

Universidad Católica de Santa María
Facultad de Ciencias e Ingenierías Físicas y Formales
**Escuela Profesional de Ingeniería Mecánica, Mecánica-
Eléctrica y Mecatrónica**



**DISEÑO DE UN ADITAMENTO MEZCLADOR DE ALIMENTOS
BALANCEADOS PARA GANADO VACUNO CON UNA
CAPACIDAD DE 1 M³ PARA UN MINI CARGADOR.**

Tesis presentada por el bachiller:

Chávez Zúñiga, Bryan Paul

para optar el Título Profesional de

Ingeniero Mecánico.

Asesor:

Mg. Carpio Rivera Marco Antonio

Arequipa - Perú

2023

UCSM-ERP

UNIVERSIDAD CATÓLICA DE SANTA MARÍA
INGENIERIA MECANICA, MECANICA-ELECTRICA Y MECATRONICA
TITULACIÓN CON TESIS
DICTAMEN APROBACIÓN DE BORRADOR

Arequipa, 06 de Diciembre del 2023

Dictamen: 006335-C-EPIMMEM-2023

Visto el borrador del expediente 006335, presentado por:

2012600981 - CHAVEZ ZUÑIGA BRYAN PAUL

Titulado:

**DISEÑO DE UN ADITAMENTO MEZCLADOR DE ALIMENTOS BALANCEADOS PARA GANADO
VACUNO CON UNA CAPACIDAD DE 1 M3 PARA UN MINI CARGADOR.**

Nuestro dictamen es:

APROBADO

**29667313 - ALCAZAR ROJAS HERMAN ENRIQUE
DICTAMINADOR**



**29479140 - VALENCIA SALAS MARIO JOSE
DICTAMINADOR**



**29529560 - CACERES NUÑEZ AUGUSTO EMILIO CARLOS
DICTAMINADOR**



DISEÑO DE UN ADITAMENTO MEZCLADOR DE ALIMENTOS BALANCEADOS PARA GANADO VACUNO CON UNA CAPACIDAD DE 1 M3 PARA UN MINI CARGADOR.

INFORME DE ORIGINALIDAD

3%

INDICE DE SIMILITUD

4%

FUENTES DE INTERNET

0%

PUBLICACIONES

1%

TRABAJOS DEL ESTUDIANTE

FUENTES PRIMARIAS

1

tambo-argentino.webnode.es

Fuente de Internet

1%

2

pdfcoffee.com

Fuente de Internet

1%

3

repositorio.uax.es

Fuente de Internet

1%

4

www.slideshare.net

Fuente de Internet

1%

5

studylib.es

Fuente de Internet

1%

Excluir citas

Apagado

Excluir coincidencias < 1%

Excluir bibliografía

Apagado

Dedicatoria

A Dios, porque es un ser supremo que
nos representa, nos protege y que con su
sabiduría todo se puede alcanzar.

A mis padres y hermanos

Por ser un ejemplo de esfuerzo y dedicación que
con su apoyo incondicional y sus sabios consejos
he logrado todas mis metas trazadas.

A mis docentes,

Por haberme transmitido sus conocimientos y
Experiencias a lo largo de mi carrera
Profesional.

A mi pareja Solanch por haberme

brindado siempre su apoyo incondicional y por
impulsarme a culminar mis metas académicas.

Resumen

El presente proyecto que se realizó es de tipo tecnológico y nivel aplicado, debido que tiene como objetivo aplicar el conocimiento científico para emprender acciones que permitan el uso de un aditamento que facilite la mezcla del concentrado de maíz, soya y el forraje conservado, en la actualidad presenta deficiencias en el mezclado manual de la alimentación animal en un establo de producción de leche, ubicado en la región de Arequipa, para lo cual surge la necesidad de buscar nuevas tecnologías para obtener una mezcla totalmente racionalizada (TMR) de las diferentes dietas asignadas a cada hato lechero, debido a ello se plantea diseñar un aditamento de 1 m³ que permita mezclar forrajes conservados y concentrados, accionado por un mini cargador, logrando homogenizar la mezcla, reducir el tiempo de mezcla y el número de trabajadores necesarios. El diseño del proyecto consiste en un aditamento con espesor de plancha de 8 mm, para lo cual fueron simuladas las cargas a la cual va estar sometido el aditamento en el momento del auto cargado del forraje conservado, la mezcla totalmente racionalizada se realizará con un eje horizontal de 9 paletas inclinadas a 45 grados entre sí, adicional a ello tendrá un eje de tornillo sinfín para el reparto lineal de la mezcla en los comederos, ambos ejes serán accionados por unos mecanismos de piñón y cadena que estarán sincronizados al piñón de un motor hidráulico. La selección de componentes fue realizada en base a los procedimientos recomendados por los fabricantes y por último se realizó el presupuesto del presente proyecto.

Palabras claves: Diseño de un aditamento mezclador, aditamento mezclador, aditamento mezclador de alimentos.

Abstract

The present project that was carried out is of a technological type and applied level, because its objective is to apply scientific knowledge to undertake actions that allow the use of an accessory that facilitates the mixture of corn, soybean concentrate and preserved forage, in the Currently, there are deficiencies in the manual mixing of animal feed in a milk production barn, located in the Arequipa region, for which the need arises to look for new technologies to obtain a completely rationalized mixture (TMR) of the different assigned diets. to each dairy herd, due to this, it is proposed to design a 1 m³ attachment that allows mixing preserved and concentrated forages, powered by a mini loader, achieving homogenization of the mixture, reducing mixing time and the number of workers necessary. The design of the project consists of an attachment with a plate thickness of 8 mm, for which the loads to which the attachment will be subjected at the time of self-loading of the preserved forage were simulated, the completely rationalized mixing will be carried out with an axis horizontal with 9 blades inclined at 45 degrees to each other, in addition to this it will have a worm screw axis for the linear distribution of the mixture in the feeders, both axes will be driven by pinion and chain mechanisms that will be synchronized to the pinion of a motor hydraulic. The selection of components was carried out based on the procedures recommended by the manufacturers and finally the budget for this project was prepared.

Key words: Totally rationalized mix, preserved forage, design.

Índice

Dedicatoria.....	ii
Resumen.....	iii
Abstract.....	iv
Lista de tablas.....	x
Lista de Figuras.....	xiii
Glosario.....	xvii
Introducción	xix
Capítulo I.....	1
1. Generalidades.....	1
1.1 Problema de Investigación	1
1.1.1 Enunciado del Problema.....	1
1.1.2 Descripción del Problema	1
1.2 Objetivos de la Investigación	2
1.2.1 Objetivo Principal	2
1.2.2 Objetivos Secundarios	2
1.3 Justificación.....	2
Capítulo II.....	5
2. Marco Teórico.....	5
2.1 Introducción	5
2.1.1 Alimentación Animal.....	5
2.2 Requerimientos Alimenticios	6
2.2.1 Energía	6
2.2.2 Proteína	6

2.2.3	Fibras.....	6
2.2.4	Minerales.....	7
2.2.5	Vitaminas	7
2.3	Elaboración del Alimento Balanceado	8
2.4	Nutrientes requeridos por la vaca.....	8
2.4.1	Los criterios para la formulación de alimentos balanceados	9
2.4.2	Formulación de alimentos balanceado para vacunos.....	12
2.4.3	Determinación de nutrientes para ganado lechero	12
2.4.4	Consumo de materia seca.....	14
2.5	Proceso de mezclado del alimento balanceado y el forraje conservado	19
2.5.1	Ración totalmente mezclada o “TMR”	20
2.5.2	Utilización del mixer y el equilibrio de dietas	20
2.5.3	Funciones del Mixer	21
2.5.4	Sistema de Tornillo Cónico Vertical.....	22
2.5.5	Sistema de dos sinfines trozadores horizontales	23
2.5.6	Sistema de sinfín único horizontal, trozador y mezclador	24
2.5.7	Sistema de paletas longitudinales enteras mezcladoras	25
2.6	Determinación de la homogeneidad de la mezcla.....	26
2.6.1.	Método de la estabilidad de la MS (materia seca)	26
2.6.2.	Método de evaluación de la homogeneidad del tamaño de la partícula	27
2.7	Metodologías de Diseño.....	28

2.7.1	Metodología de diseño según norma VDI 2221	28
2.8	Análisis de elementos finitos (FEA)	29
2.8.1	Pre procesamiento	29
2.8.2.	Solución del análisis	30
2.8.3	Post procesamiento	30
2.9	Software de diseño y FEA.....	30
2.10	Entorno legal	31
2.11	Resultado de la Selección de Alternativas	31
Capitulo III.....		34
3. Dimensionamiento de la Máquina.....		34
3.1	Factores a Considerar	34
3.2	Factor de Seguridad.....	35
3.3.	Diseño del Aditamento.....	36
3.3.1.	Dimensionamiento del Aditamento	36
3.3.2.	Análisis del Espesor del Recipiente.....	38
3.4.	Diseño del Sistema de Mezclado	43
3.4.1	Diseño de las Paletas.....	43
3.4.2	Diseño estático de la paleta.....	44
3.4.3	Diseño dinámico de la paleta	48
3.5	Selección del Motor Hidráulico	56
3.5.1	Cálculo de la potencia del motor	57
3.6	Sistema de reducción de velocidades	57

3.6.1.	Sistema de reducción: Cadenas y Catarinas.....	58
3.7	Análisis de cargas.....	62
3.8.	Diseño del Eje Principal.....	64
3.9	Diseño estático del eje principal.....	69
3.9.1	Diseño dinámico del eje principal.....	72
3.10	Sistema de aumento de velocidades.....	76
3.10.1	Sistema de aumento: Cadenas y Catarinas.....	76
3.10.2	Análisis de cargas.....	80
3.11	Diseño del Eje de Descarga.....	82
3.11.1	Datos a Considerar.....	82
3.11.2	Análisis de las Características del Material.....	83
3.11.3	Tamaño del Transportador Helicoidal.....	83
3.11.4	Diámetro del Helicoidal por Capacidad.....	84
3.12	Selección de Componentes.....	85
3.13	Cálculo de la Potencia en Hp.....	85
3.14	Capacidad Torsional de los Componentes de Transportadores Helicoidales.....	87
3.14.1	Deflexión en los Transportadores Helicoidales.....	88
3.14.2	Cálculo de las Medidas del Helicoide.....	89
3.14.3	Helicoidal de Paso Estándar.....	90
3.15	Cálculo de Chavetas.....	93
3.15.1	Cálculo de la chaveta del eje mezclador.....	94

3.15.2	Cálculo de la chaveta del eje de descarga (sinfn)	96
3.15.3	Cálculo de la chaveta del piñón conductor	97
3.16	Cálculo de Juntas Soldadas	98
3.17	Selección de Rodamientos para el Eje Motriz	101
3.17.1	Factores para la selección de los rodamientos	101
3.17.2	Análisis de cargas sobre el rodamiento.....	101
3.17.3	Selección del soporte para el rodamiento	103
3.18	Simulación del Diseño	104
Capitulo IV.....		109
4.	Costos del Proyecto.....	109
4.1	Costos directos e indirectos.....	109
4.1.1	Costos directos	109
4.1.2	Costos de materiales	109
4.1.3	Costo de maquinado y mano de obra.....	113
4.1.4	Costo de ingeniería	114
4.1.5	Costo directo total.....	114
4.1.6	Costos Indirectos.....	115
4.1.7	Costo total de la Máquina	116
Conclusiones		117
Recomendaciones		118
Referencias.....		119
Anexos		120

Lista de tablas

Tabla 1.....	12
<i>Valor nutricional de los principales insumos</i>	<i>12</i>
Tabla 2.....	13
<i>Determinación de nutrientes para ganado lechero</i>	<i>13</i>
Tabla 3.....	14
<i>Rango de alimentación de acuerdo al tipo de campaña</i>	<i>14</i>
Tabla 4.....	15
<i>Tabla de porcentaje de materia seca</i>	<i>15</i>
Tabla 5.....	16
<i>Tabla de resultados del porcentaje de materia seca.....</i>	<i>16</i>
Tabla 6.....	16
<i>Tabla corrección en el porcentaje de materia seca.....</i>	<i>16</i>
Tabla 7.....	17
<i>Tabla de formulación de alimento balanceado para terneros lactantes</i>	<i>17</i>
Tabla 8.....	17
<i>Tabla de formulación de alimento para vacas lecheras</i>	<i>17</i>
Tabla 9.....	18
<i>Tabla de fórmulas de alimento para vacas de media o baja producción</i>	<i>18</i>
Tabla 10.....	18
<i>Tabla de fórmulas de alimento para parto (seca-transición).....</i>	<i>18</i>
Tabla 11.....	31
<i>Tabla de selección de tipo de mezclador</i>	<i>31</i>
Tabla 12.....	34
<i>Consumo diario Establo Majes- Arequipa</i>	<i>34</i>
Tabla 13.....	35
<i>Factores de dimensionamiento</i>	<i>35</i>

Tabla 14	38
<i>Dimensiones del recipiente.</i>	38
Tabla 15	58
<i>Factores de servicio para cargas k_s</i>	58
Tabla 16	59
<i>Tabla de capacidad para cadena estándar sencilla de rodillos N°80 paso 1".</i>	59
Tabla 17	60
<i>Tabla de interpolación del número de dientes de piñón conductor.</i>	60
Figura 23	60
<i>Potencias nominales para cadenas de rodillos simples.</i>	60
Tabla 18	61
<i>Tabla de Interpolación para el cálculo de potencias nominales.</i>	61
Tabla 19	77
<i>Tabla de interpolación para el número de dientes piñón conductor.</i>	77
Figura 30	78
<i>Potencias nominales para cadenas de rodillos simples</i>	78
Tabla 20	79
<i>Tabla de extrapolación para el número de dientes piñón conductor.</i>	79
Tabla 21	110
<i>Costos de materia prima</i>	110
Tabla 22	111
<i>Costos de elementos normalizados</i>	111
Tabla 23	112
<i>Costos de accesorios e insumos</i>	112
Tabla 24	113
<i>Costo de materiales</i>	113
Tabla 25	113

<i>Costos de maquinado y mano de obra</i>	113
Tabla 26	114
Costo de Ingeniería	114
Tabla 27	115
<i>Costo directo total</i>	115
Tabla 28	115
<i>Costo indirecto total</i>	115
Tabla 29	116
<i>Costo total</i>	116

Lista de Figuras

Figura 1.	8
<i>Requerimientos y alimentos ingeridos por el ganado</i>	8
Figura 2.	9
<i>Categoría o edad del ganado</i>	9
Figura 3.	10
<i>Ciclo de lactancia</i>	10
Figura 4.	11
<i>Áreas de evaluación en el animal</i>	11
Figura 5.	23
<i>Esquema del sistema de Tornillo Cónico Vertical</i>	23
Figura 6.	24
<i>Esquema del sistema de dos sinfines trozadores horizontales en la base y dos sinfines largos superiores.</i>	24
Figura 7.	24
<i>Esquema de un sistema de sinfín único horizontal mixer de un solo sinfín horizontal, trozador y mezclador</i>	24
Figura 8.	25
<i>El flujo de material en un mixer a paletas</i>	25
Figura 9.	27
<i>Zarandas de Separador de Partículas “Penn State”.</i>	27
Figura 10	32
<i>Mezclador Sinfín Horizontal</i>	32
Figura 11	32
<i>Mezclador de paletas</i>	32
Figura 12	33
<i>Mezclador Sinfín Vertical</i>	33

Figura 13	37
<i>Diagrama del recipiente</i>	37
Figura 14	38
<i>Diagrama de distribución de la fuerza sobre una superficie inmersa.</i>	38
Figura 15	41
Diagrama de cuerpo libre del aditamento	41
Figura 16	41
<i>Sección transversal de la plancha que conforma el aditamento.</i>	41
Figura 17	44
<i>Diagrama de cuerpo libre de la Paleta.</i>	44
Figura 18	46
<i>Diagrama de sección de la paleta</i>	46
Figura 19	48
<i>Esquema de una carga cíclica</i>	48
Figura 20	53
<i>Diagrama de Kt para una barra de sección rectangular en flexión con estrechamiento</i>	53
Figura 21	54
<i>Diagrama de sensibilidad a las ranuras.</i>	54
Figura 22	55
<i>Diagrama de la línea modificada de Goodman</i>	55
Figura 24	63
<i>Diagrama de cuerpo libre de la catarina conducida.</i>	63
Figura 25	65
<i>Diagrama del eje principal.</i>	65
Figura 26	67
<i>Diagrama de fuerza cortante y momento flector (plano xy</i>	67
Figura 27	68

<i>Diagrama de fuerza cortante y momento flector (plano xz).</i>	68
Figura 28	72
<i>Esfuerzo alternante senoidal con inversión completa.</i>	72
Figura 29	74
<i>Diagrama de barra de sección circular en flexión con estrechamiento.</i>	74
Figura 31	81
<i>Diagrama de la posiciones de las catarinas y de la cadena.</i>	81
Figura 32	81
<i>Diagrama de cuerpo libre de la catarina conducida.</i>	81
Figura 33	82
<i>Diagrama del transportador helicoidal.</i>	82
Figura 34	89
<i>Diagrama de un helicoide estirado.</i>	90
Figura 35	90
<i>Esquema de dimensiones de disco en triángulo rectángulo.</i>	90
Figura 36	93
<i>Diagrama de la chaveta y el eje.</i>	93
Figura 37	98
<i>Geometría de soldadura.</i>	98
Figura 38	104
<i>Partes de un soporte tipo UCP.</i>	104
Figura 39	105
<i>Esquema del mallado del aditamento</i>	105
Figura 40	105
<i>Asignación de cargas.</i>	105
Figura 41	106
<i>Esfuerzo equivalente del aditamento.</i>	106

Figura 42	106
<i>Convergencia de parámetros</i>	107
Figura 43	107
<i>Esfuerzos Von Mises.</i>	107
Figura 44	107
<i>Esfuerzo deformación máxima.</i>	108
Figura 45	108
<i>Factor de Seguridad.</i>	108

Glosario

V_m : Volumen de la mezcla.

\varnothing_T : Diámetro de la tolva.

g: Gravedad.

γ_m : Peso específico.

ρ_m : Densidad de la mezcla.

g: Gravedad.

\bar{X} : Centroide.

σ_{max} : Esfuerzo a flexión máximo.

M_{max} : Momento flector máximo.

I/c: Modulo de sección crítica.

$\tau_{máx}$: Esfuerzo cortante máximo.

S_y : Resistencia a la fluencia.

η_s : Factor de seguridad estático.

F_p : Fuerza en cada paleta.

\bar{X} : Centroide del área de la mitad de la paleta.

σ_a : Esfuerzo normal amplitud.

σ_m : Esfuerzo normal medio.

τ_m : Esfuerzo cortante medio.

σ'_a : Esfuerzo de amplitud equivalente.

σ'_m : Esfuerzo de medio equivalente.

S_e : Limite de resistencia a la fatiga para vida infinita.

S'_e : Limite de resistencia a la fatiga de la probeta.

k_a : Factor de modificación de la condición superficial.

k_b : Factor de modificación del tamaño.

k_c : Factor de modificación por confiabilidad.

k_d : Factor de modificación por temperatura.

k_e : Factor de modificación por concentración de esfuerzos.

H_m : Potencia requerida del motor.

T_d : Torque requerido para mover las 10 paletas del sistema de mezclado.

n : Velocidad angular del eje motriz.

i_1 : Índice de reducción del sistema de poleas.

i_2 : Índice de reducción del sistema de catarinas.

Z_2 : Numero de dientes de la catarina conducida.

Z_1 : Numero de dientes de la catarina motriz.

T_{max} : Momento torsor máximo.

J/c : Módulo de sección crítica.

f_h : Factor de vida de fatiga.

f_n : Factor de velocidad.

P : Carga dinámica del rodamiento en [N].

C : Índice de carga real del rodamiento.

X : Factor de carga radial.

Y : Factor de carga axial.

R_{a_y} y R_{a_z} : Reacciones del rodamiento A del eje motriz.

R_{b_y} y R_{b_z} : Reacciones del rodamiento B del eje motriz.

M_1 , M_2 , M_3 : Momentos producidos por las paletas.

F_{m_y} y F_{m_z} : Fuerzas en la catarina conducida.

Introducción

En la actualidad el departamento de Arequipa es uno de los principales productores de leche a nivel nacional, la forma de crianza del ganado está experimentando grandes cambios, formulando y suministrando las raciones de manera más eficiente y a menores costos. En este sentido, en los productos lácteos, la alimentación mecanizada mediante el uso de mezcladores es una de las alternativas tecnológicas que pueden ayudar a lograr tales resultados.

El uso del mixer como aditamento rutinario en las tareas de alimentación no debe considerarse aplicable únicamente a establecimientos productores de leche o carne en condiciones de confinamiento completo, sino que también debe considerarse como una herramienta eficaz para condiciones de pastoreo suplementado, principalmente en métodos que requieren una gran distribución de piensos conservados y concentrados.

En el presente proyecto exponemos un enfoque original de la situación actual del sector ganadero con respecto al mezclado manual de alimentos de vacunos y la solución que ofrecemos a esta problemática detectada. El cometido en última instancia del proyecto es diseñar una manera viable de mezclado de forrajes conservados y concentrados para obtener una mezcla totalmente racionalizada (TMR) que determine poseer nuevos mecanismos que permitan generar un alimento balanceado de mayor calidad en menor tiempo. Por lo cual el diseño de un aditamento mezclador que permita formular dietas equilibradas a partir de forrajes conservados y concentrados, con una capacidad de 1 m³ accionado por un mini cargador generará la solución de esta problemática

Capítulo I

1. Generalidades

1.1 Problema de Investigación

1.1.1 *Enunciado del Problema.*

¿De qué manera el diseño de un aditamento para un minicargador puede mejorar la mezcla totalmente racionalizada para ganado vacuno en la localidad de Majes, Arequipa?

1.1.2 *Descripción del Problema*

En un establo de crianza de ganado vacuno ubicado en la región de Arequipa, actualmente se realiza un proceso de mezclado artesanal o manual de los insumos como harina de maíz, melaza, silaje de maíz y otros componentes (aditivos), según se especifica en la fórmula asignada a cada hato, la cual no es lo suficientemente eficiente debido que en grandes cantidades los componentes no se distribuyen de manera adecuada en toda la mezcla. En el proceso actual de alimentación primero se carga el silaje de maíz del silo mediante un mini cargador bobcat S150, posterior a ello se realiza el descarguío del silaje en la plataforma de comederos de los diferentes hatos, luego un trabajador con una pala acomoda el silaje de forma paralela al comedero del vacuno para luego rociar el concentrado asignado al hato y por último el trabajador con la pala mezcla el silaje de maíz con el concentrado. Bajo el proceso actual de alimentación mencionado se aprecia que la mezcla no es la adecuada para un hato de producción lechera teniendo como principal problemática las deficiencias en la alimentación, los tiempos de mezclado, la mano de obra del trabajador y el operador, adicional a ello tener en cuenta que cada insumo tiene diferentes propiedades como es la densidad, granulometría, humedad o porcentaje de materia seca y para obtener un alimento balanceado es necesario que la mezcla sea totalmente homogénea.

1.2 Objetivos de la Investigación

1.2.1 *Objetivo Principal*

Diseñar un Aditamento mezclador que permita formular dietas equilibradas a partir de forrajes conservados y concentrados para ganado vacuno, con una Capacidad de 1m^3 accionado por un mini cargador.

1.2.2 *Objetivos Secundarios*

- Diseñar aditamento de 1m^3 considerando el espesor de plancha adecuado para la maniobra de auto cargado con el mini cargador.
- Seleccionar el tipo de eje mezclador adecuado para obtener una mezcla totalmente racionalizada (TMR).
- Dimensionar el eje de tornillo sinfín mediante el manual MARTIN.
- Seleccionar el motor hidráulico y los mecanismos para accionar el eje mezclador y eje de tornillo sin fin (descarga).
- Simular las diferentes cargas a las cuales va estar sometido el aditamento y el eje mezclador.
- Realizar los planos de ensamble y detalles de los mecanismos.
- Realizar un presupuesto para la implementación del aditamento.

1.3 Justificación

Durante las últimas dos décadas, el sistema de producción de la industria láctea peruana ha experimentado cambios importantes. En muchos casos, ha evolucionado desde la producción ganadera básica hasta los sistemas de raciones totalmente mezcladas (TMR), utilizando tecnologías semi o total de confinamiento. Los aumentos drásticos en el valor de la tierra en Perú han acelerado el proceso de intensificación y aumento de la productividad de los sistemas de producción de ganado, incluidos los de carne y leche, lo que sugiere un cambio del pastoreo directo a la cosecha mecánica de forraje para una alimentación forrajera

nutricionalmente equilibrada.

Hasta la década de 1990, los sistemas de ganadería pura registraban rendimientos de 11-12 l/vaca/día, basados principalmente en una buena genética y una salud aceptable del ganado. Gradualmente, la práctica complementaria de suministrar heno extra (alfalfa, avena), granos (maíz, soja) o alimento comercial en la sala de ordeño se incorporó gradualmente a los meses cortos de alfalfa. Estas prácticas incrementaron la producción promedio a 15-16 L/vaca/día. En la década de 2000, el área destinada a pastos comenzó a disminuir paulatinamente, representando del 60% al 40% del área total de la finca, y el resto fue cubierto por cultivos de verano utilizados para ensilaje: principalmente maíz y soja. Este cambio en el programa de forrajes permitió un aumento sostenible de la carga animal en el sistema al mismo tiempo que aumentaba la producción diaria (18-20 L/vaca/día).

En relación a los silajes, desde que se adoptaron, desempeñaron un papel estratégico principalmente para proporcionar forraje adicional a los animales durante los meses de otoño e invierno. Sin embargo, debido a la creciente competencia por el uso de la tierra en la agricultura y los problemas climáticos recurrentes, se han convertido en recursos indispensables para la alimentación animal. Estas adopciones tecnológicas han llevado a una mayor complejidad en los sistemas, con una tendencia creciente hacia la participación de profesionales que asesoran en el manejo del ganado. Se han dividido los rebaños según sus necesidades (dos o más grupos), se han incorporado nuevas tecnologías para la producción de forrajes y granos conservados, y se han implementado mejoras en las condiciones ambientales de producción y durante el ordeño (como comederos, sombras parciales, ventilación, etc.). Además, se han realizado inversiones en infraestructura, maquinaria y equipos. Por ejemplo, en muchos casos se han reemplazado los tradicionales carros forrajeros por acoplados mezcladores (mixers) con el objetivo de simplificar las tareas de alimentación.

Por otro lado, estos cambios operativos y los cambios en los escenarios económicos,

políticos y sociales han resultado en brechas productivas significativas en la industria lechera, que aún persisten, con productores en diferentes niveles de productividad. Aunque los niveles promedio de producción por vaca han aumentado considerablemente, llegando a 20 a 22 litros por día y por vaca al año, la mayoría de las empresas aún no supera los 5.000 a 6.000 litros de leche por hectárea al año. Sin embargo, es posible lograr una mayor eficiencia con producciones superiores a 10.000 litros de leche por hectárea al año y producciones sostenidas por vaca de 24 a 26 litros por día y por año. Actualmente, existen otros desafíos evidentes que podrían implicar nuevas formas de organización y gestión para mejorar la eficiencia y sostenibilidad del sistema, y lograr producciones de leche por hectárea de 28 a 30 litros por vaca al día, o incluso más.

En esquemas de producción más intensivos, con un mayor número de animales en menos espacio, se pueden enfocar temas clave, como el semiconfinamiento de los rebaños en grupos específicos (parto, vacas recién paridas, vacas de alta producción, etc.), la formulación de dietas totalmente mezcladas (TMR) equilibradas adecuadamente para complementar el pastoreo y suministrar raciones únicas, y el uso correcto de equipos e implementos para aprovechar al máximo su potencial.

En mercado extranjero hay muchas empresas que ofertan diferentes tipos de mezcladores: de sin fines horizontales y verticales altas capacidades (4, 6, 8, 10) m³; todos accionados por un tractor agrícola de más de 100 HP pero las ganaderías de baja y mediana escala en Perú no pueden utilizar debido a los requerimientos de los mixer: número de animales mayor a 100 cabezas, infraestructura, personal capacitado, alta inversión. Con el fin de solucionar esta problemática en ganaderías peruanas y mecanizar la alimentación se propone diseñar un aditamento mezclador que permita formular dietas equilibradas a partir de forrajes conservados y concentrados, con una Capacidad de 1m³ accionado por un mini cargador, aplicado en las ganaderías ubicadas en la localidad Majes, Caylloma, Arequipa.

Capítulo II.

2. Marco Teórico

2.1 Introducción

La alimentación es un proceso fundamental en la vida y reproducción de todos los animales, donde su productividad depende de la calidad de los alimentos y la eficacia del proceso de alimentación utilizado. Antes de abordar los procesos alimentarios, es necesario comprender los fenómenos que ocurren durante el proceso digestivo de los animales (Teruya 2008).

2.1.1 *Alimentación Animal*

Es el proceso de suministrar alimentos y nutrientes adecuados a los animales con el fin de satisfacer sus necesidades nutricionales y promover su crecimiento, desarrollo y salud.

La alimentación animal busca proporcionar una dieta equilibrada y completa que contenga los nutrientes esenciales, como proteínas, carbohidratos, grasas, vitaminas, minerales y agua, en las proporciones adecuadas. Estos nutrientes son necesarios para mantener la salud y el rendimiento de los animales, así como para el desarrollo de tejidos, la producción de energía, la función metabólica y la reproducción.

La alimentación animal puede involucrar diferentes tipos de alimentos, como forraje, concentrados, subproductos de la industria alimentaria, suplementos vitamínicos y minerales, y aditivos para mejorar la digestión y la absorción de nutrientes. Los métodos de alimentación pueden variar según el tipo de animal, su etapa de vida, su función productiva y las condiciones específicas de crianza, teniendo en cuenta aspectos como la calidad de los alimentos, la forma de suministro y la frecuencia de la alimentación.

2.2 Requerimientos Alimenticios

Los rumiantes necesitan una dieta equilibrada que proporcione los nutrientes esenciales para su crecimiento, mantenimiento, producción y reproducción. Estos nutrientes incluyen proteínas, carbohidratos, lípidos, vitaminas, minerales y agua. Los rumiantes también requieren una cantidad adecuada de fibra en su dieta para mantener una función digestiva saludable (Fariñas, 2009).

2.2.1 Energía

La energía en los requerimientos alimenticios se refiere a la cantidad de energía metabolizable contenida en los alimentos que un animal consume y que es utilizada por el organismo para llevar a cabo diversas funciones fisiológicas. La energía se utiliza para procesos vitales como la respiración, la circulación, la síntesis de nuevos tejidos y productos biológicos, la contracción muscular y la actividad física en general.

2.2.2 Proteína

La proteína es un macronutriente esencial que desempeña numerosas funciones en el organismo, incluyendo el crecimiento y reparación de tejidos, la síntesis de enzimas y hormonas, y el transporte de sustancias en el cuerpo. Se puede encontrar en una amplia variedad de alimentos, como carne, pescado, productos lácteos, legumbres y nueces y se expresan en porcentaje de kg de materia seca.

2.2.3 Fibras

La fibra en la alimentación animal se refiere a los componentes estructurales de los alimentos de origen vegetal que son resistentes a la digestión en el tracto gastrointestinal de los animales monogástricos y rumiantes. Estos componentes, como la celulosa, hemicelulosa y lignina, son esenciales para mantener la salud y la función adecuada del sistema digestivo de los animales. Además, la fibra desempeña un papel importante en la regulación del tránsito

intestinal y puede tener efectos beneficiosos en la fermentación microbiana y la salud gastrointestinal.

2.2.4 *Minerales*

Los minerales en la alimentación animal son elementos inorgánicos esenciales que desempeñan un papel crucial en el mantenimiento de la salud y el funcionamiento adecuado del organismo de los animales. Estos minerales incluyen elementos como el calcio, fósforo, magnesio, sodio, potasio, hierro, zinc, cobre, manganeso y selenio, entre otros. Los minerales son necesarios para una variedad de funciones fisiológicas, como la formación y fortaleza de los huesos, la función de enzimas, el equilibrio de fluidos y la regulación de las funciones metabólicas.

2.2.5 *Vitaminas*

Son nutrientes esenciales para el adecuado funcionamiento celular del organismo y se requieren en pequeñas cantidades. Se dividen en dos categorías principales: vitaminas hidrosolubles y vitaminas liposolubles.

Las vitaminas hidrosolubles son aquellas que se disuelven en agua, lo que facilita su absorción en el tracto digestivo. No se almacenan en el cuerpo en grandes cantidades, y son fácilmente eliminadas a través de la orina. Por lo tanto, su consumo debe ser regular y frecuente. Ejemplos de vitaminas hidrosolubles son las del grupo B y la vitamina C.

Las vitaminas liposolubles son aquellas que se disuelven en lípidos en el intestino delgado. Estas vitaminas pueden almacenarse en ciertas células del organismo, lo que permite una reserva para su utilización en momentos de necesidad. Las vitaminas liposolubles incluyen la vitamina A, vitamina D, vitamina E y vitamina K.

2.3 Elaboración del Alimento Balanceado

La alimentación es un factor crucial para maximizar el potencial del ganado en diferentes etapas de crecimiento y producción. Mantener un equilibrio adecuado de nutrientes resulta en altos niveles de producción sin comprometer la condición corporal de los animales.

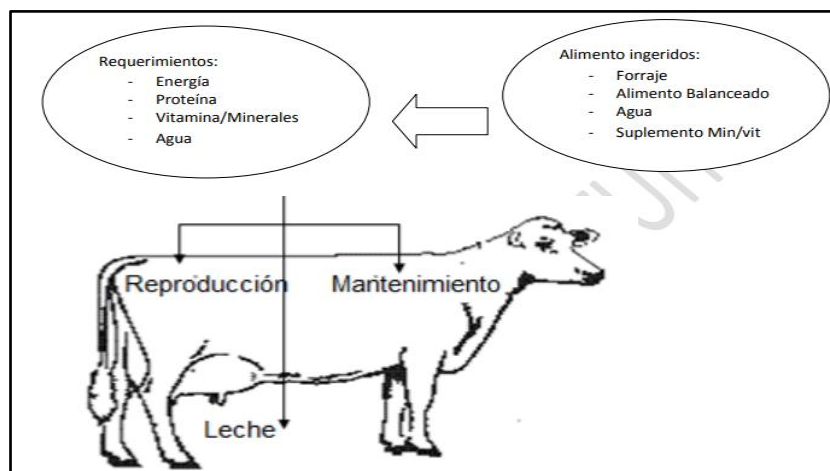
El costo de la alimentación representa más del 50% de los gastos totales, por lo que lograr un equilibrio adecuado de nutrientes con insumos de bajo costo es crucial para obtener una mayor rentabilidad. Al formular las dietas, es importante conocer el valor nutricional de los ingredientes, ya que el contenido nutricional de la ración estará determinado por la composición de cada uno de los ingredientes utilizados (Birbe, Herrera, Colmenares, & Martínez, 2006).

2.4 Nutrientes requeridos por la vaca

Los animales obtienen los nutrientes necesarios para cubrir sus requerimientos de mantenimiento, producción y reproducción a partir de la ingesta de una variedad de alimentos, que incluyen principalmente forraje (silaje de maíz y alfalfa), alimentos balanceados (concentrados), agua, suplementos de sales minerales y vitaminas.

Figura 1.

Requerimientos y alimentos ingeridos por el ganado



Nota: Eduardo Fernández Curi, 2013

2.4.1 *Los criterios para la formulación de alimentos balanceados*

Las fórmulas de alimentos balanceados son importantes, debido a que están diseñadas de manera específica para satisfacer las necesidades de ganado particular en una situación determinada. Para lograr una fórmula adecuada, se deben considerar varios aspectos:

La genética del ganado vacuno se refiere al estudio y comprensión de los rasgos hereditarios y la variabilidad genética presentes en las poblaciones de ganado vacuno. Se centra en el análisis de los genes y cromosomas que determinan las características físicas, funcionales y de comportamiento de los bovinos, como el color del pelaje, la capacidad de producción de leche o carne, la resistencia a enfermedades, la fertilidad y otros rasgos deseables.

Figura 2.

Categoría o edad del ganado



Nota: Eduardo Fernández Curi, 2013

Durante el ciclo de lactancia en vacas, la producción de leche experimenta cambios en su nivel a lo largo de diferentes etapas. Estas etapas incluyen el período de alta producción, el período de media producción y el período de baja producción. Cada una de estas etapas tiene demandas nutricionales específicas debido a los diferentes niveles de producción de leche que se experimentan.

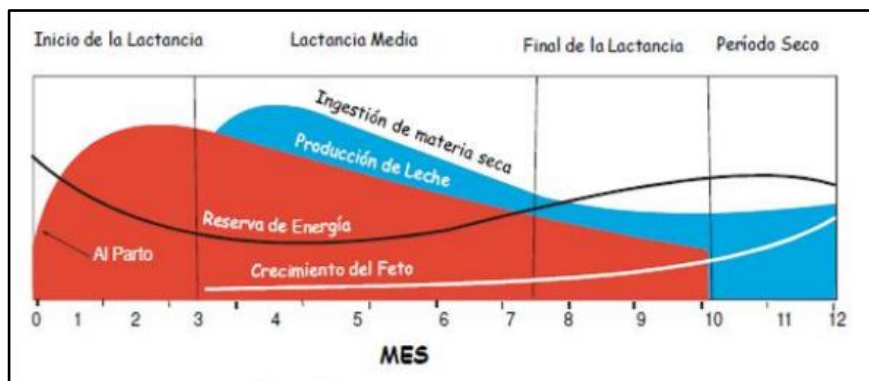
En el período de alta producción, se observa un aumento gradual en la producción de leche, alcanzando su punto máximo. Durante esta etapa, las demandas nutricionales, especialmente en términos de energía, son muy altas. Es una fase crítica ya que el consumo de materia seca es menor, lo que resulta en un balance energético negativo. Esto conlleva un riesgo elevado de trastornos metabólicos, como hipocalcemia y cetosis, así como la pérdida de condición corporal.

En el período de media producción, se espera que la vaca sea capaz de ingerir la cantidad adecuada de alimento para satisfacer sus requerimientos, incluyendo los necesarios para la gestación, además de comenzar a acumular reservas para el próximo ciclo de lactancia.

En el período final de baja producción, la vaca consume la cantidad suficiente de alimento para cubrir sus necesidades y completar la recuperación de todas las reservas.

Figura 3.

Ciclo de lactancia



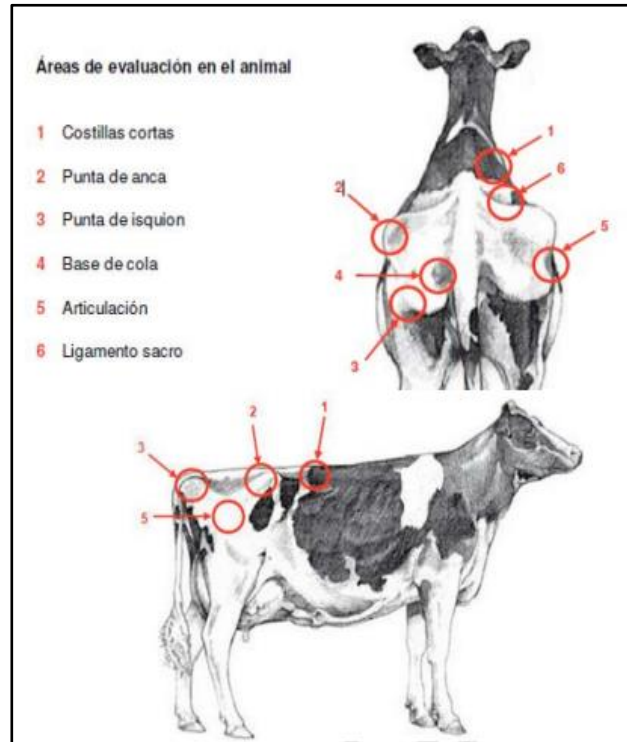
Nota: Eduardo Fernández Curi, 2013

Durante el crecimiento y la etapa de producción del ganado, se realizan ajustes en el peso corporal mediante la evaluación de la condición corporal. Los animales con una condición corporal baja requieren una mayor cantidad de nutrientes en su dieta, mientras que aquellos con una condición corporal alta necesitan una menor cantidad de nutrientes, principalmente en

términos de energía. La condición corporal se evalúa mediante la palpación de ciertas áreas del cuerpo del animal como se muestra en la siguiente figura 5:

Figura 4.

Áreas de evaluación en el animal



Nota: Eduardo Fernández Curi, 2013

La puntuación asignada para la condición corporal se basa en una escala del 1 al 5, donde el grado 1 indica un ganado extremadamente delgado y el grado 5 representa un animal muy obeso. En un establo, se aconseja a los productores evitar que los animales se encuentren en estos extremos. Durante todas las categorías y etapas, se espera que los animales mantengan una condición corporal de grado 3, que se considera óptima.

Tabla 1.

Valor nutricional de los principales insumos

Insumos y aditivos	Maíz Molido	Subproducto de Trigo	Torta Soya	Torta Soya Integral	Melaza	Heno de Alfalfa	Silaje de Maiz	Urea	Jabón Cálcico
Materia Seca,	88	91	90	92	75	85	26	88	95
Proteína, %	9.4	17.8	51	42	5.8	17.8	7.7	9.4	0
Fibra, %	2.4	11	4.5	8.1	0	2	21.4	2.4	0
Grasa, %	4.2	3.5	1.2	21	0	1.6	1.7	4.2	0
Calcio, %	0.04	0.2	0.35	0.4	1	1.4	0.3	0.04	9.5
Fósforo, %	0.3	1	0.7	0.71	0.1	0.3	0.3	0.3	0
NDT, %	88.7	63	82	94	81	59.1	98.7	88.7	186
En Lactación, Mcal/kg	1.97	1.64	1.9	2.05	1.66	1.5	1.56	1.97	6.05

Nota: Eduardo Fernández Curi, 2013

2.4.2 Formulación de alimentos balanceado para vacunos

Existen diversos métodos para formular o equilibrar las raciones alimenticias, desde los más avanzados y modernos como el método de programación lineal al mínimo costo por computadora, hasta los métodos más simples. Entre estos métodos más simples se encuentran el método del tanteo o aproximación, el método del cuadrado de Pearson y el método algebraico. Cada uno de estos enfoques ofrece diferentes métodos y niveles de precisión para lograr un balance adecuado de los nutrientes en la ración.

2.4.3 Determinación de nutrientes para ganado lechero

El nivel nutritivo del alimento de hembras lecheras en crecimiento se muestra el siguiente resumen de los niveles de consumo y su respectivo valor nutricional para cada categoría de la recria menor y mayor.

Tabla 2.

Determinación de nutrientes para ganado lechero

Parametros	Terneros de 3 a 6 meses	Terneros de 6 a 12 meses	Vaquillas y Vaquillonas de 13 a 24 meses	Vaquillonas 2 meses antes del Parto
Peso corporal (kg)	200	300	450	550-570
Consumo de materia seca (kg)	5	7.2	11.4	10.9
NDT (% M.S)	67	65	65	70
Proteína Cruda	16	14	12	15
FDA (%)	20	22	23	25
FDN (%)	30	32	33	35
Grasa (%)	2	2	2	3
Calcio (%)	0.41	0.41	0.37	0.48
Fósforo (%)	0.28	0.23	0.18	0.26
Magnesio (%)	0.11	0.11	0.08	0.4
Potasio (%)	0.47	0.48	0.46	0.62
Sodio (%)	0.08	0.08	0.07	0.14
Cloro (%)	0.11	0.12	0.1	0.2
Cobalto (%)	0.11	0.11	0.11	0.11
Cobre (%)	10	10	9	16
Manganeso (%)	22	20	14	22

Tabla 3.

Rango de alimentación de acuerdo al tipo de campaña

Alimento	Alta(A) 90 días	Media (M) 120 días	Baja (B) 95 días
Consumo de M.S (kg/vaca/día)	22-24	17.5-19.5	13-15
Forraje verde (chala chocleada) (kg/día)	40	40	40
Concentrado para vacas en producción (kg/día)	14.5-17.0	9.0-12.0	4.5-6.5
Producción de leche esperada (Litros/vaca/día)	35-40	23-27	14-18

Nota: Eduardo Fernández Curi, 2013

2.4.4 *Consumo de materia seca*

a) Factor de corrección de leche a 4% de Grasa

$$FCL = 0.4 \times \text{kg Leche} + 15 \times \text{kg Grasa}$$

Ejemplo:

Peso: 500 kg

23 kg leche 3.2% de grasa

En consecuencia: si ingiere 40 kg de silaje

Kg de silaje x % de Materia seca

$$40 \text{ Kg} \times 0.25 = 9.6 \text{ Kg de Materia seca}$$

Por lo tanto, se necesitan 6.4 kg adicionales de materia seca para poder satisfacer completamente los requerimientos del ganado.

Si le damos 10 kg de silaje y 4.5 kg de alimento balanceado logramos cubrir las necesidades de ganado.

La vaca requiere una cantidad específica de energía y proteína para el mantenimiento y actividad, como se muestra en la tabla. Para cubrir estos requerimientos, se necesitan 10.19 Mega calorías y 440 gramos de proteína. Además, se necesita energía y proteína adicional para producir 23 kg de leche, lo cual requiere 16.1 Mega calorías y 1.68 kg de proteína. El forraje por sí solo no es suficiente para cubrir todas estas necesidades, por lo que se utiliza un alimento balanceado con características específicas. En este caso, se requiere un alimento balanceado con 89% de materia seca, 1.87 de energía y 24.5% de proteína.

Tabla 4.

Tabla de porcentaje de materia seca

Insumos	%	MS	MS	ENLac	ENLac	PT	PT
Afrecho	41.5	91	37.8	1.79	0.74	20	8.3
Soya	11	88	9.7	1.95	0.21	51	5.6
Pasta de Algodón	16.9	87	14.7	1.88	0.32	39	6.6
Maíz	21.5	88	18.9	206	0.44	9.4	2
Molido							
Melaza	6.4	75	4.8	1.76	0.11	5.8	0.4
Calcio	1.5	89	1.3				0
Sal	0.7	89	0.3				0

Nota: Eduardo Fernández Curi, 2013

Tabla 5.

Tabla de resultados del porcentaje de materia seca

Torta de Soya	51 %
Afrecho de Trigo	20 %
Diferencia	31 %
100	31 %
X	1.1 %
X = 3.6 %	

Por consiguiente, se debe restar este 3.6% al porcentaje de subproducto de trigo, y se sumará el mismo monto al porcentaje de torta de soya. Esto resultará en los siguientes ajustes:

Tabla 6.

Tabla corrección en el porcentaje de materia seca

Insumos	%	MS	MS	ENLac	ENLac	PT	PT
Afrecho	37.9	91	37.8	1.79	0.74	20	7.6
Soya	14.6	88	9.7	1.95	0.21	51	7.4
Pasta de algodón	16.9	87	14.7	1.88	0.32	39	6.6
Maíz	21.5	88	18.9	2.06	0.44	9.4	2
Molido							
Melaza	6.4	75	4.8	1.76	0.11	5.8	0.4
Calcio	1.5	89	1.3				0
Sal	0.7	89	0.6				0

Nota: Eduardo Fernández Curi, 2013

Tabla 7.*Tabla de formulación de alimento balanceado para terneros lactantes*

Insumos	%
Maíz Molido	40.2
Afrecho de trigo	26.9
Torta de Soya	25.2
Melaza de Caña	5.9
Carbonato de calcio	0.87
Sal	0.35
Premix Vit/Min	0.45
TOTAL	100

b) Formulación para vacas lecheras

Tabla 8.*Tabla de formulación de alimento para vacas lecheras*

Insumos	%
Maíz Molido	21.5
Afrecho de trigo	36
Torta de Soya	14.7
Melaza de Caña	16.9
Carbonato de calcio	5.8
Sal	0.7
Premix Vit/Min	0.5
TOTAL	100

c) Fórmula para Media o Baja Producción

Tabla 9.

Tabla de fórmulas de alimento para vacas de media o baja producción

Insumos	%
Maíz Molido	18.5
Afrecho de trigo	50
Torta de Soya	7.9
Pasta de Aldogón	10.2
Melaza de Caña	3.5
Carbonato de calcio	1
Sal	0.6
Premix Vit/Min	0.5
TOTAL	100

Nota: Eduardo Fernández Curi, 2013

d) Fórmula para Preparto (Seca-transición)

Tabla 10.

Tabla de fórmulas de alimento para preparto (seca-transición)

Insumos	%
Maíz Molido	11.5
Afrecho de trigo	50.5
Torta de Soya	15
Pasta de Aldogón	15
Melaza de Caña	5
Sal	1

Premix Vit/Min	2
TOTAL	100

Nota: Eduardo Fernández Curi, 2013

2.5 Proceso de mezclado del alimento balanceado y el forraje conservado

Desde el punto de vista nutricional, es fundamental mantener una dieta equilibrada y balanceada para animales de alta producción, considerando el concepto de "proteína metabolizable". Este enfoque reconoce la interacción entre la energía, la proteína y la fibra en la dieta, con el objetivo de satisfacer los requerimientos del animal y mantener una población microbiana ruminal saludable y estable.

En sistemas de alimentación mixtos, donde se suministran tanto pasto como granos, es importante tener en cuenta que la alfalfa fresca, por ejemplo, puede aportar un exceso de proteína degradable en el rumen y una baja fibra efectiva durante todo el año. Para lograr un balance nutricional adecuado, así como regular las fermentaciones rápidas de almidón de los granos, es necesario suministrar alimentos energéticos-fibrosos que estén correctamente elaborados y conservados, para modular las tasas de digestión y pasaje.

El exceso de proteína degradable en rumen y almidones rápidamente fermentables, junto con la deficiencia de fibra recurrente, pueden provocar diversos trastornos metabólicos, alteraciones hormonales e incluso problemas reproductivos.

En el caso de los ensilajes de maíz o sorgo, se recomienda obtener forrajes de mayor calidad mediante cultivos con rendimientos de granos superiores a 7.000 kg/ha, y se debe realizar la confección en un estado fenológico específico, con un perfil de humedad de alrededor del 30-35% de materia seca, y los granos en un estado de desarrollo óptimo (desde la media línea de leche hasta el grano pastoso), utilizando herramientas como el "corn cracker" o "grain cracker" para romper los granos. Esto permitirá obtener mayores niveles de energía y una mínima pérdida de digestibilidad.

Los nutricionistas también señalan que, aunque la dieta diaria teóricamente contenga las concentraciones adecuadas de energía y proteínas, puede haber desequilibrios en las fermentaciones ruminales debido a la alimentación separada de los ingredientes. Por ejemplo, cuando las vacas se alimentan solo de pasto durante el pastoreo, luego solo de concentrado durante el ordeño y después de ensilajes/henos en los piquetes. Estas condiciones, combinadas con un control limitado o nulo del consumo voluntario de los animales, pueden generar desequilibrios frecuentes.

2.5.1 Ración totalmente mezclada o “TMR”

El término "TMR" (Total Mixed Ration, por sus siglas en inglés) se utiliza para referirse a la alimentación del ganado bovino en sistemas de confinamiento o semi confinamiento, tanto en vacas lecheras en producción como en el engorde a corral o Feed Lot en sistemas de producción de carne. Consiste en suministrar a los animales una ración en la cual los componentes que brindan fibra, proteína y energía estén mezclados de manera adecuada, evitando que los animales puedan seleccionar y elegir solo ciertos componentes de la alimentación. Esto contribuye a mejorar la calidad nutricional de la dieta.

En la elaboración de las TMR, una herramienta ampliamente utilizada en nuestro país y en todo el mundo son los acoplados o mezcladores, que tienen la capacidad de mezclar y racionar la dieta de manera controlada. Estas máquinas desempeñan la función principal de mezclar de manera homogénea cantidades precisas de diferentes ingredientes seleccionados para obtener una dieta equilibrada, que proporcione los nutrientes necesarios para los animales y garantice un óptimo aprovechamiento de la dieta a través del tiempo de insalivación y rumia.

2.5.2 Utilización del mixer y el equilibrio de dietas

Para garantizar una mayor estabilidad ruminal, es recomendable suministrar una dieta balanceada en la cual todos los ingredientes estén uniformemente mezclados y administrados en momentos específicos del día. Para lograr esto, se utilizan acoplados mezcladores o mixers,

que permiten cargar y mezclar los componentes de la dieta de forma precisa mediante una balanza electrónica. Asimismo, estos equipos facilitan el suministro de la cantidad adecuada de alimento a los animales, considerando el consumo estimado y el tipo de ganado.

Al equilibrar las dietas, es importante tener en cuenta la inclusión adecuada de fibra larga (fibra efectiva), especialmente para vacas de alta producción o en transición a la lactancia. Esto se debe a dos razones fundamentales. En primer lugar, la fibra larga estimula la rumia y la producción de saliva, la cual actúa como un regulador del pH en el rumen. En segundo lugar, la fibra larga reduce la velocidad de paso del alimento en el rumen, permitiendo que las bacterias tengan más tiempo para fermentar los sustratos y lograr una mejor digestión. Por tanto, es conveniente incorporar heno en la dieta en cantidades y calidades controladas, de acuerdo a las necesidades del grupo de vacas.

La calidad de la fibra está determinada por su longitud, es decir, el tamaño promedio cuando se suministra. Se clasifica en tres categorías: corta (menos de 2 cm), media a larga (de 2 a 10 cm) y muy larga (más de 10 cm).

Por ello, es importante utilizar mixers desmenuzadores, que permiten incluir el heno en rollos o fardos enteros y triturarlos en una sola operación, para luego mezclarlos con el resto de los ingredientes y elaborar la TMR de manera más eficiente y con menor requerimiento de mano de obra.

2.5.3 *Funciones del Mixer*

El mixer, como una herramienta común en las tareas de alimentación, no se limita exclusivamente a los establecimientos que producen leche o carne en condiciones de confinamiento total, sino que también es una herramienta útil en sistemas de pastoreo con suplementación, especialmente en sistemas que involucran altos niveles de forrajes conservados y concentrados.

En los sistemas de confinamiento o semi-confinamiento, los animales reciben la mayoría de los nutrientes que necesitan diariamente a través del sistema conocido como "TMR" (Total Mixed Ration), el cual es ampliamente utilizado en el hemisferio norte. En estas condiciones, la elección de un buen mixer es crucial.

A grandes rasgos, existen dos sistemas principales de mezcla en el mercado, lo que establece una primera clasificación:

- Mixers con sistema de mezcla vertical.
- Mixers con sistema de mezcla horizontal.

En esta clasificación inicial, los mixers con sistema de mezcla vertical son altamente eficientes en términos de mezcla, algunos permiten la adición de fibra larga seca (heno) a las dietas y aprovechan eficientemente el espacio en la batea, ya que el material necesita recorrer distancias más cortas para mezclarse.

2.5.4 Sistema de Tornillo Cónico Vertical

Estos mixers están equipados con cuchillas en el borde de las hélices y cuentan con uñas o frenos en la periferia inferior de la batea para controlar la circulación de la fibra. Estas uñas o frenos se pueden ajustar manual o hidráulicamente, dependiendo del modelo y la marca del mixer. Al frenar la circulación del heno en la periferia, se produce un trozado de la fibra, modificando su longitud. Las uñas o frenos se introducen en la batea a diferentes niveles, lo que provoca un corte diferencial de la fibra cuando el sinfín equipado con cuchillas pasa por encima.

Algunos modelos de mixers también están equipados con una caja reductora que permite cambiar la velocidad de giro: una marcha lenta para el trozado (aproximadamente 20 RPM) y una marcha rápida para la mezcla (aproximadamente 40 RPM). Cuando se retiran los frenos periféricos, el trozado se detiene y el mixer puede continuar girando sin modificar la

longitud de la fibra obtenida, lo que permite aumentar la velocidad de mezclado como se observa en la figura 5.

Figura 5.

Esquema del sistema de Tornillo Cónico Vertical



Nota: INTA PRECOP, 2009

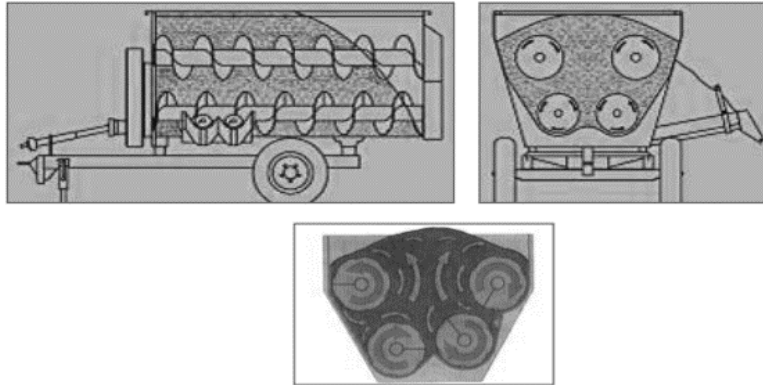
2.5.5 Sistema de dos sinfines trozadores horizontales

Los mixers que poseen sinfines inferiores están equipados con múltiples muelas trozadoras en su periferia. Estos sinfines se dividen en secciones y actúan como paletas, lo que permite tanto la circulación del material como una acción de mezclado mientras se traslada hacia el centro de la batea.

Los sinfines superiores, a su vez, llevan el material concentrado por los sinfines inferiores nuevamente hacia los extremos, reiniciando el ciclo. Estos equipos tienen una alta capacidad de trabajo y ofrecen una excelente mezcla, pero requieren un control preciso del tiempo de trozado y mezclado, especialmente cuando se trabajan con alimentos de baja estructura o forrajes con alta humedad. Debido a sus características de diseño, puede haber una excesiva descomposición de la fibra. Además, si la proporción de ensilaje húmedo es elevada en comparación con otros materiales "secos", es posible que se presenten problemas en los sinfines inferiores debido a la falta de mezclado. Comúnmente se utiliza la expresión "acordonado o empantanado" para describir este inconveniente.

Figura 6.

Esquema del sistema de dos sinfines trozadores horizontales en la base y dos sinfines largos superiores.



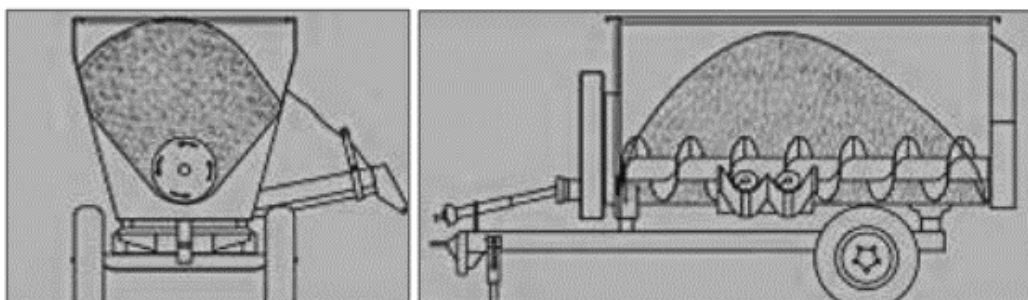
Nota: INTA PRECOP, 2009

2.5.6 Sistema de sinfín único horizontal, trozador y mezclador

En este caso, el rotor central tiene un diámetro mayor que el del modelo anterior y también está equipado con cuchillas en su periferia y contra cuchillas en el fondo de la batea. Su diseño permite realizar la mezcla al acarrear todo el material hacia el centro, donde se acumula debido a la pendiente (talud), y luego retorna hacia los extremos. Aunque este diseño es simple, presenta limitaciones en cuanto a la capacidad total de procesamiento, ya que puede haber volcados por los costados en la zona central durante el proceso de mezclado como podemos observar en la figura 7.

Figura 7.

Esquema de un sistema de sinfín único horizontal mixer de un solo sinfín horizontal, trozador y mezclador



Nota: INTA PRECOP, 2009

Algunos modelos han sido mejorados añadiendo paletas en los costados para empujar el material hacia los extremos. Estas paletas utilizan comandos hidrostáticos para resolver el problema de volcados en la zona central. Además, algunos mixers incluyen una barra batidora en el centro de la batea para mejorar la eficiencia del mezclado a lo largo de toda la misma.

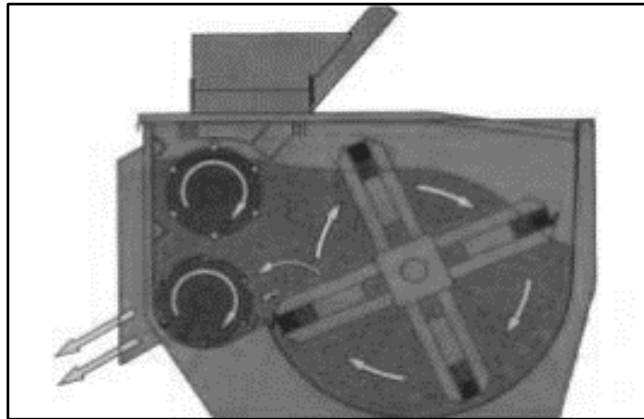
Es importante tener en cuenta que los forrajes con exceso de humedad o con poca estructura corren el riesgo de ser picados en exceso, lo que reduce su efecto como proveedores de fibra estructural necesaria para estimular la rumia.

2.5.7 Sistema de paletas longitudinales enteras mezcladoras

Este tipo de mixer combina un molinete horizontal con dos sinfines horizontales colocados en los costados. Esta configuración ofrece una excelente calidad de mezclado en un tiempo mínimo. En comparación con otros diseños de mixers, esta máquina destaca por su capacidad para manejar la fibra de manera eficiente. Los mixers a paletas funcionan mejor cuando se utilizan raciones con forraje picado finamente y con un porcentaje bajo de heno. Sin embargo, cuando se incorporan cuchillas curvas en el sinfín inferior, este tipo de mixer permite al productor agregar más del 20% de heno de buena calidad en la mezcla. El sistema con cuchillas curvas en el sinfín inferior funciona de manera óptima cuando se utiliza un kit para heno montado en los dos sinfines laterales. Este kit incluye una bandeja superior que se puede inclinar hidráulicamente, lo que permite al operario desde la cabina alimentar gradualmente los sinfines con porciones de rollos o fardos previamente cargados.

Figura 8.

El flujo de material en un mixer a paletas.



Nota: INTA PRECOP, 2009

Con este kit, el heno pasa por el sinfín superior para ser procesado antes de ingresar a la cámara de mezclado. El sinfín inferior se encarga del procesamiento final del heno. Es importante destacar que este tipo de mixer no funciona con rollos de heno entero y sin procesar, pero sí puede manejar fardos prismáticos desarmados.

2.6 Determinación de la homogeneidad de la mezcla

2.6.1. Método de la estabilidad de la MS (materia seca)

Cuando se mezcla heno, ensilaje y concentrados, cada uno de ellos tiene un porcentaje de humedad diferente. Esto significa que, al realizar muestreos en lugares representativos en intervalos de tiempo específicos, se obtendrán diferentes contenidos de materia seca (MS), los cuales deberían estabilizarse después de varios minutos.

Para evaluar rápidamente el tiempo de mezclado, se pueden tomar muestras dentro del mixer utilizando un dispositivo de muestreo. Se toman muestras en diferentes ubicaciones del contenedor de mezcla, como en la parte delantera, en el medio y en la parte trasera, junto con un conjunto de muestras tomadas en diferentes niveles (arriba, en el medio y abajo). Estas muestras se homogeneizaron y se consideran representativas de cada ubicación en el mixer. Luego, se analiza el contenido de humedad mediante la determinación de la materia seca. Para esto, se puede utilizar un dispositivo portátil como un humidímetro o un horno de microondas, que permite obtener resultados rápidos en aproximadamente 3 minutos por muestra.

Una mezcla adecuada es aquella en la que el contenido de materia seca es igual o similar en todas las áreas del mixer. A continuación se muestra un ejemplo de evaluación de un conjunto de muestras en tres momentos distintos de mezclado.

2.6.2. Método de evaluación de la homogeneidad del tamaño de la partícula

Utilizando los métodos de muestreo mencionados anteriormente (en el mixer o durante la descarga), se puede determinar el grado de homogeneidad de la mezcla, es decir, la distribución de las partículas de los ingredientes, mediante el uso del separador de partículas Penn State de la Universidad de Pensilvania, Estados Unidos.

El dispositivo de separación Penn State es muy fácil de usar, ya que consta de tres bandejas o zarandas: dos con orificios de diferentes tamaños y una bandeja inferior sin orificios. Las partículas más grandes que quedan retenidas en la bandeja superior, con los orificios de mayor tamaño, representan la "fibra efectiva" para el animal.

Este sistema de zarandas se desarrolló originalmente para ajustar el tamaño de picado al ensilar cultivos como maíz, sorgo y pasturas. Actualmente, también se utiliza para regular el tamaño de la fibra en el picado de henos y para ajustar los tiempos de mezclado en las dietas de mezcla total (TMR).

Figura 9.

Zarandas de Separador de Partículas "Penn State".



Nota: INTA PRECOP, 2009

Recientemente, se ha agregado una cuarta bandeja al sistema del separador de partículas para las dietas de mezcla total (TMR). Esta nueva bandeja cuenta con una zaranda que tiene poros cuadrados de 1/8". La incorporación de esta bandeja adicional permite una estratificación más precisa de las partículas más pequeñas, especialmente las de concentrado.

2.7 Metodologías de Diseño

El diseño de máquinas tiene como herramienta la aplicación de diferentes conocimientos científicos a una solución técnica, teniendo como limitantes los materiales, la economía, tecnología, las leyes, el medio ambiente y los humanos.

Según Pahl (2007), el diseño en ingeniería es una actividad multidisciplinar que afecta a casi todas las áreas de la vida humana y que requiere responsabilidad e integridad profesional. En el campo de ingeniería mecánica, específicamente en el área de diseño de máquinas, el diseño de un producto tiene como objetivo la definición y la generación de un nuevo producto que cumpla con un ciclo de vida predispuesto, las especificaciones y todas aquellas delimitantes que lo hacen factible para su fabricación (Riba, 2002).

Es así que en las últimas décadas se han desarrollado diversas metodologías, métodos o metódicas de diseño para que cuando se pretenda desarrollar un proyecto de diseño, el diseñador pueda identificar, analizar y seguir un proceso que los "aterrice", y les ayude a lograr la mejor solución. (Baxter, 1995)

En el proceso de búsqueda de metodologías, tenemos: Otto y Wood, Hans Gugelot, Koller, Niegel Cross, Pahl y Beitz, QFD, Rodenacker, Roth, U.T.F.S.M., VDI 2221 y VDI 2222.

2.7.1 Metodología de diseño según norma VDI 2221

La norma VDI 2221 nació como una variación de la normativa VDI 2222, esta sigue un proceso organizado en el cual se analiza y se entiende el problema de manera profunda, luego se descompone en problemas secundarios, se encuentran soluciones

secundarias para consecuentemente combinarlas y encontrar una solución principal como se muestra en la Figura 8. (Cross, 1999)

Esta metodología se considera la más completa para el diseño de máquinas por los siguientes motivos:

- Adapta de forma concisa diversas metodologías desarrolladas previamente.
- Sirvió de base para metodologías posteriores.
- Se aplica ampliamente en el proceso de diseño de productos en diferentes sectores. (Sinaipar, Yudoko, Dowaki, & Adhiutama, 2013).

2.8 Análisis de elementos finitos (FEA)

La simulación computacional se utiliza ampliamente en las empresas para hacer análisis y mejorar la calidad de los productos y proyectos. La mayoría de estos análisis se llevan a cabo mediante uso de softwares que utilizan el Método de Elementos Finitos, lo cual permite obtener respuestas para numerosos problemas de ingeniería (Budynas & Nisbett, 2008).

En general, hay tres fases en cualquier tarea asistida por computador:

1. **Preprocesamiento.** Definir el modelo de elementos finitos y los factores ambientales que influyen en él.
2. **Solución del análisis.** Solucionar el modelo de elementos finitos.
3. **Post procesamiento** de resultados usando herramientas de visualización.

2.8.1 Pre procesamiento

Se trata de construir un modelo de elementos finitos de la estructura a ser analizada. Éste puede ser 1D, 2D, o 3D. El objetivo principal del modelo es replicar de manera realista los parámetros importantes y características del modelo real. Una vez se ha creado la geometría, se utiliza un procedimiento para definir y dividir el modelo en "pequeños" elementos. En general, un modelo de elementos finitos está definido por una malla, la cual está conformada

por elementos y nodos. Los nodos representan puntos en los cuales se calcula el desplazamiento (análisis estructural). (Zienkiewicz & Taylor, 1994)

2.8.2. Solución del análisis

En esta etapa el análisis de elementos finitos lleva a cabo una serie de procesos computacionales los cuales implican fuerzas, y las propiedades de los elementos de donde producir un modelo de solución. Tales análisis estructurales permiten la determinación de efectos como deformaciones, estiramiento o estrés que son causados por fuerzas estructurales (presión, gravedad, etc.). (Zienkiewicz & Taylor, 1994)

2.8.3 Post procesamiento

Estos resultados pueden ser interpretados utilizando herramientas visuales dentro del ambiente de FEA para visualizar e identificar completamente el análisis. Herramientas numéricas y gráficas permiten la localización precisa de información como esfuerzos y deformaciones a ser identificadas. (Zienkiewicz & Taylor, 1994).

2.9 Software de diseño y FEA

Los Software que utilizamos en este trabajo de investigación fueron:

- Autodesk Inventor: El software CAD Inventor® proporciona herramientas de calidad profesional para diseño mecánico 3D, documentación y simulación de productos. Trabaja de manera eficiente con una combinación potente de capacidades de diseño paramétrico, directo, de formas libres y basado en reglas (AUTODESK, 2019).
- AutoCAD: AutoCAD® es un software de diseño asistido por computadora (CAD) en el cual se apoyan tanto arquitectos como ingenieros y profesionales de la construcción para crear dibujos precisos en 2D y 3D (AUTODESK, 2019).
- Inventor NASTRAN: Inventor® Nastran® ofrece herramientas de análisis de elementos finitos (FEA) para ingenieros y analistas. La simulación cubre

múltiples tipos de análisis, como el estrés lineal y no lineal, la dinámica y la transferencia de calor (AUTODESK, 2019).

2.10 Entorno legal

- AWS: Sociedad Americana de Soldadura (American Welding Society)
- ASTM: Sociedad Americana para Pruebas y Materiales (American Society for Testing and Materials o ASTM International)
- ANSI: Instituto Estadounidense de Estándares Nacionales (American National Standards Institute), estándar para la fabricación de flechas o ejes.
- NTP 833 :1968 DIBUJO TÉCNICO: Norma que establece todos los requisitos que deben emplearse en todos los dibujos técnicos.

2.11 Resultado de la Selección de Alternativas

Los resultados de la evaluación numérica de las diferentes alternativas de mezcladores se muestran en la Tabla 11, y se concluye que la alternativa 2 es la opción más favorable.

Tabla 11

Tabla de selección de tipo de mezclador

Parámetros	Calificación		Número de Alternativas					
			Sinfín Horizontal		Paletas		Sinfín Vertical	
			Calif.	Pond.	Calif.	Pond.	Calif.	Pond.
Costo Fabricación	10	0.21	6	1.28	9	1.91	5	1.06
Eficiencia	9	0.19	7	1.34	8	1.53	8	1.53
Construcción	8	0.17	8	1.36	8.5	1.45	7	1.19
Tiempo de proceso	7	0.15	5	0.74	7	1.04	8	1.19
Operación	7	0.15	6	0.89	7	1.04	7	1.04
Mantenimiento	6	0.13	7	0.89	8	1.02	6	0.77

TOTAL	47	1.00	6.51	8	6.79
-------	----	------	------	---	------

En conclusión, la mejor alternativa es el mezclador de paletas porque brinda una muy buena calidad de mezclado en un tiempo mínimo, los mezcladores de paletas trabajan mejor con raciones que usan picado fino del forraje y pequeños porcentajes de heno, por último, este tipo de mezclador se adecua bastante al aditamento para el mini cargador del proyecto.

Figura 10

Mezclador Sinfín Horizontal

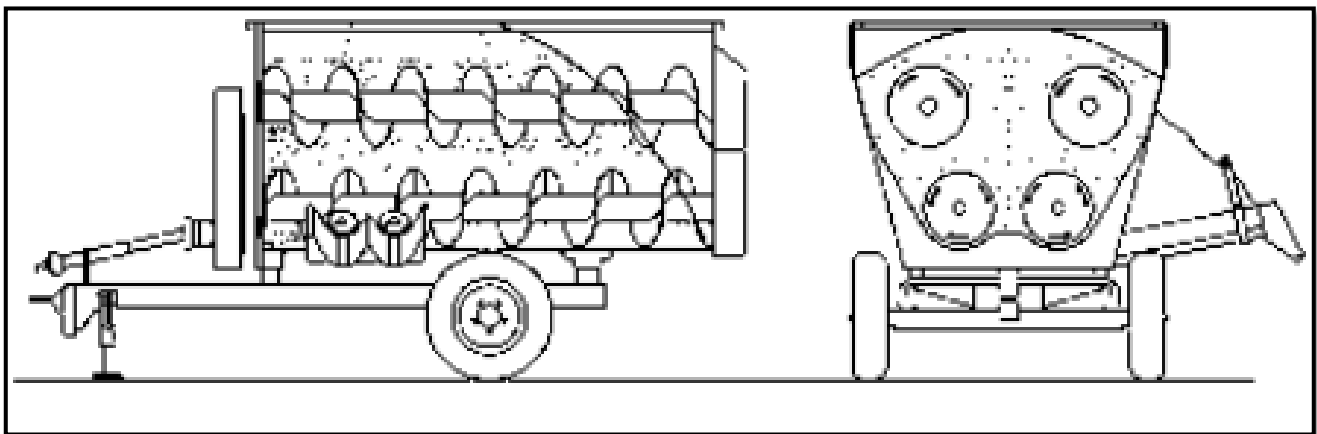


Figura 11

Mezclador de paletas

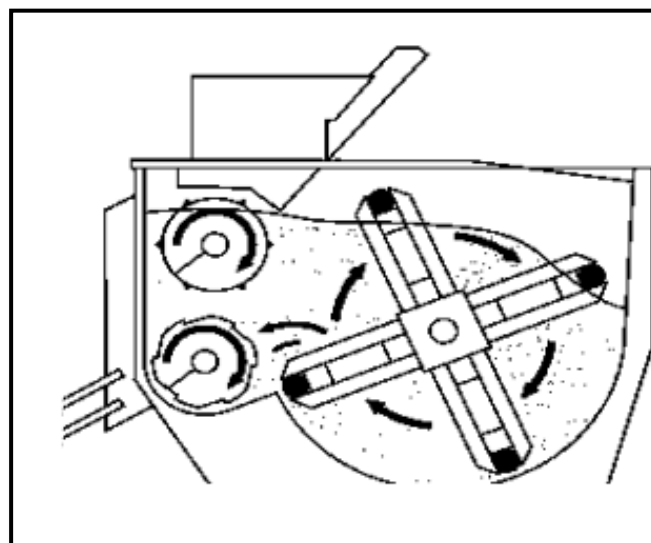
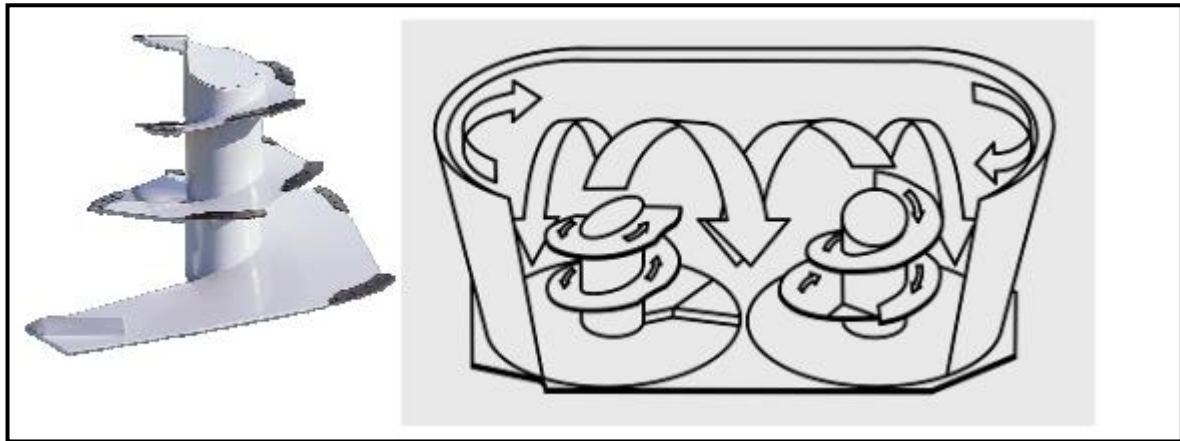


Figura 12

Mezclador Sinfin Vertical



Capítulo III.

3. Dimensionamiento de la Máquina

3.1 Factores a Considerar

- El primer aspecto a tener en cuenta es la cantidad total de mezcla, ya que esto determinará las dimensiones finales de la máquina. La capacidad máxima de mezcla será de 700 kg, en términos de masa.

Tabla 12

Consumo diario Establo Majes- Arequipa

Establo Majes	Cantidad	Kg MS/día	Consumo diario
Arequipa			(Kg)
Terneros 6-12 meses	12	8	96
Vaquillas 13-24 meses	17	12	204
Preparto	10	15	150
Vacas Baja	8	15	120
Vacas Media	12	20	240
Vacas Alta	16	25	400
Total	75	95	1210

- El segundo factor considerar es la densidad de la mezcla y está será de 880 kg/m³.
- El tercer factor a considerar es el nivel de llenado. Este nivel será hasta $\frac{3}{4}$ del total de recipiente.
- El cuarto factor que se tiene que considerar es el número de paletas, y la inclinación de las mismas. Para que el mezclado sea homogéneo y exista un

TMR (mezcla totalmente racionalizada), tendremos que utilizar 9 paletas que tendrán una inclinación de 45 grados entre sí.

Tabla 13

Factores de dimensionamiento.

N°	Factor	Valor	Unidades
1	Masa(m)	700	Kg
2	Densidad	880	Kg/m ³
3	Nivel	¾ total	m ³
4	# paletas	9	

3.2 Factor de Seguridad

Es una medida de la seguridad relativa de un componente sometido a una carga. Para determinados tipos de cargas, es recomendable establecer una relación que permita calcular el factor de seguridad a partir de los esfuerzos aplicados reales y la resistencia del material (Mott, 2004 pág. 185).

- $\eta = 1,25$ a 2: Diseño de estructuras sujetas a cargas estáticas, cuando se cuenta con un alto grado de confianza en todos los datos de diseño.
- $\eta = 2$ a 2,5: Diseño de componentes de máquinas sometidos a cargas dinámicas, con un nivel medio de confianza en todos los datos de diseño.
- $\eta = 2,5$ a 4: Diseño de estructuras estáticas o componentes de máquinas sujetos a cargas dinámicas, cuando existe incertidumbre en la carga, propiedades del material, análisis de esfuerzos o entorno.

- $n = 4$ o más: Diseño de estructuras estáticas o componentes de máquinas sometidos a cargas dinámicas, con incertidumbre en alguna combinación de cargas, propiedades del material, análisis de esfuerzos o entorno.

3.3. Diseño del Aditamento

El aditamento de la mezcladora se basa en una tolva en forma de U ensanchada que se encarga de mezclar los insumos hasta obtener la mezcla totalmente racionalizada (TMR) para luego descargarlo a través de un tornillo sinfín por un costado de la tolva.

3.3.1. Dimensionamiento del Aditamento

Con base en los datos de masa y densidad proporcionados en la Tabla 3.1, podemos utilizar la Ecuación 3.1 para determinar el volumen de la mezcla.

$$v_m = \frac{m}{\rho} \quad (\text{Ec. 3.1})$$

Donde:

V_m : Volumen de la mezcla.

m : Masa de la mezcla.

ρ : Densidad de la mezcla.

El nivel de llenado en el aditamento será de $\frac{3}{4}$ del total de la parte inferior. Esto lo podemos expresar de la siguiente manera.

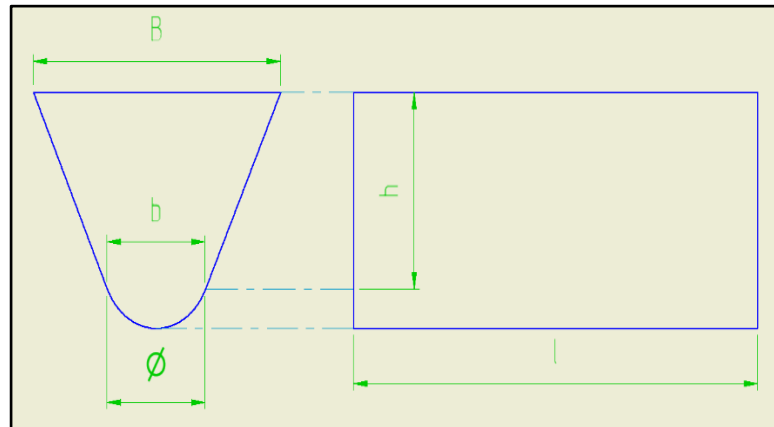
$V_m = \text{área de la superficie} * \text{largo del mezclador}$

Entonces:

$$v_m = \frac{3}{4} * \frac{\pi * \phi^2}{8} * \frac{B+b}{2} * h * l \quad (\text{Ec. 3.2})$$

Figura 13

Diagrama del recipiente



Se tiene las siguientes relaciones de tamaño:

$$\phi = b \quad (\text{Ec. 3.3})$$

$$B = 2 * \phi \quad (\text{Ec. 3.4})$$

$$h = 1.4 * \phi \quad (\text{Ec. 3.5})$$

$$l = 3.8 * \phi \quad (\text{Ec. 3.6})$$

Igualamos las ecuaciones 3.1 y 3.2, se obtendrá la siguiente expresión:

$$\frac{m}{\rho} = \frac{3}{4} * \frac{\pi * \phi^2}{8} * \frac{B + b}{2} * h * l$$

Remplazando en esta expresión 3.3, 3.4, 3.5 y 3.6, tendremos lo siguiente:

$$\phi = \sqrt[5]{\frac{700 * 8 * 2 * 4}{880 * \pi * 3 * 1.4 * 3.8 * 3}}$$

$$\phi = 0.45 m$$

Al sustituir este valor en las ecuaciones, obtenemos los valores de altura, largo y ancho superior del recipiente, los cuales se muestra a continuación en la Tabla 17.

Tabla 14

Dimensiones del recipiente.

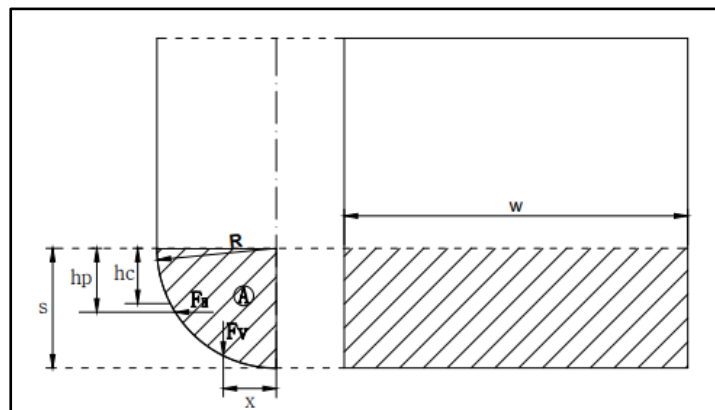
Dimensiones	Símbolo	Valor
Diámetro	ϕ	0.45 m
Largo	$3.8 * \phi$	1.7 m
Altura	$1.4 * \phi$	0.63 m
Ancho Superior	$2 * \phi$	0.9 m

3.3.2. Análisis del Espesor del Recipiente

Según Mott (2006), es necesario calcular la fuerza resultante ejercida sobre la pared de la mezcladora. Dado que el recipiente es simétrico, solo consideraremos la sección izquierda, como se ilustra en la Figura 15.

Figura 14

Diagrama de distribución de la fuerza sobre una superficie inmersa.



Se requiere determinar el valor del peso específico de la mezcla, el cual se calculará utilizando la ecuación Ec. 3.7.

Donde:

- γ_m : Peso específico.
- ρ_m : Densidad de la mezcla.
- g : Gravedad.

Sustituyendo valores tenemos:

$$\gamma_m = 880 * \frac{kg}{m^3} * 9.8 \frac{m}{seg^2}$$

$$\gamma_m = 8624 \frac{N}{m^3}$$

Para calcular la fuerza resultante, es necesario determinar primero la fuerza vertical

F_v . Esto se logra utilizando la siguiente ecuación.

$$F_v = \gamma_m * A * L \quad (\text{Ec. 3.7})$$

Donde:

- A : Área de la sección.
- L : Longitud del aditamento.

Remplazando valores:

$$F_v = 8624 * \frac{\pi * 0.45^2}{4} * \frac{0.9 + 0.45}{2} * 0.63 * 1.7$$

$$F_v = 992 \text{ N}$$

A continuación, se calculará la distancia a la cual se encuentra la fuerza.

$$x = \frac{B}{4} \quad (\text{Ec. 3.8})$$

Remplazando se tiene:

$$x = \frac{0.9}{4}$$

$$x = 0.225 \text{ m}$$

A continuación, se realiza el cálculo de la fuerza horizontal F_H mediante la siguiente ecuación:

$$F_H = \gamma_m * S * L * y \quad (\text{Ec. 3.9})$$

Donde:

- S: Altura de proyección de la superficie sobre el eje vertical.
- y: Distancia entre el nivel máximo y el centroide del área.

Se procede a calcular ambas distancias

$$s = 0.63 + 0.225$$

$$s = 0.855 \text{ m}$$

$$y = \frac{4 \cdot R}{3 \cdot \pi}$$

$$y = \frac{4 \cdot 0.225}{3 \cdot \pi}$$

$$y = 0.095 \text{ m}$$

Remplazando valores en la ecuación 3.9, se tiene:

$$F_H = 8624 \cdot 0.63 \cdot 1.7 \cdot 0.095$$

$$F_H = 877 \text{ N}$$

Conocida la fuerza horizontal (FH) y vertical (FV), podemos determinar la fuerza resultante (FR) utilizando la siguiente ecuación:

$$F_R = \sqrt{F_H^2 + F_V^2} \quad (\text{Ec. 3.10})$$

$$F_R = \sqrt{877^2 + 992^2}$$

$$F_R = 1324 \text{ N}$$

A continuación, se calculará el ángulo de inclinación de la fuerza resultante con respecto al eje horizontal.

$$\theta = \tan^{-1} \frac{F_V}{F_H} \quad (\text{Ec. 3.11})$$

Remplazando se tiene:

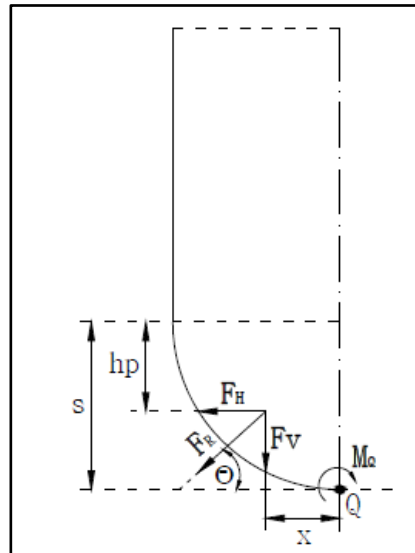
$$\theta = \tan^{-1} \frac{992}{877}$$

$$\theta = 48.5^\circ$$

Teniendo los valores de la fuerza resultante que actúa sobre la pared del aditamiento, podemos construir el diagrama de cuerpo libre del aditamiento.

Figura 15

Diagrama de cuerpo libre del aditamiento



A partir de este diagrama, podemos observar las reacciones presentes en el aditamiento. Para determinar estas reacciones, realizaremos un análisis de momentos en el punto Q.

$$\sum M_Q = 0$$

$$\sum M_Q = F_V * x + F_H * (s - h_p)$$

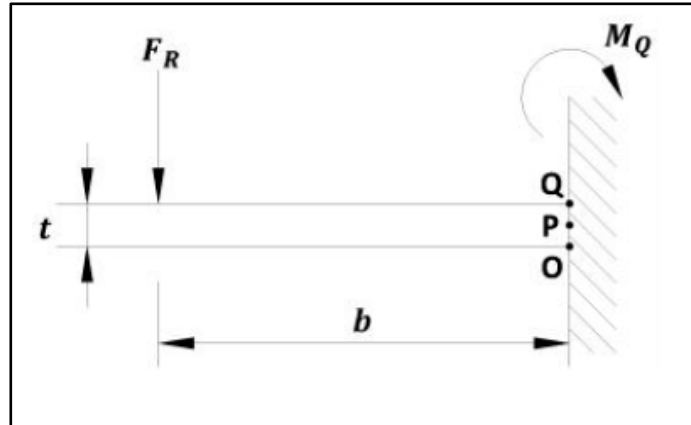
$$\sum M_Q = 992 * 0.225 + 877 * (0.855 - 0.427)$$

$$\sum M_Q = 598.5 \text{ Nm} = M_{max}$$

La sección transversal del recipiente donde actúa la fuerza resultante y el momento correspondiente, se representa en siguiente diagrama.

Figura 16

Sección transversal de la plancha que conforma el aditamiento.



Para realizar el análisis, es necesario enfocar el cálculo en la sección crítica del elemento, que se encuentra en el punto Q. En esta sección, se considera el esfuerzo a flexión, el cual se calcula mediante el siguiente procedimiento.

$$\sigma_{m\acute{a}x} = \frac{M_{max}}{\frac{I}{c}}$$

Donde:

$\sigma_{m\acute{a}x}$: *Esfuerzo a flexión máximo.*

M_{max} : *Momento flector máximo.*

$\frac{I}{c}$: *Módulo de sección crítica.*

El módulo de sección crítica de una sección rectangular está dado por:

$$\frac{I}{c} = \frac{b * t^2}{6}$$

Dónde:

b: Largo del aditamento.

t: Espesor del aditamento.

Sustituyendo la ecuación Ec. 3.14 en la ecuación Ec. 3.13, obtenemos la siguiente ecuación para calcular el esfuerzo a flexión en una sección transversal rectangular.

$$\sigma_{m\acute{a}x} = \frac{6 * M_{max}}{b * t^2}$$

Remplazamos valores:

$$\sigma_{m\acute{a}x} = \frac{6*598.5}{1.7*0.0095^2}$$

$$\sigma_{m\acute{a}x} = 23.4 \text{ MPa}$$

El factor de seguridad estático para verificar el diseño adecuado del aditamento se puede calcular utilizando la siguiente ecuación.

$$N_s = \frac{S_y}{\sigma_{m\acute{a}x}}$$

El límite de fluencia del acero A36 es de 250 [MPa].

Al reemplazar los valores en la ecuación obtenemos la Ec. 3.16:

$$N_s = \frac{250[\text{MPa}]}{23.4[\text{MPa}]}$$

$$N_s = 10.6$$

Si comparamos este factor de seguridad con los factores estáticos proporcionados en la sección 3.4, podemos concluir que es confiable, lo que significa que el aditamento puede construirse utilizando planchas con estas dimensiones.

3.4. Diseño del Sistema de Mezclado

El sistema de mezclado se encarga de combinar y distribuir de manera homogénea los ingredientes para lograr una mezcla uniforme y balanceada (TMR). Este sistema consta de tres conjuntos de paletas conectadas mediante un eje impulsor.

3.4.1 Diseño de las Paletas

Una vez determinada la forma y disposición óptima de las paletas, se procede al diseño estático y dinámico de las mismas, con el objetivo de determinar el espesor adecuado. En el diseño de las paletas se tienen en cuenta las siguientes consideraciones:

- Viga en voladizo.

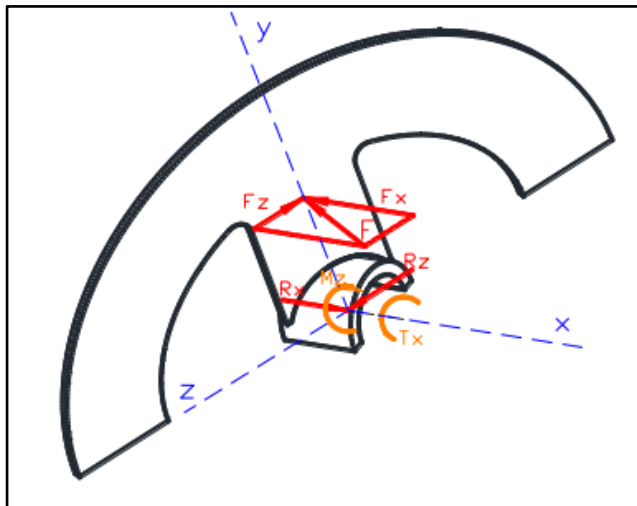
- La fuerza actúa de manera puntual en el centroide de la paleta.
- La magnitud de la fuerza es la misma en todas las paletas.
- El material utilizado para las paletas es acero AISI 1018.

3.4.2 *Diseño estático de la paleta*

Para llevar a cabo el diseño, el primer paso consiste en identificar todas las fuerzas y momentos que actúan sobre la paleta. Para ello, es necesario dibujar el diagrama de cuerpo libre, el cual se representa en la Figura 18.

Figura 17

Diagrama de cuerpo libre de la Paleta.



Se establece que la inclinación adecuada de las paletas es de 60° con respecto al eje motriz, y se tiene información sobre la distancia desde el centro del eje motriz hasta el centroide de la paleta.

$$dc = 0.132 \text{ m}$$

$$F_p = FR = 1324 \text{ [N]}$$

Las fuerzas se descomponen en las componentes correspondientes a los ejes X y Z

$$F_x = F * \text{COS}(30)$$

$$F_x = 1324 * \text{COS}(30)$$

$$F_x = 1146 \text{ N}$$

$$F_Z = F * \text{SEN}(30)$$

$$F_Z = 1324 * \text{SEN}(30)$$

$$F_Z = 662 \text{ N}$$

Los momentos torsionales (T_x) y los momentos flexores (M_z) se calculan utilizando las siguientes ecuaciones:

$$\text{➤ } \Sigma M_x = 0$$

$$\text{➤ } T_x = F_Z * d_c$$

$$\text{➤ } T_x = 662 \text{ N} * 0.132 \text{ m}$$

$$\text{➤ } T_x = 87.4 \text{ Nm}$$

$$\text{➤ } \Sigma M_x = 0$$

$$\text{➤ } M_z = F_x * d_c$$

$$\text{➤ } M_z = 1146 \text{ N} * 0.132 \text{ m}$$

$$\text{➤ } M_z = 151 \text{ Nm}$$

El valor máximo del cortante se determina mediante el siguiente cálculo:

$$V_{max} = \sqrt{V_1^2 + V_2^2}$$

Donde:

V_{max} : Fuerza cortante máxima [N]

V_1 : Fuerza cortante del plano xy [N]

V_2 : Fuerza cortante del plano yz [N]

Entonces:

$$V_{max} = \sqrt{1146^2 + 662^2}$$

$$V_{max} = 1323 \text{ N}$$

El momento máximo se calcula utilizando la siguiente fórmula:

$$M_{max} = \sqrt{M_z^2 + T_x^2}$$

Donde:

$M_{\text{máx}}$: Momento máximo [N]

M_z : Momento flector alrededor del eje z [N]

T_x : Momento torsor alrededor del eje x [N]

Por consiguiente, se obtiene el siguiente resultado:

$$M_{\text{max}} = \sqrt{151^2 + 87.4^2}$$

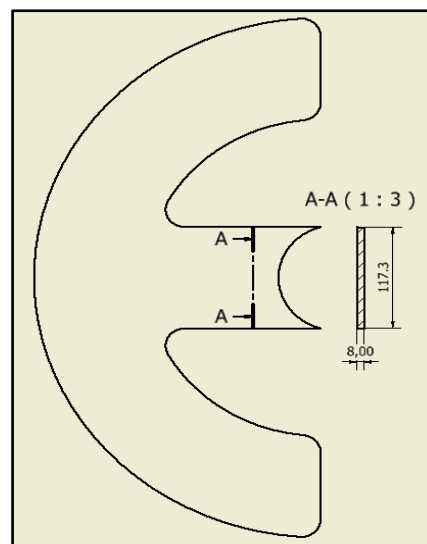
$$M_{\text{max}} = 174.5 \text{ Nm}$$

CASO 1: Paleta de sección rectangular

La sección crítica de la paleta es rectangular, con un espesor es $h = 0.008 \text{ m}$ y un ancho de $b = 0.1173 \text{ m}$. Estas dimensiones se consideran adecuadas para soportar las cargas a las que estará sometida. La figura 19 ilustra esta sección.

Figura 18

Diagrama de sección de la paleta



El esfuerzo normal provocado por flexión en una viga se determina utilizando la Ecuación 3.5.

$$\sigma_{max} = \frac{M_{max} * c}{I}$$

Donde:

σ_{max} : Esfuerzo normal máximo [MPa]

M_{max} : Momento flexionante máximo [Nm]

c : distancia al centroide de la paleta [m]

I : Momento de inercia [m⁴]

El momento de inercia de la sección rectangular se calcula con la Ecuación 3.6.

$$I = \frac{b * h^3}{12}$$

Donde:

b : base de la paleta [m]

h : Altura de la paleta [m]

Teniendo definidas las variables procedemos a calcular el esfuerzo normal máximo:

$$\sigma_{max} = \frac{M_{max} * c * 12}{2 * b * h^3}$$

$$\sigma_{max} = \frac{174.5 * 0.008 * 12}{2 * 0.1173 * 0.008^3}$$

$$\sigma_{m\acute{a}x} = 139.5 \text{ MPa}$$

El esfuerzo cortante máximo en una sección rectangular, que se presenta en el eje neutro, se determina utilizando la Ecuación 3.7.

$$\tau_{m\acute{a}x} = \frac{3V}{2A}$$

Donde:

V : Fuerza cortante máxima [N]

A : Área de la sección rectangular [m²]

Reemplazando:

$$\tau_{m\acute{a}x} = \frac{3 * 1323}{2(0.1173 * 0.008)}$$

$$\tau_{m\acute{a}x} = 2.11 \text{ MPa}$$

Se utiliza la teoría de falla estática de la energía de la distorsión, representada por la Ecuación 3.8, para determinar el esfuerzo equivalente σ en el elemento general, el cual está sometido a un esfuerzo uniaxial.

$$\sigma = \sqrt{\sigma_x^2 + 3\tau_{xy}^2} \quad (\text{Ec. 3.8})$$

$$\sigma = \sqrt{\sigma_{max}^2 + 3\tau_{max}^2}$$

$$\sigma = \sqrt{139.5^2 + 3(2.11)^2}$$

$$\sigma = 139.5 \text{ MPa}$$

El límite de fluencia del acero A36:

$$S_y = 250 \text{ MPa}$$

Reemplazando el factor de seguridad estático se determina con la Ecuación 3.9.

$$n_s = \frac{S_y}{\sigma}$$

$$n_s = \frac{250}{139.5}$$

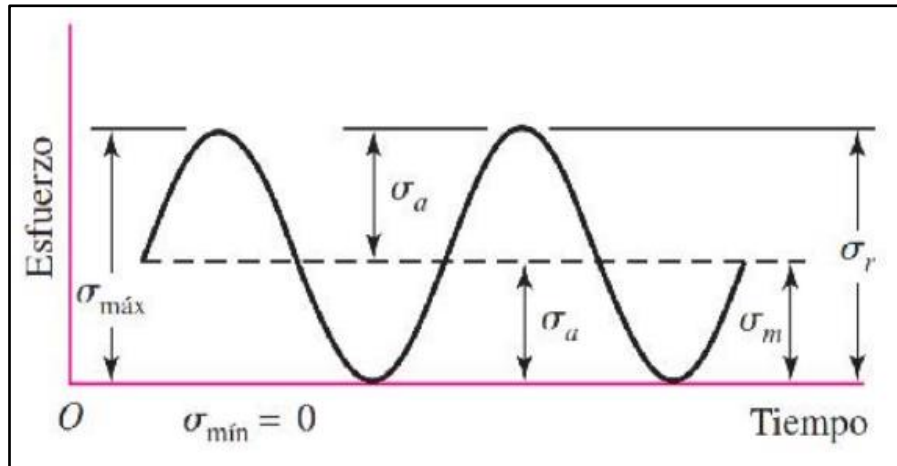
$$n_s = 1.8$$

3.4.3 *Diseño dinámico de la paleta*

El sistema de mezclado experimenta un esfuerzo repetitivo debido a la naturaleza de las máquinas rotatorias. Por lo tanto, todos los elementos involucrados en el proceso de mezclado estarán sujetos a este tipo de carga cíclica.

Figura 19

Esquema de una carga cíclica.



Nota: Shigley, 2008, pág. 293

A partir de la figura proporcionada, se derivan las siguientes ecuaciones:

$$\sigma_a = \frac{\sigma_{\max} - \sigma_{\min}}{2} \quad \text{Esfuerzo normal amplitud}$$

$$\sigma_m = \frac{\sigma_{\max} + \sigma_{\min}}{2} \quad \text{Esfuerzo normal medio}$$

$$\tau_a = \frac{\tau_{\max} - \tau_{\min}}{2} \quad \text{Esfuerzo cortante amplitud}$$

$$\tau_m = \frac{\tau_{\max} + \tau_{\min}}{2} \quad \text{Esfuerzo cortante medio}$$

Utilizando la Ecuación 3.10, se tiene:

$$\sigma_a = \frac{139.5 - 0}{2}$$

$$\sigma_a = 69.75 \text{ Mpa}$$

Con la Ecuación 3.11, se obtiene:

$$\sigma_a = \frac{139.5 + 0}{2}$$

$$\sigma_a = 69.75 \text{ MPa}$$

El esfuerzo cortante amplitud es insignificante por lo que se considera nulo.

$$\tau_a = \frac{\tau_{\max} - \tau_{\min}}{2} = 0$$

El esfuerzo cortante medio se mantiene constante y tiene un valor de:

$$\tau_m = \frac{\tau_{min} + \tau_{min}}{2} = \frac{3V}{2A}$$

$$\tau_m = \frac{3 * fr/2}{2(0.1173 * 0.008)}$$

$$\tau_m = \frac{3 * 1324/2}{2(0.1173 * 0.008)}$$

$$\tau_m = 1058 \text{ kPa}$$

Los esfuerzos de Von Mises medio y alternante, que también se conocen como esfuerzos equivalentes, se definen para el caso de un estado de esfuerzo uniaxial de la siguiente manera:

$$\sigma_a = \sqrt{\sigma_{xa}^2 + 3\tau_{xya}^2}$$

$$\sigma_m = \sqrt{\sigma_{xm}^2 + 3(\tau_{xym})^2}$$

Valiéndose de la Ecuación 3.14, se tiene:

$$\sigma_a = \sqrt{69.75^2 + 3(0)^2}$$

$$\sigma_a = 69.75 \text{ Mpa}$$

Al sustituir los valores en la Ecuación 3.15, se obtiene el siguiente resultado:

$$\sigma_m = \sqrt{(69.75)^2 + 3(1.05)^2}$$

$$\sigma_m = 69.77 \text{ MPa}$$

La determinación de los factores que afectan el límite de resistencia a la fatiga de la paleta se realiza mediante la siguiente expresión:

$$S_e = S'_e * k_a * k_a * k_c * k_d * k_e * k_f$$

Donde:

S'_e : Límite de resistencia a la fatiga de la paleta

k_a : Factor de superficie

k_b : Factor de tamaño

k_c : Factor de confiabilidad

k_d : Factor de correccion

k_e : Factor de concentración de esfuerzos

k_f : Factor de efectos diversos

La relación entre el límite de resistencia a la fatiga de la paleta y la resistencia última a la tracción se establece mediante la siguiente expresión:

$$S'_e = 0.5 * S_{ut}$$

La Ecuación 3.17 se cumple si y solo si:

$$S_{ut} < 200 \text{ kpsi} \approx 1400 \text{ MPa}$$

Empleando la Ecuación 3.17, se tiene:

$$S'_e = 0.5 * 341$$

$$S'_e = 170.5 \text{ MPa}$$

➤ Factor de superficie, k_a

Por lo tanto:

$$K_a = 0.62$$

➤ Factor de tamaño, k_b

El tamaño del elemento oscila entre 8 mm y 250 mm, se aplica la Ecuación 3.18

$$k_b = 1.189(d)^{-0.097}$$

En esta situación, la sección no tiene forma circular, sino rectangular. Por lo tanto, es necesario determinar un diámetro equivalente d_{eq} .

$$d_{eq} = \sqrt{\frac{0.05 * A}{0.0766}}$$

Reemplazando en la Ecuación 3.19 se calcula d_{eq} .

$$d_{eq} = \sqrt{\frac{0.05 * 0.0009384}{0.0766}}$$

$$d_{eq} = 0.02475 \text{ m}$$

En este punto, se sustituye el valor de d_{eq} en la Ecuación 3.18, teniendo en cuenta que dicho valor debe estar expresado en mm.

$$k_b = 1.189(24.75)^{-0.097}$$

$$k_b = 0.871$$

- Factor de confiabilidad, k_c

Se considera una confiabilidad del 90%, lo que resulta en un valor:

$$k_c = 0.897$$

- Factor de corrección por temperatura, k_d

Este factor tiene influencia si la temperatura de funcionamiento supera los 450 °C.

La temperatura de funcionamiento es menor a 450°C, por tanto:

$$k_d = 1$$

- Factor de concentración de esfuerzos, k_e

Este factor afecta cuando los componentes mecánicos presentan agujeros, ranuras, muescas u otras discontinuidades, se define como:

$$k_e = \frac{1}{k_f}$$

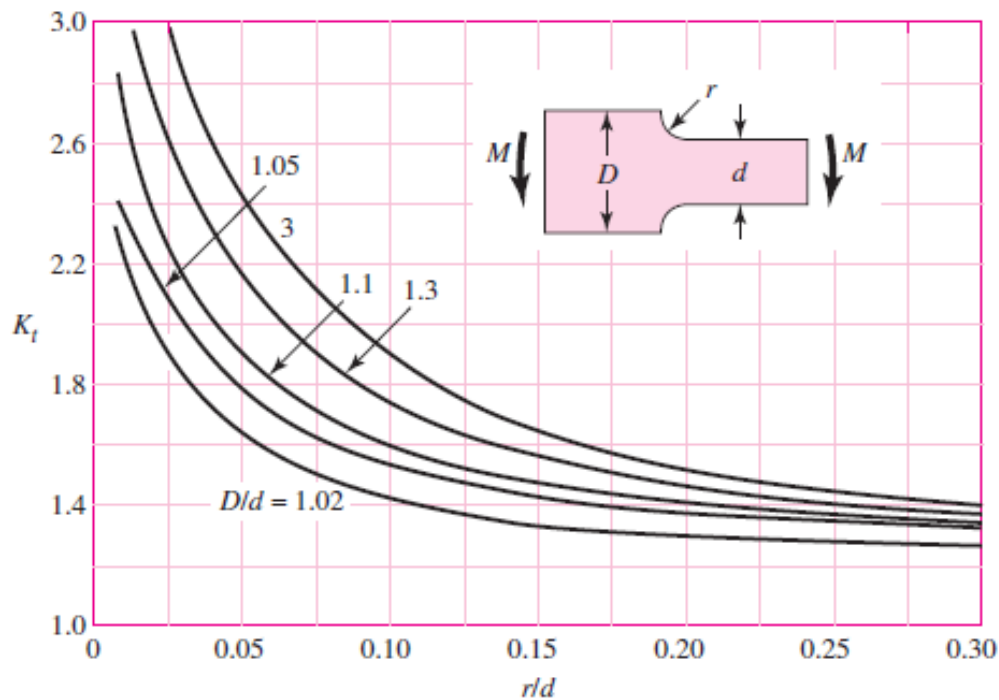
Donde k_f es el factor de concentración de esfuerzos para fatiga.

$$k_f = 1 + q(k_t - 1)$$

Adicional, q es un valor que referencia la sensibilidad a las ranuras y K_t es el factor de concentración de esfuerzos teórico o geométrico.

Figura 20

Diagrama de K_t para una barra de sección rectangular en flexión con estrechamiento.



Nota: Shigley, 2008, pág. 295

A continuación, después del diagrama de K_t para una barra rectangular en flexión con estrechamiento y entalles.

$$\frac{D}{d} = 3 \frac{r}{d} = \frac{6r}{8d} = 0.75$$

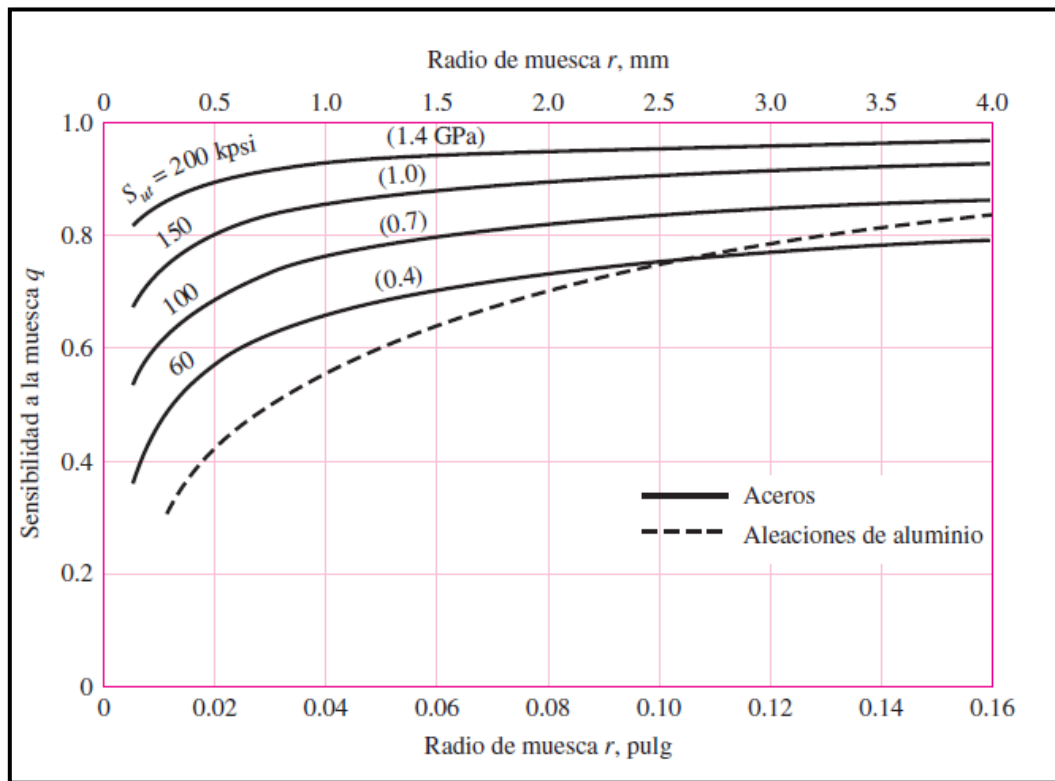
Entonces:

$$K_t = 1.4$$

Utilizando la Figura 21 como referencia, considerando un radio de ranura $r = 6 \text{ mm}$ y una resistencia a la tracción $S_{ut} = 341 \text{ MPa}$ se obtiene la sensibilidad a las ranuras.

Figura 21

Diagrama de sensibilidad a las ranuras.



Nota: Shigley, 2008, pág. 295

Seguidamente al diagrama de sensibilidad a las ranuras, se obtienen los siguientes resultados:

$$q = 0.8$$

Mediante el uso de las Ecuaciones 3.20 y 3.21 se calcula k_e .

$$k_e = \frac{1}{1 + 0.8(1.4 - 1)}$$

$$k_e = 0.75$$

➤ Factor de efectos diversos, k_f

Se utiliza k_f para tener en cuenta la reducción en el límite de resistencia a la fatiga debido a diversos efectos, aunque su verdadera razón de uso es recordar la necesidad de considerar estos efectos, ya que no se tiene valores reales disponibles.

$$K_f = 1$$

Este valor se considera debido a la falta de valores reales para los efectos residuales remanentes, corrosión, recubrimiento electrolítico.

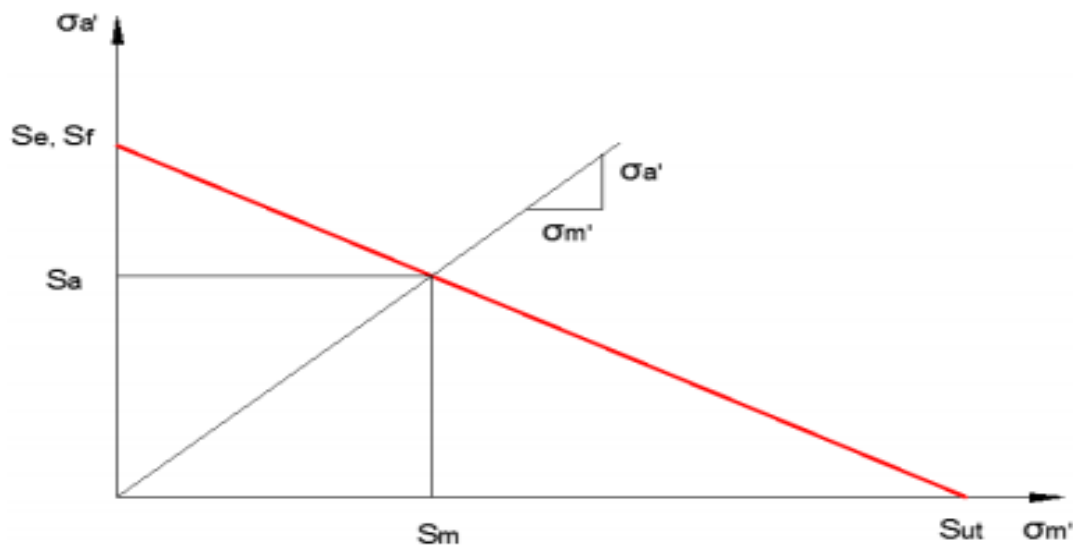
Una vez que se conocen los valores de todos los factores modificativos, se determina el límite de resistencia a la fatiga del elemento utilizando Ecuación 3.16.

$$S_e = 170.5 * 0.62 * 0.858 * 0.897 * 1 * 0.75 * 1$$

$$S_e = 61 \text{ MPa}$$

Figura 22

Diagrama de la línea modificada de Goodman



Nota: Shigley (2008, p. 295)

Teniendo en cuenta el diagrama de la Figura 23, en el que se observa la línea modificada de Goodman se tiene:

$$S_m = \frac{S_e}{\frac{S_e}{S_{ut}} + \frac{\sigma_a}{\sigma_m}}$$

Empleando la Ecuación 3.22, se halla:

$$S_m = \frac{61}{\frac{61}{341} + \frac{69.75}{69.77}}$$

$$S_m = 51.75 \text{ MPa}$$

Cuando se emplea la teoría de fallo por fatiga según la línea modificada de Goodman, el factor de seguridad dinámico es calculado como sigue:

$$n_d = \frac{S_m}{\sigma_m}$$

Reemplazando valores en la Ecuación 3.23, se tiene:

$$n_d = \frac{78.9}{51.75}$$

$$n_d = 1.52$$

La sección presenta un factor de seguridad alto en términos de fatiga, lo que indica que las dimensiones de la paleta son adecuadas para su posterior fabricación.

3.5 Selección del Motor Hidráulico

Para seleccionar el motor hidráulico adecuado, es necesario contar con información como el torque del eje mezclador y el torque del eje de descarga, así como el caudal del flujo hidráulico del mini cargador Bobcat y la presión en los acopladores rápidos. Estos datos son fundamentales para evaluar las necesidades de potencia, par de torsión y presión de trabajo del motor hidráulico, y así elegir la opción que se ajuste a los requisitos de la aplicación específica.

T_{eje mezclador}: 524.3 Nm

T_{eje descarga}: 109 Nm

P_{bobcat}: 206 a 210 bar

Q_{bobcat}: 38 L/min = 10.04 gal/min

A continuación del Anexo 7, se halla la velocidad en el piñón motriz

N= 120 RPM

3.5.1 Cálculo de la potencia del motor

Para calcular la potencia necesaria por el motor hidráulico se utilizará la ecuación Ec. 3.24.

$$H_m = \frac{T_d * n}{63000}$$

Además, se conoce que:

$$T_d = 9 * F_z * d_c$$

$$n = \frac{n_{motor}}{i_1 * i_2}$$

Donde:

H: Potencia requerida	[hp]
T _d : Torque requerido para las 9 paletas	[lbf.in]
n : Velocidad angular del eje principal	[rpm]
F _z : Componente de la fuerza en z que actúa sobre una paleta	[lbf]
d _c : Distancia al centroide de la paleta	[in]

$$T_d = 9 * 662 * 0.132$$

$$T_d = 524.3 Nm = 4640 lbf.in$$

Reemplazamos este valor en la ecuación Ec. 3.25.

$$H_m = \frac{4640 * 35}{63025}$$

$$H_m = 2.57 hp = 1.91 kW$$

3.6 Sistema de reducción de velocidades

Dado que la velocidad angular requerida en el eje principal mezclador es de aproximadamente 30 rpm, mientras que la velocidad angular de salida en el piñón del motor hidráulico es de 120 rpm, y considerando las características de la mezcla descritas anteriormente, se requiere un sistema capaz de transmitir altas potencias. Se sabe que los

piñones y cadenas son ideales para este tipo de tarea, sin embargo, es crucial seleccionar adecuadamente estos componentes para garantizar su correcto funcionamiento. Por lo tanto, se optará por un sistema de reducción mediante cadenas y catarinas para cumplir con los requisitos de la aplicación.

3.6.1. Sistema de reducción: Cadenas y Catarinas

Este sistema se va seleccionar con la ayuda del manual de piñones y cadenas INTERMEC, donde nos recomienda los pasos a seguir para la selección del número de dientes del piñón conductor y piñón conducido y posteriormente el paso de la cadena. A continuación, se va calcular la potencia requerida H se multiplica un factor de servicio k_s para hallar la potencia de diseño H_r debido que el eje es impulsado por un motor hidráulico.

Los valores de k_s se muestran a continuación en la siguiente tabla.

Tabla 15

Factores de servicio para cargas k_s

Factores para calcular el margen compensatorio de seguridad			
Tipos de Carga	Clase de la fuente de Potencia		
	Motor de combustión interna con convertidor hidráulico	Motor eléctrico o Turbina	Motor combustión interna con embrague o caja mecánica
Uniforme	1.0	1.0	1.2
Fluctuante	1.2	1.3	1.4
Muy Fluctuante	1.4	1.5	1.7

$$H_r = H * k_s$$

Aplicando la ecuación 3.26 se tiene:

$$H_r = 2.57 * 1.2$$

$$H_r = 3.084 \text{ hp}$$

$$H_r = 2.3 \text{ kw}$$

A continuación, con estos valores potencia de diseño y los rpm del piñón conductor se va seleccionar el paso y el número de dientes del piñón conductor.

Tabla 16

Tabla de capacidad para cadena estándar sencilla de rodillos N°80 paso 1”.

N° de dientes piñón conductor	Tabla de Capacidad		
	Cadena Estándar Sencilla de Rodillos N° 80 Paso 1		
	R.P.M del Piñón Conductor		
9	100	150	200
	2.71	3.9	5.05

Nota: Manual piñones y cadenas Intermec.

Dada la tabla de capacidad se está seleccionando la cadena estándar sencilla de rodillos NO. 80 paso 1”, debido que con las rpm del piñón conductor y la potencia de diseño e interpolando, seleccionamos el número de dientes del piñón conductor igual a 9 con una potencia 3.186 hp, siendo mayor a la potencia de diseño 3.084 hp.

$$3.186 > 3.084 \text{ HP OK!}$$

Se concluye que la selección es adecuada.

Tabla 17

Tabla de interpolación del número de dientes de piñón conductor.

Número de dientes de Piñón conductor	INTERPOLACION		
	100	120	150
9	2.71	3.186	3.9

Este sistema está compuesto por dos catarinas simples con un paso de 1 pulg. La catarina motriz es de 9 dientes (80-B9) y la catarina conducida tiene 36 dientes (80-B36). La cadena utilizada también tiene un paso de 1 pulg y cumple con el estándar ANSI 80H-1 (Ver Anexo 4).

La relación de transmisión se calcula mediante la siguiente ecuación.

$$i_1 = \frac{z_2}{z_1} = \frac{RPM_2}{RPM_1}$$

Dónde:

Z_2 : Número de dientes de la catarina conducida.

Z_1 : Numero de dientes de la catarina motriz.

RPM_2 : Revoluciones por minuto del piñón conducido.

RPM_1 : Revoluciones por minuto del piñón conductor.

Reemplazando la ecuación 3.27 se tiene:

$$i_1 = \frac{36}{9} = \frac{120}{30}$$

$$i_1 = 4$$

Figura 23

Potencias nominales para cadenas de rodillos simples.

Velocidad de la catarina, rpm		Número ANSI de cadena							
		80	100	120	140	160	180	200	240
Tipo A	50	2.88	5.52	9.33	14.4	20.9	28.9	38.4	61.8
	100	5.38	10.3	17.4	26.9	39.1	54.0	71.6	115
	150	7.75	14.8	25.1	38.8	56.3	77.7	103	166
	200	10.0	19.2	32.5	50.3	72.9	101	134	215
	300	14.5	27.7	46.8	72.4	105	145	193	310
	400	18.7	35.9	60.6	93.8	136	188	249	359
	500	22.9	43.9	74.1	115	166	204	222	0
	600	27.0	51.7	87.3	127	141	155	169	
	700	31.0	59.4	89.0	101	112	123	0	
	800	35.0	63.0	72.8	82.4	91.7	101		
Tipo B	900	39.9	52.8	61.0	69.1	76.8	84.4		
	1 000	37.7	45.0	52.1	59.0	65.6	72.1		
	1 200	28.7	34.3	39.6	44.9	49.9	0		
	1 400	22.7	27.2	31.5	35.6	0			
	1 600	18.6	22.3	25.8	0				
	1 800	15.6	18.7	21.6					
	2 000	13.3	15.9	0					
	2 500	9.56	0.40						
	3 000	7.25	0						
	Tipo C		Tipo C'						

Nota: Tipo A, lubricación manual o por goteo; tipo B, lubricación por baño o disco; tipo C, lubricación por chorro de aceite; tipo C', es tipo C, pero ésta es una región de excoaración; envíe el diseño al fabricante para su evaluación.

Con los datos obtenidos realizamos la siguiente interpolación:

Tabla 18

Tabla de Interpolación para el cálculo de potencias nominales.

Número de dientes de piñón conductor	Interpolación		
9	100	120	150
	5.38	6.328	7.75

$$H_d = 6.328 H_p$$

La potencia permisible de la cadena está dada por la siguiente ecuación 3.28:

$$H_{permi} = H_d * k_1 * k_2$$

$$H_{permi} = 6.328 * 0.62 * 1$$

$$H_{permi} = 3.92 Hp$$

Se realiza la comparación entre la potencia H_{perm} y la potencia requerida del motor H_r , y se observa que:

$$H_{permi} > H_r$$

$$3.92 > 3.084 Hp$$

Se llega a la conclusión de que la elección de la cadena y las catarinas es adecuada.

3.7 Análisis de cargas

Es necesario obtener las fuerzas que actúan en la catarina conducida, ya que estas fuerzas son necesarias para el análisis del eje motriz. Para ello, se procede a calcular el diámetro de las catarinas.

Para determinar el diámetro de la catarina motriz y de la catarina conducida, se emplean las siguientes ecuaciones 3.29 y 3.30 respectivamente:

$$d_p = \frac{p}{\text{sen}\left(\frac{180}{Z1}\right)}$$

$$D_p = \frac{p}{\text{sen}\left(\frac{180}{Z2}\right)}$$

Donde:

D_p = Diámetro de paso de la catarina motriz.

d_p = Diámetro de paso de la catarina conducida.

p = Paso de las catarinas y de la cadena.

$Z1$ = Número de dientes de la catarina.

Z_2 = Número de dientes de la catarina conducida.

Entonces:

$$d_p = \frac{2.54}{\text{sen}\left(\frac{180}{9}\right)}$$

$$D_p = 7.42 \text{ cm}$$

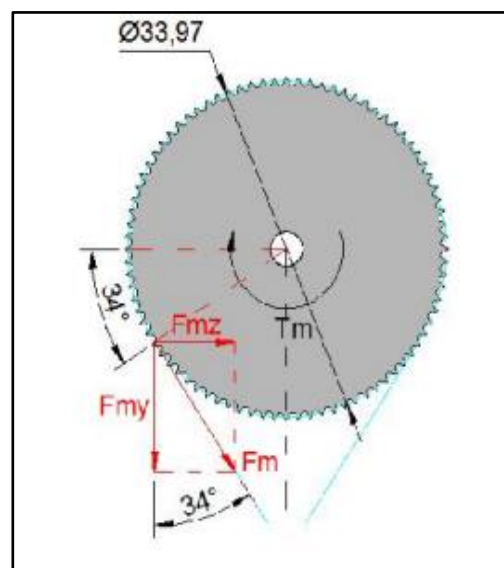
$$D_p = \frac{2.54}{\text{sen}\left(\frac{180}{36}\right)}$$

$$D_p = 29.14 \text{ cm}$$

Se procede al cálculo de las fuerzas que actúan sobre la catarina conducida utilizando el diagrama del cuerpo libre que se ilustra en la Figura 24 como guía.

Figura 24

Diagrama de cuerpo libre de la catarina conducida.



Se realizará la sumatoria de momentos con respecto al centro

Dónde: $T_m = T_d = 524.3 \text{ Nm}$

$$T_m - F_m * \frac{D_p}{2} = 0$$

$$F_m = \frac{2 * T_m}{D_p}$$

$$F_m = \frac{2 * 524.3}{0.2914}$$

$$F_m = 3598.5 N$$

Continuando se descompone la fuerza en sus componentes rectangulares.

$$F_{my} = F_m * \cos(7.26)$$

$$F_{my} = 3598.5 * \cos(7.26)$$

$$F_{my} = 3569.6 N$$

$$F_{mz} = F_m * \sen(7.26)$$

$$F_{mz} = 3598.5 * \sen(7.26)$$

$$F_{mz} = 454.7 N$$

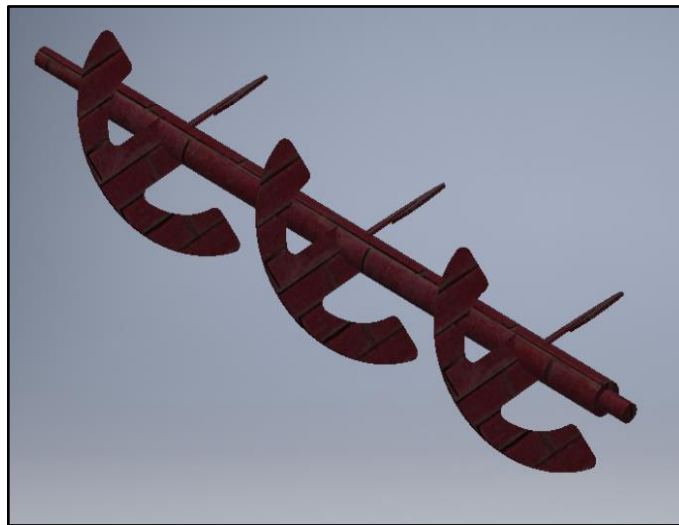
3.8. Diseño del Eje Principal

El eje principal es responsable de transmitir el movimiento a todas las paletas de la mezcladora, por lo tanto, se considera uno de los componentes más críticos de la máquina. Tanto su diseño estático como dinámico son de gran importancia. Sin embargo, debido a limitaciones económicas y físicas, no es posible fabricar el eje completamente macizo. Por esta razón, se decide utilizar ejes macizos en los extremos y un tubo en la parte central para reducir peso y costos. (Andrango Ramírez, H. H., & Naranjo Tonato, L. A, 2012)

Para llevar a cabo este diseño, es necesario realizar primero el diagrama de cuerpo libre del eje considerando los tres elementos como un solo conjunto. El diagrama correspondiente se muestra en la Figura 25.

Figura 25

Diagrama del eje principal.



Las fuerzas que actúan en cada una de las paletas se descomponen en dos ejes del sistema de referencia, dependiendo de su posición. Además, tanto las fuerzas F_z (en el eje Z) como las fuerzas F_y (en el eje Y) generan torsión en el eje. Las magnitudes de ambas fuerzas son iguales, siendo $F_z = F_y = 662 \text{ N}$.

El peso del eje $W = 980 \text{ N}$ se tiene en cuenta en el diagrama de cuerpo libre debido que su valor tiene un impacto directo en el diseño. Esta fuerza es significativa en comparación con las demás fuerzas presentes con las otras fuerzas presentes.

A partir de este diagrama se llevan a cabo las sumatorias de fuerzas y momentos que actúan en el eje.

$$\sum_x = 0$$

$$M_A = M_1 + M_2 + M_3$$

Por otra parte:

$$M_1 = M_2 = M_3$$

$$M_d = T_d$$

Por lo tanto:

$$M_d = 524.3 \text{ Nm}$$

$$\sum_y = 0$$

$$F_{mz}(1.98) - R_{Bz}(1.89) = 0$$

$$R_{Bz} = \frac{454.7 \text{ N} * 1.98 \text{ m}}{1.89 \text{ m}}$$

$$R_{Bz} = 476.3 \text{ N}$$

$$\sum_z = 0$$

$$R_{By}(1.89) - W * (0.99) - F_{my}(1.98) = 0$$

$$R_{By} = \frac{980 * 0.99 + 3569.6(1.98)}{1.89 \text{ m}}$$

$$R_{By} = 4252 \text{ N}$$

$$\sum_x = 0$$

$$\sum_y = 0$$

$$R_{Ay} = W + F_{my} + R_{By}$$

$$R_{Ay} = 980 + 3569.6 - 4252$$

$$R_{Ay} = 297 \text{ N}$$

$$\sum_z = 0$$

$$R_{Az} = R_{Bz} - F_{mz}$$

$$R_{Az} = 476.3 - 454.7$$

$$R_{Az} = 21.6 \text{ N}$$

Con estos datos, se procede a realizar los diagramas de fuerzas cortantes y momentos flectores para localizar el momento máximo. Los diagramas de fuerza cortante y momento

flector para el plano xy se muestran en la Figura 26, mientras que los diagramas correspondientes al plano xz se muestran en la Figura 27.

Figura 26

Diagrama de fuerza cortante y momento flector (plano xy).

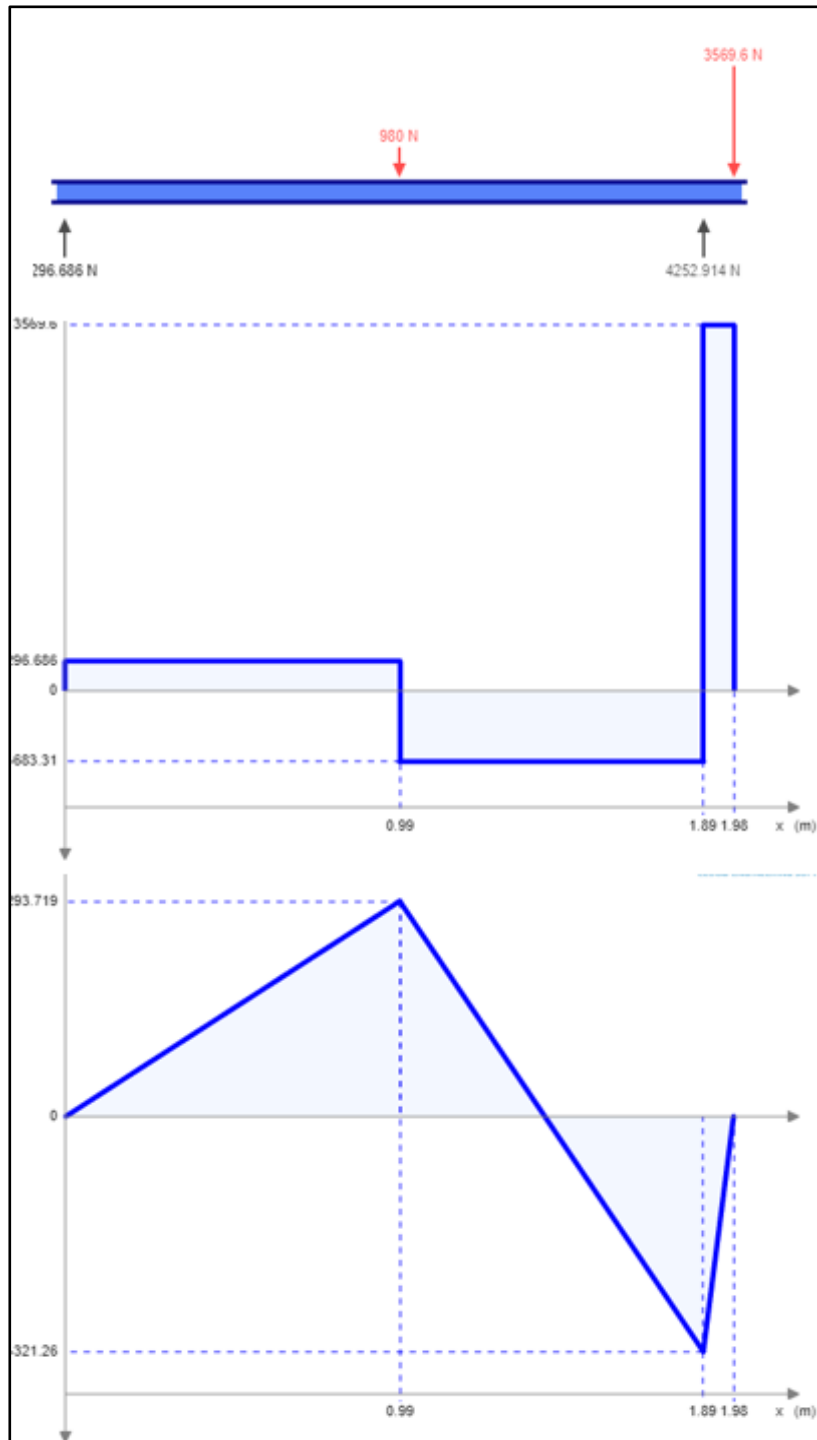
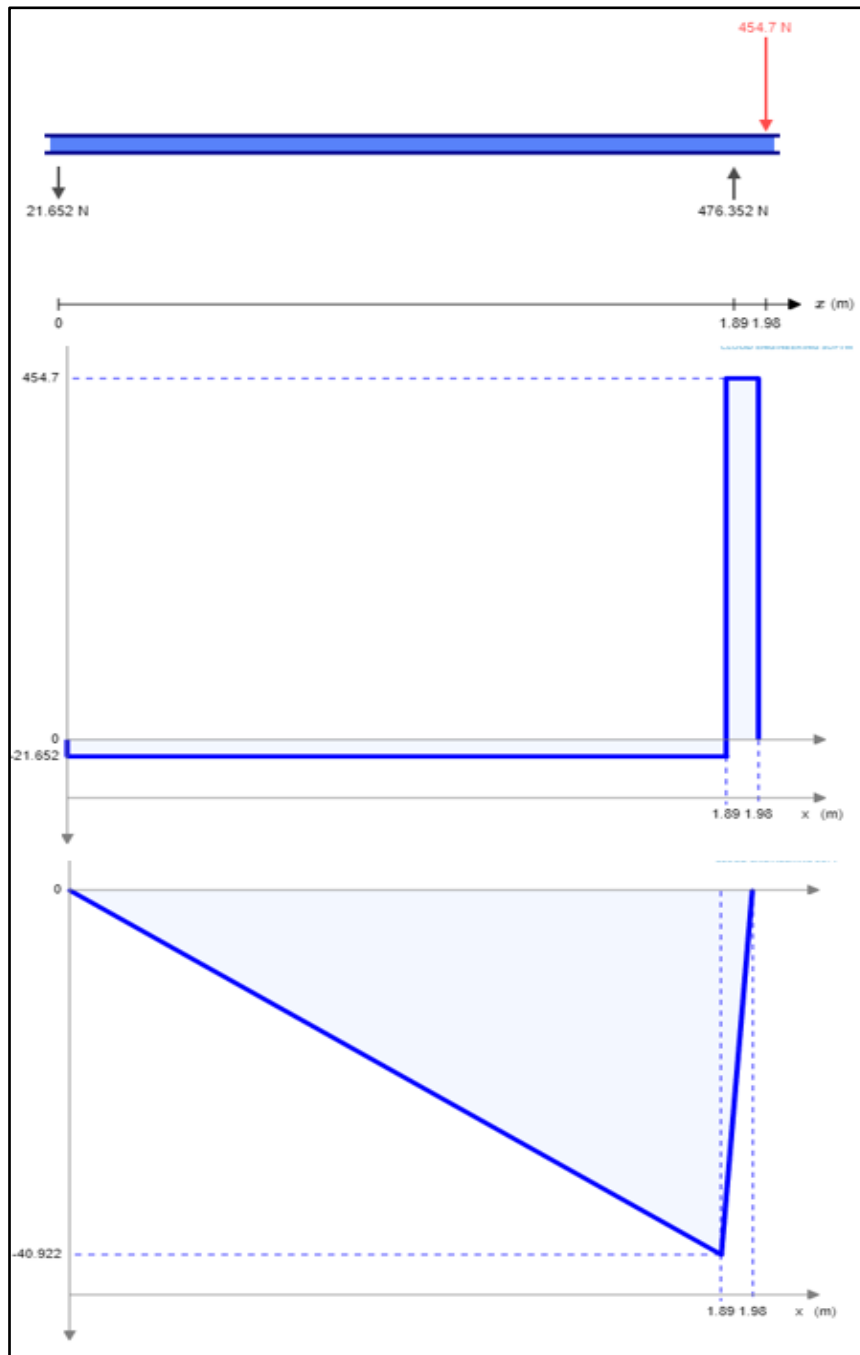


Figura 27

Diagrama de fuerza cortante y momento flector (plano xz).



Por lo tanto, el momento máximo se encuentra en el punto B, que corresponde al alojamiento de la chumacera en el eje principal y su valor se determina utilizando la Ecuación 3.4.

$$M_{m\acute{a}x} = \sqrt{321.26 + 40.9^2}$$

$$M_{m\acute{a}x} = 323.8 \text{ Nm}$$

3.9 Diseño estático del eje principal

Se deben realizar los cálculos tanto en el punto B, donde se encuentra el momento máximo, como en el punto C, donde la sección transversal del tubo puede presentar problemas.

Tanto el tubo como sus extremos están en contacto con la mezcla, por lo que se utilizan las propiedades del material AISI 1018.

➤ CASO 1: Diseño estático en el punto B

Se asume un diámetro de 50 mm para el eje en el punto B.

El momento de inercia de una sección circular se calcula utilizando la Ecuación 3.29.

$$I = \frac{\pi}{64} (d^4)$$

Al reemplazar la Ecuación 3.29 en la Ecuación 3.5, se obtiene el siguiente resultado:

$$\sigma_x = \frac{32 * M_{m\acute{a}x}}{\pi * d^3}$$

Al aplicar la Ecuación 3.29, se determina el valor del esfuerzo normal máximo.

$$\sigma_x = \frac{32 * 323.8}{\pi * (0.05)^3}$$

$$\sigma_x = 26.3 \text{ MPa}$$

La Ecuación 3.30 proporciona la definición del esfuerzo cortante máximo.

$$\tau_{xy} = \frac{T * r}{J}$$

El momento polar de inercia J se define utilizando la Ecuación 3.31.

$$J = \frac{\pi}{32} (d^4)$$

Al reemplazar la Ecuación 3.31 en la Ecuación 3.30, se obtiene el siguiente resultado:

$$\tau_{xy} = \frac{16 * T_d}{\pi * d^3}$$

Al utilizar la Ecuación 3.30 se determina el valor del esfuerzo cortante máximo.

$$\tau_{xy} = \frac{16 * 524.3}{\pi * (0.05)^3}$$

$$\tau_{xy} = 21.3 \text{ MPa}$$

Al aplicar la Ecuación 3.8 de la teoría de la Energía de la distorsión, se obtiene el siguiente resultado:

$$\sigma'_x = \sqrt{26.3^2 + 3 * 21.3^2}$$

$$\sigma'_x = 45.3 \text{ MPa}$$

El factor de seguridad estático se calcula utilizando la Ecuación 3.9.

$$n_s = \frac{220}{45.3}$$

$$n_s = 4.85$$

➤ CASO 2: Diseño estático en el punto C

Se emplea un tubo con costura que cumple con las siguientes especificaciones son:

Tamaño nominal: 3"

Número de cédula: 40

Diámetro exterior: 3.5"

Diámetro interior: 3.068"

A partir de los diagramas de las Figuras 3.29 y 3.30 se determina el valor del momento que actúa en el punto C.

Dado que hay valores en dos planos se utiliza la Ecuación 3.4, para encontrar el momento máximo en el punto C.

$$M_C = \sqrt{293.7^2 + 21.3^2}$$

$$M_C = 294.6 \text{ Nm}$$

Ahora, se calcula el momento de inercia de una sección de corona circular utilizando la Ecuación 3.29.

$$I = \frac{\pi}{64} (d_{ext}^4 - d_{int}^4)$$

Reemplazando datos en la Ecuación 3.5:

$$\sigma_x = \frac{T * \frac{d_{ext}}{2}}{\frac{\pi}{64} (d_{ext}^4 - d_{int}^4)}$$

$$\sigma_x = \frac{294.6 * 0.04445}{\frac{\pi}{64} (0.0889^4 - 0.0779^4)}$$

$$\sigma_x = 10.46 \text{ MPa}$$

Para encontrar el momento polar de inercia de una corona circular se utiliza la siguiente ecuación:

$$J = \frac{\pi}{32} (d_{ext}^4 - d_{int}^4)$$

Utilizando las Ecuaciones 3.35 y 3.39, se tiene:

$$\tau_{xy} = \frac{T * \frac{d_{ext}}{2}}{\frac{\pi}{32} (d_{ext}^4 - d_{int}^4)}$$

$$\tau_{xy} = \frac{524.3 * 0.04445}{\frac{\pi}{32} (0.0889^4 - 0.0779^4)}$$

$$\tau_{xy} = 9.26 \text{ MPa}$$

Usando la Ecuación 3.8 se determina el esfuerzo equivalente.

$$\sigma'_x = \sqrt{10.46^2 + 3 * 9.26^2}$$

$$\sigma'_x = 19.15 \text{ MPa}$$

Mediante la utilización de la Ecuación 3.9 es posible obtener el factor de seguridad estático.

$$n_s = \frac{220}{19.15}$$

$$n_s = 11.48$$

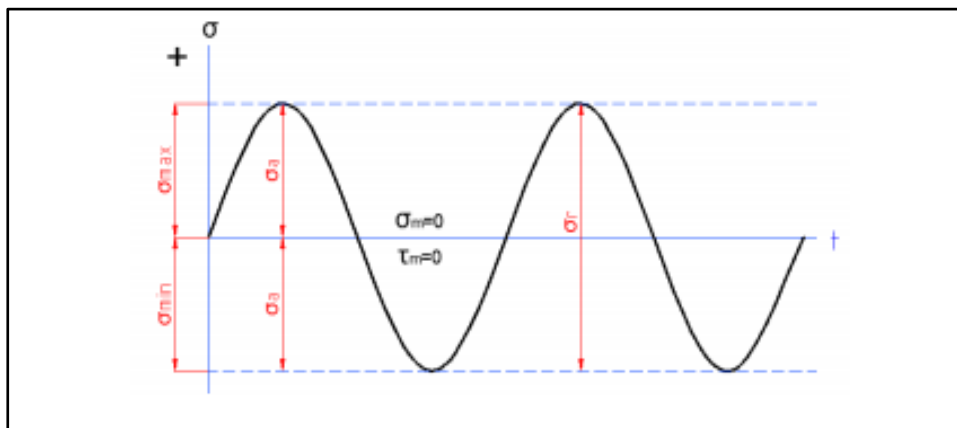
Debido que el punto B es donde el factor de seguridad estático es más crítico, el diseño dinámico se concentra exclusivamente en este punto.

3.9.1 *Diseño dinámico del eje principal*

En el diseño basado en fatiga, se toma en cuenta un esfuerzo alternante senoidal con inversión completa, tal como se muestra en la Figura 28.

Figura 28

Esfuerzo alternante senoidal con inversión completa.



Al aplicar la Ecuación 3.10 se calcula la amplitud del esfuerzo normal.

$$\sigma_a = \frac{26.3 - (-26.3)}{2}$$

$$\sigma_a = 26.3 \text{ MPa}$$

Mediante la aplicación de la Ecuación 3.11 se determina el valor medio del esfuerzo normal.

$$\sigma_m = \frac{26.3 + (-26.3)}{2}$$

$$\sigma_m = 0$$

El esfuerzo cortante amplitud se considera insignificante, por lo tanto

$$\tau_a = 0$$

El valor del esfuerzo cortante medio es constante y se establece en:

$$\tau_a = \tau_{m\acute{a}x} = 21.3 \text{ MPa}$$

Mediante la aplicación de la Ecuación 3.14 se determina el valor del esfuerzo amplitud equivalente.

$$\sigma'_a = \sqrt{(26.3)^2 + 3(0)^2}$$

$$\sigma'_a = 26.3 \text{ MPa}$$

Utilizando la Ecuación 3.15 se calcula el esfuerzo medio equivalente.

$$\sigma'_x = \sqrt{(0)^2 + 3(21.3)^2}$$

$$\sigma'_m = 36.9 \text{ MPa}$$

Para determinar la resistencia límite a la fatiga del eje, se realiza el cálculo de S'_e utilizando la Ecuación 3.17 como punto de partida.

$$S'_e = 0.5 * 520$$

$$S'_e = 260 \text{ MPa}$$

Ahora se requieren los factores modificativos. Para obtener el factor de superficie se hace uso de la Figura 3.7.

Por lo consiguiente:

$$k_a = 0.78 \quad \text{Acabado Superficial: maquinado}$$

El factor de tamaño se calcula utilizando la Ecuación 3.18, obteniéndose:

$$k_b = 1.189(d)^{-0.097} \quad \text{si } 8\text{mm} < d < 250\text{mm}$$

$$k_b = 1.189(50)^{-0.097}$$

$$k_b = 0.813$$

Utilizando la tabla 3.1 y asumiendo una confiabilidad del 90%, obtenemos un factor de confiabilidad de:

$$k_c = 0.897$$

Dado que la temperatura de trabajo es inferior a 450°C a continuación, se presenta el factor de corrección correspondiente:

$$k_d = 1$$

Para determinar el factor de concentración de esfuerzos, se estiman las siguientes dimensiones:

$$D = 64 \text{ mm}; r = 2 \text{ mm}$$

Utilizando la Figura 29 y las siguientes relaciones se obtiene k_t

$$\frac{D}{d} = \frac{64}{50}$$

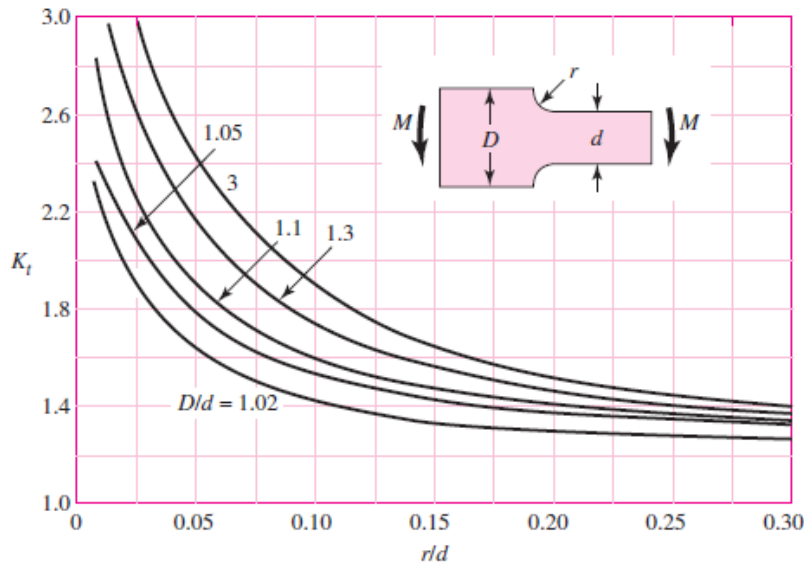
$$\frac{D}{d} = 1.28$$

$$\frac{r}{d} = \frac{2}{50}$$

$$\frac{r}{d} = 0.04$$

Figura 29

Diagrama de barra de sección circular en flexión con estrechamiento.



Por consiguiente: $k_d = 2$

De la Figura 29, teniendo un radio de ranura $r = 2$ mm y $S_{ut} = 520$ MPa se determina la sensibilidad a las ranuras:

$$q = 0.75$$

Al sustituir la Ecuación 3.21 en la Ecuación 3.20, obtenemos el siguiente resultado:

$$k_e = \frac{1}{1 + 0.75(2 - 1)}$$

$$k_e = 0.57$$

No se cuenta con valores concretos para el factor debido a efectos residuales remanentes, corrosión, recubrimiento electrolítico y otros factores similares, por lo tanto:

$$k_f = 1$$

Mediante la Ecuación 3.16 se determina el límite de resistencia a la fatiga del eje, mostrado en el siguiente cálculo.

$$S_e = 260 * 0.78 * 0.813 * 0.897 * 1 * 0.57 * 1$$

$$S_e = 84.3 \text{ MPa}$$

Al utilizar la Ecuación 3.22, que se encuentra asociada con la teoría de falla por fatiga de la línea modificada de Goodman, se obtiene lo siguiente:

$$S_m = \frac{84.3}{\frac{84.3}{520} + \frac{26.3}{36.9}}$$
$$S_m = 96.4 \text{ MPa}$$

El cálculo del factor de seguridad a fatiga se realiza utilizando la Ecuación 3.22.

$$n_d = \frac{96.4}{36.9}$$
$$n_d = 2.6$$

3.10 Sistema de aumento de velocidades

Debido que requiere una velocidad angular de aproximadamente 65 RPM en el eje de descarga (sin fin) y una velocidad angular de salida de 30 RPM en el piñón del eje mezclador y considerando las características de la mezcla, será necesario utilizar un sistema que permita transmitir grandes potencias. Se sabe que los piñones y cadenas son ideales para realizar este tipo de trabajo, sin embargo, es crucial seleccionar adecuadamente estos elementos para garantizar un funcionamiento correcto. Para lograrlo se utilizará un sistema de aumento de velocidad mediante cadenas y catarinas.

3.10.1 Sistema de aumento: Cadenas y Catarinas

Este sistema se va seleccionar con la ayuda del manual de piñones y cadenas INTERMEC, donde nos recomienda los pasos a seguir para la selección del número de dientes del piñón conductor y piñón conducido y posteriormente el paso de la cadena.

A continuación, se procederá a calcular la potencia requerida H mediante la multiplicación de un factor de servicio k_s con el fin de obtener la potencia de diseño H_d . Esto se debe a que el eje es impulsado por un motor hidráulico.

$$H_r = H * k_s$$

Aplicando la ecuación se tiene:

$$H_r = 2.57 * 1.2$$

$$H_r = 3.084 \text{ hp}$$

$$H_r = 2.3 \text{ kw}$$

A continuación, con estos valores potencia de diseño y los rpm del piñón conductor se va seleccionar el paso y el número de dientes del piñón conductor.

Dada la tabla de capacidad (anexo 3) se está seleccionando la cadena estándar sencilla de rodillos NO. 80 paso 1", debido que con las rpm del piñón conductor y la potencia de diseño e interpolando, seleccionamos el número de dientes del piñón conductor igual a 32 con una potencia 3.59 hp, siendo mayor a la potencia de diseño 3.084 hp.

$$3.59 > 3.084 \text{ HP OK!}$$

Se concluye que la selección es adecuada.

Tabla 19

Tabla de interpolación para el número de dientes piñón conductor.

Número de dientes de piñón conductor	Interpolación		
	25	30	50
9	3.06	3.59	5.71

El sistema en cuestión está compuesto por dos catarinas simples con un paso de 1 [in]. La catarina motriz cuenta con 32 dientes (80B32), mientras que la catarina

conducida tiene 15 dientes (80B15). La cadena utilizada también tiene un paso de 1[in] con el número ANSI 80H-1 (Ver Anexo 4).

La relación de transmisión se calcula mediante la siguiente ecuación 3.33.

$$i_1 = \frac{z_2}{z_1} = \frac{RPM_2}{RPM_1}$$

Dónde:

Z₂: Número de dientes de la catarina conducida.

Z₁: Numero de dientes de la catarina motriz.

RPM₂: Revoluciones por minuto del piñón conducido.

RPM₁: Revoluciones por minuto del piñón conductor.

Reemplazando la ecuación 3.33 se tiene:

$$i_1 = \frac{15}{32} = \frac{30}{65}$$

$$i_1 = 0.46$$

Figura 30

Potencias nominales para cadenas de rodillos simples.

Velocidad de la catarina, rpm		Número ANSI de cadena							
		80	100	120	140	160	180	200	240
50	Tipo A	2.88	5.52	9.33	14.4	20.9	28.9	38.4	61.8
100		5.38	10.3	17.4	26.9	39.1	54.0	71.6	115
150		7.75	14.8	25.1	38.8	56.3	77.7	103	166
200		10.0	19.2	32.5	50.3	72.9	101	134	215
300		14.5	27.7	46.8	72.4	105	145	193	310
400		18.7	35.9	60.6	93.8	136	188	249	359
500	Tipo B	22.9	43.9	74.1	115	166	204	222	0
600		27.0	51.7	87.3	127	141	155	169	
700		31.0	59.4	89.0	101	112	123	0	
800		35.0	63.0	72.8	82.4	91.7	101		
900		39.9	52.8	61.0	69.1	76.8	84.4		
1 000		37.7	45.0	52.1	59.0	65.6	72.1		
1 200		28.7	34.3	39.6	44.9	49.9	0		
1 400		22.7	27.2	31.5	35.6	0			
1 600		18.6	22.3	25.8	0				
1 800		15.6	18.7	21.6					
2 000		13.3	15.9	0					
2 500		9.56	0.40						
3 000		7.25	0						
		Tipo C			Tipo C'				

Nota: Tipo A, lubricación manual o por goteo; tipo B, lubricación por baño o disco; tipo C, lubricación por chorro de aceite; tipo C', es tipo C, pero ésta es una región de excavación; envíe el diseño al fabricante para su evaluación.

Con los datos obtenidos realizamos la siguiente extrapolación.

Tabla 20

Tabla de extrapolación para el número de dientes piñón conductor.

$$H_d = 1.88 H_p$$

Número de dientes de piñón conductor	Interpolación		
	30	50	100
9	1.88	2.88	5.38

La capacidad de potencia permisible para la cadena se determina utilizando la siguiente ecuación 3.32.

$$H_{permi} = H_d * k_1 * k_2$$

$$H_{permi} = 1.88 * 1.98 * 1$$

$$H_{permi} = 3.72 H_p$$

Comparamos la potencia H_{perm} con la potencia requerida del motor H_r y observamos lo siguiente:

$$H_{permi} > H_r$$

$$3.72 > 3.084 HP$$

Se llega a conclusión de que la selección de la cadena y las catarinas es adecuada.

3.10.2 Análisis de cargas

Se requiere determinar las fuerzas que actúan en el engranaje conducido, ya que estas fuerzas son necesarias en el análisis del eje motriz. Para ello comenzamos calculando el diámetro de los engranajes.

Para calcular el diámetro del engranaje motriz y del engranaje conducido utilizamos las siguientes ecuaciones 3.34 y 3.35 respectivamente.

$$d_p = \frac{p}{\text{sen}\left(\frac{180}{Z1}\right)}$$

$$D_p = \frac{p}{\text{sen}\left(\frac{180}{Z2}\right)}$$

Donde:

D_p = Diámetro de paso del engranaje motriz.

d_p = Diámetro de paso del engranaje conducido.

p = Paso de los engranajes y de la cadena.

$Z1$ = Número de dientes del engranaje.

$Z2$ = Número de dientes del engranaje conducido.

Por consiguiente:

$$d_p = \frac{2.54}{\text{sen}\left(\frac{180}{32}\right)}$$

$$D_p = 25.9 \text{ cm}$$

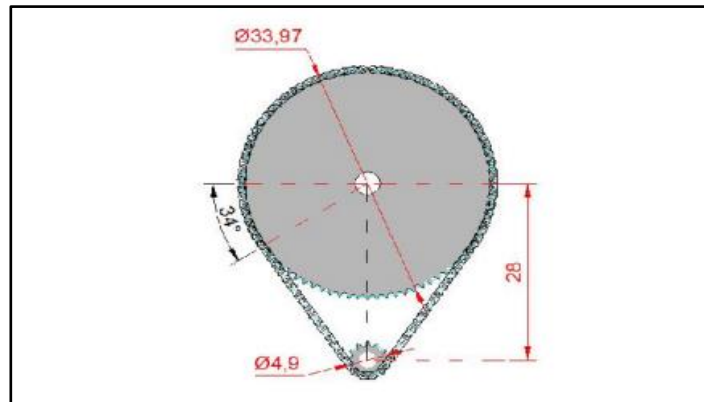
$$D_p = \frac{2.54}{\text{sen}\left(\frac{180}{15}\right)}$$

$$D_p = 12.2 \text{ cm}$$

La Figura 33, muestra las posiciones y la distancia entre los centros de los engranajes de forma detallada.

Figura 31

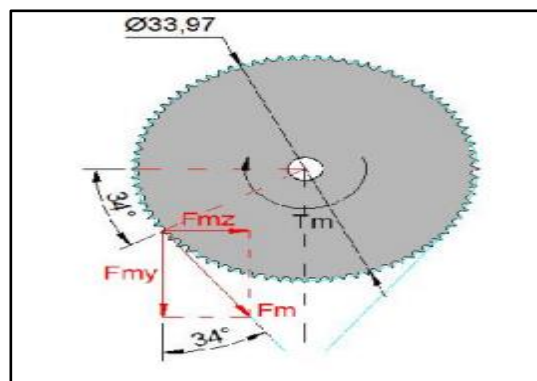
Diagrama de la posiciones de las catarinas y de la cadena.



Se procede al cálculo de las fuerzas que actúan sobre la catarina conducida, siguiendo el diagrama de cuerpo libre que se muestra en la Figura 35.

Figura 32

Diagrama de cuerpo libre de la catarina conducida.



Se realiza la sumatoria de momentos con respecto al centro

Donde: $T_m = T_d = 109.6 \text{ Nm}$

$$T_m - F_m * \frac{D_p}{2} = 0$$

$$F_m = \frac{2 * T_m}{D_p}$$

$$F_m = \frac{2 * 109.6}{0.122}$$

$$F_m = 1796.7 N$$

Continuando se descompone la fuerza en sus componentes rectangulares.

$$F_{my} = F_m * \cos(10.97)$$

$$F_{my} = 1796.7 * \cos(10.97)$$

$$F_{my} = 1763.8 N$$

$$F_{mz} = F_m * \sen(10.97)$$

$$F_{mz} = 1796.7 * \sen(10.97)$$

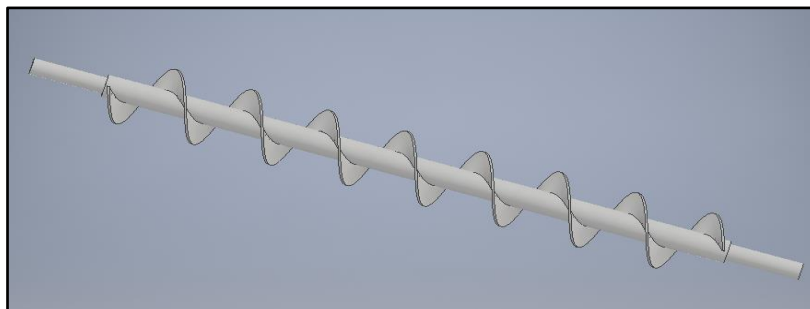
$$F_{mz} = 341.9 N$$

3.11 Diseño del Eje de Descarga

De acuerdo con los parámetros de diseño, el sinfín de descarga será diseñado mediante el manual de transportadores helicoidales MARTIN, en la cual se va seleccionar los componentes y el paso del sinfín para obtener el tamaño y velocidad del transportador.

Figura 33

Diagrama del transportador helicoidal.



3.11.1 Datos a Considerar

Para empezar con el primer paso para el diseño de transportador se debe tener en cuenta los parámetros brindados por el cliente. Dichos parámetros son los siguientes:

- Material a transportar: Mezcla de ensilaje de maíz y concentrados.

- Densidad de la harina de maíz: 40 lb/pie³
- Densidad del silaje de maíz: 43.6 lb/pie³
- Máximo tamaño de partículas: ¾ in
- Capacidad requerida: 530 pie³/hr.
- Distancia de material a transportar: 1.7m = 5.58 pie

3.11.2 Análisis de las Características del Material

De la tabla de características de los Materiales tenemos la información siguiente:

El peso por pie cúbico (densidad) que puede ser usado para calcular la capacidad del transportador en pies cúbicos por hora.

El código para la selección del rodamiento intermedio se usa para seleccionar el material adecuado para el buje del colgante

El código para la Serie de componentes se usa para determinar los componentes correctos que deben utilizarse

El Factor del Material, Fm se usa para determinar la potencia como se indica en las tablas.

La columna de la carga de artesa indica el porcentaje de llenado que debe utilizarse para determinar el diámetro y la velocidad del transportador.

Para propósitos de diseño del transportador, los materiales a transportar están clasificados de acuerdo al código de la tabla 35.

3.11.3 Tamaño del Transportador Helicoidal

➤ Capacidad requerida

Indica la capacidad que posee un sistema o un conjunto de recursos necesarios para la producción de un producto en un determinado período de tiempo.

➤ **Capacidad equivalente**

El cálculo de la capacidad equivalente (C_{equiv}) depende de 3 factores estos se encuentran en las tablas 1.3, 1.4, 1.5.

$$C_{equiv} = (CF1) (CF2) (CF3)$$

3.11.4 Diámetro del Helicoidal por Capacidad

Primero determinamos la capacidad del transportador, con la siguiente ecuación 1.2 y seguidamente con la respuesta de la ecuación buscamos en la tabla 1.6 el diámetro del helicoidal.

$$N_a = \frac{C_{req} en \frac{pie^3}{h}}{(pie^3/h)/rpm} = rpm$$

Dado que tenemos los siguientes parámetros para hallar la capacidad en pies cúbicos por horas del mezclador:

$$Cap_{req} = \frac{23100 \text{ lb/hr}}{43.6 \text{ pies}^3/\text{hr}} = 530 \text{ pies}^3/\text{hr}$$

$$cap = \frac{1m^3}{4 \text{ min}} = 0.25 \frac{m^3}{min} * \frac{60 \text{ min}}{1 \text{ hr}} * \frac{1pie^3}{(0.3048 \text{ m})^3} = 530 \frac{pies^3}{hr}$$

$$N_a = \frac{530 \frac{pie^3}{hr}}{8.2 \frac{pie^3}{hr}} = 65 \text{ RPM}$$

Se compara el rpm máximo real obtenidos con los datos en la tabla 1.6 (obtenidos anteriormente), para ver el correcto diseño.

Entonces:

$$Valor \ Tabla \geq \ Valor \ Real \ Obtenido$$

$$RPM \geq 65 \text{ RPM} \text{ --- "SI CUMPLE"}$$

3.12 Selección de Componentes

Para facilitar la selección de los componentes adecuados de un transportador helicoidal, para una aplicación en particular, los transportadores se dividen en tres Grupos de Componentes. Estos grupos relacionan el Código de Clasificación del Material con el tamaño del helicoidal, el tamaño del tubo, el tipo de rodamientos y el espesor de la artesa.

En la Tabla 1-2 encontramos la Serie de Componentes requerida para el material a transportar. Una vez hecha la selección de la Serie de Componentes, en las Tablas 1-8, 1-9 y 1-10, encontramos las especificaciones para varios diámetros de transportadores helicoidales (los números de parte de los helicoidales corresponden a las especificaciones estándar indicados en las páginas H-78 a H-82 en la Sección de Componentes). Estos estándares proporcionan la información completa de los helicoidales como la longitud de las secciones estándar, el espesor mínimo en la orilla del helicoidal, los datos del buje, el tamaño de los tornillos, la distancia entre tornillos, etc. (Manual Martin, 2019)

3.13 Cálculo de la Potencia en Hp

Los HP requeridos para operar un transportador helicoidal horizontal está basado en la instalación adecuada, en relación a la alimentación regular y uniforme al transportador y otros criterios de diseño.

La potencia requerida es la suma de la potencia necesaria para vencer la fricción (HP_f) y la potencia necesaria para mover el material dentro del transportador a la capacidad especificada (HP_m) multiplicada por el factor de sobrecarga F_o y dividido entre la eficiencia total de la transmisión (e), o también:

$$HP_f = \frac{L * N * F_d * F_b}{1000000} \text{ (Potencia para mover al transportador sin sin carga)}$$

$$HP_f = \frac{C * L * W * F_f * F_m * F_p}{1000000} \text{ (Potencia para mover el material)}$$

$$HP_{total} = \frac{(HP_f + HP_m)F_o}{e}$$

Los siguientes factores determinan la potencia requerida de un transportador helicoidal.

(Manual Martin, 2019)

L = Longitud total del transportador, en pies.

N = Velocidad de Operación, RPM (revoluciones por minuto).

F_d = Factor del diámetro del transportador (Tabla 1.12).

F_b = Factor del buje para colgante (Tabla 1.13).

C = Capacidad en pies cúbico por hora.

W = Densidad del material en libras por pie cúbico.

F_f = Factor de helicoidal (Tabla 1.14).

F_m = Factor de material (Tabla 1.2).

F_p = Factor de las paletas (cuando se requieran) (Tabla 1.15).

F_o = Factor de sobrecarga (Tabla 1.16).

e = Eficiencia de la transmisión (Tabla 1.17).

Clasificación de los datos

$L = 1.7 \text{ m} = 5.58 \text{ pies}$

$C = 530 \text{ (pie}^3\text{/hr)}$

$N = 65 \text{ RPM}$

$W = 43.6 \text{ libras por pie cúbico}$

$F_m = 0.5$

$F_d = 31 \text{ (Tabla 1.12)}$

$F_b = 1.0 \text{ (Tabla 1.13)}$

$F_f = 1.0 \text{ (Tabla 1.14, estándar 95\%)}$

$F_p = 1.0 \text{ (Tabla 1.15)}$

$e = 0.87 \text{ (Tabla 1.17)}$

Reemplazo en la Fórmula

$$HP_f = \frac{L*N*F_d*F_b}{1000000} = \frac{5.58*65*31*1}{1000000} = 0.0112$$

$$HP_m = \frac{C*L*W*F_f*F_m*F_p}{1000000} = \frac{530*5.58*43.6*1*0.5*1}{1000000} = 0.0644$$

Sumando HP_f y HP_m y con ese valor obtenga el factor de sobrecarga

F_o en la Tabla 1-16.

$$HP_f + HP_m = 0.0112 + 0.0644 = 0.0756$$

$F_o = 3.2$ (Tabla 1.16)

$$HP_{total} = \frac{(HP_f + HP_m)F_o}{e} = \frac{0.0756 * 3.2}{0.87} = 0.27 \text{ HP}$$

Finalmente debido a que siempre debemos aplicar cierto factor de seguridad, la prioridad se asume 0.5 HP, pero se debe evaluar que el transportador tendrá sobrecarga y debido a eso se recomienda 1 HP.

3.14 Capacidad Torsional de los Componentes de Transportadores Helicoidales

El diseño general de los transportadores helicoidales está limitado por la potencia que puede ser transmitida con seguridad por los tubos, los ejes y los pernos de acoplamiento.

La tabla que tenemos a continuación combina las diversas capacidades de potencia de los pernos, ejes y tubos de tal forma que resulta fácil comparar la capacidad de todas las partes sujetas a esfuerzos en los transportadores helicoidales estándar. (Manual Martin, 2019)

El componente que tenga la menor capacidad torsional será el que dicte cuanto torque puede ser soportado por el transportador en su conjunto. Fórmula: Para obtener el Torque en lb-pulgada, teniendo la potencia en HP. Entonces calculando el torque a transmitir aproximadamente.

$$Torque = \frac{63025 * HP}{RPM} \quad Torque = \frac{63025 * 1}{65}$$

$$\text{Torque} = 970 \text{ lb} - \text{pulg}$$

Helicoidal de 9 pulg. 65 RPM, 1 HP

$$\frac{1hp}{65 \text{ rpm}} = 0.015 \text{ HP @ 1 RPM}$$

3.14.1 Deflexión en los Transportadores Helicoidales

Cuando se utilizan helicoidales de longitud estándar, la deflexión es rara vez un problema. Sin embargo, si se utilizan secciones más largas del estándar sin colgantes intermedios, se debe tener cuidado para evitar que los helicoidales hagan contacto con el fondo de la artesa debido a una deflexión excesiva. La deflexión al centro del claro que cubre el helicoidal puede calcularse con la siguiente fórmula. (Manual Martin, 2019)

$$D = \frac{5WL^3}{384(29000000)(I)}$$

En donde:

D = Deflexión al Centro del Claro en pulgadas.

W = Peso Total del Helicoidal en libras

L = Longitud de Helicoidal en pulgadas

I = Momento de Inercia del tubo o los Ejes

Para la designación utilizaremos la siguiente nomenclatura:

➤ 9S312

Dónde:

9: Es el diámetro del helicoidal en pulgadas

S: Significa helicoidal tipo seccional (H si fuera helicoidal tipo continuo)

3: Es el doble del diámetro de eje de acoplamiento

12: Es el grosor de la espiral en la periferia

Entonces el peso para una sección estándar del transportador helicoidal es 9.5 lbs/pie. Por lo que el peso total sería la multiplicación de este valor por la longitud total del transportador ($L=5.58$ pies).

$$W_{total} = w(Lt)$$

$$W_{total} = 9.5 \text{ lbs/pie}(5.58 \text{ pies})$$

$$W_{total} \text{ en lbs} = 53 \text{ lbs}$$

Ahora el siguiente parámetro a determinar, antes de aplicar la fórmula de la deflexión, es el momento de inercia. Este valor se obtiene con el diámetro del tubo ($D_{nominal} = 2$ plg, SCH 40)

Reemplazando en la Ecuación

$$D = \frac{5 * 53 * 67^3}{384(29000000)(0.66)}$$

$$D = 0.0108 \text{ pulg menor a } 0.25 \text{ pulg}$$

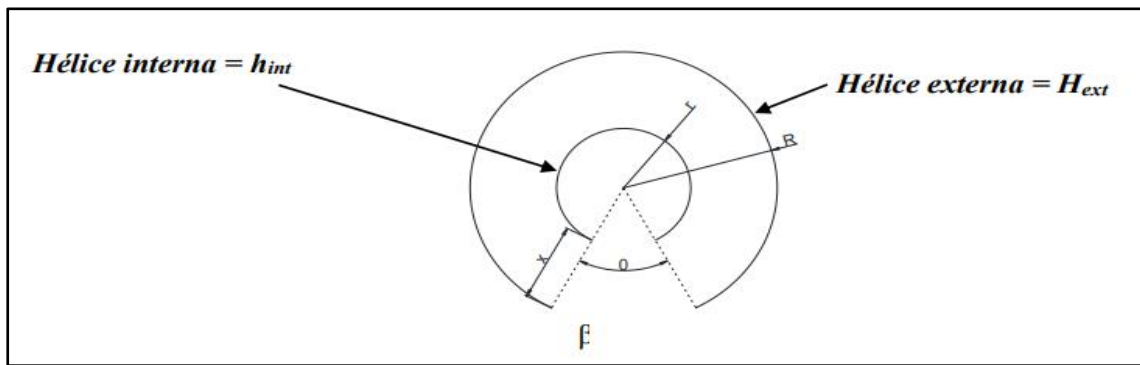
Si cumple, debido que la deflexión no excede el $\frac{1}{4}$ pulg y con esto concluimos la correcta selección de componentes y espesores, por lo que no es necesario utilizar colgantes intermedios para el diseño del transportador.

3.14.2 Cálculo de las Medidas del Helicoide

Se tiene que calcular las medidas del helicoide para la construcción del tornillo sin fin, para eso se va a estirar un disco hasta obtener el paso y diámetro del helicoidal requeridas por el diseño.

Figura 34

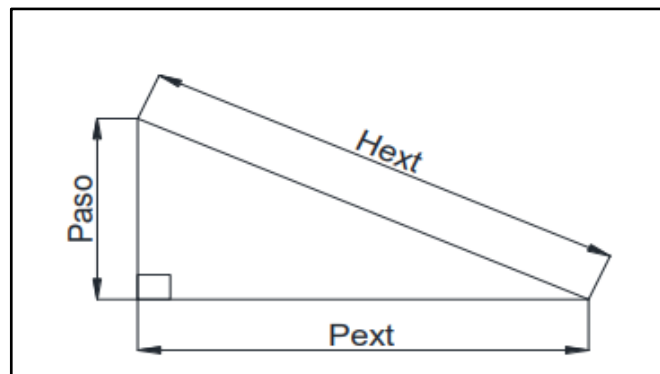
Diagrama de un helicoides estirado.



Disco a estirar para obtener las condiciones de paso y diámetro del helicoidal requeridas en el diseño.

Figura 35

Esquema de dimensiones de disco en triángulo rectángulo.



3.14.3 Helicoidal de Paso Estándar

Los helicoidales con paso igual al diámetro son considerados estándar. Son adecuados para manejar una gran variedad de materiales en la mayoría de las aplicaciones convencionales. (Manual Martin, 2019)

Donde:

P_{ext}: Perímetro externo (mm).

P: Paso = 9 pulg = 228.6 mm

\varnothing_{ext} : Diámetro exterior del helicoide = 9 pulg = 228.6 mm

\varnothing_{int} : Diámetro interior del helicoide = 2.874 pulg = 73 mm = diámetro exterior del tubo Acero SCH 40, de 2 pulg de diámetro nominal.

$$p_{ext} = \varnothing_{ext} \sin(\theta)$$

Por teorema de Pitágoras:

$$H_{ext} = \sqrt{p^2 + (p_{ext})^2}$$

Reemplazando en la Ecuación tenemos:

$$H_{ext} = \sqrt{p^2 + [\varnothing_{ext} \sin(\theta)]^2}$$

$$H_{ext} = \sqrt{(228.6)^2 + [228.6 \sin(\theta)]^2}$$

$$H_{ext} = 753.6 \text{ mm}$$

$$H_{int} = \sqrt{p^2 + [\varnothing_{int} \sin(\theta)]^2}$$

$$H_{int} = \sqrt{(228.6)^2 + [73 \sin(\theta)]^2}$$

$$H_{int} = 323.81 \text{ mm}$$

Hallando x:

$$X = \frac{\varnothing_{ext} - \varnothing_{int}}{2} = \frac{228.6 - 73}{2} = 77.8 \text{ mm}$$

Resolviendo r en función de R:

$$r = R - x$$

$$r = R - 77.8$$

Por consiguiente, las siguientes relaciones:

$$H_{ext} = \theta(R)$$

$$h_{int} = \theta(r)$$

En donde:

θ : es el mismo ángulo para ambas ecuaciones.

Reemplazando ecuaciones tenemos:

$$\frac{H_{ext}}{H_{int}} = \frac{\theta(R)}{\theta(r)}$$

$$\frac{H_{ext}}{H_{int}} = \frac{R}{r - 77.8}$$

Entonces resolviendo:

$$\frac{753.67}{323.81} = \frac{R}{r - 77.8}$$

$$753.67R - 58635.526 = 323.81R$$

$$R = 136.4 \text{ mm}$$

$$r = R - 77.8$$

$$r = 58.6 \text{ mm}$$

Por finalizar se calculará el ángulo de corte (β), analizando que:

$$\beta = 360 - \theta$$

$$H_{ext} = \theta(R)$$

$$\theta = \frac{H_{ext}}{R}$$

Reemplazando:

$$\theta = \frac{753.67}{136.4}$$

$$\theta = 5.5254 \text{ rad}$$

$$\theta = 5.5254 \text{ rad} * \frac{180}{\pi}$$

$$\theta = 316.58^\circ$$

En conclusión, tenemos todos los datos para estirar el disco que se va necesitar en la fabricación de helicoidal

$$\beta = 360 - 316.58$$

$$\beta = 43.41^\circ$$

$$R = 136.4 \text{ mm}$$

$$r = 58.6 \text{ mm}$$

3.15 Cálculo de Chavetas

Las chavetas son componentes utilizados para transmitir movimiento y fijar piezas como engranajes o poleas a sus ejes. Normalmente, se elige una chaveta cuyo tamaño es aproximadamente un cuarto del diámetro del eje. Luego, se ajusta la longitud de la chaveta en función de la longitud del cubo de la pieza montada y la resistencia requerida.

Además de su función principal, las chavetas también pueden actuar como un fusible mecánico, diseñado para fallar antes que otros elementos mecánicos en caso de sobrecarga o condiciones anormales. Esto ayuda a proteger los componentes más costosos y difíciles de reemplazar.

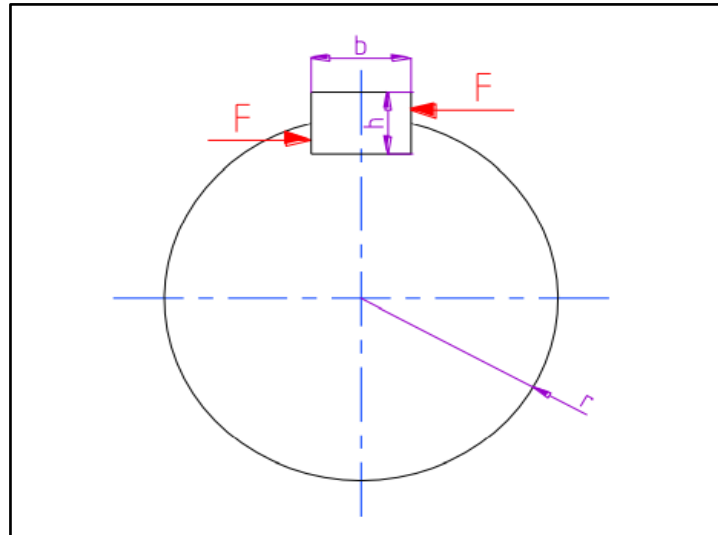
Para el caso del aditamento se necesita seleccionar 4 chavetas, la primera se encuentra en el eje del motor hidráulico y es la encargada de fijar al piñón conductor ($Z=9$), la segunda chaveta se localiza en el piñón conducido del eje mezclador ($Z=36$) y que este a su vez transmite el torque mediante otro piñón conductor ($Z=32$) hacia el piñón del eje de descarga ($Z=15$).

Las chavetas serán construidas de un material acero AISI 1018 que tiene un límite de fluencia de:

$$S_y = 235 \text{ MPa}$$

Figura 36

Diagrama de la chaveta y el eje.



3.15.1 Cálculo de la chaveta del eje mezclador

Teniendo en cuenta que el diámetro del eje en donde se aloja el piñón grande es de 50 mm, podemos utilizar la Tabla 45., para obtener las dimensiones de la sección de la chaveta, para la cual los valores obtenidos son:

$$b = 14 \text{ mm}$$

$$h = 9 \text{ mm}$$

Para determinar el factor de seguridad se considerará una longitud de 50 mm

Debido que la resistencia de una chaveta se basa en la falla por cizallamiento y en la falla por aplastamiento, la fuerza F que actúa en la superficie de la chaveta se calcula utilizando la Ecuación 3.40.

$$F = \frac{T}{r}$$

Donde:

T: Torque que actúa en el eje [Nm]

R: Radio del eje [m]

Al aplicar la Ecuación 3.4, se tiene:

$$F = \frac{524.3}{0.025}$$

$$F = 20972 \text{ N}$$

El esfuerzo cortante se determina como:

$$\tau = \frac{F}{A}$$

Donde A es el área de sección transversal efectiva (b x L).

El factor de seguridad por cizalladura se calcula con la Ecuación 3.42.

$$n_s = \frac{S_{sy}}{\tau}$$

Al sustituir la Ecuación 3.41 en la Ecuación 3.42 y aplicando la teoría de la energía de la distorsión, se obtiene lo siguiente:

$$n_s = \frac{0.577 S_{sy} * b * L}{F}$$

Por tanto, al aplicar la Ecuación 3.43, se halla el factor de seguridad por cizallamiento.

$$n_s = \frac{0.577 * 235000000 \text{ Pa} * 0.014 * 0.05}{20972 \text{ N}}$$

$$n_s = 4.52$$

El esfuerzo normal se puede definir como:

$$\sigma = \frac{F}{A}$$

Donde A se define como la mitad del área de la cuña (h/2*L)

En la Ecuación 3.45 se presenta el factor de seguridad para la compresión.

$$n = \frac{S_y}{\sigma}$$

Al sustituir la Ecuación 3.44 en la Ecuación 3.45, se obtiene la Ecuación 3.46.

$$n = \frac{S_y * h * L}{2F}$$

Entonces, utilizando la Ecuación 3.46 se puede calcular el factor de seguridad por compresión.

$$n = \frac{235000000 \text{ Pa} * 0.009 * 0.05}{2 * 20972 \text{ N}}$$
$$n = 2.52$$

Al comparar los factores de seguridad se llega a la conclusión de que la falla de la chaveta, será principalmente por compresión, además este factor de seguridad asegura que los demás elementos mecánicos no fallen antes que la chaveta.

3.15.2 Cálculo de la chaveta del eje de descarga (sinfín)

Las dimensiones de la sección de la chaveta correspondientes al diámetro de 40 mm en el eje de descarga, se pueden obtener consultando la tabla 3.7.

$$b = 12 \text{ mm}$$

$$h = 8 \text{ mm}$$

Para determinar el factor de seguridad se asumirá una longitud de 35 mm

$$F = \frac{109.6}{0.02}$$

$$F = 5480 \text{ N}$$

El factor de seguridad para la cizalladura se calcula utilizando la Ecuación 3.43.

$$n_s = \frac{0.577 * 235000000 \text{ Pa} * 0.012 * 0.035}{5480 \text{ N}}$$
$$n_s = 10.4$$

El factor de seguridad de aplastamiento se calcula utilizando la Ecuación 3.46.

$$n = \frac{235000000 \text{ Pa} * 0.008 * 0.035}{2 * 5480 \text{ N}}$$
$$n = 6$$

Al igual que el caso anterior, si la chaveta falla, lo hará por aplastamiento. Sin embargo, a pesar de esto, la chaveta evita que los demás componentes mecánicos de la máquina fallen.

3.15.3 Cálculo de la chaveta del piñón conductor

En este caso, se utiliza una chaveta $b=10$ mm, $h=8$ mm, $L=45$ mm, y el diámetro del eje es de 32 mm.

El torque en este eje se calcular al despejarlo de la Ecuación 3.28, teniendo en cuenta que la potencia es de 2.57 hp y la velocidad angular del eje es de 120 rpm.

$$T = \frac{2.57 * 63000}{120}$$

$$T = 1349.25 \text{ lbf.in}$$

$$T = 152 \text{ Nm}$$

Utilizando el torque se puede determinar la fuerza utilizando la Ecuación 3.40.

$$F = \frac{152}{0.016}$$

$$F = 9500 \text{ N}$$

El factor de seguridad para el corte se calcula utilizando la Ecuación 3.43.

$$n_s = \frac{0.577 * 235000000 \text{ Pa} * 0.010 * 0.045}{9500 \text{ N}}$$

$$n_s = 6.4$$

El factor de seguridad de aplastamiento se obtiene utilizando la Ecuación 3.46.

$$n = \frac{235000000 \text{ Pa} * 0.008 * 0.045}{2 * 9500 \text{ N}}$$

$$n = 4.45$$

Comparando los factores de seguridad, se puede concluir que la falla de la chaveta, se producirá debido a la compresión, además este factor seguridad asegura que los demás elementos mecánicos no sufran fallas.

3.16 Cálculo de Juntas Soldadas

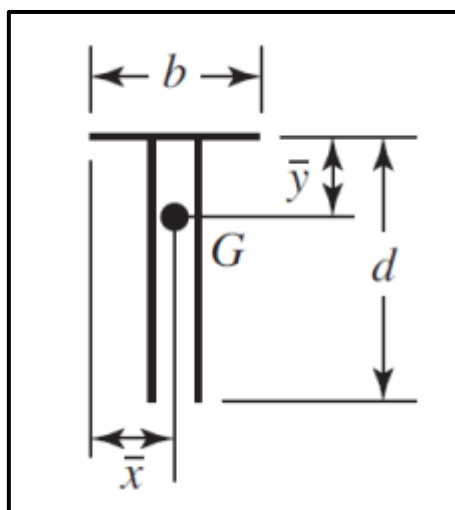
En el diseño del aditamento se encuentra varias juntas soldadas que no representan un riesgo de falla. Sin embargo, se deben analizar las uniones entre las paletas y el tubo mezclador, ya que estas uniones están expuestas a grandes esfuerzos y conllevan un alto riesgo de falla. Se considerará que el material de aporte utilizado tiene las mismas propiedades que el material base (A36).

Dado que los cordones de soldadura entre el tubo mezclador y la paleta tienen una forma similar a una “T”, es necesario seleccionar una geometría similar para determinar propiedades clave, como el área de la garganta (A), la ubicación del centro de gravedad (G) y el momento de inercia unitario I_u .

La figura 37 muestra la geometría de soldadura que se asemeja más a una “T”.

Figura 37

Geometría de soldadura.



$$b = 0.117 \text{ m}$$

$$d = 0.04 \text{ m}$$

$$h = 0.005 \text{ m}$$

$$F = 1324 \text{ m}$$

$$d_c = 0.132 \text{ m}$$

La ecuación 3.47 se utiliza para determinar la medida del espacio en la región de la garganta.

$$A = 0.707h(b + 2d)$$

Al reemplazar los datos en la Ecuación 3.47, se tiene:

$$A = 0.707 * 0.005(0.117 + 2 * 0.04)$$

$$A = 0.000696 \text{ m}$$

Las ecuaciones 3.48 y 3.49 son utilizados para obtener la ubicación precisa del centro de gravedad.

$$x = \frac{b}{2}$$

$$y = \frac{d^2}{b + 2d}$$

Empleando las dos ecuaciones anteriores, se obtiene:

$$x = \frac{0.117}{2}$$

$$x = 0.585 \text{ m}$$

$$y = \frac{0.04^2}{0.117 + 2 * 0.04}$$

$$y = 0.00812 \text{ m}$$

La ecuación 3.50 es utilizada para determinar el valor del momento de inercia unitario.

$$I_u = \frac{2d^3}{3} - 2d^2y + (b + 2d)y^2$$

Al aplicar la Ecuación 3.50, se determina:

$$I_u = \frac{2(0.04)^3}{3} - 2(0.04)(0.00812) + (0.117 + 2 * 0.04)0.00812^2$$

$$I_u = 0.0000297 \text{ m}^4$$

La ecuación 3.51 establece la definición del momento de inercia basado en la garganta de la soldadura.

$$I_u = 0.707 * h * I_u$$

Por lo tanto:

$$I_u = 0.707 * 0.005 * 0.0000297$$

$$I_u = 0.000000105 \text{ m}^4$$

A continuación, el momento en cada paleta:

$$M = F * d_c$$

$$M = 1324 * 0.132$$

$$M = 174.7 \text{ Nm}$$

Al aplicar la ecuación 3.5 se determina el esfuerzo normal en la junta soldada.

$$\sigma_{max} = \frac{174.7 * 0.00812}{0.000000105}$$

$$\sigma_{max} = 13.51 \text{ MPa}$$

La Ecuación 3.41 se emplea para determinar el esfuerzo cortante en la junta soldada.

$$\tau_{xy} = \frac{1324}{0.000696}$$

$$\tau_{xy} = 1.90 \text{ MPa}$$

El esfuerzo equivalente se calcula utilizando la Ecuación 3.8.

$$\sigma' = \sqrt{(13.51)^2 + 3(1.90)^2}$$

$$\sigma' = 13.9$$

El factor de seguridad se determina utilizando la Ecuación 3.9.

$$n = \frac{220}{13.9}$$

$$n = 15.8$$

Se concluye que el factor de seguridad está por encima de un valor aceptable por lo tanto la altura del cordón de soldadura es adecuada para que la unión de las paletas y el eje mezclador no sufran ningún agrietamiento.

3.17 Selección de Rodamientos para el Eje Motriz

Los rodamientos son elementos que transmiten la carga principal a través de contactos de rodadura y no de deslizamiento. Se clasifican en dos grupos que son:

- Rodamientos radiales
- Rodamientos axiales

3.17.1 Factores para la selección de los rodamientos

La selección de los rodamientos se basa en varios factores, que incluye la carga nominal aplicada sobre los rodamientos, el diámetro del eje motriz y la vida útil de referencia del rodamiento. La carga nominal comprende las fuerzas radiales radial (F_r) y axiales (F_a). La vida útil se expresa en horas de trabajo a una velocidad constante. En este caso, se considera una velocidad de 35 rpm y una vida útil de 10 años, que equivale aproximadamente a 20000 horas.

3.17.2 Análisis de cargas sobre el rodamiento

La selección del rodamiento se lleva a cabo utilizando la teoría del catálogo de los rodamientos NSK (NSK, págs. A24-A36), donde:

La siguiente ecuación define el factor de vida de fatiga:

$$f_h = f_n * \frac{C}{P} \quad (\text{Ec. 2.58})$$

Dónde:

f_h : Factor de vida de fatiga.

f_n : Factor de velocidad.

C: Carga dinámica del rodamiento en [N].

P: Índice de carga real del rodamiento.

La fuerza radial se calcula utilizando la siguiente ecuación:

$$F_r = \sqrt{R_{BY}^2 + R_{BZ}^2}$$

En este caso, se tienen en cuenta las reacciones en el rodamiento B, las cuales son mayores en comparación con las reacciones en rodamiento A.

$$F_r = \sqrt{4252^2 + 476.3^2}$$

$$F_r = 4258 \text{ N}$$

La fuerza axial es igual a la fuerza ejercida en la dirección “x” de la paleta.

$$F_a = F_{px} = 1146 \text{ N}$$

La carga dinámica del rodamiento se determina utilizando la siguiente ecuación:

$$P = X * F_r + Y * F_a$$

Dónde:

X: Factor de carga radial.

Y: Factor de carga axial.

Estos factores dependen del tipo de rodamiento. En nuestro caso tenemos un rodamiento de número 6009, que cumple con el diámetro del eje motriz y sus características son:

$C_r=20900$ [N]: Índice de carga dinámica básica.

$C_{0r}=15200$ [N]: Índice de carga estática básica.

$f_0=15.3$: Factor de carga estática.

Obtenemos el factor de carga radial, el factor de carga axial y la constante, que dependen de la magnitud de $\frac{f_o * F_a}{C_{or}}$, en la tabla situada encima de la tabla del rodamiento (ver anexo 2.9).

$$\frac{f_o * F_a}{C_{or}} = \frac{15.3 * 1146}{15200} = 1.15$$

Según este valor la constante e tiene un valor de $e=0.29$

$$\frac{F_a}{F_r} = \frac{1146}{4258} = 0.27$$

Como: $\frac{F_a}{F_r} < e$, entonces: $X = 1$ y $Y = 0$

Al reemplazar en la ecuación Ec. 2.59 se obtiene el siguiente valor:

$$P = 1 * 4258 + 0 * 1146$$

$$P = 4258[N]$$

Sustituimos el valor de en la ecuación Ec. 2.58 y obtenemos el valor del Índice de carga real (C). Para una velocidad de 35 rpm, $f_n = 0,975$, y para un trabajo de 20000, $f_h = 3,42$.

$$C = \frac{f_h * P}{f_n}$$

$$C = \frac{3.42 * 4258}{0.975}$$

$$C = 14935.7 N$$

Al comparar el Índice de carga real (C) con el índice de carga dinámica básica del rodamiento (C_R) observamos que ($C_R > C$), por lo tanto podemos concluir que el rodamiento seleccionado es adecuado para nuestro diseño.

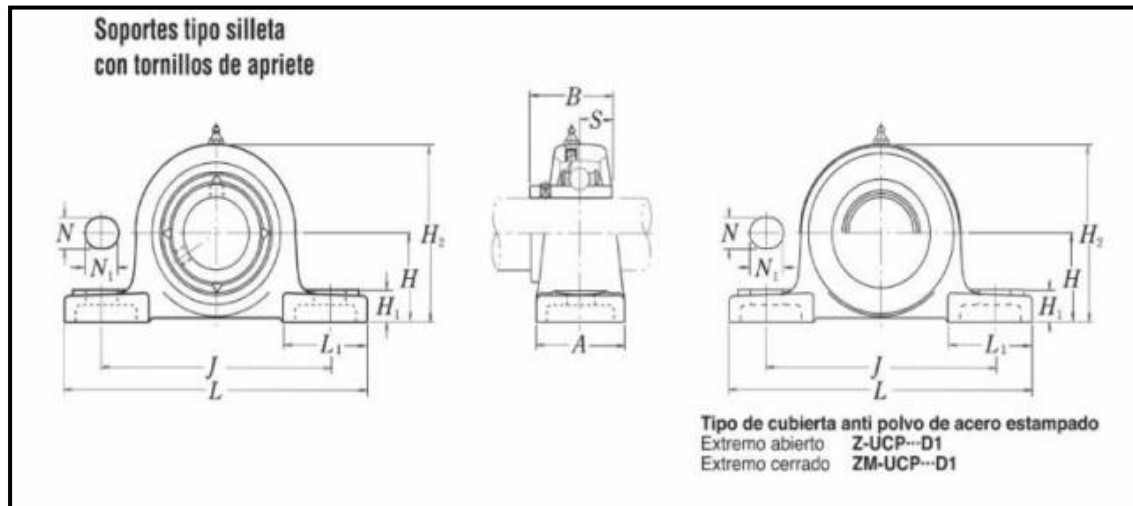
3.17.3 Selección del soporte para el rodamiento

Los soportes son componentes que tienen la función de alojar y asegurar el rodamiento a la estructura de la mezcladora, pueden ser fabricados en acero prensado o

de hierro colado. Según el catálogo de rodamientos NSK se utilizará un soporte UCP2 tipo silleta con tornillo prisionero que se muestra en la siguiente figura 38.

Figura 38

Partes de un soporte tipo UCP.



Nota: Rodamientos (NSK)

El soporte seleccionado para utilizar es el UCP209D1 y se pueden encontrar sus características detalladas en el Anexo 6.

3.18 Simulación del Diseño

A continuación, se llevará a cabo un análisis mediante el método de elementos finitos utilizando un software (ANSYS). Esto permitirá detectar y corregir cualquier error o falla en el aditamento para soportar las fuerzas impuestas por el mini cargador.

Para el diseño de la estructura se utilizará placa de 8 mm para la tolva, fabricada en material ASTM A36 cuyas propiedades mecánicas son: $S_y = 250 \text{ Mpa}$ y $S_{ut} = 400 \text{ Mpa}$.

El análisis comenzará con la parte más crítica, que es el esfuerzo que se impone al aditamento cuando el mini cargador realiza el auto cargado del silaje de maíz. Este proceso implica inclinar el aditamento hacia la superficie inferior, empujarlo con el mini cargador hacia

el silaje comprimido y con la ayuda de los brazos de levante del mini cargador se realizará el llenado de la tolva, este proceso se tiene que realizar en simultáneo.

Las fuerzas que soporta el aditamento son las que transmite el mini cargador hacia la pala para el auto cargado de esta. Los valores de estas fuerzas se encuentran en la ficha técnica del mini cargador en el Anexo 1.

$$F_{\text{brazos}}=12450 \text{ N}$$

$$F_{\text{cucharón}}=13790 \text{ N}$$

Figura 39

Esquema del mallado del aditamento.

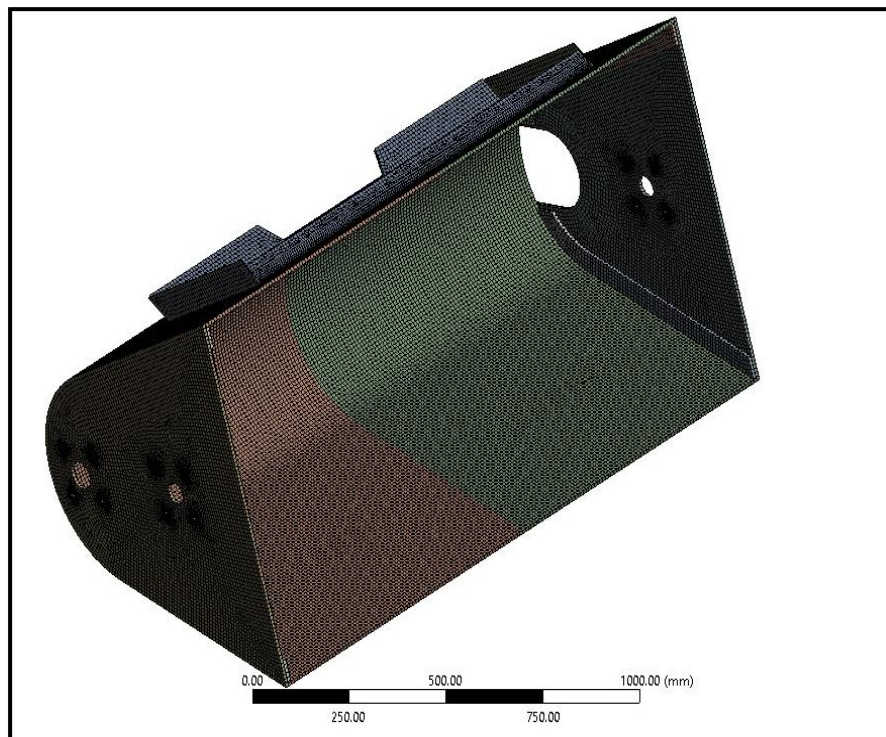


Figura 40

Asignación de cargas.

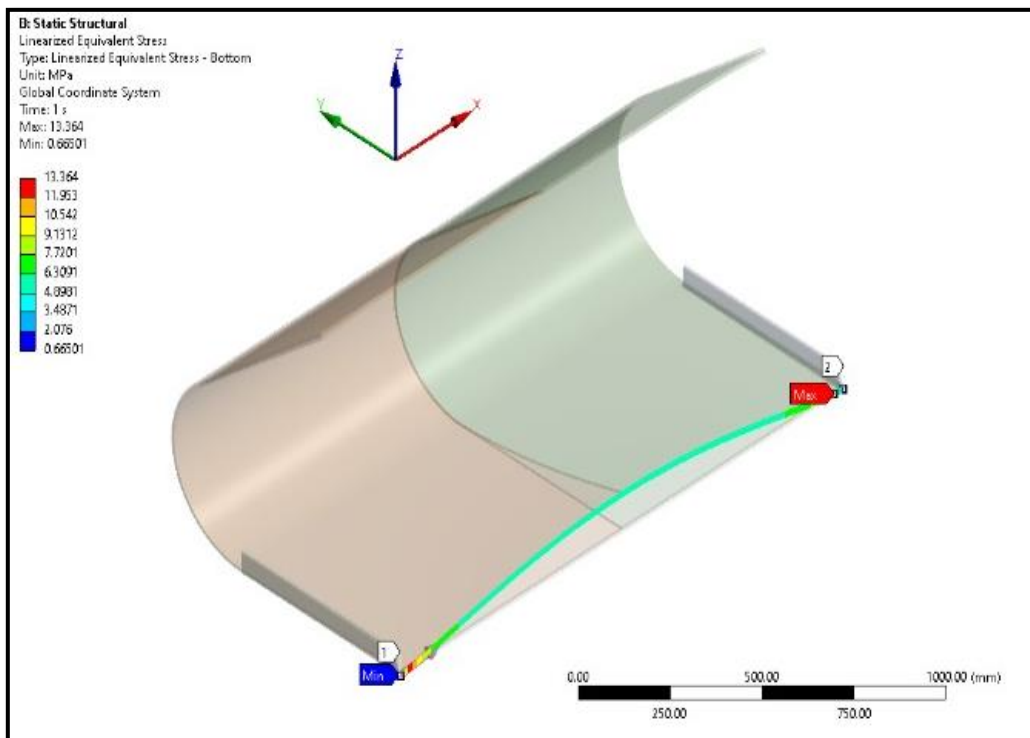


Figura 41

Esfuerzo equivalente del aditamento.

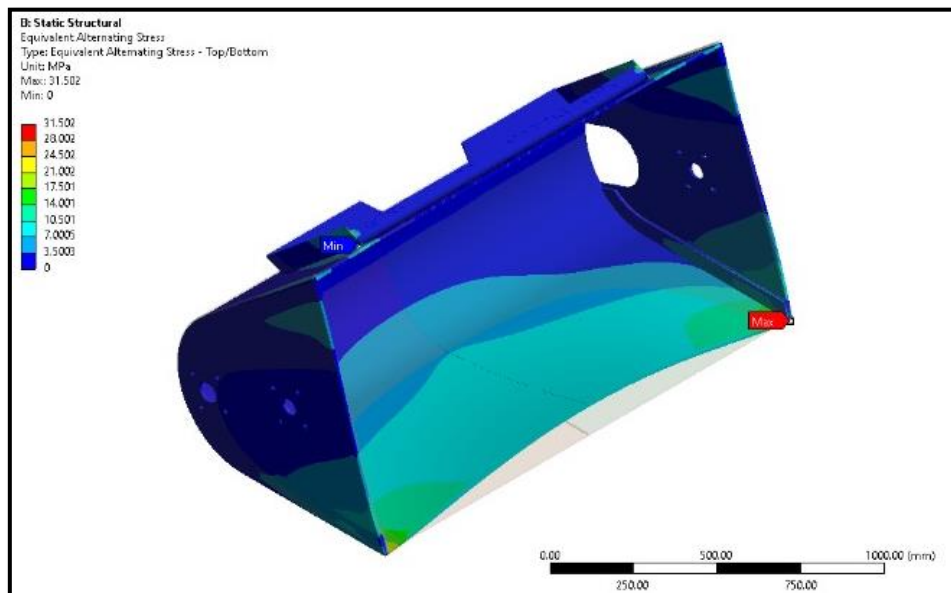


Figura 42

Convergencia de parámetros

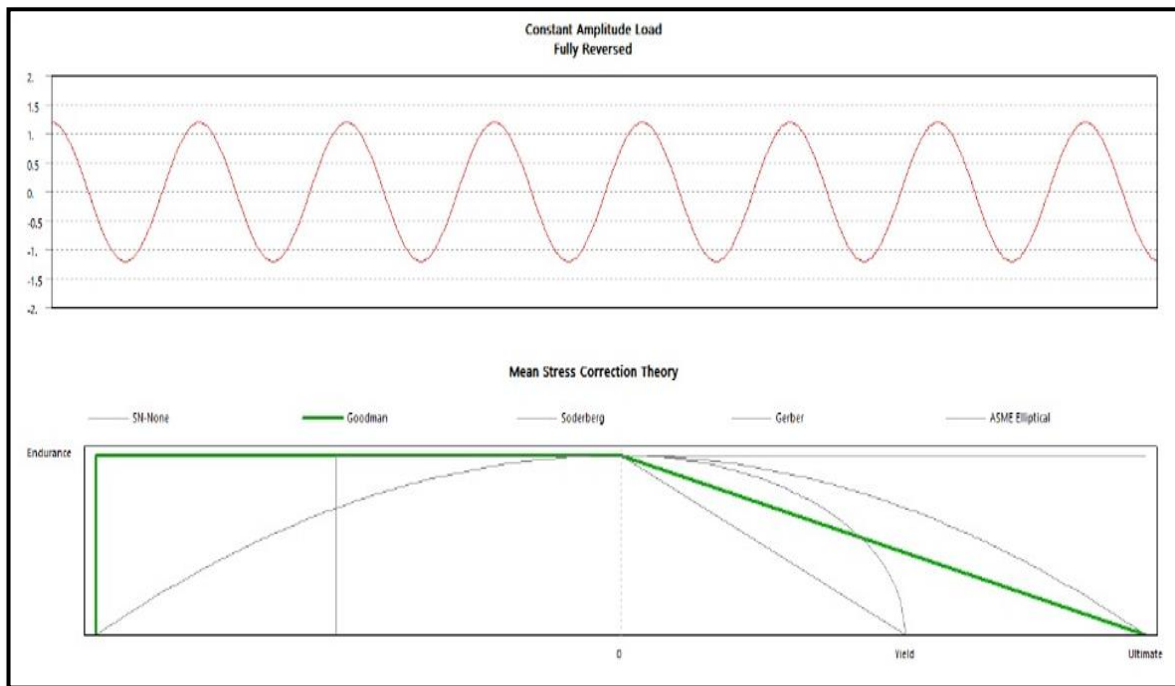


Figura 43

Esfuerzos Von Mises.

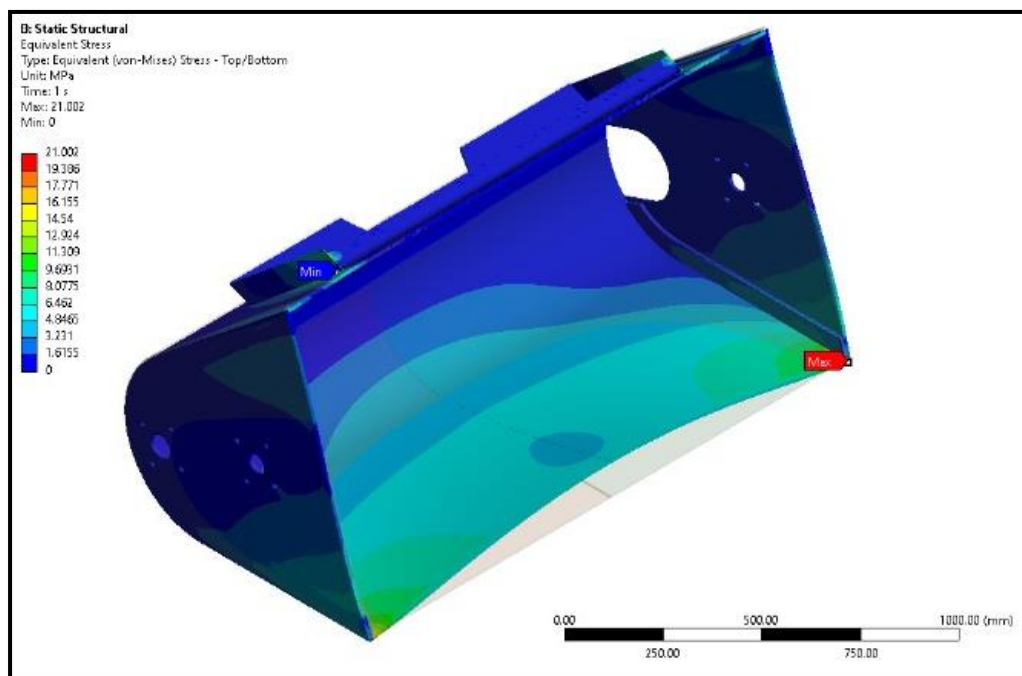


Figura 44

Esfuerzo deformación máxima.

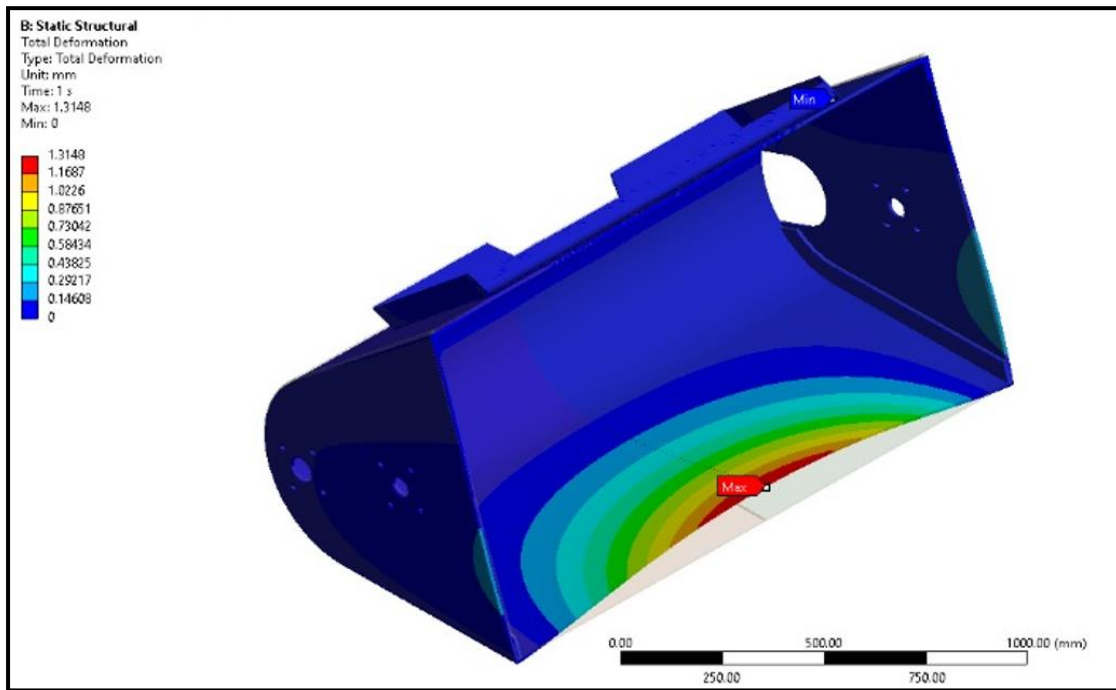
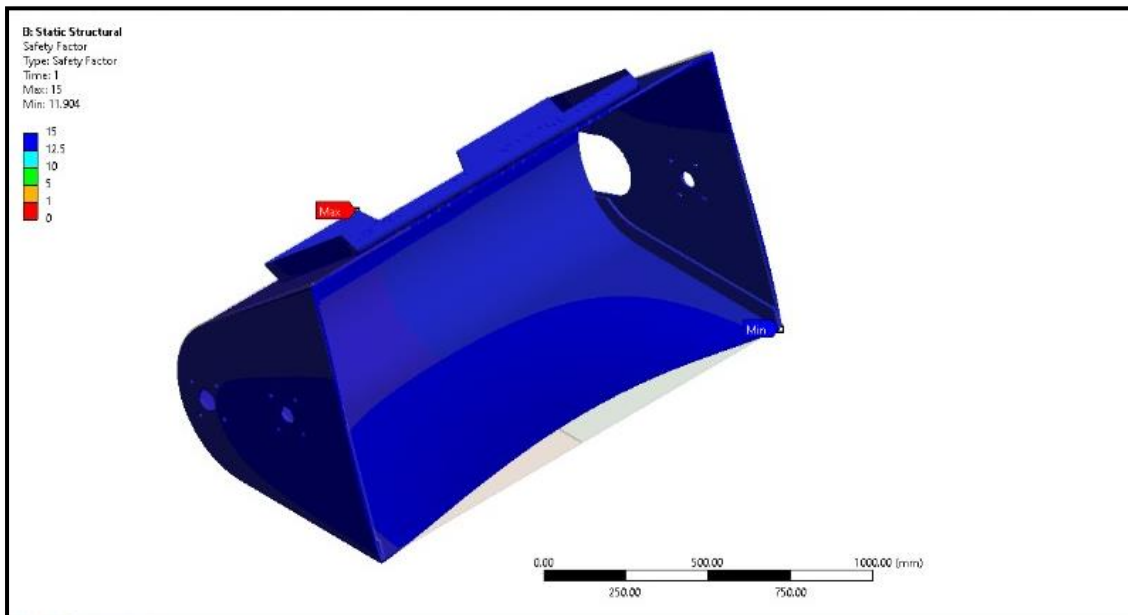


Figura 45

Factor de Seguridad.



Capítulo IV.

4. Costos del Proyecto

4.1 Costos directos e indirectos

Con el fin de determinar la cantidad de recursos económicos necesario para llevar a cabo el presente proyecto, se realiza un análisis del costo total, considerando tanto los costos directos como los costos indirectos involucrados en el diseño del proyecto.

Los costos directos se refieren aquellos que pueden específicamente identificables con un producto, función o actividad. En general, estos costos incluyen gastos como materias primas, mano de obra directa y equipo específico. Por otro lado, los costos indirectos son aquellos que no se atribuyen directamente a una sola función, sino que son compartidos por varias, ya que son necesarias para cumplir con el objetivo general. Ejemplos de costos indirectos son la administración general, los impuestos, las funciones de apoyo (tales como compras) y la seguridad.

4.1.1 Costos directos

Para encontrar el costo total directo del proyecto se consideran los siguientes rubros:

- Costos de materiales
- Costos de mano de obra y maquinado
- Costos de ingeniería

4.1.2 Costos de materiales

El costo de materiales comprende el valor total de la materia prima (Tabla 21), los elementos normalizados (Tabla 22) y los accesorios e insumos detallados en la (Tabla 23).

Tabla 21

Costos de materia prima

Elemento	Material	Unidad	Cantidad	Precio	Costo(USD)
Paletas	Plancha de acero A36 1220*2440*8 mm	Pza	0.5	230	115
Tapas de Aditamento	Plancha de acero A36 1220*2440*8 mm	Pza	0.5	230	115
Tolva	Plancha de acero A36 1220*2440*8 mm	Pza	0.5	230	345
Eje Mezclador	Tubo estructural redondo de 50*4 mm	Pza	1.5	25	42.5
Eje de descarga	Tubo estructural redondo de 40*4 mm	Pza	1.7	23	39.1
Soporte de eje mezclador	Eje macizo de 2 pulg	Pza	0.5	30	15
Soporte de eje descarga	Eje macizo de 1 ½ pulg	Pza	0.5	20	10
				Total	681.6

Tabla 22

Costos de elementos normalizados

Aplicación	Elemento Normalizado	Unidad	Cantidad	Precio Unitario	Costo (USD)
Accionamiento	Motor Hidraulico	Pza	1	300	300
Eje mezclador	Chumacera de piso $\phi = 45 \text{ mm}$	Pza	2	38	76
Eje descarga	Chumacera de piso $\phi = 1\frac{1}{2} \text{ plg}$	Pza	1	20	20
Eje descarga	Chumacera de pared $\phi = 1\frac{1}{2} \text{ plg}$	Pza	1	23	23
Transmisión 1era etapa	Piñón simple ANSI 80; Z=9 dientes	Pza	1	20	20
Transmisión 1era etapa	Piñón simple ANSI 80; Z=36 dientes	Pza	1	45	45
Transmisión 2da etapa	Piñón simple ANSI 80; Z=32 dientes	Pza	1	40	40
Transmisión 2da etapa	Piñón simple ANSI 80; Z=15 dientes	Pza	1	23	23
Cadena 1era etapa	Cadena ANSI 80; L=1.5 m	Pza	1	55	55
Cadena 2da etapa	Cadena ANSI 80; L=1.5 m	Pza	1	55	55

TOTAL 657

Tabla 23

Costos de accesorios e insumos

Aplicación	Accesorios	Unida d	Cantidad	Precio Unitario	Costo (USD)
Accionamiento	Mangueras Hidráulicas	m	2	20	40
Accionamiento	Conectores	Pza	2	9	18
Transmisión	Chavetas	Pza	4	2	8
Aditamento	Pernos UNC $\phi = \frac{1}{2} plg$; L=2 plg	Pza	8	0.5	4
Chumaceras	Pernos UNC $\phi = \frac{5}{8} plg$; L=2 1/2 plg	Pza	14	0.75	10.5
Soporte de Motor	Pernos UNC $\phi = \frac{1}{2} plg$; L=2 1/2 plg	Pza	2	0.6	1.2
				Total	81.7

Para lo cual, el costo de materiales directos se detalla en la siguiente tabla 24.

Tabla 24

Costo de materiales

Costo de Materiales	
Componentes del Costo	Valor
Costo de Materia Prima	681.6
Costo de Elementos Normalizados	657
Costo de Accesorios e Insumos	81.7
Costo de Materiales	1420.3

4.1.3 Costo de maquinado y mano de obra

El costo de maquinado y mano de obra representa al valor económico necesario para todos los procesos de construcción de los elementos del proyecto y se muestra en la Tabla 25.

Tabla 25

Costos de maquinado y mano de obra

Aplicación	Operación	Costo de Maquinado y mano de obra (USD/hr)	Tiempo Total (horas)	Valor(USD)
Eje mezclador	Torno	10	10	100
Eje descarga	Torno	10	6	60
Eje mezclador, chaveta	Fresadora	15	5	75

Eje descarga, chaveta	Fresadora	15	5	75
Paletas	Corte Plasma	10	5	50
Tolva, paletas, ejes	Soldadura MIS	15	10	150
Tolva	Dobladora	10	5	50
Equipo completo	Montaje	5	52	25
				810

4.1.4 Costo de ingeniería

El costo de ingeniería se determina en función del diseño y la selección de los componentes mecánicos, así como la elaboración de los planos correspondientes. El valor de este rubro se detalla en la Tabla 26.

Tabla 26

Costo de Ingeniería

Aplicación	Operación	Costo de ingeniería(USD/hr)	Tiempo Total (hrs)	Valor (USD)
Aditamento mezclador y esparcidor	Diseño y selección de elementos mecánicos y elaboración de planos	10	80	800

4.1.5 Costo directo total

El costo directo total se presenta en la Tabla 50.}

Tabla 27

Costo directo total

Costo directo Total	
Componentes del costo	Valor (USD)
Costo de materiales	1420.3
Costo de maquinado y mano de obra	810
Costo de ingeniería	800
Total de Costo Directos	3030.3

4.1.6 Costos Indirectos

Para encontrar el costo indirecto del aditamento se considera únicamente el costo de los materiales indirectos, los mismos que se detallan en la Tabla 28.

Tabla 28

Costo indirecto total

Aplicación	Accesorios	Unidad	Cantidad	Precio Unitario (USD)	Costo (USD)
General	Disco de corte	Pza	5	2	10
General	Disco de desbaste	Pza	5	3	15
General	Thinner	Litro	3	2	6
General	Pintura	Litro	2	4	8
General	Lijas de hierro	Pza	5	0.75	3.75
General	Cuchillas	Pza	3	6	18

General	Guantes	Par	5	3	15
General	Transporte	Flete	4	10	40
				Total	115.75

4.1.7 Costo total de la Máquina

Para calcular el costo total del aditamento se suman los costos directos e indirectos y se agrega un costo adicional denominado costo de imprevistos, el costo de imprevisto puede incluir gastos relacionados con la movilización propia, materiales accesorios o insumos adicionales. Este costo representa un 10 % de la sumatoria mencionada anteriormente, como se muestra en la Tabla 29.

Tabla 29

Costo total

Componente del Costo	Valor (USD)
Costo Directo	3030.3
Costo Indirecto	115.75
Subtotal	3146.05
10 % imprevistos	314.60
Costo Total del Proyecto	3460.65

Conclusiones

1. Se determinó el espesor de plancha de 8 mm en el aditamento con la simulación de las fuerzas en los brazos de 12450 N y fuerza en el cucharón de 13790 N, especificados en el manual del mini cargador BOBCAT 763.
2. Se seleccionó un eje mezclador de 45 mm de diámetro y de 9 paletas divididas en 3 partes a lo largo del tubo mezclador e inclinadas con un ángulo de 45 grados entre sí.
3. Se seleccionó el diámetro 1 ½ pulg de eje de tornillo sinfín para la descarga de la mezcla teniendo en cuenta la densidad y la granulometría del material a transportar según el manual MARTIN.
4. El motor hidráulico seleccionado para el accionamiento de ambos ejes es el OMR 250 de la marca DANFOSS con diámetro en el eje de 1 pulg.
5. Se seleccionó los mecanismos piñón-cadena para transportar el movimiento del motor hidráulico (9 dientes) hacia el eje mezclador (36 dientes) y (32 dientes) hacia el eje de descarga (15 dientes).
6. Se simuló el diseño en el programa ANSYS simulation y se determinó la correcta selección de materiales y dimensiones en el aditamento.
7. Se realizó el diseño en el programa Autodesk Inventor teniendo como resultado los planos de despiece, ensamble y los detalles en general.
8. Se obtuvo un estimado de costo referencial de materiales equipos, fabricación y montaje arrojando un total de 3460.65 USD para el diseño propuesto. Los costos no incluyen IGV.

Recomendaciones

1. Es necesario contar con un método para evaluar la homogeneidad del tamaño de las partículas utilizando el separador Penn State.
2. Dado que al momento de implementar el proyecto existen variaciones respecto a las dimensiones o correcciones que deben realizarse en campo, es necesario que se realicen pruebas en el tiempo de mezclado y homogenización de los ingredientes puestos en el aditamento.
3. El presupuesto y el desarrollo del proyecto solo incluyen partidas de la disciplina mecánica, se debe considerar un trabajo multidisciplinario para afinar el monto del presupuesto.

Referencias

- Andrango Ramírez, H. H., & Naranjo Tonato, L. A. (2012). Diseño y construcción de una mezcladora y dosificadora de suplemento multinutricional para ganado con una capacidad de hasta 125 kg/h para la empresa química Riandi Cia Ltda. Memoria para optar al Título de Ingeniero Mecánico, Facultad de Ingeniería Mecánica, Escuela Politécnica Nacional.
- AGMA. (2001). Fundamental Rating Factors and Calculation Methods for Involute Spur and Helical Gear Teeth. Virginia: American Gear Manufacturers Association.
- ANSI/AISC. (2016). Specification for Structural Steel Buildings. Chicago: AISC.
- ANSYS. (2019). Reporte de simulación ANSYS.
- Álvarez Días, A. (2013). Fisiología digestiva comparada.
- AUTODESK. (5 de Marzo de 2019). *2019 Autodesk Inc.* Obtenido de AUTODESK: <https://latinoamerica.autodesk.com/products/inventor/overview>
- Birbe, B., Herrera, P., Bazarte, R., Colmenares, O., Hernández, M., & Martínez, N. (2006). Bloques Multinutricionales con Urea Fosfato.
- Bobcat. (2000). Manual de utilización y mantenimiento.
- Danfoss. (2008). Motor hidráulico OMR.
- Fariñas, T., Mendieta, B., Reyes, N., Mena, M., Cardona, J., & Pezo, D. (2009). ¿Cómo preparar y suministrar bloques multi-nutricionales al ganado? *Catie*.
- Fernandez Curi, E. (2013). Formulación de alimentos balanceados y mejoramiento genético en ganado lechero. Universidad Nacional Agraria la Molina.
- Gallardo, M., & Giordano, M. (2010). Uso del mixer para formular dietas balanceadas en base a forrajes conservados. *Aapresid*.
- Groot, J. C. J., Cone, J. W., Williams, B. A., & Debersaques, F. M. A. (1996). In vitro fermentation of various foodstuffs, differing in fermentable carbohydrates, by mixed cultures of pig faecal bacteria. *Animal Feed Science and Technology*, 61(1-4), 1-6.
- Intermec. (2012). Piñones y cadenas.
- Manya Naula, D.J. (2014). Máquina mezcladora de alimento balanceado para la elaboración de bloques multinutricionales. Trabajo de grado previo a la obtención del título de Ingeniero en Mecatrónica, Universidad Técnica del Norte.
- Mendoza Martinez, G. D., & Ricalde Velasco, R. (2016). Alimentación de ganado bovino con dietas altas en grano. Universidad Autónoma Metropolitana.
- Manual Martin (2019). Diseño de transportadores helicoidales.

Pendini, C. R. (2010). Notas sobre alimentación de la vaca lechera. Universidad Nacional de Cordoba.

Pahl, G., Beitz, W., Feldhusen, J., & Grote, K. (2007). Engineering design: a systematic approach (3rd ed.). Springer.

Riba, C. (2002). *Diseño concurrente*. Barcelona: Edicions UPC.

Sinaipar, C., Yudoko, G., Dowaki, K., & Adhiutama, A. (2013). Design Methodology for Appropriate Technology: Engineering as if People Mattered. *Sustainability*, 5(8).

SHIGLEY Joseph; (1989); “Diseño en Ingeniería Mecánica”; Ed. Mc Graw Hill; IV Edición.

Teruya, R. (2013). Sistema digestivo de rumiante. *Fisiología Veterinaria II*.

Teruya, R. (2008). Aparato Digestivo de los monogástricos. *Fisiología II*.

Zienkiewicz, F., & Taylor, R. (1994). El método de los elementos finitos. Madrid: Mc Graw-Hill.

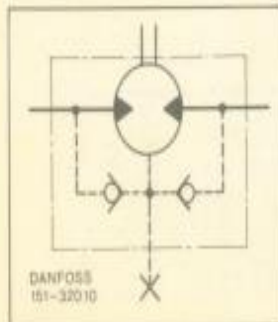
Presión de entrada max. (bar)	cont.	140	140	140	140	140	140	140	140
	int. ¹⁾	175	175	175	175	175	175	175	175
	punta ²⁾	225	225	225	225	225	225	225	225
Presión de retorno max. sin tubería de drenaje ⁴⁾ (bar)	cont.	50 ³⁾	50 ³⁾	50 ³⁾	50 ³⁾	50 ³⁾	50 ³⁾	50 ³⁾	50 ³⁾
	int. ¹⁾	75	75	75	75	75	75	75	75
Presión de retorno max. con tubería de retorno ⁴⁾ (bar)	cont.	140	140	140	140	140	140	140	140
	int. ¹⁾	175	175	175	175	175	175	175	175
	punta ³⁾	225	225	225	225	225	225	225	225
Presión max. en tubería de drenaje ⁴⁾ (bar)	cont.	50 ³⁾	50 ³⁾	50 ³⁾	50 ³⁾	50 ³⁾	50 ³⁾	50 ³⁾	50 ³⁾
	int. ¹⁾	75	75	75	75	75	75	75	75
Presión de arranque max. con eje no cargado (bar)		10	10	7	7	5	5	5	5
Par de arranque (daNm)	A pérdida de carga max. cont.	13	17	24	27	24,5	29	24	29
	A pérdida de carga max. int.	16,5	21	33	33	33	40	32	42,5

¹⁾ Funcionamiento intermitente: los valores admisibles pueden producirse como máximo durante 10% de cada minuto.

²⁾ Carga de punta: los valores admisibles pueden producirse como máximo durante 1% de cada minuto. Véase «Carga de punta/funcionamiento continuo/intermitente», página 57.

³⁾ A 100-300 r/min.

⁴⁾ Véase «Presión admisible en la junta del eje» y «Tubería de drenaje», página 61.



La carcasa del motor contiene dos válvulas de retención que impiden que la presión aplicada a la junta del eje rebase la presión que reina en la tubería de retorno.

Las curvas de pérdida de carga de los motores hidráulicos Danfoss se encontrarán en la página 64.

Anexo 2. Especificaciones del motor hidráulico Danfoss

Tabla A-22

Resultados de ensayos a la tensión de algunos metales* Fuente: J. Datsko, "Solid Materials", capítulo 32, en Joseph E. Shigley, Charles R. Mischke y Thomas H. Brown, Jr. (editores en jefe). *Standard Handbook of Machine Design*, 3a. ed., McGraw-Hill, Nueva York, 2004, pp. 32.49-32.52.

Resistencia (a la tensión)								
Número	Material	Condición	Fluencia	Última	A la fractura,	Coefficiente	Resistencia a	Resistencia a
			S_y	S_u	σ_f	σ_0	la deformación, exponente m	la fractura ϵ_f
			MPa (kpsi)	MPa (kpsi)	MPa (kpsi)	MPa (kpsi)		
1018	Acero	Recocido	220 (32.0)	341 (49.5)	628 (91.1) [†]	620 (90.0)	0.25	1.05
1144	Acero	Recocido	358 (52.0)	646 (93.7)	898 (130) [†]	992 (144)	0.14	0.49
1212	Acero	HR	193 (28.0)	424 (61.5)	729 (106) [†]	758 (110)	0.24	0.85
1045	Acero	TyR 600°F	1 520 (220)	1 580 (230)	2 380 (345)	1 880 (273) [†]	0.041	0.81
4142	Acero	TyR 600°F	1 720 (250)	1 930 (210)	2 340 (340)	1 760 (255) [†]	0.048	0.43
303	Acero inoxidable	Recocido	241 (35.0)	601 (87.3)	1 520 (221) [†]	1 410 (205)	0.51	1.16
304	Acero inoxidable	Recocido	276 (40.0)	568 (82.4)	1 600 (233) [†]	1 270 (185)	0.45	1.67
2011	Aleación de aluminio	T6	169 (24.5)	324 (47.0)	325 (47.2) [†]	620 (90)	0.28	0.10
2024	Aleación de aluminio	T4	296 (43.0)	446 (64.8)	533 (77.3) [†]	689 (100)	0.15	0.18
7075	Aleación de aluminio	T6	542 (78.6)	593 (86.0)	706 (102) [†]	882 (128)	0.13	0.18

*Los valores se tomaron de una o dos coladas y se considera que pueden obtenerse usando especificaciones de compra. La deformación por fractura puede variar hasta en 100%.

[†]Valor derivado.

Anexo 3. Tabla de resultados de ensayos a la tensión.

TABLA DE CAPACIDAD
CADENA ESTANDAR SENCILLA DE RODILLOS NO. 80 PASO 1"

Nro. de dientes piñón conductor	R.P.M. DEL PIÑON 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	8.78	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	3.17									
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	25.2	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	5.80	7.52	10.8	14.0	17.1	20.2	23.2	26.2	28.1	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	18.8	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	25.9	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										
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										
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										
23	0.94	2.14	4.00	7.46	10.7	13.9	20.1	26.0	31.6	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										
24	0.98	2.24	4.19	7.81	11.3	14.6	21.0	27.2	33.2	39.2	45.0	50.8	56.4	62.0	54.8	48.1	38.2	31.2	26.2	22.3	19.4	17.0	14.2	0										
25	1.03	2.34	4.37	8.16	11.8	15.2	21.9	28.4	34.7	40.9	47.0	53.0	59.0	64.8	58.2	51.1	40.6	33.2	27.8	23.8	20.6	18.1	15.1	0										
26	1.07	2.45	4.56	8.52	12.3	15.9	22.9	29.7	36.2	42.7	49.1	55.3	61.5	67.6	61.8	54.2	43.0	35.2	29.5	25.2	21.8	19.2	16.1	0										
28	1.16	2.65	4.94	9.23	13.3	17.2	24.8	32.1	39.3	46.3	53.2	59.9	66.7	73.3	69.0	60.6	48.1	39.4	33.0	28.2	24.4	21.4	0											
30	1.25	2.85	5.33	9.94	14.3	18.5	26.7	34.6	42.3	49.9	57.3	64.6	71.8	78.9	76.6	67.2	53.3	43.6	36.6	31.2	27.1	23.8	0											
32	1.34	3.06	5.71	10.7	15.3	19.9	28.6	37.1	45.4	53.5	61.4	69.2	77.0	84.6	84.3	74.0	58.7	48.1	40.3	34.4	29.8	26.2	0											
35	1.48	3.37	6.29	11.7	16.9	21.9	31.6	40.9	50.0	58.9	67.6	76.3	84.8	93.3	96.5	84.7	67.2	55.0	46.1	39.4	34.1	0												
40	1.71	3.89	7.27	13.6	19.5	25.3	36.4	47.2	57.7	68.0	78.1	88.1	98.0	108	117	103	82.1	67.2	56.3	48.1	20.0	0												
45	1.94	4.42	8.25	15.4	22.2	28.7	41.4	53.6	65.6	77.2	88.7	100	111	122	133	123	98.0	80.2	67.2	54.1	0													

Lubricación Tipo A : A mano, con aceites o grasa
 Lubricación Tipo B : En baño de aceite o por esbique
 Lubricación Tipo C : Al chorro bajo presión.

La información contenida en estas tablas esta basada en los estándares de la ASOCIACIÓN AMERICANA DE FABRICANTES DE CADENAS (American Chain Association)

Cuando se trata de cadenas de hilera múltiple de este paso, multiplique por la capacidad por:

Nº. DE HILERAS	FACTOR	Nº. DE HILERAS	FACTOR
2.....	1.7	5.....	3.9
3.....	2.5	6.....	4.6
4.....	3.3		

*Para velocidades comprendidas dentro de la zona entre rayas punteadas, considérese el uso de la cadena silenciosa o Morse Hy. Vc.

Anexo 4. Tabla de dimensiones de piñones Intermec.

PIÑONES
1" (80)

**TABLA DE DIMENSIONES
DE LOS PIÑONES INTERMEC PASO 1" (25.40 mm)**
para Cadena ANSI No. 80 Tipo B Sencillos, Dobles y Triples

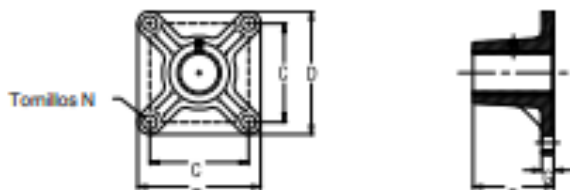
Ref.	D	SENCILLOS			Ref.	DOBLES			Ref.	TRIPLES		
		Dm	L	d		Dm	L	d		Dm	L	d
80B9 R	85.1	57	41	25.40	80289 R	57	70	25.40	80389	57	92	25.40
80B10 R	93.5	65	41	25.40	802810 R	65	70	25.40	803810	65	92	25.40
80B11 R	101.6	72	41	25.40	802811 R	66	70	25.40	803811	66	92	25.40
80B12 R	110.0	80	41	25.40	802812	72	63	25.40	803812	72	92	25.40
80B13	118.4	76	38	25.40	802813	80	63	25.40	803813	80	92	25.40
80B14	126.6	82	38	25.40	802814	88	63	25.40	803814	88	92	25.40
80B15	134.6	87	38	25.40	802815	96	63	25.40	803815	96	92	25.40
80B16	143.0	102	38	25.40	802816	102	70	25.40	803816	102	98	25.40
80B17	151.1	102	38	25.40	802817	112	70	25.40	803817	112	98	25.40
80B18	159.3	108	38	25.40	802818	120	70	25.40	803818	120	98	25.40
80B19	167.4	108	38	25.40	802819	127	70	25.40	803819	127	98	25.40
80B20	175.5	108	38	25.40	802820	127	70	25.40	803820	127	98	25.40
80B21	183.6	108	44	25.40	802821	127	70	25.40	803821	127	98	25.40
80B22	181.8	108	44	25.40	802822	127	70	25.40	803822	127	98	25.40
80B23	200.2	108	44	25.40	802823	127	70	25.40	803823	127	98	25.40
80B24	208.3	108	44	25.40	802824	128	70	25.40	803824	128	98	25.40
80B25	216.4	108	44	25.40	802825	128	76	25.40	803825	128	98	25.40
80B26	224.5	118	51	25.40	802826	128	76	25.40	803826	128	98	25.40
80B27	232.7	118	51	31.75	802827	128	76	25.40	803827	128	108	25.40
80B28	240.6	118	51	31.75	802828	128	76	25.40	803828	128	108	25.40
80B29	248.7	118	51	31.75	802829	128	76	25.40	803829	128	108	25.40
80B30	258.8	118	51	31.75	802830	146	78	31.75	803830	146	108	31.75
80B31	265.0	118	51	31.75	802831	146	78	31.75	803831	146	108	31.75
80B32	273.1	118	51	31.75	802832	146	78	31.75	803832	146	108	31.75
80B33	281.2	118	51	31.75	802833	146	76	31.75	803833	146	108	31.75
80B34	289.3	118	51	31.75	802834	146	76	31.75	803834	146	108	31.75
80B35	297.4	118	51	31.75	802835	146	76	31.75	803835	146	108	31.75
80B36	305.6	118	51	31.75	802836	146	82	31.75	803836	146	108	31.75
80B37	313.7	118	51	31.75	802837	146	82	31.75	803837	146	108	31.75
80B38	321.8	118	51	31.75	802838	146	82	31.75	803838	146	108	31.75
80B39	329.9	118	51	31.75	802839	146	82	31.75	803839	146	108	31.75
80B40	338.1	118	51	31.75	802840	146	82	31.75	803840	146	108	31.75
80B41	346.1	118	51	31.75	802841	146	82	31.75	803841	146	108	31.75
80B42	354.1	118	51	31.75	802842	146	82	31.75	803842	153	114	31.75
80B43	362.3	118	51	31.75	802843	146	82	31.75	803843	153	114	31.75
80B44	370.3	118	51	31.75	802844	146	82	31.75	803844	153	114	31.75
80B45	378.5	118	51	31.75	802845	146	82	31.75	803845	153	114	31.75
80B46	386.6	118	51	31.75	802846	146	82	31.75	803846	153	114	31.75
80B47	394.7	118	51	31.75	802847	146	82	31.75	803847	153	114	31.75
80B48	402.8	118	51	31.75	802848	146	82	31.75	803848	153	114	31.75
80B49	410.9	118	51	31.75	802849	146	82	31.75	803849	153	114	31.75
80B50	418.8	118	51	31.75	802850	146	82	31.75	803850	153	114	31.75
80B51	427.0	118	51	31.75	802851	146	82	31.75	803851	153	114	31.75
80B52	435.2	118	51	31.75	802852	146	82	31.75	803852	153	114	31.75
80B53	443.2	128	51	31.75	802853	146	82	31.75	803853	153	114	31.75
80B54	451.3	128	51	31.75	802854	146	82	31.75	803854	153	114	31.75
80B55	459.4	128	51	31.75	802855	146	82	31.75	803855	153	114	31.75
80B56	467.5	128	51	31.75	802856	146	82	31.75	803856	153	114	31.75
80B57	475.5	128	51	31.75	802857	146	82	31.75	803857	153	114	31.75
80B58	483.7	128	51	31.75	802858	146	82	31.75	803858	153	114	31.75
80B59	491.8	128	51	31.75	802859	146	89	31.75	803859	153	114	31.75
80B60	499.9	128	51	31.75	802860	159	89	40.00	803860	159	114	40.00
80B61	508.0	128	51	31.75	802861	159	89	40.00	803861	159	114	40.00
80B62	516.1	128	51	31.75	802862	159	89	40.00	803862	159	114	40.00
80B63	524.2	128	51	31.75	802863	159	89	40.00	803863	159	114	40.00
80B64	532.3	128	51	31.75	802864	159	89	40.00	803864	159	114	40.00
80B65	540.4	128	51	31.75	802865	159	89	40.00	803865	159	114	40.00

(Esta tabla continúa en la siguiente página)

Anexo 5. Tabla de dimensiones de eslabones de cadenas Intermec.

Rodamientos en Tapa

Rodamiento de Bronce con Brida o de Pared



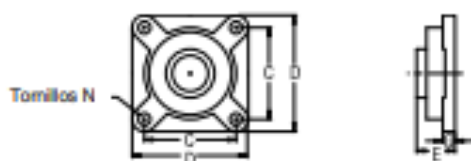
Barreno	Número de Parte	C	D	E	G	N
1	TEB2BR	2 $\frac{1}{4}$	3 $\frac{1}{4}$	2	$\frac{3}{8}$	$\frac{1}{2}$
1 $\frac{1}{2}$	TEB3BR	4	5 $\frac{1}{4}$	3 $\frac{1}{4}$	$\frac{1}{2}$	$\frac{3}{4}$
2	TEB4BR	5 $\frac{1}{4}$	6 $\frac{1}{4}$	4 $\frac{1}{4}$	$\frac{3}{4}$	$\frac{1}{2}$
2 $\frac{1}{2}$	TEB5BR	5 $\frac{1}{4}$	7 $\frac{1}{4}$	4 $\frac{1}{4}$	1	$\frac{1}{2}$
3	TEB6BR	6	7 $\frac{1}{4}$	5 $\frac{1}{4}$	1 $\frac{1}{4}$	$\frac{1}{2}$
3 $\frac{1}{2}$	TEB7BR	6 $\frac{1}{4}$	9 $\frac{1}{4}$	6 $\frac{1}{4}$	1 $\frac{1}{4}$	$\frac{1}{2}$

Rodamiento de Bolas para Descarga Frontal



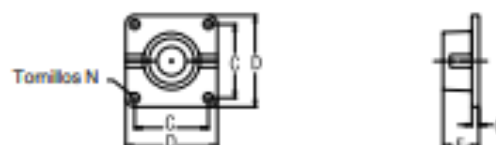
Barreno	Número de Parte	E	G	H	J	K	L	M	N
1	TDB2BB	1 $\frac{1}{4}$	$\frac{1}{2}$	3 $\frac{1}{4}$	5 $\frac{1}{4}$	1 $\frac{1}{4}$	2 $\frac{1}{4}$	2	$\frac{1}{2}$
1 $\frac{1}{2}$	TDB3BB	2	$\frac{3}{4}$	5 $\frac{1}{4}$	7 $\frac{1}{4}$	2 $\frac{1}{4}$	3 $\frac{1}{4}$	2 $\frac{1}{4}$	$\frac{1}{2}$
2	TDB4BB	2 $\frac{1}{4}$	$\frac{1}{2}$	7 $\frac{1}{4}$	8	3 $\frac{1}{4}$	4	3	$\frac{1}{2}$
2 $\frac{1}{2}$	TDB5BB	2 $\frac{1}{4}$	$\frac{3}{4}$	8	9 $\frac{1}{4}$	4	4 $\frac{1}{4}$	3 $\frac{1}{4}$	$\frac{1}{2}$
3	TDB6BB	3 $\frac{1}{4}$	$\frac{1}{2}$	8 $\frac{1}{4}$	11	4 $\frac{1}{4}$	5 $\frac{1}{4}$	4	$\frac{1}{2}$
3 $\frac{1}{2}$	TDB7BB	4	1	9 $\frac{1}{4}$	12	4 $\frac{1}{4}$	6	4 $\frac{1}{4}$	$\frac{1}{2}$

Rodamiento de Bolas con Brida o de Pared



Barreno	Número de Parte	C	D	E	G	N
1	TEB2BB	2 $\frac{1}{4}$	3 $\frac{1}{4}$	1 $\frac{1}{4}$	$\frac{1}{2}$	$\frac{1}{2}$
1 $\frac{1}{2}$	TEB3BB	4	5 $\frac{1}{4}$	2	$\frac{3}{4}$	$\frac{1}{2}$
2	TEB4BB	5 $\frac{1}{4}$	6 $\frac{1}{4}$	2 $\frac{1}{4}$	$\frac{1}{2}$	$\frac{1}{2}$
2 $\frac{1}{2}$	TEB5BB	5 $\frac{1}{4}$	7	2 $\frac{1}{4}$	$\frac{1}{2}$	$\frac{1}{2}$
3	TEB6BB	6	7 $\frac{1}{4}$	3 $\frac{1}{4}$	$\frac{1}{2}$	$\frac{1}{2}$
3 $\frac{1}{2}$	TEB7BB	6 $\frac{1}{4}$	8 $\frac{1}{4}$	4	1	$\frac{1}{2}$

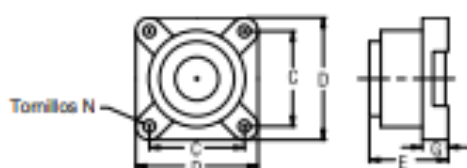
Caja para Rodamiento en Tapa de Artesa



Barreno	Número de Parte	C	D	E	G	N
1 $\frac{1}{2}$	TEBH3	4	5 $\frac{1}{4}$	2 $\frac{1}{4}$	$\frac{1}{2}$	$\frac{1}{2}$
2	TEBH4	5 $\frac{1}{4}$	6 $\frac{1}{4}$	2 $\frac{1}{4}$	$\frac{1}{2}$	$\frac{1}{2}$
2 $\frac{1}{2}$	TEBH5	5 $\frac{1}{4}$	6 $\frac{1}{4}$	3 $\frac{1}{4}$	$\frac{1}{2}$	$\frac{1}{2}$
3	TEBH6	6	7 $\frac{1}{4}$	3 $\frac{1}{4}$	$\frac{1}{2}$	$\frac{1}{2}$
3 $\frac{1}{2}$	TEBH7	6 $\frac{1}{4}$	9 $\frac{1}{4}$	4 $\frac{1}{4}$	$\frac{1}{2}$	$\frac{1}{2}$

Utilice el buje para colgante Tipo 220, vea la página H-93.

Rodamiento de Rodillos con Brida o de Pared



Barreno	Número de Parte	C	D	E	G	N
1 $\frac{1}{2}$	TEB3R	4 $\frac{1}{4}$	5 $\frac{1}{4}$	3 $\frac{1}{4}$	1 $\frac{1}{4}$	$\frac{1}{2}$
2	TEB4R	4 $\frac{1}{4}$	5 $\frac{1}{4}$	3 $\frac{1}{4}$	1 $\frac{1}{4}$	$\frac{1}{2}$
2 $\frac{1}{2}$	TEB5R	5 $\frac{1}{4}$	6 $\frac{1}{4}$	4 $\frac{1}{4}$	1 $\frac{1}{4}$	$\frac{1}{2}$
3	TEB6R	6	7 $\frac{1}{4}$	4 $\frac{1}{4}$	1 $\frac{1}{4}$	$\frac{1}{2}$
3 $\frac{1}{2}$	TEB7R	7	9 $\frac{1}{4}$	5 $\frac{1}{4}$	1 $\frac{1}{4}$	$\frac{1}{2}$

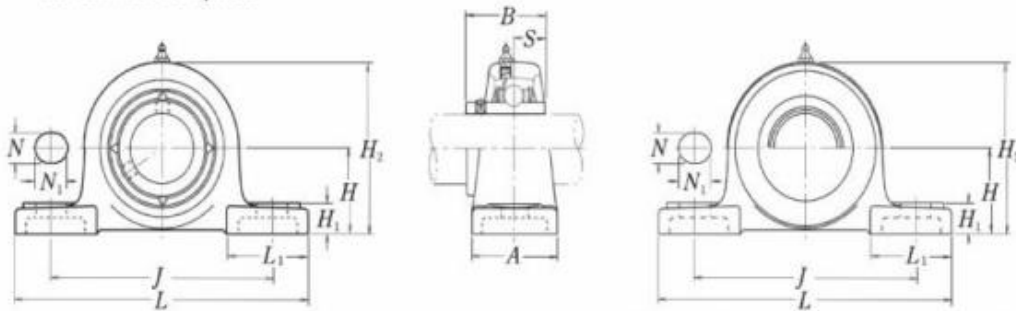
Rodamiento de Bolas de Piso



Barreno	Número de Parte	E	G	N	R	S	T	U	W	X
1	TPB2BB	$\frac{1}{4}$	$\frac{1}{4}$	$\frac{1}{2}$	4 $\frac{1}{4}$	5 $\frac{1}{4}$	1 $\frac{1}{4}$	2 $\frac{1}{4}$	1 $\frac{1}{4}$	1 $\frac{1}{4}$
1 $\frac{1}{2}$	TPB3BB	1 $\frac{1}{4}$	$\frac{1}{4}$	$\frac{1}{2}$	5 $\frac{1}{4}$	7 $\frac{1}{4}$	1 $\frac{1}{4}$	4 $\frac{1}{4}$	2 $\frac{1}{4}$	1 $\frac{1}{4}$
2	TPB4BB	1 $\frac{1}{4}$	$\frac{1}{2}$	$\frac{1}{2}$	6 $\frac{1}{4}$	8 $\frac{1}{4}$	2 $\frac{1}{4}$	4 $\frac{1}{4}$	2 $\frac{1}{4}$	1 $\frac{1}{4}$
2 $\frac{1}{2}$	TPB5BB	1 $\frac{1}{4}$	$\frac{3}{4}$	$\frac{1}{2}$	7 $\frac{1}{4}$	9 $\frac{1}{4}$	2 $\frac{1}{4}$	5 $\frac{1}{4}$	2 $\frac{1}{4}$	1 $\frac{1}{4}$
3	TPB6BB	1 $\frac{1}{4}$	1 $\frac{1}{4}$	$\frac{3}{4}$	9	11 $\frac{1}{4}$	3	6 $\frac{1}{4}$	3 $\frac{1}{4}$	2 $\frac{1}{4}$
3 $\frac{1}{2}$	TPB7BB	1 $\frac{1}{4}$	1 $\frac{1}{4}$	$\frac{1}{2}$	11	14	3 $\frac{1}{4}$	8	4	2 $\frac{1}{4}$

Anexo 6. Catálogo de catalinas Martin.

Soportes tipo sileta con tornillos de apriete

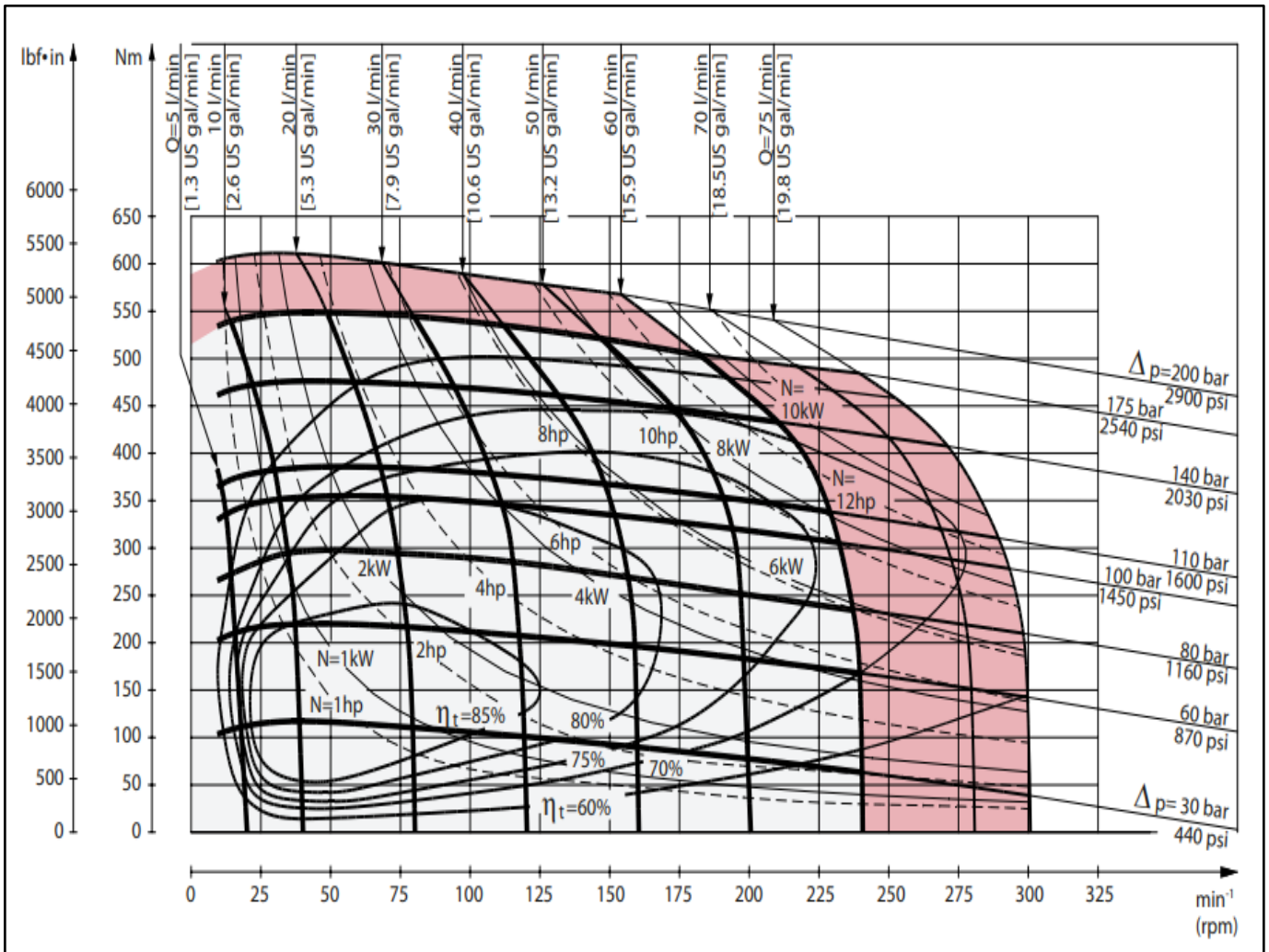


Tipo de cubierta anti polvo de acero estampado
 Extremo abierto Z-UCP--D1
 Extremo cerrado ZM-UCP--D1

Diám. Eje mm pulgadas	Designación soporte (1)	Dimensiones nominales											Tamaño tornillo mm pulgadas	Número de rodamiento
		H	L	J	A	N	N ₁	H ₁	H ₂	L ₁	B	S		
12 1/2	UCP201D1 UCP201-008D1	30.2 3/16	127 5	95 3 3/4	38 1 1/2	13 1/2	16 5/8	14 9/16	62 27 1/16	42 12 1/32	31 1.2205	12.7 0.500	M10 3/8	UC201D1 UC201-008D1
15 9/16 5/8	UCP202D1 UCP202-009D1 UCP202-010D1	30.2 3/16	127 5	95 3 3/4	38 1 1/2	13 1/2	16 5/8	14 9/16	62 27 1/16	42 12 1/32	31 1.2205	12.7 0.500	M10 3/8	UC202D1 UC202-009D1 UC202-010D1
17 11/16	UCP203D1 UCP203-011D1	30.2 3/16	127 5	95 3 3/4	38 1 1/2	13 1/2	16 5/8	14 9/16	62 27 1/16	42 12 1/32	31 1.2205	12.7 0.500	M10 3/8	UC203D1 UC203-011D1
20 3/4	UCP204D1 UCP204-012D1	33.3 5/16	127 5	95 3 3/4	38 1 1/2	13 1/2	16 5/8	14 9/16	65 29 1/16	42 12 1/32	31 1.2205	12.7 0.500	M10 3/8	UC204D1 UC204-012D1
25 13/16 7/8 15/16	UCP205D1 UCP205-013D1 UCP205-014D1 UCP205-015D1	36.5 17/16	140 5 1/2	105 4 1/8	38 1 1/2	13 1/2	16 5/8	15 19/32	71 22 5/32	42 12 1/32	34.1 1.3425	14.3 0.563	M10 3/8	UC205D1 UC205-013D1 UC205-014D1 UC205-015D1
1 30 11/16 11/8 13/16 11/4	UCP205-100D1 UCP206D1 UCP206-101D1 UCP206-102D1 UCP206-103D1 UCP206-104D1	42.9 11 1/16	165 6 1/2	121 4 3/4	48 17 3/8	17 21/32	20 25/32	17 21/32	83 39 3/32	54 2 1/8	38.1 1.5000	15.9 0.626	M14 1/2	UC205-100D1 UC206D1 UC206-101D1 UC206-102D1 UC206-103D1 UC206-104D1
35 11/4 15/16 13/8 17/16	UCP207D1 UCP207-104D1 UCP207-105D1 UCP207-106D1 UCP207-107D1	47.6 17/8	167 6 9/16	127 5	48 17 3/8	17 21/32	20 25/32	18 23/32	93 32 1/32	54 2 1/8	42.9 1.6890	17.5 0.689	M14 1/2	UC207D1 UC207-104D1 UC207-105D1 UC207-106D1 UC207-107D1
40 11/2 19/16	UCP208D1 UCP208-108D1 UCP208-109D1	49.2 11 5/16	184 7 1/4	137 5 13/32	54 2 1/8	17 21/32	20 25/32	18 23/32	98 32 7/32	52 2 1/16	49.2 1.9370	19 0.748	M14 1/2	UC208D1 UC208-108D1 UC208-109D1
45 15/8 11 1/16 13/4	UCP209D1 UCP209-110D1 UCP209-111D1 UCP209-112D1	54 2 1/8	190 7 15/32	146 5 3/4	54 2 1/8	17 21/32	20 25/32	20 25/32	106 43 1/16	60 2 3/8	49.2 1.9370	19 0.748	M14 1/2	UC209D1 UC209-110D1 UC209-111D1 UC209-112D1

Nota (1) Estas designaciones de soporte indican que son de tipo relubricable. Si se necesita el tipo sin mantenimiento, seleccione los tipos sin el sufijo "D1".

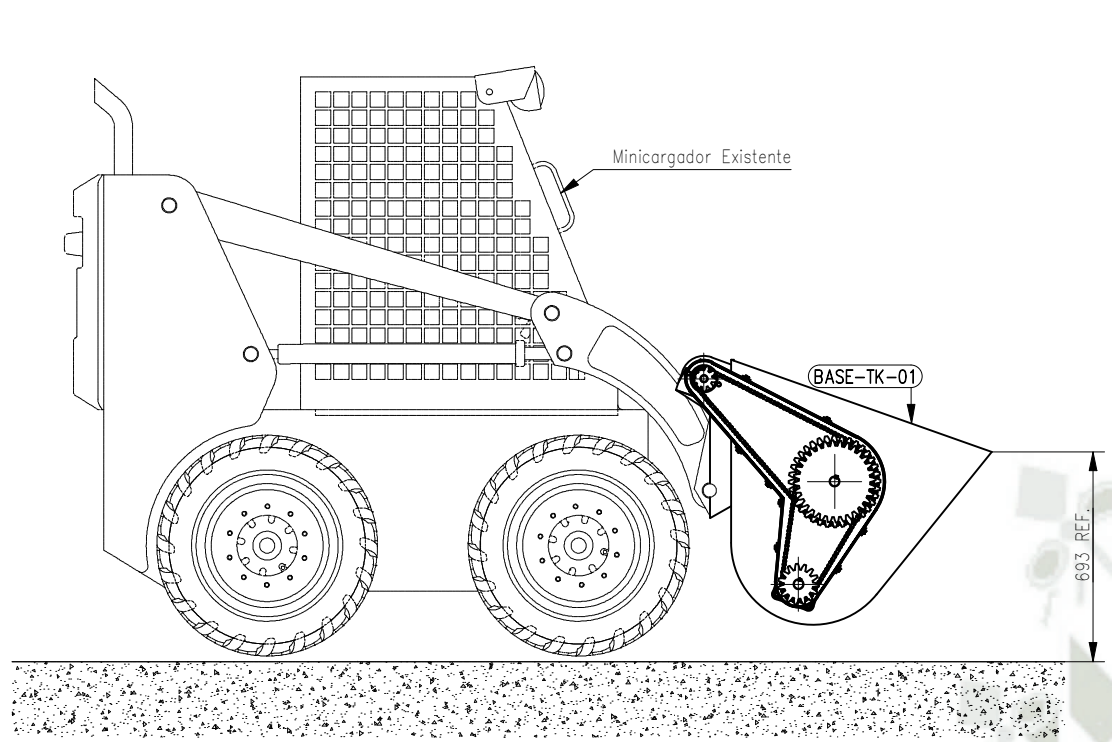
Anexo 7. Diagrama de funciones Motor Hidráulico OMR 250



PLANOS

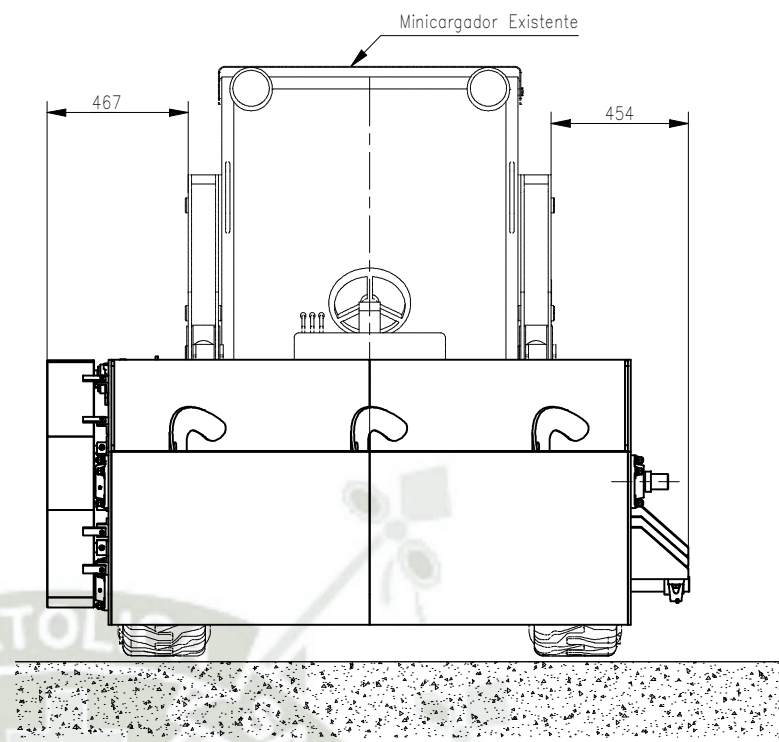
1. TES-FS-2022-DWG-01
2. TES-FS-2022-DWG-02
3. TES-FS-2022-DWG-03
4. TES-FS-2022-DWG-04
5. TES-FS-2022-DWG-05
6. TES-FS-2022-DWG-06
7. TES-FS-2022-DWG-07





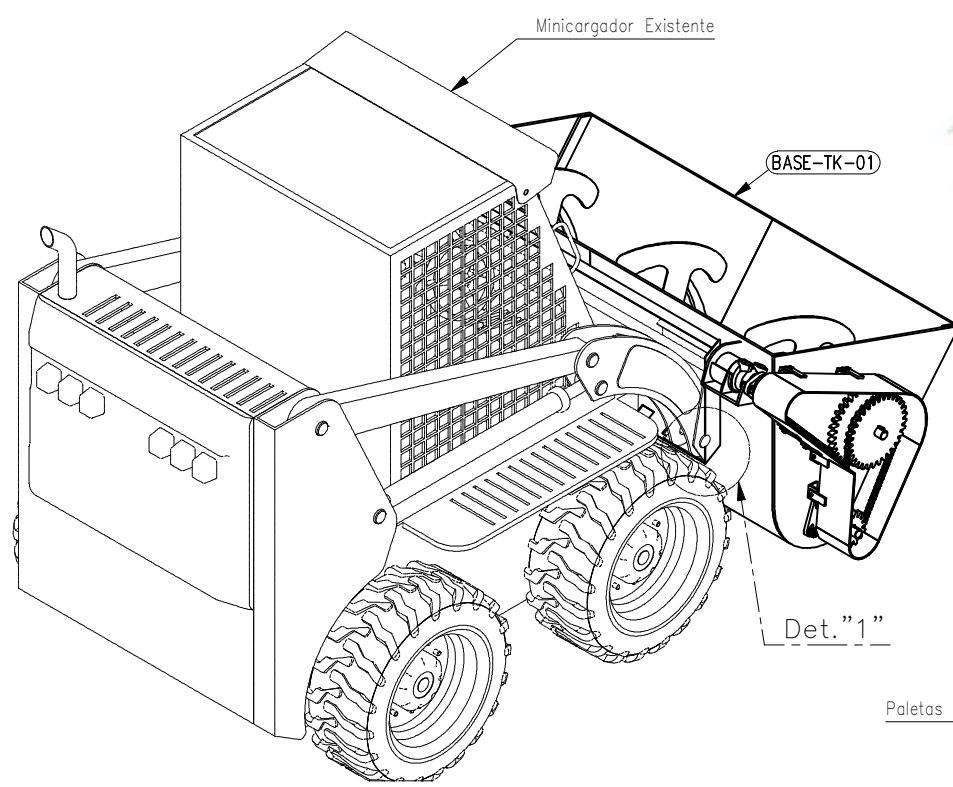
V. FRONTAL /SOPORTE GENERAL

CANTIDAD: 00 Und
ESC: 1/25



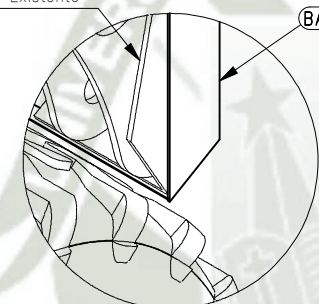
V. LATERAL /SOPORTE GENERAL

ESC: 1/25



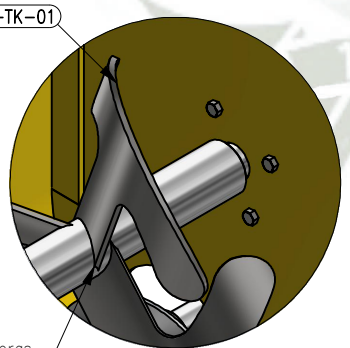
V. ISOMETRICO /SOPORTE GENERAL

ESC: 1/25



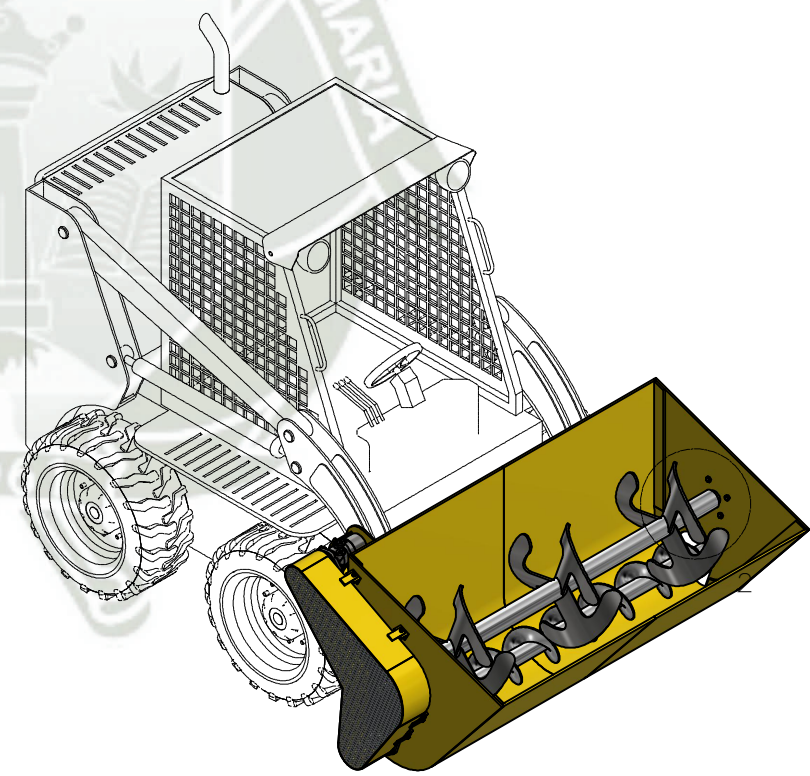
DETALLE "1"

ESC: 1/7.5



DETALLE "2"

ESC: 1 : 10



ELEVACION/SOPORTE GENERAL

CANTIDAD: 00 Und
ESC: 1/30

MINICARGADOR CON BANDEJA		
CODIGO	MATERIAL	CANT.
BASE-TK-01	ASTM A36	1

REV.	FECHA	DESCRIPCION	DIS. REV.
A	15/09/23	EMITIDO PARA REVISIÓN.	
B	15/09/23	EMITIDO PARA APROBACIÓN.	

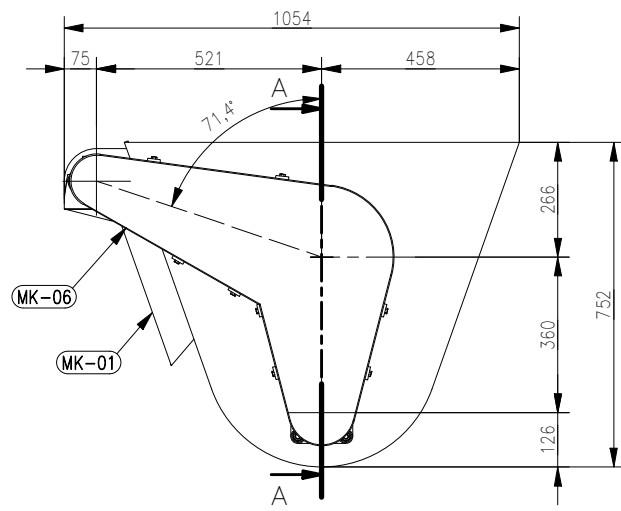

Universidad Católica de Santa María
 ESCUELA DE INGENIERIA MECÁNICA
 MECÁNICA ELÉCTRICA Y MECATRONICA

PLANO DISEÑO DE UN ADITAMENTO MEZCLADOR DE ALIMENTOS PARA FORMULAR DIETAS BALANCEADAS ISOMETRICO / ENSAMBLE GENERAL

ELABORADO POR: BRYAN PAUL CHAVEZ ZUÑIGA
 ESCALA INDICADA NUMERO DE PLANO
 TES-FS-2022-DWG-01

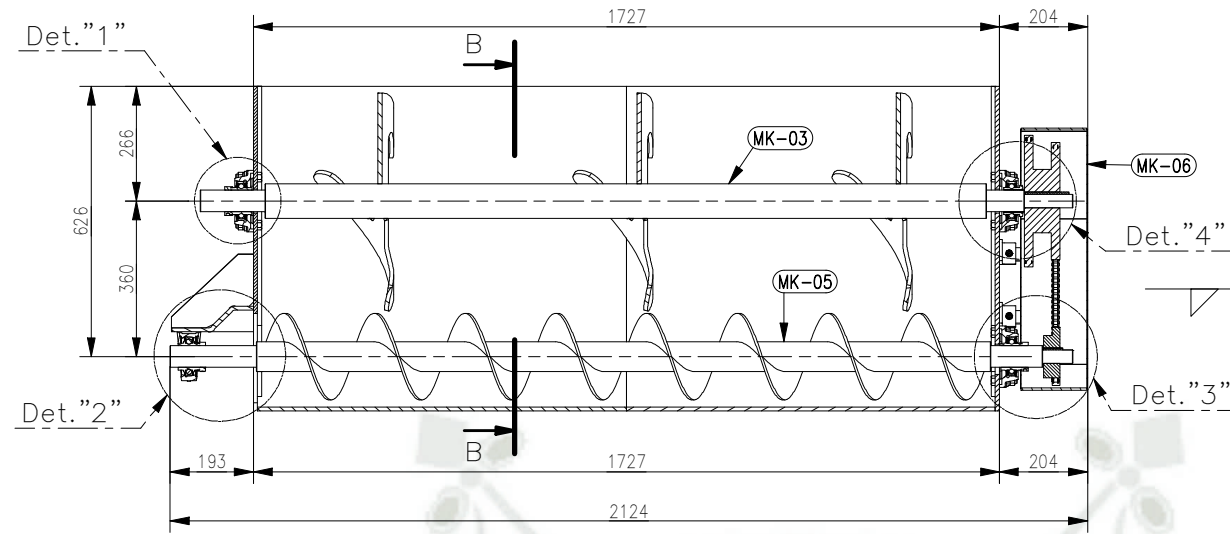
ESCALA EN PULGADAS

ESCALA METRICA



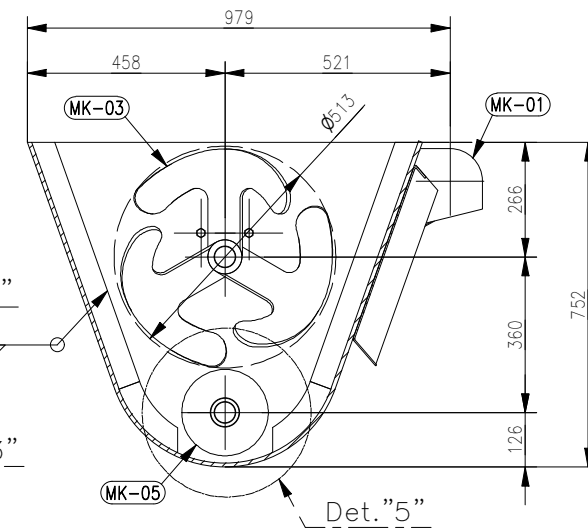
ELEVACION/BASE-TK-01

CANTIDAD: 00 Und
ESC: 1/17.5



SECCION A-A

ESC: 1/17.5



SECCION B-B

ESC: 1/17.5

BASE TK-01 / 01 UND. / LISTA PARA 01		
CODIGO	MATERIAL	CANT.
MK-01	Plancha 3/8" ASTM A36	1
MK-02	Plancha 3/8" ASTM A36	1
MK-03	Barra Lisa Ø3 1/2" - SAE-1045	1
MK-04	Plancha 3/8" ASTM A36	1
MK-05	Barra Lisa Ø3" - SAE-1045	1
MK-06	Platina 6"x3/16" ASTM A36	1

ESPECIFICACIONES TECNICAS:

MATERIALES:

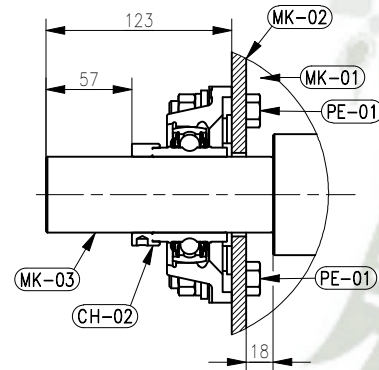
- PLANCHAS ESTRUCTURALES Y/O LAMINADAS SEGUN NORMA ASTM A36.
- PERFILES SEGUN NORMA ASTM A36-A53.
- PERNOS HEXAGONALES SEGUN NORMA ASTM A325-NEGRO.

SOLDADURA:

- SOLDADURA CONFORME A A.W.S. D1.1
- LA SOLDADURA SERA COMO MINIMO EL ESPESOR DE LA PLANCHA DE ACUERDO AL ESTANDAR, SALVO INDICACION CONTRARIA.

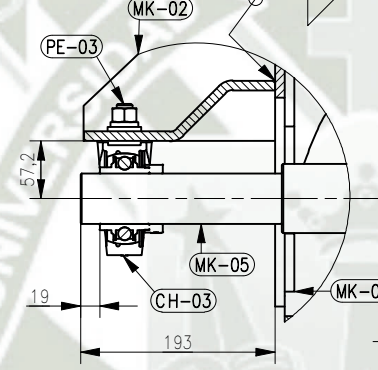
ACABADO SUPERFICIAL:

- SEGUN ESTANDAR 240K-C2-55-002.
- PREPARACION SUPERFICIAL EXTERIOR SSPC-SP6.
- PINTURA GRIS NIEBLA - RAL 1660 (6MILS) (ESTRUCTURA)
- PINTURA AMARILLA - RAL 1317 (6MILS) (GUARDAS)



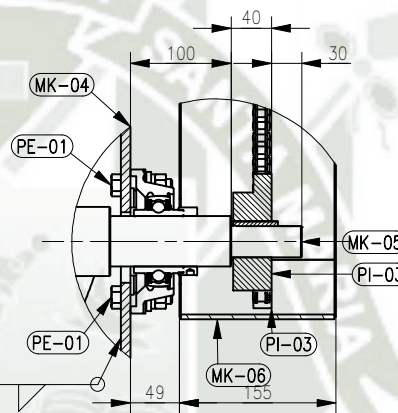
DETALLE "1"

ESC: 1 : 5



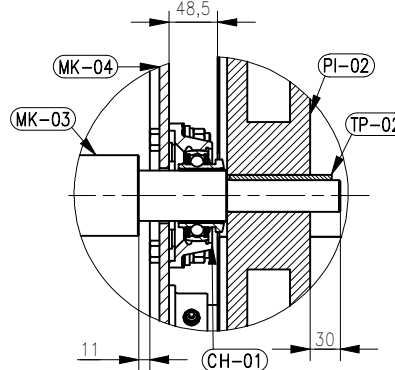
DETALLE "2"

ESC: 1 : 7.5



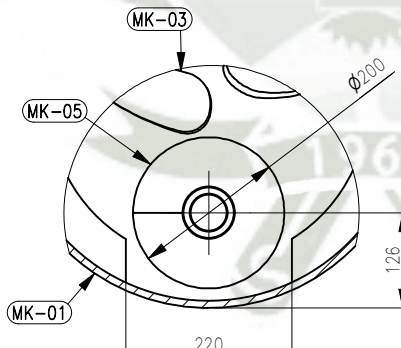
DETALLE "3"

ESC: 1 : 7.5



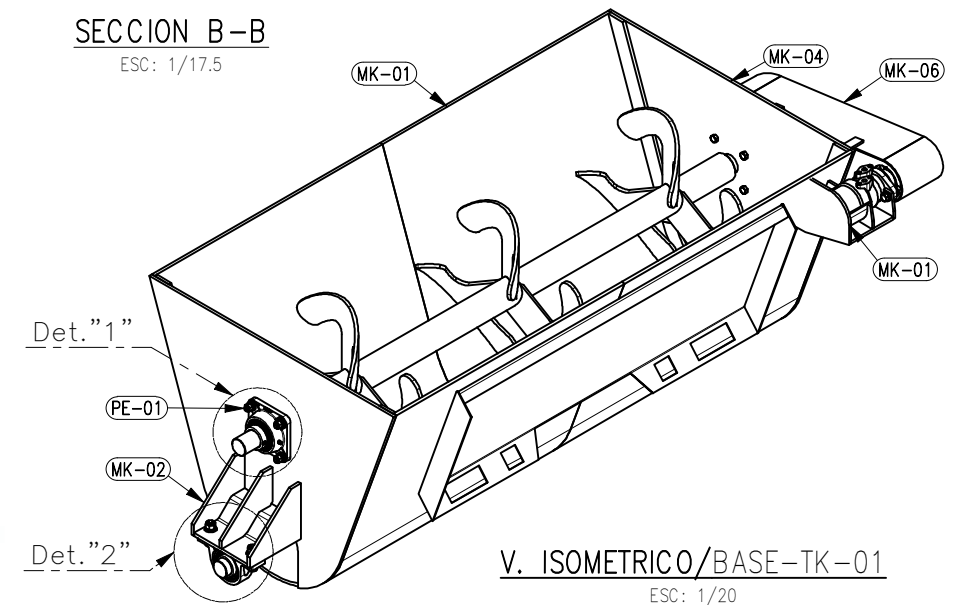
DETALLE "4"

ESC: 1/7.5



DETALLE "5"

ESC: 1/10



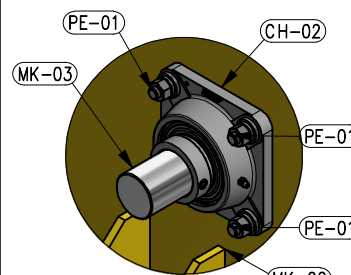
V. ISOMETRICO/BASE-TK-01

ESC: 1/20

PERNERIA Y ACCESORIOS		
CODIGO	MATERIAL	CANT.
CH-01	Chumacera de Pared - SKF_FY 50 LF	1
CH-02	Chumacera de Pared - SKF_FY 50 WF	2
CH-03	Chumacera de Pie - SKF_SY 50 WDW	1
MS-01	Motor Hidraulico - Tipo OMR 200	1
PE-01	Perno Hex Ø1/2"x2" A-325 - UNC - (Completo)	12
PE-02	Perno Hex Ø1/4"x1" A-325 - UNC - (Completo)	8
PE-03	Perno Hex Ø5/8"x2.5" A-325 - UNC - (Completo)	2
PE-04	Perno Hex Ø1/2"x2.5" A-325 - UNC - (Completo)	2
PI-01	Piñon - 80B9R	1
PI-02	Piñon - 80B36 Y 80B32	1
PI-03	Piñon - 80B15	1
TP-01	Teclas Paralelas 5/16"x1.75"	1
TP-02	Teclas Paralelas 3/8"x4"	1

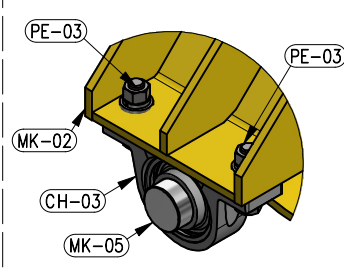
NOTAS:

1. TODAS LAS MEDIDAS SE ENCUENTRAN EN MILIMETROS, S.I.C.



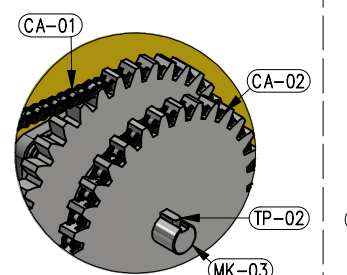
DETALLE "1"

ESC: 1 : 7.5



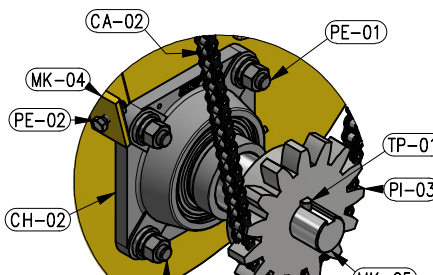
DETALLE "2"

(Lado de Descarga)
ESC: 1 : 7.5



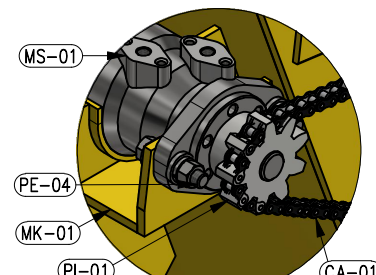
DETALLE "3"

ESC: 1 : 7.5



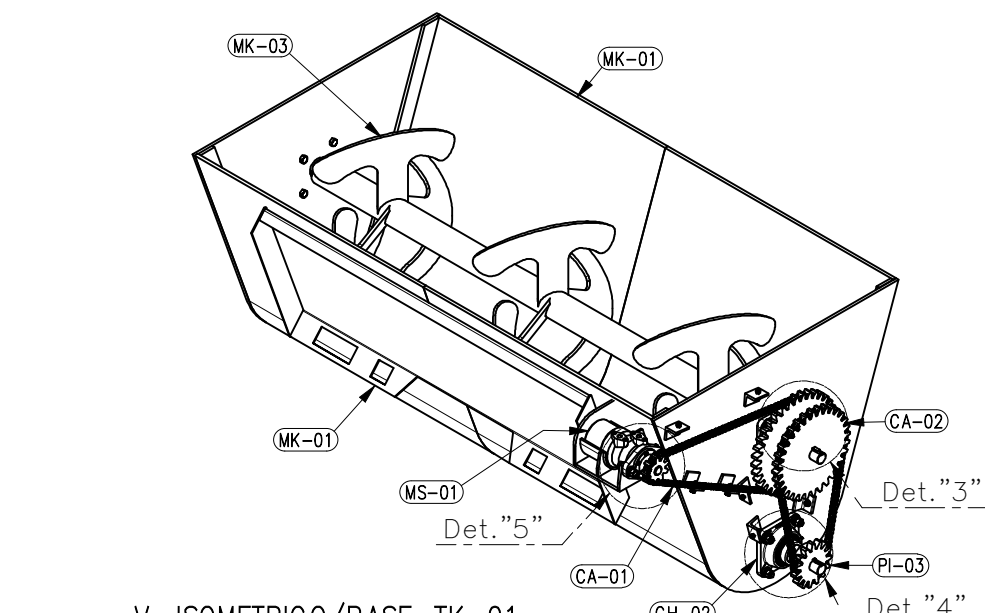
DETALLE "4"

ESC: 1 : 6



DETALLE "5"

(Soporte de Motor)
ESC: 1 : 6



V. ISOMETRICO/BASE-TK-01

ESC: 1/20

REV.	FECHA	DESCRIPCION	DIS. REV.
A	15/09/23	EMITIDO PARA REVISIÓN.	
B	15/09/23	EMITIDO PARA APROBACIÓN.	



Universidad Católica de Santa María

ESCUELA DE INGENIERIA MECÁNICA
MECÁNICA ELÉCTRICA Y MECATRONICA

PLANO DISEÑO DE UN ADITAMENTO MEZCLADOR DE ALIMENTOS
PARA FORMULAR DIETAS BALANCEADAS
ENSAMBLE / BASE TK-01

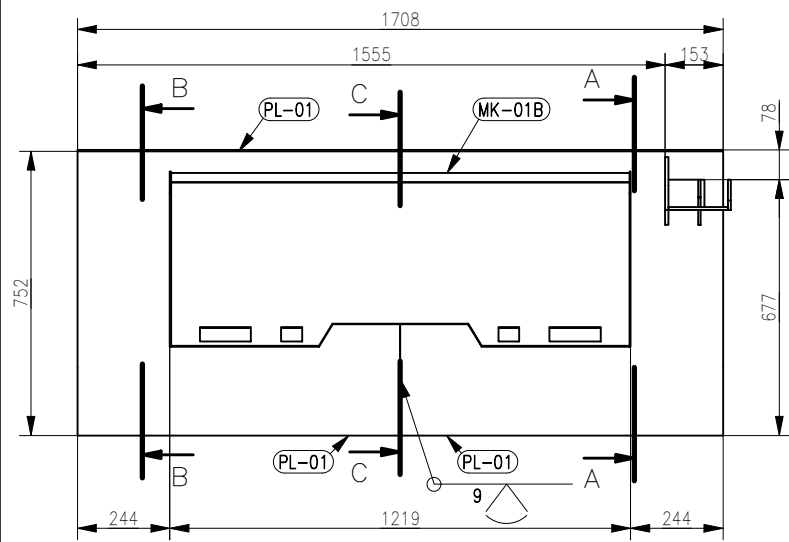
ELABORADO POR: MRYAN PAUL CHAVEZ ZUÑIGA

ESCALA INDICADA

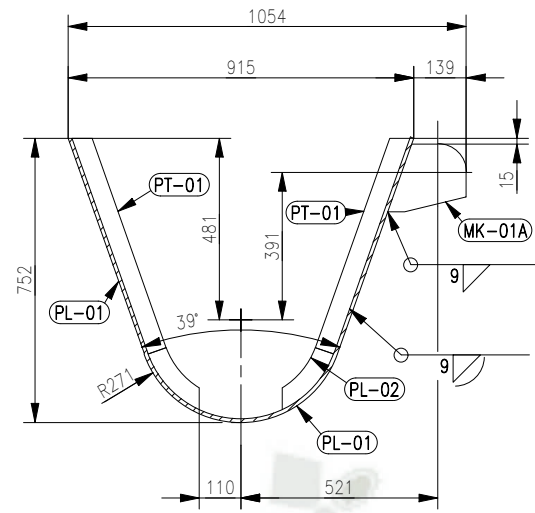
NUMERO DE PLANO

TES-FS-2022-DWG-02

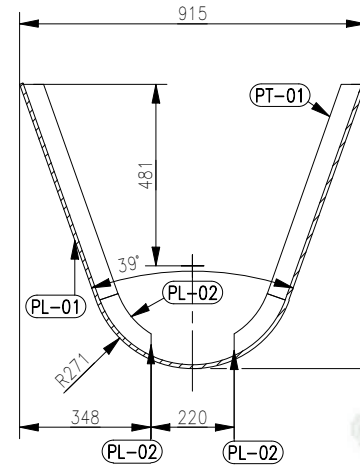




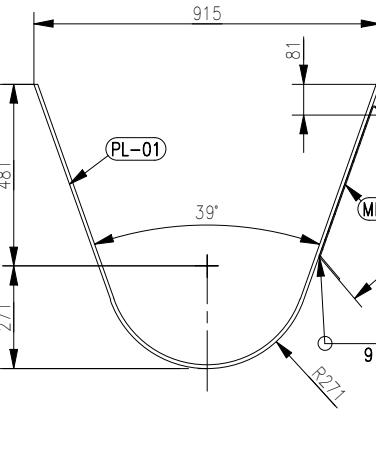
V. FRONTAL /MK-01
ESC: 1/20



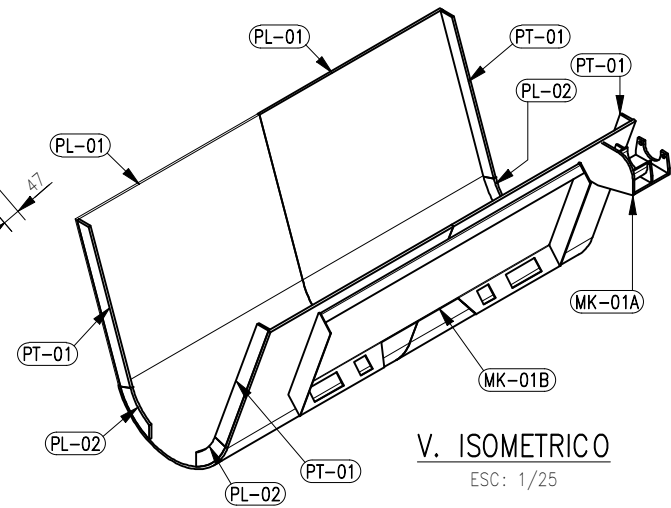
SECCION A-A
ESC: 1/20



SECCION B-B
ESC: 1/20



SECCION C-C
ESC: 1/20



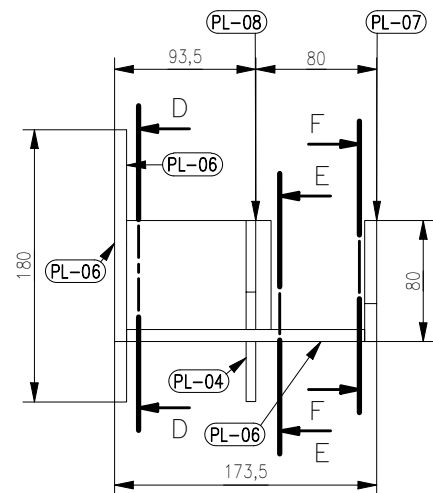
V. ISOMETRICO
ESC: 1/25

MK-01 / 01 UND. / LISTA PARA 01

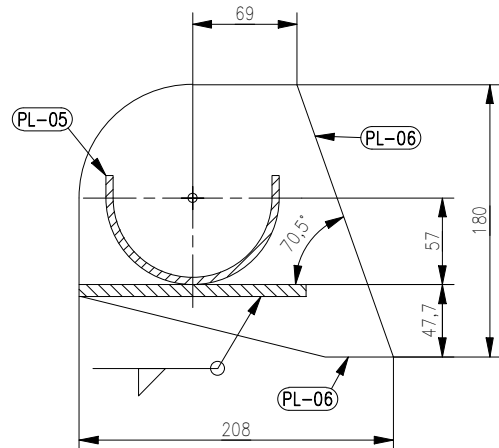
CODIGO	MATERIAL	CANT.
MK-01A	Plancha 5/16" ASTM A36	1
MK-01B	Plancha 1/8" ASTM A36	1
PL-01	Plancha 3/8" ASTM A36	2
PL-02	Plancha 3/8" ASTM A36	2
PT-01	Platina de 2"x3/8" ASTM A36	2

MK-01A / 01 UND. / LISTA PARA 01

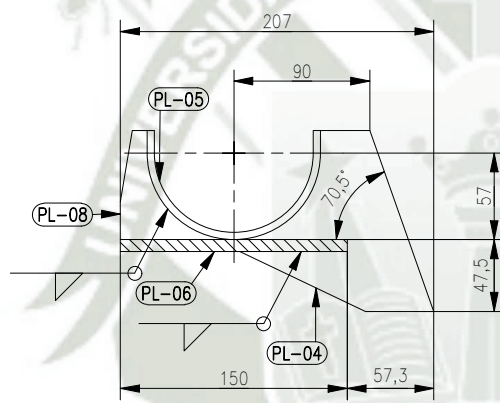
CODIGO	MATERIAL	CANT.
PL-04	Plancha 1/4" ASTM A36	1
PL-05	Plancha 3/16" ASTM A36	1
PL-06	Plancha 5/16" ASTM A36	2
PL-07	Plancha 5/16" ASTM A36	1
PL-08	Plancha 1/4" ASTM A36	1



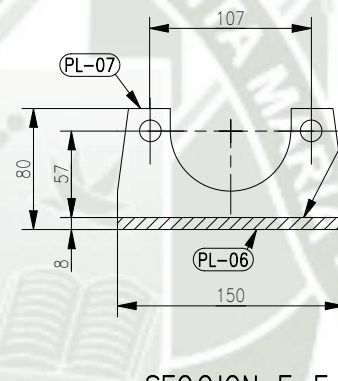
V. FRONTAL /MK-01A
ESC: 1/5



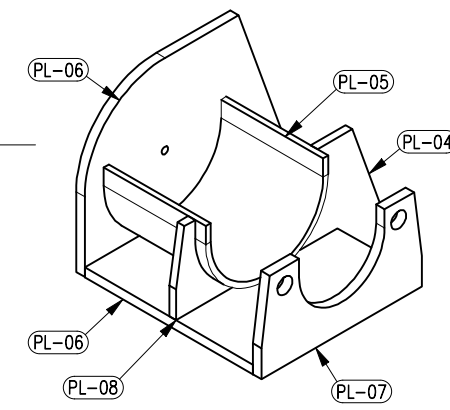
SECCION D-D
ESC: 1/5



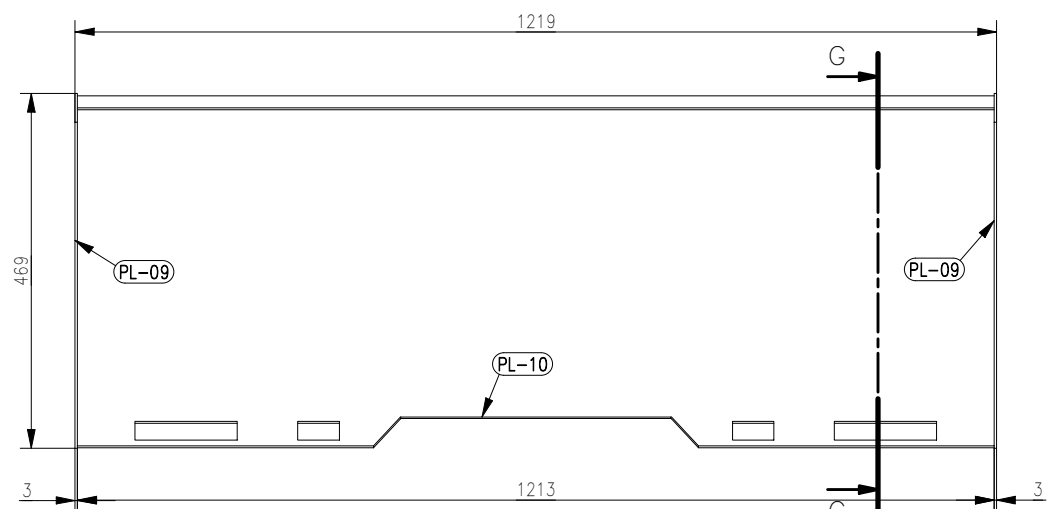
SECCION E-E
ESC: 1/5



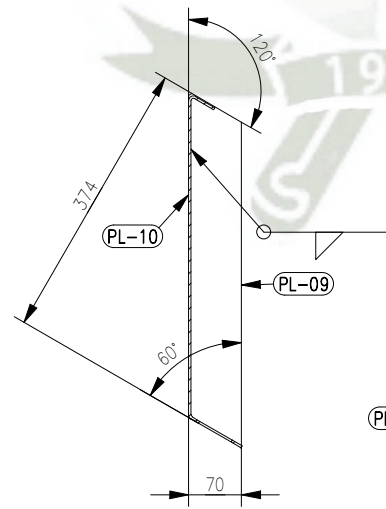
SECCION F-F
ESC: 1/5



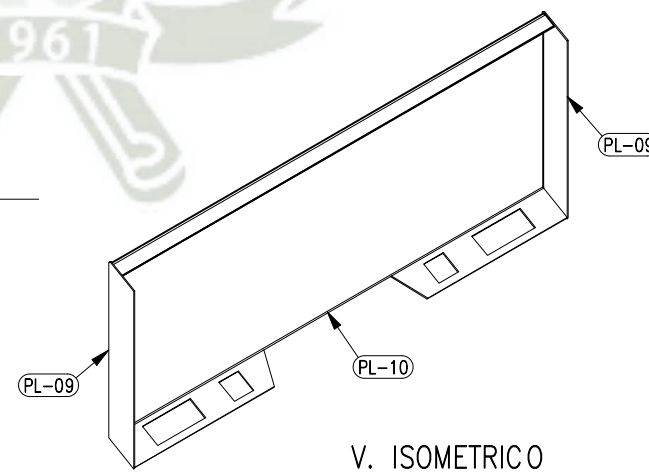
V. ISOMETRICO
ESC: 1/5



V. FRONTAL /MK-01B
ESC: 1/10



SECCION G-G
ESC: 1/10



V. ISOMETRICO
ESC: 1/15

MK-01B / 01 UND. / LISTA PARA 01

CODIGO	MATERIAL	CANT.
PL-09	Plancha 1/8" ASTM A36	2
PL-10	Plancha 1/8" ASTM A36	1

REV.	FECHA	DESCRIPCION	DIS. REV.
A	15/09/23	EMITIDO PARA REVISIÓN.	
B	15/09/23	EMITIDO PARA APROBACIÓN.	



Universidad Católica de Santa María

ESCUELA DE INGENIERIA MECÁNICA
MECÁNICA ELÉCTRICA Y MECATRONICA

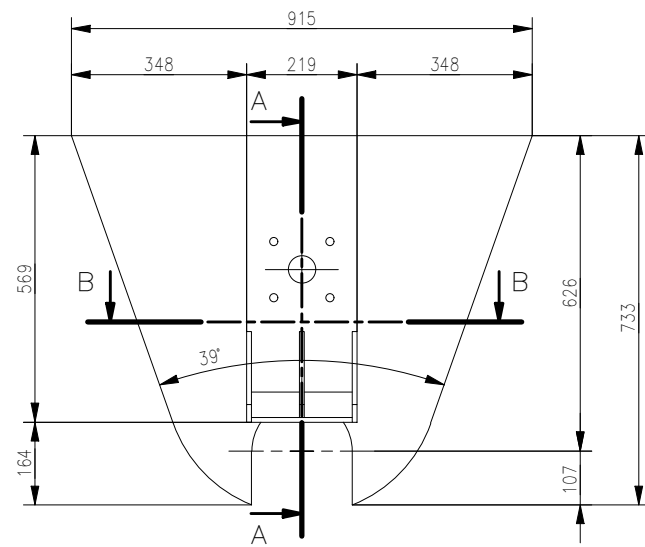
PLANO DISEÑO DE UN ADITAMENTO MEZCLADOR DE ALIMENTOS
PARA FORMULAR DIETAS BALANCEADAS
ENSAMBLE / MK-01, MK-01A & MK-01B

ELABORADO POR: BRYAN PAUL CHAVEZ ZUÑIGA

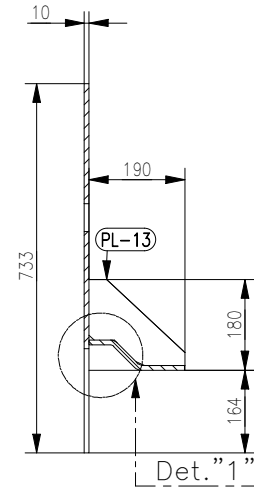
ESCALA INDICADA

NUMERO DE PLANO

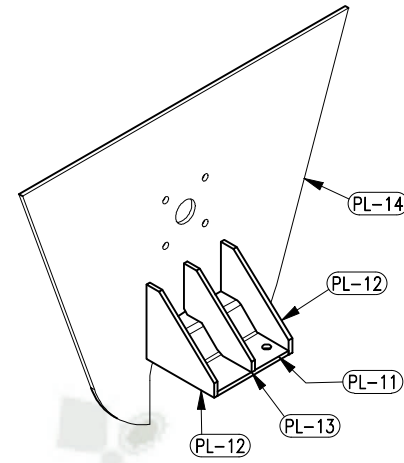
TES-FS-2022-DWG-03



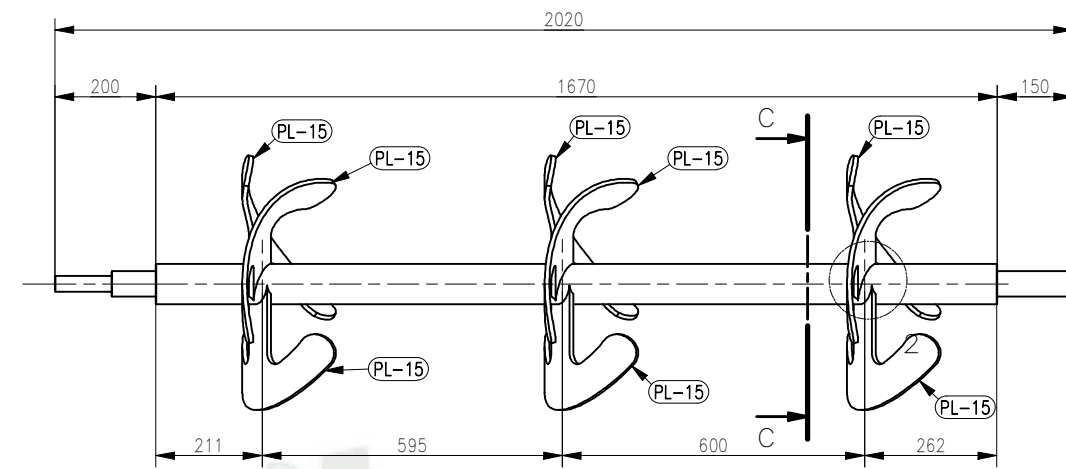
V. FRONTAL /MK-02
ESC: 1/15



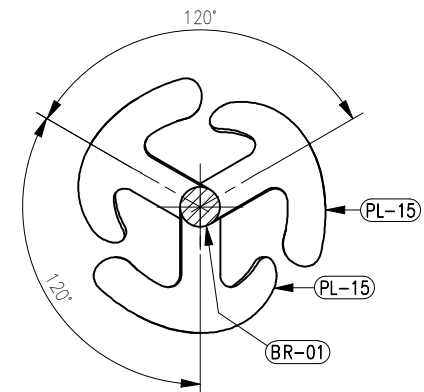
SECCION A-A
ESC: 1/15



V. ISOMETRICO
ESC: 1/15

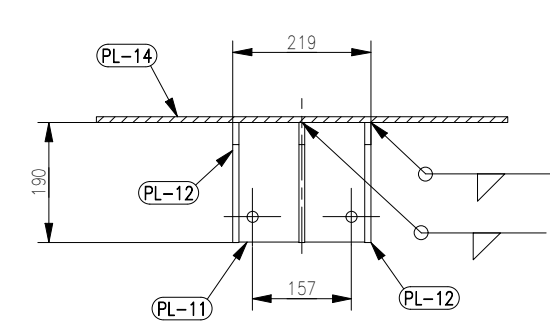


V. FRONTAL /MK-03
ESC: 1/15

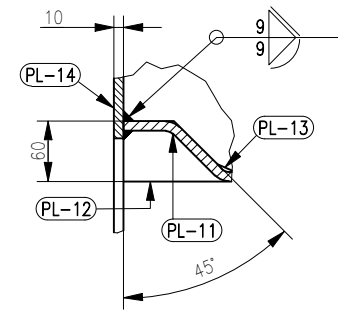


SECCION C-C
ESC: 1/15

MK-03 / 01 UND. / LISTA PARA 01		
CODIGO	MATERIAL	CANT.
BR-01	Barra Lisa Ø3 1/2" - SAE-1045	1
PL-15	Plancha 3/8" ASTM A36	9

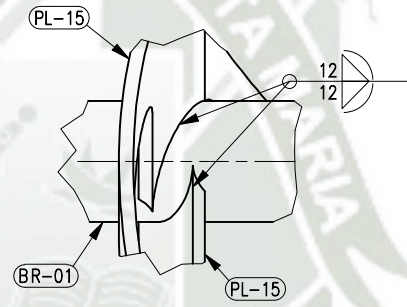


SECCION B-B
ESC: 1/12

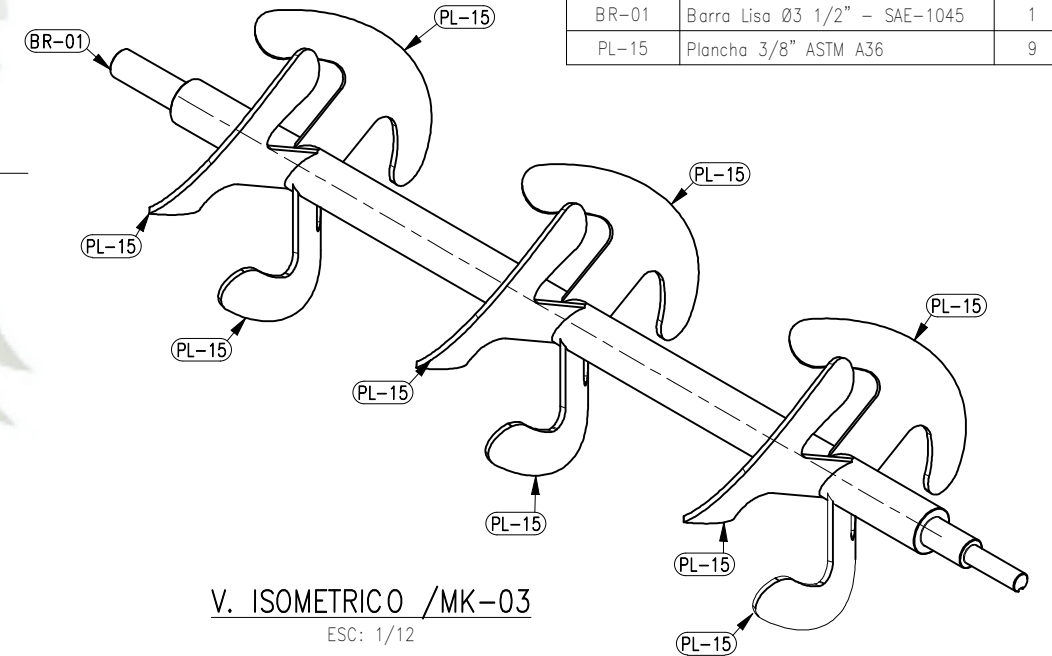


DETALLE "1"
ESC: 1/7.5

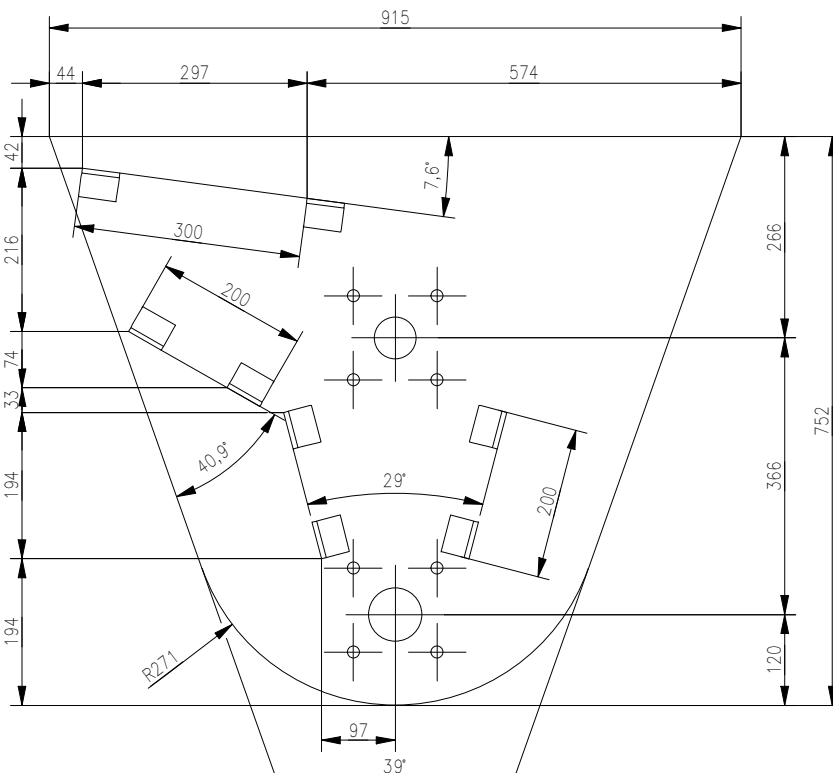
MK-02 / 01 UND. / LISTA PARA 01		
CODIGO	MATERIAL	CANT.
PL-11	Plancha 3/8" ASTM A36	1
PL-12	Plancha 3/8" ASTM A36	2
PL-13	Plancha 3/8" ASTM A36	1
PL-14	Plancha 3/8" ASTM A36	1



DETALLE "2"
ESC: 1/5

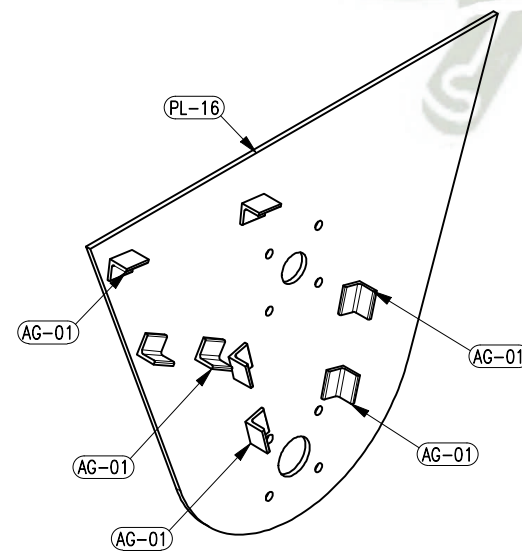


V. ISOMETRICO /MK-03
ESC: 1/12



V. FRONTAL /MK-04
ESC: 1/10

MK-04 / 01 UND. / LISTA PARA 01		
CODIGO	MATERIAL	CANT.
PL-16	Plancha 3/8" ASTM A36	1
AG-01	Angulo 1 1/2" x 1 1/2" x 1/4" A36	8



V. ISOMETRICO
ESC: 1/12

REV.	FECHA	DESCRIPCION	DIS. REV.
A	15/09/23	EMITIDO PARA REVISIÓN.	
B	15/09/23	EMITIDO PARA APROBACIÓN.	



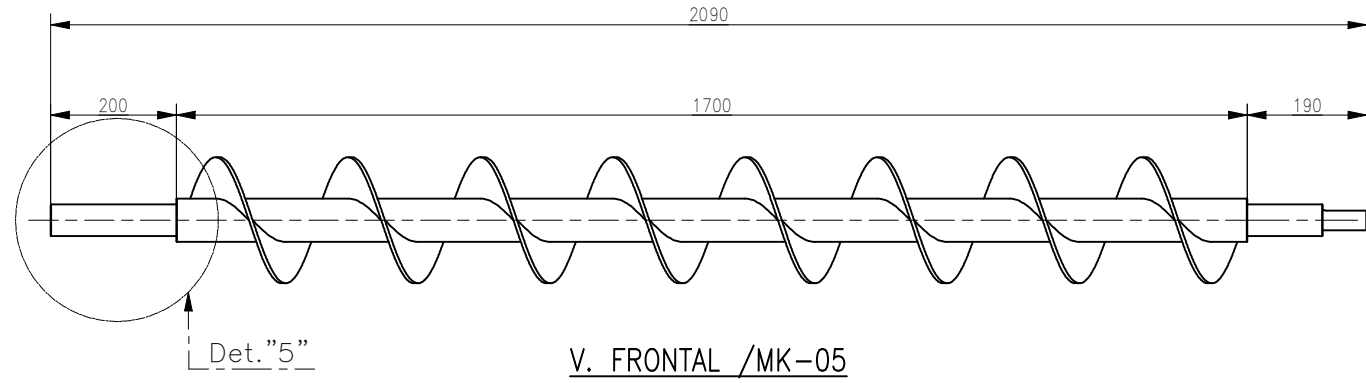
Universidad Católica de Santa María
ESCUELA DE INGENIERIA MECÁNICA
MECÁNICA ELÉCTRICA Y MECATRONICA
PLANO DISEÑO DE UN ADITAMENTO MEZCLADOR DE ALIMENTOS
PARA FORMULAR DIETAS BALANCEADAS
ENSAMBLES / MK-02, MK-03 & MK-04

ELABORADO POR: BRYAN PAUL CHAVEZ ZUÑIGA
ESCALA INDICADA
NUMERO DE PLANO

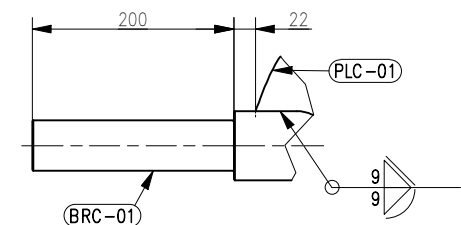
TES-FS-2022-DWG-04



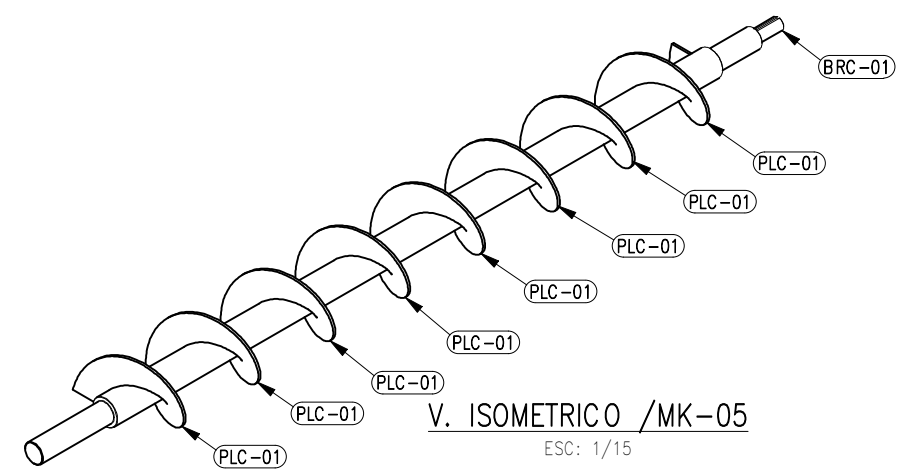
MK-05 / 01 UND. / LISTA PARA 01		
CODIGO	MATERIAL	CANT.
BRC-01	Barra Lisa Ø3" - SAE-1045	1
PLC-01	Plancha 3/16" ASTM A36	1



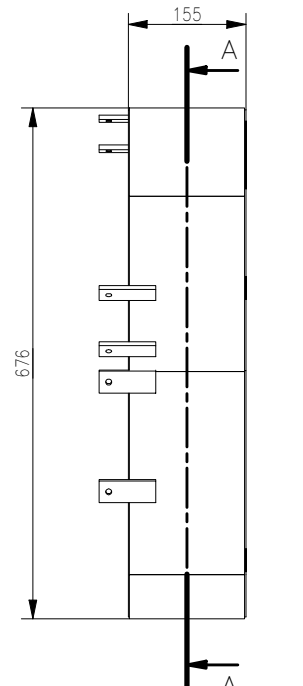
V. FRONTAL /MK-05
ESC: 1/12



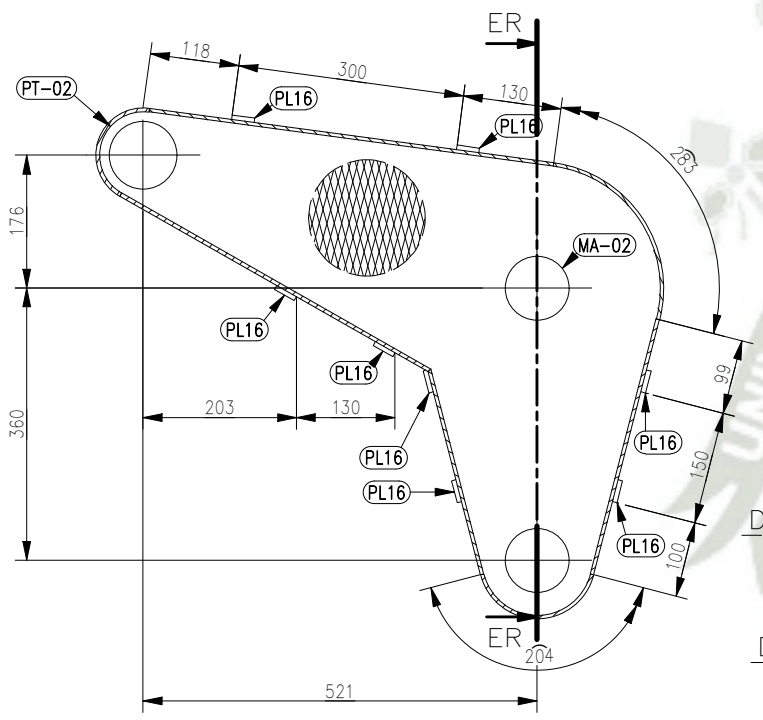
DETALLE "5"
ESC: 1 : 7.5



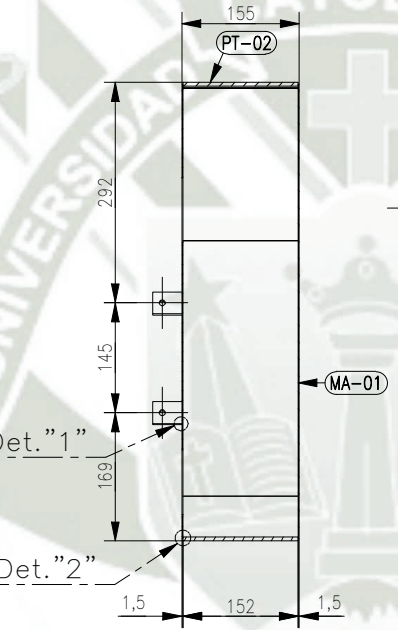
V. ISOMETRICO /MK-05
ESC: 1/15



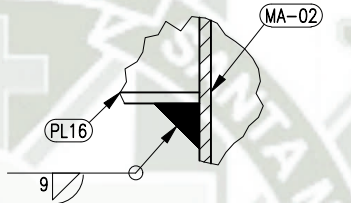
V. FRONTAL /MK-06
ESC: 1/10



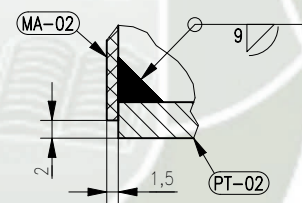
SECCION A-A
ESC: 1/10



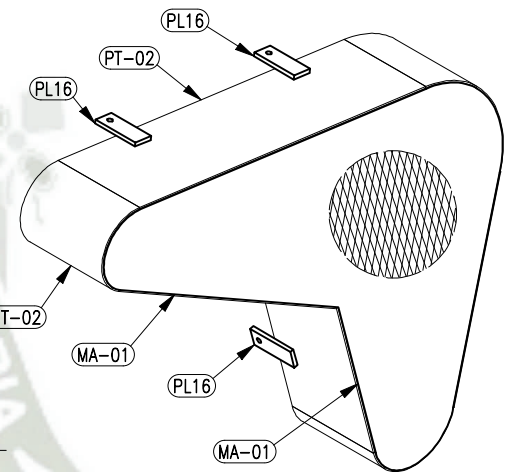
SECCION ER-ER
ESC: 1/10



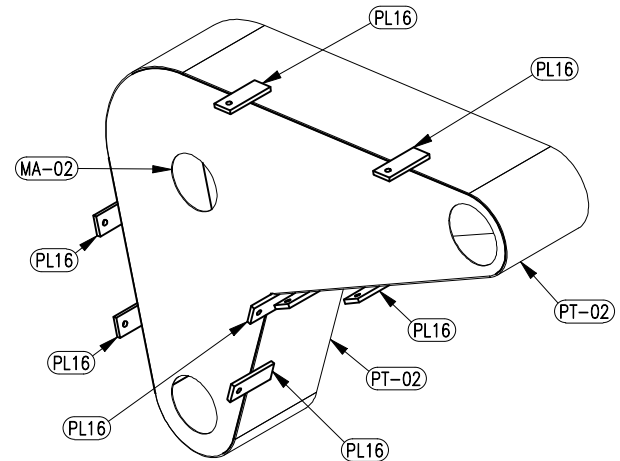
DETALLE "1"
ESC: 1 : 1



DETALLE "2"
ESC: 1 : 1



V. ISOMETRICO
ESC: 1/10

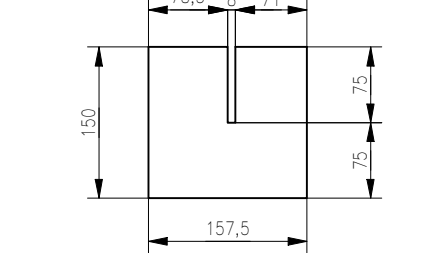
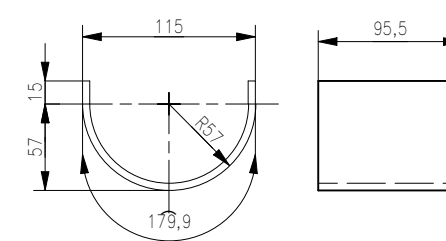
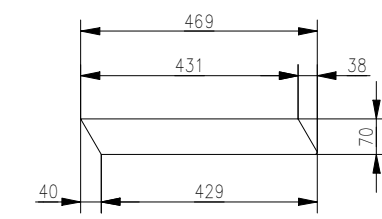
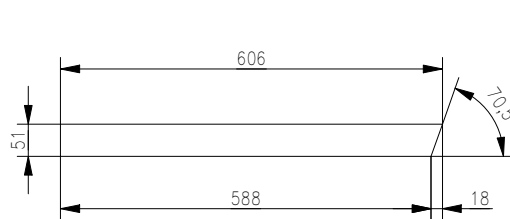
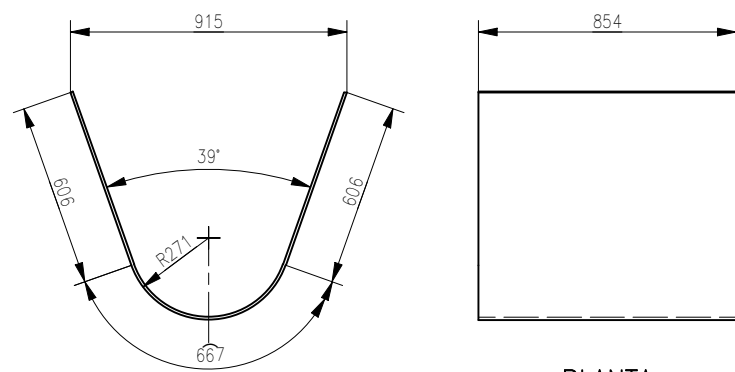


V. ISOMETRICO
ESC: 1/10

MK-06 / 01 UND. / LISTA PARA 01		
CODIGO	MATERIAL	CANT.
PL16	Plancha 1/4" ASTM A36	8
MA-01	Malla Expanded GR1500	1
MA-02	Malla Expanded GR1500	1
PT-02	Platina 6"x3/16" ASTM A36	1

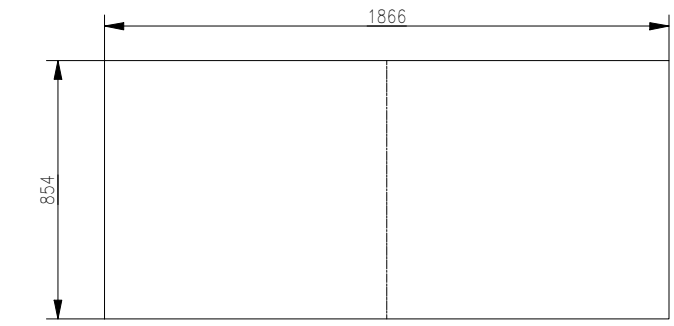
REV.	FECHA	DESCRIPCION	DIS. REV.
A	15/09/23	EMITIDO PARA REVISIÓN.	
B	15/09/23	EMITIDO PARA APROBACIÓN.	


Universidad Católica de Santa María
 ESCUELA DE INGENIERIA MECÁNICA
 MECÁNICA ELÉCTRICA Y MECATRONICA
 PLANO DISEÑO DE UN ADITAMENTO MEZCLADOR DE ALIMENTOS
 PARA FORMULAR DIETAS BALANCEADAS
 ENSAMBLES / MK-05 & MK-06
 ELABORADO POR: BRYAN PAUL CHAVEZ ZUÑIGA
 ESCALA INDICADA NUMERO DE PLANO
 TES-FS-2022-DWG-05

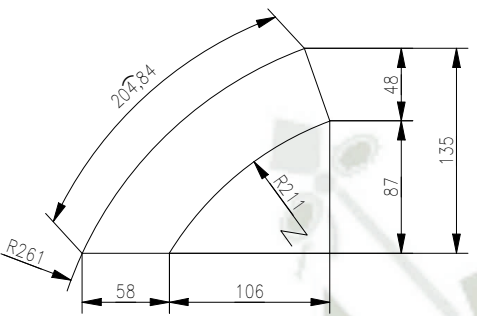


CODIGO	MATERIAL	CANT.
PL-01	Plancha 3/8" ASTM A36	02

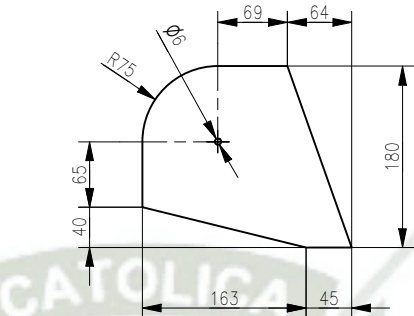
PLANTA
ESC: 1/25



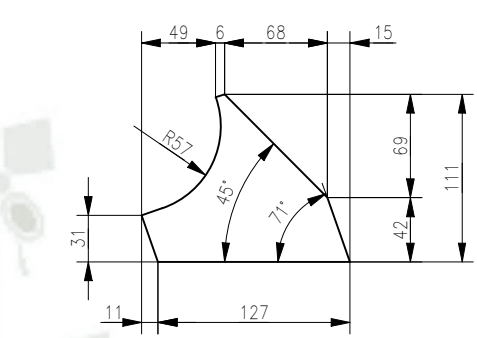
DESARROLLO/PL-01
CANTIDAD: 02 Und
ESC: 1/25



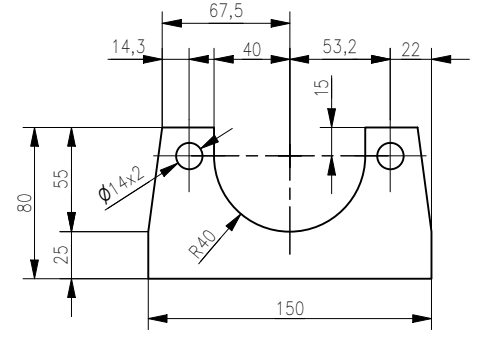
CODIGO	MATERIAL	CANT.
PL-02	Plancha 3/8" ASTM A36	02



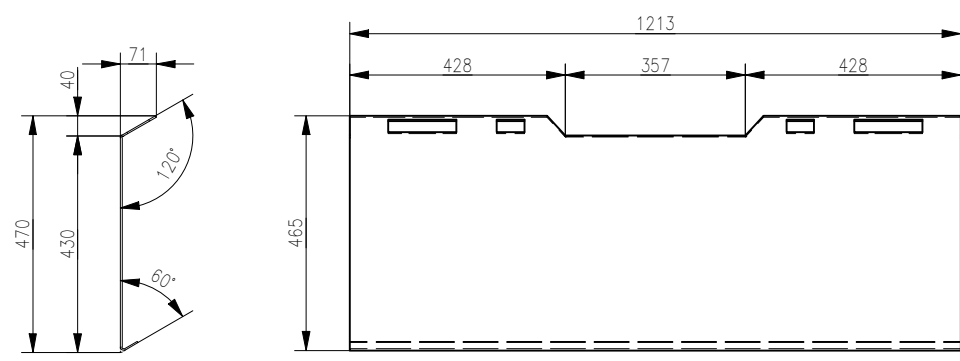
CODIGO	MATERIAL	CANT.
PL-06	Plancha 5/16" ASTM A36	1



CODIGO	MATERIAL	CANT.
PL-04	Plancha 1/4" ASTM A36	1

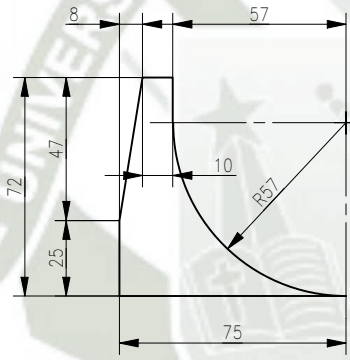


CODIGO	MATERIAL	CANT.
PL-07	Plancha 5/16" ASTM A36	1

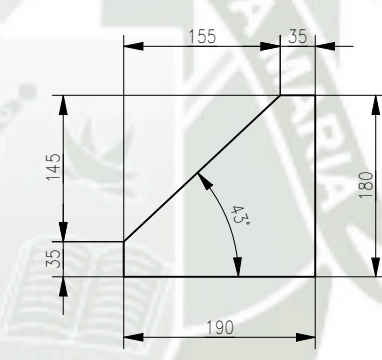


CODIGO	MATERIAL	CANT.
PL-10	Plancha 1/8" ASTM A36	1

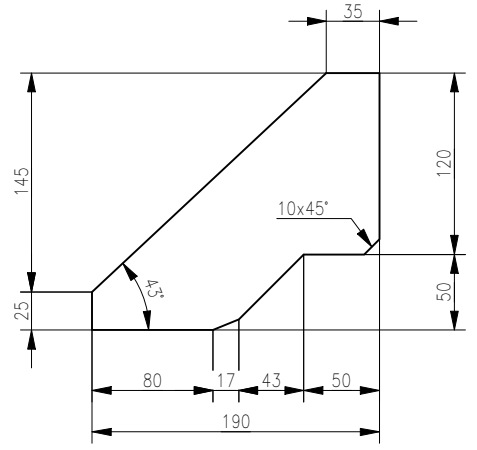
ELEVACION/PL-10
CANTIDAD: 00 Und
ESC: 1/15



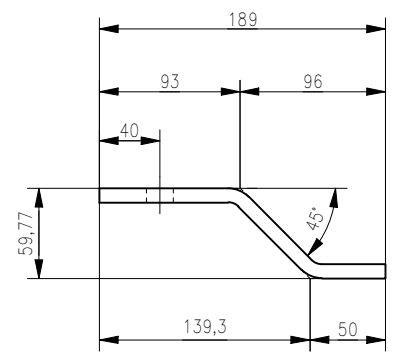
CODIGO	MATERIAL	CANT.
PL-08	Plancha 1/4" ASTM A36	1



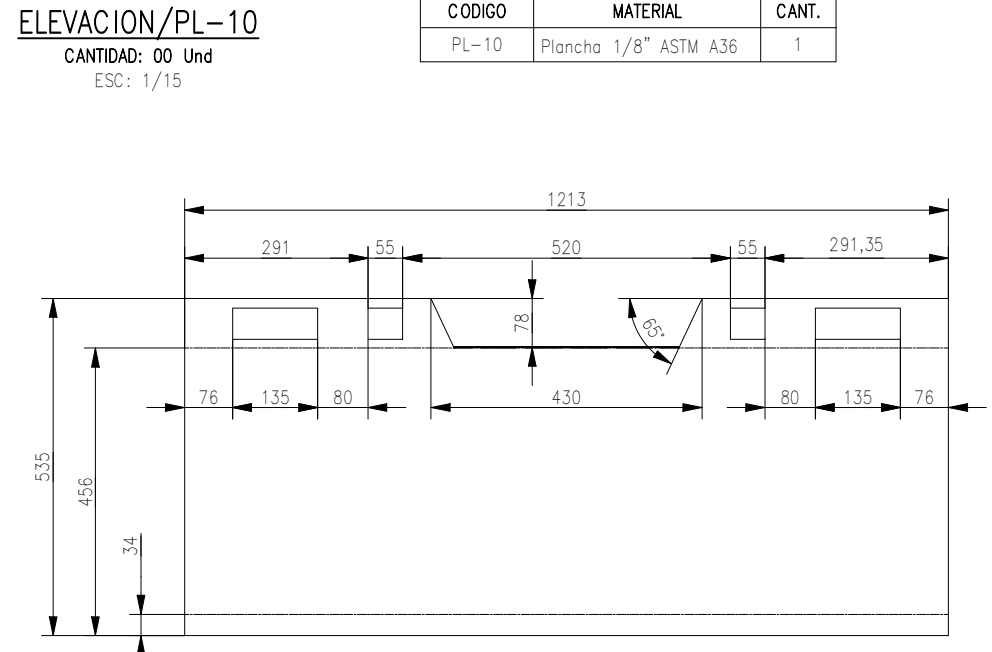
CODIGO	MATERIAL	CANT.
PL-12	Plancha 3/8" ASTM A36	1



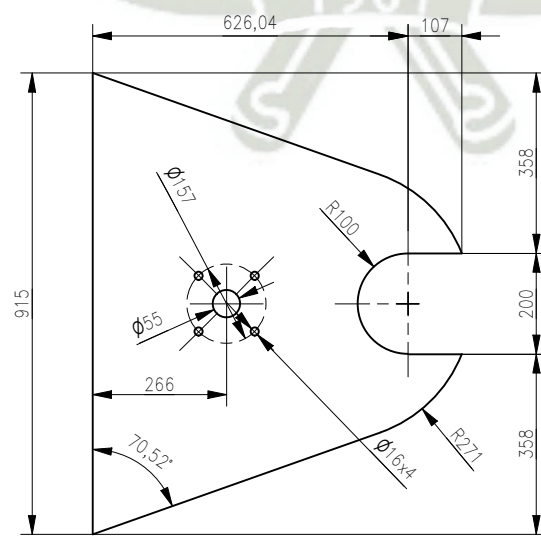
CODIGO	MATERIAL	CANT.
PL-13	Plancha 3/8" ASTM A36	1



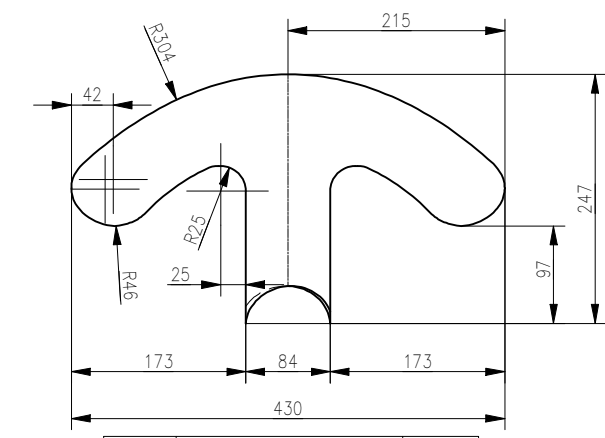
CODIGO	MATERIAL	CANT.
PL-11	Plancha 3/8" ASTM A36	1



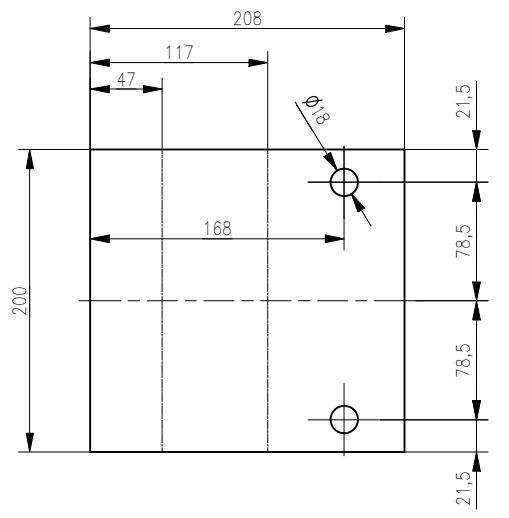
DESARROLLO/PL-10
CANTIDAD: 01 Und
ESC: 1/12



CODIGO	MATERIAL	CANT.
PL-14	Plancha 3/8" ASTM A36	1



CODIGO	MATERIAL	CANT.
PL-15	Plancha 3/8" ASTM A36	9



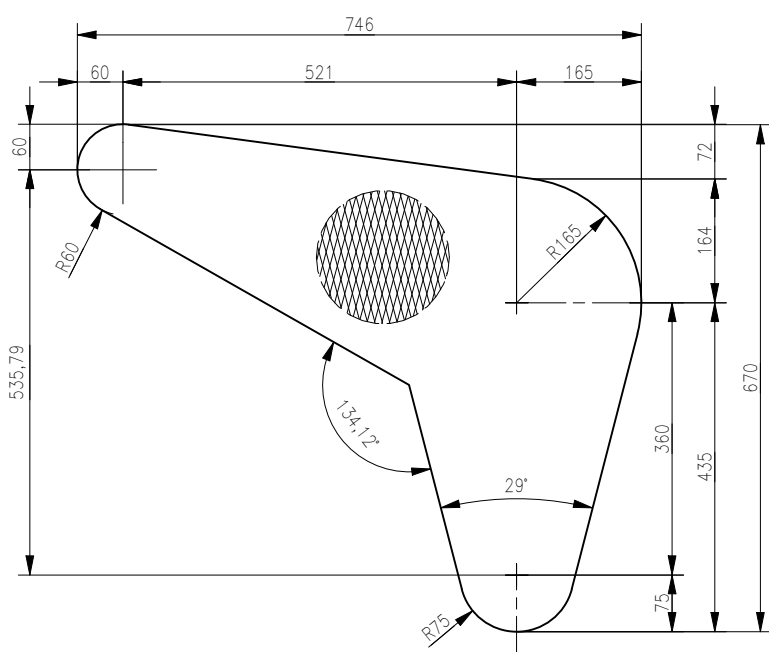
CODIGO	MATERIAL	CANT.
PL-11	Plancha 3/8" ASTM A36	1

REV.	FECHA	DESCRIPCION	DIS. REV.
A	15/09/23	EMITIDO PARA REVISIÓN.	
B	15/09/23	EMITIDO PARA APROBACIÓN.	

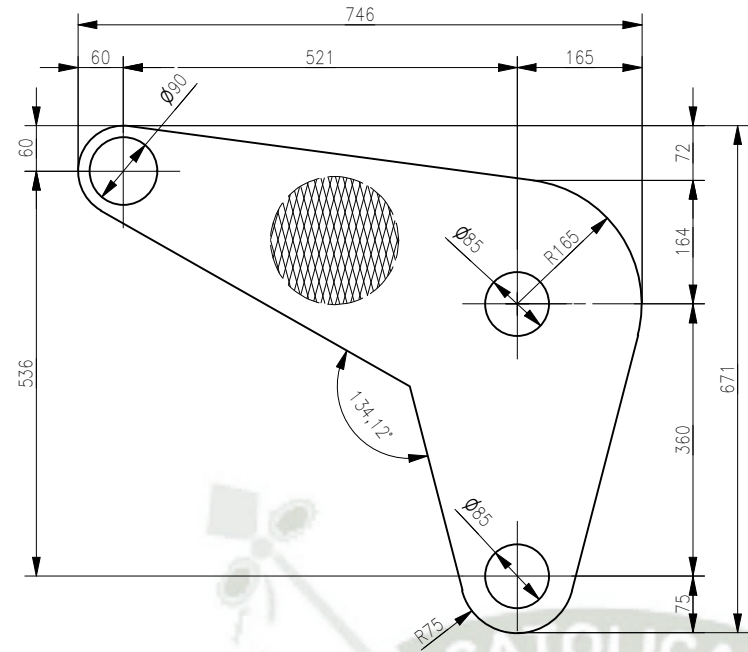
Universidad Católica de Santa María
ESCUELA DE INGENIERIA MECÁNICA
MECÁNICA ELÉCTRICA Y MECATRONICA

PLANO DISEÑO DE UN ADITAMENTO MEZCLADOR DE ALIMENTOS
PARA FORMULAR DIETAS BALANCEADAS
HABILITADOS (01 DE 02)

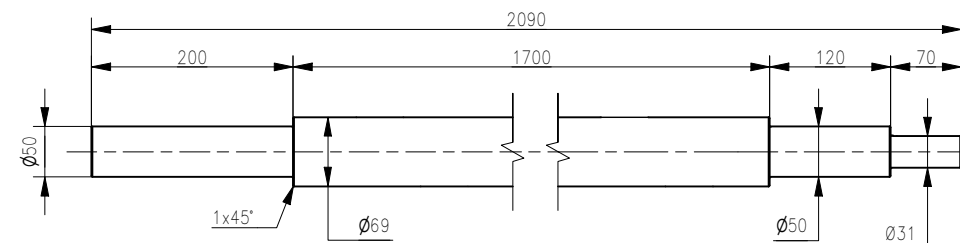
ELABORADO POR: MRYAN PAUL CHAVEZ ZUÑIGA
ESCALA INDICADA NUMERO DE PLANO
TES-FS-2022-DWG-06



CODIGO	MATERIAL	CANT.
MA-01	Malla Expanded GR1500	1

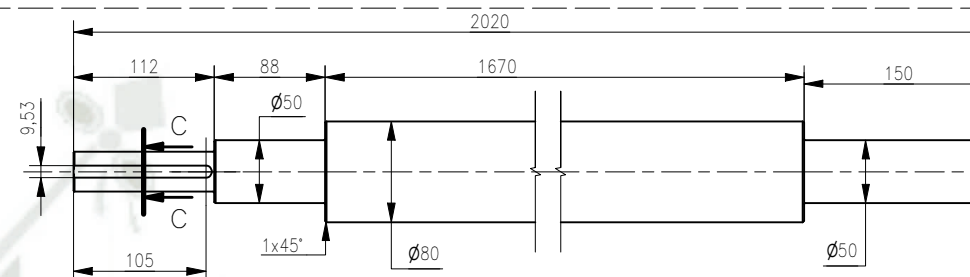


CODIGO	MATERIAL	CANT.
MA-02	Malla Expanded GR1500	1



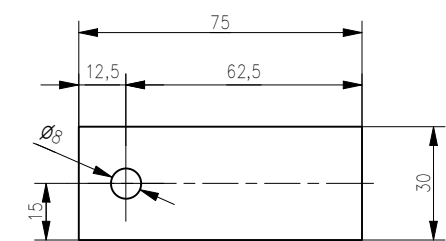
CODIGO	MATERIAL	CANT.
BRC-01	Barra Lisa Ø3" - SAE-1045	1

V. LATERAL
ESC: 1/7.5

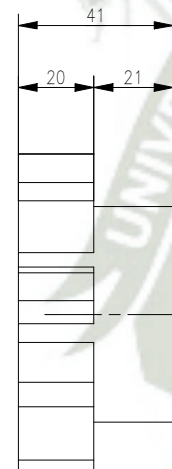


CODIGO	MATERIAL	CANT.
BR-01	Barra Lisa Ø3 1/2" - SAE-1045	1

SECCION C-C
ESC: 1/2.5

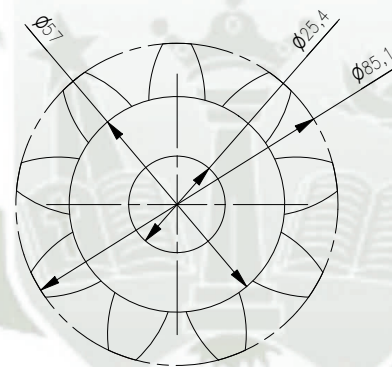


CODIGO	MATERIAL	CANT.
PL16	Plancha 1/4" ASTM A36	8

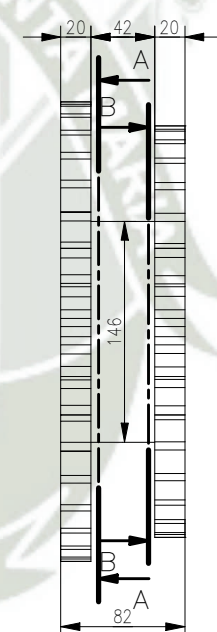


ELEVACION/PI-01
CANTIDAD: 00 Und
ESC: 1 :2

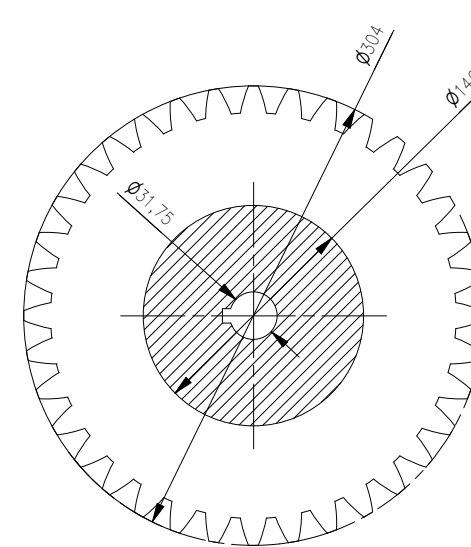
CODIGO	MATERIAL	CANT.
PI-01	Piñon - 80B9R	1



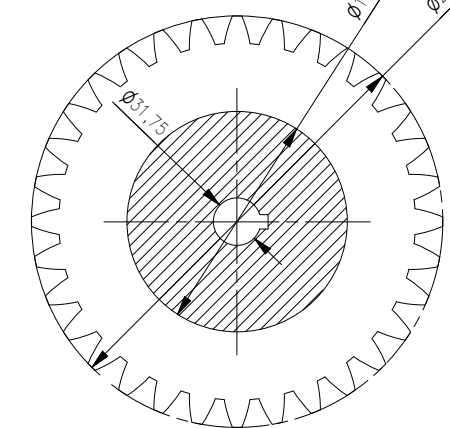
PLANTA
ESC: 1 :2



ELEVACION/PI-02
CANTIDAD: 00 Und
ESC: 1/5

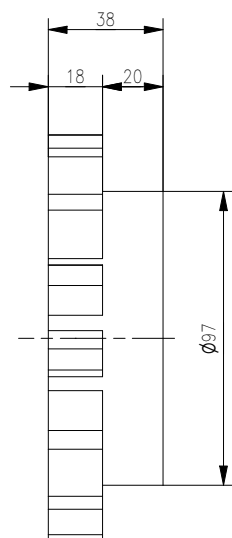


SECCION A-A
ESC: 1/5



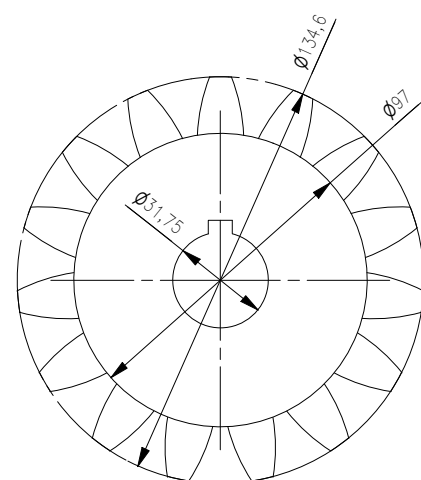
SECCION B-B
ESC: 1/5

CODIGO	MATERIAL	CANT.
PI-02	Piñon - 80B36 Y 80B32	1



ELEVACION/PI-03
CANTIDAD: 00 Und
ESC: 1/2.5

CODIGO	MATERIAL	CANT.
PI-03	Piñon - 80B15	1



PLANTA
ESC: 1/2.5

REV.	FECHA	DESCRIPCION	DIS. REV.
A	15/09/23	EMITIDO PARA REVISIÓN.	
B	15/09/23	EMITIDO PARA APROBACIÓN.	



Universidad Católica de Santa María

ESCUELA DE INGENIERIA MECÁNICA MECÁNICA ELÉCTRICA Y MECATRONICA

PLANO DISEÑO DE UN ADITAMENTO MEZCLADOR DE ALIMENTOS PARA FORMULAR DIETAS BALANCEADAS HABILITADAS (02 DE 02)

ELABORADO POR: BRYAN PAUL CHAVEZ ZUÑIGA

ESCALA INDICADA NUMERO DE PLANO

TES-FS-2022-DWG-07

