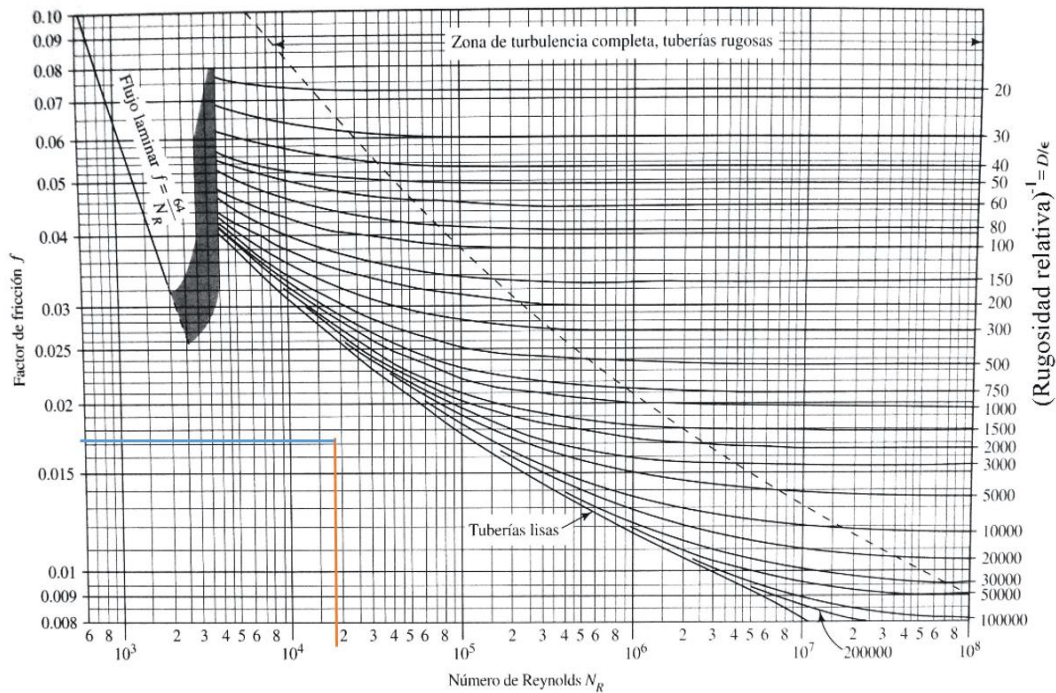


Figura N°21: Diagrama de Moody

Fuente: Mecánica de fluido, Mott. (2013)

$$f = 0.017$$

Se procederá a calcular la pérdida por sección no circulares

$$h_{20}: 0.017 \times \frac{0.339}{4(0.055)} \times \frac{(2.055)^2}{2(9.81)}$$

$$h_{20}: 5.64 \times 10^{-3} \text{ Pa}$$

21) Cálculo de la pérdida por el ciclón

Se utilizará la figura N°22, para determinar las pérdidas totales en el ciclón, para esto se dividió en cuatro partes.

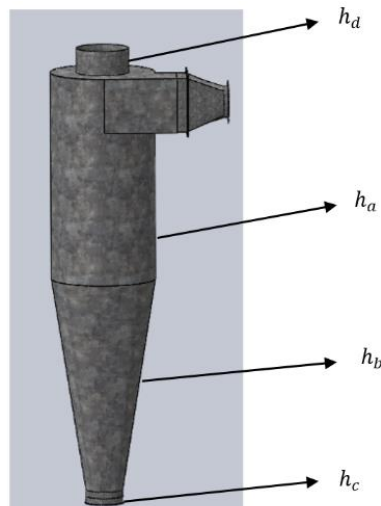


Figura N°22: Pérdida por el ciclón
Fuente: Elaboración Propia

Donde:

h_a : Pérdida de entrada en el cilindro mayor

h_b : Pérdida por el cono

h_c : Pérdida por el cilindro menor

h_d : Pérdida en la salida del aire del ciclón

a) Cálculo de la pérdida de entrada en el cilindro mayor

Se hace uso de la figura N°23, para determinar la pérdida que se encuentra en el cilindro mayor del ciclón.

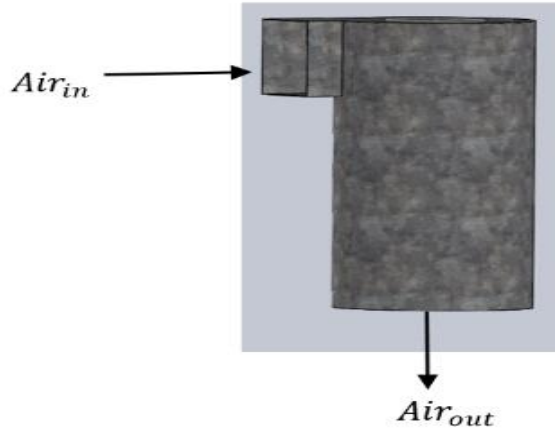


Figura N°23: Pérdida de entrada en el cilindro mayor
Fuente: Elaboración Propia

Se calculará la pérdida en la entrada de ciclón, mediante la ecuación 23

$$h_a: 1.0 \frac{v^2}{2g}$$

$$h_a: 1.0 \frac{(2.005)^2}{2(9.81)}$$

$$h_a: 0.22 \text{ Pa}$$

b) Cálculo de la pérdida por el cono

Se hace uso de la figura N°24, donde se encontrará la pérdida en el cono para ser llevada a la pérdida total del ciclón.

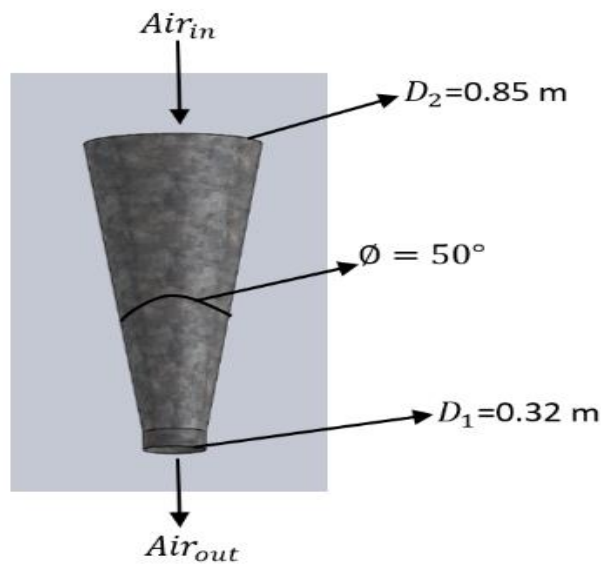


Figura N°24: Pérdida por el cono
Fuente: Elaboración Propia

Se calculará la relación de diámetros

$$\frac{D_2}{D_1} = \frac{0.854}{0.32} = 2.67 = 3$$

Se calculará la resistencia-expansión gradual, mediante la tabla N°21.

Tablas N°21: Coeficiente de resistencia-expansión gradual

D_2/D_1	Ángulo del cono θ											
	2°	6°	10°	15°	20°	25°	30°	35°	40°	45°	50°	60°
1.1	0.01	0.01	0.03	0.05	0.10	0.13	0.16	0.18	0.19	0.20	0.21	0.23
1.2	0.02	0.02	0.04	0.09	0.16	0.21	0.25	0.29	0.31	0.33	0.35	0.37
1.4	0.02	0.03	0.06	0.12	0.23	0.30	0.36	0.41	0.44	0.47	0.50	0.53
1.6	0.03	0.04	0.07	0.14	0.26	0.35	0.42	0.47	0.51	0.54	0.57	0.61
1.8	0.03	0.04	0.07	0.15	0.28	0.37	0.44	0.50	0.54	0.58	0.61	0.65
2.0	0.03	0.04	0.07	0.16	0.29	0.38	0.46	0.52	0.56	0.60	0.63	0.68
2.5	0.03	0.04	0.08	0.16	0.30	0.39	0.48	0.54	0.58	0.62	0.65	0.70
3.0	0.03	0.04	0.08	0.16	0.31	0.40	0.48	0.55	0.59	0.63	0.66	0.71
∞	0.03	0.05	0.08	0.16	0.31	0.40	0.49	0.56	0.60	0.64	0.67	0.72

Fuente: Mecánica de fluido, Mott. (2013)

Entonces al encontrar los cálculos, se obtendrá coeficiente de resistencia

$$K=0.66$$

Se calculará la pérdida por el cono, mediante la ecuación 21

$$h_b: 0.66 \frac{(2.005)^2}{2(9.81)}$$

$$h_b: 0.14 \text{ Pa}$$

c) Cálculo de pérdida por el cilindro menor

Se usa la figura N°25 para encontrar la pérdida en el cilindro menor del ciclón para ser llevadas a la pérdida total del ciclón

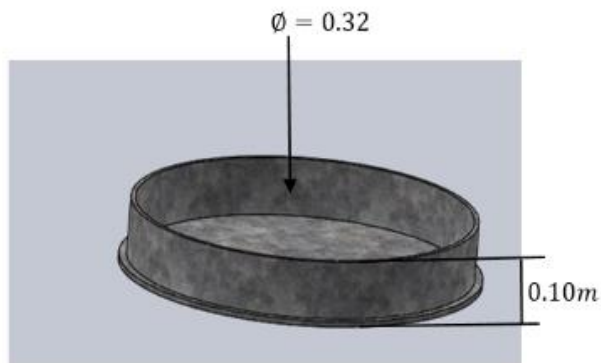


Figura N°25: Pérdida por el cilindro menor

Fuente: Elaboración Propia

Se calculará el número de Reynolds, mediante la ecuación 16

$$N_R = \frac{2.055 \times 0.3048}{3.171 \times 10^{-5}}$$

$$N_R = 19715.58 *$$

Se calculará la rugosidad relativa

$$\frac{D}{\varepsilon} = \frac{0.32}{0.00015} = 2133.33$$

Dando uso de la figura N°26, se encontrará el factor de fricción

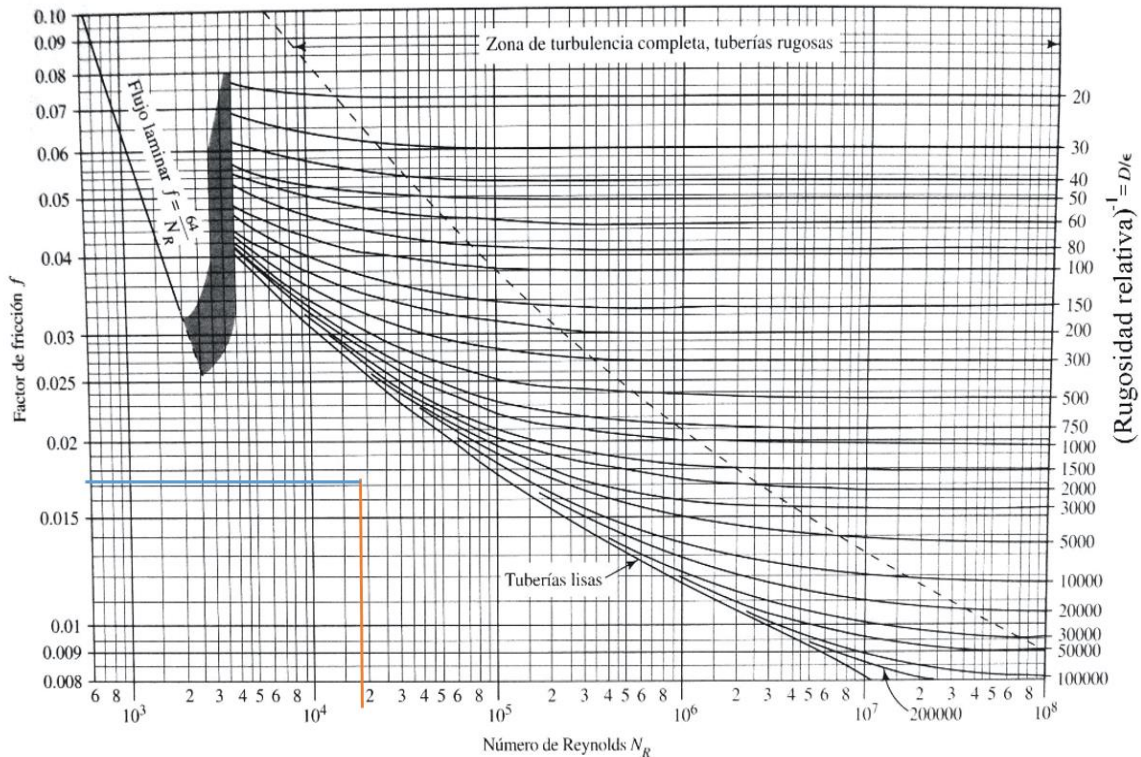


Figura N°26: Diagrama de Moody

Fuente: Mecánica de fluido, Mott. (2013)

$$f = 0.016$$

Se procederá a calcular la pérdida por cilindro menor, mediante la ecuación 17

$$h_c: 0.016 \times \frac{0.10}{0.32} \times \frac{(2.055)^2}{2 (9.81)}$$

$$h_c: 1.07 \times 10^{-3} \text{ Pa}$$

d) Cálculo de pérdida en la salida del aire del ciclón

Se usa la figura N°27, para determinar el coeficiente de pérdida del fluido en la salida del cilindro del ciclón.

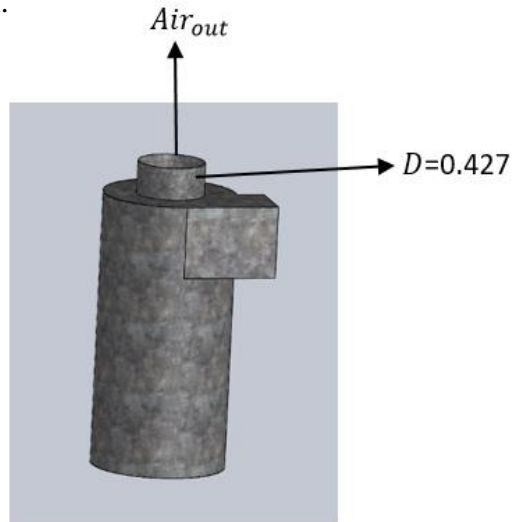


Figura N°27: Pérdida en la salida del aire del ciclón
Fuente: Elaboración Propia

Se calculará el número de Reynolds, mediante la ecuación 16

$$N_R = \frac{2.055 \times 0.3048}{3.171 \times 10^{-5}}$$

$$N_R = 19715.58$$

Se calculará la rugosidad relativa

$$\frac{D}{\varepsilon} = \frac{0.427}{0.00015} = 284.67$$

Dando uso de la figura N°28, se encontrará el factor de fricción

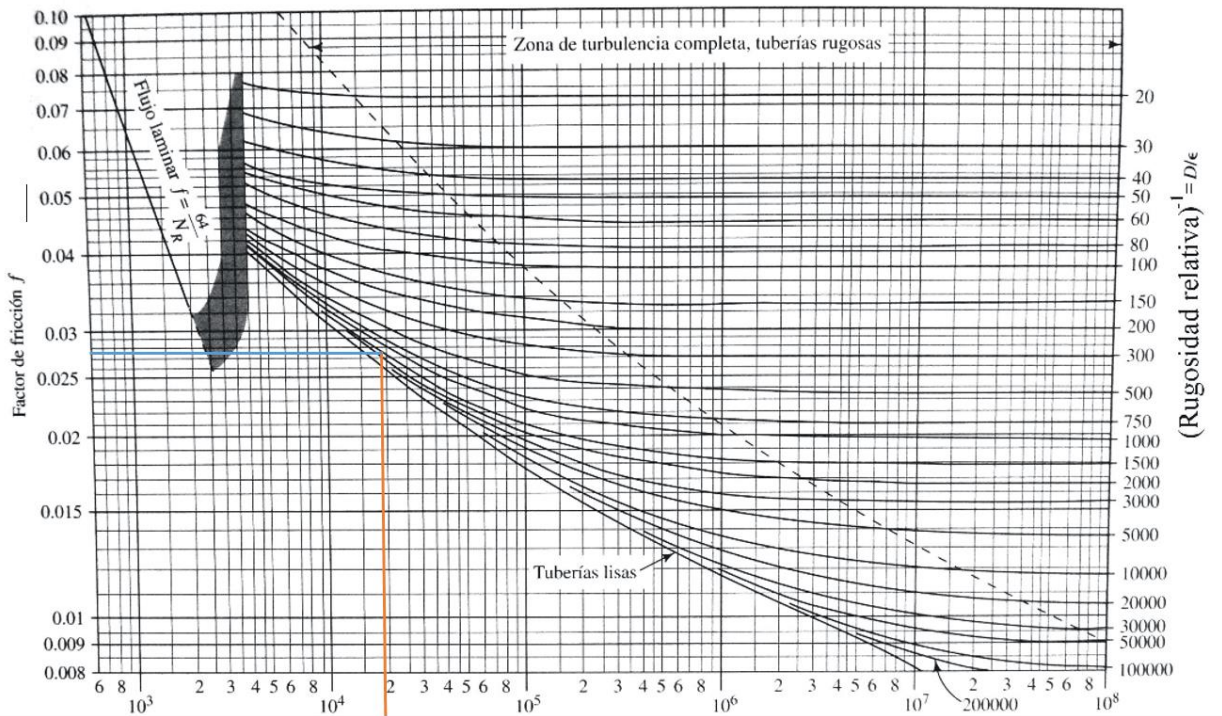


Figura N°28: Diagrama de Moody

Fuente: Mecánica de fluido, Mott. (2013)

$$f = 0.027$$

Se procederá a calcular la pérdida por sección no circulares

$$h_d: 0.027 \times \frac{0.5124}{0.32} \times \frac{(2.055)^2}{2(9.81)}$$

$$h_d: 9.31 \times 10^{-3} \text{ Pa}$$

Se procederá a calcular la pérdida total en el ciclón

$$h_{21}: h_a + h_b + h_c + h_d$$

$$h_{21}: 0.22 + 0.14 + 1.07 \times 10^{-3} + 9.31 \times 10^{-3}$$

$$h_{21}: 0.37 \text{ Pa}$$

22) Cálculo de la pérdida por reducción en la succión

Se usa la figura N°29, para demostrar que el fluido pasa por una tubería gruesa a una delgada.

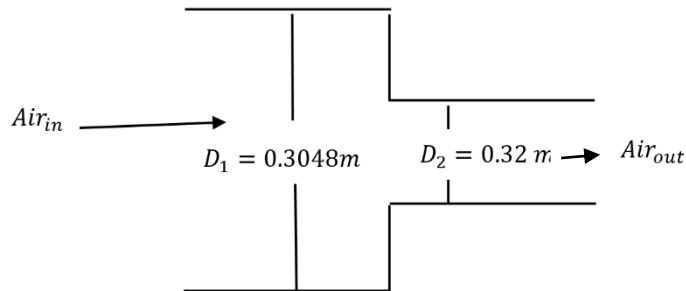


Figura N°29: Pérdida por reducción en la succión

Fuente: Elaboración Propia

Se procederá a calcular el coeficiente de resistencia mediante la ecuación 22

$$C = \left(1 - \left(\frac{0.32}{0.3048}\right)^2\right)^2$$

$$C = 0.0104$$

Se procederá a calcular la pérdida por reducción en la succión, mediante la ecuación 21

$$h_{22}: 0.0104 \frac{(2.055)^2}{2 (9.81)}$$

$$h_{22}: 2.24 \times 10^{-3} \text{ Pa}$$

23) Cálculo de la pérdida por codos de 90°

Se utilizará la figura N°5, para determinar el coeficiente de perdidas siendo un codo de 90°, mediante la ecuación 21.

$$h_{23}: 0.30 \frac{(1.35)^2}{2 (9.81)}$$

$$h_{23}: 0.028 \text{ Pa}$$

24) Cálculo de la pérdida por fricción

Se calculará el número de Reynolds, mediante la ecuación 16

$$N_R = \frac{1.35 \times 0.3048}{2.62 \times 10^{-5}}$$

$$N_R = 15705.34$$

Se calculará la rugosidad relativa

$$\frac{D}{\varepsilon} = \frac{0.3048}{0.00015} = 203.2$$

Dando uso de la figura N°30, se encontrará el factor de fricción

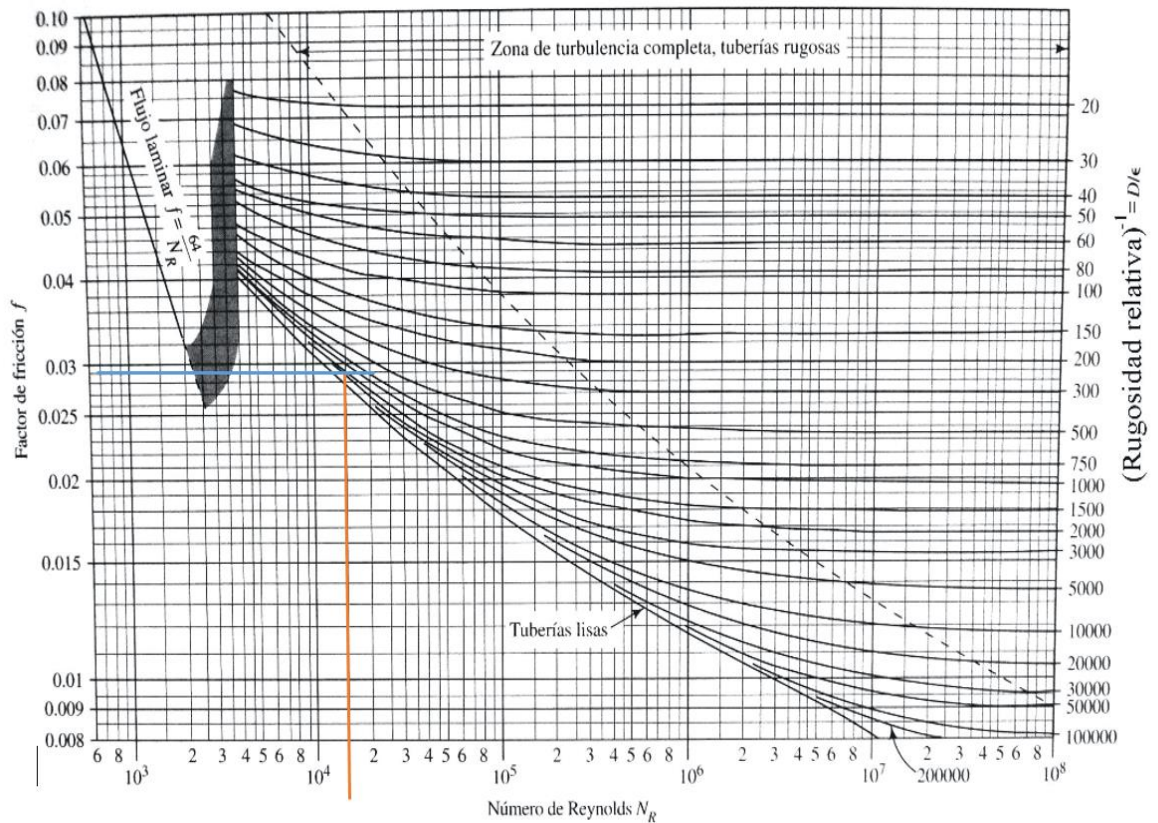


Figura N°30: Diagrama de Moody

Fuente: Mecánica de fluido, Mott. (2013)

$$f = 0.029$$

Se procederá a calcular la pérdida por sección no circulares

$$h_{24}: 0.029 \times \frac{0.94280}{0.3048} \times \frac{(1.35)^2}{2(9.81)}$$

$$h_{24}: 0.833 \times 10^{-3} \text{ Pa}$$

25) Cálculo de la pérdida por codos de 90°

Se utilizará la figura N°5, para determinar el coeficiente de perdidas siendo un codo de 90°, mediante la ecuación 21

$$h_{25}: 0.30 \frac{(1.35)^2}{2(9.81)}$$

$$h_{25}: 0.03 \text{ Pa}$$

26) Cálculo de la pérdida por fricción

Se calculará el número de Reynolds

$$N_R = \frac{1.35 \times 0.3048}{2.62 \times 10^{-5}}$$

$$N_R = 15705.34$$

Se calculará la rugosidad relativa

$$\frac{D}{\varepsilon} = \frac{0.3048}{0.00015} = 203.2$$

Dando uso de la figura N°31, se encontrará el factor de fricción

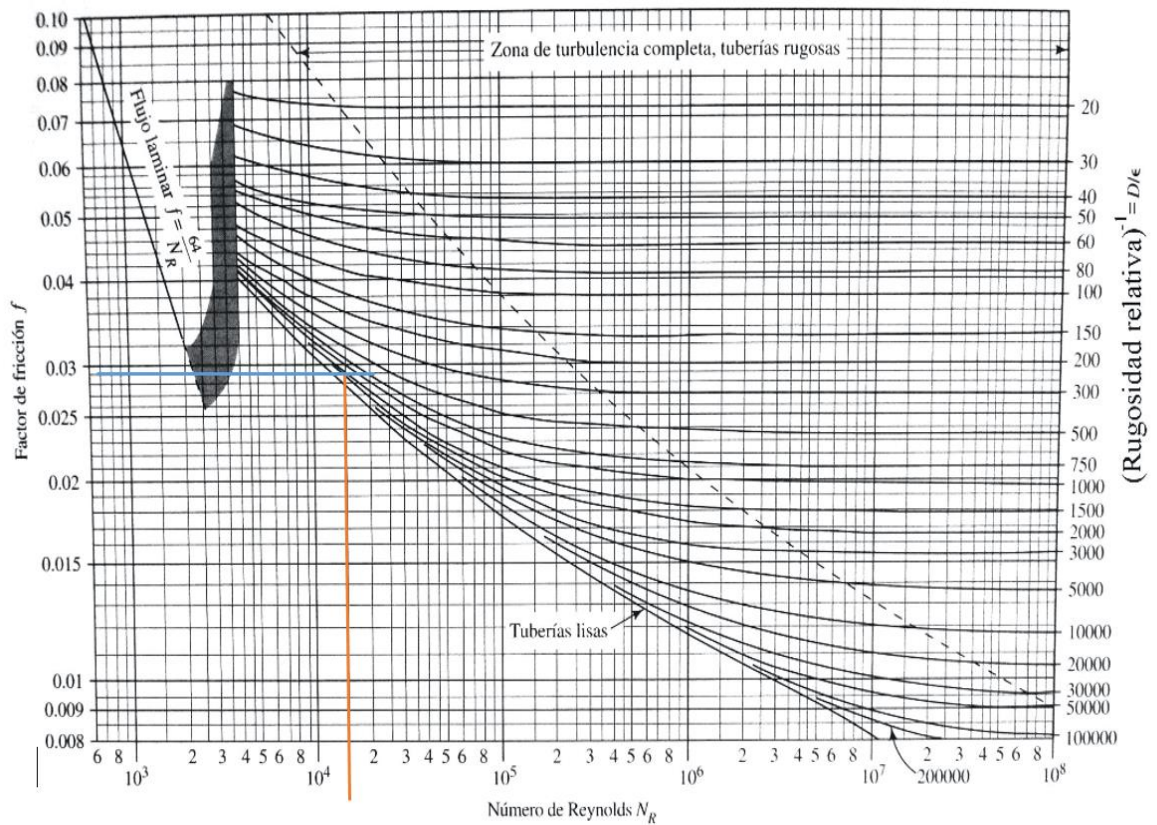


Figura N°31: Diagrama de Moody

Fuente: Mecánica de fluido, Mott. (2013)

$$f = 0.029$$

Se procederá a calcular la pérdida por sección no circulares

$$h_{26}: 0.029 \times \frac{1.818}{0.3048} \times \frac{(1.35)^2}{2 (9.81)}$$

$$h_{26}: 0.0162 \text{ Pa}$$

27) Cálculo de la pérdida en la entrada del intercambiador de calor

Se usa la figura N°32 para ver el paso del fluido por varias tuberías de 60.33mm que se encuentra dentro de una tubería de 304.80 mm.

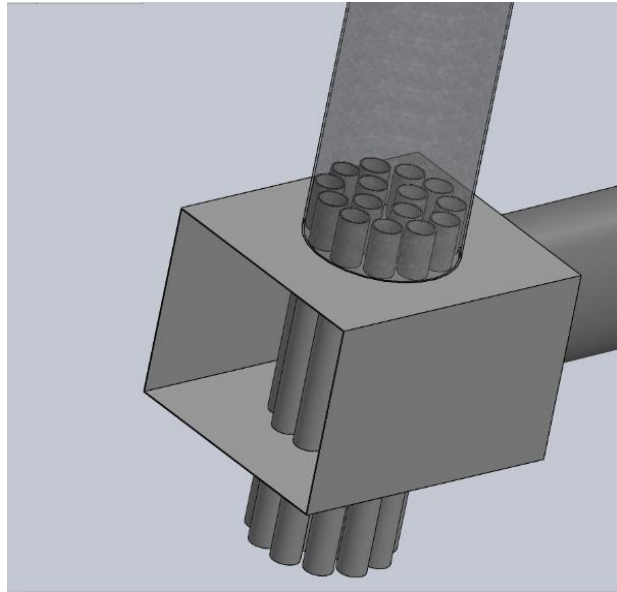


Figura N°32: Pérdida en la entrada del intercambiador
Fuente: Elaboración Propia

Se calculará el coeficiente de Resistencia mediante en la entrada, mediante la figura N°33.

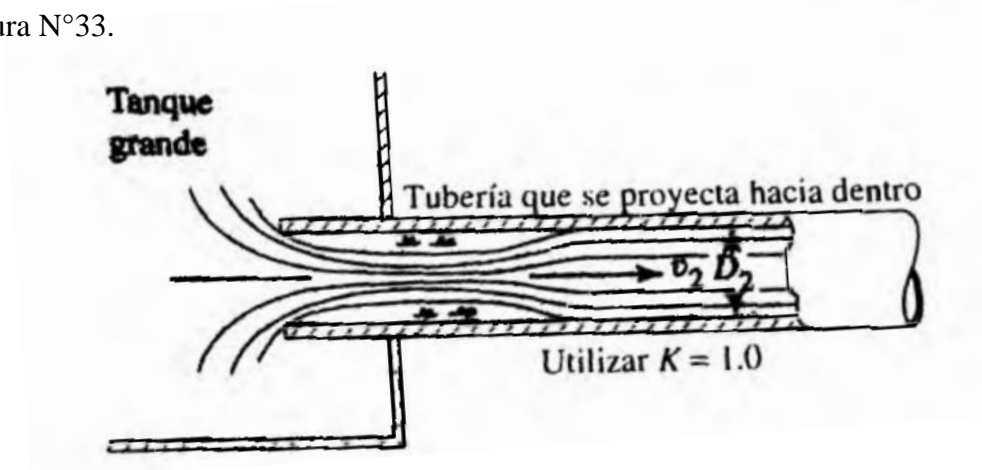


Figura N°33: Resistencia en la entrada
Fuente: Mecánica de fluido, Mott. (2013)

Entonces el coeficiente de Resistencia será

$$K=1.0$$

Se procederá a calcular la pérdida en la entrada del intercambiador de calor, mediante la ecuación 23

$$h_{27}: 15 \times \left(1.0 \times \frac{(0.675)^2}{2 (9.81)} \right)$$

$$h_{27}: 0.35 \text{ Pa}$$

28) Cálculo de pérdida en la descarga del intercambiador de calor

Se usa la figura N°34, para encontrar el coeficiente de pérdida en el recorrido de las tuberías de 60.33 mm que se encuentran dentro del intercambiador de calor

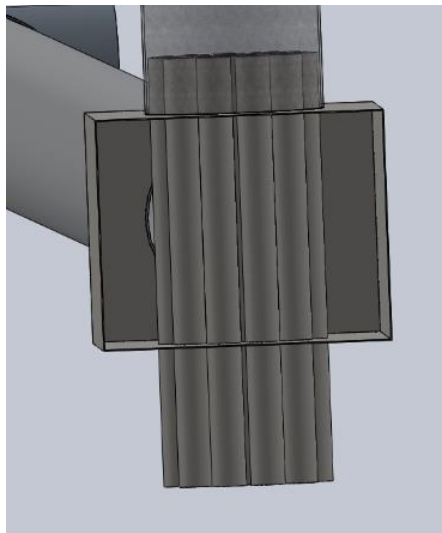


Figura N°34: Pérdida en la descarga del intercambiador de calor
Fuente: Elaboración Propia,

Se calculará el número de Reynolds, mediante la ecuación 16

$$N_R = \frac{0.388 \times 0.03619}{1.702 \times 10^{-5}}$$

$$N_R = 718.697 \text{ (flujo laminar)}$$

Se calculará la rugosidad relativa

$$\frac{D}{\varepsilon} = \frac{0.03619}{0.00015} = 203.2$$

Se calculará el factor de fricción

$$f = \frac{64}{718.697} = 0.0891$$

Se procederá a calcular la pérdida por sección no circulares, mediante la ecuación 17

$$h_{28}: 15x \left(0.0891 x \frac{0.750}{0.06033} x \frac{(0.338)^2}{2(9.81)} \right)$$

$$h_{28}: 0.09\text{Pa}$$

Se procederá a calcular la pérdida total

$$h_t: h_1+h_2+h_3+h_4+h_5+ h_6+h_7+h_8+h_9 +h_{10}+h_{11}+h_{12}+h_{13}+h_{14}+h_{15}+h_{16}+h_{17}+h_{18}+h_{19}$$

$$h_{20}+h_{21}+h_{22}+h_{23}+h_{24}+h_{25}+h_{26}+h_{27}+h_{28}$$

$$h_t: 0.323+1.945 +3.44+2.03+0.11+1.89+0.048+0.164+0.106+1.72+0.097+1.03+1.38+1.03+0.19+3.27+0.148+0.43+0.027+5.64x10^{-3}+0.37+2.24x10^{-3} +0.028+0.833x10^{-3}+0.03+0.0161+0.35+0.09$$

$$h_t: 15.298+4.502+0.8761$$

$$h_t: 20.68 \text{ Pa}$$

Reemplazando los valores calculados en la ecuación 20, se tiene:

$$P_t = 4577.299 + \frac{1.204}{2} (8.22)^2 + 20.68 + (1.920)1.204 * 9.81$$

$$P_t = 4577.299 + 40.68 + 20.65 + 18.89$$

$$P_t = 4657.51 \text{ Pa} x \frac{1 \text{ mca}}{9806.38 \text{ Pa}} x \frac{1000 \text{ mm}}{1 \text{ m}}$$

$$P_t = 474.95 \text{ mmca}$$

Utilizando la Anexo N° 4, de ventilación de Soler & Palau se determinó la presión dinámica, en función del caudal y el diámetro del ducto de aire. en este caso será de 4 mmca.

La presión estática se calculó empleando la Ecuación 24.

$$P_e = 474.95 + 4$$

$$P_e = 478.95 \text{ mmca}$$

Teniendo en cuenta el anexo N°4 ,Con un caudal a $2159.28 \frac{m^3}{h}$ y presión estática igual a 478.95 mmca , el ventilador centrífugo tiene las siguientes características:

- Modelo: CRT-T/351
- Velocidad de giro: 4500 rpm
- Tipo de rotor (O): Curvados hacia atrás
- Potencia instalada: 4 Kw
- Rendimiento: 65 %
- Velocidad de salida del aire 10.56 m/s
- Nivel sonoro dB(A): 75 Db

Para ensamblar el ventilador con el ducto vertical se seleccionó un acople rectangular-circular, teniendo en cuenta las dimensiones del ducto de descarga del ventilador. Así mismo se puede observar las dimensiones y número de taladros del acople seleccionado. Además, se incorporará malla de protección y brida de succión. Se muestra en el anexo 5,6,7.

Se diseñó en Solidworks las dimensiones de los ventiladores centrífugo con sus respectivos accesorios y sus las parte que conforma el ventilador. Como se muestra en

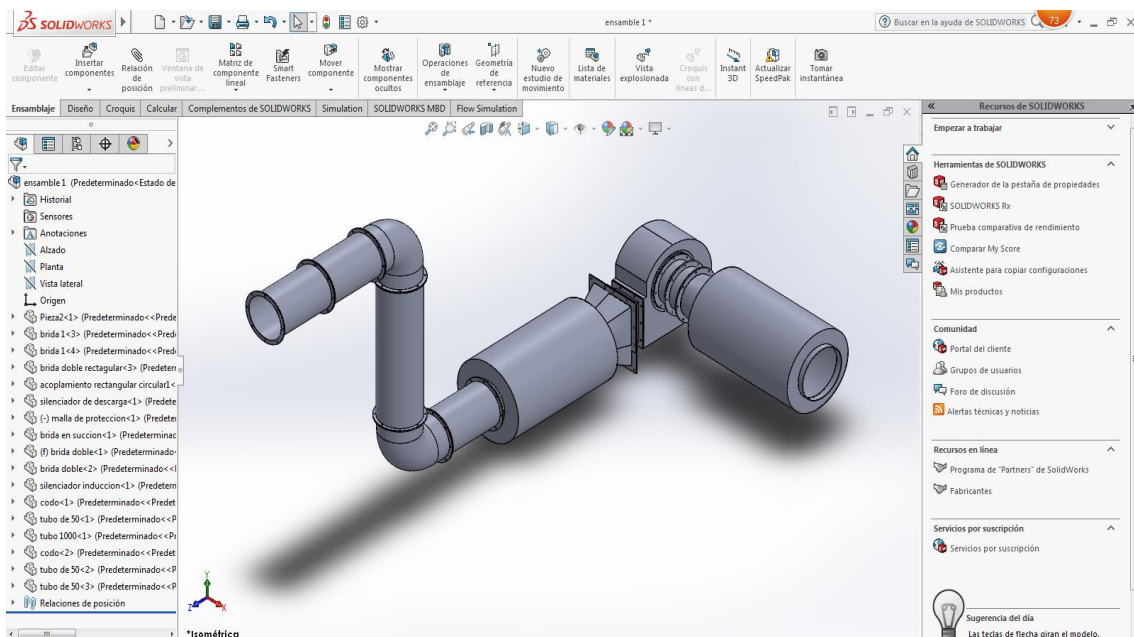


Figura N°35: Ventilador centrífugo

la figura N°35

FUENTE: Elaboración Propia

3.2.4.4. DIMENSIONAMIENTO DEL CILINDRO

3.2.4.4.1. CÁLCULO DEL ÁREA DEL TAMBOR:

El diámetro interior del tambor se calculó en 199.6 cm, teniendo un espesor de 4 mm, el diámetro exterior es 200 cm. Según la ecuación 25, Al reemplazar se obtiene:

$$A = \frac{\pi \times (2^2 - 1.996^2)}{4}$$

$$A = 0.0125 \text{ m}^2$$

Considerando que el cilindro debe ser de cara delgada se procede a calcular la presión interna, según la ecuación 26. Se obtiene lo siguiente:

$$F = 1000 \text{ kg} \left(9.81 \frac{\text{m}}{\text{seg}} \right) = 9180 \text{ N}$$

$$P_h = \frac{9180}{0.0125}$$

$$P_h = 784800 \frac{\text{N}}{\text{m}^2}$$

$$P_h = 784800 \text{ Pa}$$

3.2.4.4.2. PROPIEDADES DEL ACERO INOXIDABLE A REALIZAR

Se obtuvo a seleccionar para el diseño de la tostadora de café el acero AISI 304 debido a que resiste a la corrosión intercrystalina hasta 300 °C, debido a que este material es un acero inoxidable, el cual facilita la transferencia de calor y es ideal para la cocción de alimentos. Las dimensiones de la cámara de tostado son determinadas por la cantidad de producto a tostar. Con estas propiedades del acero se puede realizar la selección de la plancha para el diseño de la máquina tostadora de café. En la tabla N 2° se puede obtener la resistencia a la fluencia y la resistencia última a la fractura del acero AISI 304.

3.2.4.4.3. CÁLCULO DEL MATERIAL DEL TAMBOR TOSTADOR

El material del tanque será de acero inoxidable 304, por sus características de alta resistencia a la corrosión utilizando para productos más complejos.

Densidad del acero inoxidable 304:

$$\rho = 7.93 \text{ gr/cm}^3$$

29. Determinación del perímetro de la plancha del cilindro, según la ecuación

$$p=2\pi (100)$$

$$p = 628.32\text{cm}^3$$

Mediante la ecuación 28, se encontrará la masa de la plancha del cilindro.

$$m = (7.93 \text{ gr/cm}^3) \times (454 \times 628.32 \times e) \text{cm}^3$$

$$m = 7.93 \text{ gr/cm}^3 \times 285257.28 \times e$$

$$m=2262090.23 \text{ e}$$

Para hablar el peso se multiplica por la gravedad y el espesor de la plancha

$$w=2262.09\text{kg} * 9.81$$

$$w=22191.10 \times e$$

Siendo así entonces el peso de la plancha de acero inoxidable será:

$$w=22191.10 \times 0.04 \text{ kg}$$

$$w=887.644 \text{ kg de acero inoxidable}$$

Para el diseño del cilindro rotativo se empleó acero inoxidable AISI 304 con un espesor de 4 mm, ya que los esfuerzos resultantes a la flexión, estos son menores a los admitidos por el acero seleccionado.

3.2.4.4.4. ESPESOR DEL TAMBOR

Para dar una mayor rigidez al equipo se selecciona un espesor de 4 mm, se procedió a calcular la deformación por flexión y por torsión y encontrando el espesor seleccionado

3.2.4.4.1. DEFORMACIÓN POR FLEXIÓN

El material para el diseño es de ACERO AISI 304 ,cuenta con un módulo de elasticidad $E=20 \times 10^9$ Pa y un momento polar de inercia para cilindro huecos. El diámetro del tambor se calculó anteriormente en 2000 mm, teniendo un espesor de 4 mm, el diámetro interno es 1996 mm. Al reemplazar la ecuación 32, se obtiene:

$$I = \frac{\pi x (2^4 - 1.996^4)}{64}$$

$$I = 6.26 \times 10^{-3}$$

Reemplazamos los datos obtenidos de la ecuación 31 y asumiendo la fuerza total siendo igual a 9810.

$$Y_{max} = \frac{9180 \text{ N m} * (4.54)^3}{48 * 20 \times 10^9 * 6.26 \times 10^{-3}}$$

$$Y_{max} = 0.000153 \text{ m}$$

Que es un valor despreciable, ahora se tendrá en cuenta la deformación angular, debido al torque ejercido en el tambor.

3.2.4.4.2. DEFORMACIÓN POR TORSIÓN

Calculo del torque que es ejercido por la fuerza de tueste del café en la parte externa del tambor. Reemplazando la ecuación 34, para encontrar el torque.

$$T = \frac{9180 * 2}{2}$$

$$T = 9180 \text{ N} * \text{m}$$

Como se estableció anteriormente el material a utilizar es acero inoxidable, que cuenta con un módulo de rigidez $G=74.1 \text{ GPa} = 74.1 \times 10^9 \text{ Pa}$

Calculando la ecuación 35, para encontrar el momento polar del área.

$$J = \frac{\pi x (2^4 - 1.996^4)}{32}$$

$$J = 0.0125 \text{ m}^4$$

Reemplazamos los datos en la ecuación 33, se obtiene:

$$\theta = \frac{9180 * 4.54}{74.1 \times 10^9 * 0.0125}$$

$$\theta=0.0000480$$

Se diseñó el cilindro para la selección del diseño de la máquina, para luego ser mostrada juntando con el ventilador centrífugo, como se muestra en la figura N°36.

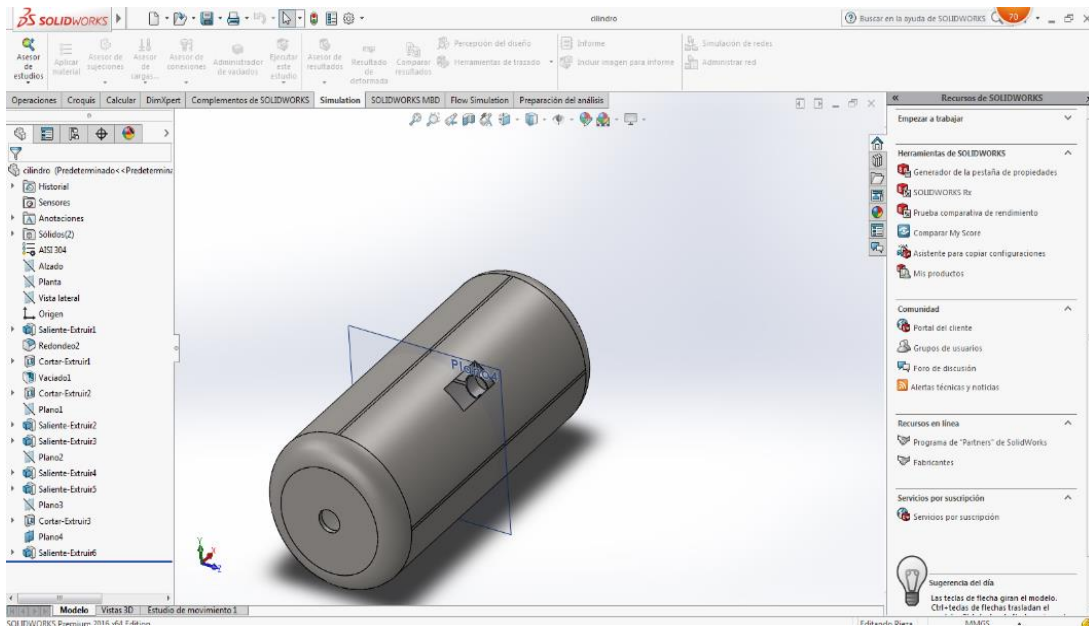


Figura N°36: Dimensionamiento del Cilindro

FUENTE: Elaboración Propia

3.2.4.4.5. SELECCIÓN DE LA CHUMACERA

En el anexo N°8, Se optó por un diámetro de 300 mm que tendrá como función soporta la carga del cilindro.

3.2.4.4.6. DETERMINACIÓN DE LAS CARGAS ACTUANTES SOBRE DEL EJE

Con los datos calculados se procede a calcular los diagramas de fuerzas cortantes y el momento flector en los respectivos planos, usando como herramienta el software MD Solid. Mediante el anexo N° 9.

3.2.4.4.7. DETERMINACIÓN DEL ESFUERZO MÁXIMO EN EL CILINDRO

Se calculará el esfuerzo máximo en el cilindro, según la ecuación 36.

$$\sigma_t = \frac{10163.93}{0.0125}$$

$$\sigma_t = 813114.4 \frac{N}{m^2}$$

$$\sigma_t = 813114.4 \text{ Pa}$$

3.2.4.5. DETERMINACIÓN Y SELECCIÓN DEL MOTORREDUCTOR

Para la selección del motorreductor es necesario la obtención de la inercia la cual debe vencer el motor para generar el momento en la cámara de tostado.

3.2.4.5.1. INERCIA DEL CILINDRO

Si al cilindro de tueste se le considera como tubo circular, se encuentra su inercia

Se procederá a calcular el momento de inercia del cilindro de la ecuación 39.

$$I_{cil} = \pi \times 4.54 \times 7800 \left(\frac{2^4 - 1.996^4}{64} \right)$$

$$I_{cil} = 221.83 \frac{\text{kg}}{\text{m}^2}$$

3.2.4.5.2. INERCIA DE LAS ALETAS

Para que el cilindro pueda moverse en toda su longitud se coloca 2 de estos volantes como se muestra en la figura N°37.

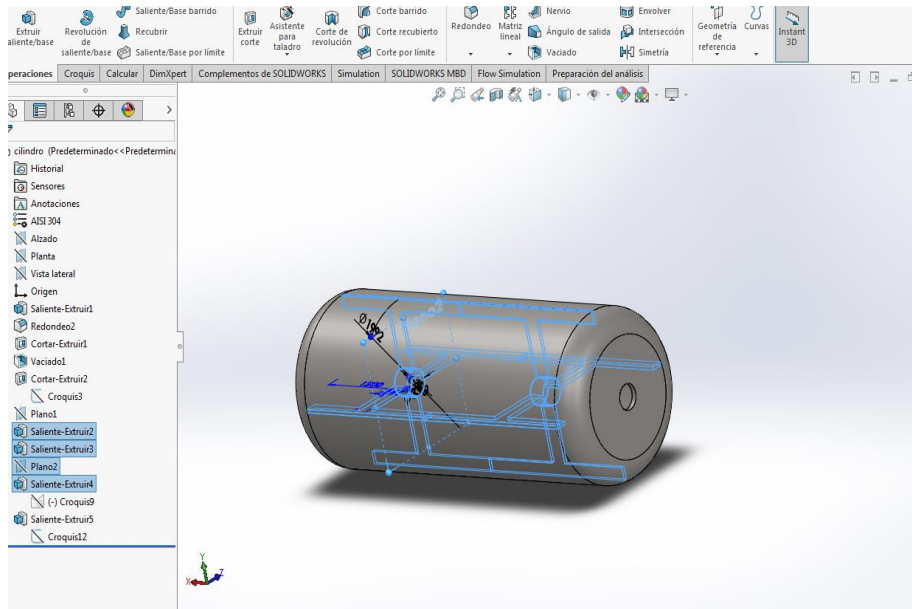


Figura N°37: Aletas del Cilindro

FUENTE: Elaboración Propia

Se calculará la inercia de la horquilla de las aletas, se reemplazará los datos obtenidos de la ecuación 41.

$$I_{horq} = \frac{\pi \times 0.2 \times 7800 (0.315^4 - 300^4)}{64}$$

$$I_{horq} = 0.134 \frac{kg}{m^2}$$

Por cada horquilla existen 4 barras solidarias al cilindro la inercia de cada una de ellas, se reemplazará en la ecuación 42.

$$I_{barr}: 4 * \left[\frac{\pi \times 0.83222 \times 7800 (0.15^4)}{16} + \frac{\pi \times 0.8322^3 \times 7800 (0.15^4)}{12} \right]$$

$$I_{barr}: 4 * [0.645 + 0.596]$$

$$I_{barr} = 4.964 \frac{kg}{m^2}$$

Encontrando los valores se procederá a reemplazar en la ecuación 40.

$$I_{ale}: 2 * (0.134 + 4.964)$$

$$I_{ale}: 10.196 \frac{kg}{m^2}$$

CÁLCULO DE LA INERCIA PRODUCIDA POR EL CAFÉ EN LA CÁMARA DE TUESTE

El mayor esfuerzo que realiza el motor se produce cuando los granos de café a se encuentra en la cámara de tueste sin movimiento. La mayor potencia del motor se produce cuando el café se encuentra en la tostadora sin que haya un movimiento en el cilindro, por tal motivo se busca en caso extremo la inercia en esta condición en esta condición de operación de la máquina .se debe suponer que ocupara un 50% del perímetro está ocupado por el grano de café.(Palacios,2014).se obtiene, mediante la ecuación 43.

Reemplazando los datos obtenidos:

$$P = 0.5 \pi r_i$$

$$P = 0.5 \pi \times 0.998$$

$$P = 1.57$$

Teniendo calculado el perímetro se podrá calcular el ángulo alfa (β) del segmento circular, según la ecuación 44.

$$2\beta = \left(\frac{1.57 \times 360^\circ}{\pi \times 1.996} \right)$$

$$\beta = 45^\circ$$

$$\beta = 0.79 \text{ Rad}$$

Habiendo determinado el ángulo se puede calcular el momento de inercia del área que ocupa el café con respecto al eje, a este momento se denomina momento polar de inercia.

Reemplazando los valores dados, mediante la ecuación 48

$$r = \frac{1.998}{2}$$

$$r = 0.998$$

Se calculará el momento de inercia en el eje x, y. Según la ecuación 46 y 47.

Momento de inercia en x:

$$I_x = \frac{0.998^4}{4} (0.79 - \text{sen}(0.79) \times \text{cos}(0.79) + 2\text{sen}^3(0.79) \times \text{cos}(0.79))$$

$$I_x = 0.192 \text{ m}^4$$

Momento de inercia en y:

$$I_y = \frac{0.996^4}{12} (3(0.79) - 3\text{sen}(0.79) \times \text{cos}(0.79) + 2\text{sen}^3(0.79) \times \text{cos}(0.79))$$

$$I_y = 0.192 \text{ m}^4$$

Se desarrollará la ecuación 45, para encontrar el momento de inercia polar.

$$I_p = 0.192 + 0.192$$

$$I_p = 0.384 \text{ m}^4$$

3.2.4.5.4. CÁLCULO DE INERCIA DEL CAFÉ

Se procederá a encontrar el momento de inercia de los granos de café. Mediante la ecuación 49.

$$I_{cafe} = 450 \times (4.54) \times 0.384$$

$$I_{cafe} = 784.51 \frac{kg}{m^2}$$

Cálculo del diámetro exterior de la fibra de vidrio, según la ecuación 51.

$$D = 2 + 2(0.0254)$$

$$D = 2.051$$

Cálculo del volumen de fibra de vidrio, según la ecuación 52.

$$v_{fv} = \frac{\pi}{4} (2.051^2 - 2^2) \times 4.54$$

$$v_{fv} = 0.736 m^3$$

Cálculo del peso específico, según la ecuación 53.

$$Y_{fv} = \frac{32 \text{ kg}}{m^3} \times 9.81 \text{ m/s}^2$$

$$Y_{fv} = 313.9 \text{ N/m}^3$$

Cálculo de la masa del cilindro con la fibra de vidrio, según la ecuación 54.

$$m_{fv} = 32 \frac{kg}{m^3} \times 0.736 m^3$$

$$m_{fv} = 23.55 \text{ kg}$$

Cálculo del peso del cilindro rotatorio con la fibra de vidrio. Reemplazando los valores obtenidos de la ecuación 55.

$$w_{fv} = 23.55 \text{ kg} \times 9.81 \text{ m/s}^2$$

$$w_{fv} = 231.05 \text{ N}$$

Momento de inercia de la fibra de vidrio. Se reemplazará los valores de la ecuación 50.

$$I_{fv} = \frac{1}{2} \times 23.555 \text{ kg} (2.0254^2 + 2^2)$$

$$I_{fv} = 24.15 \text{ kg/m}^2$$

Encontrando las Sumatoria de inercias se reemplazará en la ecuación 38:

$$\Sigma I = 221.38 \frac{\text{kg}}{\text{m}^2} + 10.96 \frac{\text{kg}}{\text{m}^2} + 784.51 \frac{\text{kg}}{\text{m}^2} + 24.15 \frac{\text{kg}}{\text{m}^2}$$

$$\Sigma I = 1041$$

Se diseñó las aletas en la parte interior del cilindro con sus respectivos cálculos realizados, nos muestra un avance de la maquina tostadora de café. El cilindro será giratorio debido que los granos de café se encuentran en reposo y serán movilizadoss por el motorreductor. Así mismo por el ingreso del aire caliente. Como se muestra en la figura N° 38.

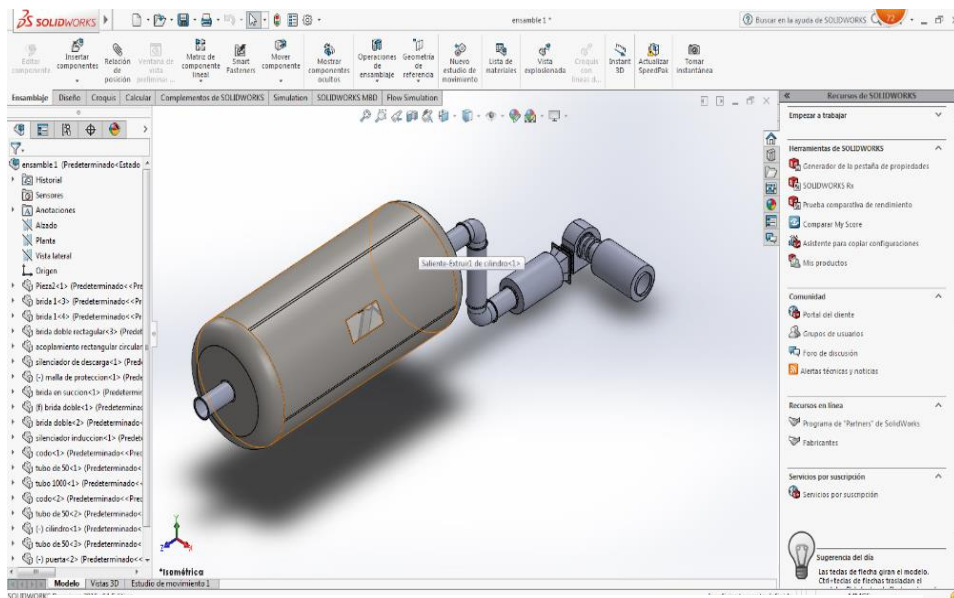


Figura N°38: Cálculos de inercias en el cilindro

FUENTE: Elaboración Propia

3.2.4.5.5. CÁLCULO DEL MOMENTO DE TORSIÓN

Una vez obtenida la inercia total se procede a encontrar el momento torsión que realiza el motor sobre el eje, teniendo en cuenta que durante este momento existe un instante de torsión opuesto que es generado por la masa que se encuentra en el interior del cilindro, cuando esta comienza a deslizarse por las paredes. Mediante la ecuación 50.

Para la aceleración angular, se establece un tiempo de arranque del motor de 3seg., por ser un arranque directo, también se conoce el número de revoluciones es de 45 rpm o 4.71 rad/s.

Con los datos anteriores se obtiene la aceleración angular. Se reemplazará en la ecuación 56, para encontrar momento torsor:

$$t = 1041 \text{ (1.57)}$$

$$t = 1634.37 \text{ N.m}$$

Se procederá a calcular la ecuación 57.

$$\alpha = \frac{2.19-0}{3}$$

$$\alpha = 1.57$$

Se calculará la potencia del motor. Mediante a ecuación 58.

$$P_{mot} = 1634.37 \times 4.71$$

$$P_{mot} = 7697.88 \text{ w}$$

3.2.4.5.6. DISEÑO Y SELECCIÓN DE LA CADENA Y PIÑONES PARA TRANSMISIÓN DE POTENCIA

Para obtener las variaciones en las cadenas – catalinas, a la potencia del motor se lo multiplica por un factor de servicio K_s . Reemplazando la ecuación 59, obteniendo los datos siguientes.

$$P_d = 7697.88 \times 1 \times 1.23$$

$$P_d = 9.47 \text{ KW} = 9.2 \text{ kw}$$

Para el cálculo realizado se selecciona el motor reductor el cual es capaz de vencer la inercia calculada, el modelo es Z.109-LE132ZMM4E marca Siemens mostrada en el anexo N°10.

3.2.4.5.7. DISEÑO Y CÁLCULO PARA LA SELECCIÓN DE PIÑÓN, CADENA Y RUEDA.

Estos parámetros tienen la función de conectar y transmitir la potencia del motorreductor hacia el cilindro, se obtiene las siguientes características técnicas:

- Accionamiento a través del motorreductor con un eje de salida a 45 rpm.
- Potencia del motorreductor: 9.2 KW.
- Relación de transmisión: 1.

Por razones de facilidad en la adquisición del repuesto se considera la relación de transmisión entre el motorreductor y el tostador de café, se selecciona el número de dientes para ambas ruedas, recomendadas en la tabla y la que mayor se aproxima a la relación de transmisión.

Relación de transmisión obtenida: $r = 17/17=1$

1. CÁLCULO DE LA POTENCIA CORREGIDA

La potencia corregida es obtenida a través de la potencia transmitida, se calcula mediante la ecuación 54.

Coefficiente k_1 :

Se considera coeficiente al número de dientes utilizadas en el sistema de transmisión, siendo por tratarse de 17 dientes, según anexo N° 11.

$$k_1 = 1$$

Coefficiente k_2 :

Se considera coeficiente de multiplicidad al número de cadenas utilizadas en el sistema de transmisión, siendo por tratarse de una sola cadena, según anexo N° 12.

$$k_2 = 1$$

Coefficiente k_3 :

Es el número de eslabones que conforman la cadena. Al analizar los datos se aproximará una cadena de 120 eslabones con lo cual tendrá un valor de la unidad, según tabla de anexo N° 13.

$$k_3 = 1$$

Una vez calculado la distancia real, el producto que resulte entre los centros de ruedas y obtención de diámetros.

Coefficiente k_4 :

Factor de servicio en este caso de tratarse de un motor eléctrico como máquina conductora y un cilindro tostador de café como máquina conducida, según anexo N° 14, resulta el valor de k_4

$$k_4 = 1$$

Coefficiente k_5 :

Este coeficiente está relacionado con el tiempo de vida útil prevista para la cadena. En este caso 15000 horas como se muestra en la tabla N°7, por lo que resulta del anexo N° 15, un coeficiente de:

$$k_5 = 1$$

Habiendo calculado todos los coeficientes ya podemos determinar la potencia corregida de cálculo de la ecuación 60

$$P_c = K_1 \cdot K_2 \cdot K_3 \cdot K_4 \cdot K_5 \cdot P$$

$$P_c = 1 \times 1 \times 1 \times 1 \times 1 \times 9.2 = 9.2 \text{ Kw}$$

2. CÁLCULO DEL DIÁMETRO DE LOS PIÑONES

Se obtendrá el paso para determinar los diámetros primitivos (D_p) de las ruedas con la siguiente expresión:

Rueda piñón de 17 dientes, mediante la ecuación 61.

$$D_{p1} = \frac{44.45 \text{ mm}}{\text{sen}\left(\frac{180^\circ}{17}\right)} = 241.91 \text{ mm}$$

Rueda de engranaje de 17 dientes, mediante la ecuación 61

$$D_{p2} = \frac{44.45 \text{ mm}}{\text{sen}\left(\frac{180^\circ}{17}\right)} = 241.91 \text{ mm}$$

3. SELECCIÓN DEL TIPO CADENA

Para seleccionar el tipo de cadena a utilizar se utiliza el anexo N° 16, en la que vamos a encontrar los siguientes valores.

Potencia corregida de cálculo ($P_c = 9.2 \text{ kW}$)

Cadena simple

Velocidad de giro del piñón 45 rpm

Con estos valores resulta una cadena tipo: 28 B con un paso de $P = 44.45 \text{ mm}$.

4. CÁLCULO DE LA LONGITUD DE CADENA

Se calcula haciendo uso de la siguiente expresión el cual determina la longitud de la cadena. Reemplazamos la ecuación 63, para encontrar el Angulo de contacto.

$$B = \text{sen}^{-1} \left(\frac{420 - 420}{1250} \right)$$

$$B = 0 \times \frac{\pi}{180} = 0 \text{ rad.}$$

Reemplazando la ecuación 62, para encontrar el cálculo de longitud de la cadena.

$$\frac{L}{P} = \frac{(Z_1 + Z_2)}{2} + (Z_2 - Z_1) \frac{B}{\pi} + 0.102 \times \cos B \times \frac{2}{P}$$

$$\frac{L}{P} = \frac{(17 + 17)}{2} + (17 - 17) \frac{0 \text{ rad}}{\pi} + 1250 \times \cos 0 \times \frac{2}{76.2}$$

$$\frac{L}{P} = 17 + 0 + 32.81$$

$$\frac{L}{P} = 49.81$$

Longitud total, se obtiene multiplicando el número de eslabones por el paso.

$$L = 49.81 \times 44.45$$

$$L = 2214.05 \text{ mm}$$

5. COMPROBACIÓN DE VELOCIDAD LINEAL

Se puede determinar por la siguiente ecuación 64. Velocidad lineal de la cadena

$$V = \frac{0.04445 \times 17 \times 45}{60}$$

$$V = 0.567 \frac{m}{s}$$

Siendo este valor menor a la velocidad máxima para el tipo de corona 28 B que es 14 m/s. Según el anexo N°17. Se hace la siguiente tabla N°22.

Tabla N°22: Tabla de velocidades máximas en cadenas

Paso de la cadena (mm)	Velocidad de giro (rpm)	Velocidad lineal máxima (m/s)
44.45	1000	14

Fuente: Elaboración propia

6. COMPROBACIÓN DEL ESFUERZO TOTAL SOPORTADO POR LA CADENA:

Reemplazando la ecuación 65, para encontrar el esfuerzo útil de la cadena.

$$Fu = \frac{9200 w}{0.567} = 16225.75N$$

Se determina que para una cadena tipo 28 B y paso 44.45 mm resulta las siguientes características del anexo N°18.

Peso Unitario de la cadena (M): 8.3 kg.

Carga de rotura de la cadena: 20000 kp.

Calculando la ecuación 66, para la Fuerza centrífuga de la cadena.

$$F_c = 8.3 \times 0.567^2$$

$$F_c = 2.67 N$$

Se procederá a calcular la ecuación 67.

$$F_0 = 16225.75N + 2.67 N$$

$$F_0 = 16228.42 N = 1655.30Kp$$

Se procederá a calcular la ecuación 68.

$$Cs = \frac{20000}{1655.30}$$

$$Cs = 12.08$$

Lo cual se considera un factor de seguridad factible, cumpliendo la cadena seleccionada.

Comprobación de la presión máxima de contacto se determina:

Según las características técnicas de la cadena tipo 28 B y paso 44.45 mm del anexo N°18, se observa.:

Diámetro del perno o eje (d) =15.90 mm

Longitud del casquillo o ancho del eslabón interior: 46.58mm

Reemplazando la ecuación 69, obteniendo el cálculo.

$$P_s = \frac{1655.30 \text{ N}}{15.90 \times 46.58} = 2.24 \text{ MPa.}$$

Este resultado es menor a la Presión Max=34 MPa, según se puede extraer el dato del anexo N°19, Se hace la siguiente tabla N° 23y la tabla N° 24.

Tabla N° 23: Características de la cadena a diseñar

Cadena	1
Serie	28 B
Paso	44.45
Tipo	Simple de rodillos
Longitud	2214.05 mm
N° eslabones	120
Distancia entre centros de ruedas	1250 mm

Fuente: Elaboración Propia, (2018)

Tabla 24: Resultado de cálculo de cadena

Piñón menor y mayor	
# de dientes	17
Diámetro	
Primitivo	414.69 mm

Fuente: Elaboración Propia

3.2.4.6. DETERMINACIÓN DE TRANSFERENCIA DE CALOR EN EL CILINDRO

Para el diseño del cilindro rotatorio se empleó un acero inoxidable AISI 304 con un espesor de 4 mm, ya que, en los esfuerzos resultantes a la flexión, estos son menores al acero seleccionado.

Para el cálculo del flujo de calor tanto aprovechado como perdido por el sistema, se usan las ecuaciones 70 y 71 de resistencia tanto para la conducción como convección en cilindro.

El material para la cámara de tostado es AISI 304 de 4 mm de espesor, así mismo se utilizará un recubrimiento de lana de vidrio de 50.8 mm y una plancha metálica cuyo material es ASTM A36 con un espesor de 2 mm. En la tabla N°25, se observan las características de conductividad y convección que fueron analizados mediante investigaciones para seleccionar los valores adecuados para el diseño como se muestra a continuación.

Tabla N°25: Características de coeficientes de convección y conducción

Características de coeficientes de convección y conductividad térmica de materiales.		
Coeficiente de convección del aire a la temperatura ambiente $\frac{W}{m^2 \cdot ^\circ C}$	h_1	5
Conductividad térmica para acero inoxidable $\frac{W}{m^2 \cdot ^\circ C}$	k_a	14.9
Conductividad térmica de lana de vidrio $\frac{W}{m^2 \cdot ^\circ C}$	k_l	0.046
Conductividad térmica para la plancha metálica $\frac{W}{m^2 \cdot ^\circ C}$	k_m	60.5
Coeficiente de convección para la cámara de tostado $\frac{W}{m^2 \cdot ^\circ C}$	h_i	150

Fuente: Palacios,(2016).

En el sistema de tostado de café hay dos flujos que se originan en la cámara del tostado, estos están orientados de forma opuesta, el primer flujo es la energía que entra a la cámara de tostado como calor aprovechado para tostar el café, el otro flujo es la energía que se dirige a los exteriores como calor perdido en el sistema, En la figura N°39, se muestra las dimensiones del cilindro por lo cual está diseñado para entender de mejor manera el análisis para encontrar pérdidas de calor

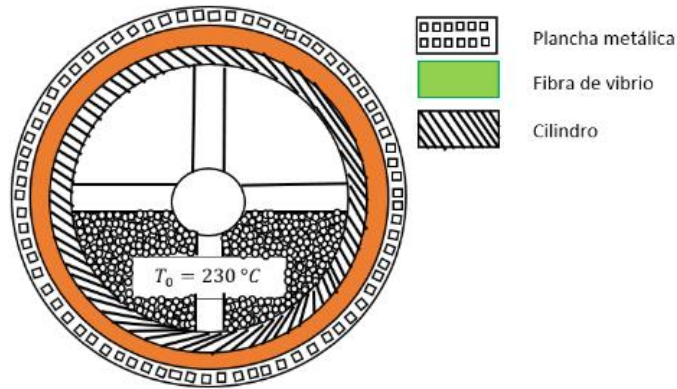
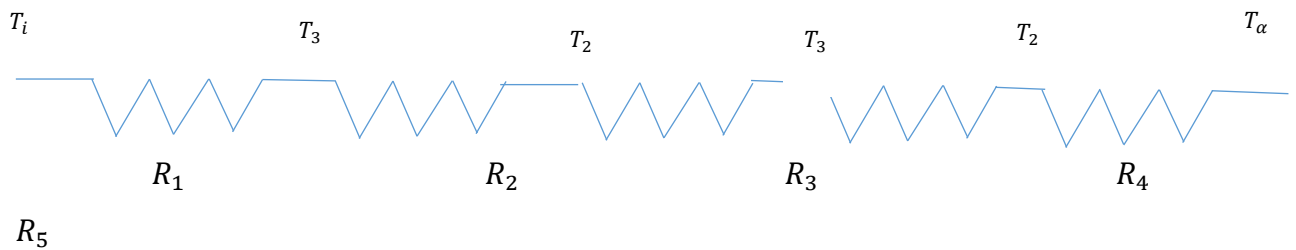


Figura N°39: Capas de materiales de la maquina
Fuente: Elaboración Propia

3.2.4.6. 1. CIRCUITO TÉRMICO DE FLUJO DE CALOR PERDIDO



Encontrándose en el circuito de resistencias en serie, la resistencia total será la suma de estas, como se muestra en la ecuación 66.

Se encontrará los radios de cada uno de las capas de la cámara de tostion.Según la ecuación 67.

$$r_2 = \frac{2}{2} = 1$$

$$r_1 = \frac{1.966}{2}$$

$$r_1 = 0.996$$

$$r_3 = \frac{D_3}{2}$$

$$r_3 = \frac{2}{2} = 1$$

$$r_4 = \frac{D_4}{2}$$

$$r_4 = \frac{2.0508}{2} = 1.0254$$

$$r_5 = \frac{D_5}{2}$$

$$r_5 = \frac{2.051}{2} = 1.0255$$

$$r_6 = \frac{D_6}{2}$$

$$r_6 = \frac{2.0548}{2} = 1.0548$$

Donde:

D_2 : Diámetro exterior del cilindro (m)

r_2 : Radio exterior del cilindro (m)

D_1 : Diámetro interior del cilindro (m)

r_1 : Radio interior del cilindro (m)

D_3 : Diámetro interno de la fibra de vidrio (m)

r_3 : Radio interno de la fibra de vidrio (m)

D_4 : Diámetro exterior de la fibra de vidrio (m)

r_4 : Radio exterior de la fibra de vidrio (m)

D_5 : Diámetro interno de la plancha inoxidable (m)

r_5 : Radio interno de la plancha inoxidable (m)

D_6 : Diámetro externo de la plancha inoxidable (m)

r_6 : Radio externo de la plancha inoxidable (m)

3.2.4.6.2. CALCULO DE LA RESISTENCIA TÉRMICA EN LOS GRANOS DE CAFÉ

Se calculará el área de transferencia para reemplazar en la resistencia térmica de los granos de café, según la ecuación 74

$$A_1 = 2 \pi r_1 L_{tamb}$$

$$A_1 = 2 \pi x 0.996 x 4.54$$

$$A_1 = 28.41 m^2$$

Se calculará la ecuación 70. para encontrar la resistencia térmica de los granos de café

$$R_1 = \frac{1}{150 \times 28.41}$$

$$R_1 = 2.34 \times 10^{-4} \left(\frac{^{\circ}\text{C}}{\text{W}}\right)$$

3.2.4.6.3. CÁLCULO DE LA RESISTENCIA TÉRMICA DEL CILINDRO

Se procederá a calcular la ecuación 71, para encontrar la resistencia térmica del cilindro.

$$R_2 = \frac{\ln\left(\frac{1}{0.998}\right)}{2\pi(14.9)\times 4.54}$$

$$R_2 = 4.71 \times 10^{-6}$$

3.2.4.6.4. CÁLCULO DE LA RESISTENCIA DE LA FIBRA DE VIDRIO

Se procederá a calcular la resistencia térmica de la fibra de vidrio de la ecuación 71.

$$R_3 = \frac{\ln\left(\frac{1.0254}{1}\right)}{2\pi(0.046)\times 4.54}$$

$$R_3 = 0.019 \left(\frac{^{\circ}\text{C}}{\text{W}}\right)$$

3.2.4.6.5. CÁLCULO DE LA RESISTENCIA DE LA PLANCHA METÁLICA

Se procederá a calcular la resistencia térmica la plancha de la ecuación 71.

$$R_4 = \frac{\ln\left(\frac{1.0264}{1.0254}\right)}{2\pi(60.5)\times 4.54}$$

$$R_4 = 5.65 \times 10^{-7} \left(\frac{^{\circ}\text{C}}{\text{W}}\right)$$

3.2.4.6.6. CÁLCULO DE LA RESISTENCIA TÉRMICA DEL AIRE

Se calculará el área de transferencia para reemplazar en la resistencia térmica de los granos de café mediante la ecuación 74:

$$A_2 = 2 \pi r_6 L_{tamb}$$

$$A_2 = 2 \pi \times 1.0274 \times 4.54$$

$$A_2 = 29.31 \text{ m}^2$$

Se calculará la ecuación 70, para encontrar la resistencia térmica del aire

$$R_5 = \frac{1}{5 \times 29.31}$$

$$R_5 = 6.82 \times 10^{-3} \left(\frac{^\circ\text{C}}{\text{W}} \right)$$

Obteniendo las resistencias térmicas de cada una se procederá a sumar para encontrar la resistencia total del sistema. Reemplazando en la ecuación 72.

$$R_T = (2.34 \times 10^{-4} + 9.43 \times 10^{-6} + 0.019 + 1.073 \times 10^{-6} + 6.82 \times 10^{-3}) \left(\frac{^\circ\text{C}}{\text{W}} \right)$$

$$R_T = 0.0261 \left(\frac{^\circ\text{C}}{\text{W}} \right)$$

Se calculará la pérdida de calor, mediante la ecuación 75.

$$q_{\text{perdido}} = \frac{(200-20)}{0.0261}$$

$$q_{\text{perdido}} = 8045.98 \text{ W}$$

3.2.4.6.7. CÁLCULO DE LA CANTIDAD DE FLUJO NECESARIO PARA EL TOSTADO

Valores establecidos para el diseño de la máquina. Según manual de tostado de café se encuentra entre 10 a 12 minutos para el tostado.

$$\Delta t: 10 \text{ minutos}$$

$$m: 1000 \text{ kg}$$

Se calculará la ecuación 77, para encontrar el flujo másico

$$\dot{m} = \frac{1000}{600}$$

$$\dot{m} = 1.66$$

Con el flujo másico y con el dato del calor específico del café, se puede encontrar la cantidad de energía necesaria para tostar desde la temperatura ambiente hasta la temperatura de tostado de 230°C (Solà, 2003.)

Para esto se calcula el calor específico del grano del café con la ecuación 73. (Laverde,2013):

$$C_p = 1.3556 + 5.7859 M$$

Reemplazando la ecuación 79, donde se encontrar el calor específico del grano del café

$$C_p = 1.3556 + 5.7859 (0.12)$$

$$C_p = 2.05$$

Se encontrará la energía que se debe suministrar al café para que pase de 20 °C a 200°C. mediante la ecuación 78.

$$q_{aprov} = 1.66 \times 2.05 \times (230 \text{ } ^\circ\text{C} - 20 \text{ } ^\circ\text{C})$$

$$q_{aprov} = 714.63 \text{ W}$$

Se calculará la ecuación 80, para encontrar el calor total del sistema.

$$q_{total} = 8045.97 + 714.63$$

$$q_{total} = 8760.5 \text{ W}$$

3.2.4.6.8. CALCULO DE FLUJO FORZADO INTERNO EN LA SALIDA DEL CILINDRO

Se analiza en mayor parte debido a los coeficientes altos de transferencia de calor se utilizará la tabla N°26, para encontrar parámetros de turbulencia de calor en el tambor en convección interna forzada.

Tablas N°26: Propiedades del aire a una temperatura de 230° C

Temperatura (°C)	Densidad (Kg/m ³)	Conductividad térmica (w/m.k)	Viscosidad cinética (m ² /s)	Numero de Prandtl(Pr)
200	0.7459	0.03779	3.455 x 10 ⁻⁵	0.6974
230	$\rho_{T=230 \text{ } ^\circ\text{C}}$	$K_{T=230 \text{ } ^\circ\text{C}}$	$V_{T=230 \text{ } ^\circ\text{C}}$	$Pr_{T=230 \text{ } ^\circ\text{C}}$
250	0.6746	0.04104	4.091x 10 ⁻⁵	0.6946

Fuente: Transferencia de calor, Cengel. (2004)

Donde:

$\rho_{T=230\text{ }^{\circ}\text{C}}$: Densidad del aire a una temperatura de 230°C.

$K_{T=230\text{ }^{\circ}\text{C}}$: Conductividad térmica del aire a una temperatura de 230°C.

$V_{T=230\text{ }^{\circ}\text{C}}$: Viscosidad cinética del aire a una temperatura de 230°C.

$Pr_{T=230\text{ }^{\circ}\text{C}}$: Numero de Prandtl del aire a una temperatura de 230°C.

Calculando cada uno de los parámetros de las propiedades del aire a una temperatura 230 °C. Mediante la interpolación.

Cálculo de densidad, mediante la tabla N°26. Utilizando la interpolación.

$$\frac{250-200}{250-230} = \frac{0.6746-0.7459}{0.6746-\rho_{T=230\text{ }^{\circ}\text{C}}}$$

$$2.5 = \frac{-0.0713}{0.6746-\rho_{T=230\text{ }^{\circ}\text{C}}}$$

$$\rho_{T=230\text{ }^{\circ}\text{C}} = \frac{0.0713}{2.5} + 0.6746$$

$$\rho_{T=230\text{ }^{\circ}\text{C}} = 0.70312$$

Cálculo de la Conductividad térmica, mediante la tabla N°26. Utilizando la interpolación.

$$\frac{250-200}{250-230} = \frac{0.04104-0.03779}{0.04104-K_{T=230\text{ }^{\circ}\text{C}}}$$

$$2.5 = \frac{3.25 \times 10^{-3}}{0.04104-K_{T=230\text{ }^{\circ}\text{C}}}$$

$$K_{T=230\text{ }^{\circ}\text{C}} = \frac{-3.25 \times 10^{-3}}{2.5} + 0.04104$$

$$K_{T=230\text{ }^{\circ}\text{C}} = 0.03974$$

Cálculo de la Viscosidad cinética, mediante la tabla N°26. Utilizando la interpolación.

$$\frac{250-200}{250-230} = \frac{4.091 \times 10^{-5} - 3.445 \times 10^{-5}}{4.091 \times 10^{-5} - V_{T=230\text{ }^{\circ}\text{C}}}$$

$$2.5 = \frac{0.646 \times 10^{-5}}{4.091 \times 10^{-5} - V_{T=230\text{ }^{\circ}\text{C}}}$$

$$V_{T=230\text{ }^{\circ}\text{C}} = \frac{-0,646 \times 10^{-5}}{2,5} + 3,455 \times 10^{-5}$$

$$V_{T=230\text{ }^{\circ}\text{C}} = 3,1916 \times 10^{-5}$$

Cálculo del Numero de Prandtl, mediante la tabla N°26. Utilizando la interpolación.

$$\frac{250-200}{250-230} = \frac{0,6946-0,6974}{0,6946 - K_{T=230\text{ }^{\circ}\text{C}}}$$

$$2,5 = \frac{-2,8 \times 10^{-3}}{0,6946 - K_{T=230\text{ }^{\circ}\text{C}}}$$

$$Pr_{T=230\text{ }^{\circ}\text{C}} = \frac{2,8 \times 10^{-3}}{2,5} + 0,6946$$

$$Pr_{T=230\text{ }^{\circ}\text{C}} = 0,69572$$

Se procede a calcular la velocidad promedio. Reemplazando los valores de la ecuación 81.

$$8,22 = 2 V_{promedio}$$

$$V_{promedio} = 4,11 \frac{m}{seg}$$

Se analizará el número de Reynolds para encontrar el tipo de régimen se encuentra en la ecuación 82.

$$Re = \frac{4,11 \frac{m}{seg} (0,3048)}{3,1916 \times 10^{-5}}$$

$$Re = 39250,78 \geq 10000 \text{ (flujo turbulento)}$$

Se determinará la ecuación 85

$$f = (0,790 \ln(39250,78) - 1,64)^2$$

$$f = 0,022$$

Se obtendrá el número de Nuselt de la ecuación 86

$$Nu = 0,125(0,0222)(39250,78)(0,69572)^{\frac{1}{3}}$$

$$Nu = 96,51$$

Se procederá a calcular el coeficiente de convección, mediante la ecuación 87

$$h = \frac{0.03974}{0.3048} (96.51)$$

$$h = 12.58 \frac{W}{m^2 \text{ } ^\circ C}$$

3.2.4.6.9. CÁLCULO DE TEMPERATURA EN SALIDA DEL CILINDRO

Obteniendo los cálculos de la máquina solamente en la entrada del cilindro se procederá a encontrar la temperatura de salida.

Donde encontramos el área del cilindro según la ecuación 89.

$$A_1 = \pi(0.996) (4.54)$$

$$A_1 = 28.41 \text{ m}^2$$

Encontrando la temperatura de salida del cilindro de la ecuación 88

$$T_2 = - \frac{714.63}{(12.58) \times 28.41} + 230$$

$$T_2 = 228.00^\circ C$$

3.2.4.7. DIMENSIONAMIENTO DEL CICLÓN

Por encontrar los diferentes parámetros del ciclón se debe conocer la velocidad de entrada y su diseño, como se muestra en la figura N°40.

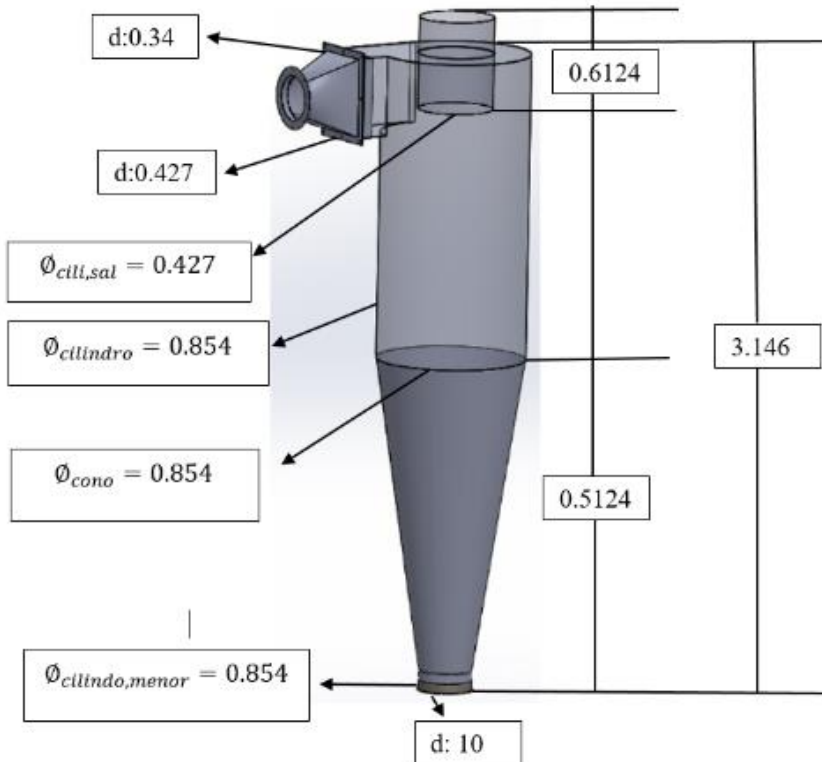


Figura N°40: Dimensiones del ciclón

Fuente: Elaboración Propia

3.2.4.7.1. ÁREA DEL CICLÓN

Reemplazamos la ecuación 90.

$$A = \frac{0,5998}{4,11} = 0,1459$$

A) Entrada del ciclón

Se calculará mediante la altura de entrada del ciclón por el ancho de la entrada del ciclón igualando los términos del área del ducto de entrada, de la ecuación

94

$$D_c = \sqrt{\frac{0,1459}{0,4 \times 0,5}}$$

$$D_c = 0,854 \text{ m}$$

B) La altura de entrada al ciclón

Se reemplazará la ecuación 95, para encontrar la altura de entrada al ciclón:

$$A = 0,5 (0,854) = 0,427 \text{ m}$$

C) La entrada al ciclón

Se reemplazará la ecuación 96, para encontrar el ancho de la entrada al ciclón.

$$B = 0,4 (0,854)$$

$$B = 0,3416 \text{ m}$$

D) Altura de salida del ciclón

Se reemplazará la ecuación 97, para encontrar la altura de salida del ciclón

$$S = 0,6 (0,854)$$

$$S = 0,5124 \text{ m}$$

E) Diámetro de salida del ciclón

Se reemplazará la ecuación 98, para encontrar la altura de salida del ciclón

$$D_s = 0,5 (0,854)$$

$$D_s = 0,427 \text{ m}$$

F) Altura parte cilíndrica del ciclón

Se reemplazará la ecuación 99, para encontrar la altura parte cilíndrica del ciclón

$$h = 2 (0,854)$$

$$h = 1,708 \text{ m}$$

G) Altura total del ciclón

Se reemplazará la ecuación 100, para encontrar la altura total del ciclón.

$$H = 4,0 (0,854)$$

$$H = 3,416 \text{ m}$$

H) Altura parte cónica del ciclón

Se reemplazará la ecuación 93 para encontrar la altura parte cónica del ciclón

$$Z = 2 (0,854)$$

$$Z = 1,708$$

I) Diámetro salido del polvo

Se reemplazará la ecuación 102, para encontrar la altura parte cónica del ciclón

$$B = 0.375 (0,854)$$

$$B = 0,3202$$

3.2.4.7.1.1. VELOCIDAD EQUIVALENTE ENCONTRADA PARA EL CICLÓN

Se selecciona la tabla N °27, con la temperatura de entrada del ciclón, la cual tiene una temperatura de 129.25°C

Tabla N°27: Propiedades del aire a una temperatura de 129.25° C

Temperatura (°C)	Densidad (Kg/m ³)	Viscosidad dinámica (Kg/ms)
120	0.8977	2.264x 10 ⁻⁵
129.25	$\rho_{T=129.25^{\circ}C}$	$\mu_{T=129.25^{\circ}C}$
140	0.8542	2.345x 10 ⁻⁵

Fuente: Transferencia de calor, Cengel. (2004)

Donde:

$\rho_{T=129.25^{\circ}C}$: Densidad del aire a una temperatura de 129.25°C

$\mu_{T=129.25^{\circ}C}$: Viscosidad dinámica del aire a una temperatura de 129.25°C

Calculando cada uno de los parámetros de las propiedades del aire a una temperatura 129.25°C. Mediante la interpolación.

Cálculo de densidad, mediante la tabla N°27. Utilizando la interpolación.

$$\frac{140-120}{140-129.25} = \frac{0.8542-0.8977}{0.8542-\rho_{T=127.44\text{ }^{\circ}\text{C}}}$$

$$1.86 = \frac{-0.0435}{0.8542-\rho_{T=129.25\text{ }^{\circ}\text{C.}}}$$

$$\rho_{T=129.25\text{ }^{\circ}\text{C.}} = \frac{0.0435}{1.86} + 0.8542$$

$$\rho_{T=129.25\text{ }^{\circ}\text{C.}} = 0.831$$

Calculo de la Viscosidad cinética, mediante la tabla N°27. Utilizando la interpolación.

$$\frac{140-120}{140-129.25} = \frac{2.345 \times 10^{-5} - 2.264 \times 10^{-5}}{2.345 \times 10^{-5} - \mu_{T=127.44\text{ }^{\circ}\text{C}}}$$

$$1.86 = \frac{0.081 \times 10^{-5}}{2.345 \times 10^{-5} - \mu_{T=129.25\text{ }^{\circ}\text{C.}}}$$

$$\mu_{T=129.25\text{ }^{\circ}\text{C.}} = \frac{-0.081 \times 10^{-5}}{1.86} + 2.345 \times 10^{-5}$$

$$\mu_{T=129.25\text{ }^{\circ}\text{C.}} = 2.30 \times 10^{-5}$$

Remplazando la ecuación 103.

$$W = \sqrt[3]{\frac{4(9,81)(2,30 \times 10^{-5})(330 - 0,831)}{3 \times (0,831)^2}}$$

$$W = 0,536$$

3.2.4.7.1.2. VELOCIDAD DE SATURACIÓN

Remplazando la ecuación 104, para encontrar la velocidad de saturación

$$V_s = \frac{4,913 \times 0,523 \times 0,4^{0,4} \times 0,854^{0,067} \times \sqrt[3]{4,11^2}}{\sqrt[3]{1 - 0,4}}$$

$$V_s = 5.36$$

Relación entre velocidades.

$$\frac{V_i}{V_s} = \frac{4,11}{5,36} = 0,76$$

Como $\frac{V_i}{V_s} < 1,35$ del material particulado.

3.2.4.7.1.3. VOLUMEN DEL CICLÓN EVALUADO SOBRE LA SALIDA

Remplazando la ecuación 105, para encontrar la velocidad de saturación

$$V_{sc} = \frac{\pi}{4} \left(0,5124 - \frac{0,427^5}{2} \right) \times (0,854^2 - 0,427^2)$$

$$V_s = 0,172 \text{ m}^2$$

3.2.4.7.1.4. LONGITUD NATURAL DEL CICLÓN

Remplazando la ecuación 106, para encontrar la longitud natural del ciclón

$$L = 2,3 \times 0,427 \times \sqrt[3]{\frac{0,854^2}{0,427 \times 0,3416}}$$

$$L = 1,679$$

Condición:

$$L < m - s$$

$$1,679 < 3,416 - 0,5124$$

$$1,679 < 2,947 \text{ m}$$

Cumple con las condiciones, calculamos el volumen sobre la longitud.

3.2.4.7.1.5. FACTORES DE DIMENSIONES LINEALES

Remplazando la ecuación 107, para encontrar los Factores de dimensiones lineales.

$$K_l = 0,854 (0,854 - 0,3416) \times \left[\frac{0,5124 + 1,679 - 1,708}{1,708} \right]$$

$$K_l = 0,4376 \left[\frac{0,4834}{1,708} \right]$$

$$K_l = 0,1239$$

3.2.4.7.1.6. VOLUMEN DEL CALOR EVACUADO SOBRE LA LONGITUD

Remplazando la ecuación 108, para encontrar el volumen del calor evacuado sobre la longitud.

$$V_r = \frac{\pi}{4} \times (0,854)^2 \times (1,708 - 0,5124) + \frac{\pi}{12} \times (0,854)^2 \times (1,679 + 0,5124 - 1,708) \times \left[1 + \frac{0,1239}{0,854} + \left(\frac{0,1239}{0,854} \right)^2 \right] - \frac{\pi}{4} \times (0,427)^2 \times 1,679$$

$$V_r = \frac{\pi}{4} \times (0,872) + \frac{\pi}{12} (1,2549) \times (1,17)^{-0,56}$$

$$V_r = 0,685 + 0,3844 - 0,56$$

$$V_r = 0,5094$$

3.2.4.7.1.7. FACTOR VOLUMÉTRICO DEL CICLÓN

Remplazando la ecuación 109, para encontrar el factor volumétrico del ciclón

$$K_C = \frac{0,1284 + \frac{0,5094}{2}}{(0,854)^3}$$

$$K_C = 0,61 \text{ m}$$

3.2.4.7.1.8. RELACIÓN ENTRE ALTURA DE ENTRADA Y EL DIÁMETRO DEL CICLÓN:

Remplazando la ecuación 110, para encontrar la relación entre altura de entrada y el diámetro del ciclón

$$K_a = \frac{0,427}{0,854}$$

$$K_a = 0,5$$

3.2.4.7.1.9. RELACIÓN ENTRE LA BASE DE ENTRADA Y EL DIÁMETRO DEL CICLÓN.

Remplazando la ecuación 111, para encontrar la relación entre la base de entrada y el diámetro del ciclón

$$K_b = \frac{0,3416}{0,854}$$

$$K_b = 0,4$$

3.2.4.7.1.10. FACTOR DE CONFIGURACIÓN

Remplazando la ecuación 112, para encontrar el factor de configuración

$$G = \frac{8(1,1141)}{(0,5 \times 0,4)^2}$$

$$G = 222,82$$

3.2.4.7.1.11. EXPONENTE DE VÉRTICE

Remplazando la ecuación 113, para encontrar el exponente de vértice

$$n = 1 - (1 \times 0,67 \times 0,854^{0,14}) \left[\frac{127,44}{283} \right]^{0,3}$$

$$n = 1 - (0,34465) \times 0,7731$$

$$n = 0,7336$$

3.2.4.7.1.12. TIEMPO DE RELAJACIÓN

Para una partícula de café con $D_{pi} = 100 \mu$ ($100 \times 10^{-6}m$) ,mediante la ecuación 114.

$$T_i = \frac{330 \frac{k}{m^3} \times (100 \times 10^{-6})^2}{18 (2,954 \times 10^{-5})}$$

$$T_i = 8,09 \text{ seg.}$$

3.2.4.7.1.13. CAÍDA DE PRESIÓN

3.2.4.7.1.13.1. DETERMINACIÓN DEL NÚMERO DE CABEZA DE VELOCIDAD

Remplazando la ecuación 116, para encontrar el número de cabeza de velocidad.

$$N_H = 16 \times \frac{0,427 \times 0,3416}{0,427}$$

$$N_H = 5,4656$$

Remplazando los valores de la ecuación 115.

$$\Delta P = \frac{1}{2} \times (4 \times 11)^2 \times 5,4656$$

$$\Delta P = 46.16 \text{ Pa}$$

Se diseñó el ciclón para el almacenamiento de las cáscaras de café quemadas para luego ser sacadas por el operario. Además, cuenta con una salida para la alimentación del intercambiador de calor, como se muestra en la figura N°41

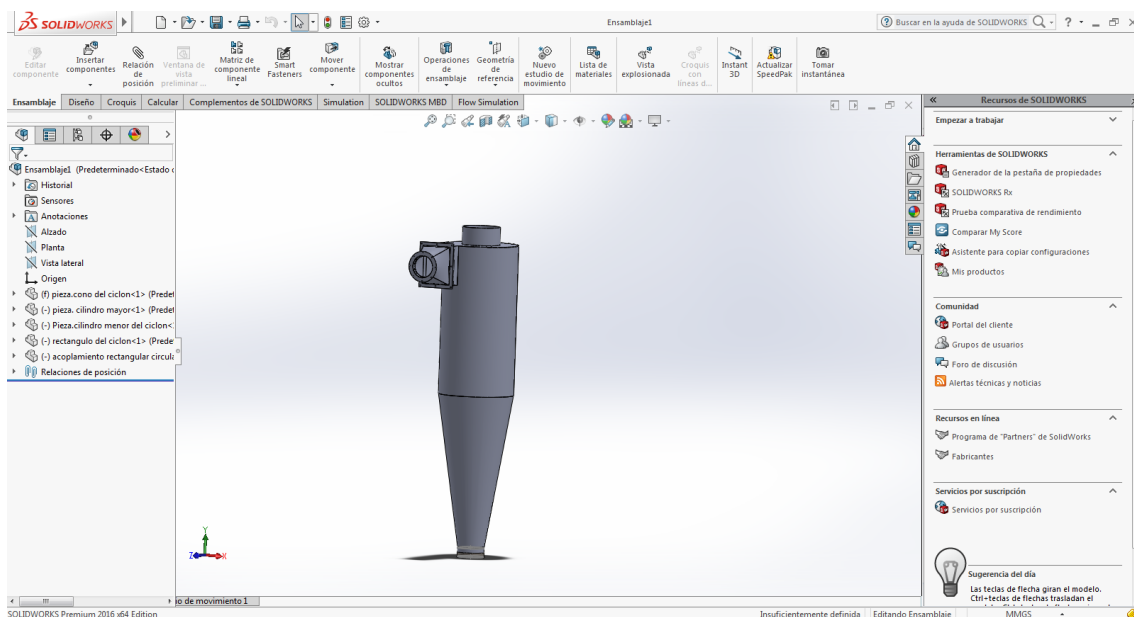


Figura N°41: Diseño del ciclón

Fuente: Elaboración Propia

3.2.4.7.1.13.2. DETERMINACIÓN DE LA TEMPERATURA EN LA ENTRADA DEL CICLÓN

Esta temperatura será para encontrar la transferencia de calor en el ciclón de café.

Se calcula la velocidad promedio.

$$V_{max} = 4.11 \frac{m}{seg}$$

Donde:

Q = Caudal.

V = Velocidad.

D = Diámetro del tubo

Se procede a calcular la velocidad promedio de la ecuación 81.

$$4.11 = 2 V_{prom.}$$

$$V_{prom} = 2.055 \frac{m}{seg.}$$

Calculando la viscosidad cinética a una temperatura de 228. Mediante la interpolación, mediante la tabla N°28.

Tabla N°28: Propiedades del aire a una temperatura de 228° C en viscosidad cinética

Temperatura (°C)	Viscosidad cinética ($\frac{m^2}{s}$)
200	3.455×10^{-5}
228	$V_{T=228\text{ }^{\circ}C}$
250	4.091×10^{-5}

Fuente: Transferencia de calor, Cengel. (2004)

$$\frac{250-200}{250-228} = \frac{4.091 \times 10^{-5} - 3.445 \times 10^{-5}}{4.091 \times 10^{-5} - V_{T=228\text{ }^{\circ}C}}$$

$$2.273 = \frac{0.646 \times 10^{-5}}{4.091 \times 10^{-5} - V_{T=228\text{ }^{\circ}C}}$$

$$V_{T=228^{\circ}\text{C}} = \frac{-0,646 \times 10^{-5}}{2.273} + 3,455 \times 10^{-5}$$

$$V_{T=228^{\circ}\text{C}} = 3,171 \times 10^{-5}$$

Se reemplazará en la ecuación 82, para determinar el número de Reynolds.

$$R_e = \frac{V_{prom} D}{V_{t=228^{\circ}\text{C}}} = \frac{2.055 \times (0.3048)}{3,171 \times 10^{-5}}$$

$$R_e = 19715.58 \geq 10000 \text{ (flujo turbulento)}$$

Se calculará el número de Prandtl a una temperatura de 228°C. Mediante la interpolación, mediante la tabla N°29.

Tabla N°29: Propiedades del aire a una temperatura de 228° C en número de Prandtl

Temperatura (°C)	Número de Prandtl
200	0.6974
228	$P_{rT=228^{\circ}\text{C}}$
250	0.6946

Fuente: Transferencia de calor, Cengel. (2004)

$$\frac{250-200}{250-228} = \frac{0.69740-0.6992}{0.69740-P_{rT=228^{\circ}\text{C}}}$$

$$2.273 = \frac{1.8 \times 10^{-3}}{0.69740-P_{rT=228^{\circ}\text{C}}}$$

$$P_{rT=228^{\circ}\text{C}} = -\frac{1.8 \times 10^{-5}}{2.273} + 0.69740$$

$$P_{rT=228^{\circ}\text{C}} = 0.6974$$

Se procederá a calcular el número de nusselt. Mediante la ecuación 84

$$N_u = 0,023 (0,6974)^{1/3} \times (19715.58)^{0,8}$$

$$N_u = 55.64$$

Se calculará la conductividad térmica a una temperatura de 228°C. Mediante la interpolación, mediante la tabla N°30.

Tabla N°30: Propiedades del aire a una temperatura de 228° C en Conductividad térmica

Temperatura (°C)	Conductividad térmica ($\frac{m^2}{s}$)
200	0.03646
228	$K_{T=228^{\circ}C}$
250	0.03779

Fuente: Transferencia de calor, Cengel. (2004)

$$\frac{250-200}{250-228} = \frac{0.03779-0.03646}{0.03779-K_{T=228^{\circ}C}}$$

$$6.211 = \frac{1.33 \times 10^{-3}}{0.03779-K_{T=228^{\circ}C}}$$

$$K_{T=228^{\circ}C} = -\frac{1.33 \times 10^{-3}}{6.211} + 0.03779$$

$$K_{T=228^{\circ}C} = 0.03833$$

Procedemos a calcular la ecuación 87.

$$h = \frac{K_{T=228^{\circ}C}}{D} \times Nu$$

$$h = \frac{0,0372}{0,3048} \times 55.64$$

$$h = 6.79$$

Observando los datos obtenidos de la maquina en la salida del cilindro se procede a encontrar la temperatura de la entrada de la cámara de cascarillas de café quemado.

Se calculará la ecuación 89

$$A_s = \pi(0,1524)(0,60) = 0,287$$

Calculamos la temperatura de la entrada de la cámara de la cascarilla del café quemado, se reemplazará en la ecuación 88.

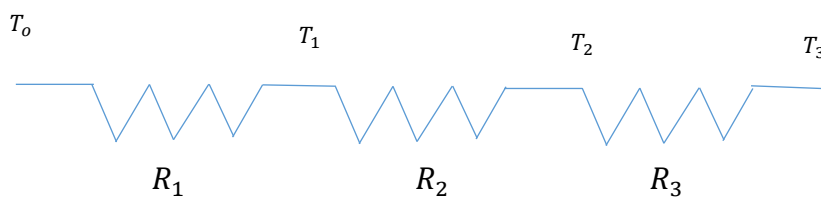
$$T_2 = -\frac{714.63}{6.79 \times 0.287} + 228$$

$$T_2 = 129.25 \text{ } ^\circ\text{C}.$$

3.2.4.7.2 CALCULO DE TRANSFERENCIA DE CALOR DEL CICLÓN

Estas cáscaras quemadas de café son sacadas del cilindro para ser llevado a la cámara de del ciclón por medio del aire caliente. La cámara de humo tiene como función el almacenamiento de la cascaras de café. Después serán retiradas por el operario y llevadas al recipiente de basura.

3.2.4.7.2.1. CIRCUITO TÉRMICO DE FLUJO DE CALOR PERDIDO



También se puede expresar de la siguiente manera. Según la ecuación 110.

$$R_T = \frac{1}{h_1 A_1} + \frac{L}{K A} + \frac{1}{h_2 A_2}$$

3.2.4.7.2.2. CÁLCULO DE LAS ÁREAS TOTALES DEL CICLÓN

Se encontrar cada una de las áreas del ciclón es necesario la sumatorias de las áreas.

3.2.4.7.2.2.1. DETERMINACIÓN DEL ÁREA DEL CILINDRO DEL CICLÓN

Calculando la ecuación 121

$$A_{cilin} = 2 \pi (0.427) (1.708) + 0.0254 = 4.61 \text{ m}^2$$

3.2.4.7.2.2.2. DETERMINACIÓN DEL ÁREA DEL CONO DEL CICLÓN

Remplazando los valores encontrados de la ecuación 122.

$$A_{cono} = \frac{\pi (0,427)^2 (1,708)}{3} + 0,0254$$

$$A_{cono} = 0,326 + 0,0254 = 0,3514 \text{ m}^2$$

3.2.4.7.2.2.3. DETERMINACIÓN DEL ÁREA DEL CILINDRO MENOR DE LA SALIDA DEL AIRE

Para encontrar el área del cilindro menor de la salida de la cascara de café quemado. Es necesario utilizar la ecuación 123.

$$A_{cild,menor} = 2 \pi (0,160) (0,10) + 0,0254$$

$$A_{cild,menor} = 0,1254 \text{ m}^2$$

3.2.4.7.2.2.4. DETERMINACIÓN EL ÁREA RECTANGULAR DEL CICLÓN DE LA ENTRADA DE AIRE

Calculando la ecuación 124, para encontrar el área rectangular del ciclón de la entrada de aire.

$$A_{rect,entra} = (0,4279) (0,3416) + 0,0254$$

$$A_{rect,entra} = 0,1458 + 0,0254 = 0,0037$$

3.2.4.7.2.2.5. DETERMINACIÓN DEL ÁREA DEL CILINDRO EN LA PARTE DE LA SALIDA DEL AIRE.

Para encontrar el área del cilindro en la salida de aire.se realiza la ecuación 125

$$A_{cild,salid} = 2 (\pi (0,2135)(0,6124) + 0,0254$$

$$A_{cild,salid} = 0,82 + 0,0254$$

$$A_{cild,salid} = 0,85$$

Se calculará el área total del ciclón de la ecuación 120.

$$A_T = 4,61 + 0,3514 + 0,1254 + 0,00370 + 0,85$$

$$A_T = 5,81 \text{ m}^2$$

Calculando la resistencia en la ecuación 119

$$R_1 = \frac{1}{(5)(5,81)}$$

$$R_1 = 0,0344$$

Calculando la resistencia 2, mediante la ecuación 126.

$$R_2 = \frac{3,416}{(0,046)(5,81)} = 12,78 \frac{^{\circ}\text{C}}{\text{m}^2}$$

Se calculará cada una de las áreas, sin tener en cuenta la lana de vidrio. Se puede expresar de la siguiente manera, según la ecuación 128.

$$A_t = 2\pi(0,4271)(1,708) + \frac{\pi(0,427)^2(1,70)}{3} + 2\pi(0,160)(0,10) + (0,427) \times (0,316) + 2\pi(0,2135)(0,6124)$$

$$A_t = 4,58 + 0,326 + 0,10 + 0,1458 + 0,82$$

$$A_t = 5,83$$

Calculando la resistencia 3, se reemplazará el área total en la ecuación 127.

$$R_3 = \frac{1}{h_{t=228} \times A}$$

$$R_3 = \frac{1}{(6,79)(5,83)} = 0,025$$

Se calculará la resistencia total del ciclón para determinar la transferencia de calor perdido mediante la ecuación 117.

$$R_t = R_1 + R_2 + R_3$$

$$R_t = 0,0344 + 12,78 + 0,025$$

$$R_t = 12,83$$

Entonces la razón de transferencia de calor a través del ciclón. Reemplazamos la ecuación 130, para encontrar la transferencia de calor perdido por el sistema

$$q_{perdi} = \frac{129.25 - 20^{\circ}C}{12.83}$$

$$q_{perdi} = 8.52 \frac{^{\circ}C}{w m^2}$$

Se procederá a reemplazar los valores encontrados de la ecuación 131, para encontrar el calor aprovechado del sistema.

$$q_{apro.} = 6.79 \times 5.83 (129.25 - 20)$$

$$q_{apro.} = 4324.74$$

Encontrando el calor aprovechado por el sistema se procederá a calcular la pérdida total de transferencia de calor. Mediante la ecuación 80.

$$q_t = q_{perd} + q_{aprov.}$$

$$q_t = 8.52 + 4324.74$$

$$q_t = 4333.26$$

3.2.4.7.3. DETERMINACIÓN CALCULO DE FORZADO INTERNO EN LOS TUBOS DE SALIDA DEL CICLÓN

$$v_{prom.} = 1.35 \frac{m}{seg}$$

Se hace uso de la tabla N°31.

Tabla N°31: Propiedades del aire a una temperatura de 129.25° C

Temperatura (°C)	Conductividad térmica (w/m.k)	Viscosidad cinética (m ² /s)	Numero de Prandtl(Pr)
120	0.03235	2.522 x 10 ⁻⁵	0.7073
129.25	$K_{T=129.25^{\circ}C}$	$V_{T=129.25^{\circ}C}$	$Pr_{T=129.25^{\circ}C}$
140	0.03374	2.745x 10 ⁻⁵	0.7041

Fuente: Transferencia de calor, Cengel. (2004)

Donde:

$K_{T=129.25\text{ }^{\circ}\text{C}}$: Conductividad térmica del aire a una temperatura de 129.25 °C.

$V_{T=129.25\text{ }^{\circ}\text{C}}$: Viscosidad cinética del aire a una temperatura de 129.25 °C.

$Pr_{T=129.25\text{ }^{\circ}\text{C}}$: Numero de Prandtl del aire a una temperatura de 129.25 °C.

Cálculo de la Conductividad térmica, mediante la tabla N°31. Utilizando la interpolación.

$$\frac{140-120}{140-129.25} = \frac{0.03374 - 0.03235}{0.03374 - k_{T=129.25\text{ }^{\circ}\text{C}}}$$

$$1.86 = \frac{1.39 \times 10^{-3}}{0.03374 - k_{T=129.25\text{ }^{\circ}\text{C}}}$$

$$k_{T=129.25\text{ }^{\circ}\text{C}} = \frac{-1.39 \times 10^{-3}}{1.86} + 0.03374$$

$$k_{T=129.25\text{ }^{\circ}\text{C}} = 0.033$$

Cálculo de la Viscosidad cinética, mediante la tabla N°31. Utilizando la interpolación.

$$\frac{140-120}{140-129.25} = \frac{2.745 \times 10^{-5} - 2.522 \times 10^{-5}}{2.745 \times 10^{-5} - V_{T=129.25\text{ }^{\circ}\text{C}}}$$

$$1.86 = \frac{0.233 \times 10^{-5}}{2.745 \times 10^{-5} - V_{T=129.25\text{ }^{\circ}\text{C}}}$$

$$V_{T=129.25\text{ }^{\circ}\text{C}} = \frac{-0.233 \times 10^{-5}}{1.86} + 2.745 \times 10^{-5}$$

$$V_{T=129.25\text{ }^{\circ}\text{C}} = 2.62 \times 10^{-5}$$

Cálculo del Numero de Prandtl, mediante la tabla N°31. Utilizando la interpolación.

$$\frac{140-120}{140-129.25} = \frac{0.7041 - 0.7073}{0.7041 - Pr_{T=129.25\text{ }^{\circ}\text{C}}}$$

$$1.86 = \frac{-3.2 \times 10^{-3}}{0.7041 - Pr_{T=129.25\text{ }^{\circ}\text{C}}}$$

$$Pr_{T=129.25\text{ }^{\circ}\text{C}} = \frac{3.2 \times 10^{-3}}{1.86} + 0.7041$$

$$Pr_{T=129.25\text{ }^{\circ}\text{C}}=0.71$$

Se encontrará el número de Reynolds de la ecuación 82.

$$R_e = \frac{1.35 \times 0,3048}{2.62 \times 10^{-5}}$$

$$R_e = 15705.34(\text{flujo turbulento})$$

Se calculará el número de Nusselt. Mediante la ecuación 84

$$N_{\mu} = 0,023 (0.71)^{1/3} \times (15835.29)^{0,8}$$

$$N_{\mu} = 46.58$$

Remplazamos los valores encontrados en la ecuación 87

$$h = \frac{0.033}{0,3048} \times 46.58$$

$$h = 5.04$$

Obteniendo los datos de la máquina en la entrada del ciclón se calculará la temperatura de salida de la cámara de cascarilla quemadora de café.

Cálculo del flujo másico del ciclón, reemplazando la ecuación 132,

$$\dot{m}_2 = 1.66 + 0$$

$$\dot{m}_2 = 1.66$$

Se calculará el calor específico del aire a una temperatura de 129.25° c. mediante la interpolación de la siguiente tabla N°32.

Tabla N°32: Propiedades del aire a una temperatura de 129.25° C en calor específico

TEMPERATURA (C)	CALOR ESPECIFICO
120	1011
129.25	$C_{p=129.25\text{ }^{\circ}\text{C}}$
140	1013

Fuente: Transferencia de calor, Cengel. (2004)

$$\frac{140-120}{140-129.25} = \frac{1013-1011}{1013-C_{p,T=129.25\text{ }^{\circ}\text{C}}}$$

$$1.86 = \frac{2}{1013 - C_{P,T=129.25^{\circ}\text{C}}}$$

$$C_{P,T=129.25^{\circ}\text{C}} = -\frac{2}{1.86} + 1013$$

$$C_{P,T=129.25^{\circ}\text{C}} = 1011.92$$

Calculamos la temperatura de la salida de la cámara de la cascarilla del café quemado. Mediante la ecuación 133.

$$T_2 = \frac{-4324.74}{1.6 \times 1011.92} + 129.25$$

$$T_2 = 126.58^{\circ}\text{C}$$

El intercambiador se diseñó para el ahorro energético, para el aumento del aire frío, esto es una gran ventaja para la maquina puesto que ayudara a aumentar la temperatura de entrada que se dirige hacia el ventilador, como se muestra en la figura N°42.

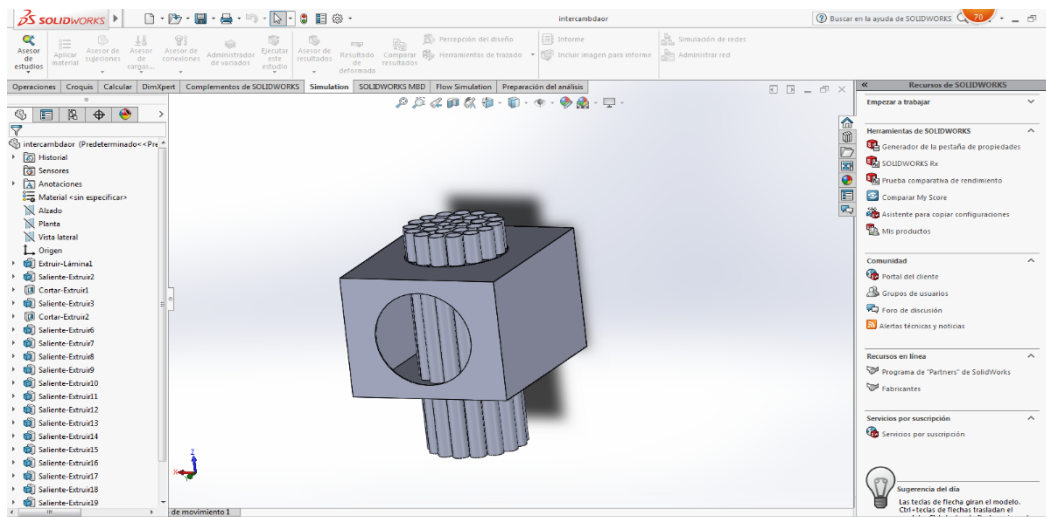


Figura N°42: Intercambiador de Calor

Fuente: Elaboración Propia

3.2.4.8 CÁLCULO DE FORZADO INTERNO EN LOS TUBOS DE LA ENTRADA DEL INTERCAMBIADOR DE CALOR

$$v_{max} = 1.35 \frac{m}{seg}$$

Se calculará la ecuación 81 para encontrar la velocidad promedio que se utilizará para el numero de Reynolds.

$$v_{max} = 2 v_{prom}$$

$$v_{prom} = 0.675$$

Se selecciona la tabla N°13, de las propiedades del aire a presión de 1 atm

Tabla N°33: Propiedades del aire a una temperatura de 126.79° C

Temperatura (°C)	Conductividad térmica (w/m.k)	Viscosidad cinética (m ² /s)	Numero de Prandtl(Pr)
120	0.03235	2.522 x 10 ⁻⁵	0.7073
126.58	$K_{T=126.58\text{ }^{\circ}\text{C}}$	$V_{T=126.58\text{ }^{\circ}\text{C}}$	$Pr_{T=126.58\text{ }^{\circ}\text{C}}$
140	0.03374	2.745x 10 ⁻⁵	0.7041

Fuente: Transferencia de calor, Cengel. (2004)

Donde:

$K_{T=126.58\text{ }^{\circ}\text{C}}$: Conductividad térmica del aire a una temperatura de 126.58 °C

$V_{T=126.58\text{ }^{\circ}\text{C}}$: Viscosidad cinética del aire a una temperatura de 126.58 °C.

$Pr_{T=126.58\text{ }^{\circ}\text{C}}$: Numero de Prandtl del aire a una temperatura de 126.58 °C.

Calculando cada uno de los parámetros de las propiedades del aire a una temperatura 124.58 °C. Mediante la interpolación.

Cálculo de la Conductividad térmica, mediante la tabla N°33. Utilizando la interpolación.

$$\frac{140-120}{140-126.58} = \frac{0.03374-0.03235}{0.03374-k_{T=126.58\text{ }^{\circ}\text{C}}}$$

$$1.49 = \frac{1.39 \times 10^{-3}}{0.03374 - k_{T=126.58\text{ }^{\circ}\text{C}}}$$

$$k_{T=126.58\text{ }^{\circ}\text{C}} = \frac{-1.39 \times 10^{-3}}{1.49} + 0.03374$$

$$k_{T=126.58\text{ }^{\circ}\text{C}} = 0.0328$$

Cálculo de la Viscosidad cinética, mediante la tabla N°33. Utilizando la interpolación.

$$\frac{140-120}{140-126.58} = \frac{2.745 \times 10^{-5} - 2.522 \times 10^{-5}}{2.745 \times 10^{-5} - V_{T=126.58^\circ\text{C}}}$$

$$1.49 = \frac{0.233 \times 10^{-5}}{2.745 \times 10^{-5} - V_{T=126.58^\circ\text{C}}}$$

$$V_{T=126.58^\circ\text{C}} = \frac{-0.233 \times 10^{-5}}{1.51} + 2.745 \times 10^{-5}$$

$$V_{T=126.58^\circ\text{C}} = 2.589 \times 10^{-5}$$

Cálculo del Numero de Prandtl, mediante la tabla N°33. Utilizando la interpolación.

$$\frac{140 - 120}{140 - 126.58} = \frac{0.7041 - 0.7073}{0.7041 - Pr_{T=126.58^\circ\text{C}}}$$

$$1.49 = \frac{-3.2 \times 10^{-3}}{0.7041 - Pr_{T=126.58^\circ\text{C}}}$$

$$Pr_{T=126.58^\circ\text{C}} = \frac{3.2 \times 10^{-3}}{1.49} + 0.7041$$

$$Pr_{T=126.58^\circ\text{C}} = 0.71$$

Se encontrará el número de Reynolds de la ecuación 82.

$$Re = \frac{0.675 \times 0.3048}{2.589 \times 10^{-5}}$$

$$Re = 7946.70$$

$$Re \leq 10000 \text{ (Flujo Laminar)}$$

Reemplazando los valores dados de la ecuación 83, para encontrar el número de nusselt.

$$N_{\mu} = 3.66 + \frac{0.065 \times \left(\frac{0.3048}{1.818}\right) \times 7946.70 \times 0.71}{1 + 0.04 \left[\left(\frac{0.3048}{1.818}\right) \times 7946.70 \times 0.71\right]^{2/3}}$$

$$N_{\mu} = 3.66 + 0.11641$$

$$N_{\mu} = 3.776$$

Reemplazamos los valores encontrados en la ecuación 87.

$$h = \frac{0.0328}{0.3048} \times 3.776$$

$$h=0.41$$

El área de transferencia de calor del lado de los tubos es el área superficial total de éstos y se determina a partir de la ecuación 125.

$$A_f=28(2 \pi x 0.160x 0.46)$$

$$A_f=12.95 \text{ m}^2$$

Se procederá a calcular la temperatura en la entrada del intercambiador para futuros diseños. Según la ecuación 80

$$T_2 = \frac{-4324.74}{0.41 (12.95)} + 126.58$$

$$T_2=111.75 \text{ }^\circ\text{C}.$$

Se calculó por medio de forzado interno en las tuberías, esto se debe a que hay presencia de líquido en régimen turbulento por el sistema. Esto ayudara al tueste de los granos de café y el aumento de energía y un menor consumo en el combustible, como se muestra en la figura N°43.

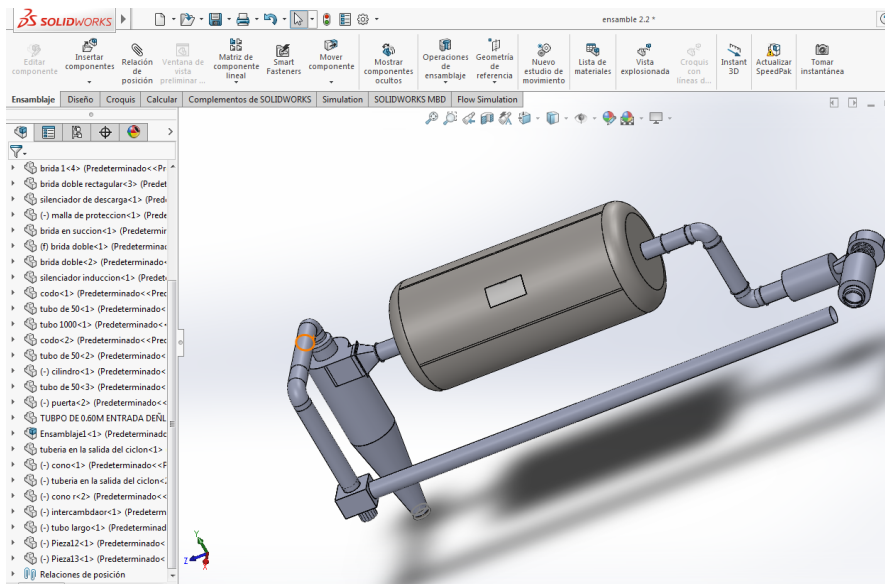


Figura N°43: Forzado interno de la tubería de entrada del ciclón

Fuente: Elaboración Propia

3.2.4.8.1. CALCULO DEL INTERCAMBIADOR DE CALOR A CONTRAFLUJO

Se procederá a tomar los valores específicos del aire a temperatura de 111.75, lo cual se encuentra el intercambiador de calor en la parte superior.

3.2.4.8.2. CALCULO DEL FLUJO MÁSSICO

Se procederá a calcular el calor específico a una temperatura de 111.75°C.

Tabla N°34: Propiedades del aire a una temperatura de 111.75° C en calor

TEMPERATURA (C)	CALOR ESPECIFICO
100	1009
111.75	$C_{P,T=111.75^{\circ}C}$
120	1011

especifico

Fuente: Transferencia de calor, Cengel. (2004)

$$\frac{120-100}{120-111.75} = \frac{1011-1009}{1011 - C_{P,T=111.75^{\circ}C}}$$

$$2.42 = \frac{2}{1011 - C_{P,T=111.75^{\circ}C}}$$

$$C_{P,T=111.75^{\circ}C} = -\frac{2}{1.85} + 1011$$

$$C_{P,T=111.75^{\circ}C} = 1009.92$$

Despejando la ecuación 129.

$$\dot{m} = \frac{463.82}{1009.92(111.75-40)}$$

$$\dot{m} = 0.0064$$

Se procederá a calcular la temperatura final de salida de la parte inferior del intercambiador de calor. Según la ecuación 124.

$$T_{final} = \frac{-Q}{\dot{m} \times C_{P,T=111.75^{\circ}C}} + T_{en}$$

$$T_{final} = \frac{-463.82}{0.0064 \times 1012.08} + 111.75$$

$$T_{final}=39.98$$

El área de transferencia de calor del lado de los tubos es el área superficial total de éstos y se determina a partir de la ecuación 125.

$$A_f=15 \times \pi \times 0.750 \times 0.06033$$

$$A_f=2.13 \text{ m}^2$$

Conociendo la razón de la transferencia de calor y el área superficial, el coeficiente de transferencia de calor total. reemplazando la ecuación 127, para encontrar la diferencia de temperatura de las tuberías y de coraza en la parte inferior

$$\Delta T_1 = 111.75 - 39.98$$

$$\Delta T_1 = 71.77$$

Reemplazando la ecuación 128, para encontrar la diferencia de temperatura de las tuberías y de coraza en la superior inferior

$$\Delta T_2 = 39.98 - 20 = 19.99^\circ\text{C}.$$

Reemplazando la ecuación 129, para encontrar la diferencia media logarítmica de temperatura para la disposición a contraflujo

$$\Delta T_{ml} = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln(\Delta T_1 - \Delta T_2)} = \frac{71.77 - 19.99}{\ln(71.77 - 19.99)} = 13.12$$

En la Tabla N° 12, da el factor de corrección F para las configuraciones comunes de los intercambiadores de flujo cruzado y de casco y tubos en función de las razones P y R entre dos temperaturas, definidas como:

$$t = \frac{t_2 - t_1}{T_1 - t_1} = \frac{39.98 - 111.75}{19.99 - 111.75} = 0.78$$

$$R = \frac{T_2 - T_1}{t_2 - t_1} = \frac{19.99 - 39.9}{39.99 - 71.77} = 0.63$$

Utilizando el anexo 20, se encontrará el factor de corrección.

$$F=1.0$$

Sustituyendo valores se determina mediante la ecuación 126, para encontrar el coeficiente de transferencia de calor total U_i es

$$U_i = \frac{\dot{Q}}{A_I \times F \Delta T_{ml}}$$

$$U_i = \frac{463.82}{2.13 \times 1 \times 13.22}$$

$$U_i = 16.47 \frac{W}{m^2 \text{ } ^\circ C}$$

Se diseñó la maquina con sus respectivos parámetros, que será favorable para el agricultor. Este diseño será de fácil manejo y de compresión factible, su mantenimiento será muy entendible, como se muestra en la figura N°44.

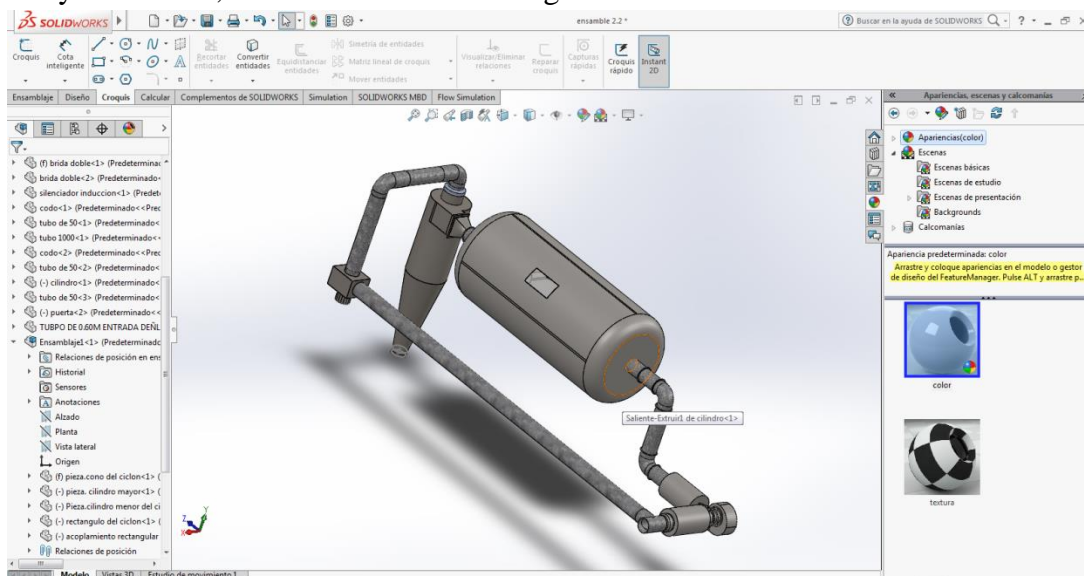


Figura N°44: Diseño de la maquina tostadora

Fuente: Elaboración Propia

3.3. Plan de mantenimiento de la maquina

La metodología del mantenimiento preventivo está basada en diferentes términos científicos la cual se busca información relevante para una mejora y crear mantenimiento predictivo basado en el rendimiento preventivo basada en el rendimiento, calidad y durabilidad de la maquina

3.3.1. Mantenimiento preventivo:

El mantenimiento preventivo es aquel que previene las fallas que se generan con el pasara del tiempo, realizando actividades que conlleven a servicios e inspecciones programados.

El mantenimiento se realiza a través de un programa de actividades de las cuales se observan cada uno de los componentes de la máquina y los equipos establecidos. Así mismo un mantenimiento preventivo es necesario contar con el apoyo del personal técnico para que se pueda realizar un buen trabajo.

Es necesario que se lleve un buen control y análisis detallado de cada uno de lo planeado. En caso de que se presente anomalía se puede acceder a documentos técnicos y del personal técnico

3.3.2. Procedimiento de mantenimiento.

El mantenimiento se encargan los operadores de realizar el mantenimiento, algunas veces el operario tiene experiencias para manejar los problemas que se presentan día a día

Si se cuenta con un mantenimiento correctivo, esta conlleva a un proceso largo y costo así mismo se deberá adquirir repuestos para una mayor factibilidad. Esto hará a realizar más rápido y eficaz. Sin embargo, si no se tiene en cuenta el mantenimiento, esto causara una mayor pérdida de ganancias y pérdida de clientes por falta de atención a las personas y a los equipos.

En caso de cambiar alguna pieza de los equipos de la máquina se hace adquisición para comprar. Dando así a armar y oponer a prueba la máquina.

Para realizar la realización de los distintos equipos, los operarios se encargan de la inspección a la máquina para que el equipo se mantenga en constante funcionamiento.

Además, los operarios deben de tener una hoja de control de las distintas tareas a realizar y de la calidad del café.

Las tareas a realizar se encuentran en la tabla N°35, para una mayor visualización.

Tabla N°35: Tabla de mantenimiento de la máquina.

TABLA DE MANTENIMIENTO			
EQUIPOS	FRECUENCIA	ISTRUMENTOS	PERSONAL
Motor eléctrico	semanal	Revisar los cables de alimentación del motor por medio del instrumento de la pinza amperimétrica para medir los rangos de corriente alterna.	Operador
		Mantenimiento del polvo de la carcasa del motor y posibles recalentamientos	Operador
		Diagnosticar mediante el megometro, los circuitos de fuerza y mando desde el tablero hacia el motor	Operario
		Realizar limpieza con disolvente dialectico el estator del rotor y revisar el rebobinado.	Operario
Engranajes y calderas	Diario	Revisar si hay presencia de lubricante para un mayor rendimiento del sistema de transmisión	Operario
		Verificar si las cadenas se encuentran correctamente para que no haya perdidas de transmisión	Operario
Chumaceras	Semanal	Lubricar las chumaceras SKF con grasa salid oíl.	Operario
Quemador	Semanal	Verificar que las conexiones se encuentren correctamente en un buen estado y también correctamente las válvulas del gas.	Operario
Ventilador centrifugo	Semanal	Realizar mantenimiento a los filtros para una mayor factibilidad del aire.	Operario
		Verificar si la pintura térmica está en un buen estado, es necesario para la máquina para una mayor temperatura.	Operario
		Verificar la empaquetadura, si existe fuga de aire en las bridas del ventilador	Operario

Cilindro tostado	Diario	Verificar el termómetro cuando esté funcionando la manguera	Operario
		Observar si hay presencia de grietas en la plancha rotativa	Operario
		Realizar un mantenimiento al cilindro, eliminando los granos de café restantes y así mismo retirando las cascarillas de café en caso de que se observe estas situaciones.	Operario
Intercambiador de calor	Diario	Realizar mantenimiento los filtros de la entrada del aire del intercambiador del aire .	Operario
		Verificar las tuberías si se encuentran en buen estado o si se encuentra con polvo.	Operario

Fuente: Elaboración Propia

3.4. SISTEMA ELÉCTRICO

La potencia del equipo esta suministrada por el motor trifásico, se seleccionó un sistema de arranque directo y una protección de relé térmico, teniendo en cuenta la corriente calculada con la siguiente ecuación:

$$I = \frac{P_{3\phi}}{\sqrt{3} \times v \times \cos \varphi}$$

Los datos de la potencia y factor de potencia se tomaron de la ficha técnica del motor y la tensión es normalizada en 220 v para Perú. teniendo lo siguiente:

$$I_{MOT} = \frac{9200}{\sqrt{3} \times 220 \times \cos(0.80)}$$

$$I_{MOT} = 24.14$$

Obteniendo la corriente del motor, se procederá a escoger los componentes del sistema eléctrico para la protección del motor.

La máquina tostadora de café consta de 2 circuitos: circuito de mando y un circuito de fuerza.

3.4.1. CIRCUITO DE MANDO O CONTROL:

Es el encargado de accionar el motor por medio de pulsadores de encendido y apagado, Como se muestra en la figura N°45.

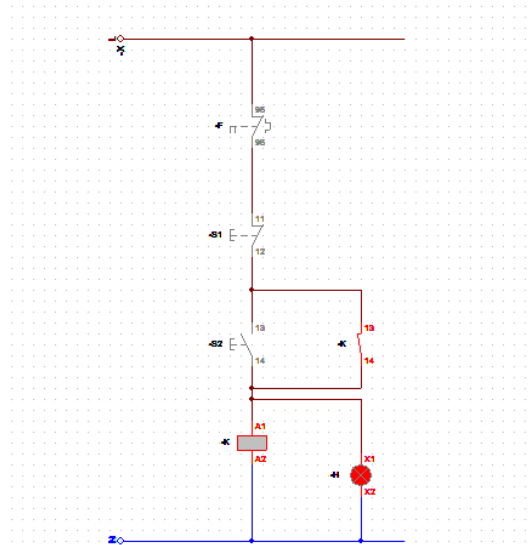


Figura N°45: Circuito de mando o control
Fuente: Elaboración Propia

3.4.2. CIRCUITO DE FUERZA O POTENCIA:

Es el encargado de permitir el paso de la corriente para el encendido del motor, Como se muestra en la figura N°46.

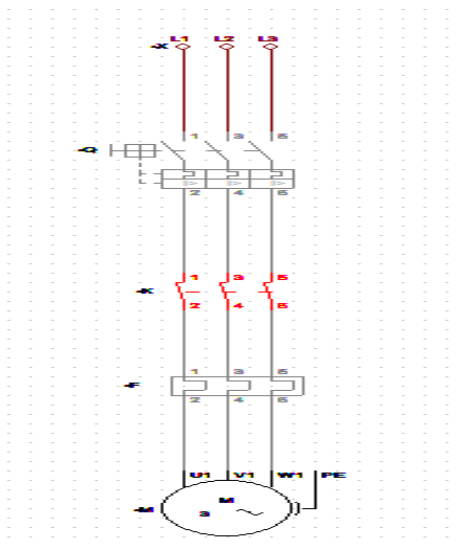


Figura N°46: Circuito de fuerza o potencia
Fuente: Elaboración Propia

3.5 RESULTADOS DE ANÁLISIS SOLIWORKS

Se realizó el primer análisis considerando que una viga está sometida a una carga, para evaluar el factor de seguridad en la viga. Para este análisis, se utilizó una carga de 500 kg, para diagnosticar la calidad de material. Los elementos de fijación son para el análisis estático, dando como resultado un factor de seguridad a 1.688, considerando que está en óptimas condiciones para el diseño. Los resultados de la simulación se pueden ver en la figura N° 47.

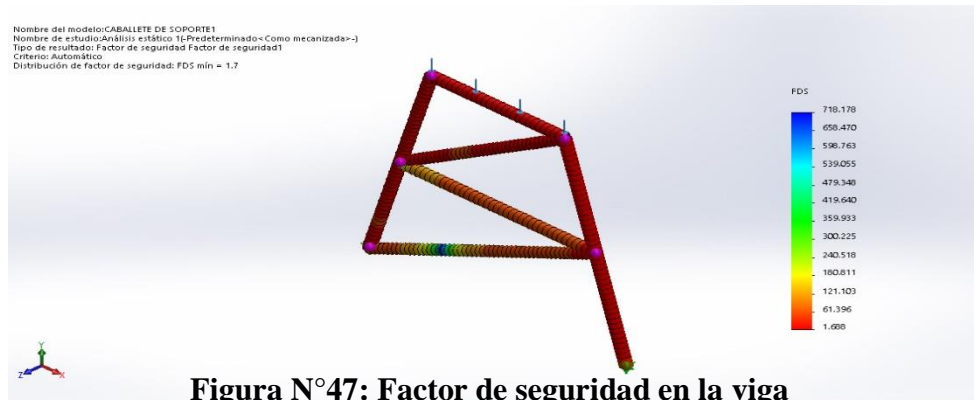


Figura N°47: Factor de seguridad en la viga

Fuente: Elaboración Propia

Se realizó el segundo análisis considerando que el cilindro está sometida a una carga de café seco, para evaluar el factor de seguridad. Para este análisis, se utilizó una carga de 1000 kg y la gravedad, para diagnosticar la calidad de material. Los elementos de fijación son para el análisis estático, dando como resultado un factor de seguridad a 2.058, considerando que está en óptimas condiciones para el diseño. Los resultados de la simulación se pueden ver en la figura N° 48.

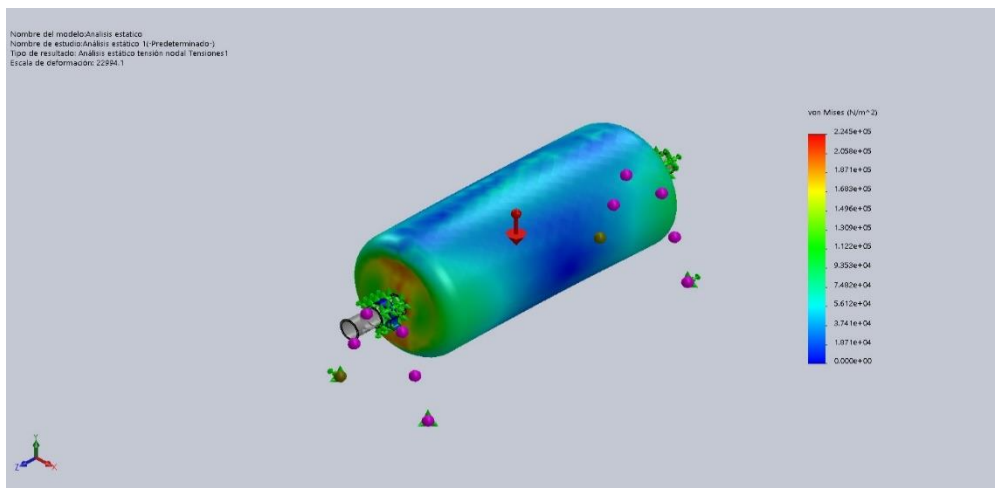


Figura N°48: Factor de seguridad en el cilindro

Fuente: Elaboración Propia

Se realizó el tercer análisis, el fluido está sometida a una determinada temperatura, para evaluar la recirculación del sistema. Para este análisis, la temperatura del medio ambiente estará en contacto con la temperatura de la flama del quemador, para diagnosticar la temperatura del aire caliente para el tueste del café, dando como resultado que está en óptimas condiciones para el diseño. Los resultados de la simulación se pueden ver en la figura N°49.

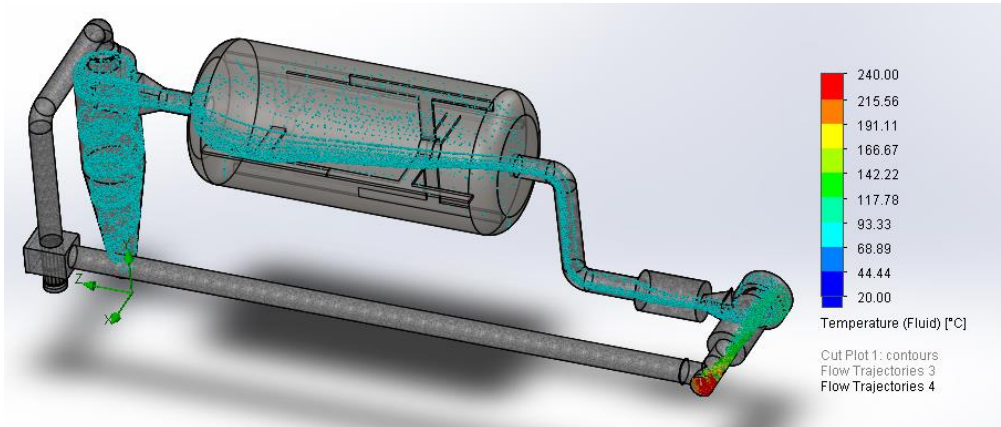


Figura N°49: Temperatura en el sistema

Fuente: Elaboración Propia

Se realizó el cuarto análisis, se considera que el fluido en el intercambiador de calor es mucho más alto que en la temperatura del medio ambiente favorable para el aprovechamiento energético. Para este análisis, se utilizó el intercambiador de calor para utilizar el calor que se concentra y ahorrar combustible, dando como resultado una temperatura de 46.85°C que ingresará en el sistema. Los resultados de la simulación se pueden ver en la figura N° 50.

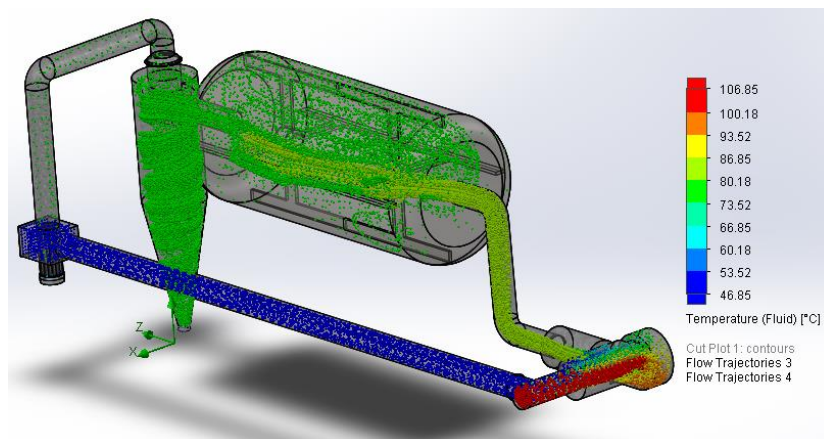


Figura N°50: Temperatura de recirculación del sistema

Fuente: Elaboración Propia

Se realizó el quinto análisis, se considera que el fluido y la flama están en contacto obteniendo cierta temperatura que se distribuirá hacia el ventilador para ser llevado al cilindro para el proceso de tostado de café. Para este análisis, se utilizó el paso del aire con la flama para verificar que la temperatura este elevadas para ser llevadas a todo el recorrido del sistema, dando como resultado una temperatura de 106.85°C que ingresará en el sistema. Los resultados de la simulación se pueden ver en la figura N° 51.

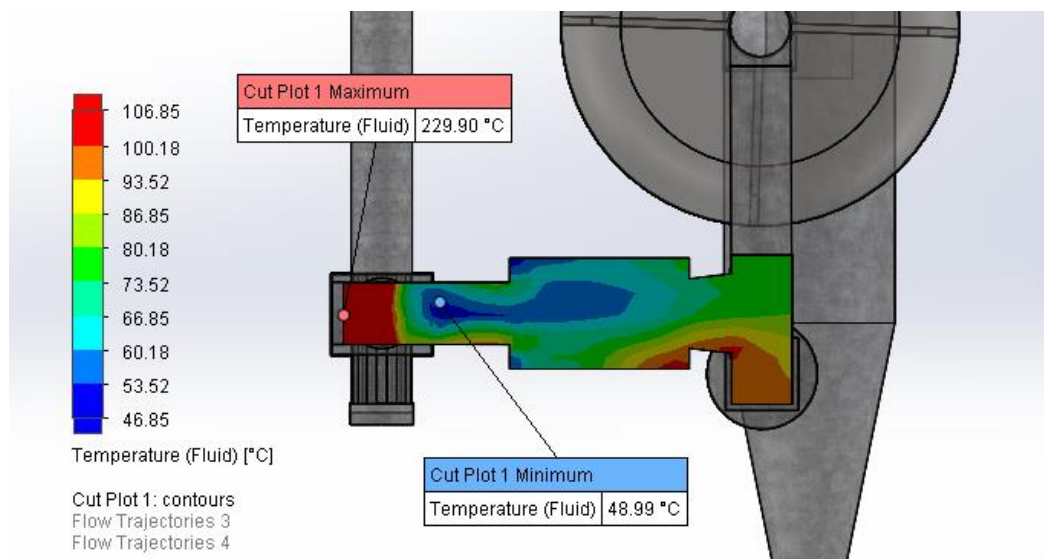


Figura N°51: Temperatura del fluido y la flama

Fuente: Elaboración Propia

3.6. DISCUSIÓN DE RESULTADOS

En el primer análisis se obtiene un factor de seguridad de acuerdo al diseño, con sola la capacidad de 500kg diseñada para soportar dicho peso junto con el peso del cilindro, no se acepta muchos más kilogramos de café porque afectara a la estructura y causaría daños perjudicables para el agricultor.

En el segundo análisis se obtiene un factor de seguridad requerido para su diseño para el cilindro, recomendado sola la capacidad que se diseñó dando así una mayor confiabilidad para el agricultor y una mejor calidad del tostado de café.

En el tercer análisis se obtiene la temperatura del ambiente y de la flama para aumentar la temperatura que se requiere para el tueste de los granos de café, dando así el comienzo de los parámetros obtenidos.

En el cuarto análisis se obtiene un intercambio de temperaturas en el intercambiador que será favorita para el sistema, lo que se sugiere es incorporar unas planchas en la parte superior e inferior del cilindro para que se mantenga más tiempo el aire caliente.

En el quinto análisis se obtiene una temperatura que se requiere para el tostado de café que será llevado hacia el cilindro, lo que se requiere en aumentar la temperatura de la flama para que llegue al cilindro la temperatura de 230°C, donde pueda tostar los granos de café.

3.7. PRESUPUESTO DEL DISEÑO DE LA MÁQUINA TOSTADORA DE CAFÉ

Se realizará un presupuesto total del diseño de la máquina que debe tener el agricultor y así mismo una lista de todos los componentes, equipos, herramientas y manos de obra que se debe implementar para la realización de la máquina, como se menciona a continuación la tabla N°36, tabla N°37, tabla N°38, tabla N°39 y la tabla N°40.

Tabla N°36: Cuadro de costos de materiales y componentes mecánicos

N°	Denominacion	cantidad	material	precio unitario	precio total
1	Plancha de acero inoxidable	3	AISI 304	650	1950
2	Chumaceras	4	SKF	45	180
3	Motor eléctrico	1	SIEMENS	400	400
4	Engranaje	1	ACERO	70	70
5	Piñon	1	ACERO	70	70
6	Pintura acrilica	1	TERMICA	80	80
8	Pernos	56	ACERO	10	560
9	Tuercas	56	ACERO	10	560
10	Tuberias	8	ACERO GALVANIZADO	250	2000
11	Codos	4	ACERO GALVANIZADO	35	140
12	Accesorios T	1	ACERO GALVANIZADO	55	55
13	Pintura anticorrosiva	1	DIALECTRICTICO	120	120
14	Tubo estructura LAC	3	A36	80	240
15	Ventilador centrifuge	1	ACERO	300	300
16	Soldadura (KG)	20	20 KG	20	400
17	Quemador	1	COFACO	500	500
Proyecto de investigación :		Máquina Tostadora de Café	Total		7625

Fuente: Elaboración Propia

Tabla N°37: Presupuesto del sistema eléctrico

Elementos	Cantidad	Precio Unitario	Precio Total
Guardamotor Sirius GV3L40 Siemens 30-40Amp	1	S/500	S/500
Interruptor termomagnético Schneider 63 Amp	1	S/80	S/80
Contactador Schneider LC1D80M7 80 Amp	1	S/320	S/320
llave termomagnética	1	S/100	S/100
Relé térmico LRD340 Amp General Electric	1	S/240	S/240
Pulsador Metálico 1NC	2	S/15	S/30
Cable AWG 4 Inmersur	50 mt	S/8	S/400
Cable Tw AWG 14 Indeco	50 mt	S/0.85	S/42.50
TOTAL			S/1,712.50

Fuente: Elaboración Propia

Tabla N°38: Cuadro de costos por mano de obra

N°	Denominación	cantidad	precio unitario	precio total	
1	Ingeniero 1	1	1400	1400	
2	Ingeniero 2	1	1400	1400	
3	Técnico mecanicos	2	450	900	
Proyecto de investigación :				total	3700
Máquina tostadora de café					

Fuente: Elaboración Propia

Tabla N°39: Costos de máquinas y equipos a utilizar

N°	Denominacion	cantidad	precio unitario	precio total	
1	Torno	3	40	120	
2	Taladro	3	10	30	
3	Máquina de soldar	4	20	80	
4	Pegamento	5	35	175	
5	kit de llaves	5	20	100	
6	Multitester	1	35	35	
7	Desarmador plano	2	2	4	
8	Desarmador estrella	2	1	2	
10	Compresora de aire	2	40	80	
11	Hoja de sierra	3	3.5	10.5	
Proyecto de investigacion :				total	636.5
Máquina tostadora de café					

Fuente: Elaboración Propia

Tabla N°40: Cuadro general de la máquina

N°	Denominacion	precio total
1	cuadro de costos de materiales y componentes mecánicos	7625
2	SISTEMA ELÉCTRICO DE PROTECCIÓN Y MANDO	S/1,712.50
3	cuadro de costos por mano de obra	3700
4	Costos de máquinas y equipos a utilizar	636.5
Proyecto de investigacion :		Total
Máquina tostadora de café		

Fuente: Elaboración Propia

CONCLUSIONES:

1. En la presente tesis se diseñó un tostador de café que emplea flujo de aire caliente para el proceso de tostado, este método permite satisfacer los parámetros funcionales y requerimientos para los agricultores. Así mismo un menor pierdo y menor esfuerzo por los operarios, obteniendo una gran ganancia. En las encuestas se obtuvo algunos parámetros a tomar en cuenta, puesto que los agricultores buscaran una máquina que sea eficiente y que tenga un rendimiento óptimo para el tostado de los granos de café.
2. Se incorporó un sistema de recirculación de aire, para aumentar la eficiencia energética y un menor combustible para el calentamiento del aire. Así mismo se incorporó mecanismo de fácil compresión, para facilitar el mantenimiento de la máquina y evitar fallas en la máquina.
3. Los parámetros de operación de la máquina de café son necesarios para el procedimiento del tueste de los granos de café, esto ayudara al operario a tener una mayor calidad del tostado y un incremento económico.
4. Para el diseño de los elementos mecánicos se tuvieron en cuenta los cálculos necesarios y normas establecidas; así como también en la elaboración de los circuitos de potencia y de mando se ha cumplido con las normas de seguridad para proteger a los equipos y al personal que estará a cargo del mantenimiento y operación.
5. Mediante el software de ingeniería se pudo validar los principales elementos de la máquina tostadora de café verificando su diseño mediante un análisis.

RECOMENDACIONES:

1. Se sugiere utilizar filtros de aire en entrada del intercambiador de calor y en la entrada del ventilador centrifugo para evitar que materiales extraños ingresen en la máquina y pueda obstruir el paso del aire o desgastes mecánico.
2. Para que el ventilador centrifugo pueda soportar temperaturas hasta 350°C, se debe agregar pintura térmica.
3. Se sugiere incorporar aislante térmico en las tuberías para evitar disminución de temperatura en el sistema.
4. Se sugiere colocar unas planchas inoxidables en la parte superior e inferior para mantener más tiempo el aire caliente en el cilindro.

Referencias

- Anonimo. (2009). Materiales termoaislantes, características técnicas y criterios de selección. Recuperado de <http://www.fao.org/docrep/008/y5013s/y5013s07.htm>
- Arciniega, J. (2016). Diseño, simulación, y propuesta de automatización de una máquina de café con capacidad de 25lb, para tostado -enfriado, dirigida a la producción cafetalera. (tesis pregrado). Universidad Nacional de Loja , Loja-Ecuador
- Balbas, J. (2010). centrales eléctrica I. Recuperado de http://ai2.diee.unican.es/asignatura/G_Ing_Electrica/G871_Generaci%C3%B3n/LIBRO%20I-10.pdf
- Becker y Freytag, (1992).Evaluación sensorial del café.Recuperado de <http://scanprogram.org/wp-content/uploads/2012/08/20151026-Evaluacion-sensorial-del-cafe.pdf>
- Bottazzi,D .,et al. (2012). Un método numérico para el análisis del proceso de tostado de café. Revista de Ingeniería de Alimentos.Italia
- Brenes, et al.,(2016).La situación y tendencias de la producción de café en América Latina y el Caribe.Recuperado de <https://repositorio.iica.int/bitstream/11324/2792/1/BVE17048805e.pdf>
- Cabanillas, (2014). Esfuerzo en cilindros y esferas de paredes delgadas. Recuperado de <https://www.coursehero.com/file/41545433/ESFUERZO-EN-CILINDROS-Y-ESFERAS-DE-PAREDES-DELGADASpdf/>
- Castillo,(2016). Manual básico de buenas prácticaspara el tostado del café.Recuperado de https://www.swisscontact.org/fileadmin/user_upload/COUNTRIES/Ecuador/Documents/Content/ManualTuesteCafe.pdf
- Cengel, A. (2007). transefrenca de calor y mas . Monetrrey; Mexico :Tercera edición
- Dassault,S.(2009).Solidworks.Recuperado de https://www.solidworks.com/sw/docs/SOLIDWORKS-MBD_Datashee_Eng.p
- Fabri, et al.(2011). Numerical model of heat and mass transfer during roasting

coffee using 3D digitised geometry.(artículo científico).Universidad de Bologna-Italia.

Guiner, (2012).El tueste de café.Recuperado de https://www.forumdelcafe.com/sites/default/files/biblioteca/f-37_tueste_de_cafe.pdf

Hernández, J.,et al. (2006). Análisis de la transferencia de calor y masa durante el tostado de café por lote.Colombia

Hervas, v. (2013). Elementos de máquinas y sistemas.revista

Jorge,(2013).Torque y Momento de Torsión.Recuperado de http://www.astro.puc.cl/~avalcarc/FIS109A/16_Torque.pdf

Kunii y Levenspiel, (1969). Principios básicos de fluidización.Recuperado de http://catarina.udlap.mx/u_dl_a/tales/documentos/lim/patino_s_jl/capitulo3.pdf

Martínez,D.(2016).Análisis de fatiga mediante el método de los elementos finitos. Recuperado de <https://addi.ehu.es/bitstream/handle/10810/24406/TFG%20David%20Jaramillo%20Martinez.pdf?sequence=1>

Melendez, T.(2009). Construcción de un tostador de granos de café (coffea arabica).(tesis pregrado). Universidad Nacional del Altiplano, Puno-Perú

Mendoza.(2013). Radiación, conducción y convección: tres formas de transferencia de calor. Recuperado de <https://nergiza.com/radiacion-conduccion-y-conveccion-tres-formas-de-transferencia-de-calor/>

Mott,(2006). Diseño elementos de máquinas. Monerrey; Mexico :Tercera edición

Mott, (2013). Mecánica de fluido. Monerrey; Mexico :Tercera edición

Nabil, et al.(2016). A heat and mass transfer study of coffee bean roasting.(artículo científico). Universidad de Oxford

Niya, et al.(2012). Fourier Transform Infrared and Physicochemical Analyses of Roasted

- Coffee.(articulo cientifico).Universidad de Guelph-Canada
- Palacios, (2016). Implementación de una tostadora de café para el laboratorio. (tesis pregrado).Ecuador-Quito
- Ricón y cano (2010). Producción de café tostado y molido. Colombia
- Ruiz,(2012).Definicion de caudal y perdidas en el sistema. Recuperado de <https://mauriciomedinasierra.wordpress.com/primer-corte/conceptos/caudal/>
- Ruosi, et al.,(2012).Aroma de café durante el proceso de tosado.Ecuador-universidad estatal de Quevedo
- Services,o.(2015).Aislamiento termico. Recuperado de <http://operationservices.com/web/servicios/aislamiento-termico/>
- Soler y palau, (2002). Clasificación y aplicación de ventiladores industriales. Obtenido de <https://www.solerpalau.com/es-es/blog/ventiladores-industriales/>
- Sotelo,L y Pineda,L (2010). Desarrollo de un prototipo de laboratorio para el control de calidad de la variable grado de tosti3n del café tostado molido, empleando visi3n artificial. (tesis pregrado). Pontificia Universidad Javeriana, Bogota- Colombia
- Tipán,(2012)Diseño, simulaci3n, y propuesta de automatizaci3n de una m3quina de café con capacidad de 25lb.Tesis.Loja-Ecuador
- Villalbas,(2013).Mecanismos. Recuperado de <https://iesvillalbahervastecnologia.files.wordpress.com/2008/04/mecanismos-transmision.pdf>
- Villegas, (2015). Evaluaci3n de flujo de aire caliente en los diferentes tipos de café. Ecuador-Guayaquil
- Wang, (2012).A Kinetics and Modeling Study of Coffee Roasting Under Isothermal Conditions.(articulo cientifico). Universidad de Guelph-Canada

Anexo N°1: Densidad del Café

DENSIDAD APARENTE	
PRODUCTOS AGRICOLAS SOLIDOS	DENSIDAD (kg/m ³)
Alfalfa, granos	750 - 800
Algodón, granos con su fibra	420
Algodón, granos no apretados	100 - 120
Arroz cáscara	500 - 630
Arroz, gavillas	80- 120
Arroz blanqueado	800 - 850
Arroz de embarque (descascarado)	700 - 750
Avena	500 - 540
Cacahuete con cáscara para aceite	370 - 400
Cacahuete sin cáscara	600 - 620
Cacahuete con cáscara para consumo directo	270 - 300
Cacao (granos frescos)	900
Cacao (granos fermentados)	775
Cacao (granos secos)	635
Café (granos frescos)	620
Café comercial	715
Café (granos secos)	450
Cebada	550 - 690

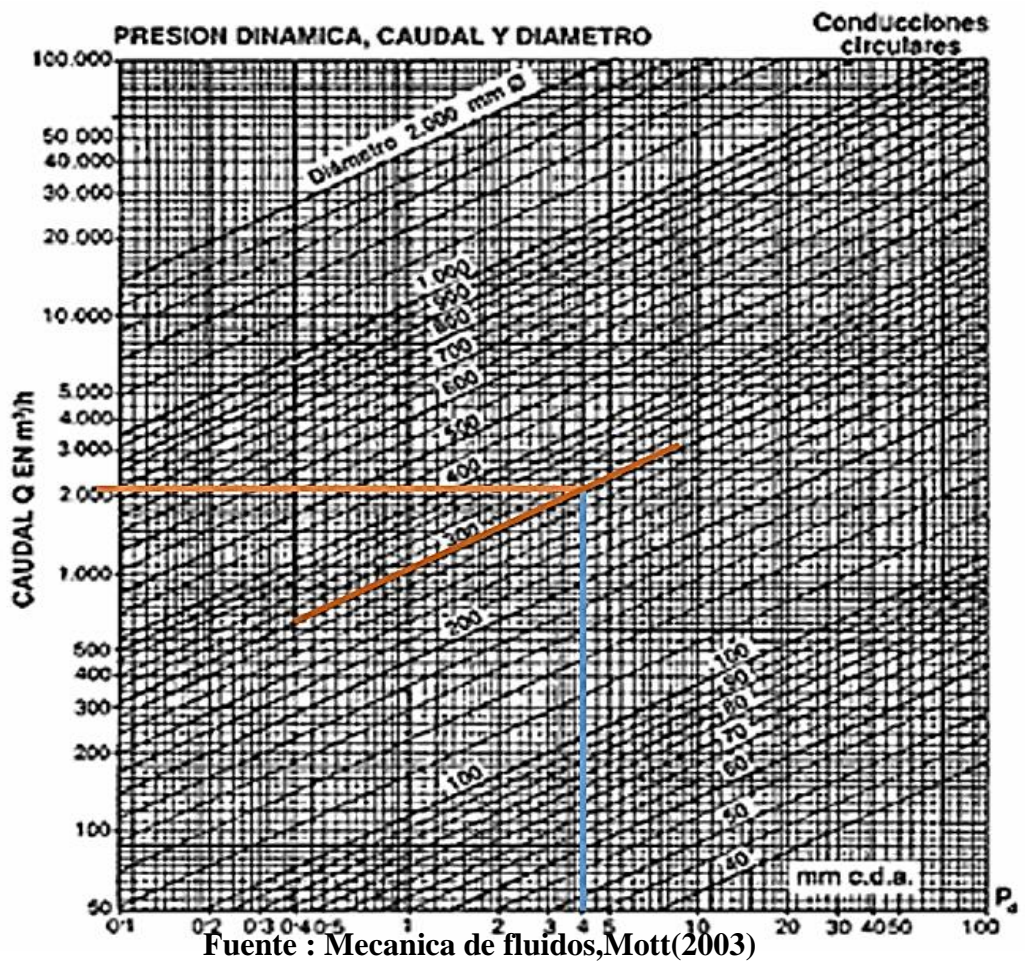
Fuente. Departamento De Agricultura, s.f.(2016)

ANEXO N°2: Coeficientes de perdidas singulares.

a. TUBOS ACODADOS		
Regular de 90°, embridado	0.3	
Regular de 90°, roscado	1.5	
De 90° con gran radio, embridado	0.2	
De 90° con gran radio, roscado	0.7	
De 45° con gran radio, embridado	0.2	
Regular de 45°, roscado	0.4	
b. CODOS DE 180°		
Codo de 180°, embridado	0.2	
Codo de 180°, roscado	1.5	
c. CONEXIONES EN T		
Flujo de línea, embridado	0.2	
Flujo de línea, roscado	0.9	
Flujo derivado, embridado	1.0	
Flujo derivado, roscado	2.0	
d. UNION ROSCADA		
	0.08	
e. VALVULAS		
De globo, completamente abierta	18	
De ángulo, completamente abierta	2	
De compuerta, completamente abierta	0,15	
De compuerta, 1/4 cerrada	0,26	
De compuerta, 1/2 cerrada	2,1	
De compuerta, 3/4 cerrada	17	
De retención a bisagra, flujo hacia adelante	2	
De retención a bisagra, flujo hacia atrás	infinito	
De bola, completamene abierta	0,05	
De bola, 1/3 cerrada	5,5	
De bola, 2/3 cerrada	2,15	

Fuente: Anónimo, (2013)

Anexo N°3: Tabla de la presión dinámica

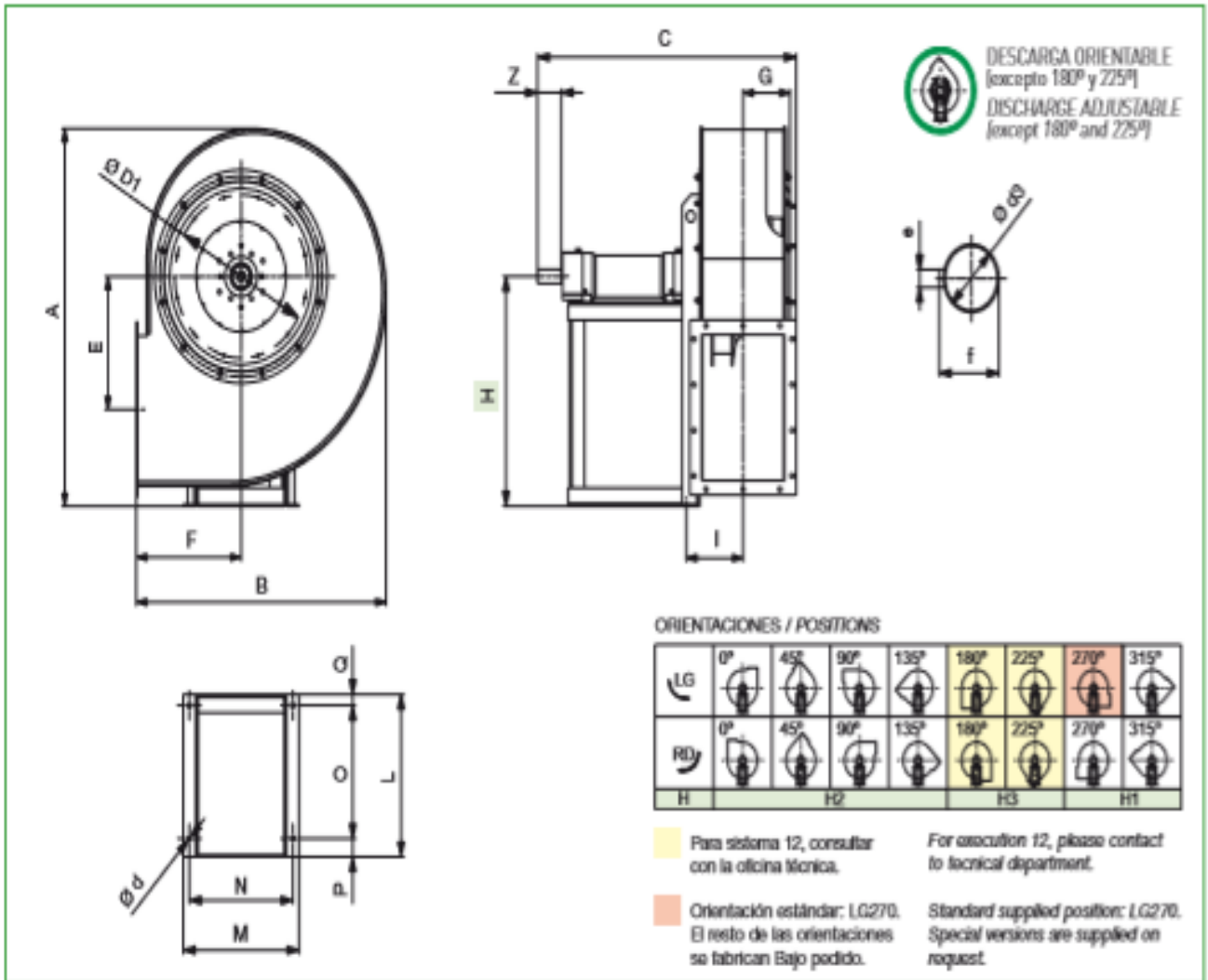


Anexo N°5: Selección de la carcasa del ventilador centrifugo

■ Dimensiones (mm) (modelos desde 251 hasta 561) / Dimensions (mm) (models from 251 to 561)

CRT-TR

Ventiladores centrifugos con rodete de álabes curvados hacia atrás
Backward curved centrifugal fans



Modelo Model	Clase Class	Ventilador Fan									Pie** Feet**								Eje Shaft			Medida* Size*			
		A	B	C	E	F	G	H			I	L	M	N	O	P	Q	Ød	Z	e	f	Ød3	C	Q	L
CRT-TR 251	1-2	524	444	450	170	200	81,5	315	315	200	125,5	230	235	215	125	50	55	10	40	6	21,5	19	500	105	280
CRT-TR 281	1-2	588	400	470	202	212	93,5	355	355	212	135,5	230	235	215	125	50	55	10	40	6	21,5	19	520	105	280
CRT-TR 311	1-2	662	548	490	228	236	103,5	400	400	236	145,5	230	235	215	125	50	55	10	40	6	21,5	19	540	105	280
CRT-TR 351	1-2	742	617	596	263	265	117	450	450	265	165	300	270	245	215	60	25	10	50	8	27	24	646	75	350
CRT-TR 401	1-2	828	694	805	292	300	129	500	500	300	168	445	390	350	305	50	30	14	80	10	41	38	845	70	485
CRT-TR 451	1-2	926	776	831	328	335	142,5	560	560	335	181	445	390	350	305	50	30	14	80	10	41	38	871	70	485
CRT-TR 501	1-2	1035	845	970	365	355	160	630	560	355	201,5	520	410	390	430	55	35	16	110	12	45	42	1010	75	560
CRT-TR 561	1-2	1165	950	1004	410	400	177,5	710	560	400	219	520	410	390	430	55	35	16	110	14	51,5	48	1044	75	560

* Con rodete de refrigeración (para versiones R)

** Para los ventiladores con orientaciones 180° y 225°, pedir confirmación de estas medidas a oficina técnica

* With cooling impeller (for R versions)

** For fans with 180° and 225° positions, please contact our technical office

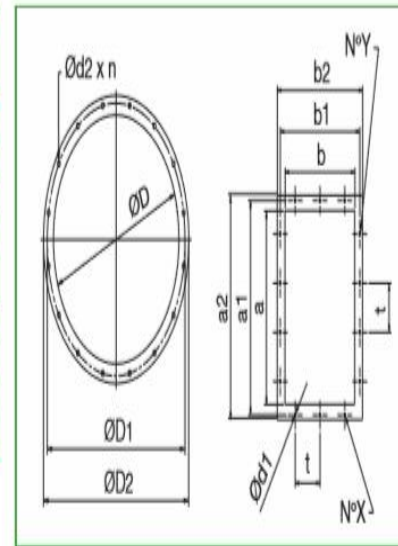
Fuente : Ventiladores centrifugos, Soler & Palau(2016)

Anexo N°6: Selección de la brida de aspiración y de descarga del ventilador

Modelo Model	Brida aspiración Inlet flange					Brida descarga Discharge flange									
	ØD	ØD1	ØD2	Ød2	n	N°Y	a	a'	a²	N°X	b	b'	b²	t*	Ød1
CRT-TR 251	205	241	275	11	8	2	200	241	270	2	140	182	210	112	11,5
CRT-TR 281	229	265	299	11	8	2	224	265	294	2	160	200	230	112	11,5
CRT-TR 311	255	292	325	11	8	3	250	292	320	2	180	219	250	112	11,5
CRT-TR 351	286	332	366	11	8	3	280	332	360	2	200	249	280	125	11,5
CRT-TR 401	321	366	401	11	8	3	315	366	395	2	224	273	304	125	11,5
CRT-TR 451	361	405	441	11	8	3	355	405	435	2	250	300	330	125	11,5
CRT-TR 501	405	448	485	11	12	4	400	448	480	3	280	332	360	125	11,5
CRT-TR 561	455	497	535	11	12	4	450	497	530	3	315	366	395	125	11,5

* Si N°X o N°Y = 1, un sólo agujero centrado

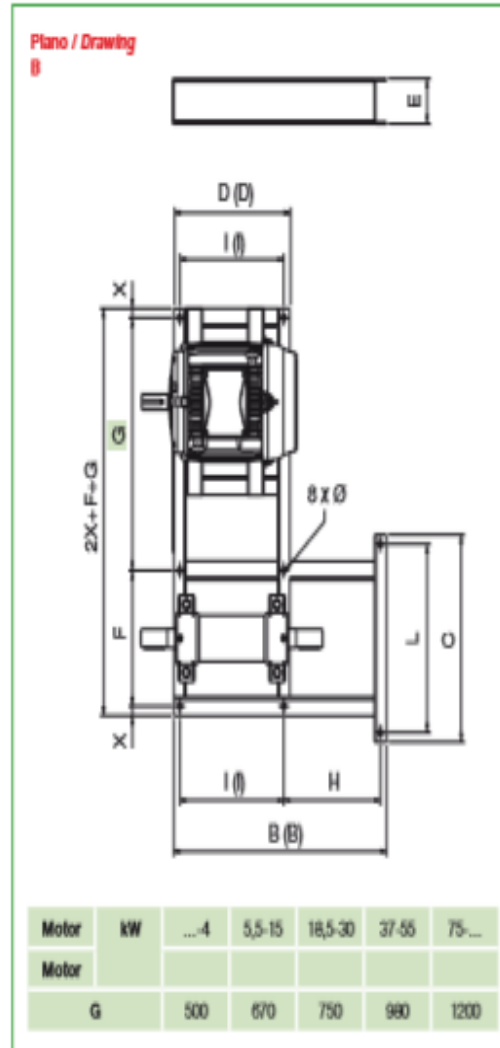
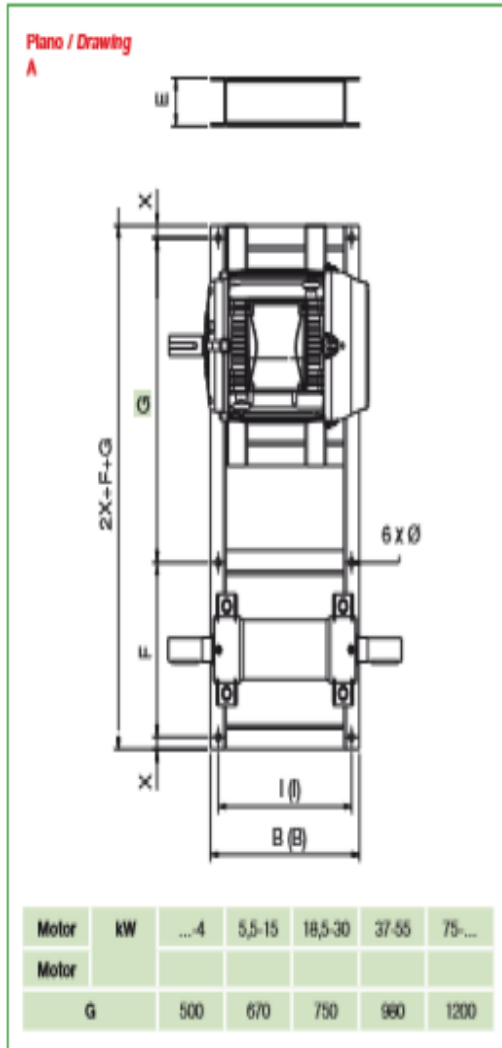
* If N°X or N°Y = 1, only one hole in the center



centrifugo

Fuente : Ventiladores centrifugos, Soler & Palau(2016)

■ Dimensiones (mm) / Dimensions (mm)



CRT-TR

Ventiladores centrífugos con rodete de álabes curvados hacia atrás
Backward curved centrifugal fans

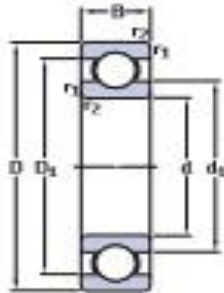
Modelo Model	Plano Drawing	Clase Class	Medida* Size*													
			B	C	D	E	F	X	H	I	L	Ø	(B)	(D)	(I)	
CRT-TR-251	A	1	165	—	—	100	215	20	—	—	125	—	10	215	—	175
CRT-TR-281	A	1	165	—	—	100	215	20	—	—	125	—	10	215	—	175
CRT-TR-311	A	1	165	—	—	100	215	20	—	—	125	—	10	215	—	175
CRT-TR-351	A	1	255	—	—	100	245	20	—	—	215	—	10	305	—	265
CRT-TR-401	A	1	405	—	—	100	350	20	—	—	365	—	14	445	—	405
CRT-TR-451	A	1	405	—	—	100	350	20	—	—	365	—	14	445	—	405
CRT-TR-501	A	1	480	—	—	100	380	25	—	—	430	—	16	520	—	470
CRT-TR-561	A	1	480	—	—	100	380	25	—	—	430	—	16	520	—	470
CRT-TR-631	B	1	920	790	480	100	710	25	440	430	710	17	980	520	470	
CRT-TR-711	B	1	986	850	480	120	800	25	486	430	800	17	1006	520	470	

Anexo N°7: Selección de la mediada del motor del ventilador centrifugo

Fuente : Ventiladores centrifugos, Soler & Palau(2016)

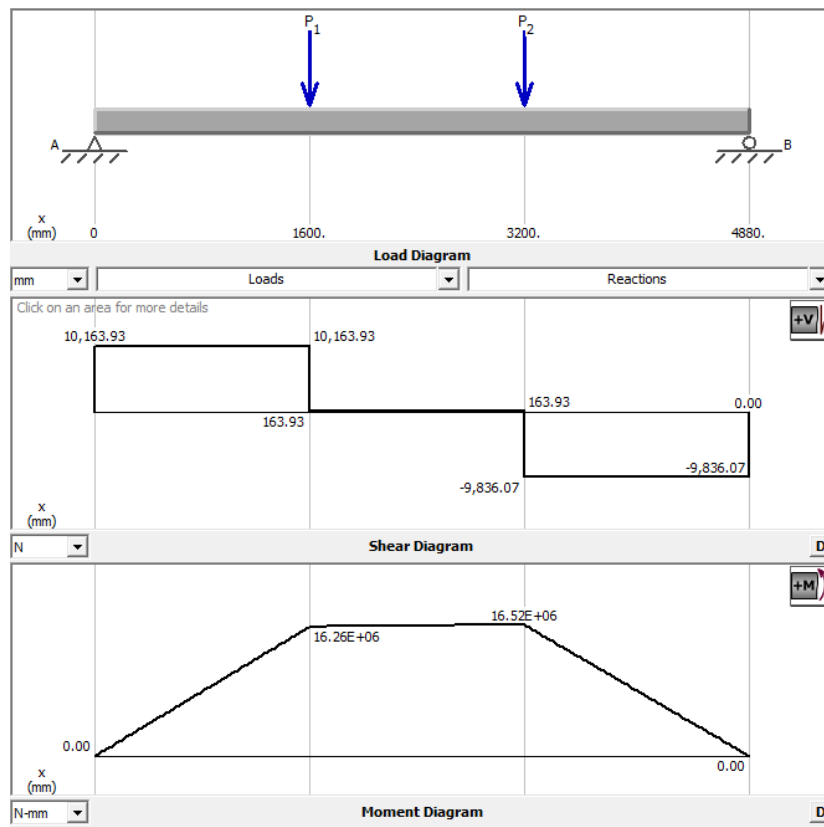
Anexo N° 8: rodamientos rígidos de una hilera de bolas

1.1 Rodamientos rígidos de una hilera de bolas
d 260–360 mm



Dimensiones principales			Capacidad de carga básica		Carga límite de fatiga	Velocidades nominales		Masa	Designación
d	D	B	C	C ₀	P _e	Velocidad de referencia	Velocidad límite	kg	
mm			kN		kN	r.p.m.			-
260	320	28	111	163	4	3 800	2 400	4,15	61852
	360	46	212	270	6,55	3 600	2 200	12	61952
	360	46	212	270	6,55	3 600	3 000	14,5	61952 MA
	400	44	238	310	7,2	3 200	2 000	38	64052
	400	44	238	310	7,2	3 200	2 800	22,5	64052 MA
	400	65	291	375	8,8	3 200	2 000	25	6852
280	350	33	138	200	4,75	3 400	2 200	6,25	61856
	380	46	216	285	6,7	3 200	2 000	12	61956
	380	46	216	285	6,7	3 200	2 800	15,5	61956 MA
	420	44	242	335	7,5	3 000	1 900	19	64056
	420	44	242	335	7,5	3 000	2 600	24	64056 MA
	420	65	307	406	9,3	3 000	1 900	26	6856
300	380	38	172	245	5,6	3 200	2 000	8,9	61860
	380	38	172	245	5,6	3 200	2 600	10,5	61860 MA
	420	56	270	375	8,3	3 000	1 900	19	61960
	420	56	270	375	8,3	3 000	2 400	24,5	61960 MA
	540	85	462	670	13,7	2 400	2 000	88,5	6260 M
	320	400	38	172	255	5,7	3 000	1 900	9,5
400		38	172	255	5,7	3 000	2 400	11	61864 MA
480		50	281	405	8,65	2 600	2 200	34	64064 MA
480		74	371	540	11,4	2 600	2 200	46	6864 M
340	420	38	178	275	6	2 800	1 800	10	61868
	420	38	178	275	6	2 800	2 400	11,5	61868 MA
	520	57	345	520	10,6	2 400	2 000	45	64068 MA
	520	82	423	640	13,2	2 400	2 000	62	6868 M
360	440	38	182	285	6,1	2 600	2 200	12	61872 MA
	480	56	291	450	9,15	2 600	2 000	28	61972 MA
	540	57	351	580	11	1 800	1 400	49	64072 MA
	540	82	442	695	14	2 400	1 900	64,5	6872 M

Anexo N°9: Diagramas de fuerza cortantes y momento flector



Fuente: Elaboración Propia

Anexo N°10: Selección del motor reductor

SIMOGEAR Geared Motors

Helical geared motors

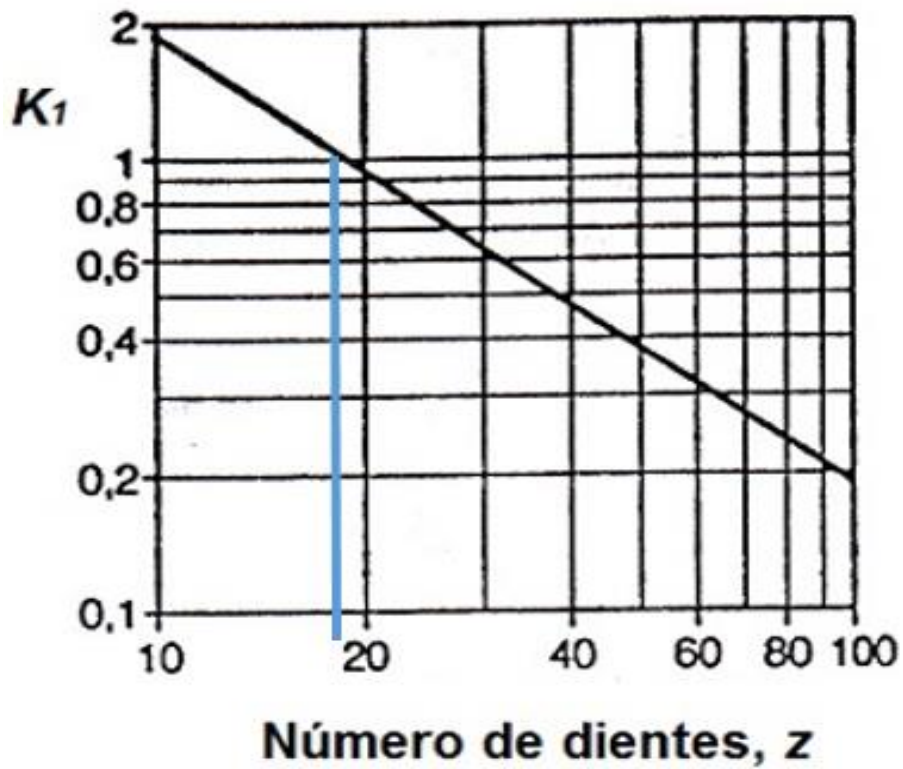
Geared motors up to 55 kW

Selection and ordering data (continued)

P_{rated} kW	n_2 rpm	T_2 Nm	i -	F_{R2} N	f_B -	m kg	Article No. (Article No. supplement – below)	Order code No. of poles
9.2	Z.129-LE132ZMM4E							
	36	2 450	41.82	29 300	2.0	212	2KJ3111 - ■ HV22 - ■ ■ T1	
	40	2 170	37.15	29 300	2.3	212	2KJ3111 - ■ HV22 - ■ ■ S1	
	45	1 960	33.52	29 300	2.5	212	2KJ3111 - ■ HV22 - ■ ■ R1	
	D.109-LE132ZMM4E							
	23	3 760	64.34	20 200	0.82	152	2KJ3210 - ■ HV22 - ■ ■ C1	
	Z.109-LE132ZMM4E							
	29	2 990	51.17	20 200	1.0	150	2KJ3110 - ■ HV22 - ■ ■ X1	
	34	2 550	43.64	20 200	1.2	150	2KJ3110 - ■ HV22 - ■ ■ W1	
37	2 400	41.07	20 200	1.3	150	2KJ3110 - ■ HV22 - ■ ■ V1		
39	2 230	38.12	20 200	1.4	150	2KJ3110 - ■ HV22 - ■ ■ U1		
45	1 970	33.70	20 200	1.6	150	2KJ3110 - ■ HV22 - ■ ■ T1		
50	1 760	30.08	20 200	1.8	150	2KJ3110 - ■ HV22 - ■ ■ S1		
55	1 580	27.07	20 200	1.9	150	2KJ3110 - ■ HV22 - ■ ■ R1		
64	1 370	23.49	20 200	2.1	150	2KJ3110 - ■ HV22 - ■ ■ Q1		
71	1 230	21.13	20 200	2.3	150	2KJ3110 - ■ HV22 - ■ ■ P1		
81	1 080	18.47	20 200	2.5	150	2KJ3110 - ■ HV22 - ■ ■ N1		
91	965	16.48	20 200	2.7	150	2KJ3110 - ■ HV22 - ■ ■ M1		
103	850	14.52	19 700	3.0	150	2KJ3110 - ■ HV22 - ■ ■ L1		
118	745	12.72	19 100	3.4	150	2KJ3110 - ■ HV22 - ■ ■ K1		
135	650	11.09	18 500	3.8	150	2KJ3110 - ■ HV22 - ■ ■ J1		

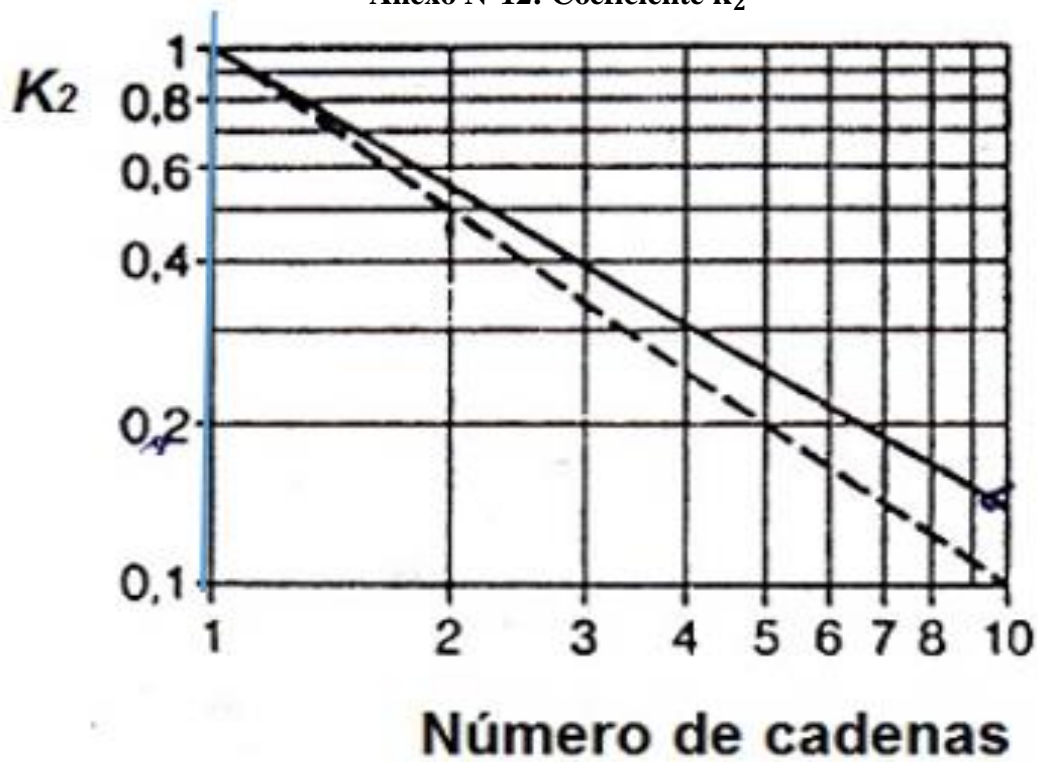
Fuente: Siemens (2017)

Anexo N°11: Coeficiente k_1



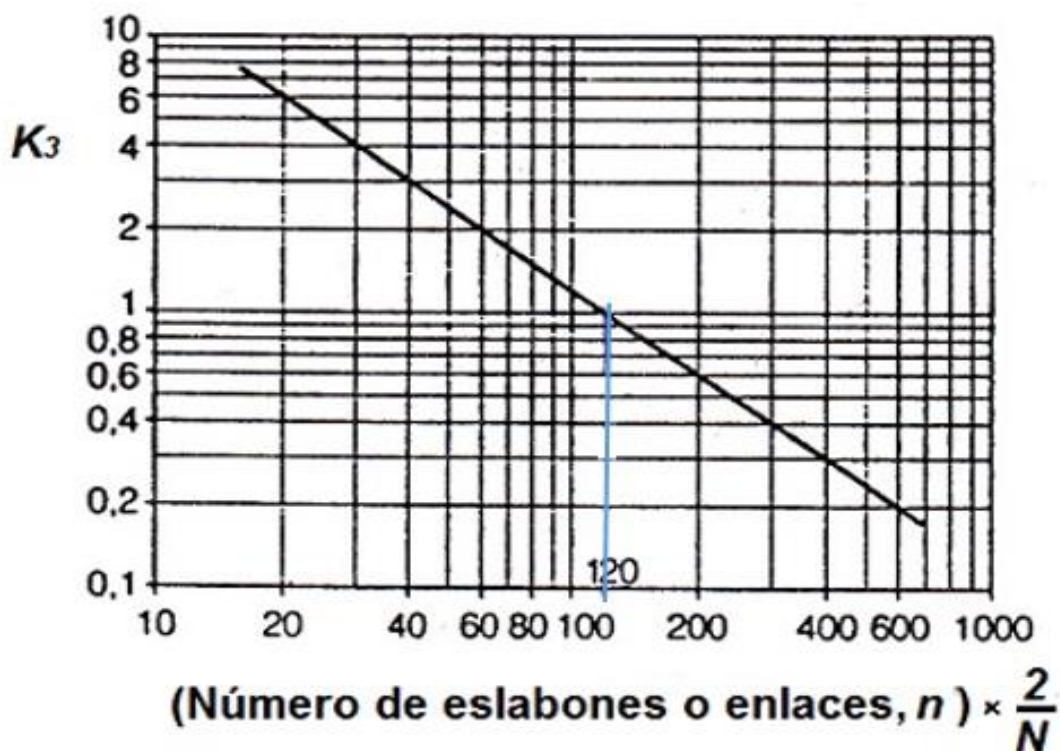
Fuente: Diseño elementos de máquinas. Cengel (2006)

Anexo N°12: Coeficiente k_2



Fuente: Diseño elementos de máquinas. Cengel (2006)

Anexo N°13: Coeficiente k_3 :



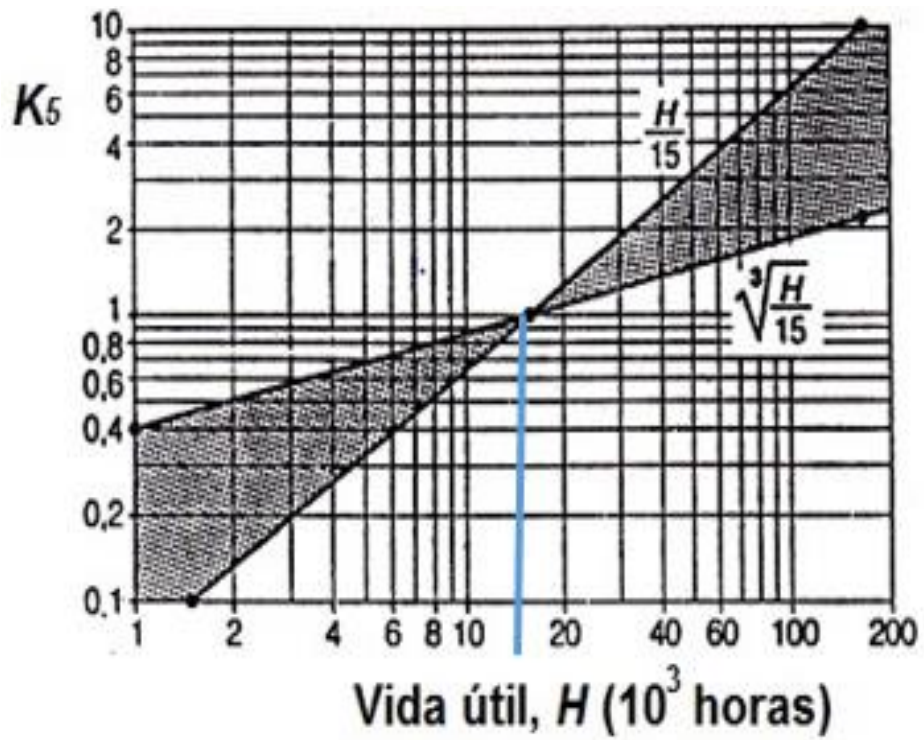
Fuente: Diseño elementos de máquinas. Cengel (2006)

Anexo N°14: Coeficiente k_4

tipo de carga	Ejemplo de máquinas	Motor eléctrico o turbina	Accionamiento Motor de combustión interna	
			Trans. hidráulica	Trans. mecánica
Regular	Agitadores de líquidos. Bombas centrífugas y de engranajes. Compresores centrífugos. Elevadores y transportadores con carga regular. Generadores y alternadores. Hiladoras. Maquinaria de imprenta. Maquinaria para la fabricación de papel. Montacargas y ascensores. Teleféricos. Maquinas herramientas (toros, taladradoras, fresadoras, rectificadoras). Ventiladores y máquinas soplantes.	1	1	1,2
Irregular	Agitadores de sustancias poco fluidas. Bombas de émbolo de más de 2 cilindros. Compresores alternativos de más de 2 cilindros. Hélices (aplicaciones marinas). Elevadores y transportadores con carga irregular. Laminadoras. Mezcladores. Maquinaria para carpintería. Maquinaria para formar tubos. Trefiladoras. Molinos para materias homogéneas y blandas. Telares.	1,3	1,2	1,4
A golpes	Aparejos de elevación. Bombas de 1 y 2 cilindros. Dragas. Excavadoras. Elevadores y transportadores con carga muy irregular y pesada. Grúas. Maquinaria para perforación. Maquinaria para fabricar ladrillos. Maquinas herramientas (prensas, cizallas, limadoras, cepilladoras). Molinos para materias duras e irregulares. Rotocultivadores. Trituradoras.	1,5	1,4	1,7

Fuente: Diseño elementos de máquinas. Cengel (2006)

Anexo N°15: Coeficiente k_5 :

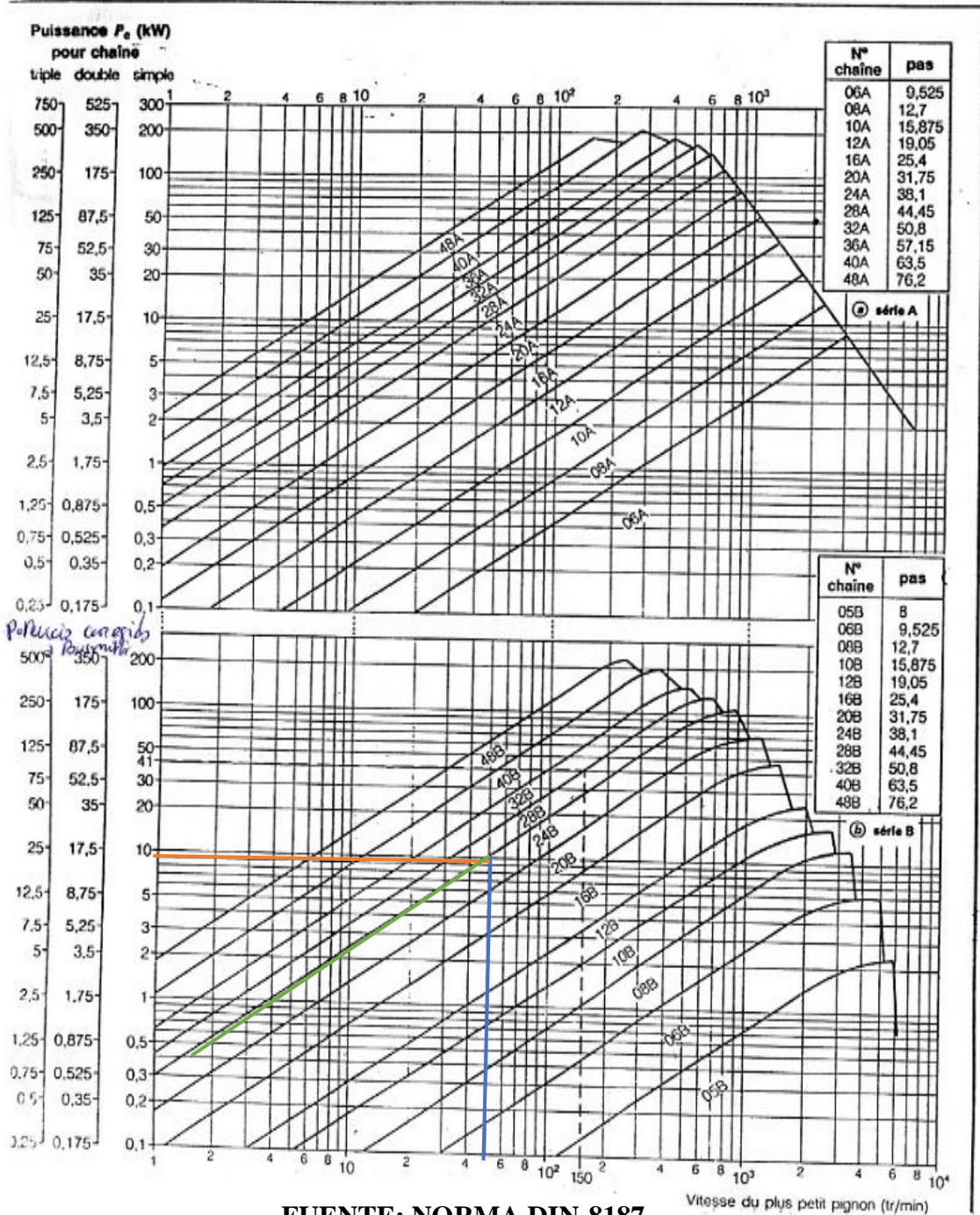


Fuente: Diseño elementos de máquinas. Cengel (2006)

Anexo N°16: Diagramas para la selección de cadenas de transmisión de potencia

Diagramas de selección de las cadenas de transmisión de potencia
Series A (serie americana) y B (serie europea)

CHAÎNES MÉCANIQUES



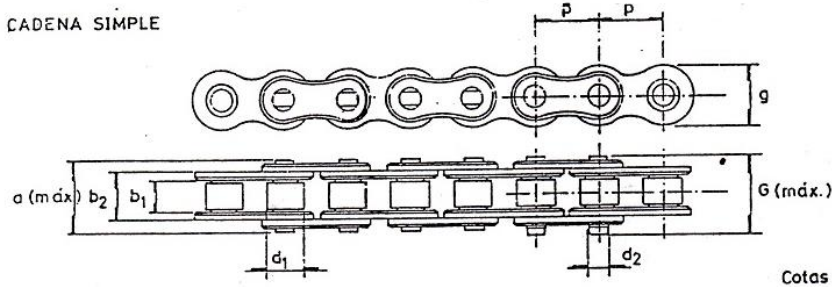
FUENTE: NORMA DIN-8187

Anexo N°17: Velocidad máximas en cadenas

Vitesses maximales de la chaine		
Pas (mm)	Vitesses de la rotation (tr/min)	Vitesses Anesire (m/s)
9.525	10 000	30
12.7	7 000	28
15.875	5 000	24
19.05	4 000	24
25.4	2 500	18
31.75	1 600	16
38.1	1 300	16
44.45	1 000	14
50.8	700	11
63.5	500	10
76.2	400	9.5

Fuente: Norma din-8187

Anexo N°18: Tabla de características para cadena simple de rodillos

Cadena de rodillos norma DIN-8187,BS-288,ISO/R-606												
												
Cotas en mm.												
Referencias		Paso	Ancho interior b_1	rodillo d_1	Eje d_2	Ancho Eslabón Interior b_2	Ancho Sobre Remache a	Longitud Eje Unión G	Ancho Malla g	Superf. Articul cm^2	Peso (kg/m)	Carga De Rotura k_p
Bemsa	Din-ISO											
R-6-1	04 B-1	6.00	2.80	4.00	1.85	4.10	7.40	10.30	5.00	0.07	0.12	300
R-8-1	05 B-1	8.00	3.00	5.00	2.31	4.77	8.60	11.70	7.11	0.10	0.18	460
R-9-3	06 B-1	9.525	5.72	6.35	3.28	8.53	13.50	16.80	8.26	0.28	0.40	910
R-102	0.81-1	12.70	3.30	7.75	3.66	5.80	10.28	11.70	9.91	0.21	0.28	820
R-110	0.82-1	12.70	2.38	7.75	3.56	4.60	8.20	-----	9.91	0.16	0.26	820
R-46 N	0.83-1	12.70	4.88	7.75	4.09	7.99	12.90	14.40	10.20	0.32	0.42	1400
R-17A	0.84-1	12.70	4.88	7.75	4.09	8.80	14.80	16.30	11.15	0.35	0.59	1600
R-41 A	0.85-1	12.70	6.38	7.75	3.58	9.07	14.00	16.00	9.91	0.32	0.38	680
R-12-1	0.8 B-	12.70	9.65	8.51	4.45	11.30	17.00	20.90	11.81	0.50	0.70	1820
R-25-1	1	25.40	17.02	15.88	8.27	25.45	36.10	41.50	20.60	2.10	2.70	6500
R-31-1	16 B-1	31.75	19.56	19.05	10.17	29.01	43.20	49.30	26.20	2.95	3.70	10 000
R-38-1	20 B-1	36.10	25.40	25.40	14.63	37.92	53.40	60.00	33.20	5.54	6.70	17 000
R-44-1	24 B-1	44.45	30.99	27.94	15.90	46.58	65.10	72.50	37.08	7.40	8.30	20 000
R-50-1	28 B-1	50.80	30.99	29.21	17.81	45.57	67.40	75.30	41.60	8.12	10.50	26 000
R-63-1	32 B-1	63.50	38.10	39.37	22.87	55.75	82.60	92.80	52.00	12.15	16.00	38 000
R-76-1	40 B-1	76.20	45.75	48.26	29.22	70.56	99.10	109.60	63.50	20.61	27.20	60 000
R-78-1	48 B-1	88.50	53.34	53.98	34.30	81.33	117.00	126.60	80.00	27.87	34.00	90 000
R-101-1	56 B-1	101.60	60.96	68.50	39.40	92.02	131.40	140.00	90.17	36.25	60.00	108 000
R-114-1	64B-1	114.30	68.58	68.58	44.48	103.81	148.70	157.20	103.63	46.17	80.00	000
	72 B-1											137 000

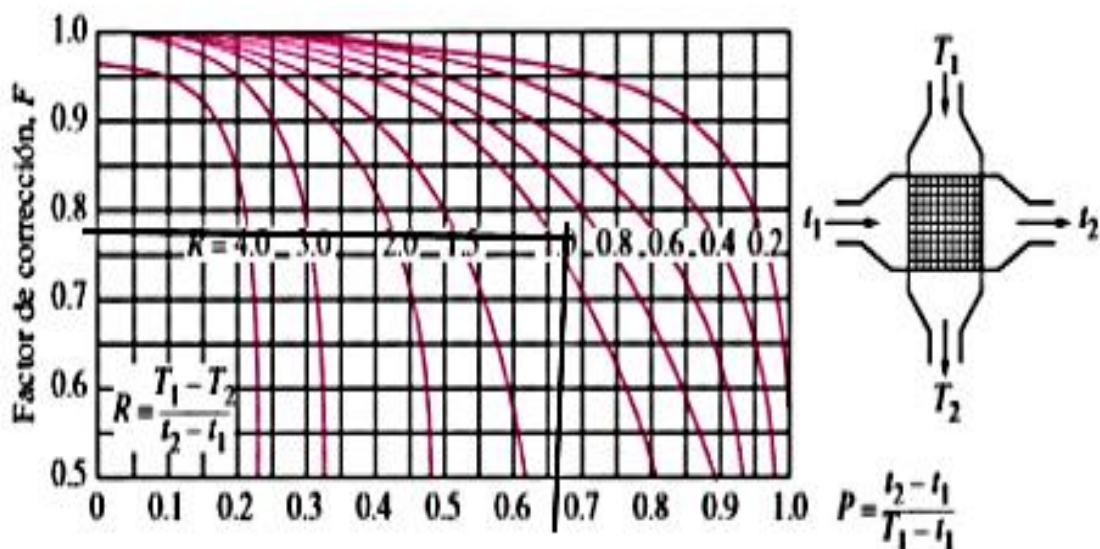
FUENTE: NORMA DIN-8187

Anexo N°19: Tabla de presiones máximas admisibles en las articulaciones de cadenas

Pression conventionnelle maximale dans les articulations (MPa)				
P (mm)	9.525-12.7	15.875	31.75-38.1	63.5-76.2
N (tr/min)		19.05-25.4	44.45-50.8	
10	64	51	45	38
25	57	45	39	33
50	48	39	34	29
75	44	35	30	26
100	39	31	27	23
150	35	28	24	21
200	33	26	23	19
250	31	25	22	18
300	30	24	21	17
400	28	22	19	16
500	27	21	18	
750	24	19	17	
1 000	22	18	15	
1 500	20	16		
2 000	17	14		
2 500	15	12		
3 000	14	11		
4 000	10			
5 000	7			

FUENTE: NORMA DIN-8187

Anexo N°20: Flujo cruzado de un solo paso con los dos fluidos de flujo no mezclado



Fuente: Transferencia de calor. Cengel, (2004)

Anexo N°21: Encuestas a los agricultores en Huabal

Tema de encuesta: tostado de café

Nombre del encuestado:

Experiencia como agricultor:

Lugar:

1. ¿Cuál es la producción de tostado que realiza usted al año?

2. ¿Cuánto es el precio de un kilogramo de tostado de café?

3. Método que realiza para el tostado de café

Leña

Eléctrico

Cáscara de café

Otros: _____

4. ¿En qué tiempo realiza el tostado de café?

5. Explique brevemente el procedimiento de tostadora de café

6. Usted tiene conocimiento sobre maquinas tostadora de café

7. ¿En qué tipo de mercado vende su producto?

8. ¿Estaría dispuesto a comprar una máquina tostadora?

9. ¿Cuánto estaría dispuesto pagar por la fabricación de la máquina?
