 Institución Universitaria	INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2015-01-27

# **Diseño de una máquina mezcladora de fluidos para el proceso de corte en recipientes de 20,10 y 5 kg realizado por la empresa MANE sucursal Colombia.**

Alexander Zuluaga González

Janio Moreno Rodríguez

Julián Yepes Urrego

**Ingeniería Electromecánica**

**Director(es) del trabajo de grado**

I.M Daniel Sanín Villa

**INSTITUTO TECNOLÓGICO METROPOLITANO**

**Septiembre del 2021**

 Institución Universitaria	INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2015-01-22

	INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2015-01-22

## RESUMEN

---

Uno de los procesos comunes en la industria, es la homogenización de productos, lo cual, requiere de equipos o máquinas, destinadas a garantizar la calidad del producto final. MANE sucursal Colombia, es una empresa dedicada a la fabricación de productos químicos aromáticos para la industria alimenticia, de aseo y cuidado personal, la cual está comprometida con el mejoramiento continuo.

En la actualidad uno de sus procesos se realiza de forma manual, por tal motivo, la empresa tomó la decisión de diseñar una máquina mezcladora para dicho proceso, con el fin de garantizar la calidad del producto y aumentar su producción. Este proceso, se llama corte y es la etapa final del proceso de embazado de un producto de limpieza, en recipientes de 20, 10 y 5 kg.

A continuación, usted podrá encontrar el diseño detallado de una maquina mezcladora de fluidos de limpieza para la empresa MANE sucursal Colombia. La cual, cuenta con tres ejes que realizan la mezcla simultánea del producto depositado en los recipientes de 20,10 y 5 kg permitiendo garantizar la calidad el producto como el aumento en la producción. Para la realización este proyecto fue de suma importancia, el conocimiento adquirido por los años de trabajo juntamente con lo aprendido en la ingeniería, más específicamente en la materia de diseño mecánico y resistencia de materiales.

**Palabras clave:** Diseño, mezcladora de fluidos, densidad, homogeneidad y calidad.

 Institución Universitaria	INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2015-01-22

## RECONOCIMIENTOS

---

Agradecemos a nuestras familias y profesores, por la colaboración prestada durante el transcurso de la ingeniería, los cuales influyeron considerablemente para no desfallecer en periodos de gran dificultad y sacrificio.

Le agradecemos a Dios, por escuchar nuestro suplicas y permitir abrir nuestros caminos para culminar este proyecto y recibir el grado de ingeniero electromecánico.

	INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2015-01-22

# ACRÓNIMOS

---

A área (m<sup>2</sup>)

C<sub>m</sub> factor de material

C<sub>s</sub> factor de tamaño

C<sub>st</sub> factor de tipo de esfuerzo

C<sub>R</sub> factor de confiabilidad

D diámetro (m)

K<sub>t</sub> factor de concentración de esfuerzos

M momento flector (N.m)

T torque (N.m)

V fuerza cortante (N)

σ esfuerzo normal (MPa)

σ<sub>b</sub> esfuerzo de aplastamiento (MPa)

σ<sub>d</sub> esfuerzo de diseño (MPa)

σ<sub>flexión</sub> esfuerzo normal de flexión (MPa)

σ<sub>y</sub> esfuerzo de fluencia del material (MPa)

σ' esfuerzo de Vonn-Mises (MPa)

τ esfuerzo cortante (MPa)

τ<sub>max</sub> esfuerzo cortante máximo (MPa)

τ<sub>d</sub> esfuerzo cortante de diseño (MPa)

S<sub>y</sub> resistencia de fluencia del material (MPa)

S<sub>n</sub> factor de resistencia del material (MPa)

S<sub>n</sub>' factor de resistencia a la fatiga (MPa)

N factor de seguridad

 Institución Universitaria	INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2015-01-22

## TABLA DE CONTENIDO

1.	INTRODUCCIÓN .....	10
1.1	Objetivo general .....	12
1.2	Objetivos específicos .....	12
2.	MARCO TEÓRICO .....	13
2.1	Historia de las máquinas mezcladoras.....	13
2.2	Actualidad de las máquinas mezcladoras.....	14
2.3	Tipos de agitadores.....	15
2.4	Componentes de los mezcladores o agitadores de fluidos .....	18
2.5	Sistema de transmisión de potencia.....	21
2.6	Formulas a utilizadas en el diseño de la máquina .....	23
2.7	Teorías de diseño .....	25
2.7.1	Teoría de cortante máximo (carga estática).....	25
2.7.2	Teoría de energía distorsión o Von-Mises. ....	26
2.8	Diseño de ejes por fatiga .....	28
3.	METODOLOGÍA.....	31
4.	RESULTADOS Y DISCUSIÓN.....	33
4.1	Parámetros de diseño del mezclador .....	33
4.2	Matriz de ponderación .....	34
4.3	Diseño de las piezas mecánicas .....	35
4.3.1	<i>Consideraciones realizadas para el diseño de la piezas mecánicas. ....</i>	35
4.3.2	<i>Análisis de fuerzas.....</i>	38
4.3.3	<i>Selección del motor eléctrico a utilizar. ....</i>	39
4.3.4	<i>Diseño del sistema de transmisión de potencia.....</i>	40
4.3.5	<i>Diseño de los ejes de la máquina. ....</i>	45
4.3.6	<i>Selección de rodamientos. ....</i>	69
5.	CONCLUSIONES, RECOMENDACIONES Y TRABAJO FUTURO .....	72
6.	REFERENCIAS .....	74
7.	APÉNDICE .....	76

	<b>INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO</b>	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2015-01-22

# LISTA DE FIGURAS

	Pág.
Figura 1. Primeros procesos de homogenización o mezcla. ....	13
Figura 2. Mezclador de fluidos con manivela y engranes. ....	14
Figura 3. Primeros agitadores de la época. ....	14
Figura 4. Tipos de agitadores: A) horizontales, B) Dinámico y C) vertical. ....	16
Figura 5. Tipos de instrumentos para agitación utilizados. ....	16
Figura 6. Tipo de impulsores según el flujo. a) flujo axial y b) flujo radial. ....	17
Figura 7. Componentes principales de un mezclador o gritador de fluidos: 1) fuente impulsora, 2) Reductor de velocidad, 3 y 5) Fijación o unión, 4) acople del eje, 6) Eje principal y 7) Mezclador. .	18
Figura 8. Motores monofásicos utilizados en mezcladores de fluidos. ....	19
Figura 9. Variadores de velocidad: a) mecánico y b) electrónico. ....	19
Figura 10. Aceros inoxidables utilizados en la industria. ....	20
Figura 11. Tipos de correas según su geometría. ....	21
Figura 12. Componentes de una cadena de rodillos. ....	22
Figura 13. Tipos de engranajes. A, G, E) rectos, B, C, D, L) helicoidales, H, I, J, K) cónicos, N y Ñ) Tornillo sin-fin corona. ....	23
Figura 14. Teoría de cortante máximo o de tresca. ....	26
Figura 15. Teoría de energía de distorsión o Von-Mises. ....	27
Figura 16. Modelo de canasta diseñada. ....	36
Figura 17. Tamaños de los recipientes del proceso de corte. ....	37
Figura 18. Motores eléctricos Siemens. ....	39
Figura 19. Configuración del sistema de transmisión de potencia de la máquina. ....	40
Figura 20. Análisis de torques en el eje de la canasta 1. ....	46
Figura 21. Diagrama de Fuerza cortante y momento flector del Eje 1. ....	48
Figura 22. Cargas sobre la sección transversal del eje en el punto crítico. ....	49
Figura 23. Resistencia a la tensión ultima Vs resistencia a la fatiga. ....	51

	<b>INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO</b>	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2015-01-22

Figura 24. Facto de tamaño (Cs).....	52
Figura 25. Factor de concentración de esfuerzo por reducciones de diámetros. ....	53
Figura 26. Torques en el eje 2. ....	54
Figura 27. Diagrama de fuerza cortante y momento flector del eje 2.....	57
Figura 28. Cargas sobre la sección transversal del eje en el punto crítico.....	57
Figura 29. Factor de concentración de esfuerzos $K_t$ . ....	61
Figura 30. Torque en el eje 3.....	62
Figura 31. Diagrama de fuerza cortante y momento flector del eje 3.....	64
Figura 32. Cargas sobre la sección transversal del eje en el punto crítico. ....	65



	<b>INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO</b>	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2015-01-22

## LISTA DE TABLAS

	Pág.
Tabla 1. Características de los diferentes tipos de agitadores.....	33
Tabla 2. Parámetros de diseño del proceso de corte.....	34
Tabla 3. Valor porcentual asignado a cada parámetro .....	34
Tabla 4. Matriz de ponderación creada para evaluar los parámetros del diseño. ....	35
Tabla 5. Dimensiones de los recipientes del proceso de corte.....	36
Tabla 6. Masa total de cada canasta de la máquina. ....	37
Tabla 7. Masa total de cada canasta en unidades de fuerza. ....	38
Tabla 8. Factores de servicio para cadenas.....	41
Tabla 9. Cadena de rodillos estándar N.80.....	42
Tabla 10. Datos para realizar la interpolación.....	42
Tabla 11. Tipo de refrigerante recomendado para el sistema diseñado. ....	44
Tabla 12. Factores de confiabilidad ( $C_R$ ).....	52
Tabla 13. Duración recomendada para rodamientos. ....	69
Tabla 14. Características de los rodamientos de bolas de una hilera ranura profunda .....	70
Tabla 15. Características de los rodamientos de bolas de una hilera ranura profunda .....	71

	<b>INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO</b>	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2015-01-22

# 1. INTRODUCCIÓN

---

Debido a la gran cantidad de empresas dedicadas a la fabricación de productos de limpieza y aseo personal, estas se ven obligadas a mejorar la calidad de sus productos al menor precio posible, por eso muchas de estas, han recurrido a la tecnificación y automatización de sus procesos, permitiéndoles garantizar su calidad y reducir los costos de fabricación debido al aumento de la producción.

Uno de los elementos indispensables para la producción de este tipo de productos son los mezcladores. En la actualidad se encuentran varios tipos de mezcladores o agitadores de productos químicos aromáticos y en diferentes tamaños. Pero en el caso particular de **MANE SUCURSAL COLOMBIA**, empresa ubicada en el kilómetro 1.2 de la autopista Medellín – Bogotá parque industrial Elite (Guarne) está dedicada a la fabricación de productos químicos aromáticos para la industria alimenticia, aseo y cuidado personal; se tiene un proceso interno llamado cortes, el cual, consiste en mezclar la esencia de una fragancia con varios solventes de diferentes viscosidades y densidades, para reducir el porcentaje de concentración del producto.

Hoy en día, este proceso se realiza de forma manual y en recipientes de diferentes tamaños, para esto el producto debe ser agitado durante 5 minutos o más dependiendo del solvente utilizado, estos recipientes pueden contener: 5, 10 y 20 kg de producto. Pero, aunque existen diferentes tipos de agitadores, en la industria actual, no se encuentra uno que se adecúe a los requerimientos de la empresa.

Debido a esta problemática parte del proceso es manual, presentando las siguientes dificultades: Pérdida de tiempo, productividad, confiabilidad en la homogenización del producto, problemas de salud de los empleados que realizan el proceso (espasmos

	<b>INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO</b>	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2015-01-22

musculares, problemas lumbares, cansancio, entre otros), falta de control en los tiempos y en la velocidad de agitación del producto. Debido a todo lo anterior, la empresa tomó la decisión de diseñar un mezclador que se adecuó a sus necesidades y que permita aumentar la producción con el menor costo posible y si es el caso, que los 3 tipos de recipientes puedan ser procesados a la vez.

A continuación, usted encontrará el diseño detallado de la máquina mezcladora diseñada para la empresa MANE sucursal Colombia, además de la metodología empleada para esta, como los planos finales, los cuales servirán para el proceso de fabricación cuando la empresa decida realizarla.

	<b>INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO</b>	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2015-01-22

### 1.1 Objetivo general

Diseñar una máquina mezcladora de fluidos para el proceso de corte en recipientes de 20, 10 y 5 kg para la empresa MANE sucursal Colombia de acuerdo con sus requerimientos.

### 1.2 Objetivos específicos

- Realizar una investigación exhaustiva en revistas, tesis, manuales y libros sobre los diferentes tipos de mezcladores o agitadores de fluidos, sus características y componentes que permitan definir las ventajas y desventajas de cada uno.
- Establecer los parámetros de funcionamiento de la máquina mezcladora de fluidos, teniendo en cuenta las características del producto final establecidas por la empresa que permitan garantizar la calidad del producto.
- Crear una matriz de ponderación a partir de los parámetros establecidos por la empresa para la máquina mezcladora de fluidos donde se evalúen sus características de funcionamiento permitiendo identificar el tipo de máquina a diseñar.
- Diseñar las partes eléctricas y mecánicas no disponibles en el mercado y seleccionar los componentes que se encuentren disponibles comercialmente y que forman parte de la máquina mezcladora o agitadora de fluidos.
- Realizar los planos electromecánicos detallados de la máquina mezcladora de fluidos con la utilización de un software CAD.



	<b>INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO</b>	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2015-01-22

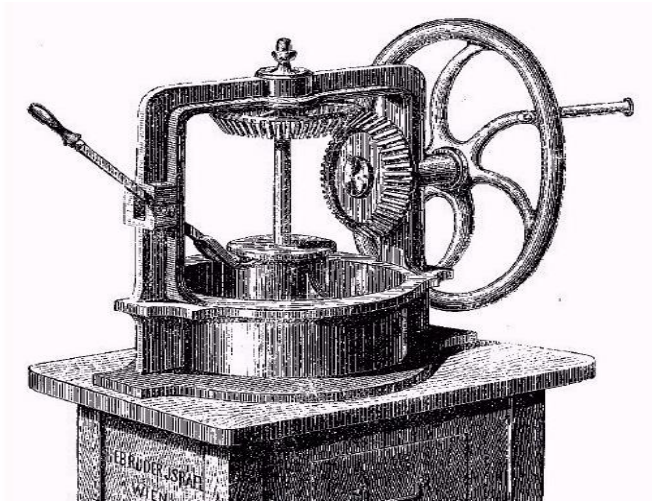


Figura 2. Mezclador de fluidos con manivela y engranes.  
Fuente: extraído de <https://www.historiacocina.com/historia/pan/siglo19.htm>

Después con el tiempo aparecieron los agitadores de fluidos que trabajaban con motores eléctricos y sistema de transmisión por correa, ver Figura 3.

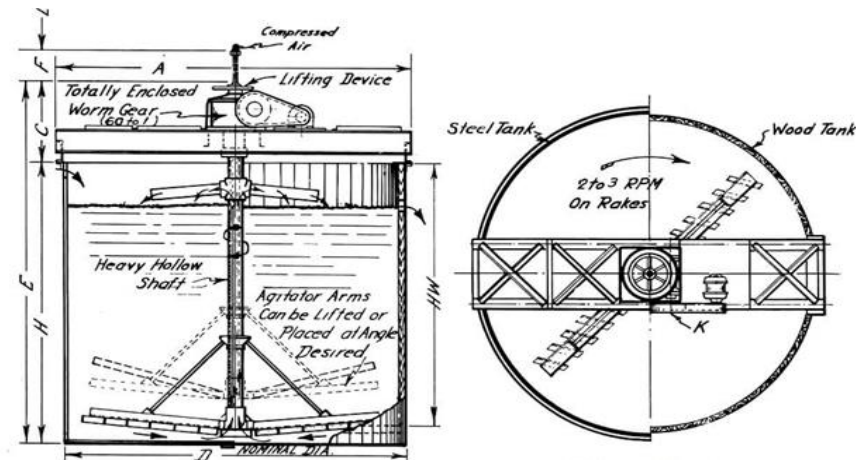


Figura 3. Primeros agitadores de la época.  
Fuente: (Metallurgist, 2016).

## 2.2 Actualidad de las máquinas mezcladoras

Muchas empresas poseen este tipo de máquinas mezcladoras o agitadoras para sus procesos, y están optando por automatizarlas o construir nuevas para aumentar su

	<b>INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO</b>	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2015-01-22

producción, reducir costos y hacer que su producto, sea más competitivo en el mercado a nivel regional y nacional, como el caso de la empresa Parquet Los Pinos que fabrica resinas adhesivas. La empresa diseño una máquina que utiliza relés de estado sólido comandados y accionados por un Módulo Lógico Universal Siemens (LOGO), que desactiva el motor de acuerdo con el tiempo requerido y programado con anterioridad (Benavides, 2013).

Por otra parte, también se está incorporando software CAD para el diseño de este tipo de mezcladores de fluidos, como el diseño realizado por Luis Ricaurte donde modelo tridimensionalmente un tanque de mezclado y una simulación dinámica del flujo interno en el tanque para confirmar que las velocidades y el patrón de flujo del fluido fueran las requeridas para que exista una buena agitación (Ricaurte, 2016).

Debido a la gran cantidad de mezcladores de fluidos disponibles en el mercado, el estudiante de ingeniería mecánica Vladimir Uribe propuso investigar sobre los tres tipos de flujos que se pueden dar en este tipo de procesos, como su relación directa con la geometría del impulsor y su posición dentro de éste. Con la cual se pudo plantear diferentes soluciones que se emplean para evitar ciertos problemas característicos que pueden ocurrir en este proceso. Además, esta permitió clasificar los distintos tipos de agitadores, sus características principales, para de esta manera poder seleccionar el más adecuado (Uribe, 2013).

### **2.3 Tipos de agitadores**

Actualmente existen 3 tipos de agitadores: horizontales, verticales y dinámicos, los cuales pueden tener como instrumento de mezclado paletas, turbinas o hélices, estos pueden tener sistemas de transmisión de movimiento mecánicos o eléctricos, además deben poseer la capacidad de trabajar a diferentes velocidades angulares, ver Figura 4 (Guerrero J. R., 2017).

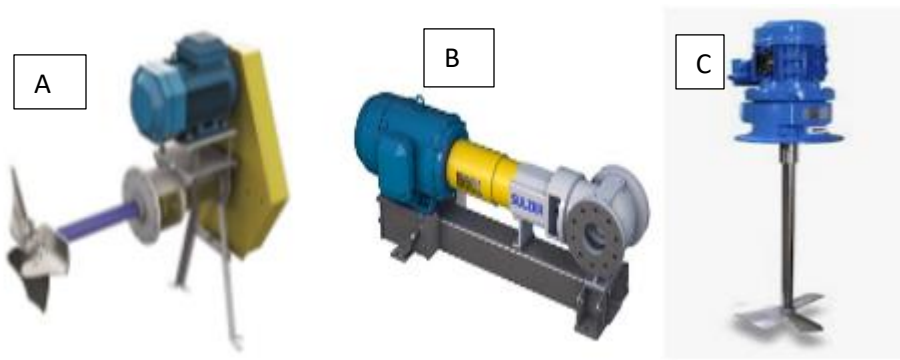


Figura 4. Tipos de agitadores: A) horizontales, B) Dinámico y C) vertical  
Fuente: extraído de <https://www.sulzer.com/es-es/spain/products/agitators-dynamic-mixers>

Los agitadores horizontales y verticales de accionamiento por engranajes están diseñados para la agitación y mezcla de líquidos de procesos industriales. Garantizan buenos resultados elevan la fiabilidad del proceso, alto rendimiento, bajo costos operativos y reducen el impacto ambiental. Los mezcladores dinámicos utilizados para productos químicos pueden mezclar gases o líquidos, como también pulpa de celulosa con productos líquidos (Sulzer, 2020).

En la Figura 5, se pueden apreciar los diferentes tipos de instrumentos utilizados para la agitación de los productos.

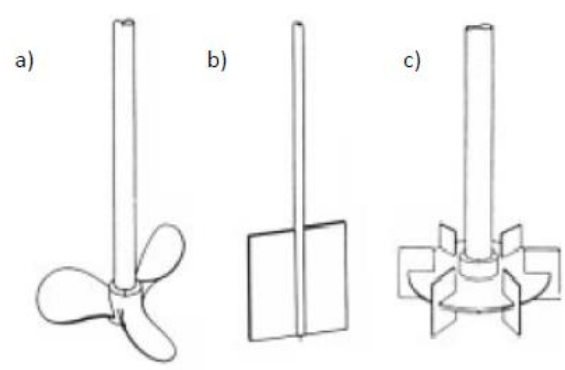


Figura 5. Tipos de instrumentos para agitación utilizados.  
Fuente: (Isodoro, 2016).



	<b>INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO</b>	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2015-01-22

Los impulsores de los agitadores pueden dividirse básicamente en dos clases amplias: los de flujo axial y los de flujo radial. La clasificación depende del ángulo que forman las aspas con el plano de rotación del impulsor. Los impulsores de flujo axial incluyen todos los que forman un ángulo de menos de  $90^{\circ}$  con el plano de rotación, en cambio los impulsores de flujo radial tienen aspas paralelas al eje de la flecha motriz (Nelis, 2010).

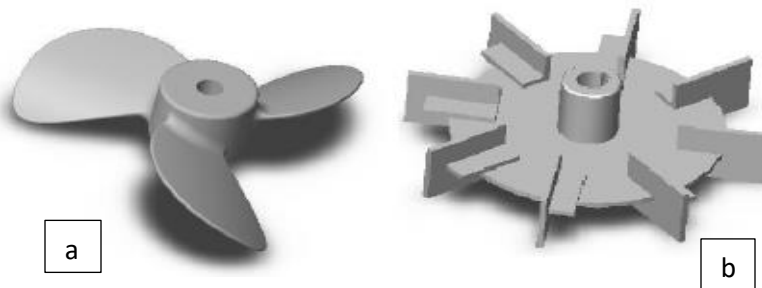


Figura 6. Tipo de impulsores según el flujo. a) flujo axial y b) flujo radial.  
Fuente: (Nelis, 2010).

En la Figura 6, se puede visualizar un agitador de hélice y uno de turbina. Los agitadores de hélice son catalogados como mezcladores de flujo axial que trabaja a altas velocidades (1150 a 1750 rpm) utilizado para fluidos viscosos. Las corrientes de flujo generadas por estos se mueven en una dirección determinada hasta que se chocan con el fondo del tanque y son desviadas, haciendo que se formen remolinos que arrastran el líquido depositado en el fondo del recipiente. Las aspas de las hélices cortan o raspan el líquido depositado en el recipiente, estas son las más utilizadas para recipientes de gran tamaño (Isodoro, 2016).

Otro instrumento utilizado para agitar son paletas, son los más sencillos de fabricar y comúnmente utilizados, estos trabajan a velocidades medianas y bajas (20 a 150 rpm), generando un movimiento radial del líquido cuando las paletas no tienen inclinación, son muy utilizados para evitar que residuos sólidos se adhieran a las paredes del recipiente en procesos donde se necesita transferir calor al producto (Isodoro, 2016). Por último, se encuentran los tipos turbina, estos trabajan a altas velocidades y con un amplio rango de viscosidades, poseen difusores, los cuales pueden ser: abiertos, semicerrado o cerrados.

	<b>INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO</b>	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2015-01-22

Estos producen corrientes internas que destruyen las masas de líquido estancado (Isodoro, 2016).

## 2.4 Componentes de los mezcladores o agitadores de fluidos

Los mezcladores o agitadores de fluidos están conformados por los siguientes componentes: recipiente o tanque, fuente impulsora, mezclador o agitador, eje motriz, reductor de velocidad, elementos de sujeción, cierre hermético, entre otros, ver Figura 7.

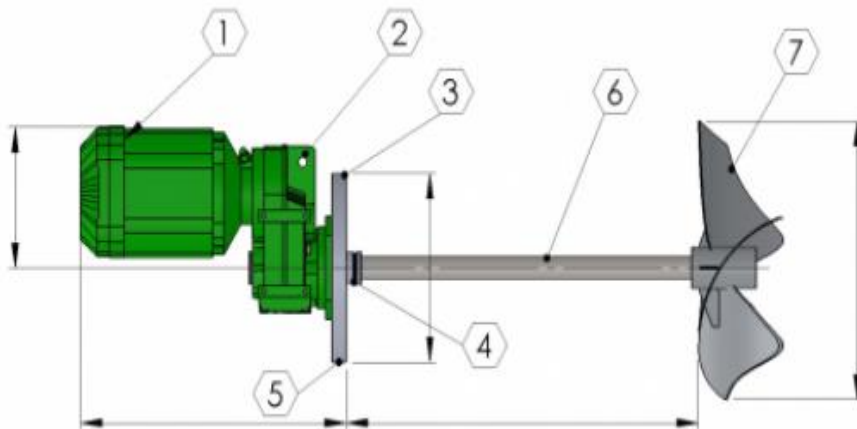


Figura 7. Componentes principales de un mezclador o agitador de fluidos: 1) fuente impulsora, 2) Reductor de velocidad, 3 y 5) Fijación o unión, 4) acople del eje, 6) Eje principal y 7) Mezclador.

Fuente: extraído de <https://www.agitador.es/blog/category/tipos-de-agitadores/>

Por ejemplo: los tanques son recipientes cilíndricos abiertos o cerrados, hechos en materiales resistentes a la corrosión, según el tipo de fluido que se almacena en ellos. La fuente impulsora común es un motor eléctrico de baja velocidad, pero torque moderado (AgitadoresGyG, 2020). En la Figura 8, se puede visualizar los motores eléctricos monofásicos utilizados por la mayoría de los fabricantes de mezcladores o agitadores de fluidos.

	<b>INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO</b>	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2015-01-22



Figura 8. Motores monofásicos utilizados en mezcladores de fluidos.

Fuente: extraído de <https://alren.es/motores-electricos/monofasicos/par-de-arranque-medio/>

La velocidad angular juntamente con el tiempo, son los parámetros fundamentales a la hora de homogenizar una mezcla, por esto es indispensable contar con un reductor de velocidad (mecánico o electrónico), para garantizar la homogenización de las materias primas la velocidad de agitación debe ser mayor a 300 rpm, el eje de agitación debe ser fabricado en acero inoxidable para no generar contaminación (oxido) durante en proceso de mezclado y para minimizar los problemas de salud de la operaria la máquina debe ser operada automáticamente (Guerrero J. E., 2017).



Figura 9. Variadores de velocidad: a) mecánico y b) electrónico.

Fuente: Extraído de <https://www.ceyesa.com.pe/producto/variador-de-velocidad-danfoss-vlt-2800-4kw-5hp-3f-200-240vac-ip20/>

	<b>INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO</b>	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2015-01-22

En la Figura 9, se pueden apreciar los 2 tipos de variadores de velocidad más utilizados en la fabricación de este tipo de mezcladores, los cuales, dependen del presupuesto y de la automatización del proceso.

El eje de estos mezcladores está construido en acero inoxidable para evitar la contaminación del producto. Además, no pueden ser muy largos porque generan vibración y por ende un mal proceso de mezclado, generando flexión y por ende rotura. En la Figura 10, se pueden ver los materiales utilizados para su fabricación.



Figura 10. Aceros inoxidables utilizados en la industria.

Fuente: (Guerrero J. E., 2017).

Entre estos tipos de aceros, se encuentran:

- AISI 420, posee 13 % de cromo, es magnético, su dilatación y conductividad térmicamente igual que el acero suave, su soldabilidad es baja y su resistencia a la oxidación es poca produce moho en contacto con la atmosfera.
- AISI 430, posee 18 % de cromo, es magnético, su dilatación térmica es igual al del acero suave, su conductividad térmica es la mitad del acero suave, su soldabilidad es media y presenta problemas de oxidación exteriormente pero no internamente.
- AISI 304, Posee cromo al 18 % y níquel al 8 %, no es magnético, su resistencia a la oxidación es excelente, su dilatación térmica es 1,5 veces superior al acero suave, su conductividad térmica es 3 veces la del acero suave y su soldabilidad es excelente. (Por el tipo de industria se utilizará este para la estructura del equipo, ya que esta no estará en contacto directo con el producto)

	<b>INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO</b>	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2015-01-22

## 2.5 Sistema de transmisión de potencia

Existen 3 tipos de sistemas de transmisión de potencia principales: correas, cadenas y engranes. Las primeras son las correas, son ampliamente utilizadas por su economía y flexibilidad, implementadas para trabajar a altas velocidades, pero entregan potencias medias, están clasificadas según su geometría: trapecoidales, en V, redondas y planas (Mott R. , Diseño de elementos de máquinas, 2006). En la Figura 11, se muestran las diferentes geometrías de correas utilizadas en la actualizadas para los diferentes sistemas de transmisión diseñados.



Figura 11. Tipos de correas según su geometría.

Fuente: Extraído de <https://apuntes-ing-mecanica.blogspot.com/2016/05/friccion-en-bandas.html>

Estas se pueden instalar de dos formas: abiertas o cruzadas, las primeras trabajan en el mismo sentido de gira, las segundas invierten el giro, además, actúan como suiche en caso de una detención brusca del sistema, impidiendo que componentes de la máquina impulsada se dañen, pero deben ser cambiadas cada 6 meses para evitar su rotura y que se ocasionen daños (Mott R. , Diseño de elementos de máquinas, 2006).

Luego encontramos las cadenas, son más resistentes que las correas, pueden transmitir mayor potencia o fuerza, pero deben trabajar a velocidades medias o bajas para evitar su deterioro rápido debido a la gran cantidad de componentes móviles que estas poseen, que aumenta la fricción y sufren calentamiento y por ende deformaciones, su longitud no tiene

	<b>INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO</b>	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2015-01-22

límite, pero deben implementarse tensores (Shigley, 2008). En la Figura 12, se puede visualizar los componentes de una cadena de rodillos estándar.



Figura 12. Componentes de una cadena de rodillos.

Fuente: Extraído de <https://jactualidades.com/transmision-por-cadena/>

Por último, tenemos los engranes rectos, helicoidales, cónicos y tornillo sin-fin, elementos mecánicos que transmiten grandes potencias a velocidades medias y bajas, son muy duraderos siempre y cuando tenga un buen sistema de lubricación, su costo de fabricación es superior que el de los sistemas de transmisión por cadenas y correas (Norton, 2002). En la Figura 13, se pueden ver los diferentes tipos de engranes existentes en la actualidad.

	<b>INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO</b>	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2015-01-22



Figura 13. Tipos de engranajes. A, G, E) rectos, B, C, D, L) helicoidales, H, I, J, K) cónicos, N y Ñ) Tornillo sin-fin corona.

Fuente: extraído de <http://todosobruedadentada.blogspot.com/2015/07/tipos-de-engranajes.html>

## 2.6 Formulas a utilizadas en el diseño de la máquina

La mayoría de los elementos mecánicos están sometidos a una combinación de esfuerzos, a continuación, se describen las fórmulas utilizadas para el diseño de la máquina mezcladora:

Esfuerzos normales ( $\sigma$ ), originados por cargas axiales de tensión o compresión en dirección del eje del elemento.

$$\sigma = \frac{F}{A} \quad (1)$$

Donde:

F: fuerza de tensión (N)

A: área transversal del elemento o perpendicular a la fuerza ( $m^2$ )

Otros tipos de esfuerzo, son los esfuerzos de aplastamiento ( $\sigma_b$ ) debidos a cargas axiales de compresión generados en los puntos de sujeción o unión entre elementos:



	<b>INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO</b>	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2015-01-22

$$\sigma_b = \frac{F}{A_b} \quad (2)$$

Donde:

F: fuerza de compresión (N)

A<sub>b</sub>: área proyectada del elemento (m<sup>2</sup>)

Esfuerzos cortantes, son los esfuerzos generados en elementos sometidos a cilladura o fuerzas en direcciones contrarias, comúnmente ocurre en pernos, remaches, pasadores y barras.

$$\tau = \frac{F}{A} \quad (3)$$

Donde:

F: fuerza paralela al área de corte (N)

A: área paralela a la fuerza (m<sup>2</sup>)

Existen otros tipos de esfuerzos normales, generados por momentos flectores en los elementos, los cuales tienden a doblar el elemento, ocurren en vigas, barras, etc.

$$\sigma_{flexión} = \frac{M \cdot C}{I} \quad (4)$$

M: momento flexionante o generado por una fuerza a cierta distancia del punto de análisis (N.m).

C: distancia del eje neutro al punto de análisis (m).

I: momento de inercia del elemento los cuales aparecen en una tabla dependiendo del tipo de figura (m<sup>4</sup>).

Además, existen otros tipos de esfuerzos cortantes los generados por un torque que es aplicado al elemento.

$$\tau = \frac{T \cdot C}{J} \quad (5)$$

Donde:

T: torque al cual se somete el elemento (N.m).

C: distancia desde el centro al punto de análisis (m).

J: momento polar de inercia (m<sup>4</sup>).



	INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2015-01-22

Y los generados por una fuerza paralela al elemento:

$$\tau = \frac{V*Q}{I*t} \quad (6)$$

Donde:

V: fuerza cortante paralela al área (N).

Q: Área que está por encima del punto analizar multiplicada por el Y barra de esta área (m<sup>3</sup>).

I: momento de inercia de la figura completa (m<sup>4</sup>).

T: espesor del elemento (m).

## 2.7 Teorías de diseño

**2.7.1 Teoría de cortante máximo (carga estática).** La teoría de cortante máximo dice que un material empezara su fluencia cuando su esfuerzo cortante sea mayor que el esfuerzo cortante, para el cual, fue diseñado (**Mott, 2006**).

$$\tau_{max} < \tau_d = \frac{0,5 S_y}{N} \quad (7)$$

**Donde:**

$\tau_{max}$ : cortante o radio del círculo de Mohr (Pas o Psi).

$S_y$ : resistencia de fluencia del material (Pas o Psi).

N: factor de seguridad

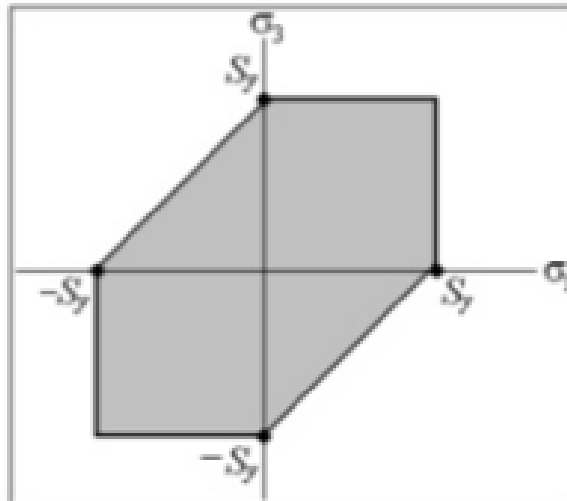


Figura 14. Teoría de cortante máximo o de tresca.  
Fuente: (Mott, 2006).

$$\sigma_1 - \sigma_3 = S_y \quad \text{cuando } \sigma_1 > 0 > \sigma_3 \quad (8)$$

$$\sigma_1 = S_y \quad \text{cuando } \sigma_1 > \sigma_3 > 0$$

$$\sigma_3 = -S_y \quad \text{cuando } 0 > \sigma_1 > \sigma_3$$

En la Figura 14, se puede observar la zona sombreada de esfuerzos seguros (hexágono), la cual, está definida por los esfuerzos de fluencia de tracción y compresión del material utilizado, donde se puede concluir que un punto con esfuerzos  $\sigma_1$  y  $\sigma_3$  que se ubique por fuera de esta zona, puede fallar en cualquier instante.

**2.7.2 Teoría de energía distorsión o Von-Mises.** La teoría de Von-Mises indica que la falla ocurrirá cuando el mayor de los esfuerzos principales sea mayor que el esfuerzo ( $\sigma'$ ) o esfuerzo de Von-Mises, ver Figura 15.

$$\sigma' < \sigma_d = \frac{\sigma_y}{N} \quad (9)$$

$\sigma_y$ : esfuerzo de fluencia del material (Pas o Psi).

N: factor de seguridad

$\sigma'$ : esfuerzo de Von-Mises (Pas o Psi).

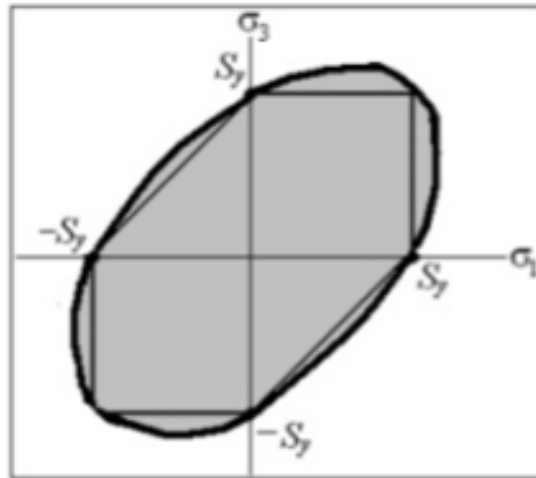


Figura 15. Teoría de energía de distorsión o Von-Mises.  
Fuente: (Mott, 2006).

En la Figura 15, se puede visualizar la zona de esfuerzos seguros (elipse), la cual, está definida por los esfuerzos de fluencia de tracción y compresión del material utilizado y es más amplia que la de esfuerzos cortantes, donde predice que la falla ocurrirá cuando el  $\sigma$  máximo este ubicado por fuera de esta zona de seguridad. Ahora el esfuerzo de Von-mises, hay tres fórmulas dependiendo del estado de esfuerzos, al cual, estará sometido el material:

En el caso bidimensional  $\sigma_2=0$

$$\sigma' = \sqrt{\sigma_1^2 + \sigma_3^2 - \sigma_1\sigma_3} \quad (10)$$

$$\sigma' = S_y$$

Esfuerzo de Vonn-mises antes de aplicar circulo de Mohr:

$$\sigma' = \sqrt{\sigma_{normal}^2 + 3 * \tau_{xy}^2} \quad (11)$$

	<b>INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO</b>	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2015-01-22

## 2.8 Diseño de ejes por fatiga

Los ejes comúnmente están expuestos a una combinación de esfuerzos normales y cortantes, los cuales son causados por cargas de torsión, flexión, verticales y axiales; el diseño de un eje siempre va a depender del diseñador y de las cargas a las cuales va a estar sometido. Por tanto, el diseño de un eje consiste en calcular su diámetro mínimo. La teoría más utilizada para esta función es la teoría de falla por energía de distorsión o de Von-Mises.

Se debe analizar el eje en diferentes puntos críticos para encontrar el diámetro mínimo del eje, pero esto depende de los tipos de esfuerzos al que el punto este sometido. En ocasiones el punto puede estar sometido a una combinación de esfuerzos normales y cortantes por lo cual se puede utilizar la siguiente formula:

$$D = \left[ \frac{32N}{\pi} \sqrt{\left(\frac{Kt \cdot M}{Sn'}\right)^2 + \frac{3}{4} \left(\frac{T}{Sy}\right)^2} \right]^{\frac{1}{3}} \quad (12)$$

Puede haber varios factores de Kt en un tramo; se debe escoger el mayor para introducirlo a la formula (Mott, 2006). El factor Sn' es la resistencia a la fatiga de una viga real y esta descrito por la fórmula siguiente:

$$Sn' = Sn * C_R * C_s * C_m * C_{st} \quad (13)$$

Por otra parte, el punto puede estar solamente sometido a un esfuerzo cortante debido a una carga vertical y la ecuación sería:

$$\tau_{max} = \frac{4V}{3A} \quad (14)$$

Con factor de concentración de esfuerzos:

$$\tau_{max} = K_t * \frac{4V}{3A} \quad (15)$$

El diámetro mínimo requerido será:

	INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2015-01-22

$$D = \sqrt{\frac{2,94 * Kt * V * N}{Sn'}} \quad (16)$$

$$\tau_d = \frac{0,577 * Sn'}{N} \quad (17)$$

Otra forma sería que el punto solamente este sometido a un esfuerzo cortante por torsión:

$$D = \left[ \frac{32N}{\pi} \sqrt{\frac{3}{4} \left( \frac{T}{Sy} \right)^2} \right]^{\frac{1}{3}} \quad (18)$$

$$\tau_d = \frac{0,577 * Sy}{N} \quad (19)$$

El momento de una fuerza en el espacio es:

$$M = (r_x + r_y + r_z) \times (F_x + F_y + F_z) \quad (20)$$

Donde:

r: coordenadas del vector posición (m)

F: fuerza descompuesta en sus coordenadas (N)

Potencia de un motor eléctrico:

$$P = T * \omega \quad (21)$$

Donde:

P: potencia del motor (w)

T: torque (N.m)

$\omega$ : velocidad angular (rad/s)

El torque y la velocidad angular transmitida entre engranajes se relacionan entre sí:

$$\frac{T_1}{r_1} = \frac{T_2}{r_2} \quad (22)$$

	<b>INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO</b>	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2015-01-22

Donde:

T: torque transmitido (N.m), el subíndice 1 y 2 indica el engrane.

r: radio del piñón (m), el subíndice 1 y 2 indica el engrane.

$$\omega_1 * r_1 = \omega_2 * r_2 \quad (23)$$

Donde:

$\omega$ : velocidad angular del piñón (rad/s)

	INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2015-01-22

### 3. METODOLOGÍA

Inicialmente, se consultó en libros, revistas indexadas (Scielo), repositorios de tesis manuales y sitios web (Google académico), sobre todo lo relacionado con mezcladores de fluidos, procesos de mezclado y accesorios. Para esto, se identificaron palabras claves en español del tema de investigación, como: “Procesos de mezclado, agitadores de fluidos, esfuerzos, teorías de diseño a fatiga”, las cuales fueron introducidas en los diferentes buscadores y paginas mencionadas anteriormente para la obtención de información relacionada con el tema.

Luego, se procedió a hablar con el ingeniero encargado del proceso de corte en la empresa, para que este indicará los parámetros del proceso que garantizan la buena calidad del producto y los cuales, serán utilizados como punto de partida para la selección del tipo de mezclador y para el posterior diseño de la máquina, ver Tabla 2.

Después de tener los parámetros definidos y la información obtenida en la búsqueda bibliográfica, se procedió a la creación de una matriz de ponderación. Para lo cual, se debía ordenar y calificar dicha información, con el fin de establecer las características más relevantes de cada uno de los tipos de mezcladores existentes en la actualidad, las cuales quedaron definidas en la Tabla 1. Posteriormente, se creó la Tabla 3, donde se asignaron valores porcentuales a cada parámetro dependiendo de su importancia en el proceso, los cuales, serán relacionados juntamente con las ventajas y desventajas establecidas en la actividad realizada anteriormente.

Con la Tabla 1 y 3, se realizó la Tabla 4 que es la matriz de ponderación donde se evaluaron las ventajas y desventajas de cada tipo de mezclador juntamente con los parámetros de funcionamiento del proceso de corte, obteniendo como resultado un valor porcentual. Este valor porcentual, se pude acercar o alejar de la unidad, indicando que las características del mezclador son las deseadas para el proceso o no, el tipo de mezclador que su suma, se acerque más a la unidad, será identificado como el tipo de mezclador de

	<b>INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO</b>	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2015-01-22

fluidos a diseñar, en un dado caso que dos valores sean iguales, se tomará la decisión desde el punto de vista económico, favoreciendo el equipo con mayores prestaciones y tenga el menor costo.

Por último, se definieron los componentes mecánicos, eléctricos y electrónicos que formarán parte del mezclador indicado por la matriz de ponderación creada. Permitiendo identificar que algunas de las piezas mecánicas deben ser diseñadas, debido a que no son comerciales (sistema de transmisión de potencia, estructura de soporte, ejes y diámetros de estos, cuñas, entre otros). Para lo cual, se utilizaron los conceptos básicos de resistencias de materiales y las teorías de diseño mecánico vistas durante la ingeniería (cortantes máximo o Von-mises y fatiga).

Para el diseño mecánico de las piezas, se procedió a realizar las siguientes actividades: Primero, se identificaron las fuerzas aplicadas sobre cada uno de los componentes mecánicos de la máquina, para lo cual, era indispensable conocer: Peso total de los recipientes (recipiente y fluido), velocidad de rotación del eje, puntos de apoyo, entre otras). Luego de tener identificadas dichas fuerzas, se realizó un análisis a carga estática y otro a carga dinámica, lo cual permitió, cuantificar el valor de los esfuerzos producidos sobre los componentes mecánicos, dimensionar las piezas y seleccionar el material de fabricación de estas.

Posteriormente, se realizó la selección de los demás componentes mecánicos (tornillos, rodamientos, entre otros) y eléctricos que formaran parte de la máquina y que se encuentran disponibles en el mercado nacional (suiche, Breker, cables, interruptores, variador de velocidad, temporizador, entre otros).

Por último, se realizaron los planos electromecánicos de la máquina mezcladora o agitadora de fluidos, para lo cual, será utilizado el software SolidWorks 2018 por su gran versatilidad a la hora de diseñar piezas mecánicas y con los cuales, la empresa podrá tomar la decisión de construir la máquina cuando lo desee, los cuales, están disponibles en la sección de Anexos.



 Institución Universitaria	INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2015-01-22

## 4. RESULTADOS Y DISCUSIÓN

Mediante la búsqueda realizada, se pudo obtener amplia información sobre los diferentes tipos de mezcladores existentes en la actualidad, como de sus componentes y características de funcionamiento, la cual, quedo registrada en el marco teórico. Esta información fue organizada y clasificada, permitiendo identificar las características más relevantes de cada uno de estos mezcladores de fluidos, la cuales, están descritas en la Tabla 1.

Tabla 1. Características de los diferentes tipos de agitadores.

CARACTERÍSTICAS	VERTICAL	HORIZONTAL	MAGNETICO	DEPOSITO	MECÁNICO
<b>FLUIDO</b>	Todos Líquidos	Sólido y líquidos	Sólido y líquidos	Sólido y líquidos	Todos Líquidos
<b>MANTENIMIENTO</b>	Bajo	Bajo	Medio	Alto	Bajo
<b>COSTO</b>	Medio	Alto	Alto	Medio	Bajo
<b>ESPACIO OCUPADO</b>	Pequeño	Mediano	Pequeño	Mediano	Mediano
<b>EFICIENCIA</b>	Alto	Alto	Alta	Media	Mediana
<b>DENSIDAD</b>	Mediana/Alta	Alta	Media/Alta	Baja	Baja
<b>VELOCIDAD</b>	Alta	Alta	Media/Alta	Baja	Baja

Fuente: Elaboración propia.

En la Tabla 1, se pude apreciar las características más relevantes de los diferentes tipos de mezcladores o agitadores fabricados, los cuales, se encuentran disponibles en el mercado nacional.

### 4.1 Parámetros de diseño del mezclador

Para empezar el proceso de diseño de la máquina mezcladora era importante conocer los parámetros del proceso de corte, los cuales, definen la buena calidad del producto final: tiempo, velocidad angular, densidad de los componentes, ergonomía, peso, espacio ocupado y costo.

	<b>INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO</b>	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2015-01-22

Estos parámetros fueron identificados por el ingeniero de la empresa encargado del proceso de corte, para los cuales realizaron pruebas experimentales y mediciones durante los últimos años. En la Tabla 2, se definen los parámetros como su rango de trabajo.

Tabla 2. Parámetros de diseño del proceso de corte.

<b>PARAMETROS</b>	<b>PROCESO DE CORTE</b>
Velocidad angular	Entre 30 y 60 rpm
Espacio disponible	2,5 m X 2,5 m
Tiempo	5 minutos
Ergonomía	Para el montaje de los recipientes
Peso de los recipientes	Peso total (recipiente + fluido)
Costo	Bajo

Fuente: Elaboración Propia.

#### 4.2 Matriz de ponderación

Luego de tener definidas las características más relevantes de estos mezcladores o agitadores, se procedió a establecer el valor porcentual o significativo de cada uno de estos parámetros, ver Tabla 3.

Tabla 3. Valor porcentual asignado a cada parámetro

<b>PARÁMETRO</b>	<b>NIVEL BAJO</b>	<b>NIVEL ALTO</b>
<b>ERGONOMÍA</b>	0	0,1
<b>MANTENIMIENTO</b>	0,1	0,0
<b>COSTO</b>	0,2	0,0
<b>ESPACIO OCUPADO</b>	0,1	0,0
<b>EFICIENCIA</b>	0	0,1
<b>DENSIDAD</b>	0	0,2
<b>VELOCIDAD</b>	0,2	0

Fuente: Elaboración propia.

La matriz de ponderación creada, se puede visualizar en la Tabla 4, la cual, está compuesta por 5 columnas (tipos de mezcladores) y 7 filas (parámetros del diseño). Los cuales, fueron evaluados para obtener un valor total.

 Institución Universitaria	<b>INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO</b>	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2015-01-22

Tabla 4. Matriz de ponderación creada para evaluar los parámetros del diseño.

CARACTERÍSTICAS	VERTICAL	HORIZONTAL	MAGNETICO	DEPOSITO	MECÁNICO
<b>ERGONOMÍA</b>	0,1	0,1	0,1	0,1	0,1
<b>MANTENIMIENTO</b>	0,05	0,05	0,05	0,05	0,1
<b>COSTO</b>	0,05	0,05	0,2	0,2	0,2
<b>ESPACIO OCUPADO</b>	0,1	0,1	0,1	0,1	0,1
<b>EFICIENCIA</b>	0,1	0,1	0,1	0,1	0,1
<b>DENSIDAD</b>	0,2	0,2	0,2	0,2	0,2
<b>VELOCIDAD</b>	0,1	0,1	0,1	0,2	0,2
<b>TOTAL</b>	0,7	0,7	0,85	0,95	1

Fuente: Elaboración Propia.

Debido al resultado numérico de (1) de la matriz creada, se pudo observar que el tipo de agitador ideal para nuestro proceso debe ser mecánico, por su bajo costo, alta eficiencia y poco espacio requerido

### 4.3 Diseño de las piezas mecánicas

**4.3.1 Consideraciones realizadas para el diseño de las piezas mecánicas.** Para ahorrar espacio y dinero, se piensa diseñar un mezclador vertical y utilizar una sola fuente impulsora. Esta fuente impulsora debe ser un motor eléctrico, pero debido a la baja velocidad de rotación requerida se implementará juntamente un variador de velocidad. Además, este motorreductor será el encargado de suministrar la fuerza requerida por los tres ejes de la máquina por medio de un sistema de transmisión por cadenas y sprocket.

Como la máquina va a ser vertical, se debe garantizar el sellado de los recipientes para evitar el derrame de su contenido, para esto, se piensa hacer que todo el recipiente gire y no que gire el eje agitador dentro del recipiente como en los agitadores convencionales. Por tal motivo, se diseñará una canasta donde el recipiente será ubicado, la canasta será unida al eje por medio de un disco o plato perforado y unido por tornillos, ver Figura 16.

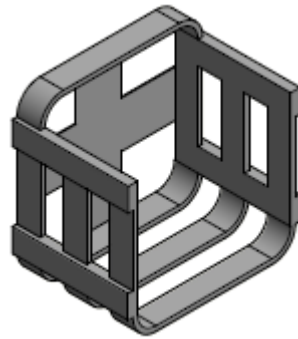


Figura 16. Modelo de canasta diseñada.  
Fuente: Elaboración Propia.

La canasta será diseñada en lámina de acero calibre 18, la cual, posee las siguientes dimensiones: 4 mm de espesor y 52 mm de ancho. La lámina fue seleccionada por su alta resistencia y ductilidad, estas serán dobladas y unidas por medio de soldadura, las dimensiones de estas canastas dependerán de las dimensiones del recipiente, las cuales pueden ser observadas en la Tabla 5.

Tabla 5. Dimensiones de los recipientes del proceso de corte.

<b>Características</b>	<b>Recipiente (20kg)</b>	<b>Recipiente (10 kg)</b>	<b>Recipiente (5kg)</b>
Altura	400 mm	340 mm	300 mm
Ancho	200 mm	120 mm	110 mm
Largo	280 mm	250 mm	200 mm

Fuente: Elaboración Propia.

Como el sistema es vertical, se piensa ubicar los recipientes de la siguiente forma: el más pesado en la parte inferior, el mediano en la mitad y el menos pesado en la parte superior, para no aumentar el esfuerzo flexionante al que se encontrará sometida la estructura vertical que soporta todos los componentes de la máquina como del proceso de corte, el cual rotará según el sentido de giro entregado por el motorreductor seleccionado.

	<b>INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO</b>	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2015-01-22



Figura 17. Tamaños de los recipientes del proceso de corte.  
Fuente: Elaboración Propia.

En la Figura 17, se puede visualizar el tamaño de los recipientes utilizados en el proceso de corte, los cuales, están ordenados de mayor a menor peso o tamaño (izquierda a derecha). Para el diseño de las canastas, se dejó una tolerancia interna de 1 mm para que los recipientes entren ajustados. Después de diseñar cada canasta, se calculó la masa total de cada una:

$$M_{total} = M_{fluido} + M_{recipiente} + M_{canasta}$$

En la Tabla 6, se puede visualizar los resultados obtenidos después de realizar esta actividad, para la cual, se utilizó una báscula digital de propiedad de la empresa NAME:

Tabla 6. Masa total de cada canasta de la máquina.

	<b>Canasta 1</b>	<b>Canasta 2</b>	<b>Canasta 3</b>
Peso del fluido	20 kg	10 kg	5 kg
Peso del recipiente	0,6 kg	0,45 kg	0,3 kg
Peso canasta	11,4 kg	5,55 kg	4,7 kg
Peso total	32 kg	16 kg	10 kg

Fuente: Elaboración Propia.

	<b>INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO</b>	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2015-01-22

**4.3.2 Análisis de fuerzas.** Después de tener la masa total de cada canasta, se procedió a multiplicar este valor por la gravedad ( $9,8 \text{ m/s}^2$ ), para conocer su equivalencia en unidades de fuerza.

Tabla 7. Masa total de cada canasta en unidades de fuerza.

Variable	Canasta 1	Canasta 2	Canasta 3
Fuerza	313,9 N	156,8 N	98 N

Fuente: Elaboración Propia.

La velocidad angular de trabajo de la máquina debe estar entre un rango de 30 a 60 rpm, lo cual, se logra por medio de motor eléctrico seleccionado y un variador de velocidad. Los cálculos fueron realizados con 60 rpm por ser el valor más alto, estos rpm deben ser pasados a rad/s son:

$$60 \frac{\text{rev}}{\text{min}} * \frac{2 * \pi \text{ rad}}{1 \text{ rev}} * \frac{\text{min}}{60 \text{ s}} = 6,2830 \text{ rad/s}$$

Para el análisis preliminar, se deben calcular los torques necesarios en cada eje de la máquina, que a su vez permitirán calcular las fuerzas y los esfuerzos generados sobre el eje durante el funcionamiento de la máquina.

$$T_{\text{canasta 1}} = (\text{Fuerza}) * \left( \frac{\text{Largo del recipiente}}{2} \right)$$

Entonces:

$$T_{\text{canasta 1}} = (313,9 \text{ N}) * (0,14 \text{ m}) = 43,94 \text{ N.m}$$

$$T_{\text{canasta 2}} = (156,8 \text{ N}) * (0,125 \text{ m}) = 19,6 \text{ N.m}$$

$$T_{\text{canasta 3}} = (98 \text{ N}) * (0,10 \text{ m}) = 9,8 \text{ N.m}$$

El torque total requerido es:

$$T_{\text{total}} = 43,94 \text{ N.m} + 19,6 \text{ N.m} + 9,8 \text{ N.m} = 73,34 \text{ N.m}$$

La potencia requerida por cada canasta es:

 Institución Universitaria	<b>INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO</b>	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2015-01-22

$$P_1 = (43,94 \text{ N. m}) * \left(6,2830 \frac{\text{rad}}{\text{s}}\right) = 276,075 \text{ W}$$

$$P_2 = (19,6 \text{ N. m}) * \left(6,2830 \frac{\text{rad}}{\text{s}}\right) = 123,1468 \text{ W}$$

$$P_3 = (9,8 \text{ N. m}) * \left(6,2830 \frac{\text{rad}}{\text{s}}\right) = 61,57 \text{ W}$$

En total la potencia requerida es:

$$P_{total} = 276,075 \text{ W} + 123,1468 \text{ W} + 61,57 \text{ W} = 460,7910 \text{ W}$$

**4.3.3 Selección del motor eléctrico a utilizar.** Para la selección se utilizará la potencia nominal de 460,8 W y se buscará un numero bajo de rpm, pero la velocidad angular requerida por la máquina se obtendrá por medio del variador de velocidad.

La potencia de 460,8 W, se busca en el catálogo de motores eléctricos Siemens, si esta no existe, se toma la siguiente:

Tablas de selección												
Potencia nominal a 50 Hz		Tamaño	Valores de servicio a potencia nominal			Clase eficiencia CEMEP	Rend. plena carga 50 Hz	Rend. a 3/4 de carga	Factor de potencia plena carga $\cos\phi_N$	Corriente nominal 400V 50 Hz	Referencia (complementos del tipo en página 17)	Peso Forma constr. IM B3 aprox. m Kg
$P_N$ kW	$P_N$ kW		Velocidad nominal 50 Hz	Par nominal 50 Hz								
$n_N$ min <sup>-1</sup>	$M_N$ Nm	$\eta_N$ %	$\eta_{3/4}$ %									
4 polos 1500 min <sup>-1</sup> a 50 Hz 1800 min <sup>-1</sup> a 60 Hz, clase F, utilización B, IP 55											aluminio	
0,06	0,07	56 M	1350	0,42	56	55	0,77	0,2	1LE1 002-0AB2□-□□□□▶	3		
0,09	0,11	56 M	1350	0,64	58	57	0,77	0,29	1LE1 002-0AB3□-□□□□▶	3		
0,12	0,14	63 M	1350	0,85	55	54	0,75	0,42	1LE1 002-0BB2□-□□□□▶	3,5		
0,18	0,21	63 M	1350	1,3	59	60	0,76	0,58	1LE1 002-0BB3□-□□□□▶	4,1		
0,25	0,29	71 M	1350	1,8	60	60	0,78	0,77	1LE1 002-0CB2□-□□□□▶	4,8		
0,37	0,43	71 M	1370	2,6	65	65	0,78	1,06	1LE1 002-0CB3□-□□□□▶	6		
0,55	0,63	80 M	1395	3,8	67	67	0,81	1,46	1LE1 002-0DB2□-□□□□▶	9		
0,75	0,86	80 M	1395	5,1	72	72	0,8	1,91	1LE1 002-0DB3□-□□□□▶	10		
1,1	1,3	90 S	1415	7,4	EFF2	77	77	0,81	2,55	1LE1 002-0EB0□-□□□□▶	13	
1,5	1,75	90 L	1420	10	EFF2	79	79	0,81	3,4	1LE1 002-0EB4□-□□□□▶	15,6	
2,2	2,55	100 L	1425	14,8	EFF2	81	84	0,81	4,85	1LE1 002-1AB4□-□□□□▶	18	
3	3,45	100 L	1425	20,2	EFF2	82,8	83,6	0,85	6,2	1LE1 002-1AB5□-□□□□▶	22	
4	4,6	112 M	1435	27	EFF2	84,2	85,1	0,84	8,2	1LE1 002-1BB2□-□□□□▶	27	
5,5	6,3	132 S	1450	36	EFF2	86	86,5	0,83	11,2	1LE1 002-1CB0□-□□□□▶	38	
7,5	8,6	132 M	1450	49	EFF2	87	87,4	0,83	15	1LE1 002-1CB2□-□□□□▶	44	
11	12,6	160 M	1460	72	EFF2	88,4	88,1	0,82	22	1LE1 002-1DB2□-□□□□▶	62	
15	17,3	160 L	1460	98	EFF2	89,4	89,7	0,82	29,5	1LE1 002-1DB4□-□□□□▶	73	

Figura 18. Motores eléctricos Siemens.

Fuente: (Siemens, 2018).

El motor eléctrico seleccionado tiene las siguientes características: Potencia de 0,63 kW a 60 Hz y una velocidad angular de 1395 rpm.

	<b>INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO</b>	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2015-01-22

**4.3.4 Diseño del sistema de transmisión de potencia.** El sistema de transmisión de potencia está compuesto por cadenas y sprocket, todos los sprocket tendrán el mismo número de dientes porque la velocidad angular de todos los ejes tiene que ser la misma, la Reducción de velocidad se realizará por medio de un variador de velocidad electrónico.

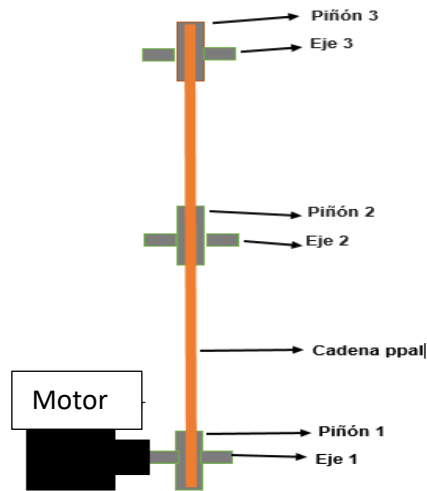


Figura 19. Configuración del sistema de transmisión de potencia de la máquina.

Figura: Fuente: Elaboración Propia.

En la Figura 19, se puede ver el sistema de transmisión de potencia a utilizar para el diseño de la máquina, este estará compuesto por 2 etapas: La primera será entre el eje de entrada y el segundo eje, luego este eje contará con otro sprocket que conecta al segundo eje con el tercer eje.

La primera etapa tendrá los siguientes parámetros: Torque de entrada entregado por el motor eléctrico seleccionado.

$$T_{entrada} = \frac{P_{entrada}}{\omega_{entrada}} = \frac{0,63 \text{ kJ/s}}{6,3 \text{ rad/s}} = 100 \text{ N.m}$$

Como el torque total requerido es de 73,34 N.m y el entregado por el motor eléctrico seleccionado es de 100 N.m, esto permite considerar las pérdidas generadas por fricción durante la transmisión.




 ITM Institución Universitaria	INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2015-01-22

Para el diseño del sistema de transmisión de potencia por cadenas, se utilizó el procedimiento efectuado en el libro de Robert Mott (Mott, 2006):

**PASO 1.**

Primero se calcula un factor de servicio (Fs) bajo las condiciones de funcionamiento establecidas a continuación, las cuales se pueden apreciar en la Tabla 8.

Tabla 8. Factores de servicio para cadenas.

		Factores para calcular el margen compensatorio de seguridad		
		Clase de fuente de potencia		
Fuente:	Tipo de carga	Motor de combustión y convertidor hidráulico	Motor eléctrico o turbina	Motor de combustión y caja mecánica
	Uniforme	1	1	1.2
	Fluctuante	1.2	1.3	1.4
	Muy fluctuante	1.4	1.5	1.7

(Intermec, 2017).

La potencia de diseño será:

$$P_{\text{diseño}} = F_{\text{servicio}} * P_{\text{fuente}}$$

Entonces la potencia de diseño es:

$$P_{\text{diseño}} = (1) * (0,63 \text{ kW}) = 0,63 \text{ kW}$$

Los datos de las tablas están en sistema inglés, debemos pasar los kW a hp:

$$0,63 \text{ kW} * \frac{1.34102 \text{ hp}}{1 \text{ kW}} = 0,8448 \text{ hp}$$

**PASO 2.**

Con la potencia de diseño y los rpm puedo calcular el tipo de cadena a utilizar:

Tabla 9. Cadena de rodillos estándar N.80

No. de dientes piñón conductor	R.P.M. DEL PIÑÓN CONDUCTOR																											
	10	25	50	100	150	200	300	400	500	600	700	800	900	1000	1100	1200	1400	1600	1800	2000	2200	2400	2700	3000	3400			
9	0.34	0.78	1.45	2.71	3.90	5.05	7.28	9.43	11.5	13.6	15.6	17.6	17.0	14.5	12.6	11.0	8.76	7.17	6.01	5.13	4.45	3.90	3.27	2.79	2.32			
10	0.38	0.87	1.63	3.03	4.37	5.66	8.16	10.6	12.9	15.2	17.5	19.7	19.9	17.0	14.7	12.9	10.3	8.40	7.04	6.01	5.21	4.57	3.83	3.27	2.71			
11	0.42	0.97	1.80	3.36	4.84	6.28	9.04	11.7	14.3	16.9	19.4	21.9	23.0	19.6	17.0	14.9	11.8	9.69	8.12	6.93	6.01	5.27	4.42	3.77	1.70			
12	0.47	1.06	1.98	3.69	5.32	6.89	9.93	12.9	15.7	18.5	21.3	24.0	26.2	22.3	19.4	17.0	13.5	11.0	9.25	7.90	6.85	6.01	5.04	4.30	0			
13	0.51	1.16	2.16	4.03	5.60	7.52	10.8	14.0	17.1	20.2	23.2	26.2	29.1	25.2	21.8	19.2	15.2	12.5	10.4	8.91	7.72	6.78	5.68	4.85	0			
14	0.55	1.25	2.34	4.36	6.29	8.14	11.7	15.2	18.6	21.9	25.1	28.4	31.5	28.2	24.4	21.4	17.0	13.9	11.7	9.96	8.63	7.57	6.35	5.42	0			
15	0.59	1.35	2.52	4.70	6.77	8.77	12.6	16.4	20.0	23.6	27.1	30.6	34.0	31.2	27.1	23.8	18.9	15.4	12.9	11.0	9.57	8.40	7.04	6.01	0			
16	0.63	1.45	2.70	5.04	7.26	9.41	13.5	17.6	21.5	25.3	29.0	32.8	36.4	34.4	29.8	26.2	20.8	17.0	14.2	12.2	10.5	9.25	7.76	6.62	0			
17	0.68	1.55	2.88	5.38	7.75	10.0	14.5	18.7	22.9	27.0	31.0	35.0	38.9	37.7	32.7	28.7	22.7	18.6	15.6	13.3	11.5	10.1	8.49	7.25	0			
18	0.72	1.64	3.07	5.72	8.25	10.7	15.4	19.9	24.4	28.7	33.0	37.2	41.4	41.1	35.6	31.2	24.8	20.3	17.0	14.5	12.6	11.0	9.25	7.90	0			
19	0.76	1.74	3.25	6.07	8.74	11.3	16.3	21.1	25.8	30.4	35.0	39.4	43.8	44.5	38.6	33.9	26.9	22.0	18.4	15.7	13.6	12.0	10.0	8.57	0			
20	0.8	1.84	3.44	6.41	9.24	12.0	17.2	22.3	27.3	32.2	37.0	41.7	46.3	48.1	41.7	36.6	29.0	23.8	19.9	17.0	14.7	12.9	10.8	0	0			
21	0.85	1.94	3.62	6.76	9.74	12.6	18.2	23.5	28.8	33.9	39.0	43.9	48.9	51.7	44.8	39.4	31.2	25.6	21.4	18.3	15.9	13.9	11.7	0	0			
22	0.90	2.04	3.81	7.11	10.2	13.3	19.1	24.8	30.3	35.7	41.0	46.2	51.4	55.5	48.1	42.2	33.5	27.4	23.0	19.6	17.0	14.9	12.5	0	0			
23	0.94	2.14	4.00	7.46	10.7	13.9	20.1	26.0	31.8	37.4	43.0	48.5	53.9	59.3	51.4	45.1	35.8	29.3	24.6	21.0	18.2	15.9	13.4	0	0			

Fuente: (Intermec, 2017).

Para calcular la potencia real entregada por la cadena a 60 rpm debemos interpolar entre los siguientes valores, ver Tabla 10.

Tabla 10. Datos para realizar la interpolación.

Velocidad angular (rpm)	50	60	100
Potencia	1,45	X	2,71
Numero de dientes Catarina conductora	9	9	9

Fuente: Elaboración Propia.

$$X = \frac{(2,71 - 1,45)}{50} * 10 + 1,45 = 1,702 \text{ hp}$$

Esta es la potencia que podría transmitir la cadena, la cual se puede apreciar que es mucho mayor que la requerida por el sistema OK.

### PASO 3.

Según la Tabla 9, una cadena N. 80 de paso 1 in, puede entregar 1,702 hp a 60 rpm utilizando una Catarina conductora de 9 dientes y necesita lubricación tipo manual.

La relación de transmisión será:

 Institución Universitaria	INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2015-01-22

$$R_{\text{transmision}} = \frac{\omega_1}{\omega_2} = 1$$

El número de dientes de la Catarina conducida es:

$$Z_2 = (9)(1) = 9 \text{ dientes}$$

### PASO 3.

Los diámetros de paso sugeridos serán:

$$Dp1 = \frac{1 \text{ in}}{\text{sen}(180^\circ/9)} = 2,92 \text{ in o } 7,4264 \text{ cm}$$

$$Dp2 = \frac{1 \text{ in}}{\text{sen}(180^\circ/9)} = 2,92 \text{ in o } 7,4264 \text{ cm}$$

### PASO 4.

La distancia entre centros por recomendación del libro de Mott, debe estar entre 30 y 50 veces el paso de la cadena.

$$C = 40 * 1 \text{ in} = 40 \text{ in}$$

$$40 \text{ in} * \frac{2,54 \text{ cm}}{1 \text{ in}} = 101,6 \text{ cm}$$

### PASO 5.

La longitud de la cadena se calcula con la siguiente formula:

$$L = 2 \times (40) + \frac{9 + 9}{2} + \frac{(9 - 9)^2}{4\pi^2(40)} = 89 \text{ pasos, tomo o } 88 \text{ pasos}$$

### PASO 6.

Recalculo la nueva distancia entre centros:

$$L_{\text{nuevo}} = \frac{1}{4} * \left[ \left( 88 - \frac{9 + 9}{2} \right) + \sqrt{\left( 88 - \frac{9 + 9}{2} \right)^2 - \frac{8 * (9 - 9)^2}{4 * \pi^2}} \right] = 39,3 \text{ paso o } 39,3 \text{ in}$$

	<b>INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO</b>	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2015-01-22

Esto en centímetros es igual a:

$$39,3 \text{ in} * \frac{2,54 \text{ cm}}{1 \text{ in}} = 99,82 \text{ cm}$$

**PASO 7.**

El ángulo de contacto será:

$$\theta_1 = 180^\circ - 2 * \text{sen}^{-1} \left[ \frac{2,92 \text{ in} - 2,92 \text{ in}}{2 \times (40 \text{ in})} \right] = 178^\circ \text{ ok}$$

$$\theta_2 = 180^\circ + 2 * \text{sen}^{-1} \left[ \frac{2,92 \text{ in} - 2,92 \text{ in}}{2 \times (40 \text{ in})} \right] = 180^\circ \text{ ok}$$

**PASO 8.**

Con la temperatura ambiente de Medellín de 21 °C, utilizo la Tabla 7.9 del libro de Mott y consigo el tipo de aceite a utilizar en el sistema de lubricación.

Tabla 11. Tipo de refrigerante recomendado para el sistema diseñado.

Temperatura ambiente (°C)	Lubricante recomendado
5 a 38	SAE 30

Fuente: Elaboración Propia.

La segunda etapa tendrá los siguientes parámetros: Torque de entrada entregado por el motor eléctrico seleccionado.

$$T_{\text{entrada}} = 100 \text{ N.m} - 43,94 \text{ N.m} = 56,06 \text{ N.m}$$

Este será el torque entregado al eje 2 del sistema, 56,06 N.m, esto permite considerar las pérdidas generadas por fricción durante la transmisión. Siguiendo el mismo procedimiento anterior del libro de Mott, el diseño del sistema de la etapa 2 de transmisión de potencia es:

	<b>INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO</b>	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2015-01-22

**PASO 1.**

Primero se calcula un factor de servicio (Fs) bajo las condiciones de funcionamiento establecidas a continuación, las cuales se pueden apreciar en la Tabla 8, el Fs es 1.

La potencia de diseño será:

$$P_{\text{diseño}} = F_{\text{servicio}} * P_{\text{fuente}}$$

Entonces la potencia de diseño es:

$$P_{\text{diseño}} = (1) * (0,3539 \text{ kW}) = 0,3539 \text{ kW}$$

Los datos de las tablas están en sistema inglés, debemos pasar los kW a hp:

$$0,3539 \text{ kW} * \frac{1.34102 \text{ hp}}{1 \text{ kW}} = 0,4745 \text{ hp}$$

**PASO 2.**

Con la potencia de diseño de 0,4745 hp y los 60 rpm, se utiliza otra vez, la Tabla 13 de la cual, se obtiene todos los mismos datos del primer sistema diseñado de transmisión por cadenas diseñado.

**4.3.5 Diseño de los ejes de la máquina.** A partir de las fuerzas y torques aplicados, se procede a calcular el diámetro y factor de seguridad para cada uno de los ejes impulsores de cada canasta de la máquina mezcladora de fluidos.

**Eje 1. Eje que soporta la canasta 1 o recipiente con mayor peso**

Este eje va directamente acoplado al eje del motor y posee un sprocket que transmite el torque o la fuerza a la canasta 2. Para la unión entre el eje impulsor 1 y la canasta existe el plato con tornillos, para la unión del motor con el eje, se piensa utilizar un tornillo prisionero en (B) y para el anclaje del sprocket al eje de la canasta 1, se hará con una cuña (C).

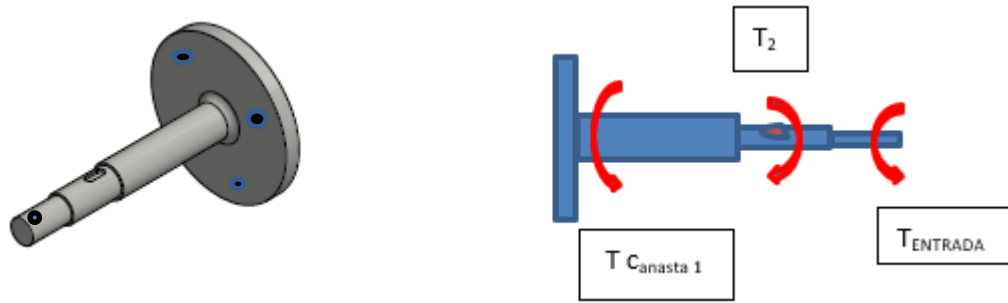


Figura 20. Análisis de torques en el eje de la canasta 1.  
Fuente: Elaboración Propia.

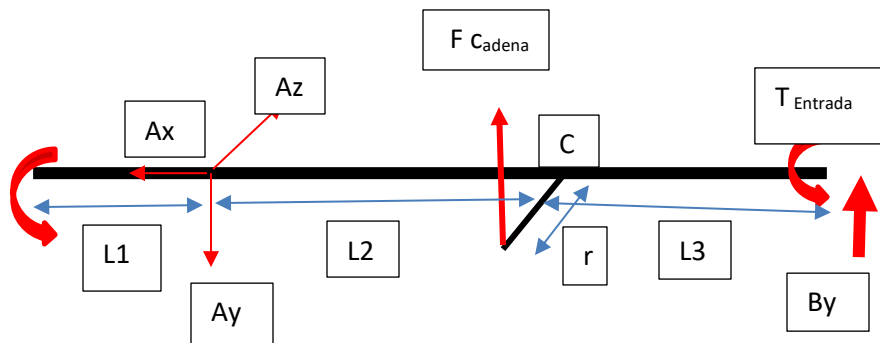
Sumatoria de torques:

$$\sum \text{Torques} = T_{\text{entrada}} - T_{\text{Canasta 1}} - T_2 = 0$$

Entonces:

$$T_2 = 100 \text{ N.m} - 43,94 \text{ N.m} = 56,06 \text{ N.m}$$

Para el análisis de fuerzas se utilizará la metodología desarrollada en el libro de diseño mecánico de Shigley que consiste en un análisis tridimensional del eje:



Donde las longitudes son asumidas según el criterio del diseñador:

L<sub>1</sub>: 54 mm

L<sub>2</sub>: 75 mm

L<sub>3</sub>: 54 mm

Por consiguiente, la sumatoria de fuerzas en X:

	<b>INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO</b>	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2015-01-22

$$\sum F_x = -A_x = 0$$

La sumatoria de fuerzas en Y:

$$\sum F_y = -A_y + B_y + F_{cadena} = 0$$

La sumatoria de fuerzas en Z:

$$\sum F_z = -A_z = 0$$

La sumatoria de momentos en A:

$$\sum M_A = (r_{AC}) \times (F_{cadena}) + (r_{AB}) \times (B_y)$$

Entonces:

$$F_{cadena} = \frac{\text{Torque}}{r_{sproket}} = \frac{56,06 \text{ N.m}}{0,037132 \text{ m}} = 1509.75 \text{ N}$$

$$0 = (0,075 i + 0j + 0,037132 k) \times (1509.75 \text{ N } j) + (0,129 i + 0j + 0k) \times (0i + B_y j + 0k)$$

$$0 = 113,2312 \text{ N.m } k - 56,06 \text{ N.m } i + 0,129 B_y k$$

La reacción  $B_y$  es:

$$B_y = -\frac{113,2312 \text{ N.m}}{0,129 \text{ m}} = -877,76 \text{ N}$$

La reacción  $A_y$  es:

$$A_y = -(-877,76 \text{ N} + 1509.75 \text{ N}) = -631,98 \text{ N}$$

### Diagrama de fuerza cortante y momento flector

Con las fuerzas calculadas y las dimensiones del eje, se utiliza el programa MDSolid 4.1 y se obtienen los diagramas, ver Figura 21.

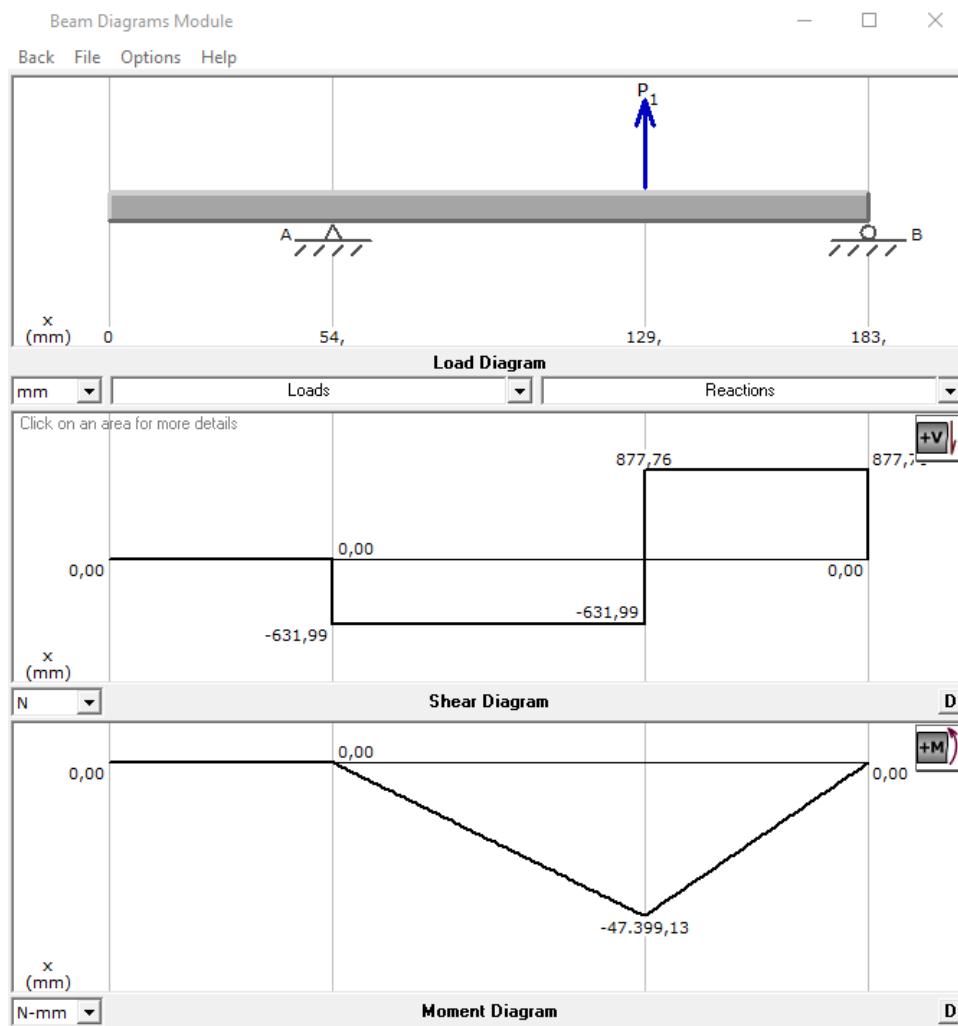


Figura 21. Diagrama de Fuerza cortante y momento flector del Eje 1.  
Fuente: (MDSolid4.1, 2021).

Como se puede apreciar en los diagramas de fuerza cortante y momento flector del eje 1, el punto crítico del eje se encuentra ubicado a  $129$  mm y su momento flexionante máximo es  $-47.39913$  N.m y la fuerza aplicada de  $877,76$  N, ver Figura 22.



	<b>INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO</b>	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2015-01-22

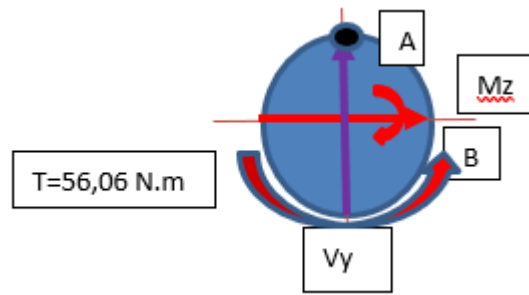


Figura 22. Cargas sobre la sección transversal del eje en el punto crítico.

Fuente: Elaboración propia.

Para este diseño se asumirá un diámetro tentativo de 0,75 in para el eje y después se aplicará la teoría de Goodman para calcular el factor de seguridad y comprobar si este diámetro es el indicado, para estos tipos de diseño, lo recomendado por Mott es que el factor de seguridad no sea mayor de 2 (Mott, 2006).

$$0,75 \text{ in} * \frac{25,4 \text{ mm}}{1 \text{ in}} = 19,05 \text{ mm}$$

El esfuerzo normal generado por el momento flector en el punto A es:

El radio del eje es:

$$r = \frac{19,05 \text{ mm}}{2} = 9,525 \text{ mm}$$

El momento de inercia I es:

$$I = \frac{\pi}{4} * (0,009525 \text{ m})^4 = 6,464563742 \text{ E}^{-9} \text{ m}^4$$

El esfuerzo normal en A es deducido con la ecuación 4:

$$\sigma_{flexion A} = \frac{(47.33913 \text{ N.m}) * (0,009525 \text{ m})}{6,464563742 \text{ E}^{-9} \text{ m}^4} = 69,75 \text{ MPa}$$

El esfuerzo cortante generado por el torque en A es deducido con la ecuación 5:

	<b>INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO</b>	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2015-01-22

$$\tau_A = \frac{T \cdot C}{J} = \frac{(56,06 \text{ N} \cdot \text{m}) * (0,009525 \text{ m})}{\frac{\pi}{2} * (0,009525 \text{ m})^4} = 41,29 \text{ MPa}$$

El esfuerzo cortante generado en el punto B es necesario conocer Q que es el área por el Y barra de la figura:

$$Q = A * Y = \left( \frac{\pi * (0,009525 \text{ m})^2}{2} \right) * \left( \frac{4 * 0,009525 \text{ m}}{3 * \pi} \right) = 5,761077e^{-7} \text{ m}^3$$

El esfuerzo cortante debido a la fuerza es deducido con la ecuación 6:

$$\tau_B = \frac{V_y * Q}{I * t} = \frac{(877,76 \text{ N}) * (5,761077e^{-7} \text{ m}^3)}{(6,464563742 \text{ E}^{-9} \text{ m}^4) * (0,01905 \text{ m})} = 4,0703 \text{ MPa}$$

El punto más importante es A, el cual presenta un estado de esfuerzos biaxial, el esfuerzo de normal de flexión de 69,75 MPa y el cortante es 41,29 MPa. Para utilizar la teoría de Goodman se debe conocer las variables de la siguiente ecuación:

$$\frac{k * \sigma_a}{S_n} + \frac{\sigma_m}{S_u} = \frac{1}{N} \quad (24)$$

Entonces se debe calcular, los esfuerzos principales con la siguiente ecuación:

$$\sigma_{maximo} = \frac{\sigma_x + \sigma_y}{2} + \sqrt{\left( \frac{\sigma_x - \sigma_y}{2} \right)^2 + \tau_{xy}^2} \quad (25)$$

Entonces:

$$\sigma_{maximo} = 34,875 \text{ MPa} + 54,047 \text{ MPa} = 88,9224 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{minimo} = \frac{\sigma_x + \sigma_y}{2} - \sqrt{\left( \frac{\sigma_x - \sigma_y}{2} \right)^2 + \tau_{xy}^2}$$

Entonces:

$$\sigma_{minimo} = 34,875 \text{ MPa} - 54,047 \text{ MPa} = -19,172 \text{ MPa}$$

	<b>INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO</b>	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2015-01-22

El esfuerzo alternante y medio son:

$$\sigma_a = \frac{\sigma_{maximo} + \sigma_{minimo}}{2} = \frac{88,9224 \text{ MPa} + (-19,172 \text{ MPa})}{2} = 34,8752 \text{ MPa}$$

$$\sigma_m = \frac{\sigma_{maximo} - \sigma_{minimo}}{2} = \frac{88,9224 \text{ MPa} - (-19,172 \text{ MPa})}{2} = 54,0472 \text{ MPa}$$

Se debe calcular la resistencia real de una viga rotatoria ( $S'_n$ ), para esto, se calcular primero la resistencia a la fatiga de una viga de laboratorio ( $S_n$ ) con ayuda de la Figura 23 y el material a utilizar, se calcula la resistencia ( $S_n$ ). Para este caso el material es un acero 1040 estirado en frio.

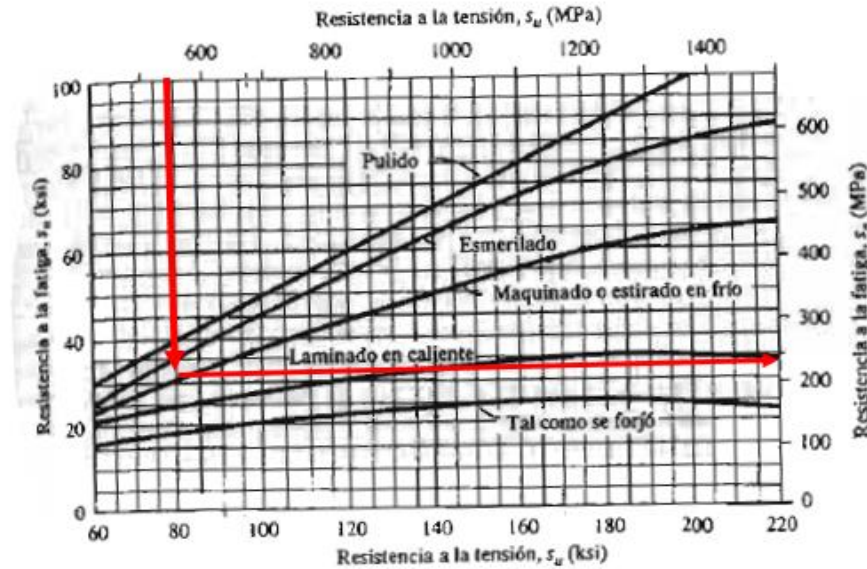


Figura 23. Resistencia a la tensión última Vs resistencia a la fatiga.

Fuente: (Mott, 2006).

La resistencia última a la tensión del acero 1040 es 552 MPa, con este valor entro a la gráfica y busco la resistencia a fatiga  $S_n$  es 220 MPa. Ahora, para calcular la resistencia a la fatiga de una viga real se debe multiplicar por sus factores.

$$S'_n = S_n * C_m * C_{st} * C_R * C_s$$

**Donde:**

$C_m$ : factor de material

$C_{st}$ : Factor de tipo de esfuerzo

$C_R$ : Factor de confiabilidad

$C_s$ : Factor de tamaño

Para calcular estos factores, se asumen algunas cosas y se utilizan algunas tablas y figuras del libro de Mott.

Es acero forjado  $C_m$ : 1

El tipo de esfuerzo es flexionante  $C_{st}$ : 1

Para calcular el factor de confiabilidad, se utiliza la tabla 5.1 del libro de Mott:

Tabla 12. Factores de confiabilidad ( $C_R$ )

Confiabilidad deseada $C_R$	
0,50	1.0
0,90	0.90
→ 0,99	0.81
0,999	0.75

Fuente: (Mott, 2006).

Para una confiabilidad del 0,99 % el factor  $C_R$  es: 0,81

El factor de tamaño  $C_s$ , se calcula utilizando la Figura 24.

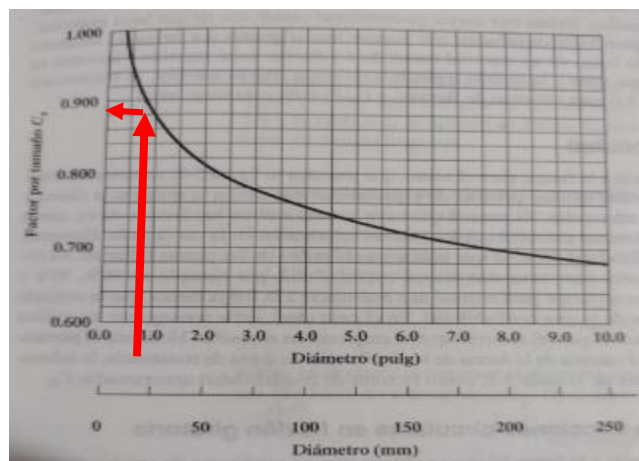


Figura 24. Facto de tamaño ( $C_s$ ).

Fuente: (Mott, 2006).

La resistencia a la fatiga de una viga real es:

	<b>INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO</b>	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2015-01-22

$$S'_n = (220 \text{ MPa}) * (1) * (1) * (0,81) * (0,9) = 160,38 \text{ MPa}$$

Faltaría calcular los factores de concentración de esfuerzos ( $K_t$ ) debido a las reducciones de diámetro, apéndice 15 del libro de Robert Mott, se encuentra la Figura 25, con la cual, se puede calcular el factor de concentración de esfuerzo, según la relación de diámetros y el radio del filete recomendado, para este caso 1/16 in.

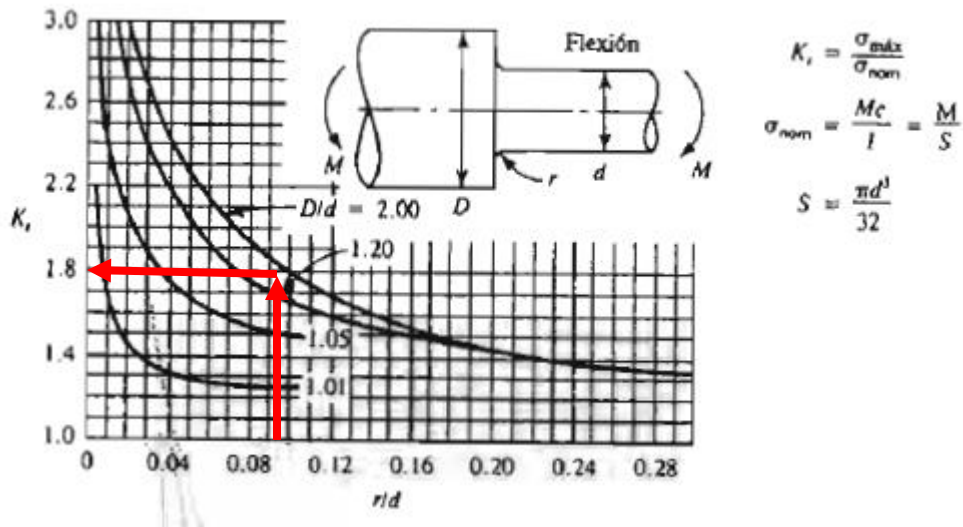


Figura 25. Factor de concentración de esfuerzo por reducciones de diámetros.  
Fuente: (Mott, 2006).

Se debe calcular el factor de concentración de esfuerzos ( $K$ ) para cada uno de los puntos:

**Para el punto crítico.**

$$\frac{r}{d} = \frac{\frac{1}{16}}{0,75} = 0,08333$$

$$\frac{1}{0,75} = 1,333$$

El facto de concentración de esfuerzos según la gráfica para el punto K es:

$$K = 1,8$$

Con todos estos datos despejo de la fórmula de Goodman (ecuación 24), el factor de seguridad (N):

	<b>INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO</b>	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2015-01-22

$$\frac{(1,8) * (34,8752 \text{ MPa})}{160,38 \text{ MPa}} + \frac{(54,0472 \text{ MPa})}{552 \text{ MPa}} = \frac{1}{N}$$

$$N = 2,0436 \text{ OK}$$

Como el factor de seguridad (N) debe ser  $\geq 2$ , según Mott, este cumpliría con las expectativas.

### Eje 2. Eje que soporta la canasta 2 y transmite potencia al eje 3

Este eje va conectado al eje impulsor 1 por medio de un sistema de transmisión por cadena y a su vez transmite el torque impulsor del eje 3. Este eje 2, posee 2 cuñeros Para la unión de los sprocket del eje 1 y 3, ver Figura 26.

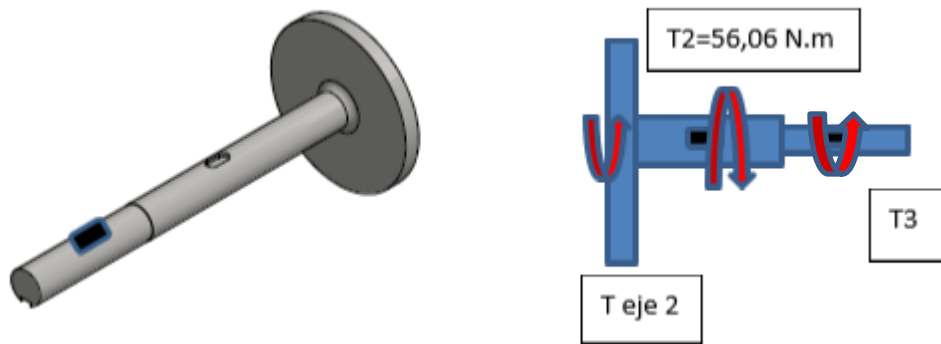


Figura 26. Torques en el eje 2.

Fuente: Elaboración propia.

Sumatoria de torques:

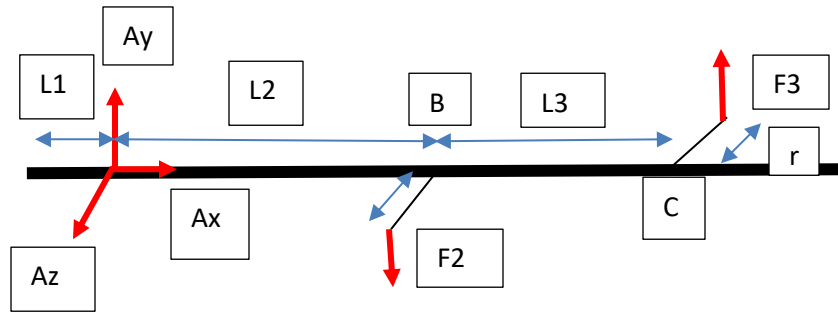
$$\sum \text{Torques} = T_{\text{entrada}} - T_{\text{Canasta 2}} - T_3 = 0$$

Entonces:

$$T_3 = 56,06 \text{ N.m} - 19,6 \text{ N.m} = 36,46 \text{ N.m}$$

Para el análisis de fuerzas se utilizará la metodología desarrollada en el libro de diseño mecánico de Shigley que consiste en un análisis tridimensional del eje:

 Institución Universitaria	INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2015-01-22



Donde las longitudes son asumidas según el criterio del diseñador:

$L_1$ : 13 mm

$L_2$ : 122,5 mm

$L_3$ : 160,5 mm

$r$ : 37,132 mm

Por consiguiente, la sumatoria de fuerzas en X:

$$\sum F_x = A_x = 0$$

La sumatoria de fuerzas en Y:

$$\sum F_y = -A_y + F_2 + F_3 = 0$$

La sumatoria de fuerzas en Z:

$$\sum F_z = A_z = 0$$

La sumatoria de momentos en A:

$$\sum M_A = (r_{AB})x(F_2) + (r_{AC})x(F_3)$$

	<b>INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO</b>	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2015-01-22

Entonces:

$$F_2 = \frac{\text{Torque}}{r_{\text{sproket}}} = \frac{56,06 \text{ N.m}}{0,037132 \text{ m}} = 1509.75 \text{ N}$$

$$F_3 = \frac{\text{Torque}}{r_{\text{sproket}}} = \frac{36,46 \text{ N.m}}{0,037132 \text{ m}} = 981,90 \text{ N}$$

$$0 = (0,1225 \text{ i} + 0 \text{ j} + 0,037132 \text{ k})x(-1509.75 \text{ N j}) \\ + (0,283 \text{ i} + 0 \text{ j} - 0,037132 \text{ k})x(981,90 \text{ N j})$$

$$0 = -184,94 \text{ N.m k} + 56,06 \text{ N.m i} + 277,8777 \text{ N.m k} + 36,4599 \text{ N.m i}$$

$$42,9377 \text{ N.m k} + 92,5199 \text{ N.m i} = 0$$

La reacción  $A_y$  es:

$$A_y = 1509.75 \text{ N} - 981,90 \text{ N} = 527,85 \text{ N}$$

$$M_A = 105,6980 \text{ N.m}$$

### Diagrama de fuerza cortante y momento flector

Con las fuerzas calculadas y las dimensiones del eje, se utiliza el programa MDSolid 4.1 y se obtienen los diagramas, ver Figura 27.



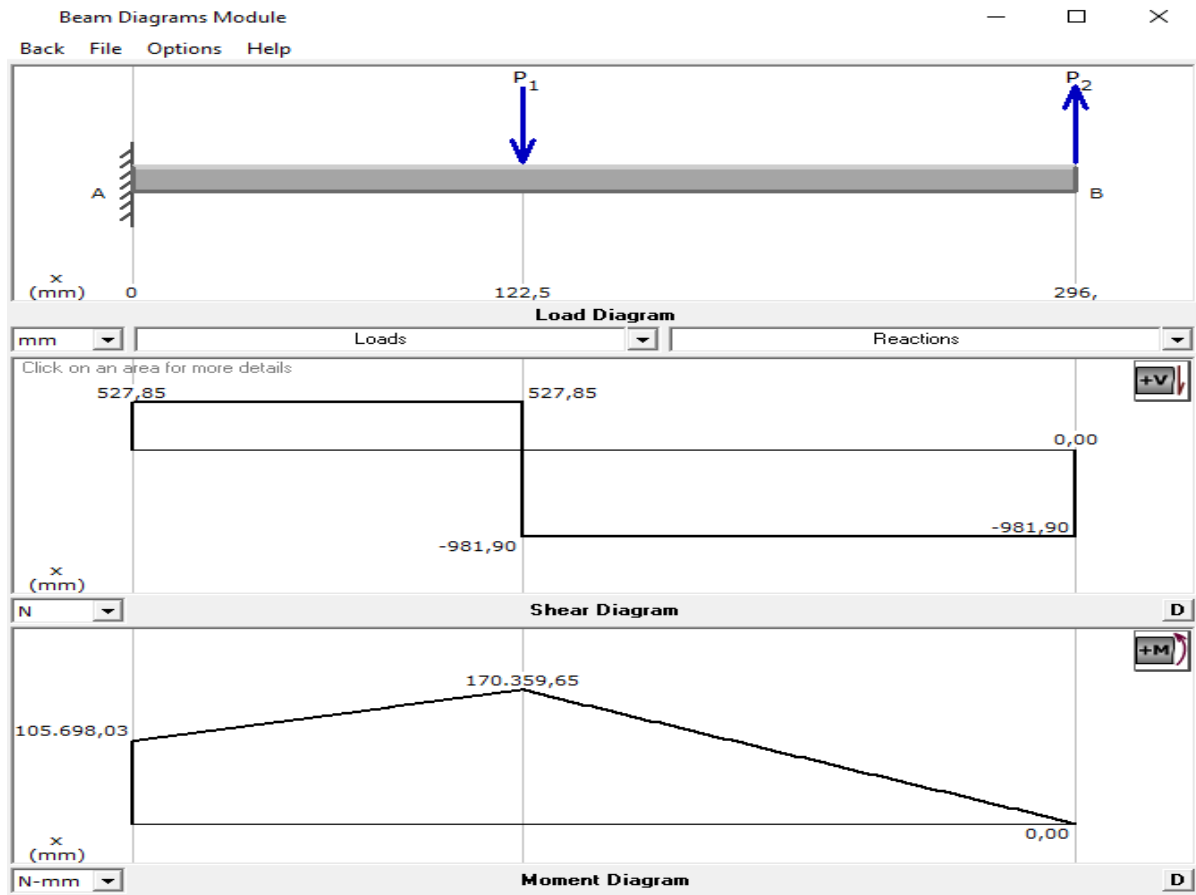


Figura 27. Diagrama de fuerza cortante y momento flector del eje 2.  
 Fuente: (MDSolid4.1, 2021).

Como se puede apreciar en los diagramas de fuerza cortante y momento flector del eje 2, el punto crítico del eje se encuentra ubicado a 122,5 mm y su momento flexionante máximo es 170,3596 N.m y la fuerza aplicada de -981,9 N, ver Figura 28.

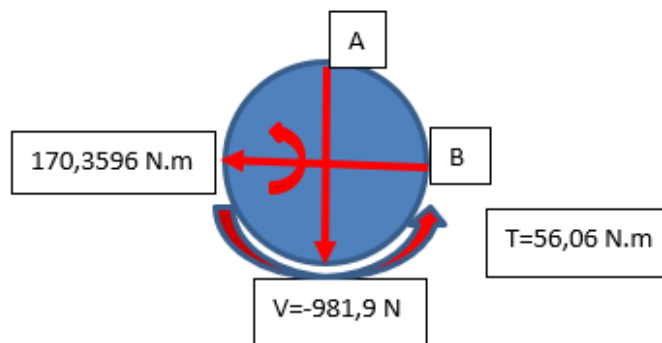


Figura 28. Cargas sobre la sección transversal del eje en el punto crítico.  
 Fuente: Elaboración propia.

	<b>INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO</b>	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2015-01-22

Como este eje queda prácticamente en voladizo, se debe asumir un diámetro mayor que el anterior, por lo tanto, se tomó 1,25 in para realizar los cálculos, luego se utiliza la teoría de Goodman para calcular el factor de seguridad y comprobar si este diámetro es el indicado, para estos tipos de diseño, lo recomendado por Mott es que el factor de seguridad sea mayor de 2 (Mott, 2006).

$$1,25 \text{ in} * \frac{25,4 \text{ mm}}{1 \text{ in}} = 31,75 \text{ mm}$$

El esfuerzo normal generado por el momento flector en el punto A es:

El radio del eje es:

$$r = \frac{31,755 \text{ mm}}{2} = 15,875 \text{ mm}$$

El momento de inercia I es:

$$I = \frac{\pi}{4} * (0,015875 \text{ m})^4 = 4,988089307E^{-8} \text{ m}^4$$

El esfuerzo normal en A se deduce con la ecuación 4:

$$\sigma_{flexion A} = \frac{(170,3596 \text{ N.m}) * (0,015875 \text{ m})}{4,988089307E^{-8} \text{ m}^4} = 54,21 \text{ MPa}$$

El esfuerzo generado por el torque en A se deduce con la ecuación 5:

$$\tau_A = \frac{T.C}{J} = \frac{(19,6 \text{ N.m}) * (0,015875 \text{ m})}{\frac{\pi}{2} * (0,015875 \text{ m})^4} = 3,1189 \text{ MPa}$$

El esfuerzo cortante generado en el punto B es necesario conocer Q que es el área por el Y barra de la figura:

$$Q = A * Y = \left( \frac{\pi * (0,015875 \text{ m})^2}{2} \right) * \left( \frac{4 * 0,015875 \text{ m}}{3 * \pi} \right) = 2,667165365 E^{-6} \text{ m}^3$$

 Institución Universitaria	INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2015-01-22

El esfuerzo cortante debido a la fuerza se deduce con la ecuación 6:

$$\tau_B = \frac{V_y * Q}{I * t} = \frac{(981,9 N) * (2,667165365 E^{-6} m^3)}{(4,988089307 E^{-8} m^4) * (0,03175 m)} = 1,6536 MPa$$

El punto más importante es A, el cual presenta un estado de esfuerzos biaxial, el esfuerzo de normal de flexión de 54,21 MPa y el cortante es 3,1189 MPa. Para utilizar la teoría de Goodman se debe conocer las variables de la siguiente fórmula:

$$\frac{k * \sigma_a}{S_n} + \frac{\sigma_m}{S_u} = \frac{1}{N}$$

Entonces se debe calcular, los esfuerzos principales:

$$\sigma_{maximo} = \frac{\sigma_x + \sigma_y}{2} + \sqrt{\left(\frac{\sigma_x - \sigma_y}{2}\right)^2 + \tau_{xy}^2}$$

Entonces:

$$\sigma_{maximo} = 27,105 MPa + 27,2838 MPa = 54,3888 MPa$$

$$\sigma_{minimo} = \frac{\sigma_x + \sigma_y}{2} - \sqrt{\left(\frac{\sigma_x - \sigma_y}{2}\right)^2 + \tau_{xy}^2}$$

Entonces:

$$\sigma_{minimo} = 27,105 MPa - 27,2838 MPa = -0,1788 MPa$$

El esfuerzo alternante y medio son:

$$\sigma_a = \frac{\sigma_{maximo} + \sigma_{minimo}}{2} = \frac{54,3888 MPa + (-0,1788 MPa)}{2} = 27,105 MPa$$

$$\sigma_m = \frac{\sigma_{maximo} - \sigma_{minimo}}{2} = \frac{54,3888 MPa - (-0,1788 MPa)}{2} = 27,2838 MPa$$

	<b>INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO</b>	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2015-01-22

Se debe calcular la resistencia real de una viga rotatoria ( $S_n'$ ), para esto, se calcular primero la resistencia a la fatiga de una viga de laboratorio ( $S_n$ ), utilizando la Figura 22 nuevamente y el material sigue también siendo el mismo, acero 1040 estirado en frío.

La resistencia última a la tensión del acero 1040 es 552 MPa, con este valor entro a la gráfica y busco la resistencia a fatiga  $S_n$  es 220 MPa. Ahora, para calcular la resistencia a la fatiga de una viga real se debe multiplicar por sus factores.

$$S_n' = S_n * C_m * C_{st} * C_R * C_s$$

**Donde:**

$C_m$ : factor de material

$C_{st}$ : Factor de tipo de esfuerzo

$C_R$ : Factor de confiabilidad

$C_s$ : Factor de tamaño

Para calcular estos factores, se asumen algunas cosas y se utilizan algunas tablas y figuras del libro de Mott.

Es acero forjado  $C_m$ : 1

El tipo de esfuerzo es flexionante  $C_{st}$ : 1

Para calcular el factor de confiabilidad, se utiliza la Tabla 5.1 nuevamente del libro de Mott, obteniendo nuevamente un valor de  $C_R = 0,81$ , ver Figura Tabla 12.

Para el factor de tamaño  $C_s$ , se utiliza nuevamente la Figura 24, pero el diámetro es ahora de 1,25 in y el factor es 0,86.

La resistencia a la fatiga de una viga real es:

$$S_n' = (220 \text{ MPa}) * (1) * (1) * (0,81) * (0,86) = 153,252 \text{ MPa}$$

Faltaría calcular los factores de concentración de esfuerzos (K) debido a las reducciones de diámetro, apéndice 15 del libro de Robert Mott, se encuentra la siguiente gráfica, con la

cual, se puede calcular el factor de concentración de esfuerzo, según la relación de diámetros y el radio del filete recomendado, para este caso 1/16 in, ver Figura 29.

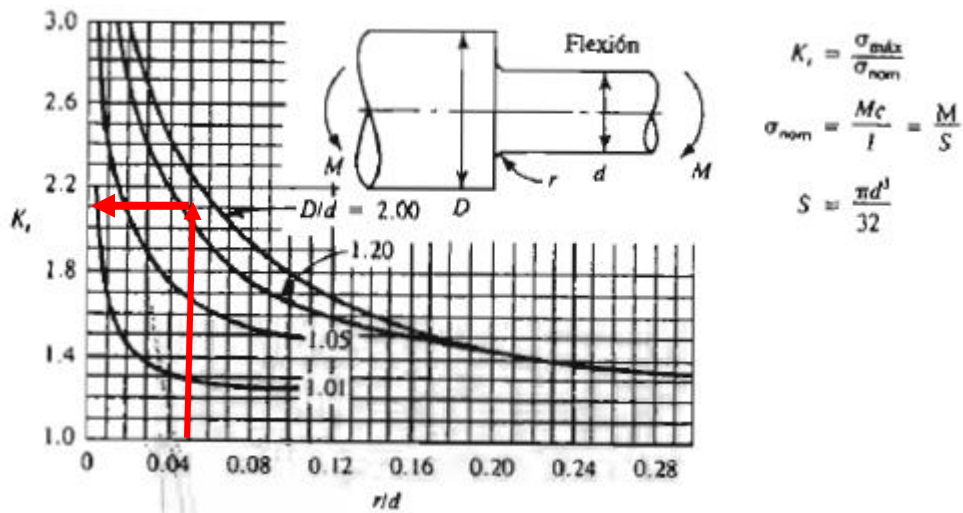


Figura 29. Factor de concentración de esfuerzos  $K_t$ .  
Fuente: (Mott, 2006).

Se debe calcular el factor de concentración de esfuerzos ( $K$ ) para cada uno de los puntos:

**Para el punto crítico.**

$$\frac{r}{d} = \frac{\frac{1}{16}}{1,25} = 0,05$$

$$\frac{1,25}{1} = 1,25$$

El facto de concentración de esfuerzos según la gráfica para el punto K es:

$$K = 2,1$$

Con todos estos datos despejo de la fórmula de Goodman el factor de seguridad ( $N$ ):

$$\frac{(2,1) * (27,105 \text{ MPa})}{153,252 \text{ MPa}} + \frac{(27,3888 \text{ MPa})}{552 \text{ MPa}} = \frac{1}{N}$$

	<b>INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO</b>	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2015-01-22

$$N = 2,37 \text{ OK}$$

Como el factor de seguridad (N) debe ser  $\geq 2$ , según Mott, este cumpliría con las expectativas.

### Eje 3. Eje que soporta la canasta 3

Este eje va conectado al eje 2 por medio de un sistema de transmisión por cadena. Este eje 3, posee 1 cuñero, para la unión del sprocket del eje 2, el cual le transmite potencia a este eje, ver Figura 30.

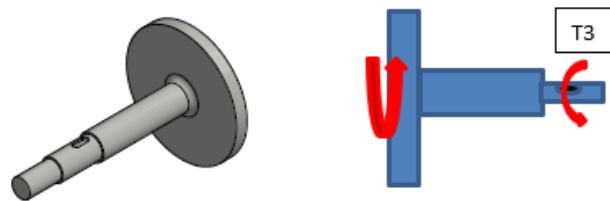


Figura 30. Torque en el eje 3.  
Fuente: Elaboración propia.

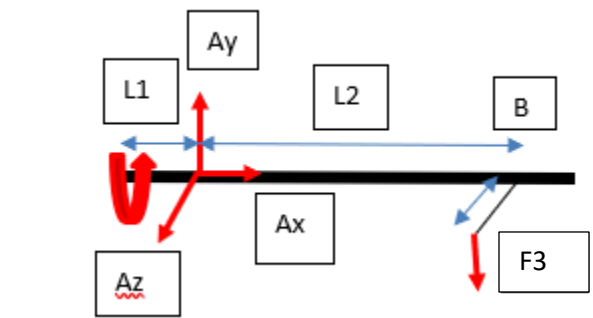
Sumatoria de torques:

$$\sum \text{Torques} = T_{\text{entrada}} - T_{\text{Canasta 3}} = 0$$

Entonces:

$$T_3 = 36,46 \text{ N.m} = T_{\text{entrada}}$$

Para el análisis de fuerzas se utilizará la metodología desarrollada en el libro de diseño mecánico de Shigley que consiste en un análisis tridimensional del eje:



Donde las longitudes son asumidas según el criterio del diseñador:

$L_1$ : 18 mm

	<b>INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO</b>	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2015-01-22

L<sub>2</sub>: 122,5 mm

r: 37,132 mm

Por consiguiente, la sumatoria de fuerzas en X:

$$\sum F_x = A_x = 0$$

La sumatoria de fuerzas en Y:

$$\sum F_y = A_y + F_3 = 0$$

La sumatoria de fuerzas en Z:

$$\sum F_z = A_z = 0$$

La sumatoria de momentos en A:

$$\sum M_A = (r_{AB}) \times (F_3) = 0$$

Entonces:

$$F_3 = \frac{\text{Torque}}{r_{sproket}} = \frac{36,46 \text{ N.m}}{0,037132 \text{ m}} = 981,90 \text{ N}$$

$$0 = (0,1225 \text{ i} + 0 \text{ j} + 0,037132 \text{ k}) \times (-981,9 \text{ N j})$$

$$0 = -120,2827 \text{ N.m k} + 36,4599 \text{ N.m i}$$

La reacción A<sub>y</sub> es:

$$A_y = 981,90 \text{ n}$$

### Diagrama de fuerza cortante y momento flector

Con las fuerzas calculadas y las dimensiones del eje, se utiliza el programa MDSolid 4.1 y se obtienen los diagramas, ver Figura 31.

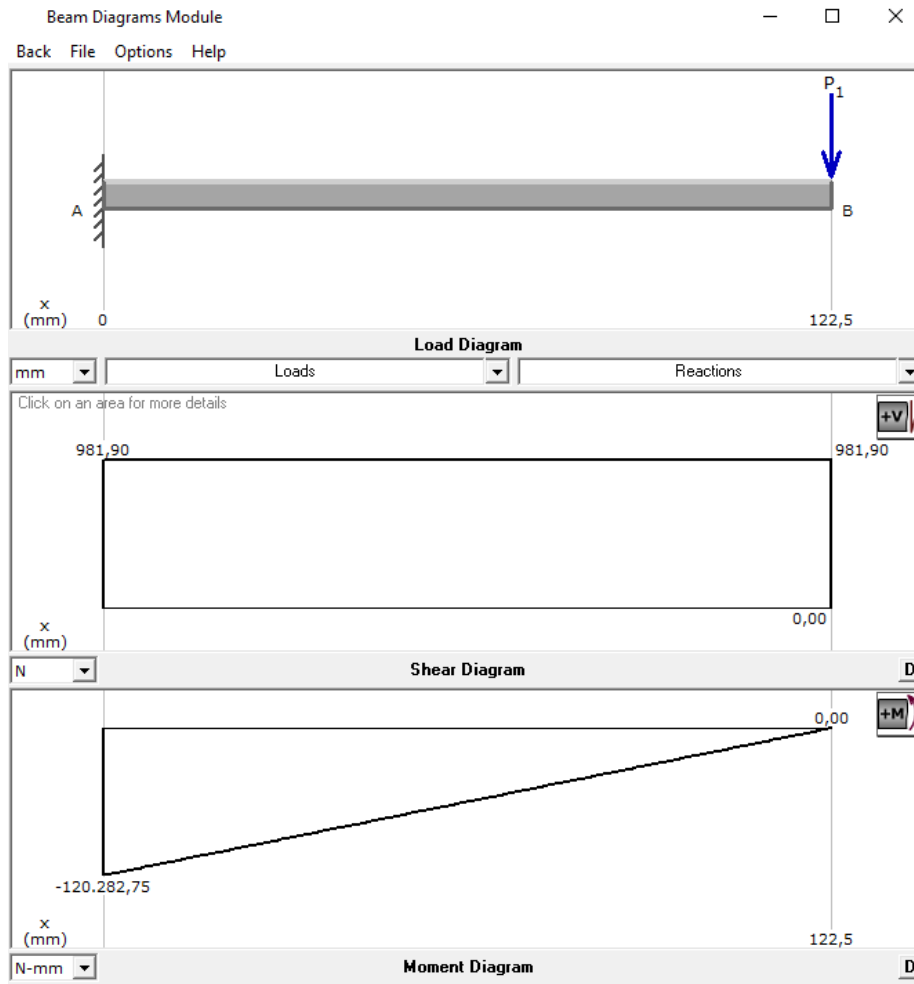


Figura 31. Diagrama de fuerza cortante y momento flector del eje 3.

Fuente: (MDSolid4.1, 2021).

Como se puede apreciar en los diagramas de fuerza cortante y momento flector del eje 3, el punto crítico del eje se encuentra ubicado a 122,5 mm y su momento flexionante máximo es -120,28 N.m y la fuerza aplicada de -981,9 N, ver Figura 32.



	<b>INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO</b>	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2015-01-22

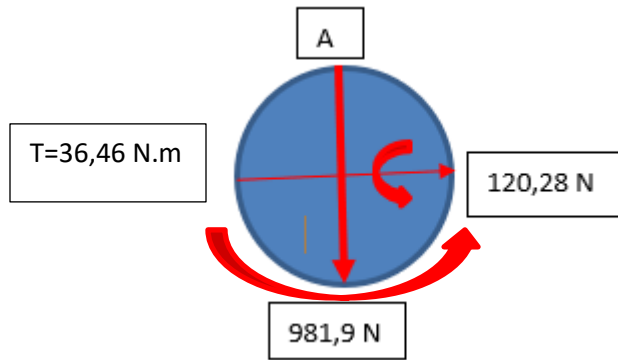


Figura 32. Cargas sobre la sección transversal del eje en el punto crítico.  
Fuente: Elaboración propia.

Como este eje queda prácticamente en voladizo, se debe asumir un diámetro mayor que el anterior, por lo tanto, se tomó 0,75 in para realizar los cálculos, luego se utiliza la teoría de Goodman para calcular el factor de seguridad y comprobar si este diámetro es el indicado, para estos tipos de diseño, lo recomendado por Mott es que el factor de seguridad sea mayor de 2 (Mott, 2006).

$$0,75 \text{ in} * \frac{25,4 \text{ mm}}{1 \text{ in}} = 19,05 \text{ mm}$$

El esfuerzo normal generado por el momento flector en el punto A es:

El radio del eje es:

$$r = \frac{19,05 \text{ mm}}{2} = 9,525 \text{ mm}$$

El momento de inercia I es:

$$I = \frac{\pi}{4} * (0,009525 \text{ m})^4 = 6,464563742 \text{ E}^{-9} \text{ m}^4$$

El esfuerzo normal en A es deducido con la ecuación 4:

$$\sigma_{flexion A} = \frac{(0,1203 \text{ N.m}) * (0,009525 \text{ m})}{6,464563742 \text{ E}^{-9} \text{ m}^4} = 177,25 \text{ KPa}$$

 Institución Universitaria	INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2015-01-22

El esfuerzo cortante generado por el torque en A es deducido con la ecuación 5:

$$\tau_A = \frac{T \cdot C}{J} = \frac{(36,46 \text{ N} \cdot \text{m}) \cdot (0,009525 \text{ m})}{\frac{\pi}{2} \cdot (0,009525 \text{ m})^4} = 26,86 \text{ MPa}$$

El esfuerzo cortante generado en el punto B es necesario conocer Q que es el área por el Y barra de la figura:

$$Q = A \cdot Y = \left( \frac{\pi \cdot (0,009525 \text{ m})^2}{2} \right) \cdot \left( \frac{4 \cdot 0,009525 \text{ m}}{3 \cdot \pi} \right) = 5,761077e^{-7} \text{ m}^3$$

El esfuerzo cortante debido a la fuerza es deducido con la ecuación 6:

$$\tau_B = \frac{V_y \cdot Q}{I \cdot t} = \frac{(981,9 \text{ N}) \cdot (5,761077e^{-7} \text{ m}^3)}{(6,464563742 \text{ E}^{-9} \text{ m}^4) \cdot (0,01905 \text{ m})} = 4,5934 \text{ MPa}$$

El punto más importante es A, el cual presenta un estado de esfuerzos biaxial, el esfuerzo de normal de flexión de 177,25 KPa y el cortante es 26,86 MPa. Para utilizar la teoría de Goodman se debe conocer las variables de la siguiente ecuación:

$$\frac{k \cdot \sigma_a}{S_n} + \frac{\sigma_m}{S_u} = \frac{1}{N} \quad (24)$$

Entonces se debe calcular, los esfuerzos principales con la siguiente ecuación:

$$\sigma_{maximo} = \frac{\sigma_x + \sigma_y}{2} + \sqrt{\left( \frac{\sigma_x - \sigma_y}{2} \right)^2 + \tau_{xy}^2}$$

Entonces:

$$\sigma_{maximo} = 0,088625 \text{ MPa} + 26,86 \text{ MPa} = 26,9487 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{minimo} = \frac{\sigma_x + \sigma_y}{2} - \sqrt{\left( \frac{\sigma_x - \sigma_y}{2} \right)^2 + \tau_{xy}^2}$$

	<b>INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO</b>	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2015-01-22

Entonces:

$$\sigma_{\text{minimo}} = 0,088625 \text{ MPa} - 26,86 \text{ MPa} = -26,77 \text{ MPa}$$

El esfuerzo alternante y medio son:

$$\sigma_a = \frac{\sigma_{\text{maximo}} + \sigma_{\text{minimo}}}{2} = \frac{26,9487 \text{ MPa} + (-26,77 \text{ MPa})}{2} = 0,08935 \text{ MPa}$$

$$\sigma_m = \frac{\sigma_{\text{maximo}} - \sigma_{\text{minimo}}}{2} = \frac{26,9487 \text{ MPa} - (-26,77 \text{ MPa})}{2} = 26,8593 \text{ MPa}$$

Se debe calcular la resistencia real de una viga rotatoria ( $S_n'$ ), para esto, se calcular primero la resistencia a la fatiga de una viga de laboratorio ( $S_n$ ), utilizando la Figura 22 nuevamente y el material sigue también siendo el mismo, acero 1040 estirado en frio.

La resistencia última a la tensión del acero 1040 es 552 MPa, con este valor entro a la gráfica y busco la resistencia a fatiga  $S_n$  es 220 MPa. Ahora, para calcular la resistencia a la fatiga de una viga real se debe multiplicar por sus factores.

$$S_n' = S_n * C_m * C_{st} * C_R * C_s$$

**Donde:**

$C_m$ : factor de material

$C_{st}$ : Factor de tipo de esfuerzo

$C_R$ : Factor de confiabilidad

$C_s$ : Factor de tamaño

Para calcular estos factores, se asumen algunas cosas y se utilizan algunas tablas y figuras del libro de Mott.

Es acero forjado  $C_m$ : 1

El tipo de esfuerzo es flexionante  $C_{st}$ : 1

Para calcular el factor de confiabilidad, se utiliza la Tabla 5.1 nuevamente del libro de Mott, obteniendo nuevamente un valor de  $C_R = 0,81$ , ver Figura Tabla 12.

	<b>INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO</b>	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2015-01-22

Para el factor de tamaño  $C_s$ , se utiliza nuevamente la Figura 24, pero el diámetro es ahora de 0,75 in y el factor es 0,9.

La resistencia a la fatiga de una viga real es:

$$S'_n = (220 \text{ MPa}) * (1) * (1) * (0,81) * (0,9) = 160,38 \text{ MPa}$$

Faltaría calcular los factores de concentración de esfuerzos ( $K_t$ ) debido a las reducciones de diámetro, apéndice 15 del libro de Robert Mott, se encuentra la Figura 25, con la cual, se puede calcular el factor de concentración de esfuerzo, según la relación de diámetros y el radio del filete recomendado, para este caso 1/16 in.

Se debe calcular el factor de concentración de esfuerzos ( $K$ ) para cada uno de los puntos:

**Para el punto crítico.**

$$\frac{r}{d} = \frac{\frac{1}{16}}{0,75} = 0,08333$$

$$\frac{1}{0,75} = 1,333$$

El factor de concentración de esfuerzos según la gráfica para el punto K es:

$$K = 1,8$$

Con todos estos datos despejo de la fórmula de Goodman (ecuación 24), el factor de seguridad (N):

$$\frac{(1,8) * (0,08935 \text{ MPa})}{160,38 \text{ MPa}} + \frac{(26,8593 \text{ MPa})}{552 \text{ MPa}} = \frac{1}{N}$$

$$N = 3,6 \text{ OK}$$

Como el factor de seguridad (N) debe ser  $\geq 2$ , según Mott, este cumpliría con las expectativas.

	<b>INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO</b>	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2015-01-22

**4.4.6 Selección de rodamientos.** Para la selección de los rodamientos de cada uno de los ejes, se implementó la metodología vista en el libro de Mott, para la cual, se consideran las cargas radiales  $A_y, A_z, A_x$  resultantes del diseño del eje 1 (Mott R. , Diseño de elementos de máquinas, 2006). Para este tipo de cargas el procedimiento es el siguiente:

- Se especifica la carga de diseño o la equivalente sobre el eje; cuando solamente existe carga radial es:

$$R_A = \sqrt{(631,98 \text{ N})^2} = 631,98 \text{ N}$$

Como la pista interior es la que gira V:1,0

$$P_d = (1) * (631,98 \text{ N}) = 631,98 \text{ N}$$

Para calcular la carga dinámica básica, es indispensable conocer el número de revoluciones con las cuales trabaja el fabricante, estas pueden ser  $10^6$  revoluciones:

$$C = P_d * \left(\frac{L_d}{10^6}\right)^{\frac{1}{k}}$$

Utilizando la siguiente Tabla 12, se selecciona el número de horas de trabajo para el diseño según el tipo de máquina, en este caso maquinaria industrial.

Tabla 13. Duración recomendada para rodamientos.

APLICACIÓN	DURACION DEL DISEÑO ( $L_d$ O h)
Electrodomésticos	1000 a 2000
Motores de aviación	1000 a 4000
Automotores	1500 a 5000
Equipo Agrícola	3000 a 6000
Elevadores, ventiladores industriales, transmisiones	8000 a 15000
Motores eléctricos, sopladores y maquinas industriales →	20000 a 30000
Bombas y Compresores	40000 a 60000
Equipos críticos en funcionamiento de 24 h	100000 a 200000

Fuente: (Mott R. , Diseño de elementos de maquinas, 4 edicion., 2006).

Las horas recomendadas están entre 20000 y 30000 tomo el promedio que es 25000 h

Como  $L_d$  es la vida esperada para el rodamiento según el diseñador (rev):

$$L_d = (25000 \text{ h}) * \left(60 \frac{\text{rev}}{\text{min}}\right) * \left(\frac{60 \text{ min}}{\text{hora}}\right) = 90 * 10^6 \text{ rev}$$

	<b>INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO</b>	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2015-01-22

Entonces el  $k=3$  cuando es de bolas y la carga dinámica básica es:

$$C = (631,98 \text{ N}) * \left( \frac{90 * 10^6}{10^6} \right)^{\frac{1}{3}} = 2832,115691 \text{ N}$$

Esto en libras es:

$$2832,115691 \text{ N} * \frac{1 \text{ Lbf}}{4,4482 \text{ N}} = 636,68 \text{ Lbf}$$

Ahora, se identifican los posibles rodamientos a utilizar según las Tablas del libro de Mott, ver Tabla 13.

Tabla 14. Características de los rodamientos de bolas de una hilera ranura profunda

Numero rodamiento	Dimensiones nominales del rodamiento							Diámetro de escalón preferido		Capacidad básica de carga estática $C_0$	Capacidad básica de carga dinámica $C$
	d		D		B		r	EJE	CAJA		
	mm	in	mm	in	mm	in	in	in	in	Lbf	Lbf
6204	20	0,7874	47	1,8504	14	0,5512	0,039	0,969	1,614	1400	2210
6203	17	0,6693	40	1,5748	12	0,4724	0,024	0,787	1,380	1010	1660

Fuente: (Mott, 2006).

El rodamiento seleccionado es el **6204** de bolas con ranura profunda para el soporte en A tanto para el eje 1 como para el eje 3, porque estos serán diseñados con las mismas dimensiones.

Para la selección del cojinete ubicado en el eje 2:

- Se especifica la carga de diseño o la equivalente sobre el eje, cuando solamente existe carga radial es:

$$R_A = \sqrt{(527,85 \text{ N})^2 + (0 \text{ N})^2} = 527,85 \text{ N}$$

Como la pista interior es la que gira  $V: 1,0$

$$P_d = (1) * (527,85 \text{ N}) = 527,85 \text{ N}$$

	<b>INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO</b>	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2015-01-22

Utilizando la Tabla 13, se selecciona el número de horas de trabajo para el diseño según el tipo de máquina, en este caso maquinaria industrial.

Las horas recomendadas están entre 20000 y 30000 tomo el promedio que es 25000 h

Como  $L_d$  es la vida esperada para el rodamiento según el diseñador (rev):

$$L_d = (25000 \text{ h}) * \left(60 \frac{\text{rev}}{\text{min}}\right) * \left(\frac{60 \text{ min}}{\text{hora}}\right) = 90 * 10^6 \text{ rev}$$

Entonces el  $k=3$  cuando es de bolas y la carga dinámica básica es:

$$C = (527,85 \text{ N}) * \left(\frac{90 * 10^6}{10^6}\right)^{\frac{1}{3}} = 2365,47 \text{ N}$$

$$2365,47 \text{ N} * \frac{1 \text{ Lbf}}{4,4482 \text{ N}} = 531,78 \text{ Lbf}$$

Ahora, se identifican los posibles rodamientos a utilizar según las Tablas del libro de Mott, ver Tabla 14.

Tabla 15. Características de los rodamientos de bolas de una hilera ranura profunda

Numero rodamiento	Dimensiones nominales del rodamiento							Diámetro de escalón preferido		Capacidad básica de carga estática $C_0$	Capacidad básica de carga dinámica $C$
	d		D		B		r	EJE	CAJA	Lbf	Lbf
	mm	in	mm	in	mm	In	in	in	in		
6207	35	1,3780	72	2,8346	17	0,6693	0,039	1,614	2,559	3150	4450
6306	30	1,1811	72	2,8346	19	0,7480	0,039	1,469	2,559	3150	4600

Fuente: (Mott, 2006).

El rodamiento seleccionado es el **6207** de bolas con ranura profunda para el soporte en A,

 Institución Universitaria	INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2015-01-22

## 5. CONCLUSIONES, RECOMENDACIONES Y TRABAJO FUTURO

---

Para la realización del proyecto fue fundamental la búsqueda bibliográfica realizada en internet, tesis y libros para conocer todas las características, componentes, ventajas y desventajas de los diferentes tipos de agitadores o mezcladores de fluidos existentes, lo cual, permitió conjuntamente la creación del marco teórico del proyecto.

Durante la definición de los parámetros de funcionamiento de la máquina, fue de suma importancia la experiencia de la persona encargada del proceso de corte y envasado, para este caso, el ingeniero de producción quien lleva 10 años laborando en la empresa y es el encargado directo de garantizar la calidad del producto y de posicionar el nombre de la empresa en el mercado.

La implementación de una matriz de ponderación en el proceso de diseño de prototipos toma relevancia a la hora de seleccionar las características y componentes de esta, facilitando al diseñador alcanzar el objetivo principal que es una máquina con los parámetros identificados del proceso.

Durante el diseño de la máquina, se pudo apreciar que era más fácil y económico hacer girar los 3 recipientes, utilizando un solo motor eléctrico y transmitir su potencia a cada eje por medio de un sistema de transmisión por cadenas, esto definió que la estructura debía ser vertical para ahorrar también espacio.



 Institución Universitaria	INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2015-01-22

Para la realización de los planos de electromecánicos, fue fundamental la utilización de SolidWorks 2018 por su versatilidad y facilidad a la hora de construir piezas mecánicas, este a su vez, posee una librería alterna que le permite realizar planos eléctricos y de control.

	<b>INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO</b>	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2015-01-22

## 6. REFERENCIAS

- AgitadoresGyG. (17 de Agosto de 2020). Obtenido de <https://www.agitador.es/blog/category/tipos-de-agitadores/>
- Benavides, J. L. (2013). Obtenido de <http://dspace.epoch.edu.ec/bitstream/123456789/2958/1/15T00543.pdf>
- Guerrero, J. E. (2017). Obtenido de <https://repository.uamerica.edu.co/bitstream/20.500.11839/6501/1/4111332-2017-2-IM.pdf>
- Intermec. (27 de septiembre de 2017). Obtenido de <https://es.scribd.com/document/360011656/manua-poleas-en-v-intermec-pdf>
- Intermec. (2019). Obtenido de <https://www.intermec.com.co/>
- Isodoro, M. A. (2016). Obtenido de <http://estadisticas.repositorioinstitucional.buap.mx/viewer/index.php?code=205716T>
- MDSolid4.1. (2021).
- Metallurgist. (13 de Julio de 2016). Obtenido de <https://www.911metallurgist.com/metallurgia/agitadores-y-acondicionadores/>
- Mott. (2006). *Diseño de Elementos de Maquinas*. Mexico: Pearson.
- Nelis, F. M. (2010). Obtenido de <http://repositorio.utn.edu.ec/bitstream/123456789/2655/1/04%20IT%20149%20TESIS.pdf>
- Norton. (2002). *Diseño de Máquinas*. Mexico: Pearson.
- Ricaurte, L. E. (2016). Obtenido de <https://www.dspace.espol.edu.ec/retrieve/96642/D-CD88467.pdf>
- Ricaurte, L. E. (2016). Obtenido de <https://www.dspace.espol.edu.ec/retrieve/96642/D-CD88467.pdf>
- Shigley. (2008). *Diseño de ingeniería mecánica*. Mexico: Mc Graw Hill.
- Siemens. (2018). Obtenido de <https://tercesa.com/wp-content/uploads/2018/10/Motores-el%C3%A9ctricos-Siemens.pdf>

	<b>INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO</b>	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2015-01-22

Sulzer. (2020). Obtenido de <https://www.sulzer.com/es-es/spain/shared/products/sx-chemical-mixer>

Uribe, V. (Octubre de 2013). Obtenido de [http://repobib.ubiobio.cl/jspui/bitstream/123456789/412/1/Castillo\\_Urbe\\_Vladimir.pdf](http://repobib.ubiobio.cl/jspui/bitstream/123456789/412/1/Castillo_Urbe_Vladimir.pdf)

	INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2015-01-22

## 7. APÉNDICE

---

Los apéndices deben ser nombrados con letras para diferenciarse unos de otros (p. ej: Apéndice A, Apéndice B, etc.). Estos hacen extensiva la información del contenido del trabajo realizado tales como cálculos matemáticos extensos, códigos de programación, etc. El contenido de los apéndices debe permitir a alguien externo al desarrollo del trabajo, llegar a los mismos resultados siguiendo la misma metodología complementada con la información que en este aparte reposa.

	<b>INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO</b>	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2015-01-22

FIRMA ESTUDIANTES	 <hr style="width: 100%;"/> Julian Yepes U. <hr style="width: 100%;"/> Alexander Zuluaga
FIRMA ASESOR	 <hr style="width: 100%;"/>
FECHA ENTREGA: <u>29/09/21</u>	

Se está enviando el informe final del trabajo de grados de diseño de una maquina mezcladora de fluidos para el proceso de corte en recipientes de 20,10, y 5 Kg realizado por la empresa MANE sucursal Colombia; Para primera evaluación por parte del docente asignado por el comité de trabajo de grados.

	<b>INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO</b>	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2015-01-22

FIRMA COMITÉ TRABAJO DE GRADO DE LA FACULTAD \_\_\_\_\_

RECHAZADO\_\_\_      ACEPTADO\_\_\_      ACEPTADO CON MODIFICACIONES\_\_\_

ACTA NO. \_\_\_\_\_

FECHA ENTREGA: \_\_\_\_\_

FIRMA CONSEJO DE FACULTAD \_\_\_\_\_

ACTA NO. \_\_\_\_\_

FECHA ENTREGA: \_\_\_\_\_