

ESCUELA SUPERIOR POLITÉCNICA DEL LITORAL

Facultad de Ingeniería en Mecánica y Ciencias de la

Producción

Diseño de una trasplantadora de arroz para la provincia de Los Ríos en la
ciudad de Vinces

TRABAJO FINAL DE GRADUACIÓN

Materia Integradora

Previo la obtención del Título de:

INGENIERO MECÁNICO

Presentado por:

Josué Emanuel Gavilanes Bajaña

Marcos Steven Chipantiza Atancuri

Guayaquil – ECUADOR

Año: 2016

AGRADECIMIENTOS

Agradecemos a Dios por darnos vida y salud, a nuestros padres, familiares, amigos y a cada uno de los profesores de la ESPOL que han permitido nuestra formación académica. Este trabajo va dedicado a Joselito Bajaña Naranjo y Marcos Chipantiza Caiza quienes son amantes a la agricultura y gracias a ellos nos inspiramos en el tema propuesto.

DECLARACIÓN EXPRESA

“La responsabilidad del contenido desarrollado en la presente propuesta de la materia integradora corresponde exclusivamente al equipo conformado por:

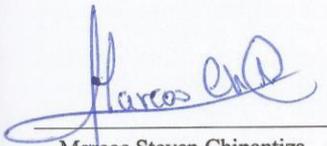
Marcos Steven Chipantiza Atancuri

Josué Emanuel Gavilanes Bajaña

M.Sc. Carola Tatiana Sánchez Zurita

Ph.D. Miguel Ángel Quilambaqui Jara

y el patrimonio intelectual del mismo a la Facultad de Ingeniería Mecánica y Ciencias de la Producción (FIMCP) de la ESCUELA SUPERIOR POLITÉCNICA DEL LITORAL”.



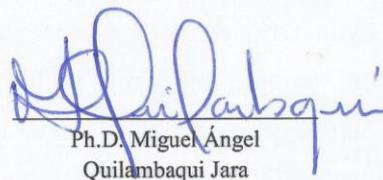
Marcos Steven Chipantiza
Atancuri



Josué Emanuel Gavilanes
Bajaña



M.Sc. Carola Tatiana
Sánchez Zurita



Ph.D. Miguel Ángel
Quilambaqui Jara

RESUMEN

El proyecto se enfoca en diseñar una trasplantadora de arroz para tecnificar el sembrío en la ciudad de Vinces, a fin de rentabilizar la producción de este cereal. Con el propósito de disminuir el tiempo de trasplante y el costo de la mano de obra.

Los agricultores ecuatorianos dedicados a la producción de arroz, realizan los procesos de siembra y trasplante de forma manual, lo cual se ve reflejado en una baja productividad del terreno por hectárea cosechada. Como efecto de lo mencionado, el Ecuador es el menor productor de arroz en Sudamérica. Por lo cual, la propuesta es dirigida a mejorar la productividad de este cereal en el país.

Para el diseño del sistema mecanizado se analizaron diferentes alternativas en relación al tipo de siembra, fuente de energía, sistema motriz y transmisión para lograr el mejor rendimiento del sistema. Posteriormente se realiza el diseño del prototipo en base a las especificaciones técnicas agrícolas para el trasplante de arroz. Finalmente se procede a realizar una simulación virtual del prototipo, con el propósito de comprobar su adecuado desempeño.

Como resultado obtenido del diseño se pudo determinar que el sistema de 4 barras articuladas es el mecanismo más eficiente para una trasplantadora mecánica de arroz, cuyo sistema motriz consta de cadenas y catalinas, debido a la facilidad de obtener las velocidades angulares necesarias en el sistema. En relación a la fuente de energía más conveniente para el prototipo se seleccionó un motor de combustión interna por su gran capacidad de trabajo y su bajo costo de mantenimiento.

Palabras Clave: diseñar, trasplantadora de arroz, sistema de 4 barras articuladas

ABSTRACT

The project focuses on designing a paddy transplanter for technify the planting in the city of Vinces, in order to capitalize on the production of this cereal. In order to decrease the time of transplant and the cost of labor.

The Ecuadorian farmers engaged in rice production, processes performed sowing and transplanting manually, which is reflected in low productivity of land per hectare harvested. As a result of the above, the Ecuador is the smallest rice producer in South America. Therefore, the proposal is aimed at improving the productivity of this cereal in the country.

For mechanized system design alternatives were analyzed in relation to the type of seed, source of energy, transmission and drive system to achieve the best system performance. Subsequently prototype design is made based on technical specifications for agricultural rice transplantation. Finally we proceed to take a virtual prototype simulation, in order to verify their proper performance.

As result of the design it was determined that the system of four articulated bars is the most efficient for mechanical rice transplanter, which drive system comprises chains and sprockets due to the ease of obtaining the necessary angular velocities in the system mechanism . Regarding the most convenient source of energy for the prototype internal combustion engine was selected for its great capacity for work and low maintenance cost.

Keywords: design, paddy transplanter, 4- bar linkage system

ÍNDICE GENERAL

RESUMEN.....	I
ABSTRACT	II
ABREVIATURAS.....	VI
SIMBOLOGÍA.....	VII
ÍNDICE DE TABLAS.....	XV
ÍNDICE DE PLANOS.....	XVII
CAPÍTULO 1.....	1
1. INTRODUCCIÓN	1
1.1. Descripción del problema	1
1.2. Objetivos.....	1
1.3. Marco Teórico.....	2
1.3.1. El Arroz.....	2
1.3.2. Fases de crecimiento y desarrollo	2
1.3.3. Requerimientos agroecológicos del arroz	5
1.3.4. Tipos de siembra del arroz	6
CAPÍTULO 2.....	8
2. METODOLOGÍA DE DISEÑO	8
2.1. Matriz de decisión referente a los tipos de siembra del arroz	8
2.2. Metodología de diseño	9
2.2.1. Características de la siembra por trasplante mecanizado	10
2.3. Diseño de forma	12
2.4. Mecanismos de diseño	13
2.5. Sistema de trasplante mecánico.....	17
2.5.1. Ecuaciones de posición, velocidad y aceleración angular.....	18
2.5.2. Fuerzas dinámicas empleadas en el mecanismo de 4 barras articuladas.....	22
2.6. Sistema de dosificación	26
2.6.1. Cálculo de resortes en el mecanismo de leva	29
2.7. Potencia requerida para la trasplantadora mecánica.....	31

2.8. Sistema de Transmisión	32
2.8.1. Fuerza Tangencial.....	33
2.8.2. Fuerza Radial	33
2.8.3. Distancia entre centros en cadenas	34
2.8.4. Esfuerzos Combinados	35
2.9. Diseño del sistema de movilidad	36
2.10. Cálculo de rodamientos	37
2.11. Materiales seleccionados para el diseño de la trasplantadora mecánica	39
CAPÍTULO 3.....	40
3. RESULTADOS.....	40
3.1. Diseño del sistema de trasplante.....	40
3.1.1. Resultados cinemáticos obtenidos por el programa FOURBAR	46
3.1.2. Análisis dinámico en el mecanismo de 4 barras articuladas	46
3.1.3. Análisis de esfuerzos de fatiga del mecanismo de 4 barras articuladas.....	50
3.2. Diseño del sistema de dosificación.....	52
3.2.1. Leva recolectora de plántulas.....	52
3.2.2. Leva dosificadora de plántulas	57
3.2.3. Eslabón posicionador	62
3.2.4. Mecanismo de agarre.....	62
3.2.5. Mecanismo de dosificación	62
3.3. Motor - reductor	62
3.3.1. Selección del motor	63
3.3.2. Bandas	64
3.3.3. Selección de la caja reductora	68
3.4. Sistema de transmisión de potencia.....	71
3.4.1. Catalinas	71
3.4.2. Diseño del árbol de transmisión	73
3.4.3. Selección de rodamientos	84
3.5. Diseño del sistema de movilidad	86
3.5.1. Selección del diámetro del embrague centrífugo	88

3.6. Estructura metálica	90
3.7. Análisis de costos	90
3.6.1. Costo de materiales.....	90
3.6.2. Costos de los consumibles.....	92
3.6.3. Costo de mano de obra	92
3.6.4. Costo por ingeniería	93
3.6.5. Costo por sujeción.....	93
3.6.6. Costo total de diseño y construcción	94
3.8. Cronograma de construcción.....	94
3.9. Ficha técnica de la máquina trasplantadora de arroz	96
CAPÍTULO 4.....	97
4. DISCUSIÓN Y CONCLUSIONES	97
4.1. Conclusiones	97
4.2. Recomendaciones	98
BIBLIOGRAFÍA.....	100
APÉNDICES.....	103
PLANOS ESQUEMÁTICOS	128

ABREVIATURAS

ESPOL	Escuela Superior Politécnica del Litoral
FIMCP	Facultad de Ingeniería Mecánica y Ciencia de la Producción
ASTM	American Society for Testing and Materials (Sociedad Estadounidense para Pruebas y Materiales)
MKS	Sistema de unidades basados en metro, kilogramo y segundo
CG	Centro de gravedad

SIMBOLOGÍA

a_{G_2}	Aceleración del centro de gravedad del eslabón 2
$a_{G_{2x}}$	Aceleración del centro de gravedad del eslabón 2 en la componente X
$a_{G_{2y}}$	Aceleración del centro de gravedad del eslabón 2 en la componente Y
a_{G_3}	Aceleración del centro de gravedad del eslabón 3
$a_{G_{3x}}$	Aceleración del centro de gravedad del eslabón 3 en la componente X
$a_{G_{3y}}$	Aceleración del centro de gravedad del eslabón 3 en la componente Y
a_{G_4}	Aceleración del centro de gravedad del eslabón 4
$a_{G_{4x}}$	Aceleración del centro de gravedad del eslabón 4 en la componente X
$a_{G_{4y}}$	Aceleración del centro de gravedad del eslabón 4 en la componente Y
a_{leva}	Aceleración de la leva
C_{or}	Carga básica de carga estática
cal	Caloría
cm	Centímetro
cm^2	Centímetro cuadrado
d	Diámetro
der	Derecha
$d_{sel.}$	Diámetro seleccionado
f_s	Factor de servicio
f. s.	Fator de seguridade
f_{cor}	Factor de corrección
$F_{T_{21}}$	Fuerza tangencial producida por la catalina de 21 dientes
$F_{r_{21}}$	Fuerza radial producida por la catalina de 21 dientes
F_{avance}	Fuerza de avance
F_{12}	Fuerza dinámica en 1-2
F_{12x}	Fuerza dinámica en 1-2 componente X
F_{12y}	Fuerza dinámica en 1-2 componente Y
F_{14}	Fuerza dinámica en 1-4
F_{14x}	Fuerza dinámica en 1-4 componente X

F_{14y}	Fuerza dinámica en 1-4 componente Y
F_{32}	Fuerza dinámica en 3-2
F_{32x}	Fuerza dinámica en 3-2 componente X
F_{32y}	Fuerza dinámica en 3-2 componente Y
F_{43}	Fuerza dinámica en 4-3
F_{43x}	Fuerza dinámica en 4-3 componente X
F_{43y}	Fuerza dinámica en 4-3 componente Y
F_p	Fuerza dinámica en el punto P
F_{px}	Fuerza dinámica en el punto P componente X
F_{py}	Fuerza dinámica en el punto P componente Y
F_T	Fuerza tangencial
F_r	Fuerza radial
F_a	Fuerza axial
F_k	Fuerza del resorte
F_N	Fuerza normal
F_{rueda}	Fuerza en la rueda
F_{rz21}	Fuerza radial de la catalina de 21 dientes en la componente Z
F_{ry21}	Fuerza radial de la catalina de 21 dientes en la componente Y
gal	Galones
gr	Gramo
g	Gravedad
HP	Horse power
Ha	Hectáreas
Izq.	Izquierda
I_{g2}	Inercia del eslabón 2
I_{g3}	Inercia del eslabón 3
I_{g4}	Inercia del eslabón 4
k	Constante del resorte
kg	Kilogramo

kN	Kilonewton
kN m	Kilonewton-metro
kW	Kilowatt
lb	Libras
m_2	Masa del eslabón 2
m_3	Masa del eslabón 3
m_4	Masa del eslabón 4
m_{seguidor}	Masa del seguidor
m_{total}	Masa total del diseño
m	Metro
m^2	Metro cuadrado
M_{max}	Momento máximo
M_{z-x}	Momento máximo en Z
M_{y-x}	Momento máximo en Y
mm	Milímetros
N	Newton
N_{banda}	Número de bandas
P	Potencia
$P_{\text{diseño}}$	Potencia de diseño
P_{min}	Potencia mínima
P_{motor}	Potencia del motor
$P_{\text{banda AX}}$	Potencia en las bandas
pH	Potencial de hidrógeno
rad	Radianes
r	Radio
R_{g2}	Vector de posición del centro de gravedad del eslabón 2
R_{g3}	Vector de posición del centro de gravedad del eslabón 3
R_{g4}	Vector de posición del centro de gravedad del eslabón 4
R_{12}	Vector de posición 1-2
R_{12x}	Vector de posición 1-2 de la componente X

R_{12y}	Vector de posición 1-2 de la componente Y
R_{32}	Vector de posición 3-2
R_{32x}	Vector de posición 3-2 de la componente X
R_{32y}	Vector de posición 3-2 de la componente Y
R_{23}	Vector de posición 2-3
R_{23x}	Vector de posición 2-3 de la componente X
R_{23y}	Vector de posición 2-3 de la componente Y
R_{34}	Vector de posición 3-4
R_{34x}	Vector de posición 3-4 de la componente X
R_{34y}	Vector de posición 3-4 de la componente Y
R_{43}	Vector de posición 4-3
R_{43x}	Vector de posición 4-3 de la componente X
R_{43y}	Vector de posición 4-3 de la componente Y
R_p	Vector de posición en el punto P
R_{px}	Vector de posición en el punto P de la componente X
R_{py}	Vector de posición en el punto P de la componente Y
R_{y-1}	Reacción del primer soporte para el plano Y
R_{y-2}	Reacción del segundo soporte para el plano Y
R_{y-3}	Reacción del tercer soporte para el plano Y
R_{y-4}	Reacción del cuarto soporte para el plano Y
R_{z-1}	Reacción del primer soporte para el plano Z
R_{z-2}	Reacción del segundo soporte para el plano Z
R_{z-3}	Reacción del tercer soporte para el plano Z
R_{z-4}	Reacción del cuarto soporte para el plano Z
RPM	Revoluciones por minuto
r_2	Magnitud del segundo eslabón
r_3	Magnitud del tercer eslabón
r_4	Magnitud del cuarto eslabón
S_y	Esfuerzo de fluencia

s	Segundos
s ²	Segundos al cuadrado
t	Tiempo
T	Toneladas
T _{torque}	Torque
T _{torque-21}	Torque en catalina de 21 dientes
T _{eje}	Torque en el eje
T _{max}	Torque máximo
T ₁₂	Torque en el eslabón 2
T ₄₃	Torque en el eslabón 3
T ₁₄	Torque en el eslabón 4
u _k	Coefficiente de avance
V	Velocidad lineal
w	Velocidad angular
w ₂	Velocidad angular del segundo eslabón
w ₃	Velocidad angular del tercer eslabón
w ₄	Velocidad angular del cuarto eslabón
X	Desplazamiento lineal
°	Grados
°C	Grados celcius
θ _{angular}	Desplazamiento angular
θ ₂	Ángulo formado entre la horizontal y el segundo eslabón
θ ₃	Ángulo formado entre la horizontal y el tercer eslabón
θ ₄	Ángulo formado entre la horizontal y el cuarto eslabón
α ₂	Aceleración angular del segundo eslabón
α ₃	Aceleración angular del tercer eslabón
α ₄	Aceleración angular del cuarto eslabón
σ'	Esfuerzo de von mises
σ _x	Esfuerzo normal en la componente X
σ _y	Esfuerzo normal en la componente Y

σ_z	Esfuerzo normal en la componente Z
τ_{xy}	Esfuerzo de torsión en la componente Y
τ_{xz}	Esfuerzo de torsión en la componente Z
π	Pi
Δx	Elongación del resorte
\emptyset	Diámetro de la catalina

ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 1.1 Fases de crecimiento del arroz	3
Figura 1.2 Tiempo aproximado de las etapas de crecimiento del arroz	5
Figura 2.1 Metodología de diseño	10
Figura 2.2 Relación para 1 ha de arroz	11
Figura 2.3 Distanciamiento entre plántulas.....	12
Figura 2.4 Diseño de forma de la maquina trasplantadora	13
Figura 2.5 Mecanismo de 4 barras articuladas usando la ley de Grashoff	18
Figura 2.6 Mecanismo de 4 barras articuladas.....	19
Figura 2.7 Vectores de posición respecto a su centro de gravedad.....	23
Figura 2.8 Características de la curva del movimiento cicloidal	27
Figura 2.9 Características de la curva del movimiento armónico	28
Figura 2.10 Características de la curva del movimiento polinomial de octavo grado	29
Figura 2.11 Diagrama de cuerpo libre del seguidor.....	30
Figura 2.12 Resistencia al avance para máquinas agrícolas.....	31
Figura 2.13 Fuerzas producidas en cadenas y bandas	32
Figura 2.14 Factor de correa o cadena para el cálculo de fuerza radial	34
Figura 2.15 Análisis de vigas estructurales	35
Figura 3.1 Configuración de 4 barras articuladas	41
Figura 3.2 Mecanismo de 4 barras articuladas utilizando el programa de FOURBAR	42
Figura 3.3 Esfuerzo de fatiga del eslabón 3	51
Figura 3.4 Factor de seguridad del eslabón 3	51
Figura 3.5 Curva y movimiento cicloidal de la leva recolectora	53
Figura 3.6 Resultados de desplazamiento, velocidad y aceleración	55
Figura 3.7 Curva y Movimiento senomodificado.....	57
Figura 3.8 Resultados de desplazamiento, velocidad y aceleración	60
Figura 3.9 Tipos de caja reductora	69
Figura 3.10 Posición de las catalinas	71
Figura 3.11 Conexión de la catalinas mediante el uso de cadenas.....	72
Figura 3.12 Diagrama de cuerpo libre de la catalina de 21 dientes con una fuerza radial de 30°	74

Figura 3.13 Diagrama de cuerpo libre de la catalina de 21 dientes con una fuerza radial de 270°	75
Figura 3.14 Distribución de fuerza radial en las catalinas de 21 dientes	76
Figura 3.15 Gráfica de las reacciones, la fuerza cortante y el momento flector del árbol de transmisión 1	78
Figura 3.16 Cálculo de las reacciones, la fuerza cortante y el momento flector del árbol de transmisión 1	80
Figura 3.17 Rueda fangueadora conformado por paletas	86
Figura 3.18 Acopladores para poleas	89
Figura 3.19 Cronograma de construcción de la trasplantadora mecánica.....	95

ÍNDICE DE TABLAS

Tabla 1.1 Etapas de la fase vegetativa del arroz.....	4
Tabla 2.1 Matriz de decisión de los diferentes tipos de siembra de arroz	9
Tabla 2.2 Matriz de decisión de las fuentes de energía	14
Tabla 2.3 Matriz de decisión en los sistemas motrices.....	16
Tabla 2.4 Matriz de decisión de los sistemas de transmisión	17
Tabla 2.5 Ecuaciones de posición, velocidad y aceleración angular	20
Tabla 2.6 Resolución de las ecuaciones de velocidad y aceleración	21
Tabla 2.7 Ley del coseno.....	22
Tabla 2.8 Variables de la Figura 2.5.....	22
Tabla 2.9 Aceleración respecto al centro de gravedad.....	24
Tabla 2.10 Fuerzas dinámicas ejercidas en los eslabones	25
Tabla 2.11 Vida requerida	38
Tabla 3.1 Configuración seleccionada para el mecanismo de 4 barras	41
Tabla 3.2 Configuración seleccionada para el mecanismo de 4 barras	42
Tabla 3.3 Datos iniciales para el cálculo de las velocidades y aceleraciones	44
Tabla 3.4 Resultado de las incógnitas de velocidad angular y aceleración	45
Tabla 3.5 Masa, inercia y centro de gravedad de los eslabones.....	47
Tabla 3.6 Vector posición	48
Tabla 3.7 Aceleración respecto al centro de gravedad.....	48
Tabla 3.8 Fuerzas dinámicas y torque.....	49
Tabla 3.9 Resistencia a la compresión.....	50
Tabla 3.10 Movimiento de la leva recolectora de plántulas según su curva	54
Tabla 3.11 Valores máximos y mínimos de desplazamiento, velocidad y aceleración de la leva recolectora	56
Tabla 3.12 Movimiento de la leva recolectora de plántulas según su curva	58
Tabla 3.13 Valores máximos y mínimos de desplazamiento, velocidad y aceleración de la leva dosificadora	61
Tabla 3.14 Factor de servicio	65
Tabla 3.15 Selección del tipo de bandas.....	66
Tabla 3.16 Factor de corrección y la distancia entre centros.....	67
Tabla 3.17 Relación de transmisión en la caja reductora	70

Tabla 3.18 Catalinas usadas en los arboles de transmisión.....	72
Tabla 3.19 Datos iniciales para análisis de viga del árbol de transmisión 1	77
Tabla 3.20 Resultados de las reacciones y el momento máximo del árbol de transmisión 1 Y-X.....	79
Tabla 3.21 Datos iniciales para análisis de viga del árbol de transmisión 1	79
Tabla 3.22 Resultados de las reacciones y el momento máximo del árbol de transmisión 1 en el plano Z-X.....	80
Tabla 3.23 Fuerzas radiales producidas por las cadenas en los diferentes arboles de transmisión	83
Tabla 3.24 Cálculo de las reacciones y momentos en los diferentes arboles de transmisión trasplantadora de arroz.....	84
Tabla 3.25 Selección de rodamientos para cada árbol de transmisión	85
Tabla 3.26 Selección del diámetro del embrague centrífugo.....	88
Tabla 3.27 Costos de accesorios de transmisión	91
Tabla 3.28 Costo de la perfilería en base a la masa de la estructura.....	91
Tabla 3.29 Costos por consumibles	92
Tabla 3.30 Costos de mano de obra	92
Tabla 3.31 Costos por ingeniería.....	93
Tabla 3.33 Costos pernos y pasadores	93
Tabla 3.33 Costo total de diseño y construcción de la trasplantadora de arroz.....	94
Tabla 3.34 Ficha técnica de la trasplantadora de arroz	96

ÍNDICE DE PLANOS

- PLANO 1 Plano de conjunto – plano general
- PLANO 2 Plano de conjunto – plano general
- PLANO 3 Plano de conjunto – sistema de trasplante
- PLANO 4 Eslabón 2
- PLANO 5 Eslabón 3
- PLANO 6 Eslabón 4
- PLANO 7 Plano de conjunto – sistema de dosificación
- PLANO 8 Plano de conjunto – sistema de dosificación
- PLANO 9 Leva recolectora izquierda
- PLANO 10 Leva recolectora derecha
- PLANO 11 Leva dosificadora
- PLANO 12 Soporte de leva recolectora
- PLANO 13 Eslabón posicionador izquierdo
- PLANO 14 Eslabón posicionador derecho
- PLANO 15 Mecanismo de agarre derecho
- PLANO 16 Mecanismo de agarre izquierdo
- PLANO 17 Mecanismo de dosificación
- PLANO 18 Plano de conjunto – detalle de los elementos de transmisión
- PLANO 19 Árbol de transmisión 1
- PLANO 20 Árbol de transmisión 2

- PLANO 21 Árbol de transmisión 3
- PLANO 22 Árbol de transmisión 4
- PLANO 23 Árbol de transmisión 5
- PLANO 24 Árbol de transmisión 6
- PLANO 25 Árbol de transmisión 7
- PLANO 26 Rueda fangueadora derecha
- PLANO 27 Rueda fangueadora izquierda
- PLANO 28 Brida de sujeción
- PLANO 29 Plano de conjunto – estructura metálica
- PLANO 30 Estructura metálica parte delantera
- PLANO 31 Estructura metálica parte trasera
- PLANO 32 Plancha inferior
- PLANO 33 Plancha lateral

CAPÍTULO 1

1. INTRODUCCIÓN

En este capítulo, se describirá el problema para el desarrollo de este proyecto, en el cual se presentará varios objetivos que se debe cumplir para lograr dicho fin. Dentro del capítulo se detalla información necesaria para el desarrollo de la misma.

1.1. Descripción del problema

Los agricultores de la región Costa han presentado dificultades en el sembrío del arroz, ya que dicha actividad se la ha realizado en forma manual, lo ha producido con una baja productividad por hectárea. Países como Uruguay, que siendo un 37,85% más pequeño que Ecuador (Universo, 2002), posee la capacidad de producir 1,4 millones de toneladas de arroz (Agricultura, 2015), frente a los 1,2 millones de toneladas de arroz ecuatoriano, es decir 14,28% más productivo (Agricultura, 2015).

Este proyecto propone tecnificar el sembrío del arroz en la región Costa, para que la producción sea lo muy eficiente. Se debe tener en cuenta que en el país se ha presentado un retraso técnico en la agricultura, ya que se carece de maquinarias aptas para el cultivo del arroz ecuatoriano (Cordova, 2014). Actualmente, Ecuador cosecha el 0,4% de la producción total de arroz en América del Sur, lo que lo convierte en el menor productor de la zona.

1.2. Objetivos

Objetivo general

Diseñar una trasplantadora de arroz para tecnificar el sembrío en la ciudad de Vinces (provincia de los Rios), a fin de rentabilizar la producción de este cereal disminuyendo el tiempo y el costo de la mano de obra.

Objetivos específicos

- Describir una trasplantadora de arroz convencional para establecer sus principales características y modos de funcionamiento.
- Identificar las posibles mejoras que se puedan implementar, con base en los diseños actuales en el mercado.
- Diseñar una trasplantadora de arroz que cumpla con las necesidades locales.
- Diseñar un mecanismo de fácil manejo y mantenimiento.
- Contribuir con la tecnificación del campo ecuatoriano, para cooperar con el cambio de la matriz productiva del país.

1.3. Marco Teórico

En esta sección se detalla la información necesaria de la materia prima. Los conocimientos que se deben tener en cuenta para el desarrollo del proyecto son los siguientes: el arroz, fases de crecimiento, requerimientos agroecológicos y los tipos de siembra que existen en el arroz.

1.3.1. El Arroz

El arroz es un cereal importante para la alimentación mundial, considerándose un alimento básico en muchas zonas de Asia y América Latina. En la actualidad, un tercio de la población mundial consume el arroz como alimento principal, por sus excelentes propiedades nutricionales tanto en vitaminas como en sales minerales, los cuales son elementos esenciales de la dieta del ser humano.

1.3.2. Fases de crecimiento y desarrollo

La fase de crecimiento es el proceso fisiológico de la planta que comprende desde su germinación hasta su maduración. La planta de arroz consta de tres fases de

crecimiento, las cuales son: fase vegetativa, fase reproductiva y la fase de maduración, como se observa en Figura 1.1.

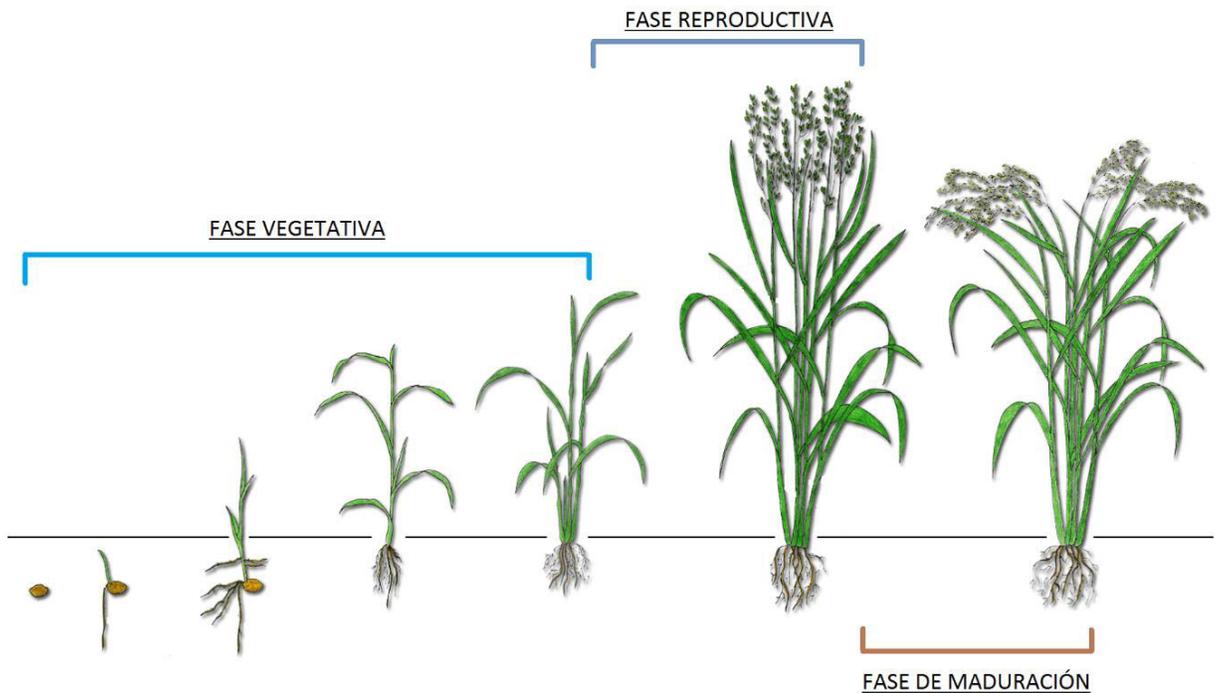


Figura 1.1 Fases de crecimiento del arroz

Fuente: Il Curso de capacitación en mejoramiento genético del arroz. (15-16 de Enero de 2007). Fisiología del arroz. Factores que afectan el rendimiento. Chillán, Chile. Recuperado el 11 de Noviembre de 2015

Fase vegetativa

Es la fase inicial del arroz, la cual comprende 59 días. Dentro de esta fase, se encuentra en la Tabla 1.1.

Tabla 1.1 Etapas de la fase vegetativa del arroz

Etapas	Ciclo	Descripción
0	Germinación	Comprende desde la siembra de la semilla en el suelo hasta la aparición de la primera hoja
1	Plántula*	Comprende desde la aparición de la primera hasta la quinta hoja
2	Macollaje	Comprende desde la quinta hoja hasta la manifestación del primer macollo (brotes del pie vegetal)
3	Elongación del tallo	El tallo principal empieza a destacarse por su longitud

* Para el proyecto se toma la definición de plántula, porque es la fase del arroz que se usará en el mecanismo de trasplante.

Fuente: Mosquete, C. (2010). El cultivo de arroz. Técnico, CEDAF, Santo Domingo. Recuperado el 11 de Noviembre de 2015, de <http://www.rediaf.net.do/publicaciones/guias/download/arroz.pdf>

Fase reproductiva

La característica principal de esta fase es la aparición de los órganos reproductivos de la planta. Dura 31 días (59 a 90 días desde su germinación).

Fase de madurez

Esta etapa abarca desde la fase reproductiva hasta el desarrollo de los granos. La duración de esta fase es aproximadamente de 30 días (120 días desde su germinación).

El tiempo aproximado en las fases del cultivo del arroz se pueden apreciar en la Figura 1.2.

ETAPAS	Fase vegetativa 51 días					Fase reproductiva 31 días				Fase de Maduración 30 días				
	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13
	Germínación a emergencia	Plántula	Macollamiento	Máximo macollamiento	Elongación del tallo	Iniciación de la panícula	Desarrollo de la panícula	Floración	Etapa lechosa	Etapa pastosa	Etapa de maduración			
105 días de cultivo	3	18	44	52	70	75	82	92	105					
120 días de cultivo	3	18	55	66	85	90	97	107	120					
150 días de cultivo	3	18	Variable	85	120	127	137	150						

Figura 1.2 Tiempo aproximado de las etapas de crecimiento del arroz

Fuente: Centro Internacional de Agricultura Tropical. (1980). Crecimiento Y Etapas de Desarrollo de la Planta de Arroz. Cali, Colombia. Recuperado el 21 de Diciembre de 2015, de <https://books.google.com.ec/books?id=7uUDmiYK0doC&pg=PA6&lpg=PA6&dq=fase+reproductiva+del+arroz&source=bl&ots=zfefSBAaqX&sig=5IMHkQNG9felpVZexE6AIUe0vUA&hl=es-419&sa=X&ved=0ahUKEwjryIG9wuvJAhWM6yYKHWfEAf04ChDoAQgwMAQ#v=onepage&q=editorial&f=false>.

1.3.3. Requerimientos agroecológicos del arroz

Los requerimientos agroecológicos para un buen crecimiento de la planta de arroz son: la temperatura, el suelo y la radiación.

Temperatura

Las temperaturas óptimas para la germinación de la planta varían entre 25 hasta 32°C. Sin embargo, la mínima temperatura necesaria se encuentra en el rango de 10 a 13°C. Cuando la temperatura está por encima de los 35°C, provoca que la planta no germine en su totalidad, lo que se conoce como vaneamiento.

Suelo

El tipo de suelo más idóneo para el cultivo es el arcilloso, el mismo que presenta una alta capacidad de retención de agua, haciendo que permanezca húmedo.

Los suelos arcillosos pueden ser ácidos o alcalinos. No obstante, cuando se encuentran inundados presentan un comportamiento balanceado (pH neutro). Sin embargo, el arroz puede cultivarse tanto en ambientes ácidos como alcalinos.

Radiación solar

La radiación solar tiene un papel muy importante en la fase reproductiva de la planta. Existe una relación directamente proporcional entre la radiación absorbida por la planta y la cantidad de granos de arroz, donde el rendimiento óptimo para la siembra de arroz respecto a la radiación solar es alrededor de 450 cal/cm² por día, con un rendimiento de 8 a 10 T/ha (Tropical, 2010). Para lugares como América Latina, que pueden llegar hasta las 600 cal/cm² por día, su rendimiento puede llegar a valores mayores de 12 T/ha (Tropical, 2010).

1.3.4. Tipos de siembra del arroz

Existen dos tipos de siembra que son: directa e indirecta.

Siembra directa

Se coloca en la tierra las semillas en forma definitiva, esto quiere decir hasta la culminación de su ciclo de vida. Dentro de la siembra directa se encuentran algunas técnicas como: al voleo, siembra en surco y siembra espaciada.

En el caso de los cereales, es muy común aplicar la técnica del voleo, que consiste en una siembra directa al azar, es decir que por medio de la intervención del hombre las semillas son esparcidas por todo el suelo. El mayor obstáculo de este método es la gran cantidad de semillas utilizadas, ya que no todas son sembradas adecuadamente, y mueren por no contar con el espacio necesario para desarrollarse. Cuando la semilla no presenta el peso adecuado, se le añade otros materiales, tales como arena, para coadyuvar con su posicionamiento en el terreno escogido para su cultivo.

Siembra indirecta

La semilla se coloca en la tierra pero no en forma definitiva, esto quiere decir que se siembra en recipientes hasta alcanzar cierta altura, luego de ello se traslada al suelo definitivo, para que ahí pueda terminar su ciclo de vida.

Dentro de los tipos de siembra indirecta se encuentra el trasplante manual y el mecanizado. El trasplante manual es un proceso en el cual interviene la mano del hombre, y consiste en depositar la plántula en suelo húmedo, haciendo que se realice en forma lenta y mucho más costosa. Una de las desventajas más grandes de este método es que la distancia entre las plántulas no suele ser uniforme, lo que no permite optimizar el suelo disponible para el cultivo. Por otro lado, el método mecanizado es la técnica en la que intervienen máquinas especializadas, que posibilitan el trasplante de las plántulas a distancias adecuadas para su desarrollo.

CAPÍTULO 2

2. METODOLOGÍA DE DISEÑO

En este capítulo se detalla la selección de uno de los tipos de siembra del arroz, para luego describir la metodología de diseño que se llevará a cabo. El cual permite el desarrollo del diseño de forma de la trasplantadora mecánica, dentro de las cuales comprende el mecanismo de 4 barras articuladas, el diseño de levas, la selección del motor y la selección de la caja reductora.

2.1. Matriz de decisión referente a los tipos de siembra del arroz

Los tipos de siembra que existen para el cultivo del arroz son por voleo, trasplante manual y el trasplante mecanizado, de los cuales para la selección de uno de los tipos de siembra mencionados, se comparará con diversos criterios que serán útiles para la selección del tipo de siembra más idóneo (Tabla 2).

Dentro de los criterios a considerar se encuentran:

- *Capacidad de Producción (25%)*, máxima siembra de arroz que puede desarrollarse en el suelo.
- *Desarrollo de la plántula (25%)*, crecimiento de la plántula hasta la fase de madurez.
- *Reducción de mano de obra (20%)*, menor intervención del hombre para el cultivo del arroz.
- *Reducción de costos (20%)*, disminución del uso excesivo de recursos para el cultivo de arroz.
- *Ausencia de maleza (10%)*, evita el crecimiento de plantas que perjudican el desarrollo del arroz.

Tabla 2.1 Matriz de decisión de los diferentes tipos de siembra de arroz

Criterio	Tipos de siembra		
	Voleo 	Trasplante manual 	Trasplante mecanizado 
Reducción de costos (20%)	14	16	18
Reducción de mano de obra (20%)	15	12	18
Desarrollo de las plántulas (25%)	10	20	22
Ausencia de malezas (10%)	2	8	8
Capacidad producción (25%)	10	18	22
Total (100%)	51	74	88

Fuente: Elaboración propia

Las opciones señaladas indican que el trasplante mecanizado es la mejor opción de siembra disponible en el cultivo del arroz, ya que se logra reducir mano de obra y la ausencia de maleza. La ausencia de maleza permite la escasez de mortalidad de las plántulas y la reducción de insecticidas.

2.2. Metodología de diseño

Para llevar a cabo el diseño y fabricación de la trasplantadora mecánica se deben seguir ciertas fases de diseño. El proceso de diseño comprende desde la conceptualización del mecanismo de diseño (fuente de energía motriz, movilidad y sistema de transmisión) hasta el ensamblaje total del mecanismo de trasplante. El proceso de diseño se detalla en la Figura 2.1.

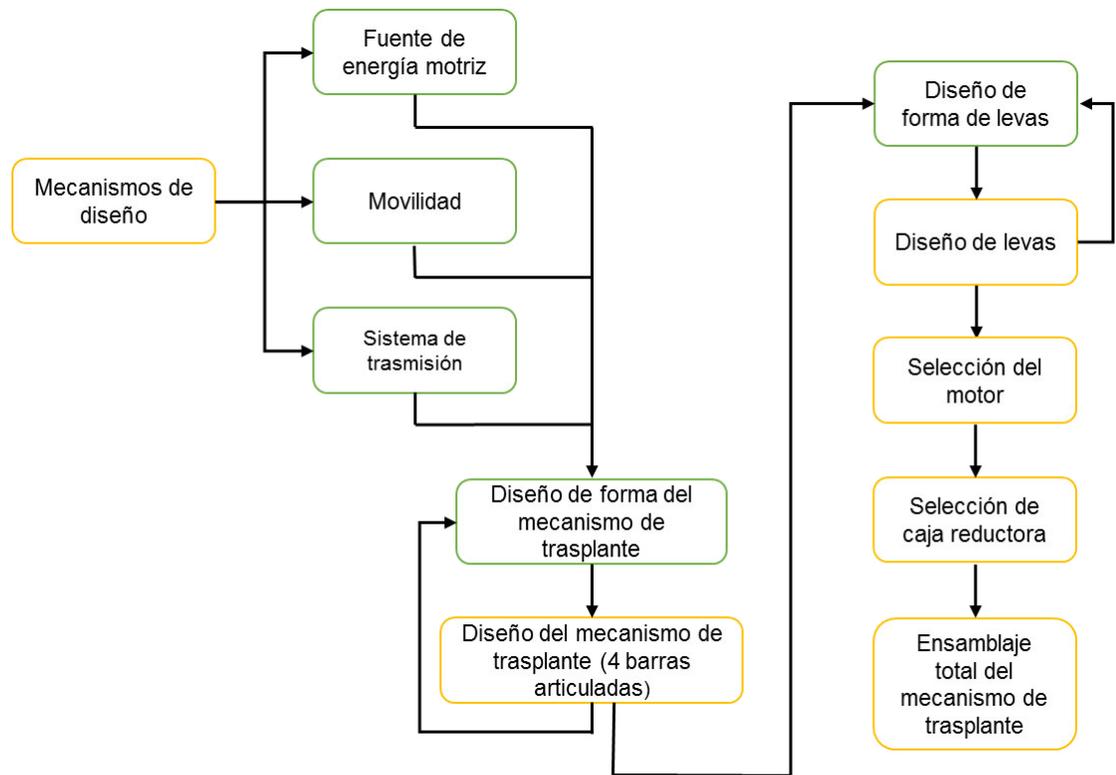


Figura 2.1 Metodología de diseño

Fuente: Elaboración propia

2.2.1. Características de la siembra por trasplante mecanizado

El sistema de trasplante mecanizado del cultivo de arroz, es el proceso en el cual consiste en depositar una plántula en el suelo mediante una máquina especializada, a una profundidad de 3 a 5 cm en el suelo fangoso (Ing. Eric Quirós, 2000). A continuación se detalla las etapas para el proceso de trasplante.

Etapas de semillero

El crecimiento de la fase vegetativa del arroz se produce en lugares especiales llamados semilleros. Los semilleros pueden ser de dos tipos: húmedos o secos. Las dimensiones de los semilleros suelen ser de 5 a 10 m de largo por 5 a 10 m de ancho. Para la siembra de 1 m² en el semillero, se necesita aproximadamente 40 gr

de semilla de arroz, y para la siembra definitiva de 1 hectárea (ha) se necesita alrededor de 300 a 500 m², el cual se muestra en la Figura 2.2.

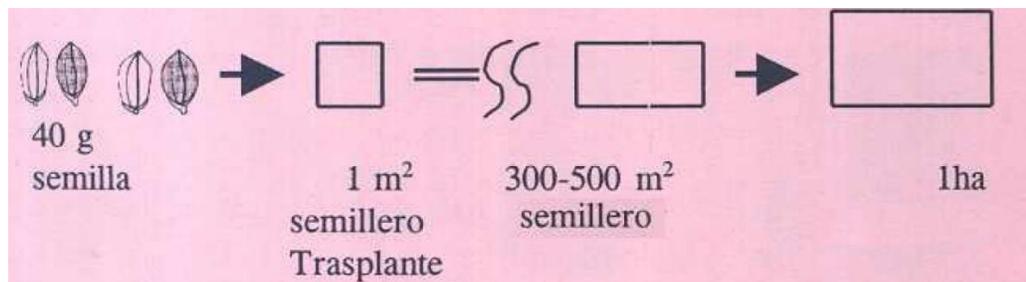


Figura 2.2 Relación para 1 ha de arroz

Fuente: Martínez, E. Q.-L. (2000). Siembra de arroz por el sistema de trasplante. Panamá. Recuperado el 26 de Noviembre de 2015, de http://teca.fao.org/sites/default/files/technology_files/IDIAP-Siembra%20de%20arroz%20por%20el%20sistema%20de%20trasplante_0.pdf

Etapa de trasplante en la melga

Para el trasplante de la plántula, se debe realizar una melga al terreno. La melga es una franja de terreno delimitada por dos bordes paralelos a través de los cuales circula el agua de riego.

El suelo en el cual se debe introducir las plántulas debe tener la particularidad de ser fangoso. Las características que deben tener las plántulas son una o varias de las siguientes:

- 15 cm de altura
- 3 a 4 hojas, o
- 15 a 20 días de siembra en el semillero

Para que exista un óptimo crecimiento de una plántula trasplantada en el suelo fangoso, ésta debe estar entre 3 a 5 cm de profundidad (Ing. Eric Quirós, 2000). Si la plántula se encuentra en una menor o mayor profundidad de los valores descritos, ésta no sobrevivirá (Ing. Eric Quirós, 2000).

Cabe recalcar que la plantación óptima por hectárea dependerá del tipo de semilla, la fertilidad del suelo, la fertilización en el suelo y la época del año en que se realice el trasplante.

Distancia de siembra recomendada

El espaciamiento entre plántulas es muy importante para su crecimiento, ya que sin un espacio adecuado la planta de arroz no puede desarrollarse en su plenitud (Martínez, 2000).

La distancia recomendada en hileras se encuentra entre 15 hasta 25 cm, y la distancia entre plantas está alrededor de 15 a 25 cm (Figura 2.3).

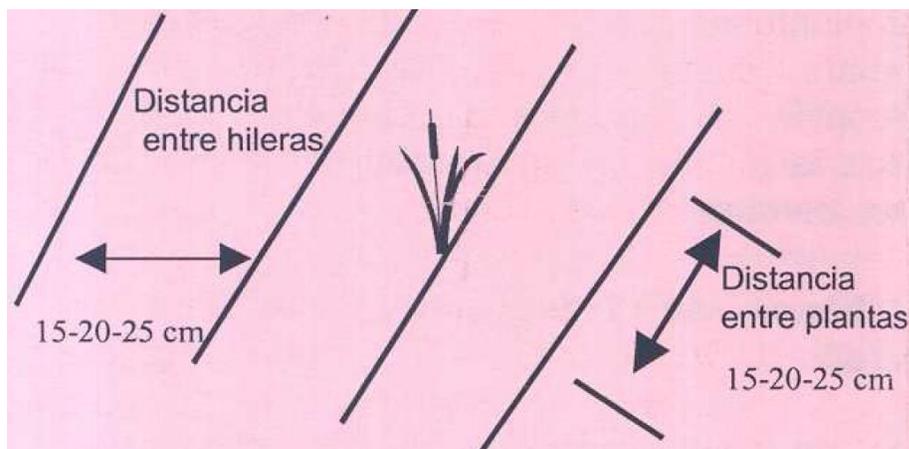


Figura 2.3 Distanciamiento entre plántulas.

Fuente: Martínez, E. Q.-L. (2000). Siembra de arroz por el sistema de trasplante. Panamá. Recuperado el 26 de Noviembre de 2015, de http://teca.fao.org/sites/default/files/technology_files/IDIAP-Siembra%20de%20arroz%20por%20el%20sistema%20de%20trasplante_0.pdf

2.3. Diseño de forma

Teniendo en cuenta los pasos a seguir de la metodología de diseño, se explicará el bosquejo de la máquina trasplantadora de arroz. En la Figura 2.4 se muestran los principales componentes que son:

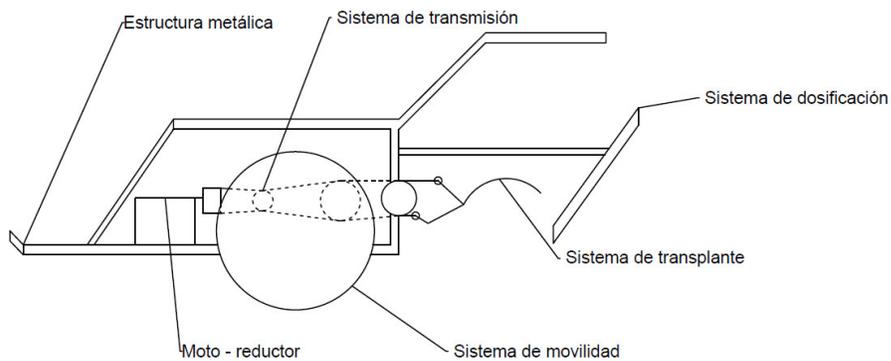


Figura 2.4 Diseño de forma de la maquina trasplantadora

Fuente: Elaboración propia

- Estructura metálica: Es el armazón que soportará todos los elementos que componen la trasplantadora mecánica.
- Sistema de transmisión: Es el conjunto de elementos que tiene la misión de transferir la potencia a cada uno de los componentes.
- Sistema de dosificación: Es el encargado de suministrar la cantidad exacta de plántulas para que sean depositadas en el suelo fangoso.
- Sistema de trasplante: Es el encargado de depositar la plántula en el suelo fangoso.
- Sistema de movilidad: Es el mecanismo que permitirá que la trasplantadora mecánica se pueda trasladar en el terreno.
- Moto - reductor: Es el encargado de otorgar la potencia necesaria para mover todos los mecanismos de la trasplantadora mecánica.

2.4. Mecanismos de diseño

La variedad de mecanismos utilizados dentro de una trasplantadora mecanizada, dependerá de la accesibilidad en la zona. Los mecanismos principales son los siguientes: fuente de energía motriz, movilidad y sistema de transmisión.

Fuente de energía motriz

Es la energía mecánica que se utiliza para generar el movimiento. Todos los cuerpos con masa poseen la capacidad de realizar un trabajo, dentro de las fuentes de energía motriz para el sector rural se encuentran:

- El hombre
- Motor de combustión interna

En la Tabla 2.2 se observa los parámetros a considerar para la selección de la fuente de energía.

- *Área de aplicación (40%)*, el rendimiento de trabajo en áreas pequeñas, medianas y grandes.
- *Capacidad de producción (20%)*, conocer el máximo nivel de trabajo que puede desarrollarse en el suelo.
- *Bajo costo de mantenimiento (20%)*, disminución de recursos para el cuidado preventivo y correctivo.
- *Potencia otorgada (20%)*, la capacidad de realizar una función o una acción.

Tabla 2.2 Matriz de decisión de las fuentes de energía

		Fuente de Energía	
		Alternativa A	Alternativa B
Fuente de Energía Criterio		Energía producida por el ser humano 	Energía de combustión interna 
	Área de aplicación (40%)	20%	40%
	Capacidad de producción (20%)	5%	20%
	Bajo costo de mantenimiento (20%)	20%	10%
	Potencia otorgada (20%)	5%	20%
	Total (100%)	50%	90%

Fuente: Elaboración propia

La fuente de energía seleccionada de la matriz de decisión es la del motor de combustión interna, la cual posee unas excelentes características dentro de los parámetros seleccionados. Se debe tener en cuenta que el motor de combustión interna servirá de ayuda para el trabajo de grandes extensiones de tierra.

Movilidad

La movilidad dentro de un terreno fangoso se ve limitada a un reducido tipo de mecanismos, entre los cuales se destacan la rueda fangueadora y la semioruga mecánica, como se aprecia en la Tabla 2.3.

Para la selección respecto a su movilidad se usará los siguientes criterios

- *Área de aplicación (40%)*, se usan en vehículos livianos, medianos y pesados
- *Costo de fabricación (30%)*, facilidad de construcción en un corto periodo de tiempo.
- *Versatilidad en el terreno (20%)*, una mayor movilidad en los diferentes tipos de suelos agrícolas.
- *Mantenimiento simple (10%)*, conservación de manera simple, para evitar su degradación.

Tabla 2.3 Matriz de decisión en los sistemas motrices

		Sistema motriz	
		Alternativa A	Alternativa B
Criterio	Mecanismo	Rueda fangueadora 	Semioruga 
	Área de aplicación (40%)	30%	35%
	Costos de fabricación (30%)	25%	5%
	Versatilidad en el terreno (20%)	10%	20%
	Mantenimiento simple (10%)	10%	5%
	Total (100%)	75%	65%

Fuente: Elaboración propia

Teniendo en cuenta los parámetros analizados, la mejor alternativa es la rueda fangueadora. Hay que recalcar que las estas ruedas están diseñadas para pequeñas maquinarias agrícolas (Erich Rosel, 2005), la cual permite un simple y asequible mantenimiento.

Sistema de transmisión

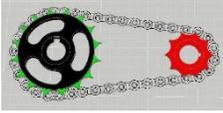
Los elementos de un sistema de transmisión tienen la misión de distribuir la potencia del motor a los diferentes componentes de la trasplantadora de arroz. Dentro de los elementos más conocidos para transmitir la potencia se encuentran las catalinas y cadenas, engranes, y poleas y bandas, como se aprecia en la Tabla 2.4.

Para la selección de uno de los sistemas de transmisión mencionados se usarán los siguientes criterios:

- *Desempeño en área húmeda (35%)*, efectividad de trabajo en zonas inundadas.
- *Costo por su accesibilidad (20%)*, valor por su adquisición en el mercado.
- *Alta eficiencia (15%)*, eficacia para transmitir potencia.

- *Vida útil (15%)*, duración estimada del mecanismo de transmisión.
- *Mantenimiento simple (15%)*, conservación de manera simple para evitar su degradación

Tabla 2.4 Matriz de decisión de los sistemas de transmisión

		Sistema de transmisión		
		Alternativa A	Alternativa B	Alternativa C
Criterio	Transmisión	Cadena y Catalina 	Engranaje 	Poleas y bandas 
	Desempeño en área húmedas (35%)		28%	35%
Costo por su accesibilidad (20%)		20%	5%	15%
Alta eficiencia (15%)		10%	14%	10%
Vida útil (15%)		10%	15%	10%
Mantenimiento simple (15%)		15%	5%	15%
Total (100%)		83%	74%	65%

Fuente: Elaboración propia

Dentro de la selección para el sistema de transmisión, la alternativa más clara son las cadenas y catalinas, ya que permite el trabajo en áreas húmedas y a su vez son de fácil mantenimiento. Hay que tener en cuenta que el sistema mecánico se moverá a velocidades angulares muy bajas, por lo que las cadenas y catalinas son la mejor opción (A.R.Odetto).

2.5. Sistema de trasplante mecánico

En el sistema de trasplante mecánico se detalla el mecanismo de 4 barras articuladas al momento de depositar la plántula en suelo fangoso. Dentro del sistema mecánico

una parte esencial para su diseño es el análisis cinemático, el cual comprende la posición, velocidad y aceleración de los eslabones.

Mecanismo de Trasplante

Para el mecanismo de trasplante se utilizará el principio de 4 barras articuladas, el cual es el encargado de depositar la plántula en el suelo. Para la selección adecuada de las 4 barras articuladas, se emplea la ley de Grashoff, la cual establece una relación entre las dimensiones de las barras, como se aprecia en la Figura 2.5.

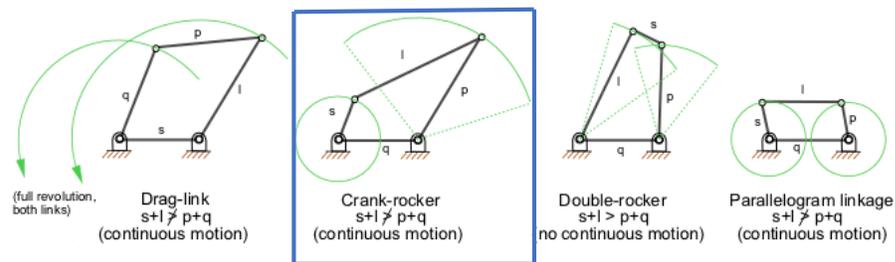


Figura 2.5 Mecanismo de 4 barras articuladas usando la ley de Grashoff

Fuente: Chaidez, M. A. (23 de Mayo de 2015). Sistemas Mecánicos. Recuperado el 18 de Enero de 2016, de <http://miguelangelchaidez.blogspot.com/>

La selección de la configuración de "Crank rocker" de las 4 barras articuladas, permite que no haya una dispersión al momento de depositar la plántula en el suelo, haciendo que el trasplante sea lo más uniforme posible.

2.5.1. Ecuaciones de posición, velocidad y aceleración angular

Para el cálculo de la velocidad angular inicial, se utilizará los principios de movimiento rectilíneo uniforme y movimiento circular uniforme.

Movimiento rectilíneo uniforme

$$t = \frac{X}{V}$$

Donde,

t: Tiempo [s]

X: Desplazamiento [m]

V: Velocidad [m/s]

Movimiento circular uniforme

$$\omega_2 = \frac{\theta_{\text{angular}}}{t}$$

ω_2 : Velocidad angular [rad/s]

θ_{angular} : Desplazamiento angular [rad]

t: Tiempo [s]

En base a la siguiente la Figura 2.6, se realizó el cálculo del mecanismo de 4 barras articuladas para para determinar las ecuaciones de posición, velocidad y aceleración.

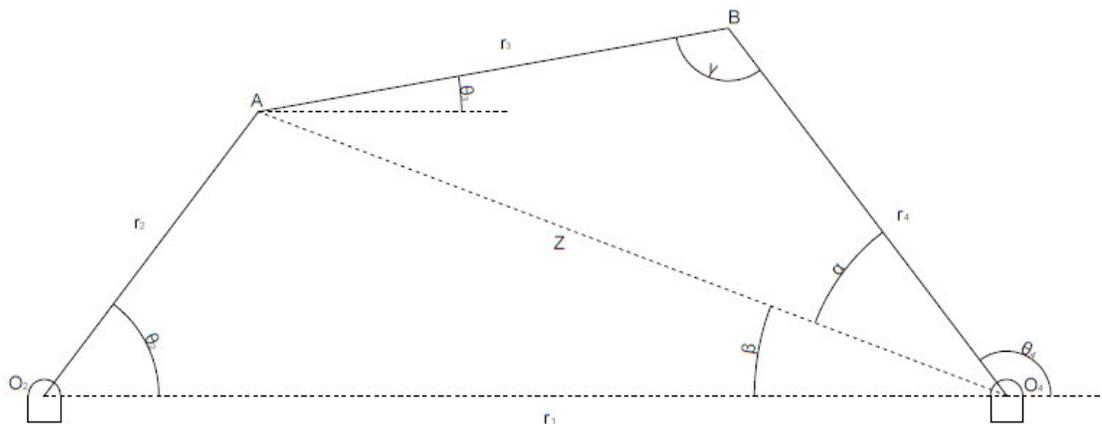


Figura 2.6 Mecanismo de 4 barras articuladas

Fuente: Reinholtz, H. M. (1995). Mecanismos y dinámica de maquinaria. Segunda. México D.F., México: Limusa. Recuperado el 20 de Diciembre de 2015

Donde,

r_1 : Longitud de la bancada [mm]

r_2 : Longitud del eslabón 2 [mm]

r_3 : Longitud del eslabón 3 [mm]

r_4 : Longitud del eslabón 4 [mm]

Z: Longitud del AO_4 [mm]

γ : Ángulo formado entre r_3 y r_4 [°]

α : Ángulo formado entre Z y r_4 [°]

β : Ángulo formado entre Z y r_1 [°]

θ_2 : Posición del eslabón 2 [°]

θ_3 : Posición del eslabón 3 [°]

θ_4 : Posición del eslabón 4 [°]

Para la deducción de las ecuaciones de posición, velocidad angular y aceleración angular se utilizó el método de números complejos y las técnicas de derivación, como se aprecia en la Tabla 2.6.

Tabla 2.5 Ecuaciones de posición, velocidad y aceleración angular

Ecuación Inicial		
$r_2 + r_3 - r_1 - r_4 = 0$ $r_2 e^{i\theta_2} + r_3 e^{i\theta_3} - r_1 e^{i\theta_1} - r_4 e^{i\theta_4} = 0$		
Ecuación de posición	Real	$r_2 \cos(\theta_2) + r_3 \cos(\theta_3) - r_1 - r_4 \cos(\theta_4) = 0$
	Imaginario	$r_2 \sin(\theta_2) + r_3 \sin(\theta_3) - r_4 \sin(\theta_4) = 0$
Ecuación de velocidad	Real	$-r_3 \sin(\theta_3) w_3 + r_4 \sin(\theta_4) w_4 = r_2 \sin(\theta_2) w_2$
	Imaginario	$r_3 \cos(\theta_3) w_3 - r_4 \cos(\theta_4) w_4 = -r_2 \cos(\theta_2) w_2$
Ecuación de aceleración	Real	$-r_2 \cos(\theta_2) w_2^2 - r_2 \sin(\theta_2) \alpha_2 - r_3 \cos(\theta_3) w_3^2 - r_3 \sin(\theta_3) \alpha_3 + r_4 \cos(\theta_4) w_4^2 + r_4 \sin(\theta_4) \alpha_4 = 0$
	Imaginario	$-r_2 \sin(\theta_2) w_2^2 + r_2 \cos(\theta_2) \alpha_2 - r_3 \sin(\theta_3) w_3^2 + r_3 \cos(\theta_3) \alpha_3 + r_4 \sin(\theta_4) w_4^2 - r_4 \cos(\theta_4) \alpha_4 = 0$

Fuente: Reinholtz, H. M. (1995). Mecanismos y dinámica de maquinaria. Segunda. México D.F., México: Limusa. Recuperado el 20 de Diciembre de 2015

Donde,

w_2 : Velocidad angular del eslabón 2 [rad/s]

w_3 : Velocidad angular del eslabón 3 [rad/s]

w_4 : Velocidad angular del eslabón 4 [rad/s]

α_2 : Aceleración angular del eslabón 2 [rad/s²]

α_3 : Aceleración angular del eslabón 3 [rad/s²]

α_4 : Aceleración angular del eslabón 4 [rad/s²]

Para encontrar la solución de las ecuaciones planteadas anteriormente se empleó un sistema de ecuaciones. Durante la resolución del mismo se utilizaron algunos artificios matemáticos (Reinholtz, 1995), tal como se muestran en la Tabla 2.6.

Tabla 2.6 Resolución de las ecuaciones de velocidad y aceleración

Artificio	Ecuación
$A = -r_3 \text{ sen}(\theta_3)$ $B = +r_4 \text{ sen}(\theta_4)$ $C = +r_2 \text{ sen}(\theta_2)$ $D = +r_3 \text{ cos}(\theta_3)$ $E = -r_4 \text{ cos}(\theta_4)$ $F = -r_2 \text{ cos}(\theta_2)$	$w_3 = \frac{FB - EC}{DB - EA}$
$G = r_2 \text{ cos}(\theta_2)w_2^2 + r_2 \text{ sen}(\theta_2)\alpha_2 + r_3 \text{ cos}(\theta_3)w_3^2 - r_4 \text{ cos}(\theta_4)w_4^2$ $H = r_2 \text{ sen}(\theta_2)w_2^2 - r_2 \text{ cos}(\theta_2)\alpha_2 + r_3 \text{ sen}(\theta_3)w_3^2 - r_4 \text{ sen}(\theta_4)w_4^2$	$w_4 = \frac{DC - FA}{DB - EA}$
	$\alpha_3 = \frac{HB - EG}{DB - EA}$
	$\alpha_4 = \frac{DG - HA}{DB - EA}$

Fuente: Reinholtz, H. M. (1995). Mecanismos y dinámica de maquinaria. Segunda. México D.F., México: Limusa. Recuperado el 20 de Diciembre de 2015

Para determinar los ángulos θ_3 y θ_4 se utilizó la ley de coseno (Tabla 2.7), tomando como base los triángulos AO_2O_4 y ABO_4 mostrados en la Figura 2.5, para así obtener las ecuaciones descritas en la Tabla 2.8.

Tabla 2.7 Ley del coseno

$r_1^2 + r_2^2 - 2r_1 r_2 \cos(\theta_2) = Z^2$
$r_3^2 + r_4^2 - 2r_3 r_4 \cos(\gamma) = Z^2$

Fuente: Reinholtz, H. M. (1995). Mecanismos y dinámica de maquinaria. Segunda. México D.F., México: Limusa. Recuperado el 20 de Diciembre de 2015

Tabla 2.8 Variables de la Figura 2.5

Variable	Ecuación
γ	$\cos^{-1} \left(\frac{r_1^2 + r_2^2 - r_3^2 - r_4^2 - 2r_1 r_2 \cos(\theta_2)}{-2r_3 r_4} \right)$
α	$\alpha = \cos^{-1} \left(\frac{Z^2 + r_4^2 - r_3^2}{2Zr_4} \right)$
β	$\beta = \cos^{-1} \left(\frac{Z^2 + r_1^2 - r_2^2}{2Zr_1} \right)$
θ_4	$180 - (\alpha + \beta)$
θ_3	$\cos^{-1} \left(\frac{r_1 + r_4 \cos(\theta_4) - r_2 \cos(\theta_2)}{r_3} \right)$

Fuente: Reinholtz, H. M. (1995). Mecanismos y dinámica de maquinaria. Segunda. México D.F., México: Limusa. Recuperado el 20 de Diciembre de 2015

2.5.2. Fuerzas dinámicas empleadas en el mecanismo de 4 barras articuladas

Para determinar el torque y las fuerzas ejercidas en el mecanismo de 4 barras, es necesario determinar las aceleraciones en el centro de gravedad y la Inercia respectiva de cada eslabón. En la Figura 2.7 se aprecia los vectores de posición en cada uno de los eslabones.

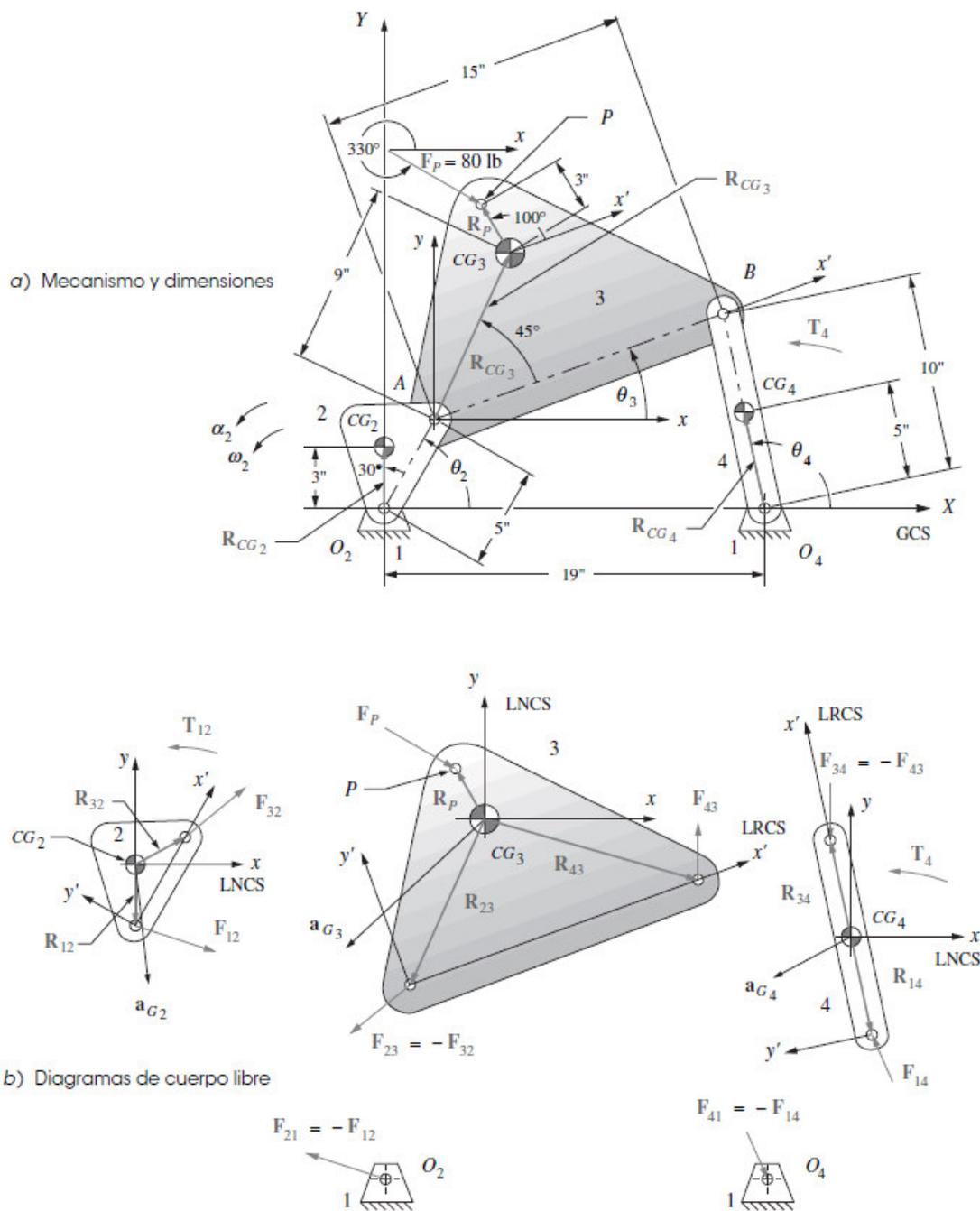


Figura 2.7 Vectores de posición respecto a su centro de gravedad

Fuente: Norton, R. L. (s.f.). Diseño de Maquinaria. Síntesis y análisis de máquinas y mecanismos. Cuarta.

Recuperado el 12 de Noviembre de 2015

En el centro de gravedad de los eslabones de la Figura 2.7, se situará un sistema de referencia local a cada uno de ellos. Con ese sistema de referencia local se definen los vectores de $R_{12}, R_{32}, R_{23}, R_{43}, R_{34}, R_{14}$, los cuales se los descomponen en forma cartesiana para que el procedimiento sea de fácil manejo. Con los vectores planteados se determinará las aceleraciones en los centros de gravedad, usando las ecuaciones de la Tabla 2.7.

Las ecuaciones de aceleración respecto a su centro de gravedad están detalladas en la Tabla 2.9.

Tabla 2.9 Aceleración respecto al centro de gravedad

Aceleración			
\mathbf{a}_{G_2}	$a_{G_{2x}}$	$-(R_{G_2} w_2^2 \cos(\theta_2) + R_{G_2} \alpha_2 \sin(\theta_2))$	$\theta_{G_2} = \tan\left(\frac{a_{G_{2y}}}{a_{G_{2x}}}\right)$
	$a_{G_{2y}}$	$(-R_{G_2} w_2^2 \sin(\theta_2) + R_{G_2} \alpha_2 \cos(\theta_2))i$	
\mathbf{a}_{G_3}	$a_{G_{3x}}$	$(-R_{G_2} w_2^2 \cos(\theta_2) - R_{G_2} \alpha_2 \sin(\theta_2) - R_{G_3} \alpha_3 \sin(\theta_3 + \delta_3) - R_{G_3} w_3^2 \cos(\theta_3 + \delta_3))$	$\theta_{G_3} = \tan\left(\frac{a_{G_{2y}}}{a_{G_{2x}}}\right)$
	$a_{G_{3y}}$	$(-R_{G_2} w_2^2 \sin(\theta_2) + R_{G_2} \alpha_2 \cos(\theta_2) + R_{G_3} \alpha_3 \cos(\theta_3 + \delta_3) - R_{G_3} w_3^2 \sin(\theta_3 + \delta_3))i$	
\mathbf{a}_{G_4}	$a_{G_{4x}}$	$-(R_{G_4} w_4^2 \cos(\theta_4) + R_{G_4} \alpha_4 \sin(\theta_4))$	$\theta_{G_3} = \tan\left(\frac{a_{G_{2y}}}{a_{G_{2x}}}\right)$
	$a_{G_{4y}}$	$(-R_{G_4} w_4^2 \sin(\theta_4) + R_{G_4} \alpha_4 \cos(\theta_4))i$	

Fuente: Reinholtz, H. M. (1995). Mecanismos y dinámica de maquinaria. Segunda. México D.F., México: Limusa. Recuperado el 20 de Diciembre de 2015

Donde,

R_{G_2} : Vector de posición del centro de gravedad del eslabón 2 [mm]

R_{G_3} : Vector de posición del centro de gravedad del eslabón 3 [mm]

R_{G_4} : Vector de posición del centro de gravedad del eslabón 4 [mm]

$a_{G_{2x}}$: Aceleración del centro de gravedad del eslabón 2 en la componente X [mm/s]

$a_{G_{2y}}$: Aceleración del centro de gravedad del eslabón 2 en la componente Y [mm/s]

$a_{G_{3x}}$: Aceleración del centro de gravedad del eslabón 3 en la componente X [mm/s]

$a_{G_{3y}}$: Aceleración del centro de gravedad del eslabón 3 en la componente Y [mm/s]

$a_{G_{4x}}$: Aceleración del centro de gravedad del eslabón 4 en la componente X [mm/s]

$a_{G_{4y}}$: Aceleración del centro de gravedad del eslabón 4 en la componente Y [mm/s]

a_{G_2} : Aceleración del centro de gravedad del eslabón 2 [mm/s]

a_{G_3} : Aceleración del centro de gravedad del eslabón 3 [mm/s]

a_{G_4} : Aceleración del centro de gravedad del eslabón 4 [mm/s]

Para determinar las fuerzas dinámicas presentes en el tercer y cuarto eslabón se consideró el uso de las leyes de Newton. Los resultados de estas fuerzas están tabulados en la Tabla 2.10.

Tabla 2.10 Fuerzas dinámicas ejercidas en los eslabones

Ecuaciones por el método newtoniano	
$\sum F_{12x}$	$F_{12x} + F_{32x} = m_2 a_{G_{2x}}$
$\sum F_{12y}$	$F_{12y} + F_{32y} = m_2 a_{G_{2y}}$
$\sum T_{12}$	$T_{12} + (R_{12x} F_{12y} - R_{12y} F_{12x}) + (R_{32x} F_{32y} - R_{32y} F_{32x}) = I_{G_2} \alpha_2$
$\sum F_{43x}$	$F_{43x} - F_{32x} + F_{P_x} = m_3 a_{G_{3x}}$
$\sum F_{43y}$	$F_{43y} - F_{32y} + F_{P_y} = m_3 a_{G_{3y}}$
$\sum T_{43}$	$(R_{43x} F_{43y} - R_{43y} F_{43x}) - (R_{23x} F_{32y} - R_{23y} F_{32x}) + (R_{P_x} F_{P_y} - R_{P_y} F_{P_x}) = I_{G_3} \alpha_3$
$\sum F_{14x}$	$F_{14x} - F_{43x} = m_4 a_{G_{4x}}$
$\sum F_{14y}$	$F_{14y} - F_{43y} = m_4 a_{G_{4y}}$
$\sum T_{14}$	$(R_{14x} F_{14y} - R_{14y} F_{14x}) - (R_{34x} F_{43y} - R_{34y} F_{43x}) = I_{G_4} \alpha_4$

Fuente: Reinholtz, H. M. (1995). Mecanismos y dinámica de maquinaria. Segunda. México D.F., México: Limusa. Recuperado el 20 de Diciembre de 2015

Donde,

F_{12_x} : Fuerza dinámica en 1-2 componente X [N]

F_{12_y} : Fuerza dinámica en 1-2 componente Y [N]

F_{32_x} : Fuerza dinámica en 3-2 componente X [N]

F_{32_y} : Fuerza dinámica en 3-2 componente Y [N]

F_{43_x} : Fuerza dinámica en 4-3 componente X [N]

F_{43_y} : Fuerza dinámica en 4-3 componente Y [N]

F_{14_x} : Fuerza dinámica en 1-4 componente X [N]

F_{14y} : Fuerza dinámica en 1-4 componente Y [N]

m_2 : Masa del eslabón 2 [kg]

m_3 : Masa del eslabón 3 [kg]

m_4 : Masa del eslabón 4 [kg]

2.6. Sistema de dosificación

Una de las partes esenciales dentro de la trasplantadora de arroz es el mecanismo de dosificación y el de recolección de plántulas. Para realizar dichas funciones se utilizará dos levas, una diseñada para la dosificación de las plántulas y la otra para la recolección de la misma.

Las herramientas a usar para el diseño de levas son las curvas del movimiento cicloidal, movimiento armónico, y el movimiento polinomial de octavo grado, que junto con el programa Dynacam servirá para las simulaciones de la leva y el seguidor. Dichas curvas se muestran en las Figuras 2.8, 2.9 y 2.10.

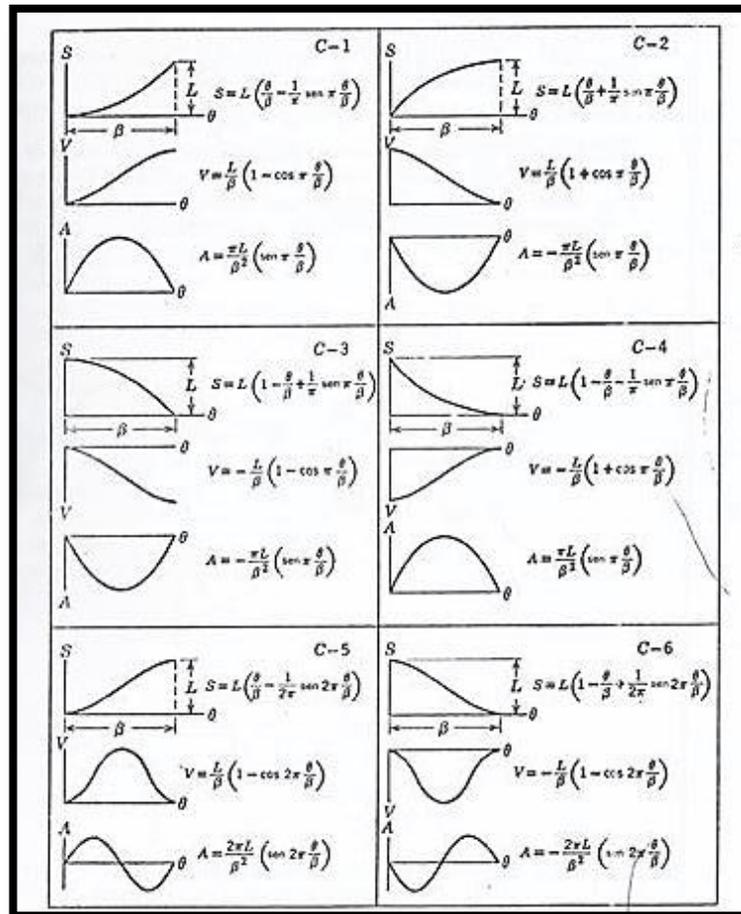


Figura 2.8 Características de la curva del movimiento cicloidal

Fuente: Reinholtz, H. M. (s.f.). Mecanismos y dinámica de maquinaria. Segunda. México D.F., México: Limusa.

Recuperado el 20 de Diciembre de 2015

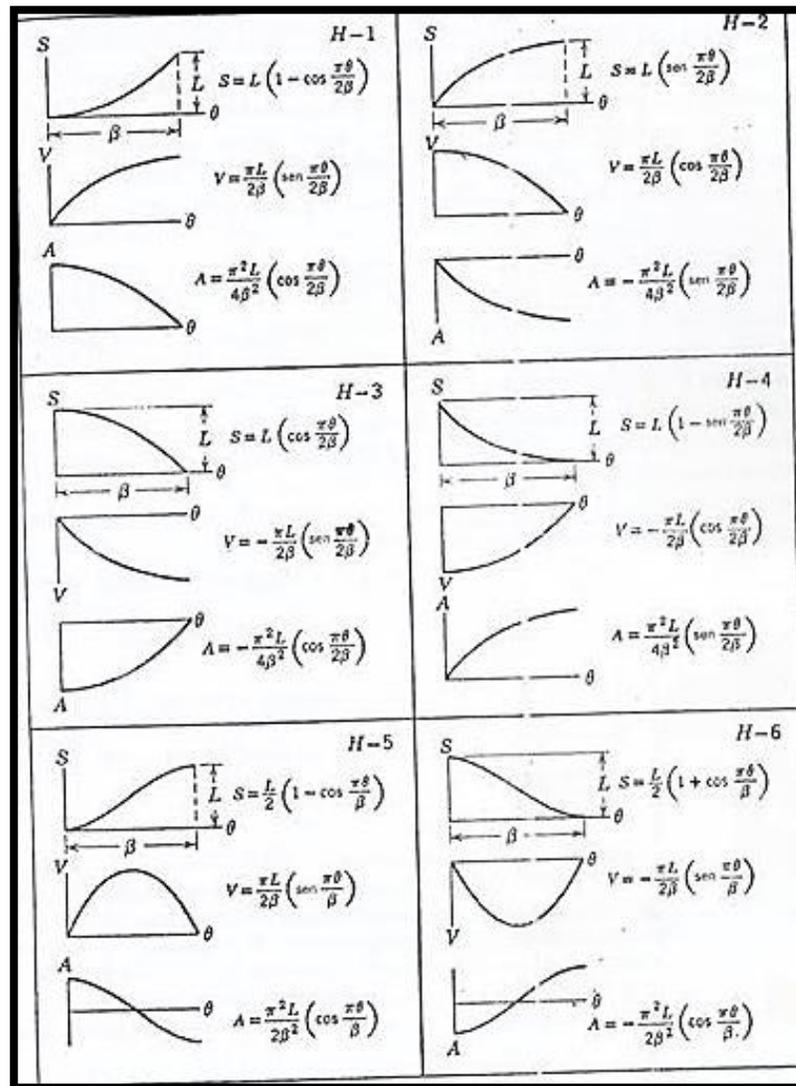


Figura 2.9 Características de la curva del movimiento armónico

Fuente: Reinholdt, H. M. (s.f.). Mecanismos y dinámica de maquinaria. Segunda. México D.F., México: Limusa.

Recuperado el 20 de Diciembre de 2015

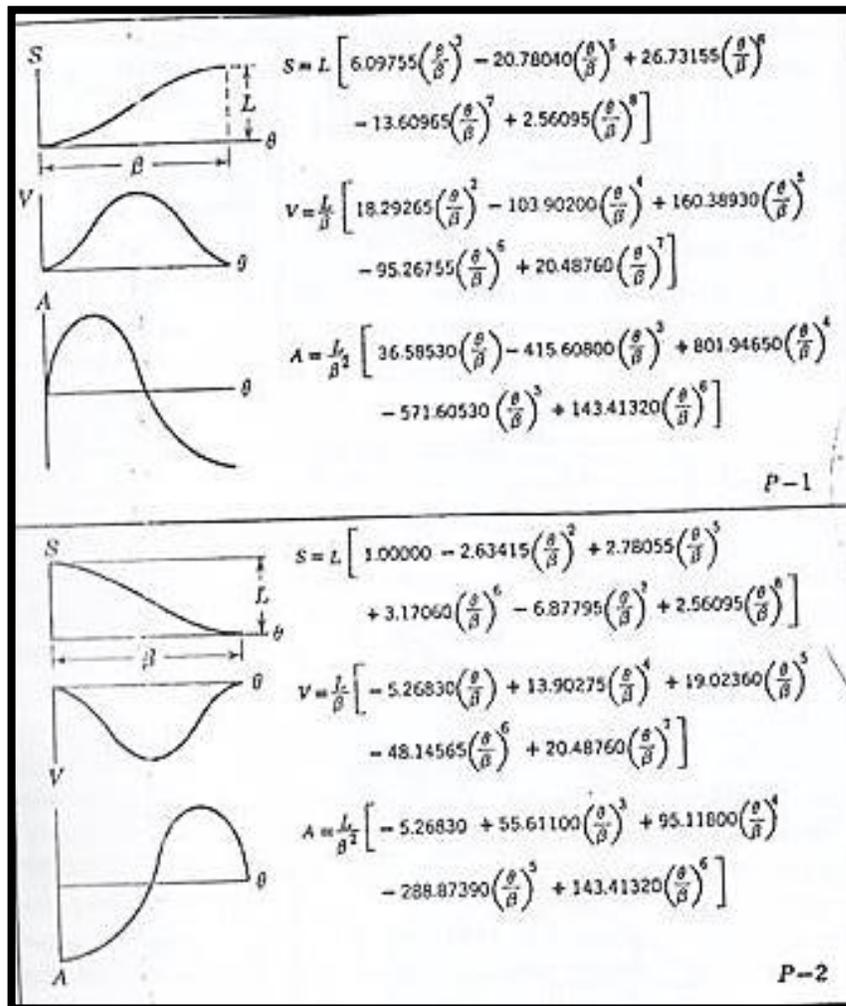


Figura 2.10 Características de la curva del movimiento polinomial de octavo grado

Fuente: Reinholtz, H. M. (s.f.). Mecanismos y dinámica de maquinaria. Segunda. México D.F., México: Limusa.

Recuperado el 20 de Diciembre de 2015

2.6.1. Cálculo de resortes en el mecanismo de leva

Para el cálculo del resorte se tomará en cuenta el diagrama de cuerpo libre de la Figura 2.11.

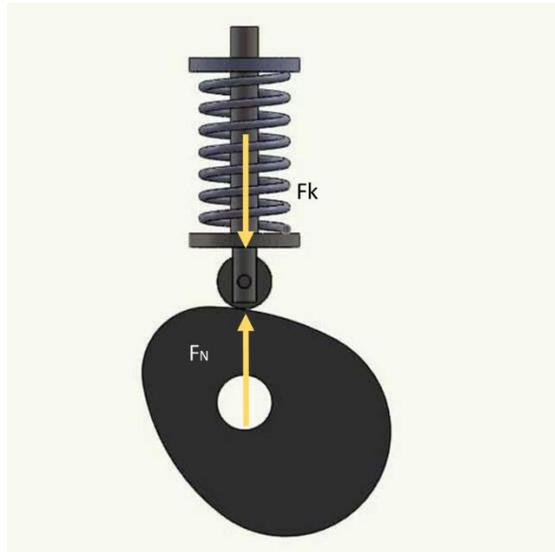


Figura 2.11 Diagrama de cuerpo libre del seguidor

Fuente: Nutakor, C. (s.f.). Leva. Recuperado el 26 de Marzo de 2016, de <https://i.ytimg.com/vi/cPK7uE-Ja64/maxresdefault.jpg>

$$F_N - F_k = m_{\text{seguidor}} \times a_{\text{leva}} \quad (1)$$

$$-F_k = m_{\text{seguidor}} \times a_{\text{leva}} \quad (2)$$

$$-\Delta x k = m_{\text{seguidor}} \times a_{\text{leva}}$$

$$\Delta x = \frac{m_{\text{seguidor}} \times a_{\text{leva}}}{-k} \quad (3)$$

Donde,

F_N : Fuerza normal entre la leva y el seguidor [N]

F_k : Fuerza producido por el resorte [N]

m_{seguidor} : Masa del seguidor [Kg]

a_{leva} : Aceleración de la leva [mm/s^2]

Δx : Elongación del resorte [mm]

k : Constante del resorte [N/mm]

El mínimo valor de la fuerza normal es igual a 0 ($F_N = 0$), ya que esta posición es la más crítica para evitar la separación de la leva con el seguidor.

2.7. Potencia requerida para la trasplantadora mecánica

Para determinar la potencia requerida del mecanismo de trasplante, se debe considerar la masa del mecanismo y el coeficiente de fricción al que va a estar sometido. En la figura 2.12 se observa el diagrama de cuerpo libre de una máquina agrícola en condiciones de operación similar al proyecto, en el cual el coeficiente de avance (coeficiente de fricción) para suelos fangosos es de 0,05 a 0,3 (Erich Rosel, 2005) .

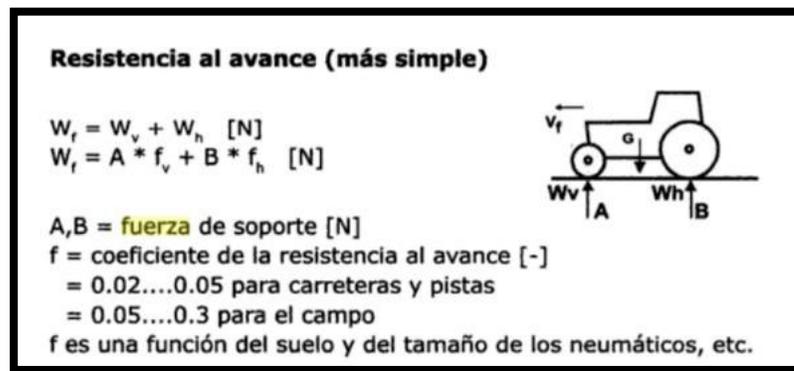


Figura 2.12 Resistencia al avance para máquinas agrícolas

Fuente: Erich Rosel, H. D. (2005). Manual de fórmulas técnicas de tracción y potencia: útiles para el Ingeniero Agrícola. México. Recuperado el 15 de Enero de 2016, de https://books.google.com.ec/books?id=uN_dNrDrGVcC&pg=PT17&dq=fuerza+traccion&hl=es-419&sa=X&redir_esc=y#v=onepage&q=fuerza%20traccion&f=false

Como se observa en la Figura 2.12, la fuerza de avance presenta tres variables indispensable para su desarrollo, la cual se puede apreciar en la siguiente ecuación:

$$f_{\text{avance}} = m_{\text{total}} \times g \times u_k \quad (4)$$

Donde,

f_{avance} : Fuerza de avance [N]

m_{total} : Masa del mecanismo [kg]

g : Gravedad [m/s^2]

u_k : Coeficiente de avance

2.8. Sistema de Transmisión

Dentro del sistema de transmisión se localizan bandas y cadenas, la cual son conjuntos mecánicos que tienen la misión de transferir la potencia a cada uno de los componentes de la traspantadora mecánica.

Bandas y cadenas

Las fuerzas ejercidas por las bandas y cadenas son la fuerza tangencial y la fuerza radial. Para determinar dichas fuerzas, se observará el diagrama de cuerpo libre que se presenta en la Figura 2.13, ya que ambas fuerzas servirán para el análisis de esfuerzos.

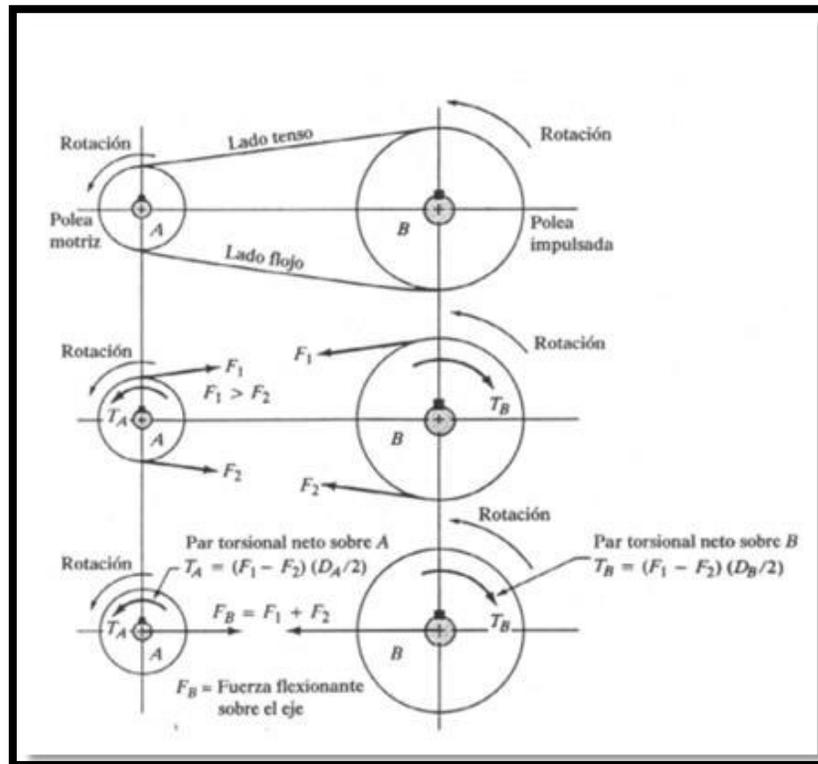


Figura 2.13 Fuerzas producidas en cadenas y bandas

Fuente: Tobar, A. P. (s.f.). Apuntes de Desarrollo de Productos Mecánicos: mecánica, elementos de Máquinas.

Recuperado el 18 de Enero de 2016, de

[https://books.google.com.ec/books?id=CXhzAgAAQBAJ&pg=PA126&dq=fuerza+debido+a+bandas+y+cadenas&](https://books.google.com.ec/books?id=CXhzAgAAQBAJ&pg=PA126&dq=fuerza+debido+a+bandas+y+cadenas&hl=es-)

[hl=es-](https://books.google.com.ec/books?id=CXhzAgAAQBAJ&pg=PA126&dq=fuerza+debido+a+bandas+y+cadenas&hl=es-)

[419&sa=X&ved=0ahUKEwiYh7Pdt5zKAhUGFx4KHe8YDncQ6AEIPDAG#v=onepage&q=fuerza%20debido%20a](https://books.google.com.ec/books?id=CXhzAgAAQBAJ&pg=PA126&dq=fuerza+debido+a+bandas+y+cadenas&hl=es-)

[%20bandas%20y%20cadenas&f=false](https://books.google.com.ec/books?id=CXhzAgAAQBAJ&pg=PA126&dq=fuerza+debido+a+bandas+y+cadenas&hl=es-)

2.8.1. Fuerza Tangencial

Para calcular las fuerzas tangenciales que se produce en las bandas o en cadenas, se la puede hallar mediante la siguiente expresión:

$$F_T = \frac{T_{\text{torque}}}{r} \quad (5)$$

Donde,

T_{torque} : Torque ejercido en la banda o en la catalina [kN/m]

r : Radio primitivo de la rueda o catalina [m]

F_T : Fuerza tangencial [kN]

2.8.2. Fuerza Radial

La fuerza radial depende de la fuerza tangencial y un factor que depende de su aplicación, como se muestra en la Figura 2.14, la cual tendremos la siguiente expresión:

$$F_r = f_b \times F_T \quad (6)$$

Donde,

f_b : Factor de correa o codena

F_r : Fuerza radial [kN]

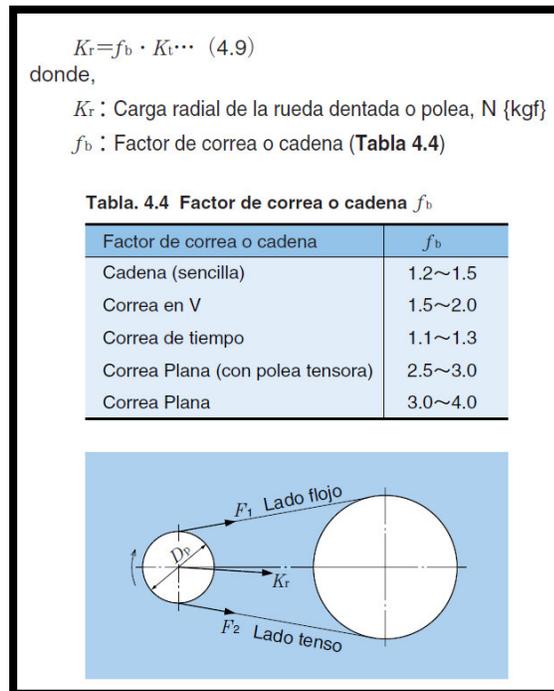


Figura 2.14 Factor de correa o cadena para el cálculo de fuerza radial

Fuente: Corporation, N. (2004). NTN Corporation. Recuperado el 28 de Enero de 2016, de www.ntnamericas.com/es/

2.8.3. Distancia entre centros en cadenas

La distancia mínima se rige por el arco abrazado en el piñón y no debe ser inferior a 120° o 7 dientes engranados en la cadena (A.R.Odetto). Los mejores resultados, se han obtenido con una distancia entre centros entre 50 a 70 veces el paso (A.R.Odetto).

Diseño del árbol de transmisión

Para determinar los esfuerzos que se presentan en un árbol de transmisión se debe tomar en cuenta los análisis de vigas estructurales, como se aprecia en el Apéndice A. Los esfuerzos que se presentan en los arboles de transmisión para el proyecto dado son la flexión y la torsión, como se muestra en la Figura 2.15.

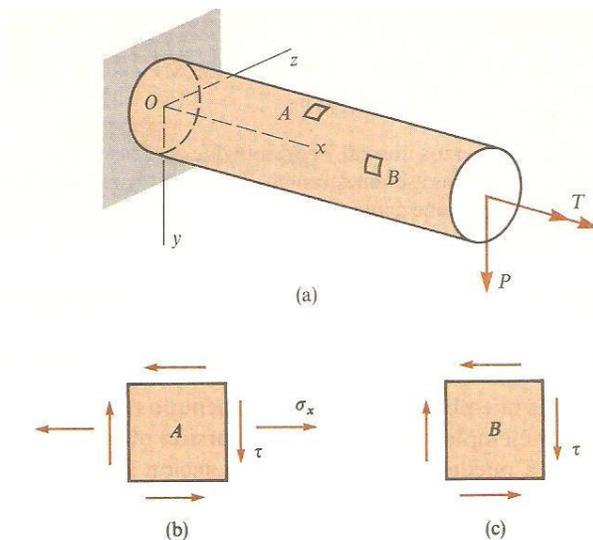


Fig. 6-31 Flexión y torsión combinadas

Figura 2.15 Análisis de vigas estructurales

Fuente: Meraz, H. (11 de Octubre de 2011). Mecánica de materiales. Recuperado el 3 de Marzo de 2016, de <http://hanselmeraz.blogspot.com/2011/10/unidad-5-esfuerzos-combinados.htm>

2.8.4. Esfuerzos Combinados

Teniendo en cuenta los esfuerzos de torsión y de flexión que se producen en la trasplantadora, es indispensable el uso de los esfuerzos de Von Mises.

En los árboles de transmisión de forma redonda y sólida se usa las siguientes expresiones:

Esfuerzo por flexión

$$\sigma_y = \frac{32M_{\max}}{\pi d^3} \quad (7)$$

Esfuerzo por Torsión

$$\tau_{xy} = \frac{16T_{\max}}{\pi d^3} \quad (8)$$

Donde,

M_{\max} : Momento máximo [KN/m]

d: Distancia [m]

σ_y : Esfuerzo por flexión en la coordenada
"Y"[KPa]

T_{\max} : Torque máximo [KN/m]

d: Distancia [m]

τ_{xy} : Esfuerzo por torsión [KPa]

De aquí, se usará las expresiones anteriores para el desarrollo de los esfuerzos de Von Mises.

Esfuerzo por Von Mises

$$\sigma' = \sqrt{\sigma_x^2 + \sigma_y^2 - \sigma_x\sigma_y + 3\tau_{xy}^2} \quad (9)$$

Donde,

σ' : Esfuerzo por Von Mises [KPa]

σ_x : Esfuerzo por flexión en la coordenada "X"[KPa]

Por esto, el factor de seguridad dependerá de los esfuerzos de Von Mises, dando la siguiente ecuación

Factor de seguridad

$$f.s. = \frac{S_y}{\sigma'} \quad (10)$$

Donde,

S_y : Esfuerzo de fluencia [KPa]

$f.s.$: Factor de seguridad

2.9. Diseño del sistema de movilidad

El diseño de una rueda fangueadora es primordial para determinar la movilidad del mecanismo dentro de un terreno fangoso, para ello se usará la siguiente ecuación:

$$F_{rueda} = \frac{T}{r_{rueda}} \quad (11)$$

Donde,

T: Torque [KN/m]

r_{rueda} : Radio primitivo de la rueda [KN/m]

F_{rueda} : Fuerza generada por la rueda fangueadora [KN]

Se debe considerar que la fuerza producida por ambas ruedas debe ser mayor que la fuerza de avance, lo cual permite que todo el mecanismo se pueda mover, Al aplicar las ecuaciones (4) y (11), se forma una inecuación, la cual se expresa de la siguiente manera:

$$2 \times F_{rueda} > f_{avance} \quad (12)$$

2.10. Cálculo de rodamientos

En las maquinarias agrícolas es necesario el uso de sellos para condiciones de contaminación, provisiones para desalineaciones y montajes económicos para arboles de transmisión y carcasas, dentro de los cuales los rodamientos de bolas son los más recomendables, por su costo y fácil adquisición.

Para la selección de los rodamientos adecuados, se debe calcular la carga radial dinámica. La carga radial dinámica equivalente, la cual se expresa en la siguiente ecuación:

$$P_r = XF_r + YF_a \quad (13)$$

Donde,

X: Factor de carga radial

Y: Factor de carga axial

P_r : Carga radial dinámica [KN]

F_r : Fuerza radial [KN]

F_a : Fuerza axial [KN]

Las fuerzas ejercidas por las catalinas presentan fuerzas radiales en los arboles de transmisión más no cargas axiales. El valor máximo que puede tomar el factor de carga radial es de 1 (Corporation, 2004). Por lo tanto la carga radial dinámica es igual a la fuerza radial.

$$P_r = F_r \quad (14)$$

Capacidad básica de carga dinámica

La capacidad básica de carga dinámica determinará los rodamientos adecuados, la cual se expresa de la siguiente manera:

$$C_{or} = \left[\frac{L_{10h} \times 60 \times w}{10^6} \right]^{1/p} \times P_r \quad (15)$$

Donde,

L_{10h} : Vida requerida [h]

w: Velocidad angular [RPM]

p: Factor de rodamientos rígidos en bolas [3]

C_{or} : Carga básica de carga [KN]

El valor de la vida requerida se determinará en la Tabla 2.11.

Tabla 2.11 Vida requerida

Clasificación del servicio	Aplicaciones en maquinarias y vida requerida (referencia) L_{10h} $\times 10^3$ h				
	~4	4~12	12~30	30~60	60~
Máquinas usadas por periodos cortos q utilizadas sólo ocasionalmente.	<ul style="list-style-type: none"> ● Aplicaciones domésticas ● Herramientas de mano eléctricas 	<ul style="list-style-type: none"> ● Maquinaria agrícola ● Equipos de oficina 			
Utilización durante periodos cortos e intermitentemente, pero con requerimientos de alta confiabilidad.	<ul style="list-style-type: none"> ● Equipos médicos ● Instrumentos de medición 	<ul style="list-style-type: none"> ● Motores de acondicionadores de aire residenciales ● Equipos de construcc. ● Elevadores ● Grúas 	<ul style="list-style-type: none"> ● Grúas (Poleas) 		
Máquinas que no se usan constantemente, pero se utilizan por periodos largos.	<ul style="list-style-type: none"> ● Automóviles ● Vehículos de dos ruedas 	<ul style="list-style-type: none"> ● Motores pequeños ● Buses/camiones ● Transmisiones de engranes en general ● Máquinas madereras 	<ul style="list-style-type: none"> ● Husillos de máquinas ● Motores industriales ● Trituradores ● Cribas vibratorias 	<ul style="list-style-type: none"> ● Transmisiones de engranes principales ● Máquinas de caucho/plástico ● Rodillos de calandrias ● Máquinas de impresión 	
Máquinas en constante uso durante las 8 horas del día.		<ul style="list-style-type: none"> ● Laminadores ● Escaleras eléctricas ● Transportadores ● Centrifugas 	<ul style="list-style-type: none"> ● Ejes de vehículos ferroviarios ● Acondicionadores de aire ● Motores grandes ● Centrifugas 	<ul style="list-style-type: none"> ● Ejes de locomotoras ● Motores de tracción ● Elevadores mineros ● Volantes a presión 	<ul style="list-style-type: none"> ● Máquinas de fabricación de papel ● Equipos de propulsión para barcos
24 horas de operación continua, no interrumpible.					<ul style="list-style-type: none"> ● Equipos de abastecimiento de agua ● Bombas de drenaje/ventiladores para minería ● Equipos para generación de potencia

Fuente. NTN. (s.f.). Recuperado el 8 de Enero de 2016, de NTN: <http://www.ntnamericas.com/es/>

La selección de la vida requerida para el proyecto presupuesto es de 6×10^3 horas (h), ya que el fabricante permite un rango de selección el cual se encuentra entre 4 a 12×10^3 h (Corporation, 2004).

Los rodamientos de bolas para maquinaria agrícola son usados principalmente ya que presentan características para el trabajo en zonas rurales y por su costo de adquisición (Corporation, 2004).

2.11. Materiales seleccionados para el diseño de la trasplantadora mecánica

Los materiales usados dentro de la construcción están constituidos por:

Acero estructural y galvanizado

El acero estructural es el material básico utilizado en la construcción, dentro de este tipo de materiales existen una gran variedad de aceros y perfiles. Los perfiles usados para el diseño de trasplantadora mecánica son los siguientes:

- Tubo rectangular - Apéndice B
- Tubo redondo - Apéndice C
- Tubo rectangular - Apéndice D
- Plancha laminadas - Apéndice E
- Plancha laminadas - Apéndice F

Protección anticorrosiva

Los recubrimientos anticorrosivos son los principales componentes para la protección en un metal. Los sistemas de protección con pintura se encuentran dentro de los sistemas de recubrimientos más difundidos. Para terrenos húmedos y con un alto índice de corrosión es apropiado el uso de pintura epóxica, ya que brinda una alta durabilidad y resistencia a las estructuras metálicas, como se aprecia en el Apéndice G.

CAPÍTULO 3

3. RESULTADOS

En este capítulo se divide el trabajo realizado en sistemas, las cuales son la estructura metálica, el sistema de trasplante, el sistema de dosificación, el sistema de transmisión, el sistema de movilidad y el sistema de protección.

En cada uno de los sistemas se describe los mecanismos necesarios, para el funcionamiento de la trasplantadora mecánica.

3.1. Diseño del sistema de trasplante

Para el diseño del sistema trasplantador, se tomará en cuenta el sistema de 4 barras articuladas, se aprecia en el Plano 3, el cual será el encargado para depositar la plántula en el suelo.

Diseño de 4 barras articuladas

Para el diseño del mecanismo trasplantador, se utiliza un mecanismo de 4 barras articuladas debido a que las longitudes de cada eslabón alteran la trayectoria del mecanismo, se utiliza un atlas de gráficas de mecanismos de 4 barras articuladas, para definir la trayectoria de la misma. El diseño de las 4 barras articuladas se muestra en el Plano 4, 5 y 6.

En la Figura 3.1 se aprecia el atlas seleccionado, la cual posee las dimensiones de cada eslabón y describe la trayectoria (líneas entrecortadas) que posee cada una de ellas.

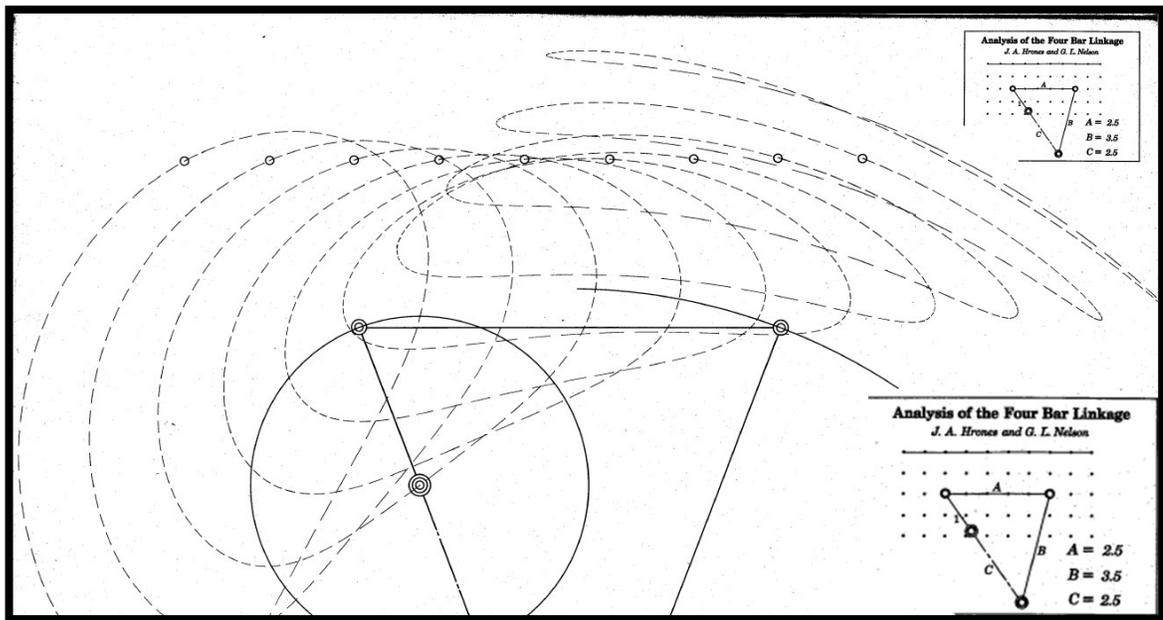


Figura 3.1 Configuración de 4 barras articuladas

Fuente: Norton, R. L. (s.f.). Design of Machinery. (M. Hill, Ed.) 4. Recuperado el 20 de Diciembre de 2015

Los valores de A, B, C y 1, como se muestra en la Figura 3.1 determinan las dimensiones de los eslabones del mecanismo de 4 barras articuladas. En la Tabla 3.1 se aprecia la relación que existe entre los eslabones del atlas con los eslabones del mecanismo de trasplante.

Tabla 3.1 Configuración seleccionada para el mecanismo de 4 barras

Eslabón del atlas	Eslabón del mecanismo de trasplante	Relación de Norton
A	3	2,5
B	4	3,5
C	1	2,5
1	2	3,5

Fuente: Elaboración propia

En la Figura 3.2 se aprecia el mecanismo trasplantador, la cual con el programa de Fourbar se aprecia la trayectoria de la misma.

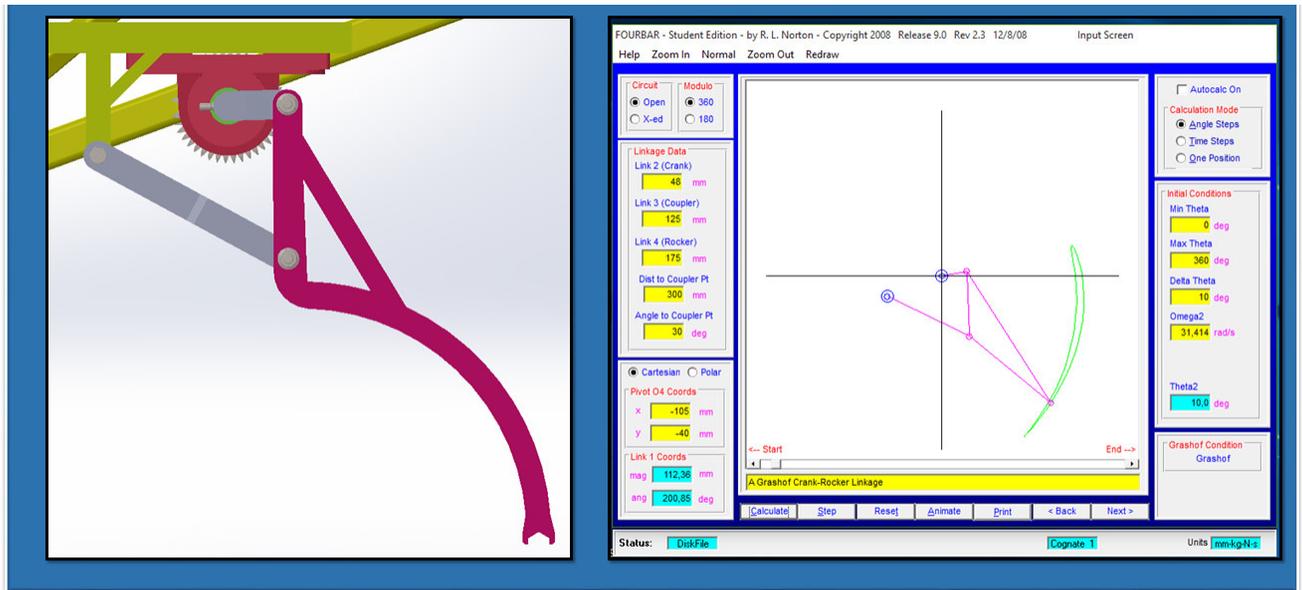


Figura 3.2 Mecanismo de 4 barras articuladas utilizando el programa de FOURBAR

Fuente: Elaboración propia

Tomando en consideración las longitudes de los eslabones de la Tabla 3.1, y realizando algunas modificaciones con la ayuda del programa FOURBAR, se obtuvo una menor dispersión posible, el cual se llegó a las siguientes dimensiones (tabla3.2). El movimiento de las 4 barras articuladas se lo definió en sentido horario, ya que dentro de la simulación en el programa FOURBAR presentaba mejores prestaciones que el sentido anti horario.

Tabla 3.2 Configuración seleccionada para el mecanismo de 4 barras

Eslabón del mecanismo de trasplante	Dimensión	Relación Seleccionada del mecanismo de 4 barras articuladas	Relación de Norton
1	112,36 mm	2,34	2,5
2	48 mm	1	1
3	125 mm	2,6	2,5
4	175 mm	3,6	3,5

Fuente: Elaboración propia

La velocidad de avance de los diseños actuales se encuentra en el rango de 0,9 a 1,5 m/s, para el diseño propuesto se seleccionó 1 m/s. La distancia entre las plántulas

según la norma de cultivo de arroz (Ing. Eric Quirós, 2000) comprende entre 0,15 m a 0,25 m, la distancia seleccionada para el proyecto propuesto será de 0,2 m.

Se utilizará los principios de movimiento rectilíneo uniforme y movimiento angular uniforme, para determinar el tiempo (t) y la velocidad angular inicial del eslabón 2 (w_2).

Movimiento rectilíneo uniforme

$$t = \frac{X}{V}$$
$$t = \frac{0,2 \text{ m}}{1 \text{ m/s}}$$
$$t = 0,2 \text{ s}$$

Movimiento circular uniforme

$$w_2 = \frac{\theta}{t}$$
$$w_2 = \frac{2\pi \text{ rad}}{0,2 \text{ s}}$$
$$w_2 = 31,414 \text{ rad/s}$$

Como se observa en la ecuación del movimiento rectilíneo uniforme, el tiempo que le toma a la máquina depositar las plántulas es de 0,2 s.

Con el tiempo conseguido, se obtuvo la velocidad angular a la que gira las ruedas fanguedoras.

Análisis cinemático del mecanismo de 4 barras

Tomando las dimensiones de los eslabones de la Tabla 3.2, la velocidad angular del eslabón 2 ($w_2 = 31,414 \text{ rad/s}$), la ausencia de la aceleración angular del eslabón 2 ($\alpha_2 = 0 \text{ rad/s}^2$) y tomando un punto de la trayectoria del eslabón 2 ($\theta_2 = 129,15^\circ$). En la Tabla 3.3 se muestra los datos iniciales para el cálculo cinemático de todo el mecanismo de 4 barras articuladas.

Tabla 3.3 Datos iniciales para el cálculo de las velocidades y aceleraciones

Datos	Valores	
	Conocidos	Fourbar
r_1	112,36 mm	112,36 mm
r_2	48 mm	48 mm
r_3	125 mm	125 mm
r_4	175 mm	175 mm
w_2	31,414 rad/s	31,414 rad/s
α_2	0 rad/s ²	0 rad/s ²
θ_2	129,15°	330°

Fuente: Elaboración propia

Como se observa en la Tabla 3.3, existe una diferencia en θ_2 , esto se debe a que la bancada (eslabón 1) está desfasada 200,85°. Este desfase se debe a que las ecuaciones realizadas a manualmente toman como referencia el punto O_4 y el programa FOURBAR toma en el punto O_2 .

Resolviendo las ecuaciones de la Tabla 2.8, se puede calcular los valores de θ_3 y θ_4 , para determinar las velocidades y las aceleraciones angulares (Tabla 3.4).

Tabla 3.4 Resultado de las incógnitas de velocidad angular y aceleración

Datos	Valores		Porcentaje de error
	Calculados	Fourbar	
z^2	21738,89 mm	-	-
γ	55,93°	-	-
α	44,61 °	-	-
β	14,62 °	-	-
θ_4	120,77 °	321,6 °	-
θ_3	64,84 °	265,7 °	-
A	124,65	-	-
B	-108,65	-	-
C	-753,6	-	-
D	-9,39	-	-
E	-137,18	-	-
F	-1305,27	-	-
G	-21780,69	-	-
H	24009,74	-	-
w_3	2,122 rad/s	2,122 rad/s	0 %
w_4	9,373 rad/s	9,374 rad/s	0 %
α_3	307,13 rad/s ²	307,148 rad/s ²	0,006 %
α_4	86,123 rad/s ²	86,147 rad/s ²	0,028 %

Fuente: Elaboración propia

La variación de los valores de θ_3 y θ_4 es originada por la posición del sistema de referencia de las ecuaciones calculadas y las de FOURBAR. Se observa que los valores de velocidad y aceleración tienen un error máximo del 0,28 %, lo que afirma una muy buena aproximación con los valores de FOURBAR.

3.1.1. Resultados cinemáticos obtenidos por el programa FOURBAR

Los resultados obtenidos por el programa FOURBAR se encuentran en el Apéndice H.

3.1.2. Análisis dinámico en el mecanismo de 4 barras articuladas

El torque mínimo necesario para el movimiento de las 4 barras articuladas se determinará mediante el uso de las ecuaciones de la Tabla 2.10 en forma matricial, es decir:

$$\begin{vmatrix} 1 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ -R_{12y} & R_{12x} & -R_{32y} & R_{32x} & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 \\ 0 & 0 & -1 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & -1 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & R_{23y} & -R_{23x} & -R_{43y} & R_{43x} & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & -1 & 0 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & -1 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & R_{34y} & -R_{34x} & -R_{14y} & R_{14x} & 0 \end{vmatrix} \times \begin{vmatrix} F_{12x} \\ F_{12y} \\ F_{32x} \\ F_{32y} \\ F_{43x} \\ F_{43y} \\ F_{14x} \\ F_{14y} \\ T_{12} \end{vmatrix} = \begin{vmatrix} m_2 a_{G_{2x}} \\ m_2 a_{G_{2y}} \\ I_{G_2} \alpha_2 \\ m_3 a_{G_{3x}} - F_{px} \\ m_3 a_{G_{3y}} - F_{py} \\ I_{G_3} \alpha_3 - R_{px} F_{py} + R_{py} F_{px} \\ m_4 a_{G_{4x}} \\ m_4 a_{G_{4y}} \\ I_{G_4} \alpha_4 \end{vmatrix}$$

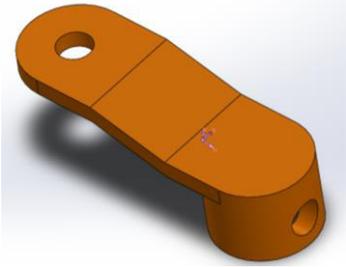
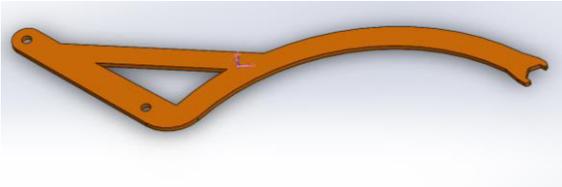
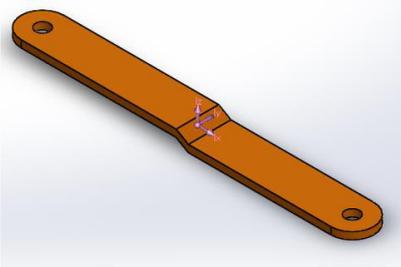
Las componentes de la fuerza externa ($F_{px} = 0$ y $F_{py} = 0$) sobre el eslabón 3 son nulas, ya que no se presenta alguna fuerza que pueda alterar al mecanismo de 4 barras.

$$F_{py} = 0 \text{ N}$$

$$F_{px} = 0 \text{ N}$$

Para determinar las inercias y los centros de gravedad, se utiliza el programa de SolidWorks 2015, el cual se detalla en la Tabla 3.5.

Tabla 3.5 Masa, inercia y centro de gravedad de los eslabones.

Propiedades físicas de los eslabones		
Eslabón 2		$m_2 = 7,421 \times 10^{-2} \text{ Kg}$ $I_2 = 3,151 \times 10^{-5} \frac{\text{Kg}}{\text{m}^2}$ $R_{g2} = 0,01528 \text{ m}$
Eslabón 3		$m_3 = 3,789 \times 10^{-1} \text{ Kg}$ $I_3 = 3,410 \times 10^{-4} \frac{\text{Kg}}{\text{m}^2}$ $R_{g3} = 0,14386 \text{ m}$
Eslabón 4		$m_4 = 1,429 \times 10^{-1} \text{ Kg}$ $I_{\text{eslabón } 4} = 4,350 \times 10^{-4} \frac{\text{Kg}}{\text{m}^2}$ $R_{g4} = 0,08749 \text{ m}$

Fuente: Elaboración propia

Tomando en cuenta la Figura 2.7, se calcularán los vectores de posición respecto al centro de gravedad, las cuales son: $R_{12}, R_{32}, R_{23}, R_{43}, R_{34}, R_{14}$; tanto para la componente en “X” como en “Y”, como se aprecia en la Tabla 3.6.

La Tabla 3.6 detalla las magnitudes del vector posición y tomando la Figura 2.7 como referencia, se determina la dirección de los vectores de posición en referencia al sistema de referencia local, el cual permite determinar las componentes tanto en “X” como en “Y”

Tabla 3.6 Vector posición

Posición	Magnitud (mm)	Ángulo referente al sistema de referencia local	Componentes (mm)	
R₁₂	15,28	150 °	R _{12x}	-13,23
			R _{12y}	7,64
R₃₂	32,72	330 °	R _{32x}	28,34
			R _{32y}	-16,36
R₂₃	143,86	111,71 °	R _{23x}	-53,21
			R _{23y}	133,66
R₄₃	63,23	171,81 °	R _{43x}	-62,59
			R _{42y}	9,01
R₃₄	87,49	321,62 °	R _{34x}	68,59
			R _{34y}	-54,32
R₁₄	87,49	141,6 °	R _{14x}	-68,58
			R _{14y}	54,32
R_p	258,35	297,92 °	R _{px}	120,95
			R _{py}	-228,29

Fuente: Elaboración propia

Para determinar las aceleraciones respecto a su centro de gravedad, se emplean las ecuaciones que fueron detalladas en la Tabla 2.9. Los resultados de las ecuaciones empleadas se muestran en la Tabla 3.7.

Tabla 3.7 Aceleración respecto al centro de gravedad

Aceleración	R _G (mm)	Ángulo	δ	Componente (mm/s ²)		Magnitud (mm/s ²)	Dirección
Ag₂	15,28	150 °	0 °	Ag _{2x}	-13058,720	15078,91	150 °
				Ag _{2y}	7539,453		
Ag₃	143,86	330 °	26 °	Ag _{3x}	-962,073	43419,41	91,27 °
				Ag _{3y}	43408,760		
Ag₄	87,49	111,71 °	0 °	Ag _{4x}	-1346,798	10755,15	97,20 °
				Ag _{4y}	10670,491		

Fuente: Elaboración propia

Las ecuaciones planteadas de la Tabla 2.10 en forma matricial, permitirá que su resolución sea sencilla.

1	0	1	0	0	0	0	0	0	F_{12x}	-0,969
0	1	0	1	0	0	0	0	0	F_{12y}	0,560
-0,008	-0,013	0,016	0,028	0	0	0	0	1	F_{32x}	0
0	0	-1	0	1	0	0	0	0	F_{32y}	0,089
0	0	0	-1	0	1	0	0	0	F_{43x}	40,605
0	0	0,134	0,053	-0,009	-0,063	0	0	0	F_{43y}	10,464
0	0	0	0	-1	0	1	0	0	F_{14x}	-0,192
0	0	0	0	0	-1	0	1	0	F_{14y}	1,525
0	0	0	0	-0,054	-0,069	-0,054	-0,069	0	T_{12}	3,743

Las soluciones de las ecuaciones anteriores se detallan en la Tabla 3.8, el cual nos indica que el torque mínimo para hacer girar todo el mecanismo es de 3 N m.

Tabla 3.8 Fuerzas dinámicas y torque

Variable	Magnitud
F_{12x}	-0,969 N
F_{12y}	0,649 N
F_{32x}	3,745 N
F_{32y}	40,605 N
F_{43x}	10,375 N
F_{43y}	-1,212 N
F_{14x}	-51,261 N
F_{14y}	1,525 N
T_{12}	3 N m

Fuente: Elaboración propia

3.1.3. Análisis de esfuerzos de fatiga del mecanismo de 4 barras articuladas

El eslabón 3 es el encargado de colocar las plántulas en el suelo fangoso, por ende es que eslabón que presentará esfuerzos de fatiga. Es por este motivo que existen ciclos de esfuerzos de compresión, lo que nos lleva a realizar un análisis de esfuerzos de fatiga, para el cual se usará el programa de simulación ingenieril llamado ANSYS, el cual permite un análisis detallado de los esfuerzos.

Para este análisis se debe conocer la resistencia a la compresión que presenta los suelos arcillosos, como en la Tabla 3.9 , ya que el eslabón 3 estará en contacto con dicho suelo.

Tabla 3.9 Resistencia a la compresión

Consistencia	Resistencia a la compresión simple en kg/cm ²	Identificación <i>in situ</i>
<i>Muy blanda</i>	$q_u \leq 0,25$	Se puede hundir el puño varios centímetros
<i>Blanda</i>	$0,25 \leq q_u \leq 0,50$	Se puede hundir el pulgar varios centímetros
<i>Media</i>	$0,5 \leq q_u \leq 1$	Se puede lo anterior pero con esfuerzo
<i>Firme (suelo rígido)</i>	$1 \leq q_u \leq 2$	Se puede marcar pero con gran esfuerzo
<i>Muy firme (muy rígido)</i>	$2 \leq q_u \leq 4$	Se raya fácilmente con la uña del pulgar
<i>Dura</i>	$4 \leq q_u \leq 8$	Difícil de rayar con la uña del pulgar
<i>Muy dura</i>	$q_u \geq 8$ (parece roca, aunque en rocas la q_u suele ser >1000)	

Fuente: Resistencia a la compresión simple. (2001). En M. G. Caballero, El Terreno (Primera ed.). Recuperado el 22 de Enero de 2016, de https://books.google.com.ec/books?id=0srD--d-TQMC&pg=PA114&lpg=PA114&dq=tabla+resistencia+de+suelos+arcillosos&source=bl&ots=Vu_yj_27pl&sig=O2xvi9J5y0EEupNQMS-kix8KxdE&hl=es-419&sa=X&ved=0ahUKEwjMt7e1htjKAhUBXh4KHS1wDdsQ6AEIVTAN#v=onepage&q&f=false

Se selecciona la máxima resistencia a la compresión, ya que se debe asegurar el correcto funcionamiento en todas las consistencias de suelo arcilloso. Dentro de este rango se define 8 kg/cm², para el análisis de esfuerzos de fatiga.

Esfuerzo de fatiga

En la Figura 3.3 se muestra la simulación empleada del eslabón 3, con un material ASTM A-36. El esfuerzo de fluencia del acero seleccionado es de 250 MPa y el

máximo esfuerzo que se presenta en la Figura 3.3 es de 65,29 MPa, por lo que se concluye la presencia de bajos esfuerzos de fatiga.

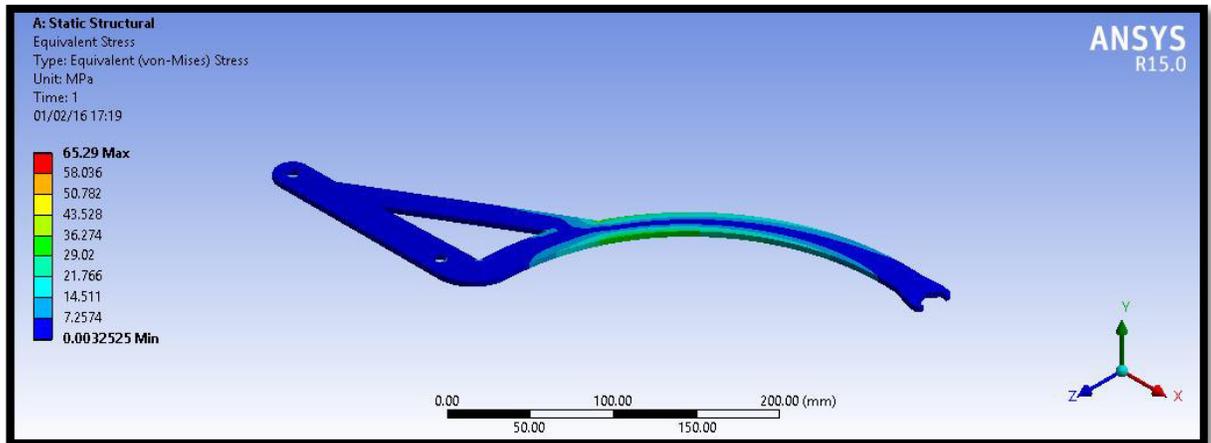


Figura 3.3 Esfuerzo de fatiga del eslabón 3

Fuente: Elaboración propia

Factor de seguridad

Para los esfuerzos que se presentan, se puede observar en la Figura 3.4 que el factor de seguridad mínimo del eslabón 3 es de 2.22, por lo que concluye que el eslabón puede trabajar hasta el doble de la carga de diseño aproximadamente.

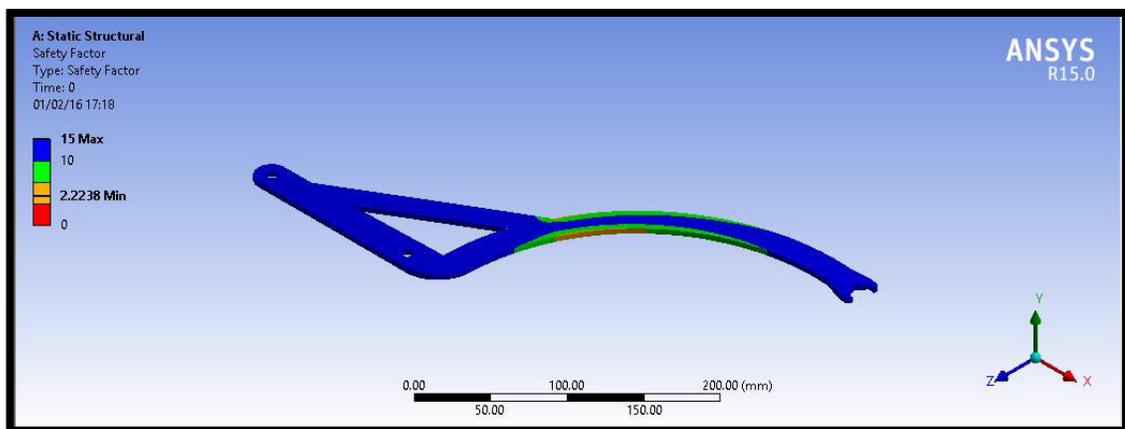


Figura 3.4 Factor de seguridad del eslabón 3

Fuente: Elaboración propia

3.2. Diseño del sistema de dosificación

El diseño del sistema de dosificación comprende las levas recolectoras de plántulas, la leva dosificadora, los eslabones posicionadores, los mecanismos de agarre y el mecanismo dosificador, el cual todos estos componentes servirán para el sistema dosificador, como se aprecia en el Plano 7 y 8.

Dentro del diseño cinemático de las levas se usarán las gráficas de moviente de levas descritas en el capítulo 2 y el programa DYNACAM, para luego determinar el resorte necesario del sistema de dosificación

3.2.1. Leva recolectora de plántulas

Las levas recolectoras de plántulas tendrán una elevación respecto al diámetro primitivo (32 mm) de 10 mm, como se aprecia en la Figura 3.5, el cual tiene la característica de abrir y cerrar el mecanismo recolector. La representación de ambas levas se encuentra en los Plano 9 y 10.

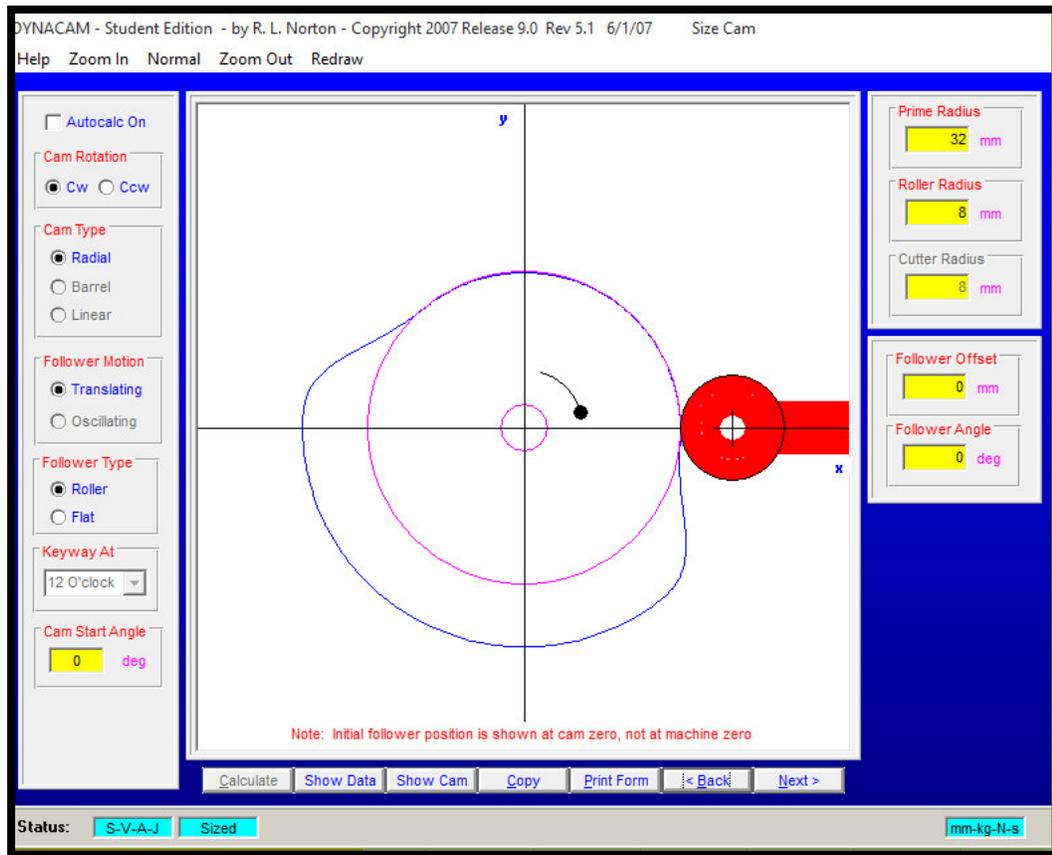


Figura 3.5 Curva y movimiento cicloidal de la leva recolectora

Fuente: Elaboración propia

La leva recolectora está dividida en 4 tramos, cada segmento tiene una duración en grados, con su respectiva curva característica. La curva característica aumenta o disminuye 10 mm el radio de la leva. Las curvas que constituyen la leva son tabuladas en la Tabla 3.10. Las dimensiones iniciales tales como el radio primito y el radio del seguidor se las determinó usando el programa de DYNACAM y la velocidad angular de la leva debe ser la mitad de la velocidad del eslabón 2, ya que dicha relación permite que el mecanismo de trasplante pueda desarrollarse durante todo su ciclo.

Tabla 3.10 Movimiento de la leva recolectora de plántulas según su curva

Tramo	Ángulo			Curva	Posición	
	Duración	Inicio	Final	Movimiento	Inicio (mm)	Final (mm)
1	125°	0°	125°	Constante	0	0
2	55°	125°	180°	Cicloidal	0	10
3	125°	180°	305°	Constante	10	10
4	55°	305°	360°	Cicloidal	10	0
Radio Primitivo de la Leva						
32 mm						
Radio del seguidor						
8 mm						
Velocidad Angular						
15,707 rad/s						

Fuente: Elaboración propia

La leva recolectora de plántulas presenta 4 tramos esenciales para su diseño cinemático las cuales son:

- **Tramo 1:** tiene una duración de 125°, el cual comienza en 0° y finaliza en 125° con una curva característica constante, producto de esto el seguidor se eleva 0 mm.
- **Tramo 2:** tiene una duración de 55°, el cual comienza en 125° y finaliza en 180° o con una curva característica cicloidal, producto de esto el seguidor se eleva 10 mm.
- **Tramo 3:** Tiene una duración de 125°, el cual comienza en 180° y finaliza en 305° con una curva característica constante, producto de esto el seguidor permanece 10 mm elevado.
- **Tramo 4:** Tiene una duración de 55°, el cual comienza en 305° y finaliza en 365° con una curva característica cicloidal, producto de esto el seguidor desciende 10 mm.

Resultados de posición, velocidad y aceleración

La Figura 3.6 muestra la descripción cinemática de la leva recolectora. Al derivar la función de desplazamiento gráficamente, se observa, la velocidad, aceleración y el

jalón. Es importante que las gráficas de velocidad y aceleración sean continuas, ya que esta característica asegura que los esfuerzos sean bajos y el desgaste sea mínimo. Si el jalón es muy grande, en la leva existirán golpeteos del seguidor, por lo que el diseño de la leva sería inaceptable.

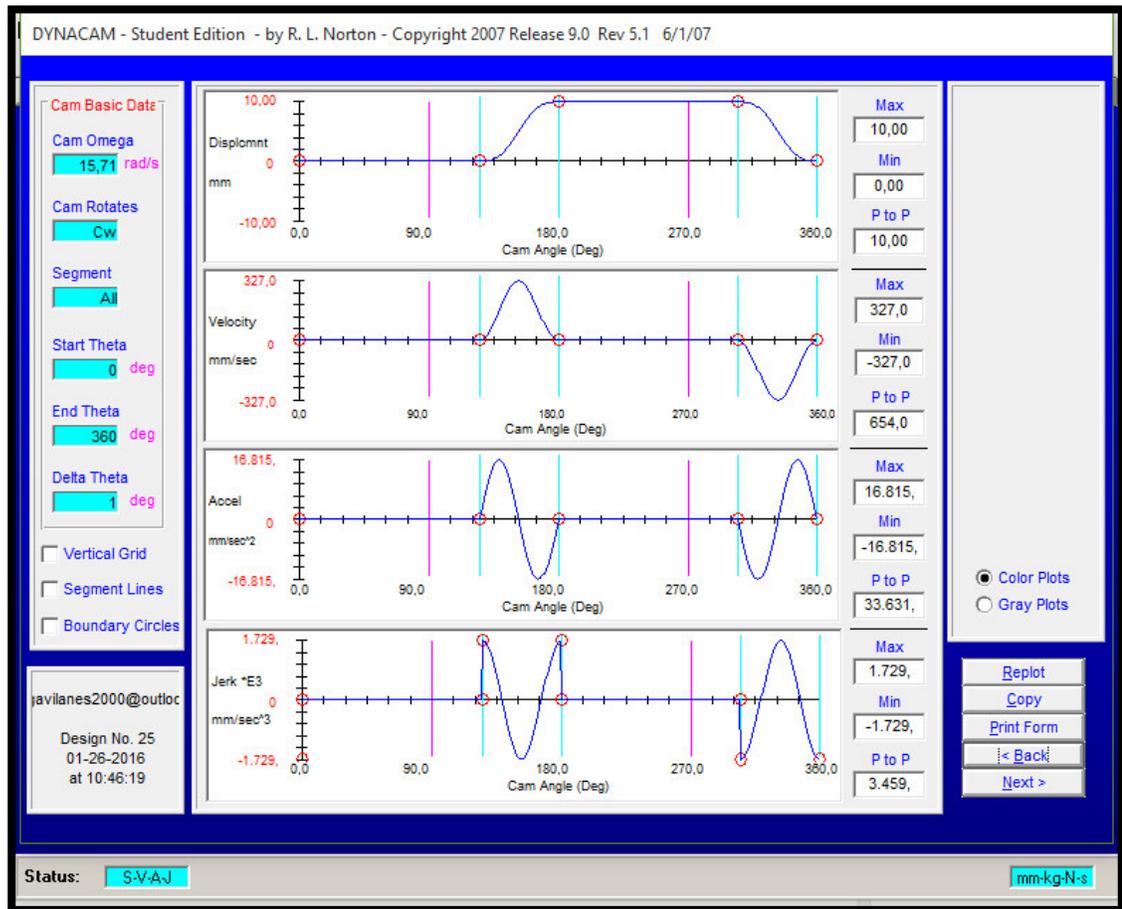


Figura 3.6 Resultados de desplazamiento, velocidad y aceleración

Fuente: Elaboración propia

En la Figura 3.6 no existen cambios bruscos de la pendiente en la frontera de los intervalos de las gráficas de desplazamiento y aceleración, por lo que se concluye que el jalón no afectara a la leva.

Los valores máximos y mínimos otorgados por el programa DYNACAM se los puede observar en la Tabla 3.11:

Tabla 3.11 Valores máximos y mínimos de desplazamiento, velocidad y aceleración de la leva recolectora

Variable	Máximo	Mínimo
Desplazamiento	10	0
Velocidad	327,0 mm/s	-327,0 mm/s
Aceleración	16815 mm/s ²	-16815 mm/s ²
Jalón	1729 mm/s ³	-1729 mm/s ³

Fuente: Elaboración propia

Para la sujeción de las levas recolectoras se usó un soporte para que ambas no puedan girar, dicho soporte se detalla en el Plano 12.

Cálculo y selección de resorte

Dentro de la simulación de la leva recolectora se definió un seguidor de rodillo trasladante, el cual se puede ver en el Apéndice I. El fabricante señala que el rodillo de 16 mm de diámetro tiene una masa de 18,5 gr, y el seguidor está sometido a una aceleración máxima de -16815 mm/s².

Teniendo en cuenta la masa del rodillo y su aceleración, se puede determinar la constante del resorte, utilizando la ecuación (2).

$$-F_k = (18,5 \times 10^{-3} \text{ kg}) \left(-16,815 \frac{\text{m}}{\text{s}^2} \right)$$

$$F_k = 0,311 \text{ N}$$

$$k\Delta x = 0,311 \text{ N}$$

Seleccionando un resorte de longitud de 80 mm, el cual se observa en el Apéndice J, con una constante 1,349 N/mm, la elongación se la determina con la ecuación (3).

$$\Delta x = \frac{0,311 \text{ N}}{1,349 \text{ N/mm}}$$

$$\Delta x = 0,23 \text{ mm}$$

Según la descripción del fabricante del resorte (Oldisfer), la máxima elongación permitida del resorte es de 1 mm.

3.2.2. Leva dosificadora de plántulas

La leva dosificadora de plántulas tendrá una elevación respecto al diámetro primitivo (54 mm) de 13 mm, como se observa en la Figura 3.7, el cual tiene la característica de abrir y cerrar el mecanismo dosificador. La representación de la leva se encuentra en el Plano 11.

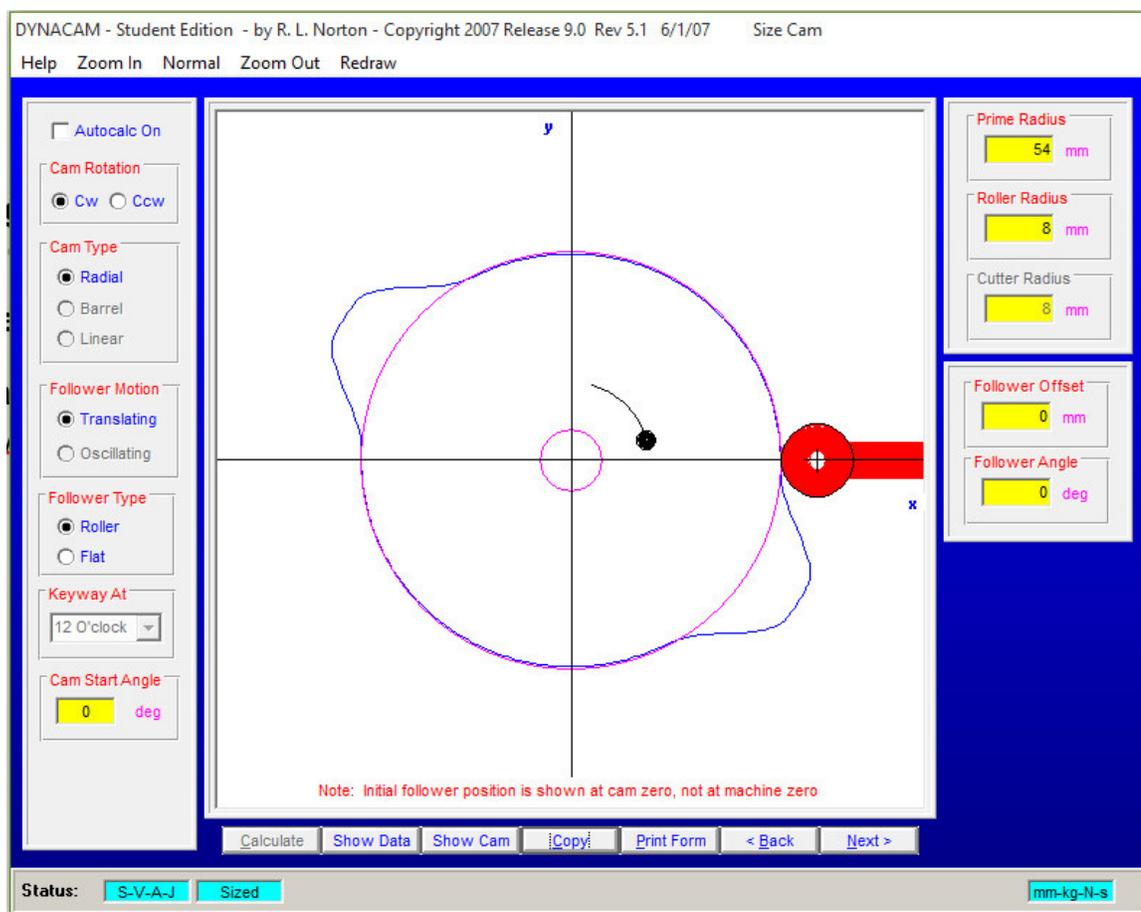


Figura 3.7 Curva y Movimiento senomodificado

Fuente: Elaboración propia

Esta leva está dividida en 8 segmentos y las curvas que constituyen la leva están tabuladas en la Tabla 3.12.

Se seleccionó el movimiento de seno modificado, porque este asegura picos de velocidades menores en comparación con otros perfiles. Las dimensiones iniciales tales como el radio primitivo y el radio del seguidor se las determinó usando el programa de DYNACAM. La velocidad angular de la leva debe ser la mitad de la velocidad del eslabón 2, ya que dicha relación permite que el mecanismo de trasplante pueda desarrollarse durante todo su ciclo.

Tabla 3.12 Movimiento de la leva recolectora de plántulas según su curva

Tramo	Ángulo			Curva	Posición	
	Duración	Comienza	Termina	Movimiento	Comienza	Termina
1	115°	0°	115°	Constante	0 mm	0 mm
2	30°	115°	145°	Seno Modificado	0 mm	13 mm
3	5°	145°	150°	Constante	13 mm	13 mm
4	30°	150	180°	Seno Modificado	13 mm	0 mm
5	115°	180°	295°	Constante	0 mm	0 mm
6	30°	295°	325°	Seno Modificado	0 mm	13 mm
7	5°	325°	330°	Constante	13 mm	13 mm
8	30°	330°	360°	Seno Modificado	13 mm	0 mm
Radio Primitivo de la Leva						
54 mm						
Radio del seguidor						
8 mm						
Velocidad Angular						
15,707 rad/s						

Fuente: Elaboración propia

La leva dosificadora de plántulas presenta 8 tramos esenciales para su diseño cinemático las cuales son:

- **Tramo 1:** Tiene una duración de 115°, el cual comienza en 0° y finaliza en 115° con una curva característica constante, producto de esto el seguidor se eleva 0 mm.

- **Tramo 2:** Tiene una duración de 30° , el cual comienza en 115° y finaliza en 145° con una curva característica de seno modificado, producto de esto el seguidor se eleva 13 mm.
- **Tramo 3:** Tiene una duración de 5° , el cual comienza en 145° y finaliza en 150° con una curva característica constante, producto de esto el seguidor permanece 13 mm elevado.
- **Tramo 4:** Tiene una duración de 30° , el cual comienza en 150° y finaliza en 180° con una curva característica de seno modificado, producto de esto el seguidor desciende 13 mm.
- **Tramo 5:** Tiene una duración de 115° , el cual comienza en 180° y finaliza en 295° con una curva característica constante, producto de esto el seguidor se eleva 0 mm.
- **Tramo 6:** Tiene una duración de 30° , el cual comienza en 295° y finaliza en 325° con una curva característica de seno modificado, producto de esto el seguidor se eleva 13 mm.
- **Tramo 7:** Tiene una duración de 5° , el cual comienza en 325° y finaliza en 330° con una curva característica constante, producto de esto el seguidor permanece 13 mm elevado.
- **Tramo 8:** Tiene una duración de 30° , el cual comienza en 330° y finaliza en 360° con una curva característica de seno modificado, producto de esto el seguidor desciende 13 mm.

Resultados de posición, velocidad y aceleración

Las posiciones, velocidades y aceleraciones se las obtuvo mediante el programa de Dynacam, como se observa en la Figura 3.8.

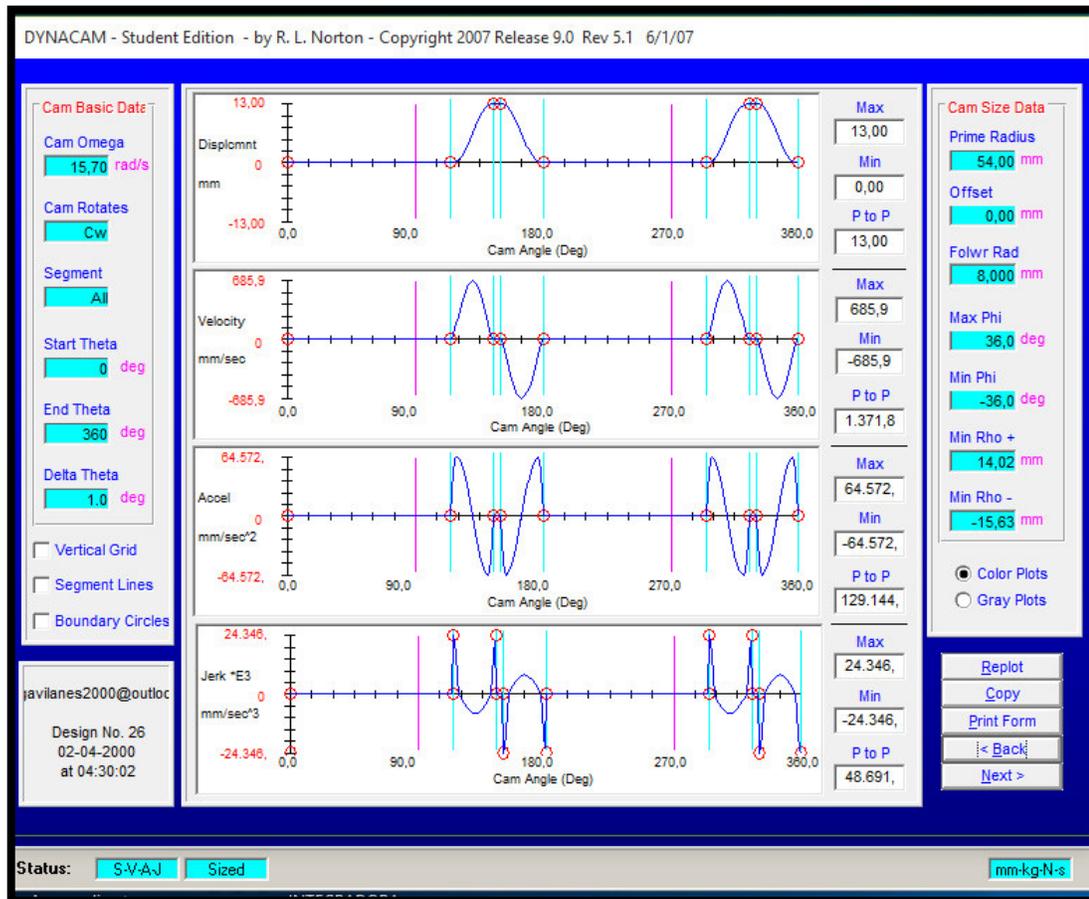


Figura 3.8 Resultados de desplazamiento, velocidad y aceleración

Fuente: Elaboración propia

Como se observa en la Figura 3.8, existen cambios un poco bruscos de la pendiente en la frontera de los intervalos de las gráficas de desplazamiento y aceleración. Estos cambios rápidos de la pendiente, son resultado de pequeños intervalos, al no ser factible la eliminación de esos tramos, se concluye, que esta leva va sufrir un desgaste más acelerado en comparación a la leva anterior.

Los valores máximos y mínimos de la Figura 3.8 se los puede apreciar en la Tabla 3.13.

Tabla 3.13 Valores máximos y mínimos de desplazamiento, velocidad y aceleración de la leva dosificadora

Variable	Máximo	Mínimo
Desplazamiento	13 mm	0
Velocidad	685,9 mm/s	-685,9 mm/s
Aceleración	64572 mm/s ²	-64572 mm/s ²
Jalón	24346 mm/s ³	-24346 mm/s ³

Fuente: Elaboración propia

Cálculo y selección del resorte

La selección del seguidor será de acuerdo a las características de la Tabla 3.11, y su selección se tomará del Apéndice K.

Teniendo en cuenta la masa del rodillo y su aceleración, se puede determinar la constante del resorte, utilizando la ecuación (2).

$$-F_k = (18,5 \times 10^{-3} \text{ kg}) \left(-64,572 \frac{\text{m}}{\text{s}^2} \right)$$

$$F_k = 1,194 \text{ N}$$

$$k\Delta x = 1,194 \text{ N}$$

Seleccionando un resorte de longitud de 80 mm, como se observa en el Apéndice L, con una constante 1,349 N/mm, la elongación se la determina con la ecuación (3).

$$\Delta x = \frac{1,194 \text{ N}}{1,349 \text{ N/mm}}$$

$$\Delta x = 0,88 \text{ mm}$$

Según la descripción del fabricante del resorte (Oldisfer), la máxima elongación permitida del resorte es de 1 mm.

3.2.3. Eslabón posicionador

Es aquel eslabón que tiene la tarea de abrir y cerrar el mecanismo de agarre (Southernagro, s.f.). Para el diseño del sistema de dosificación se utiliza dos eslabones tanto izquierdo como derecho. La visualización de ambos eslabones se encuentra en los Planos 13 y 14.

3.2.4. Mecanismo de agarre

Son dos elementos mecánicos (izquierdo y derecho), el cual tienen la función de agarrar y soltar la plántula en un punto determinado (Southernagro, s.f.). En dicho punto el movimiento del eslabón 3 permite agarrar la plántula y depositarlo en el suelo fangoso. Las características de ambos elementos se presencian en los Planos 15 y 16.

3.2.5. Mecanismo de dosificación

Es el elemento mecánico que permite administrar las plántulas de una manera eficaz, el cual tiene como función de abrir y cerrar para dar paso a la plántula (Southernagro, s.f.), que posteriormente será recolectada por el mecanismo de agarre. Las dimensiones del mecanismo dosificador se presencian en el Plano 17.

3.3. Motor - reductor

La visualización del motor – reductor se presencia en el Plano 2, el cual consta de un motor, bandas, caja reductora y un embrague centrífugo.

Para determinar la potencia necesaria para mover el mecanismo de trasplante, se empleará la ecuación (4), cuyo coeficiente de avance es de 0,3 (Erich Rosel, 2005), y el peso total de la trasplantadora mecánica, el cual equivale a 500 kg (según el programa de SolidWorks).

$$f_{\text{avance}} = 500 \text{ kg} \times 9,8 \frac{\text{m}}{\text{s}^2} \times 0,3$$

$$f_{\text{avance}} = 1,47 \text{ kN}$$

Teniendo en cuenta esta fuerza de avance y la velocidad de avance, se calcula la potencia mínima mediante la siguiente ecuación:

$$P_{\text{min}} = f_{\text{avance}} \times v_{\text{avance}} \quad (16)$$

$$P_{\text{min}} = 1,47 \text{ kN} \times 1 \text{ m/s}$$

$$P_{\text{min}} = 1,47 \text{ kW}$$

La potencia calculada (1,47 kW), nos indica que es la mínima potencia necesaria para poder mover toda la trasplantadora mecánica.

3.3.1. Selección del motor

Dentro de la selección del motor, se debe tener en consideración que los trabajos se los realizará en zonas rurales, donde el tendido eléctrico es deficiente. Es por este motivo que el motor de combustión interna es la mejor opción. La potencia requerida por la trasplantadora es de 1,47 kW.

En el mercado ecuatoriano se encuentran reconocidas marcas comerciales de motores como:

- Honda - GX160 - 3,6 kW @3600 RPM
- Lombardini - RH255 - 4,2 kW @3600 RPM
- Power Value – ZH168 – 4,2 kW @3600 RPM

Se elige la marca Honda porque estos motores tienen una buena relación costo-beneficio y porque son de fácil adquisición en el mercado ecuatoriano. Las características generales de este motor están en el Apéndice M.

3.3.2. Bandas

Para la selección de bandas, se usa los siguientes criterios del fabricante (Martin):

1. **La potencia del motor (HP):** El cual es de 4,8 HP (teórica) y la velocidad angular de 3600 RPM.
2. **Las RPM de la polea motriz (3 pulgadas de diámetro primitivo):** Es la velocidad angular de la polea motriz, la cual gira a la misma velocidad del motor (3600 RPM).
3. **Los RPM de la polea conducida (9 pulgadas de diámetro primitivo):** Es la velocidad angular de la polea conducida, tomando en cuenta la reducción de velocidad, su velocidad angular es de 1200 RPM
4. **El promedio diario de horas de operación:** Es el promedio diario de horas de operación, en la Tabla 3.14 se usa un factor de servicio y la selección del tipo de bandas se usa la Tabla 3.15.

Tabla 3.14 Factor de servicio

TABLA 1 — FACTORES DE SERVICIO															
<p>EL FACTOR DE SERVICIO CORRECTO ES DETERMINADO POR:</p> <ol style="list-style-type: none"> 1. El grado y frecuencia de las cargas pico. 2. El número de horas de operación al año, divididas en un promedio de horas al día de servicio continuo. 3. La categoría adecuada de servicio, (intermitente, normal o continuo). Seleccione aquella que más se aproxime a las condiciones de su aplicación. 		<p>SERVICIO INTERMITENTE — DE 1.0 A 1.5</p> <ol style="list-style-type: none"> a. Trabajo Ligero — No más de 6 horas al día. b. No debe exceder la carga promedio. <p>SERVICIO NORMAL — DE 1.1 A 1.6</p> <ol style="list-style-type: none"> a. Servicio diario de 6 a 16 horas al día. b. Donde las cargas de arranque o pico no excedan el 200% de la carga total. <p>SERVICIO CONTINUO — DE 1.2 A 1.8</p> <ol style="list-style-type: none"> a. Donde la carga de arranque o pico sea mayor en un 200% a la carga total o donde las cargas de arranque o pico y las sobrecargas ocurran frecuentemente. b. Servicio continuo 16 a 24 horas. 													
FACTORES DE SERVICIOS TÍPICOS															
TIPOS DE MÁQUINAS DE TRANSMISIÓN			TIPOS DE UNIDADES MOTRICES												
<p>Los tipos de máquinas impulsadas aquí listadas son solo una muestra representativa. Seleccione el equipo que se aproxime más a su aplicación.</p> <p>SI SE UTILIZAN RUEDAS LOCAS, AÑADA LO SIGUIENTE AL FACTOR DE SERVICIO:</p> <table border="0"> <tr> <td>Rueda Loca en el lado suelto (adentro)</td> <td>Ninguno</td> </tr> <tr> <td>Rueda Loca en el lado suelto (afuera)</td> <td>0.1</td> </tr> <tr> <td>Rueda Loca en el lado apretado (adentro)</td> <td>0.1</td> </tr> <tr> <td>Rueda Loca en el lado apretado (afuera)</td> <td>0.2</td> </tr> </table>			Rueda Loca en el lado suelto (adentro)	Ninguno	Rueda Loca en el lado suelto (afuera)	0.1	Rueda Loca en el lado apretado (adentro)	0.1	Rueda Loca en el lado apretado (afuera)	0.2	<p>MOTORES ELÉCTRICOS</p> <p>AC Torque Normal Jaula de Ardilla y Síncrono AC Fase Dividida DC Devanado en Derivación</p> <p>Motores de Combustión Interna</p>		<p>MOTORES ELÉCTRICOS</p> <p>AC Alto Torque AC Hi-Fase Dividida AC Repulsión-Inducción AC Monofásico Devanado en Serie AC Anillo de Deslizamiento DC Devanado Compuesto</p>		
Rueda Loca en el lado suelto (adentro)	Ninguno														
Rueda Loca en el lado suelto (afuera)	0.1														
Rueda Loca en el lado apretado (adentro)	0.1														
Rueda Loca en el lado apretado (afuera)	0.2														
	SERVICIO INTERMITENTE	SERVICIO NORMAL	SERVICIO CONTINUO	SERVICIO INTERMITENTE	SERVICIO NORMAL	SERVICIO CONTINUO									
<p>Agitadores para Líquidos Sopladores y Aspiradoras Bombas centrífugas y Compresoras Ventiladores hasta 10 HP Transportadores de Trabajo Ligero</p>	1.0	1.1	1.2	1.1	1.2	1.3									
<p>Transportadores de Banda para arena, grano, etc. Amasadora Ventiladores de más de 10 HP Generadores Ejes de Línea Máquinas de Lavandería Máquinas-Herramientas Taladros, Prensas, Cortadores Máquinas de Imprenta Bombas Rotatorias de Desplazamiento Positivo Cribas Giratorias y Vibratorias</p>	1.1	1.2	1.3	1.2	1.3	1.4									
<p>Máquinas para Ladrillos Elevadores de Cangilones Excitadores Compresores de Pistones Transportadores (Rastras, Helicoidales, Tablillas) Molinos de Martillos Hidropulper Bombas de Pistones Sopladores de Desplazamiento Positivo Pulverizadores Máquinas para Madera y Sierras Maquinaria Textil</p>	1.2	1.3	1.4	1.4	1.5	1.6									
<p>Quebradoras (Giratorias-Mordaza-Rodillos) Molinos (Bolas, Rodillos) Grúas Calandrias de hule — Extrusoras — Molinos</p>	1.3	1.4	1.5	1.5	1.6	1.6									
Equipo con Ahogador	2.0	2.0	2.0	2.0	2.0	2.0									

PARA UNA BUENA SELECCIÓN DE LA TRANSMISIÓN, UTILICE EL FACTOR DE SERVICIO CONTINUO.

Fuente: Martin. (s.f.). Martin. Recuperado el 1 de Febrero de 2016

Con los criterios anteriormente definidos, se calcula la potencia de diseño que debe soportar la banda de transmisión. La ecuación proporcionada por el fabricante es la siguiente:

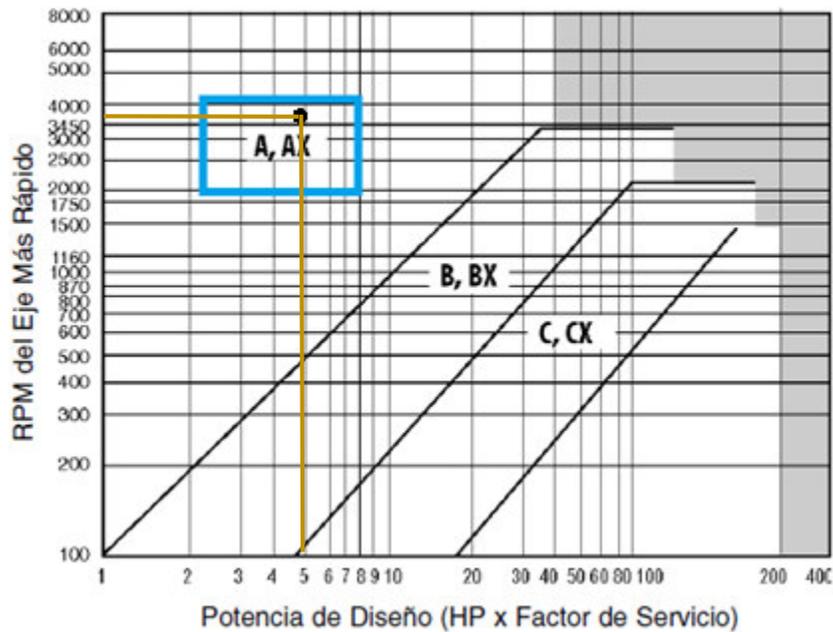
$$P_{\text{diseño}} = P_{\text{motor}} \times f_s \quad (17)$$

$$P_{\text{diseño}} = 4,8 \text{ HP} \times 1,1$$

$$P_{\text{diseño}} = 4,29 \text{ HP}$$

En la Tabla 3.14 se toma en cuenta la potencia de diseño (4,29 HP) y las revoluciones del motor (3600 RPM) para la selección del tipo de banda. Las bandas AX son la mejor opción, por su fácil comercialización y su costo.

Tabla 3.15 Selección del tipo de bandas



Fuente: Martin. (s.f.). Martin. Recuperado el 1 de Febrero de 2016

Teniendo en cuenta el tipo de banda seleccionada (AX) y la relación de velocidad producida por la polea motriz y la conducida (relación de velocidad de 3), se usa la Tabla 3.16 para determinar el factor de corrección y la distancia entre los centros de las poleas.

Tabla 3.16 Factor de corrección y la distancia entre centros

Relación de Velocidad	Combinación de Poleas		Velocidades Impulsadas y HP por Banda									Distancia Nominal entre Centros y Factor de Corrección por Longitud y Arco						
			3500 RPM Motriz			1750 RPM Motriz			1160 RPM Motriz			Designación de Largo de Banda A/AX						
	Motriz D.P.	Impuls. D.P.	Impuls. RPM	HP por Banda A	HP por Banda AX	Impuls. RPM	HP por Banda A	HP por Banda AX	Impuls. RPM	HP por Banda A	HP por Banda AX	26	31	35	38	42	46	51
2.44	6.4	15.6	1436	11.57	13.16	718	7.92	8.41	476	5.76	6.04	—	—	—	—	—	—	—
2.50	3.6	9.0	1400	5.01	5.92	700	3.24	3.63	464	2.37	2.63	—	—	—	9.4	11.4	13.5	16.0
2.50	4.8	12.0	1400	8.26	9.38	700	5.33	5.75	464	3.87	4.13	—	—	—	—	—	—	12.4
2.50	6.0	15.0	1400	10.86	12.31	700	7.29	7.76	464	5.30	5.57	—	—	—	—	—	—	14.2
2.52	4.2	10.6	1387	6.71	7.71	693	4.30	4.71	460	3.13	3.38	—	—	—	—	9.5	11.6	14.2
FACTOR DE CORRECCIÓN POR LONGITUD Y ARCO											0.0	0.0	0.0	0.77	0.81	0.84	0.88	
2.52	6.2	15.6	1391	11.23	12.75	696	7.61	8.09	461	5.53	5.81	—	—	—	—	—	—	—
2.53	3.0	7.6	1382	3.18	4.03	691	2.14	2.53	458	1.60	1.85	—	7.5	9.5	11.1	13.1	15.2	17.7
2.54	5.2	13.2	1379	9.20	10.42	689	6.00	6.43	457	4.35	4.61	—	—	—	—	—	—	11.0
2.56	3.2	8.2	1366	3.81	4.67	683	2.51	2.90	453	1.86	2.11	—	—	8.8	10.4	12.4	14.5	17.0
2.57	7.0	18.0	1361	12.47	14.32	681	8.83	9.35	451	6.45	6.74	—	—	—	—	—	—	—
FACTOR DE CORRECCIÓN POR LONGITUD Y ARCO											0.0	0.72	0.77	0.79	0.83	0.86	0.89	
2.59	5.8	15.0	1353	10.48	11.86	677	6.98	7.44	449	5.06	5.33	—	—	—	—	—	—	—
2.60	6.0	15.6	1346	10.87	12.32	673	7.30	7.76	446	5.30	5.57	—	—	—	—	—	—	—
2.61	4.6	12.0	1342	7.76	8.84	671	4.99	5.41	445	3.62	3.88	—	—	—	—	—	9.9	12.6
2.64	5.0	13.2	1326	8.74	9.91	663	5.67	6.10	439	4.11	4.37	—	—	—	—	—	—	11.1
2.65	3.4	9.0	1322	4.42	5.31	661	2.88	3.27	438	2.12	2.37	—	—	7.9	9.5	11.6	13.6	16.2
FACTOR DE CORRECCIÓN POR LONGITUD Y ARCO											0.0	0.0	0.73	0.77	0.81	0.84	0.88	
2.65	4.0	10.6	1321	6.17	7.13	660	3.95	4.35	438	2.88	3.13	—	—	—	—	9.6	11.7	14.3
2.68	5.6	15.0	1307	10.08	11.40	653	6.66	7.11	433	4.83	5.10	—	—	—	—	—	—	—
2.69	5.8	15.6	1301	10.48	11.87	651	6.98	7.44	431	5.06	5.33	—	—	—	—	—	—	—
2.73	3.0	8.2	1280	3.19	4.03	640	2.15	2.53	424	1.61	1.85	—	—	9.0	10.5	12.6	14.6	17.2
2.73	4.4	12.0	1283	7.25	8.28	642	4.65	5.06	425	3.38	3.63	—	—	—	—	—	10.1	12.7
FACTOR DE CORRECCIÓN POR LONGITUD Y ARCO											0.0	0.0	0.75	0.78	0.82	0.85	0.88	
2.73	6.6	18.0	1283	11.90	13.57	642	8.23	8.73	425	5.99	6.28	—	—	—	—	—	—	—
2.75	4.8	13.2	1273	8.26	9.38	636	5.33	5.75	422	3.87	4.13	—	—	—	—	—	—	11.2
2.78	5.4	15.0	1260	9.65	10.92	630	6.33	6.77	418	4.59	4.86	—	—	—	—	—	—	—
2.79	3.8	10.6	1255	5.60	6.54	627	3.60	4.00	416	2.63	2.88	—	—	—	—	9.7	11.9	14.4
2.79	5.6	15.6	1256	10.08	11.40	628	6.66	7.11	416	4.83	5.10	—	—	—	—	—	—	—
FACTOR DE CORRECCIÓN POR LONGITUD Y ARCO											0.0	0.0	0.0	0.0	0.78	0.82	0.88	
2.80	7.0	19.6	1250	12.48	14.32	625	8.84	9.36	414	6.45	6.74	—	—	—	—	—	—	—
2.81	3.2	9.0	1244	3.81	4.68	622	2.52	2.90	412	1.87	2.11	—	—	8.0	9.6	11.7	13.8	16.3
2.81	6.4	18.0	1244	11.58	13.17	622	7.92	8.41	412	5.76	6.04	—	—	—	—	—	—	—
2.86	4.2	12.0	1225	6.72	7.72	612	4.30	4.71	406	3.13	3.39	—	—	—	—	—	10.2	12.8
2.87	4.6	13.2	1220	7.77	8.84	610	4.99	5.41	404	3.62	3.88	—	—	—	—	—	—	11.4
FACTOR DE CORRECCIÓN POR LONGITUD Y ARCO											0.0	0.0	0.73	0.77	0.81	0.84	0.88	
2.88	5.2	15.0	1213	9.21	10.42	607	6.00	6.44	402	4.35	5.62	—	—	—	—	—	—	—
2.89	5.4	15.6	1212	9.66	10.92	606	6.33	6.77	402	4.59	4.86	—	—	—	—	—	—	—
2.90	6.2	18.0	1206	11.24	12.75	603	7.61	8.09	400	5.53	5.81	—	—	—	—	—	—	—
2.94	3.6	10.6	1189	5.02	5.93	594	3.24	3.64	394	2.38	2.63	—	—	—	—	9.9	12.0	14.6
2.97	6.6	19.6	1179	11.90	13.57	589	8.23	8.73	391	5.99	6.28	—	—	—	—	—	—	—
FACTOR DE CORRECCIÓN POR LONGITUD Y ARCO											0.0	0.0	0.0	0.0	0.77	0.82	0.86	
3.00	3.0	9.0	1167	3.19	4.03	583	2.15	2.53	387	1.61	1.86	—	—	8.2	9.8	11.8	13.9	16.5
3.00	4.0	12.0	1167	6.17	7.14	583	3.95	4.36	387	2.88	3.14	—	—	—	—	—	10.3	13.0
3.00	4.4	13.2	1167	7.25	8.29	583	4.65	5.06	387	3.38	3.64	—	—	—	—	—	—	11.5
3.00	5.0	15.0	1167	8.75	9.91	583	5.67	6.10	387	4.11	4.37	—	—	—	—	—	—	—
3.00	5.2	15.6	1167	9.21	10.42	583	6.00	6.44	387	4.35	4.62	—	—	—	—	—	—	—
FACTOR DE CORRECCIÓN POR LONGITUD Y ARCO											0.0	0.0	0.73	0.77	0.81	0.84	0.88	

Fuente: Martin. (s.f.). Martin. Recuperado el 1 de Febrero de 2016

El tipo de banda seleccionada es la AX 51, la cual presenta una distancia entre centros de 510 mm y el factor de corrección por longitud y arco (f_{cor}) es de 0,88 y la potencia por banda ($P_{banda AX}$) es de 4,03 HP, dichos valores se observan en la Tabla 3.16.

$$P_{banda AX} = 4,03 \text{ HP}$$

Para el cálculo del número de bandas se utiliza la siguiente ecuación:

$$N_{\text{banda}} = \frac{P_{\text{diseño}}}{P_{\text{banda AX}}} \times f_{\text{cor}} \quad (18)$$

$$N_{\text{banda}} = \frac{5,28 \text{ HP}}{4,03 \text{ HP}} \times 0,88$$

$$N_{\text{banda}} = 1,15$$

Ya que este valor no es entero, se selecciona al número inmediatamente superior.

$$N_{\text{banda}} = 2$$

Se requiere dos bandas AX-51, para un correcto funcionamiento de la máquina trasplantadora.

3.3.3. Selección de la caja reductora

Dentro de la selección de la caja reductora, se debe tener en consideración que el movimiento de los árboles de transmisión tiene que ser en sentido horario, ya que el movimiento del mecanismo de 4 barras articuladas se encuentra en el mismo sentido. Respecto al mercado local y el movimiento en sentido horario, la caja reductora Bonfiglioli de tipo A, se presenta como la mejor opción

En la Figura 3.9 se observa la caja reductora Bonfiglioli de tipo A, la cual muestra que movimiento de entrada es en sentido anti horario y el de salida horario.

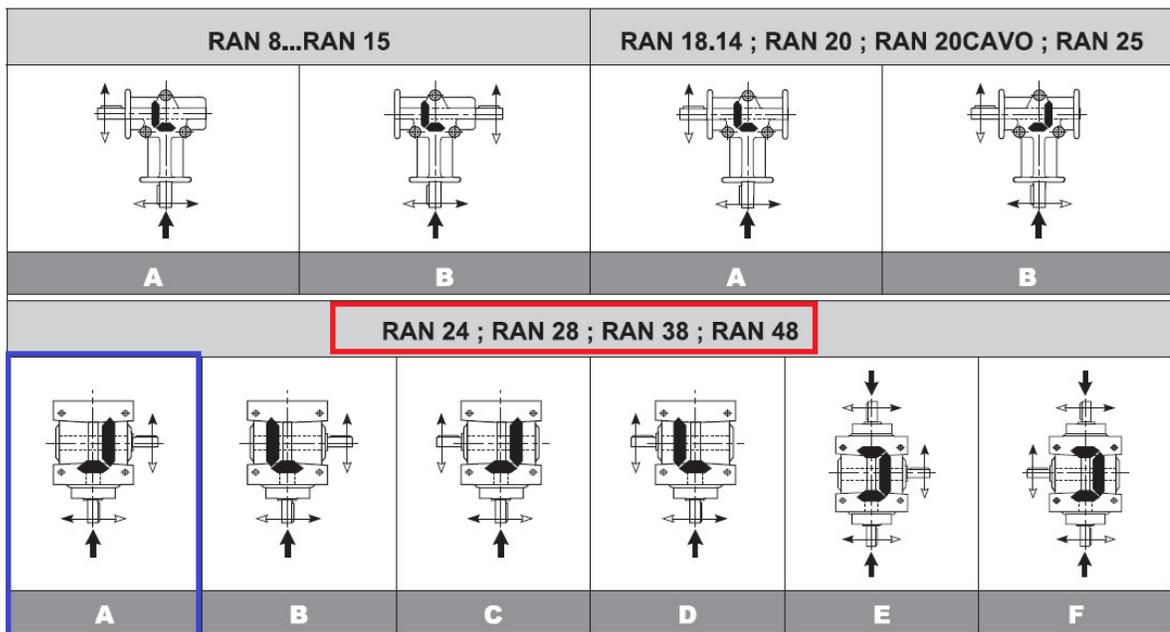


Figura 3.9 Tipos de caja reductora

Fuente: Bonfiglioli. (s.f.). Recuperado el 3 de Febrero de 2016, de <http://www.bonfiglioli.com/en/>.

Dentro de las características que presenta la caja reductora seleccionada, se observa en la Tabla 3.17 que la clase RAN 28 soporta una potencia hasta de 5,6 kW con una velocidad máxima de entrada de 1400 revoluciones por minuto (RPM), teniendo en cuenta la potencia del mecanismo (3,6 kW) y la velocidad de entrada (1200 RPM), la selección idónea para este proyecto es la caja reductora Bonfiglioli de RAN 28 de tipo A.

Tabla 3.17 Relación de transmisión en la caja reductora

$n_1 = 1400 \text{ min}^{-1}$						
	i	n_2 [min^{-1}]	Mn_2 [Nm]	Pn_1 [kW]	Rn_1 [N]	Rn_2 [N]
RAN 8	1	1400	2.5	0.38	80	210
	2	700	2.0	0.15	80	260
RAN 15	1	1400	7.4	1.1	250	370
	2	700	6.0	0.45	250	470
RAN 18.14	1	1400	15.0	2.3	320	450
	2	700	12.0	0.90	320	580
RAN 20 RAN 20CAVO	1	1400	28	4.2	400	540 280
RAN 20	2	700	20	1.5	400	690
RAN 25	1	1400	39	5.9	800	820
	2	700	34	2.6	800	1030
RAN 24	1	1400	80	12.0	1110	1300
	2	700	80	6.0	1110	1640
	3	460	80	4.0	1110	1900
RAN 28	1	1400	150	23	1800	1650
	2	700	150	11.3	1800	2080
	4	350	150	5.6	1800	2700
	7.7	180	100	1.9	1800	3200
RAN 38	1	1400	300	45	2700	2500
	2	700	300	23	2700	3150
	4	350	300	11.3	2700	4000
	7.7	180	200	3.9	2700	4800
RAN 48	1	1400	600	90	3300	3700
	2	700	600	45	3300	4660
	4	350	550	21	3300	6000
	7.7	180	380	7.3	3300	7100

Fuente: Bonfiglioli. (s.f.). Recuperado el 3 de Febrero de 2016, de <http://www.bonfiglioli.com/en/>.

En la Tabla 3.17, el valor de n_1 equivale a la velocidad máxima de entrada, al poseer una relación de velocidad de 4 y la velocidad de entrada, el cual es la misma velocidad de la polea conducida (1200 RPM), su velocidad de salida es de 300 RPM.

3.4. Sistema de transmisión de potencia

Son los elementos que transmiten el movimiento en todo el mecanismo, el cual comprende de cadenas y catalinas, y árboles de transmisión. La visualización de todos los elementos de transmisión se encuentra en el plano 18.

3.4.1. Catalinas

Dentro de la transmisión de potencia y movimiento de la trasplantadora mecánica, se usará catalinas con diferentes números de dientes. En la Figura 3.10 se detalla cómo es la distribución de las catalinas dentro del sistema de transmisión.

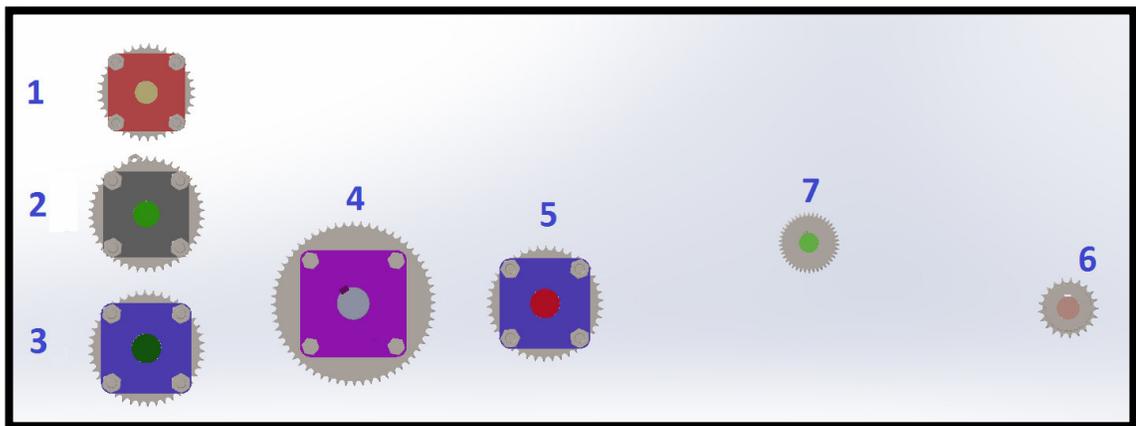


Figura 3.10 Posición de las catalinas

Fuente: Elaboración propia

Las catalinas dobles usadas en los árboles de transmisión presentan ciertas características físicas, el cual se observa en el Apéndice N. En el plano 18 se detalla la distribución de las catalinas. En la Tabla 3.18 se aprecia las catalinas usadas en referencia al árbol de transmisión.

Tabla 3.18 Catalinas usadas en los arboles de transmisión

Árbol de Transmisión	Catalina 1	Catalina 2	Velocidad (RPM)
	Nº de dientes	Nº de dientes	
1	21	42	300
	21	42	
2	42	21	150
	21	42	
3	42	21	75
	24	60	
4	60	24	30
5	42	21	150
	21	21	
	42	21	
6	21	42	150
7	21	21	300

Fuente: Elaboración propia

La conexión que tienen las catalinas mediante las cadenas en este proyecto, se aprecia en la Figura 3.11.

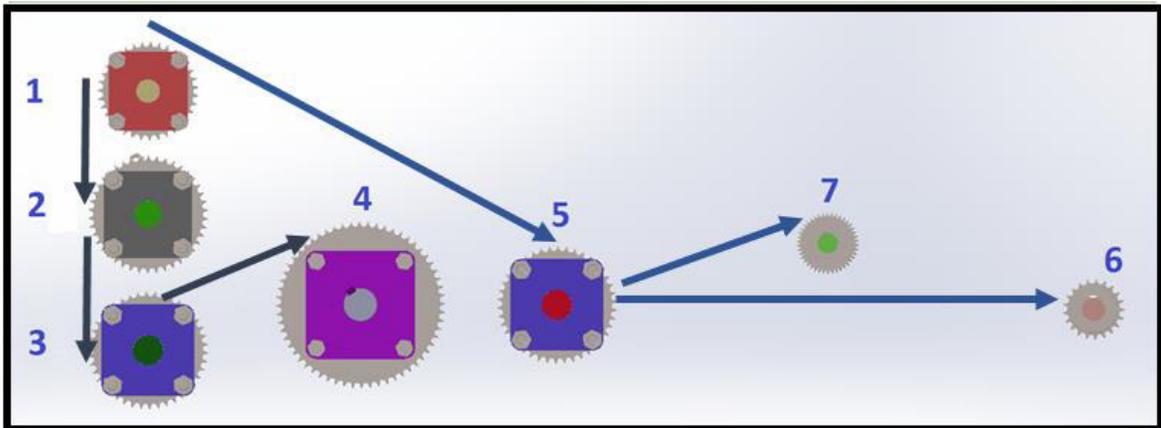


Figura 3.11 Conexión de la catalinas mediante el uso de cadenas

Fuente: Elaboración propia

Cadenas

Como las catalinas seleccionadas tienen un paso de 12,7 mm, la cadena tiene que tener el mismo paso, para un correcto engrane cadena-catalina. La cadena seleccionada debe tener propiedades anticorrosivas, ya que estas trabajarán en un ambiente húmedo. Las propiedades mecánicas de las cadenas se encuentran en el Apéndice O.

3.4.2. Diseño del árbol de transmisión

En este diseño de árbol de transmisión se toman en cuenta los esfuerzos de Von Mises, ya que se presentan esfuerzos tanto de flexión como de torsión. Se toma como referencia el análisis del árbol de transmisión 1 para determinar su diámetro, el cual se utiliza los siguientes pasos:

1. Determinar el torque que se produce en el árbol de transmisión

Los valores de la velocidad angular ($\omega = 31,414 \text{ rad/s}$) son tomados de la Tabla 3.16, y la potencia del motor fue anteriormente definida (3.6 kW), el cual se usará la siguiente expresión:

$$T_{\text{torque}} = \frac{P}{\omega} \quad (18)$$
$$T_{\text{torque}} = 0,11459 \text{ kN} - \text{m}$$

El cual nos indica que el torque en que está sometido el árbol de transmisión 1 es de 0,11459 kN-m.

2. Determinar las fuerzas producidas por las catalinas y cadenas

Los árboles de transmisión son sometidos a fuerzas tangenciales y radiales, por la presencia de las catalinas y las cadenas. Sobre el árbol de transmisión 1, se encuentran dos catalinas de 21 dientes, ambas con diámetro de 85,21 mm. La

dirección de la fuerza radial de ambas catalinas se las determinó mediante el programa de SolidWorks.

Catalina de 21 dientes con una fuerza radial de 30°

En la figura 3.12 se observa el diagrama de cuerpo libre de la primera catalina de 21 dientes en el árbol de transmisión 1, donde se aprecia la fuerza radial con una inclinación de 30°.

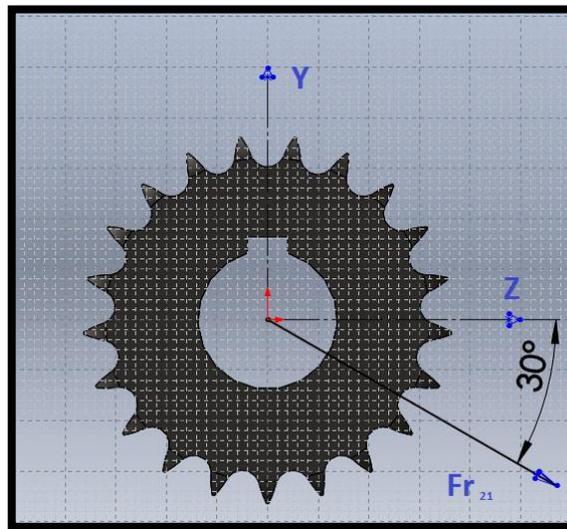


Figura 3.12 Diagrama de cuerpo libre de la catalina de 21 dientes con una fuerza radial de 30°

Fuente: Elaboración propia

El diámetro de la catalina ($\varnothing = 85,21 \text{ mm}$) y el torque calculado del primer paso ($T_{\text{torque-21}} = 0,11459 \text{ kN} - \text{m}$), serán de ayuda para determinar la fuerza tangencial usando la ecuación (5).

$$F_{T_{21}} = \frac{0,11459 \text{ kN} - \text{m}}{0,042605}$$
$$F_{T_{21}} = 2,689 \text{ kN}$$

Para el cálculo de la fuerza tangencial se debe determinar el torque ejercido por cada catalina.

El cálculo de la fuerza radial, se la determinará con la ecuación (6):

$$F_{r_{21}} = 4,034 \text{ kN} \quad \theta_{r_{21}} = 30^\circ$$
$$F_{ry_{21}} = -F_{r_{21}} \times \text{sen}(30^\circ) = -2,017 \text{ kN}$$
$$F_{rz_{21}} = F_{r_{21}} \times \text{cos}(30^\circ) = 3,493 \text{ kN}$$

Catalina de 21 dientes con una fuerza radial de 270°

En la figura 3.13 se observa el diagrama de cuerpo libre de la segunda catalina de 21 dientes en el árbol de transmisión 1, donde se aprecia la fuerza radial con una inclinación de 270°.

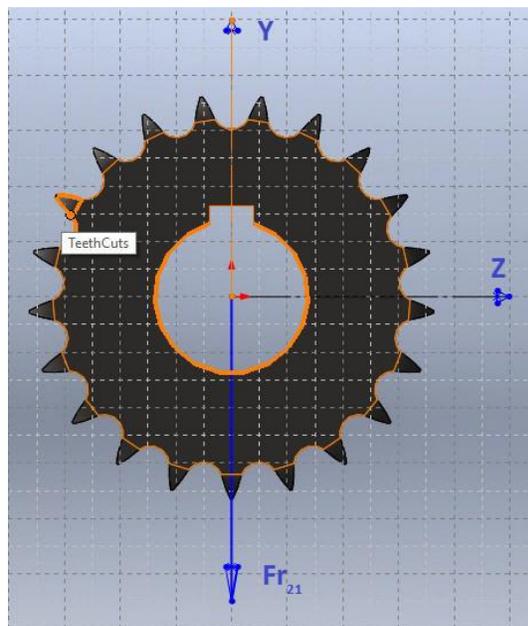


Figura 3.13 Diagrama de cuerpo libre de la catalina de 21 dientes con una fuerza radial de 270°

Fuente: Elaboración propia

Para el cálculo de la fuerza tangencial se usarán los mismos datos que la catalina anterior, ya que ambos poseen el mismo diámetro y torque.

$$F_{T_{21}} = 2,689 \text{ kN}$$

El cálculo de la fuerza radial, se la determinará con la ecuación (6):

$$F_{r_{21}} = 1,5 \times F_{T_{21}}$$

$$F_{r_{21}} = 4,034 \text{ KN} \quad \theta_{r_{21}} = 270^\circ$$

$$F_{r_{21}} = F_{r_{21}} \times \text{sen}(270^\circ) = -4,034 \text{ kN}$$

3. Determinar las reacciones, fuerza cortante y el momento flector que se produce en el árbol de transmisión.

La descomposición de las fuerzas radiales tanto en “Y” como “Z”, permitirá trabajar de una manera simple. Por esta razón se usará tanto el plano “Y-X” como el “Z-X” para determinar la máxima reacción, fuerza cortante y el momento flector, se debe conocer las fuerzas radiales, como se muestra en la Figura 3.14.

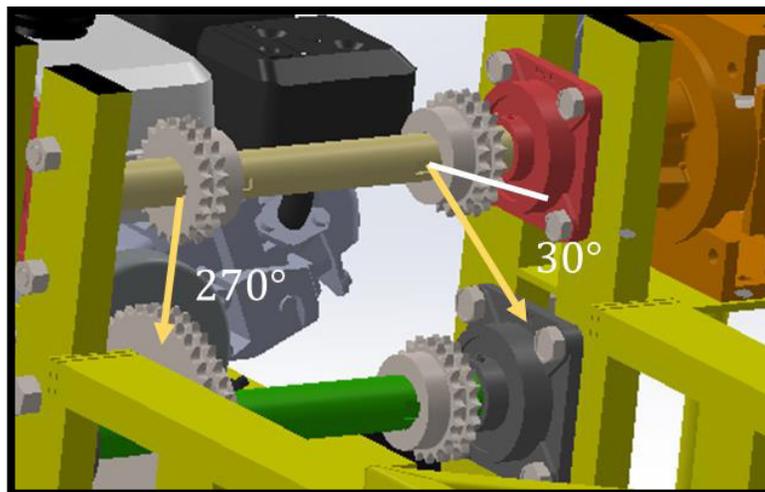


Figura 3.14 Distribución de fuerza radial en las catalinas de 21 dientes

Fuente: Elaboración propia

Plano Y-X

Se analizan las fuerzas que están presentes en el plano Y-X. En la Tabla 3.19 se detalla la longitud, las fuerzas radiales de las catalinas y en qué posición se encuentran en el árbol de transmisión 1, el cual se determinó con ayuda del programa SolidWorks.

Tabla 3.19 Datos iniciales para análisis de viga del árbol de transmisión 1

Longitud del árbol de transmisión 1	0,428 m	
Componente Y	Magnitud (kN)	Distancia (m)
F_{ry21}	-4,403	0,0809
F_{ry21}	-2,017	0,3532

Fuente: Elaboración propia

WinBeam es un programa libre que permite el análisis de vigas estructurales, el cual se usará para determinar las reacciones, la fuerza cortante y el momento flector del árbol de transmisión. En la Figura 3.15 se muestra el análisis del árbol de transmisión 1.



Figura 3.15 Gráfica de las reacciones, la fuerza cortante y el momento flector del árbol de transmisión 1

Fuente: Elaboración propia

Por lo tanto las reacciones y el momento flector calculado del árbol de transmisión 1 se las mostrará en la Tabla 3.20.

Tabla 3.20 Resultados de las reacciones y el momento máximo del árbol de transmisión 1 Y-X

Longitud del árbol de transmisión	0,428 m	
Componentes Y	Magnitud (kN)	Posición (m)
F_{ry21}	-4,403	0,0809
F_{ry21}	-2,017	0,3532
R_{y-1}	3,923	0
R_{y-2}	2,497	0,428
M_{y-x}	0,317 kN-m	

Fuente: Elaboración propia

Plano Z-X

En el plano Z-X se presentan fuerzas radiales producidas por las catalinas en el árbol de transmisión. En la Tabla 3.21 se define la longitud, las fuerzas radiales de las catalinas y en qué posición se encuentran en el árbol de transmisión 1.

Tabla 3.21 Datos iniciales para análisis de viga del árbol de transmisión 1

Longitud del árbol de transmisión	0,428 m	
Componentes Z	Magnitud (kN)	Distancia (m)
F_{rz21}	3,493	0,3532

Fuente: Elaboración propia

Las reacciones, la fuerza cortante y el momento en el árbol de transmisión se calculó usando el programa WinBeam, como se observa en la Figura 3.16.

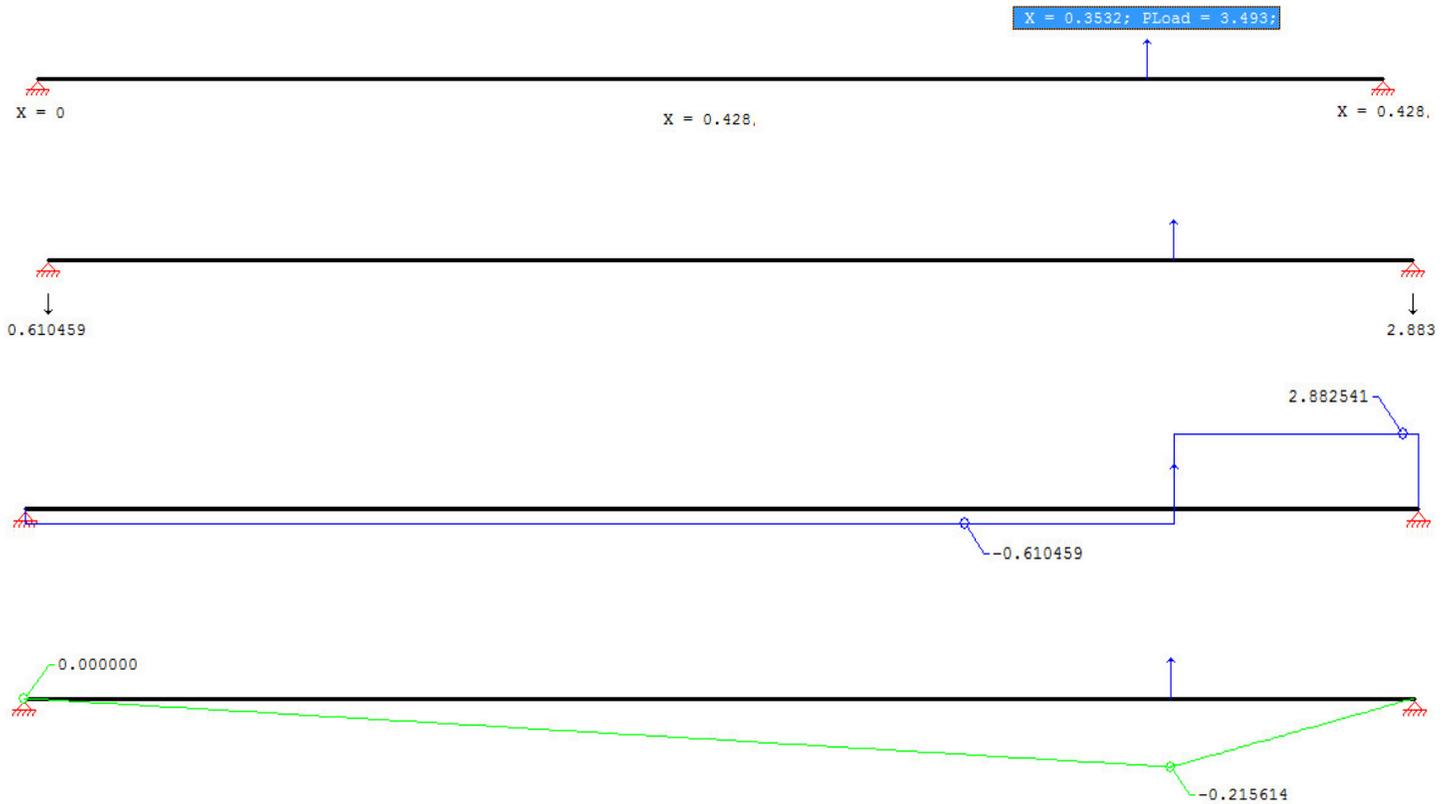


Figura 3.16 Cálculo de las reacciones, la fuerza cortante y el momento flector del árbol de transmisión 1

Fuente: Elaboración propia

Por lo tanto, las reacciones y el momento flector calculado del árbol de transmisión 1 se mostrarán en la Tabla 3.22.

Tabla 3.22 Resultados de las reacciones y el momento máximo del árbol de transmisión 1 en el plano Z-X

Componentes Y	Magnitud (kN)	Posición (m)
F_{rz21}	3,493	0,3532
R_{z-1}	-0,610	0
R_{z-2}	-2,883	0,428
M_{z-x}	0,216 kN m	

Fuente: Elaboración propia

4. Cálculo de los esfuerzos de torsión y deflexión

Para el cálculo de torsión y flexión se usarán las expresiones del capítulo 2.

Esfuerzo de Torsión

Para el cálculo del esfuerzo de torsión, se toma el mayor momento flector del plano Y-X y Z-X. Para el del árbol de transmisión 1, el máximo momento flector es 0,317 kN-m. Con el dato establecido se aplica la ecuación (7):

$$\sigma_y = \frac{32 \times 0,317 \text{ kN} - \text{m}}{\pi d^3}$$

$$\sigma_y = \frac{3,23 \text{ kN} - \text{m}}{d^3}$$

Esfuerzo de flexión

Para determinar el esfuerzo de flexión, se tomará el torque que se genera en el árbol de transmisión. Para el árbol de transmisión 1, el torque que se presenta es 0,11459 kN m. Tomando el valor del torque se usará la ecuación (8):

$$\tau_{xy} = \frac{16 \times 0,11459 \text{ kN} - \text{m}}{\pi d^3}$$

$$\tau_{xy} = \frac{0,5836 \text{ kN m}}{d^3}$$

5. Esfuerzos de Von Mises

La presencia de dos tipos de esfuerzos sobre el árbol de transmisión permitirá el uso de la ecuación de esfuerzos combinados.

$$\sigma' = \sqrt{\sigma_x^2 + \sigma_y^2 - \sigma_x \sigma_y + 3\tau_{xy}^2}$$

Debido que no existe ninguna fuerza ya sea tangencial, radial u axial en la coordenada del eje x del árbol de transmisión, la presencia de esfuerzos es nula, esto significa que $\sigma_x = 0$. Es por este motivo, que la ecuación de Von Mises queda de la siguiente forma:

$$\sigma' = \sqrt{\sigma_y^2 + 3\tau_{xy}^2}$$

Teniendo en cuenta la expresión anterior y reemplazando los valores adecuados, el cálculo del esfuerzo de Von Mises en términos del diámetro es:

$$\sigma' = \sqrt{\left(\frac{3,23 \text{ KN m}}{d^3}\right)^2 + 3\left(\frac{0,5836 \text{ KN m}}{d^3}\right)^2}$$

$$\sigma' = \frac{\sqrt{(3,36 \text{ KN m})^2 + 3(0,5836 \text{ KN m})^2}}{d^3}$$

$$\sigma' = \frac{3,38 \text{ KN m}}{d^3}$$

6. Diámetro seleccionado

Es una práctica común, que el factor de seguridad de los árboles de transmisión se encuentre en el rango de 2 a 3, debido a que estos elementos no deben fallar en ninguna circunstancia. El acero AISI 1018 es comúnmente usado para el diseño de árbol de transmisión, por que presenta buenas propiedades mecánicas, entre ellas un alto esfuerzo de fluencia (235 Mpa).

Usando las propiedades del material AISI 1018 y el esfuerzo de Von Mises, se aplicará la ecuación (10) para determinar el diámetro necesario.

$$\sigma' = \frac{S_y}{f. s.}$$

$$\frac{3,38 \text{ KN m}}{d^3} = \frac{235 \text{ MPa}}{3}$$

$$d = 0,035 \text{ m}$$

$$d_{\text{sel.}} = 35 \text{ mm}$$

El diámetro seleccionado ($d_{sel.} = 35 \text{ mm}$), determina que el ara el árbol de transmisión no sufra algún percance en la trasplantadora mecánica.

Usando los mismos pasos del diseño del árbol de transmisión 1, se aplicará para los 6 árboles de transmisión restantes. En la Tabla 3.23 se detalla la longitud, el torque, la fuerza tangencial y la fuerza radial con todas sus componentes en los diferentes arboles de transmisión.

Tabla 3.23 Fuerzas radiales producidas por las cadenas en los diferentes arboles de transmisión

Árbol de Transmisión	Longitud (m)	Torque (kN m)	velocidad (rad/s)	Catalina (nº dientes)	Posición (m)	Fuerza Tangencial (kN)	Fuerza radial (kN)	Angulo radial	Fuerza radial Y (kN)	Fuerza radial Z (kN)
1	0,428	0,11459	31,414	21	0,0809	2,689	4,034	270°	-4,034	0
				21	0,3532	2,689	4,034	30°	-2,207	3,493
2	0,428	0,22919	15,707	42	0,0809	2,967	4,046	90°	4,046	0
				21	0,3532	5,329	8,069	270°	-8,069	0
3	0,428	0,458	7,8535	24	0,0809	9,422	14,133	14,75°	3,598	13,667
				42	0,3532	5,394	8,092	90°	8,092	0
4	1,811	1,146	3,141	60	0,772	9,449	14,174	270°	-3,608	-13,707
5	1,376	0,22919	15,707	42	0,153	2,697	4,045	13°	0,909	3,941
				21	0,208	5,379	8,07	0°	0	8,07
				42	0,705	2,697	4,045	13°	0,909	3,941
				21	0,718	5,379	8,07	0°	0	8,07
				42	0,869	2,697	4,045	150°	2,023	-3,503
				42	1,165	2,697	4,045	13°	0,909	3,941
21	1,22	5,379	8,07	0°	0	8,07				
6	0,176	0,22919	15,707	21	0,1183	5,329	8,069	180°	0	-8,069
7	0,167	0,11459	31,414	21	0,0552	2,664	3,997	193°	-0,899	-3,895

Fuente: Elaboración propia

Para el cálculo de las reacciones, momentos flectores y los diámetros seleccionados, se siguieron los mismos procedimientos que el árbol de transmisión 1. En la Tabla 3.24 se especifica todos los cálculos referentes a los diversos arboles de transmisión que se presenta en el diseño de la trasplantadora de arroz.

Tabla 3.24 Cálculo de las reacciones y momentos en los diferentes arboles de transmisión trasplantadora de arroz

Arboles de Transmisión	Longitud (m)	Posición (m)	Reacciones Plano Y-X (kN)		Reacciones Plano Z-X (kN)		Momento Máximo (kN m)		Factor de seguridad	Diámetro seleccionado (mm)	Fuerza resultante (kN)
			R _{Y-1}	R _{Y-2}	R _{Z-1}	R _{Z-2}	<u>M_{Y-X}</u>	<u>M_{Z-X}</u>			
1	0,428	0	R _{Y-1}	3,923	R _{Z-1}	-0,61	<u>M_{Y-X}</u>	0,319	3	35	3,97
		0,428	R _{Y-2}	2,497	R _{Z-2}	-2,883	<u>M_{Z-X}</u>	0,068			3,814
2	0,428	0	R _{Y-1}	1,826	R _{Z-1}	0	<u>M_{Y-X}</u>	0,442	3	40	1,826
		0,428	R _{Y-2}	5,89	R _{Z-2}	0	<u>M_{Z-X}</u>	0			5,89
3	0,428	0	R _{Y-1}	-4,336	R _{Z-1}	-11,784	<u>M_{Y-X}</u>	0,552	2	45	12,556
		0,428	R _{Y-2}	-7,354	R _{Z-2}	-2,258	<u>M_{Z-X}</u>	-0,897			7,693
4	1,811	0,1535	R _{Y-1}	0,08725	R _{Z-1}	0,6864	<u>M_{Y-X}</u>	0,162	2,5	50	0,692
		0,6915	R _{Y-2}	3,235	R _{Z-2}	12,558					12,968
		1,1955	R _{Y-3}	0,5124	R _{Z-3}	2,237	<u>M_{Z-X}</u>	0,591			2,295
		1,657	R _{Y-4}	0,1716	R _{Z-4}	0,4015					0,437
5	1,376	0	R _{Y-1}	-0,387	R _{Z-1}	-4,889	<u>M_{Y-X}</u>	0,13	2,5	45	4,904
		0,426	R _{Y-2}	-1,171	R _{Z-2}	-12,056					12,113
		0,95	R _{Y-3}	-3,039	R _{Z-3}	-10,173	<u>M_{Z-X}</u>	0,752			10,617
		1,376	R _{Y-4}	-0,153	R _{Z-4}	-5,412					5,414
6	0,176	0	R _{Y-1}	0	R _{Z-1}	2,645	<u>M_{Y-X}</u>	0	2,5	35	2,645
		0,176	R _{Y-2}	0	R _{Z-2}	5,424	<u>M_{Z-X}</u>	0,313			5,424
7	0,167	0	R _{Y-1}	0,602	R _{Z-1}	2,608	<u>M_{Y-X}</u>	0,033	3	30	2,677
		0,167	R _{Y-2}	0,297	R _{Z-2}	1,287	<u>M_{Z-X}</u>	0,143			1,321

Fuente: Elaboración propia

Las dimensiones de los árboles de transmisión 1 (Plano 19), 2 (Plano 20), 3 (Plano 21), 4 (Plano 22), 5 (Plano 23), 6 (Plano 24) y 7 (Plano 25) se encuentran en la sección de planos.

3.4.3. Selección de rodamientos

La metodología de selección de los rodamientos estará basado por el fabricante NTN, como se muestra en el Apéndice P. En la Tabla 3.23 se mostró la fuerza resultante para cada apoyo.

Para el cálculo de la capacidad básica de carga, se debe seleccionar la máxima fuerza resultante en los apoyos para cada árbol de transmisión, el cual se observa en la Tabla 3.24.

Usando las ecuaciones (14) y (15), los valores de vida requerida ($L_{10h} = 6 \times 10^3$) y el factor de rodamientos rígidos en bolas ($p = 3$), y las velocidades angulares de los

diferentes arboles de trasmisión se encuentran en la Tabla 3.18, como referencia se tomó los datos del árbol de trasmisión 1.

$$C_{or} = \left[\frac{6 \times 10^3 \times 60 \times 300 \text{ RPM}}{10^6} \right]^{1/3} \times 3,97 \text{ kN}$$

$$C_{or} = 18,91 \text{ kN}$$

La carga calculada es de 18,91 kN, el cual con el diámetro del árbol de trasmisión se determinará el rodamiento adecuado (Apéndice P). En la Tabla 3.25 se detalla la máxima capacidad básica de carga, realizando los mismos cálculos del árbol de trasmisión 1.

Tabla 3.25 Selección de rodamientos para cada árbol de trasmisión

Arboles de Trasmisión	Diámetro seleccionado (mm)	w (RPM)	Fuerza resultante (kN)	Vida requerida x10 ³	Rodamiento de bolas	Capacidad básica de carga (kN)	Selección de rodamientos										
1	35	300	3,97	6	3	18,91	6407										
			3,814														
2	40	150	1,826			6	3	22,26	6308								
			5,89														
3	45	75	12,556					6	3	37,67	6409						
			7,693														
4	50	30	0,692							6	3	28,66	6310				
			12,968														
			2,295														
5	45	150	0,437									6	3	45,78	6409		
			4,904														
			12,113														
6	35	150	10,617											6	3	20,50	6407
			5,414														
			2,645														
7	30	300	5,424	6	3											12,75	6306
			2,677														
			1,321			6	3										

Fuente: Elaboración propia

3.5. Diseño del sistema de movilidad

El sistema de movilidad de la trasplantadora de arroz comprende la rueda fangueadora el embrague centrífugo y la brida de sujeción, ya que tienen como función de trasladar y proteger al mecanismo.

Rueda fangueadora

Las ruedas fangueadoras del Plano 26 y 27, tiene la función de trasladar la trasplantadora de arroz. Para el diseño se debe tener en cuenta el torque que se genera en el árbol de transmisión 4 (debido a que está conectado con la rueda fangueadora), y el diámetro de la rueda. Las ruedas conformadas por paletas, como se muestra en la Figura 3.17, son usadas principalmente para maquinarias con una potencia menor a 40 HP (Aguda, 2011).

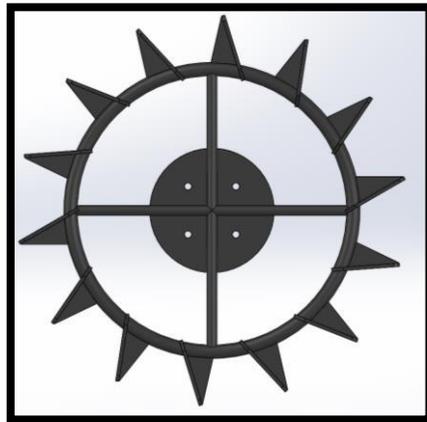


Figura 3.17 Rueda fangueadora conformado por paletas

Fuente: Elaboración propia

Para el determinar la fuerza ejercida por la rueda se usará la ecuación (11):

$$F_{\text{rueda}} = \frac{1,146 \text{ kN m}}{0,3 \text{ m}}$$

$$F_{\text{rueda}} = 3,82 \text{ kN}$$

La fuerza producida por la rueda mediante el torque del árbol de transmisión 4, servirá para determinar si dicha fuerza es mayor que la fuerza de avance, lo cual permite que todo el mecanismo se pueda mover. Usando la inecuación (11), se comprobara si es posible.

$$\begin{aligned} 2 \times F_{\text{rueda}} &> f_{\text{avance}} \\ 2 \times (3,82 \text{ kN}) &> 1,47 \text{ kN} \\ 7,64 \text{ kN} &> 1,47 \text{ kN} \end{aligned}$$

Con ello podemos corroborar que la fuerza producida en la rueda es mayor que la fuerza de avance.

El acople que existe entre la ruela fanguadora y el árbol de transmisión es una brida de sujeción (Southernagro, s.f.), el cual tiene la función de unir ambos elementos, sus dimensiones se pueden apreciar en el Plano 28.

Selección de embrague centrífugo

La función del embrague centrífugo es proteger al mecanismo en caso que presente algún problema cuando la trasplantadora se encuentre en movimiento.

Para la selección del embrague centrífugo, se determinará el torque que se genera en para la cual usaremos la siguiente expresión:

$$\begin{aligned} P &= \frac{T_{\text{torque}} \times \omega}{9550} \quad (19) \\ T_{\text{torque}} &= \frac{9550 \times P}{\omega} \\ T_{\text{torque}} &= \frac{9550 \text{ N} - \text{m} \times 3,6 \text{ kW}}{3600} \end{aligned}$$

$$T_{\text{torque}} = 9,55 N - m$$

Para la selección del embrague esta debemos considerar dos aspectos importantes los cuales son: el torque y la potencia. Tomando ambos aspectos, el embrague tipo F es el más idóneo, el cual es el Apéndice Q

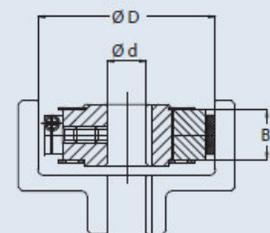
3.5.1. Selección del diámetro del embrague centrífugo

Para la selección del diámetro adecuado del embrague, se proseguirá a usar la Tabla 3.26.

Tabla 3.26 Selección del diámetro del embrague centrífugo

Size	D [mm]	B [mm]	d max. [mm]	Standard bore diameter d [mm] (inch)	Md at nE 750 and nB 1500 [Nm]		Md at nE 1250 and nB 2500 [Nm]		Md at nE 1500 and nB 3000 [Nm]	
					Md	at	Recommended motor power [kW]	Md	at	Recommended motor power [kW]
01	50	10	14	12			1.3	0.17	2	0.3
02	60	15	18	15 (5/8)			4	0.5	5	0.8
03	70	15	22	15; 20 (7/8)			7	0.9	10	1.6
04	80	15	28	14 - 25 (3/4; 7/8)	4	0.3	11	1.4	16	2.5
05	90	20	35	18; 20; 25 (3/4; 1)	10	0.8	26	3.4	40	6.3
06	100	20	35	20; 24; 28 (3/4; 1)	16	1.3	42	5.5	60	9.4
07	110	20	40	28; 35; 40 (1)	25	2.0	70	9.0	100	15.7
08	125	20	50	25; 38; 49; (3/4; 1)	40	3.2	120	15.7	180	28.3
09	138	25	55	30; 38; 48 (1)	90	7.0	240	31.0	320	50.0
10	150	25	60	38; 48; 49	125	10.0	340	44.5	470	74.0
11	165	30	65	42; 50; 55 (1 7/16)	220	17.2	620	81.0	870	136.0
12	180	40	75	50; 60 (2 3/8)	460	36.0	1200	157.0	1700	267.0
13	200	30	75	35; 55; 65 (2 3/8)	520	41.0	1300	170.0	1850	290.0

d max. = max. bore dia.
Md = torque
nE = engagement speed
nB = operating speed



d = bore dia.
D = inside dia. of drum
B = flyweight width

- ¹⁾ The transmitted power increases as the width B is increased.
- ²⁾ Tapered bores and special dimensions can be manufactured on request.
- ³⁾ Motor power is calculated using a safety factor of 2.
Final selection of the clutch should be carried out by SUCO!

Fuente: Suco. (8 de Enero de 2016). Suco. Obtenido de <http://www.suco-tech.com/product.php?p=45&c=6>

Tomando la potencia (3,6 kW) y el torque (9,55 N-m) ejercido por el motor, se puede apreciar en la Tabla 3.26 que el embrague centrífugo seleccionado puede soportar la potencia recomendada (9 kW).

Debido que la transmisión es por banda, se debe seleccionar un cilindro acoplador para la polea, como se muestra en la Figura 3.18, el cual su función principal es de permitir que la conexión del eje principal del motor se articule con el embrague seleccionado, cabe recalcar que el embrague y el acople son del mismo fabricante (Suco, 2016).

Belt-pulley version -R-

Where torque is transmitted through a V-belt, the belt groove or grooves can be machined in the drum. Single, duplex or multiple groove pulleys can be produced in this way. Depending on the clutch size, effective pulley diameters from ca. 80 to 270 mm can be incorporated.

Common groove forms are: SPA, SPB, SPZ, and Poly-V to DIN/EN.

Figures 7 to 10 show different belt-drive clutch versions.

The clutch shown in Fig. 9 with a split pulley allows elimination of a tensioning pulley. The V-belt is tensioned by changing the spacer shims between the two pulley halves.

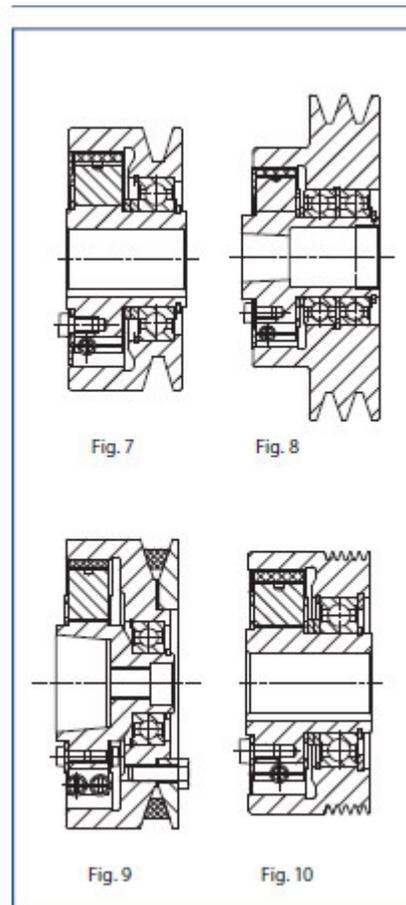


Figura 3.18 Acopladores para poleas

Fuente: Suco. (8 de Enero de 2016). Suco. Obtenido de <http://www.suco-tech.com/product.php?p=45&c=6>

3.6. Estructura metálica

En el plano 29 se detalla todo el armazón de la trasplantadora de arroz. Para un mejor entendiendo la estructura metálica se la ha dividido en dos partes, delantera y trasera. En los Planos 30 y 31 se detalla las dimensiones cada parte de la estructura metálica. Como protección contra el fango, se usaron planchas galvanizadas las cuales se aprecian en el plano 32 y 33.

3.7. Análisis de costos

En esta sección se presentan los rubros que se generan en la construcción de la trasplantadora de arroz. Los valores fueron divididos en 5 grupos:

3.6.1. Costo de materiales

Son los elementos que se requieren para el funcionamiento de la trasplantadora mecánica, los cuales comprenden los accesorios para la transmisión y la estructura metálica.

En la Tabla 3.27 se muestra los costos de los accesorios para la transmisión.

Tabla 3.27 Costos de accesorios de transmisión

Costos				
Descripción	Cantidad	Unidad	Valor unitario	Valor total
Motor	1	Unidad	\$1300	\$1300
Caja reductora	1	Unidad	\$600	\$600
Embrague centrífugo	1	Unidad	\$400	\$400
Banda AX 51	2	Unidad	\$8,78	\$17,56
Polea 9"	1	Unidad	\$303,89	\$303,89
Chumacera cuadrada 35mm	2	Unidad	\$196	\$392
Chumacera cuadrada 40 mm	2	Unidad	\$200	\$400
Chumacera cuadrada 45 mm	6	Unidad	\$210,89	\$1265,34
Chumacera cuadrada 50 mm	4	Unidad	\$229,67	\$918,68
Chumacera de piso 30 mm	6	Unidad	\$193,53	\$1161,18
Chumacera de piso 35 mm	6	Unidad	\$180	\$1080
Catalina 21 dientes / doble	12	Unidad	\$120	\$1440
Catalina 60 dientes/doble	1	Unidad	\$275,67	\$275,67
Catalina 24 dientes / doble	1	Unidad	\$170	\$170
Catalina 42 dientes / doble	6	Unidad	\$235	\$1410
Cadena doble de paso 12,7 mm	4	Unidades	\$150	\$600
			Subtotal	\$11734,32
			IVA	\$1,409
			Total	\$13143

Fuente: Varios proveedores locales

El costo de la perfilaría se lo determinará por el peso total de la estructura metálica, como se observa en la Tabla 3.28.

Tabla 3.28 Costo de la perfilería en base a la masa de la estructura

Costo				
Descripción	Cantidad	Unidad	Costo por Unidad	Valor
Masa de la estructura	165	Kg	\$1,12	\$184,8
			Subtotal	\$184,8
			IVA	\$22,18
			Total	\$206,98

Fuente: Varios proveedores locales

3.6.2. Costos de los consumibles

Corresponden a los materiales que se agotan en el proceso de oxiacete, soldadura y pintura, como se observa en la Tabla 3.29.

Tabla 3.29 Costos por consumibles

Costos				
Descripción	Cantidad	Unidad	Costo por Unidad	Valor
Electrodos	0,5	Kg	30	\$15
Pintura epóxica	3	gal	25	\$75
Diluyente	1	gal	14	\$14
Desengrasante	2	gal	15	\$30
Wype	6	lb	1,25	7,5
			Subtotal	\$141,5
			IVA	\$16,98
			Total	\$158,48

Fuente: Varios proveedores locales

3.6.3. Costo de mano de obra

Son los valores que se cancelan por concepto de sueldo al soldador, ayudante y al técnico mecánico, como se observa en la Tabla 3.30.

Tabla 3.30 Costos de mano de obra

Costos				
Descripción	Cantidad	Unidad	Costo por hora	Valor
Tornero	240	horas	\$2	\$480
Soldador	240	horas	\$1,9	\$456
Ayudante	240	horas	\$1,65	\$396
Fresado	1	unidad	\$100	\$100
			Subtotal	\$1432
			IVA	\$171,84
			Total	\$1603,84

Fuente: Varios proveedores locales

3.6.4. Costo por ingeniería

Gastos por el diseño conceptual de la máquina trasplantadora, como se observa en la Tabla 3.31.

Tabla 3.31 Costos por ingeniería

Costos			
Descripción	Cantidad	Unidad	Total
Diseño conceptual	1	Unidad	\$2000

Fuente: Elaboración propia

3.6.5. Costo por sujeción

Gastos por los pernos y pasadores, como se observa en la Tabla 3.32.

Tabla 3.33 Costos pernos y pasadores

Costos				
Descripción	Cantidad	Unidad	Costo por Unidad	Valor
Pernos M20x70	16	Unidades	\$1,00	\$16
Pernos M16x70	36	Unidades	\$1,00	\$36
Pernos M12x60	12	Unidades	\$0,20	\$2,4
Pernos M8x40	28	Unidades	\$0,25	\$7
Pernos M8x20	18	Unidades	\$0,20	\$3,6
Pernos M6x15	12	Unidades	\$0,15	\$1,8
Pernos M5x35	24	Unidades	\$0,15	\$3,6
Pernos M3x12	12	Unidades	\$0,15	\$1,8
Prisionero M8x35	6	Unidades	\$0,20	\$1,2
			Subtotal	\$73,40
			IVA	\$8,81
			Total	\$82,21

Fuente: Varios proveedores locales

3.6.6. Costo total de diseño y construcción

El costo total para la construcción de la trasplantadora mecánica se resume en la Tabla 3.33.

Tabla 3.33 Costo total de diseño y construcción de la trasplantadora de arroz

Concepto	Costos
Costo de materiales y perfilería	\$13350
Consumibles	\$158,48
Mano de obra	\$1603,84
Ingeniería	\$2000
Sujeción	\$82,21
Sub total	\$17194,53
Imprevisto (2%)	\$343,9
Total	\$17538,43

Fuente: Varios proveedores locales

Dentro de todo proyecto siempre hay que tomar recaudos frente a los imprevistos que puedan suceder en el proceso de construcción de la máquina, es una práctica habitual ponderar estos imprevistos como un porcentaje del valor del subtotal. Se eligió el 2%, porque se estima que las personas que van intervenir en el proceso de fabricación son expertas en su trabajo.

3.8. Cronograma de construcción

Para el desarrollo del cronograma se eligió como fecha de partida el momento de la compra de los materiales y con la culminación la puesta en marcha de la máquina. En la Figura 3.17 se detalla todas las actividades involucradas en la construcción de la máquina.

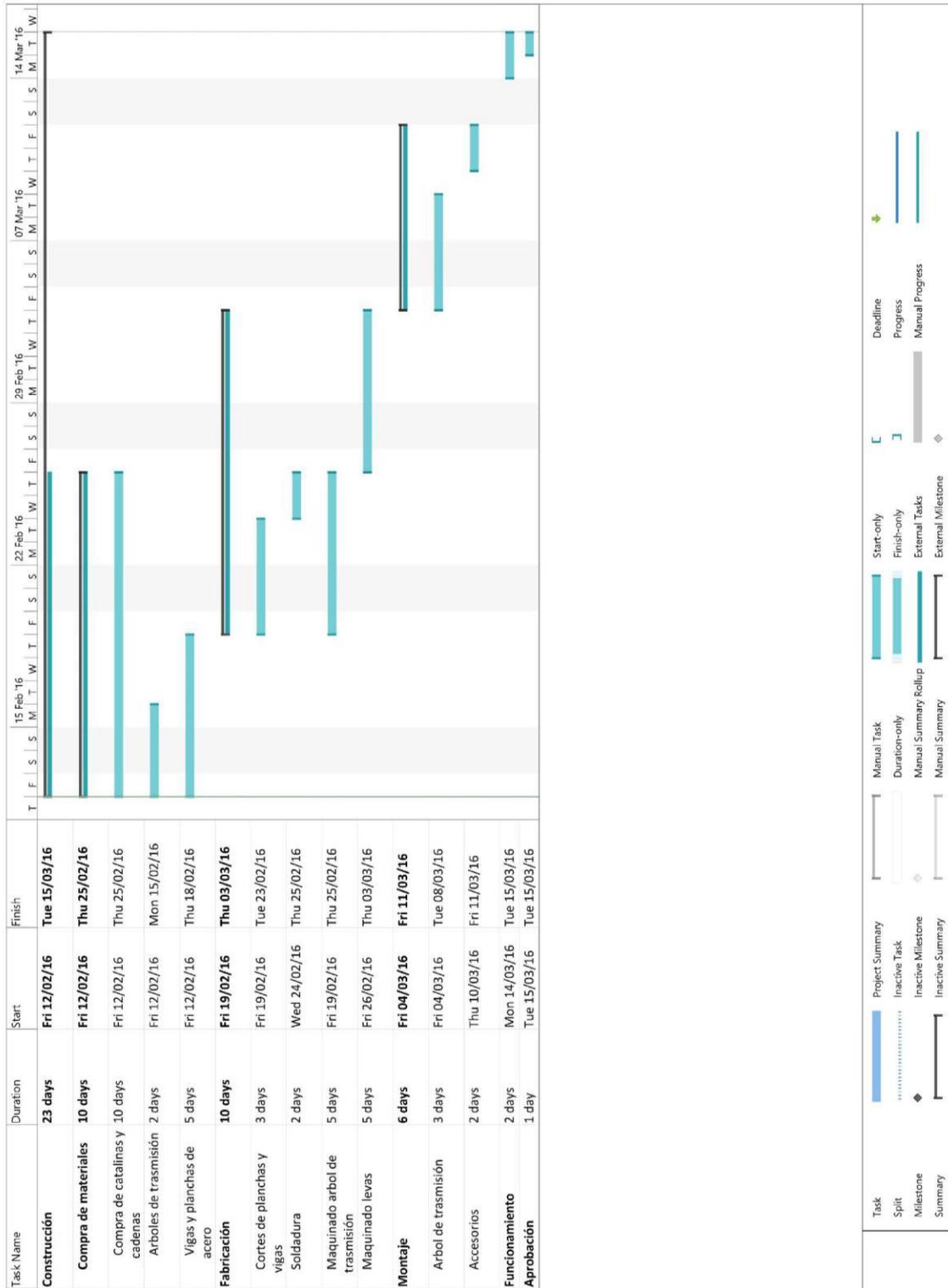


Figura 3.19 Cronograma de construcción de la trasplantadora mecánica

Fuente: Elaboración propia

3.9. Ficha técnica de la máquina trasplantadora de arroz

En la Tabla 3.34 se observa una descripción breve de las características de la trasplantadora de arroz diseñada.

Tabla 3.34 Ficha técnica de la trasplantadora de arroz

Dimensiones	Longitud (mm)	2000
	Anchura (mm)	2000
	Peso (kg)	500
Motor	Tipo	Honda - GX160 - 3,6 kW @3600 RPM
Velocidad	Velocidad de avance (m/s)	1
Trasplante	Plantaciones en intervalos (cm)	20
	Plantaciones en fila	6
	Distancia entre plátulas (cm)	25
Transmisión	Tipo	Bandas
		Cadena y Catalinas

Fuente: Elaboración propia

CAPÍTULO 4

4. DISCUSIÓN Y CONCLUSIONES

El análisis de costo de los materiales para la construcción del prototipo ha sido estimado con productos importados, debido a que de esta forma se garantiza cada uno de los elementos del prototipo y no se vea empañado su funcionamiento. Si bien es cierto existe la posibilidad de adquirir estos productos en el medio local, también es correcto mencionar que en la actualidad dichos productos no cumplen con estándares internacionales que garanticen su calidad. Esta es una de las principales razones por la cual el prototipo tiene un costo de construcción considerablemente alto en el mercado ecuatoriano

Las conclusiones y recomendaciones respecto al trabajo realizado son los siguientes:

4.1. Conclusiones

Se demostró que el sistema de 4 barras articuladas es el mecanismo más eficiente para una trasplantadora mecánica de arroz en conjunto con el sistema motriz basado en cadenas – catalinas y además de un sistema dosificación constituidas por un mecanismo de levas.

El prototipo mecánico es capaz de trasplantar 6 plántulas por cada ciclo del sistema, de esta manera logramos superar los diseños del mercado, debido a que en el medio local encontramos trasplantadoras de 4 plántulas por ciclo, esto se logró aumentando el número de mecanismos de barras articuladas en el prototipo, mejorando así notablemente su eficiencia.

El diseño del proyecto seleccionado toma como base las normas de cultivo de arroz (Ing. Eric Quirós, 2000), la cual presenta las dimensiones necesarias para poder realizar un cultivo óptimo y mitigar la mortalidad de plántula.

Para la operación del prototipo, el operador requiere de una capacitación básica en el área mecánica y de una buena técnica para colocar las plántulas en las bandejas. El mantenimiento del prototipo requiere de mantenimientos básicos porque los mecanismos presentes en la máquina son muy simples. En los que se destaca el cambio correcto cambio del aceite del motor de combustión y la lubricación del sistema de transmisión.

En concordancia con el cambio de la matriz productiva, nuestro prototipo otorga un diseño local versus a los varios diseños provenientes del mercado asiático.

4.2. Recomendaciones

La limpieza general de los residuos de lodo que se generan al realizar trabajos en suelos fangosos es vital para la vida útil del prototipo, debido a que la acumulación de residuos podría provocar deterioro en la estructura metálica.

El correcto manejo de la trasplantadora se refleja directamente en su eficiencia de trabajo, para esto se debe evitar movimientos bruscos que pueden provocar accidentes o daños en sus componentes.

Antes de empezar la operación de la maquinaria, cerciorarse que los árboles de transmisión estén calibrados respecto al sistema de trasplante,

La trasplantadora mecánica se deberá realizar mantenimientos periódicos los cuales se deberán realizar en superficies totalmente niveladas para que la persona encargada tenga un de fácil acceso a todos sus componentes mecánicos.

Para el uso de la trasplantadora se debe tener en cuenta ciertas disposiciones antes de comenzar su operación: verificar que el sistema de transmisión y dosificación este calibrado, suficiente combustible para desarrollar el trabajo.

El prototipo está diseñado para trasplantar 6 plántulas por ciclo, se debe evitar alteraciones a este diseño puesto que puede perjudicar el rendimiento del equipo.

Las alteraciones en el diseño propuesto pueden perjudicar a un sobredimensionamiento respecto a la capacidad, potencia y peso de todo el mecanismo de trasplante haciendo que la trasplantadora mecánica no pueda trabajar en su máxima capacidad.

Evitar movimientos bruscos ya que puede provocar que se volqué la trasplantadora de arroz o dañar algunos de sus componentes que son esenciales para su desempeño.

BIBLIOGRAFÍA

- A.R.Odetto, I. (s.f.). Cadenas de transmisión. Recuperado el 28 de Enero de 2016, de http://www.frro.utn.edu.ar/repositorio/catedras/quimica/3_anio/mecanica_electrica/CADENAS_DE_TRANSMISION.pdf
- Agricultura, O. d. (Octubre de 2015). Seguimiento del mercado del arroz de la FAO.
- Aguda, E. H. (22 de Septiembre de 2011). *Prezi*. Recuperado el 2015 de Noviembre de 28, de Prezi: <https://prezi.com/orh4gn9mxbjs/thesis-rice-planter-machine/>
- *Bonfiglioli*. (s.f.). Recuperado el 3 de Febrero de 2016, de <http://www.bonfiglioli.com/en/>
- Centro Internacional de Agricultura Tropical. (1980). *Crecimiento Y Etapas de Desarrollo de la Planta de Arroz*. Cali, Colombia. Recuperado el 21 de Diciembre de 2015, de <https://books.google.com.ec/books?id=7uUDmiYK0doC&pg=PA6&lpg=PA6&dq=fase+re+productiva+del+arroz&source=bl&ots=zfefSBAaqX&sig=5IMHkQNG9felPZexE6AIUe0vUA&hl=es-419&sa=X&ved=0ahUKEwjrylG9wuvJAhWM6yYKHWfEAf04ChDoAQgwMAQ#v=onepage&q=editorial&f=false>
- Chaidez, M. A. (23 de Mayo de 2015). Sistemas Mecánicos. Recuperado el 18 de Enero de 2016, de <http://miguelangelchaidez.blogspot.com/>
- Cordova, E. L. (27 de junio de 2014). Estudio de factibilidad económica para la mecanización del proceso de producción de arroz en las zonas arroceras de la provincia del Guayas. Guayaquil, Ecuador.
- Corporation, N. (2004). *NTN Corporation*. Recuperado el 28 de Enero de 2016, de www.ntnamericas.com/es/
- Dipac. (s.f.). Catálogo de aceros. Recuperado el 12 de Noviembre de 2015, de <https://es.scribd.com/doc/49974227/CATALOGO-DIPAC>
- Erich Rosel, H. D. (2005). Manual de fórmulas técnicas de tracción y potencia: útiles para el Ingeniero Agrícola. México. Recuperado el 15 de Enero de 2016, de https://books.google.com.ec/books?id=uN_dNrDrGVcC&pg=PT17&dq=fuerza+traccion&hl=es-419&sa=X&redir_esc=y#v=onepage&q=fuerza%20traccion&f=false

- Honda. (s.f.). GX 160. Recuperado el 1 de Febrero de 2016, de <http://engines.honda.com/models/model-detail/gx160>
- Il Curso de capacitación en mejoramiento genético del arroz. (15-16 de Enero de 2007). Fisiología del arroz. *Factores que afectan el rendimiento*. Chillán, Chile. Recuperado el 11 de Noviembre de 2015
- Ing. Eric Quirós, I. L. (2000). Siembra de arroz por el sistema de trasplante. Panamá.
- Martínez, I. E.-I. (2000). Siembra de arroz por el sistema de trasplante. Panamá. Recuperado el 26 de Noviembre de 2015, de http://teca.fao.org/sites/default/files/technology_files/IDIAP-Siembra%20de%20arroz%20por%20el%20sistema%20de%20trasplante_0.pdf
- Matin. (s.f.). *Martin*. Recuperado el 1 de Febrero de 2016
- Meraz, H. (11 de Octubre de 2011). Mecánica de materiales. Recuperado el 3 de Marzo de 2016, de <http://hanselmeraz.blogspot.com/2011/10/unidad-5-esfuerzos-combinados.html>
- Mosquete, C. (2010). *El cultivo de arroz*. Técnico, CEDAF, Santo Domingo. Recuperado el 11 de Noviembre de 2015, de <http://www.rediaf.net.do/publicaciones/guias/download/arroz.pdf>
- Norton, R. L. (s.f.). *Design of Machinery*. (M. Hill, Ed.) 4. Recuperado el 20 de Diciembre de 2015
- Norton, R. L. (s.f.). Diseño de Maquinaria. *Síntesis y análisis de maquinas y mecanismos*. Cuarta. Recuperado el 12 de Noviembre de 2015
- Nutakor, C. (s.f.). Leva. Recuperado el 26 de Marzo de 2016, de <https://i.ytimg.com/vi/cPK7uE-Ja64/maxresdefault.jpg>
- Oldisfer. (s.f.). Recuperado el 22 de Enero de 2016, de <http://www.oldisfer.com/index.php/site/vercatalogo?page=13>
- Reinholtz, H. M. (s.f.). Mecanismos y dinámica de maquinaria. *Segunda*. México D.F., México: Limusa.
- Resistencia a la compresión simple. (2001). En M. G. Caballero, *El Terreno* (Primera ed.). Recuperado el 22 de Enero de 2016, de https://books.google.com.ec/books?id=0srD--dTQMC&pg=PA114&lpg=PA114&dq=tabla+resistencia+de+suelos+arcillosos&source=bl&ots=Vu_yj_27pl&sig=O2xvi9J5y0EEupNQMS-kix8KxdE&hl=es-

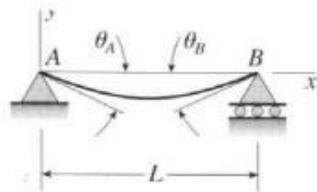
419&sa=X&ved=0ahUKEwjMt7e1htjKAhUBXh4KHS1wDdsQ6AEIVTAN#v=onepage&q&f=false

- *Southernagro*. (s.f.). Recuperado el 10 de Noviembre de 2015, de http://www.southernagro.com/rice_transplanter.html
- Suco. (8 de Enero de 2016). *Suco*. Obtenido de <http://www.suco-tech.com/product.php?p=45&c=6>
- THK. (s.f.). *THK*. Recuperado el 28 de Enero de 2016, de http://www.rodacenter.cl/pdf/503LS_A19_CamFollower.pdf
- Tobar, A. P. (s.f.). Apuntes de Desarrollo de Productos Mecánicos: mecánica, elementos de Máquinas . Recuperado el 18 de Enero de 2016, de <https://books.google.com.ec/books?id=CXhzAgAAQBAJ&pg=PA126&dq=fuerza+debido+a+bandas+y+cadenas&hl=es-419&sa=X&ved=0ahUKEwiYh7Pdt5zKAhUGFx4KHe8YDncQ6AEIPDAG#v=onepage&q=fuerza%20debido%20a%20bandas%20y%20cadenas&f=false>
- Tropical, C. I. (septiembre de 2010). Producción Eco-Eficiente del Arroz en América Latina Tomo I. Cali, Colombia.
- Universo, E. (2002). *Gran Atlas Universal* . Barcelona (España): Sol 90.
- VIGAS, C. (2010). Análisis y cálculo de Vigas. Recuperado el 15 de Enero de 2016, de <http://www.vigas.org/ejemplo.html>

APÉNDICES

APÉNDICE A

Tabla de reacciones, momentos y deflexiones en vigas



$EI = \text{constante}$

$v =$ deflexión en la dirección y (positiva hacia arriba)

$v' = dv/dx =$ pendiente de la curva de deflexión

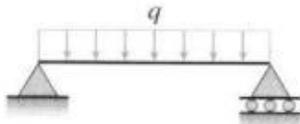
$\delta_C = -v(L/2) =$ deflexión en el punto medio C de la viga (positiva hacia abajo)

$x_1 =$ distancia del soporte A al punto de deflexión máxima

$\delta_{\text{máx}} = -v_{\text{máx}} =$ deflexión máxima (positiva hacia abajo)

$\theta_A = -v'(0) =$ ángulo de rotación en el extremo izquierdo de la viga (positivo en sentido horario)

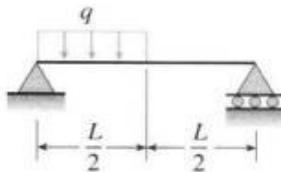
$\theta_B = v'(L) =$ ángulo de rotación en el extremo derecho de la viga (positivo en sentido de antihorario)



$$v = -\frac{qx}{24EI}(L^3 - 2Lx^2 + x^3)$$

$$v' = -\frac{q}{24EI}(L^3 - 6Lx^2 - 4x^3)$$

$$\delta_C = \delta_{\text{máx}} = \frac{5qL^4}{384EI} \quad \theta_A = \theta_B = \frac{qL^3}{24EI}$$



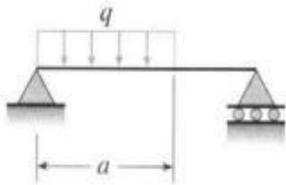
$$v = -\frac{qx}{384EI}(9L^3 - 24Lx^2 + 16x^3) \quad \left(0 \leq x \leq \frac{L}{2}\right)$$

$$v' = -\frac{q}{384EI}(9L^3 - 72Lx^2 + 64x^3) \quad \left(0 \leq x \leq \frac{L}{2}\right)$$

$$v = -\frac{qL}{384EI}(8x^3 - 24Lx^2 + 17L^2x - L^3) \quad \left(\frac{L}{2} \leq x \leq L\right)$$

$$v' = -\frac{qL}{384EI}(24x^2 - 48Lx + 17L^2) \quad \left(\frac{L}{2} \leq x \leq L\right)$$

$$\delta_C = \frac{5qL^4}{768EI} \quad \theta_A = \frac{3qL^3}{128EI} \quad \theta_B = \frac{7qL^3}{384EI}$$



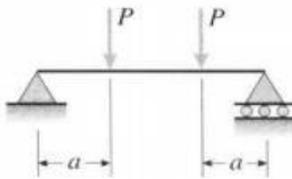
$$v = -\frac{qx}{24LEI}(a^4 - 4a^3L + 4a^2L^2 + 2a^2x^2 - 4aLx^2 + Lx^3) \quad (0 \leq x \leq a)$$

$$v' = -\frac{q}{24LEI}(a^4 - 4a^3L + 4a^2L^2 + 6a^2x^2 - 12aLx^2 + 4Lx^3) \quad (0 \leq x \leq a)$$

$$v = -\frac{qa^2}{24LEI}(-a^2L + 4L^2x + a^2x - 6Lx^2 + 2x^3) \quad (a \leq x \leq L)$$

$$v' = -\frac{qa^2}{24LEI}(4L^2 + a^2 - 12Lx + 6x^2) \quad (a \leq x \leq L)$$

$$\theta_A = \frac{qa^2}{24LEI}(2L - a)^2 \quad \theta_B = \frac{qa^2}{24LEI}(2L^2 - a^2)$$



$$v = -\frac{Px}{6EI}(3aL - 3a^2 - x^2) \quad v' = -\frac{P}{2EI}(aL - a^2 - x^2) \quad (0 \leq x \leq a)$$

$$v = -\frac{Pa}{6EI}(3Lx - 3x^2 - a^2) \quad v' = -\frac{Pa}{2EI}(L - 2x) \quad (a \leq x \leq L - a)$$

$$\delta_C = \delta_{\max} = \frac{Pa}{24EI}(3L^2 - 4a^2) \quad \theta_A = \theta_B = \frac{Pa(L - a)}{2EI}$$



$$v = -\frac{M_0x}{6LEI}(2L^2 - 3Lx + x^2) \quad v' = -\frac{M_0}{6LEI}(2L^2 - 6Lx + 3x^2)$$

$$\delta_C = \frac{M_0L^2}{16EI} \quad \theta_A = \frac{M_0L}{3EI} \quad \theta_B = \frac{M_0L}{6EI}$$

$$x_1 = L\left(1 - \frac{\sqrt{3}}{3}\right) \quad \text{y} \quad \delta_{\max} = \frac{M_0L^2}{9\sqrt{3}EI}$$

Fuente: Tabla de Deflexiones en Vigas Simplemente Apoyadas. Recuperado el 15 de Enero de 2016, de [https://eva.fing.edu.uy/pluginfile.php/65866/mod_resource/content/1/tabla_deflexiones_vigas_simpl_apoyadas.p](https://eva.fing.edu.uy/pluginfile.php/65866/mod_resource/content/1/tabla_deflexiones_vigas_simpl_apoyadas.pdf)
df

APÉNDICE B

Tabla de tubo rectangular



TUBO ESTRUCTURAL RECTANGULAR

Especificaciones Generales

Norma	ASTM A-500
Recubrimiento	Negro o galvanizado
Largo normal	6.00m
Otros largos	Previa Consulta
Dimensiones	Desde 12.00mm x 25.00mm a 40.00mm x 80.00mm
Espesor	Desde 2.00mm a 3.00mm



DIMENSIONES			AREA		EJES X-X			EJES Y-Y		
A mm	B mm	ESPESOR mm	PESO Kg/m	AREA cm ²	I cm ⁴	W cm ³	i cm	I cm ⁴	W cm ³	i cm
20	40	1,2	1,09	1,32	2,61	1,30	1,12	0,88	0,88	0,83
20	40	1,5	1,35	1,65	3,26	1,63	1,40	1,09	1,09	0,81
20	40	2,0	1,78	2,14	4,04	2,02	1,37	1,33	1,33	0,79
25	50	1,5	1,71	2,10	6,39	2,56	1,74	2,19	1,75	1,02
25	50	2,0	2,25	2,74	8,37	3,35	1,75	2,80	2,24	1,01
25	50	3,0	3,30	4,14	12,56	5,02	1,74	3,99	3,19	0,99
30	50	1,5	1,88	2,25	7,27	2,91	1,80	3,32	2,21	1,21
30	50	2,0	2,41	2,94	9,52	3,81	1,80	4,28	2,85	1,21
30	50	3,0	3,30	4,21	12,78	5,11	1,74	5,66	3,77	1,16
30	70	2,0	3,03	3,74	22,20	6,34	2,44	5,85	3,90	1,25
30	70	3,0	4,48	5,41	30,50	8,71	2,37	7,84	5,23	1,20
40	60	1,5	2,29	2,91	14,90	4,97	2,26	7,94	3,97	1,65
40	60	2,0	3,03	3,74	18,08	6,13	2,22	9,81	4,90	1,62
40	60	3,0	4,48	5,41	25,31	8,44	2,16	13,37	6,69	1,57
30	70	1,5	2,34	2,91	18,08	5,17	2,49	4,76	3,17	1,28
30	70	2,0	2,93	3,74	22,20	6,34	2,44	5,85	3,90	1,25
30	70	3,0	4,25	5,41	30,50	8,71	2,37	7,84	5,23	1,20
40	80	1,5	2,76	3,74	31,75	7,94	2,91	10,77	5,39	1,70
40	80	2,0	3,66	4,54	37,32	9,33	2,87	12,70	6,35	1,67
40	80	3,0	5,42	6,61	52,16	13,04	2,81	17,49	8,75	1,63
50	100	2,0	4,52	5,74	74,94	14,99	3,61	25,65	10,26	2,11
50	100	3,0	6,71	8,41	106,34	21,27	3,56	35,97	14,39	2,07
50	150	2,0	6,17	7,74	207,45	27,66	5,18	37,17	14,87	2,19
50	150	3,0	9,17	11,41	298,35	38,78	5,11	52,54	21,02	2,15

Fuente: Dipac. (s.f.). Catálogo de aceros. Recuperado el 12 de Noviembre de 2015, de <https://es.scribd.com/doc/49974227/CATALOGO-DIPAC>

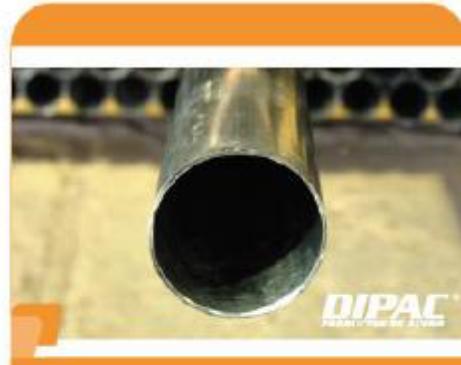
APÉNDICE C

Tabla de tubo redondo

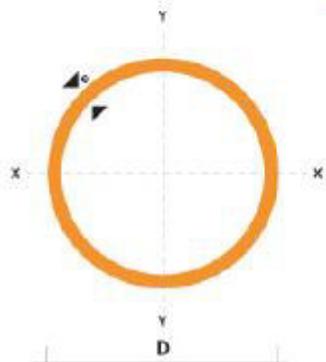
TUBO ESTRUCTURAL REDONDO

Especificaciones Generales

Norma:	ASTM A-500
Recubrimiento:	Negro o galvanizado
Largo normal:	6.00m
Otros largos:	Previa Consulta
Dimensiones:	Desde 7/8" hasta 3"
Espesor:	Desde 1.50mm a 3.00mm



DIAMETRO	ESPESOR	PESO	AREA	I	W	I
pulgadas	mm	kg/m	cm ²	cm ⁴	cm ³	cm
7/8"	1.50	0.77	0.96	0.53	0.47	0.73
1"	1.50	0.86	1.13	0.81	0.64	0.85
1 1/4"	1.50	1.12	1.43	1.63	1.03	1.07
1 1/2"	1.50	1.35	1.72	2.89	1.52	1.30
1 3/4"	1.50	1.59	2.02	4.67	2.10	1.52
2"	1.50	1.82	2.32	7.06	2.78	1.74
2 1/2"	1.50	2.29	2.92	14.05	4.42	2.19
3"	1.50	2.76	3.52	24.56	6.45	2.64
1"	2.00	1.15	1.47	1.01	0.80	0.83
1 1/4"	2.00	1.47	1.87	2.06	1.31	1.05
1 1/2"	2.00	1.78	2.27	3.71	1.95	1.29
1 3/4"	2.00	2.09	2.67	6.02	2.71	1.50
2"	2.00	2.41	3.07	9.14	3.60	1.73
2 1/2"	2.00	3.03	3.86	18.29	5.76	2.18
3"	2.00	3.66	4.66	32.11	8.43	2.62
2"	3.00	3.54	4.51	12.92	5.09	1.69
2 1/2"	3.00	4.48	5.70	26.15	8.24	2.14
3"	3.00	5.42	6.90	46.29	12.15	2.59



Fuente: Dipac. (s.f.). Catálogo de aceros. Recuperado el 12 de Noviembre de 2015, de <https://es.scribd.com/doc/49974227/CATALOGO-DIPAC>

APÉNDICE D

Tabla de tubo cuadrado

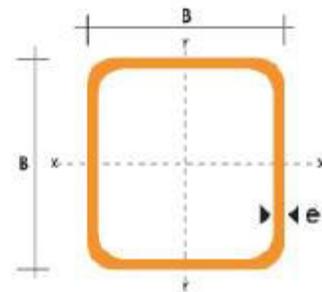
TUBO ESTRUCTURAL CUADRADO

Especificaciones Generales

Norma	ASTM A-500
Recubrimiento	Negro o galvanizado
Largo normal	6.00m
Otros largos	Previa Consulta
Dimensiones	Desde 20.00mm a 100.00mm
Espesor	Desde 2.00mm a 3.00mm



DIMENSIONES			AREA		EJES X-Xe Y-Y	
A	ESPESOR	PESO	AREA	I	W	i
mm	mm	Kg/m	cm ²	cm ⁴	cm ³	cm
20	1,2	0,72	0,90	0,53	0,53	0,77
20	1,5	0,88	1,05	0,58	0,58	0,74
20	2,0	1,15	1,34	0,69	0,69	0,72
25	1,2	0,90	1,14	1,08	0,87	0,97
25	1,5	1,12	1,35	1,21	0,97	0,95
25	2,0	1,47	1,74	1,48	1,18	0,92
30	1,2	1,09	1,38	1,91	1,28	1,18
30	1,5	1,35	1,65	2,19	1,46	1,15
30	2,0	1,78	2,14	2,71	1,81	1,13
40	1,2	1,47	1,80	4,38	2,19	1,25
40	1,5	1,82	2,25	5,48	2,74	1,56
40	2,0	2,41	2,94	6,93	3,46	1,54
40	3,0	3,54	4,44	10,20	5,10	1,52
50	1,5	2,29	2,85	11,06	4,42	1,97
50	2,0	3,03	3,74	14,13	5,65	1,94
50	3,0	4,48	5,61	21,20	8,48	1,91
60	2,0	3,66	3,74	21,26	7,09	2,39
60	3,0	5,42	6,61	35,06	11,69	2,34
75	2,0	4,52	5,74	50,47	13,46	2,97
75	3,0	6,71	8,41	71,54	19,08	2,92
75	4,0	8,59	10,95	89,98	24,00	2,87
100	2,0	6,17	7,74	122,99	24,60	3,99
100	3,0	9,17	11,41	176,95	35,39	3,94
100	4,0	12,13	14,95	226,09	45,22	3,89
100	5,0	14,40	18,36	270,57	54,11	3,84



Fuente: Dipac. (s.f.). Catálogo de aceros. Recuperado el 12 de Noviembre de 2015, de <https://es.scribd.com/doc/49974227/CATALOGO-DIPAC>

APÉNDICE E

Planchas laminadas



Planchas de acero

Producto	Recubrimiento	Dimensiones (mm)	Espesores Normal (mm)	Calidad del Acero	Aplicaciones
Plancha laminada en caliente de paquete	Negro	1,220 x 2,440 1,500 x 6,000 1,800 x 6,000 2,000 x 6,000	2 - 10 4 - 6 4 - 6 8 - 50	ASTM A 36	Estructuras, plataformas, tuberías de grandes diámetros, etc.
Plancha laminada en caliente de bobina (largo bajo pedido)	Negro	1,220 (ancho) 1,500 (ancho) 1,800 (ancho)	2 - 6 4 - 6 5 - 12	ASTM A 36 ASTM A 283 Gr C	Estructuras, plataformas, tuberías de grandes diámetros, etc.
Plancha Naval		1,524 x 6,096	4 - 12	ASTM A 131 Gr A / LLOYDS / ABS	Cubierta, casco de barco, muelles, gabarras, etc.
Plancha Antideslizante para piso		1,220 x 2,440	2.5 - 6	DIN 17100 ST 37.2	Piso de escaleras, carrocerías, losa de puentes, etc.
Plancha laminada en frío		1,000 x 2,000 1,220 x 2,440	0.35 - 1.4	ASTM A 366 JIS G 3141 SPCC-SD	Puertas metálicas, rótulos, muebles, partes de línea blanca, etc.
Plancha Galvanizada	Galvanizada	1,220 x 2,440	0.35 - 1.4	ASTM A 653 CS	Ductos para aire acondicionado, cámaras frigoríficas, perfilera de tumbado, etc.



Fuente: Ipac. (s.f.). Catálogo de aceros. Recuperado el 12 de Noviembre de 2015, de <http://www.ipac-acero.com/producto-detalle.php?id=20>

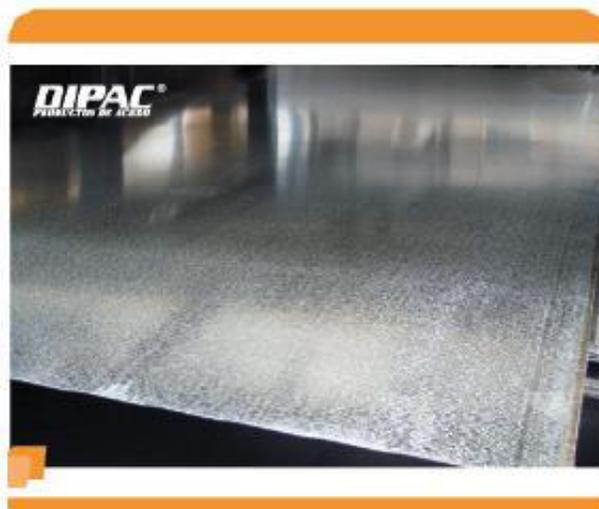
APÉNDICE F

Planchas galvanizadas

PLANCHAS GALVANIZADAS

Especificaciones Generales

Acero base	Calidad Comercial o según tabla de Laminado al Frío
Norma	ASTM A653 (Norma de recubrimiento)
Espesores	0.30mm a 2.90mm
Rollos	X 1219mm y por flejes
Planchas	4 X 8 pies y medidas especiales
Flot	Regular Mínima Zero



RECUBRIMIENTO	(TOTAL AMBAS CARAS)	
	TIPO	oz / pie ²
G-40	40	120
G-60	60	180
G-90	90	270

PRODUCTO/ MERCADO	COMERCIAL, CONSTRUCCIÓN Y EDIFICIOS	INDUSTRIAL	LINEA BLANCA	AUTOMOTRIZ
Lámina Galvanizada	Techos y paredes, perfiles y tubería en general, polines, soportes de cielo falso, ductos de aire, silos para almacenar granos, accesorios para construcción, cortinas metálicas, señalizaciones de carretera, estructuras, techos y soportes de establecimientos.	Aire acondicionado, ventiladores de techo y ventana, tapas, extractores de humo, casas móviles, ductos, bisagras, recipientes, cajas eléctricas, pizarrones electrónicos, motores, láminas, etc.	Respaldo de refrigeradores, estufas y lavadoras, soportes, bases, uniones, esquineros y accesorios de fijación y otras partes no expuestas, etc.	Moflers, uniones, soportes, pisos, carrier, guantera, portaestéreos, cinchos y otras partes no expuestas, etc.

Fuente: Dipac. (s.f.). Catálogo de aceros. Recuperado el 12 de Noviembre de 2015, de <https://es.scribd.com/doc/49974227/CATALOGO-DIPAC>

APÉNDICE G

Características de la pintura epóxica



AMERCOAT 78HB

DESCRIPCIÓN	Coal Tar Epoxi Curado con Amina.
CARACTERÍSTICAS PRINCIPALES	<ul style="list-style-type: none">- Excelente resistencia química, al suelo e inmersión en agua.- Se puede aplicar hasta 16 mils por capa.- Performance equivalente a SSPC Paint 16.- Adecuado para ambientes con presencia de H₂S.- Adecuado para aplicaciones de una sola capa.
COLOR Y BRILLO	Negro* Mate *El color es variable en el tiempo debido a la naturaleza de las resinas epoxi de alquitrán de hulla. Cuando se recubre con un producto epóxico, el alquitrán va a sangrar a través de la película provocando la decoloración de la capa de acabado.
DATOS BÁSICOS	
Sólidos en volumen	78% ± 3%
VOC	1,9 libras / galón (228 g / L) (EPA Method 24).
Espesor recomendado de película seca (por capa)	12 a 16 mils (300 - 400 micras). 1-2 capas.
Tasa de Rendimiento Teórico	@ 1 mils 116 m ² / gal. @ 16 mils 7.2 m ² / gal.
Componentes	2
Vida útil en almacenamiento*	3 años desde la fecha de fabricación. *Cuando se almacena bajo techo en los contenedores originales no abiertos.

PREPARACIÓN DE LA SUPERFICIE

Acero	<p>Retire las salpicaduras de soldadura, protuberancias, y laminaciones del acero. Amolar y suavizar las soldaduras según lo recomendado en NACE RP-0178. Eliminar todos los contaminantes de la superficie, el aceite y la grasa de acuerdo con SSPC SP-1.</p> <p>Para servicio de inmersión granallar con un abrasivo angular según SSPC SP-10 o superior. Lograr un perfil de anclaje de 1.0-3.0 mils. Amercoat 114A se puede usar como masilla para ciertas aplicaciones. Consulte con el Departamento de Ingeniería de PPG para la orientación sobre la resistencia química.</p> <p>Consulte con el Departamento de Ingeniería de PPG para conocer el nivel máximo permitido de sales solubles para del servicio de inmersión en agua. Esto variará dependiendo de la característica química del agua y la temperatura de servicio.</p>
Acero galvanizado	<p>Remueva la película de aceite o jabón con detergente o limpiador de emulsión. Prepare con chorro de abrasivo ligero con un abrasivo fino de acuerdo con SSPC SP-16 para lograr un perfil de 1,5 a 3,0 mils. Cuando la limpieza abrasiva ligera no es posible, se puede tratar el galvanizado con un recubrimiento de conversión de fosfato de Zinc adecuado. Galvanización que tiene al menos 12 meses de exposición a la intemperie y tiene una superficie rugosa con óxido blanco puede ser recubierto después del lavado y de la limpieza para eliminar el óxido blanco y otro contaminantes. La superficie debe tener un perfil medible. Un parche de prueba se recomienda para confirmar la adhesión. No se recomienda aplicar sobre cromatizados y un granallado ligero se recomienda para eliminar completamente los cromatos. Podrían ocurrir problemas de adhesión.</p>
Metales no ferrosos y Acero inoxidable	<p>Chorro abrasivo ligero según norma SSPC SP-16 para conseguir un perfil de anclaje uniforme de 1.5-4.0 mils. Tamaño y dureza del abrasivo se debe ajustar según sea necesario basándose en la dureza del sustrato. El aluminio puede ser tratado con un tratamiento de superficie que cumpla con MIL-DTL-5541 o equivalente (solo para aplicaciones de no inmersión).</p>
CONDICIONES AMBIENTALES	
Temperatura ambiente	4°C a 50°C
Temperatura del material	10°C a 32°C
Humedad relativa	0-85%
Temperatura de superficie	5°C a 49°C temperatura de la superficie debe permanecer al menos 3°C por encima de la temperatura de punto de rocío.
Calidad del aire	<p>El área debe estar protegida de las partículas suspendidas en el aire y los contaminantes. Evite los gases de combustión u otras fuentes de dióxido de carbono que pueden promover exudación de amina. Asegurar suficiente ventilación durante la aplicación y curado. Para recubrimiento interior de tanques, es muy recomendado utilizar equipos de deshumidificación. Proveer cobertores para evitar que el viento afecte a los patrones de pulverización. Consulte el Boletín de Información # 1489 para obtener más información sobre la prevención, detección y eliminación de exudación de amina.</p>
Ventilación	<p>Consulte el Boletín de Información # 1434 para obtener información detallada sobre los requisitos de ventilación para aplicaciones de revestimiento de tanques.</p>

Fuente: Pintulac. (s.f.). Pintulac. Recuperado el 28 de Enero de 2016, de http://pintulac.com.ec/images/productos/docs_descarga/amercoat-78hb.pdf

APÉNDICE H

Posición, velocidad y aceleración del mecanismo de 4 barras articuladas

Valores de θ_2 , θ_3 y θ_4

FOURBAR - Student Edition - by R. L. Norton - Copyright 2008 Release 9.0 Rev 2.3 12/8/08 Output Screen

	Crank	Theta2	Theta3	Theta4	Trans Ang
	Angle	Mag	Mag	Mag	Mag
	deg	degrees	degrees	degrees	degrees
	Min	0,0	265,3	310,7	15,8
	Avg	180,0	295,9	338,3	42,4
	Max	360,0	340,7	362,4	62,0
	0,0	0,0	270,0	330,9	61,0
	10,0	10,0	272,3	334,1	61,7
	20,0	20,0	275,1	337,1	62,0
	30,0	30,0	278,2	340,1	61,8
	40,0	40,0	281,8	342,9	61,1
	50,0	50,0	285,6	345,6	60,0
	60,0	60,0	289,8	348,1	58,4
	70,0	70,0	294,2	350,5	56,3
	80,0	80,0	298,8	352,7	53,9
	90,0	90,0	303,6	354,7	51,1
	100,0	100,0	308,6	356,6	48,0
	110,0	110,0	313,7	358,3	44,6
	120,0	120,0	318,8	359,7	41,0
	130,0	130,0	323,8	360,9	37,2
	140,0	140,0	328,6	361,9	33,3
	150,0	150,0	333,0	362,4	29,4
	160,0	160,0	336,9	362,4	25,5
	170,0	170,0	339,7	361,6	21,9
	180,0	180,0	340,7	359,6	18,9
	190,0	190,0	339,1	355,8	16,7
	200,0	200,0	333,9	349,7	15,8

Linkage Data

Link 1 (Ground)
112,36 mm

Link 2 (Crank)
48 mm

Link 3 (Coupler)
125 mm

Link 4 (Rocker)
175 mm

Dist. from l 2,3 to Coupler Pt
300 mm

Angle from Link 3 to Coupler Pt
30 deg

Selected Linkage Parameters

Initial Conditions

Circuit
Open

Min Theta
0 deg

Max Theta
360 deg

Delta Theta
10 deg

Omega2
31.414 rad/s

gavilanes2000@outlook

Design No. 16
12-09-2006
at 12:27:27

Status: DiskFile Cognate 1

Units mm-kg-N-s

Copy

Print Form

< Back

Next >

Fuente: Elaboración propia

Linkage Data

Link 1 (Ground)
112,36 mm

Link 2 (Crank)
48 mm

Link 3 (Coupler)
125 mm

Link 4 (Rocker)
175 mm

Dist. from 1,2,3 to Coupler Pt
300 mm

Angle from Link 3 to Coupler Pt
30 deg

gavilanes2000@outlook

Design No. 16
12-09-2006
at 12:27:27

Selected Linkage Parameters

Crank	Theta2	Theta3	Theta4	Trans Ang
Angle	Mag	Mag	Mag	Mag
deg	degrees	degrees	degrees	degrees
Min	0,0	265,3	310,7	15,8
Avg	180,0	295,9	338,3	42,4
Max	360,0	340,7	362,4	62,0
170,0	170,0	339,7	361,6	21,9
180,0	180,0	340,7	359,6	18,9
190,0	190,0	339,1	355,8	16,7
200,0	200,0	333,9	349,7	15,8
210,0	210,0	325,1	341,5	16,4
220,0	220,0	314,2	332,6	18,4
230,0	230,0	303,3	324,6	21,4
240,0	240,0	293,5	318,4	24,9
250,0	250,0	285,4	314,1	28,7
260,0	260,0	279,1	311,7	32,6
270,0	270,0	274,2	310,7	36,5
280,0	280,0	270,6	310,9	40,3
290,0	290,0	268,0	312,0	44,0
300,0	300,0	266,4	313,8	47,4
310,0	310,0	265,5	316,1	50,6
320,0	320,0	265,3	318,7	53,4
330,0	330,0	265,7	321,6	55,9
340,0	340,0	266,6	324,7	58,0
350,0	350,0	268,1	327,8	59,7
360,0	360,0	270,0	330,9	61,0

Initial Conditions

Circuit
Open

Min Theta
0 deg

Max Theta
360 deg

Delta Theta
10 deg

Omega2
31.414 rad/s

Copy

Print Form

< Back

Next >

Status: DiskFile

Cognate 1

Units mm-kg-N-s

Fuente: Elaboración propia

Valores de w_2 , w_3 y w_4

FOURBAR - Student Edition - by R. L. Norton - Copyright 2008 Release 9.0 Rev 2.3 12/8/08 Output Screen

Linkage Data

Link 1 (Ground)
112,36 mm

Link 2 (Crank)
48 mm

Link 3 (Coupler)
125 mm

Link 4 (Rocker)
175 mm

Dist. from l 2,3 to Coupler Pt
300 mm

Angle from Link 3 to Coupler Pt
30 deg

gavilanes2000@outlook

Design No. 16
12-09-2006
at 12:27:27

Selected Linkage Parameters

Crank	Omega2	Omega3	Omega4	w4 / w2
Angle	Mag	Mag	Mag	Mag
deg	rad/sec	rad/sec	rad/sec	ratio
Min	31,4140	-35,2528	-27,6365	-0,8798
Avg	31,4140	0,1811	0,2664	0,0085
Max	31,4140	15,9637	9,8788	0,3145
0,0000	31,4140	6,7021	9,8560	0,3137
10,0000	31,4140	8,0405	9,6967	0,3087
20,0000	31,4140	9,2991	9,4299	0,3002
30,0000	31,4140	10,4771	9,0804	0,2891
40,0000	31,4140	11,5699	8,6689	0,2760
50,0000	31,4140	12,5702	8,2128	0,2614
60,0000	31,4140	13,4688	7,7252	0,2459
70,0000	31,4140	14,2552	7,2148	0,2297
80,0000	31,4140	14,9167	6,6856	0,2128
90,0000	31,4140	15,4377	6,1358	0,1953
100,0000	31,4140	15,7969	5,5569	0,1769
110,0000	31,4140	15,9637	4,9310	0,1570
120,0000	31,4140	15,8907	4,2273	0,1346
130,0000	31,4140	15,5019	3,3937	0,1080
140,0000	31,4140	14,6712	2,3440	0,0746
150,0000	31,4140	13,1833	0,9321	0,0297
160,0000	31,4140	10,6658	-1,0917	-0,0348
170,0000	31,4140	6,4900	-4,1405	-0,1318
180,0000	31,4140	-0,2678	-8,7972	-0,2800
190,0000	31,4140	-10,3378	-15,4268	-0,4911
200,0000	31,4140	-22,4343	-22,8597	-0,7277

Initial Conditions

Circuit
Open

Min Theta
0 deg

Max Theta
360 deg

Delta Theta
10 deg

Omega2
31.414 rad/s

Copy
Print Form
< Back
Next >

Status: DiskFile Cognate 1 Units mm-kg-N-s

Fuente: Elaboración propia

Linkage Data

Link 1 (Ground)
 112,36 mm

Link 2 (Crank)
 48 mm

Link 3 (Coupler)
 125 mm

Link 4 (Rocker)
 175 mm

Dist. from I 2,3 to
 Coupler Pt
 300 mm

Angle from Link 3
 to Coupler Pt
 30 deg

gavilanes2000@outlook

Design No. 16
 12-09-2006
 at 12:27:27

Selected Linkage Parameters

Crank	Omega2	Omega3	Omega4	w4 / w2
Angle	Mag	Mag	Mag	Mag
deg	rad/sec	rad/sec	rad/sec	ratio
Min	31,414	-35,253	-27,636	-0,880
Avg	31,414	0,181	0,266	0,008
Max	31,414	15,964	9,879	0,314
170,000	31,414	6,490	-4,141	-0,132
180,000	31,414	-0,268	-8,797	-0,280
190,000	31,414	-10,338	-15,427	-0,491
200,000	31,414	-22,434	-22,860	-0,728
210,000	31,414	-31,997	-27,636	-0,880
220,000	31,414	-35,253	-27,209	-0,866
230,000	31,414	-32,996	-22,644	-0,721
240,000	31,414	-28,076	-16,459	-0,524
250,000	31,414	-22,607	-10,406	-0,331
260,000	31,414	-17,560	-5,223	-0,166
270,000	31,414	-13,220	-1,057	-0,034
280,000	31,414	-9,573	2,180	0,069
290,000	31,414	-6,510	4,642	0,148
300,000	31,414	-3,907	6,480	0,206
310,000	31,414	-1,654	7,817	0,249
320,000	31,414	0,333	8,756	0,279
330,000	31,414	2,122	9,374	0,298
340,000	31,414	3,759	9,731	0,310
350,000	31,414	5,279	9,879	0,314
360,000	31,414	6,702	9,856	0,314

Initial Conditions

Circuit
 Open

Min Theta
 0 deg

Max Theta
 360 deg

Delta Theta
 10 deg

Omega2
 31.414 rad/s

Copy
 Print Form
 < Back
 Next >

Status: DiskFile

Cognate 1

Units mm-kg-N-s

Fuente: Elaboración propia

Valores de α_2 , α_3 y α_4

OURBAR - Student Edition - by R. L. Norton - Copyright 2008 Release 9.0 Rev 2.3 12/8/08 Output Screen

Linkage Data

Link 1 (Ground)
112,36 mm

Link 2 (Crank)
48 mm

Link 3 (Coupler)
125 mm

Link 4 (Rocker)
175 mm

Dist. from l 2,3 to Coupler Pt
300 mm

Angle from Link 3 to Coupler Pt
30 deg

gavilanes2000@outlook

Design No. 16
12-09-2006
at 12:27:27

Selected Linkage Parameters

Crank	Alpha2	Alpha3	Alpha4	w4 / w2
Angle	Mag	Mag	Mag	Mag
deg	rad/sec^2	rad/sec^2	rad/sec^2	ratio
Min	0,000	-2.115,095	-1.339,807	-0,880
Avg	0,000	6,710	-0,468	0,008
Max	0,000	979,018	1.136,464	0,314
0,000	0,000	248,281	-17,320	0,314
10,000	0,000	233,672	-39,142	0,309
20,000	0,000	219,371	-56,156	0,300
30,000	0,000	204,544	-69,060	0,289
40,000	0,000	188,612	-78,529	0,276
50,000	0,000	171,187	-85,261	0,261
60,000	0,000	151,983	-90,009	0,246
70,000	0,000	130,714	-93,597	0,230
80,000	0,000	106,953	-96,959	0,213
90,000	0,000	79,966	-101,200	0,195
100,000	0,000	48,460	-107,725	0,177
110,000	0,000	10,195	-118,478	0,157
120,000	0,000	-38,695	-136,388	0,135
130,000	0,000	-104,930	-166,187	0,108
140,000	0,000	-200,368	-215,927	0,075
150,000	0,000	-346,104	-299,634	0,030
160,000	0,000	-578,718	-441,137	-0,035
170,000	0,000	-953,125	-674,663	-0,132
180,000	0,000	-1.507,174	-1.016,792	-0,280
190,000	0,000	-2.086,982	-1.339,807	-0,491
200,000	0,000	-2.115,095	-1.219,737	-0,728

Initial Conditions

Circuit
Open

Min Theta
0 deg

Max Theta
360 deg

Delta Theta
10 deg

Omega2
31.414 rad/s

Fuente: Elaboración propia

Linkage Data

Link 1 (Ground)

112,36 mm

Link 2 (Crank)

48 mm

Link 3 (Coupler)

125 mm

Link 4 (Rocker)

175 mm

Dist. from I 2,3 to Coupler Pt

300 mm

Angle from Link 3 to Coupler Pt

30 deg

gavilanes2000@outlook

Design No. 16
12-09-2006
at 12:27:27

Selected Linkage Parameters

Crank	Alpha2	Alpha3	Alpha4	w4 / w2
Angle	Mag	Mag	Mag	Mag
deg	rad/sec^2	rad/sec^2	rad/sec^2	ratio
Min	0,000	-2.115,095	-1.339,807	-0,880
Avg	0,000	6,710	-0,468	0,008
Max	0,000	979,018	1.136,464	0,314
170,000	0,000	-953,125	-674,663	-0,132
180,000	0,000	-1.507,174	-1.016,792	-0,280
190,000	0,000	-2.086,982	-1.339,807	-0,491
200,000	0,000	-2.115,095	-1.219,737	-0,728
210,000	0,000	-1.198,259	-411,959	-0,880
220,000	0,000	-10,215	523,224	-0,866
230,000	0,000	728,316	1.037,624	-0,721
240,000	0,000	979,018	1.136,464	-0,524
250,000	0,000	962,237	1.021,751	-0,331
260,000	0,000	847,155	840,774	-0,166
270,000	0,000	716,185	661,938	-0,034
280,000	0,000	600,080	508,151	0,069
290,000	0,000	506,415	382,752	0,148
300,000	0,000	434,054	282,375	0,206
310,000	0,000	379,294	202,237	0,249
320,000	0,000	338,164	137,980	0,279
330,000	0,000	307,148	86,143	0,298
340,000	0,000	283,327	44,143	0,310
350,000	0,000	264,336	10,106	0,314
360,000	0,000	248,281	-17,320	0,314

Initial Conditions

Circuit

Open

Min Theta
0 deg

Max Theta
360 deg

Delta Theta
10 deg

Omega2
31.414 rad/s

Copy

Print Form

< Back

Next >

Status: DiskFile

Cognate 1

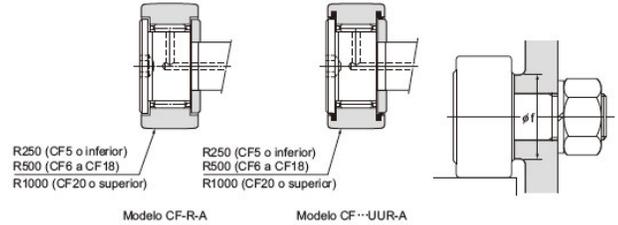
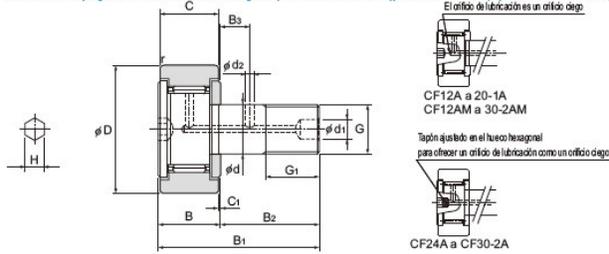
Units mm-kg-N-s

Fuente: Elaboración propia

APÉNDICE I

Seguidor de levas

Modelo CF-A (Seguidor de leva con hueco hexagonal (Anillo exterior cilíndrico)), Modelo CF-M-A (Tipo de acero inoxidable)
 Modelo CF-R-A (Seguidor de leva con hueco hexagonal (Anillo exterior esférico)), Modelo CF-MR-A (Tipo de acero inoxidable)



Unidad: mm

Diámetro del pasador d	Descripción del modelo	Dimensiones principales														Capacidad de carga básica				Carga máxima admisible F ₀ kN	Capacidad de carga de seguidor de levas		Límite de velocidad de rotación *		Masa	
		Diámetro exterior D	Ancho del anillo exterior C	Con rosca		Longitud total			B ₅	C ₁	d ₁	d ₂	H*	r _{max}	Altura del reborde f (Min.)	Con jaula		Rodillos libres			Con jaula min ⁻¹	Rodillos libres min ⁻¹	Con jaula g	Rodillos libres g		
				G	G ₁	B	B ₁	B ₂								C ₂	C ₃	C ₄	C ₅						C ₆	C ₇
3	CF 3-A	10	7	M3 x 0,5	5	8	17	9	—	0,5	—	—	2(1,5)	0,2	6,8	1,47	1,18	—	—	0,36	1,37	0,37	47000	—	4,5	—
4	CF 4-A	12	8	M4 x 0,7	6	9	20	11	—	0,5	—	—	2,5(2)	0,3	8,6	2,06	2,05	—	—	0,78	1,76	0,47	37000	—	7,5	—
5	CF 5-A	13	9	M5 x 0,8	7,5	10	23	13	—	0,5	—	—	3(2,5)	0,3	9,7	3,14	2,77	—	—	1,42	2,25	0,53	29000	—	10,5	—
6	CF 6-A	16	11	M6 x 1	8	12	28	16	—	0,6	—	—	3	0,3	11	3,59	3,58	6,94	8,5	2,11	3,43	1,08	25000	11000	18,5	19
8	CF 8-A	19	11	M8 x 1,25	10	12	32	20	—	0,6	—	—	4	0,3	13	4,17	4,85	8,13	11,2	4,73	4,02	1,37	20000	8700	28,5	29
10	CF 10-A	22	12	M10 x 1,25	12	13	36	23	—	0,6	—	—	5	0,3	15	5,33	6,78	9,42	14,3	5,81	4,7	1,67	17000	7200	45	46
10	CF 10-1-A	26	12	M10 x 1,25	12	13	36	23	—	0,6	—	—	5	0,3	15	5,33	6,78	9,42	14,3	5,81	5,49	2,06	17000	7200	60	61
12	CF 12-A	30	14	M12 x 1,5	13	15	40	25	6	0,6	6	3	6	0,6	20	7,87	9,79	13,4	19,8	9,37	7,06	2,45	14000	5800	95	97
12	CF 12-1-A	32	14	M12 x 1,5	13	15	40	25	6	0,6	6	3	6	0,6	20	7,87	9,79	13,4	19,8	9,37	7,45	2,74	14000	5800	105	107
16	CF 16-A	35	16	M16 x 1,5	17	19,5	52	32,5	8	0,8	6	3	6	0,6	24	12	18,3	20,6	37,6	17,3	11,2	3,14	10000	4500	170	173
18	CF 18-A	40	20	M18 x 1,5	19	21,5	58	36,5	8	0,8	6	3	6	1	26	14,7	25,2	25,2	51,3	26,1	14,4	3,72	8500	3800	250	255
20	CF 20-A	52	24	M20 x 1,5	21	25,5	66	40,5	9	0,8	8	4	8	1	36	20,7	34,8	33,2	64,8	32,1	23,2	8,23	7000	3400	460	465
20	CF 20-1-A	47	24	M20 x 1,5	21	25,5	66	40,5	9	0,8	8	4	8	1	36	20,7	34,8	33,2	64,8	32,1	21	7,15	7000	3400	385	390
24	CF 24-A	62	29	M24 x 1,5	25	30,5	80	49,5	11	0,8	8	4	8	1	40	30,6	53,2	46,7	92,9	49,5	34,2	10,5	6500	2900	815	820
24	CF 24-1-A	72	29	M24 x 1,5	25	30,5	80	49,5	11	0,8	8	4	8	1	40	30,6	53,2	46,7	92,9	49,5	39,8	12,9	6500	2900	1140	1140
30	CF 30-A	80	35	M30 x 1,5	32	37	100	63	15	1	8	4	8	1	46	45,4	87,6	67,6	145	73,7	52,6	14,9	5000	2300	1870	1870
30	CF 30-1-A	85	35	M30 x 1,5	32	37	100	63	15	1	8	4	8	1	46	45,4	87,6	67,6	145	73,7	56	16,1	5000	2300	2030	2030
30	CF 30-2-A	90	35	M30 x 1,5	32	37	100	63	15	1	8	4	8	1	46	45,4	87,6	67,6	145	73,7	59,3	17,3	5000	2300	2220	2220

Fuente: THK. (s.f.). THK. Recuperado el 28 de Enero de 2016, de http://www.rodacenter.cl/pdf/503LS_A19_CamFollower.pdf.

APÉNDICE J

Resortes de alambre de acero inoxidable AISI 302

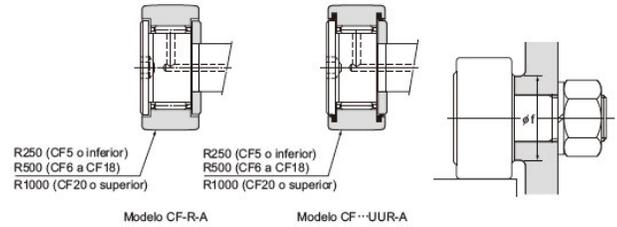
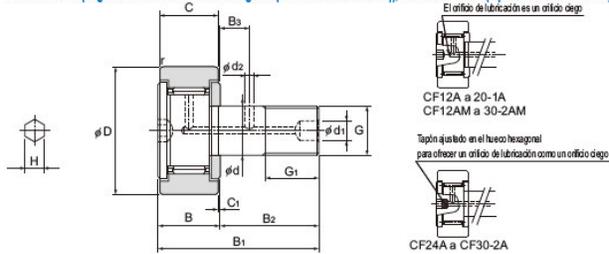
MUELLES COMPRESIÓN					ALAMBRE DE ACERO FOSFATADO EN 10270 - 1 SH - PH							ALAMBRE DE ACERO INOXIDABLE AISI 302 EN 10270 - 3 1.4310 X10CrNi18-8						
D. Ext	Hilo	Largo	Espiras Útiles	Paso	Código	Cód. Tarifa	Constante K DaN/mm	Carga 25% DaN	Carga Máx DaN	Bloque	Código	Cód. Tarifa	Constante K DaN/mm	Carga 25% DaN	Carga Máx DaN	Bloque		
7,50	0,70	500	160,0	3,13	21281	SS	0,0051	0,634	375,00	1,962	113,05	21282	SS	0,0048	0,597	375,00	1,847	113,05
7,50	0,80	6	3,0	2,00	21283	CA	0,4823	0,723	4,50	1,158	3,60	21284	CA	0,4540	0,681	4,50	1,089	3,60
7,50	0,80	8	3,0	2,67	21285	CA	0,4823	0,965	6,00	2,122	3,60	21286	CA	0,4540	0,908	6,00	1,997	3,60
7,50	0,80	10	3,0	3,33	21287	CA	0,4823	1,206	7,50	3,087	3,60	21288	CA	0,4540	1,135	7,50	2,905	3,60
7,50	0,80	15	4,0	3,75	21289	CA	0,3617	1,357	11,25	3,835	4,40	21290	CA	0,3405	1,277	11,25	3,609	4,40
7,50	0,80	18	5,0	3,60	21291	CA	0,2894	1,302	13,50	3,704	5,20	21292	CA	0,2724	1,226	13,50	3,486	5,20
7,50	0,80	22	6,5	3,38	21293	CA	0,2226	1,224	16,50	3,473	6,40	21294	CA	0,2095	1,152	16,50	3,268	6,40
7,50	0,80	26	8,0	3,25	21295	CA	0,1809	1,176	19,50	3,328	7,60	21296	CA	0,1702	1,107	19,50	3,132	7,60
7,50	0,80	30	9,5	3,16	21297	CA	0,1523	1,142	22,50	3,229	8,80	21298	CA	0,1434	1,075	22,50	3,039	8,80
7,50	0,80	38	12,0	3,17	21299	CA	0,1206	1,146	28,50	3,280	10,80	21300	CA	0,1135	1,078	28,50	3,087	10,80
7,50	0,80	40	10,5	3,81	21301	CA	0,1378	1,378	30,00	4,189	9,60	21302	CA	0,1297	1,297	30,00	3,943	9,60
7,50	0,80	45	12,0	3,75	21303	CA	0,1206	1,357	33,75	4,124	10,80	21304	CA	0,1135	1,277	33,75	3,881	10,80
7,50	0,80	50	13,5	3,70	21305	CA	0,1072	1,340	37,50	4,073	12,00	21306	CA	0,1009	1,261	37,50	3,833	12,00
7,50	0,80	55	15,0	3,67	21307	CA	0,0965	1,326	41,25	4,032	13,20	21308	CA	0,0908	1,248	41,25	3,795	13,20
7,50	0,80	60	16,5	3,64	21309	CA	0,0877	1,315	45,00	3,999	14,40	21310	CA	0,0825	1,238	45,00	3,764	14,40
7,50	0,80	500	160,0	3,13	21311	SS	0,0090	1,130	375,00	3,353	129,20	21312	SS	0,0085	1,064	375,00	3,156	129,20
7,50	0,90	6	3,0	2,00	21313	CA	0,8083	1,212	4,50	1,576	4,05	21314	CA	0,7607	1,141	4,50	1,483	4,05
7,50	0,90	8	3,0	2,67	21315	CA	0,8083	1,617	6,00	3,193	4,05	21316	CA	0,7607	1,521	6,00	3,005	4,05
7,50	0,90	10	3,0	3,33	21317	CA	0,8083	2,021	7,50	4,809	4,05	21318	CA	0,7607	1,902	7,50	4,526	4,05
7,50	0,90	15	4,0	3,75	21319	CA	0,6062	2,273	11,25	6,092	4,95	21320	CA	0,5705	2,139	11,25	5,734	4,95
7,50	0,90	18	5,0	3,60	21321	CA	0,4850	2,182	13,50	5,892	5,85	21322	CA	0,4564	2,054	13,50	5,546	5,85
7,50	0,90	22	6,5	3,38	21323	CA	0,3730	2,052	16,50	5,521	7,20	21324	CA	0,3511	1,931	16,50	5,196	7,20
7,50	0,90	26	8,0	3,25	21325	CA	0,3031	1,970	19,50	5,289	8,55	21326	CA	0,2853	1,854	19,50	4,978	8,55
7,50	0,90	30	9,5	3,16	21327	CA	0,2552	1,914	22,50	5,130	9,90	21328	CA	0,2402	1,802	22,50	4,828	9,90
7,50	0,90	38	12,0	3,17	21329	CA	0,2021	1,920	28,50	5,223	12,15	21330	CA	0,1902	1,807	28,50	4,916	12,15
7,50	0,90	40	10,5	3,81	21331	CA	0,2309	2,309	30,00	6,743	10,80	21332	CA	0,2173	2,173	30,00	6,346	10,80
7,50	0,90	45	14,5	3,10	21333	CA	0,1672	1,881	33,75	5,117	14,40	21334	CA	0,1574	1,771	33,75	4,816	14,40
7,50	0,90	50	16,5	3,03	21335	CA	0,1470	1,837	37,50	4,967	16,20	21336	CA	0,1383	1,729	37,50	4,675	16,20
7,50	0,90	55	18,5	2,97	21337	CA	0,1311	1,802	41,25	4,850	18,00	21338	CA	0,1234	1,696	41,25	4,564	18,00
7,50	0,90	500	150,0	3,33	21339	SS	0,0162	2,021	375,00	5,878	136,35	21340	SS	0,0152	1,902	375,00	5,533	136,35
7,50	1,00	10	3,0	3,33	21341	CA	1,2896	3,224	7,50	7,093	4,50	21342	CA	1,2138	3,034	7,50	6,676	4,50
7,50	1,00	15	4,0	3,75	21343	CA	0,9672	3,627	11,25	9,189	5,50	21344	CA	0,9103	3,414	11,25	8,648	5,50
7,50	1,00	18	5,0	3,60	21345	CA	0,7738	3,482	13,50	8,898	6,50	21346	CA	0,7283	3,277	13,50	8,375	6,50
7,50	1,00	22	6,0	3,67	21347	CA	0,6448	3,547	16,50	9,350	7,50	21348	CA	0,6069	3,338	16,50	8,800	7,50
7,50	1,00	26	7,5	3,47	21349	CA	0,5159	3,353	19,50	8,770	9,00	21350	CA	0,4855	3,156	19,50	8,254	9,00
7,50	1,00	30	9,0	3,33	21351	CA	0,4299	3,224	22,50	8,383	10,50	21352	CA	0,4046	3,034	22,50	7,890	10,50
7,50	1,00	38	11,5	3,30	21353	CA	0,3364	3,196	28,50	8,411	13,00	21354	CA	0,3166	3,008	28,50	7,916	13,00
7,50	1,00	40	10,0	4,00	21355	CA	0,3869	3,869	30,00	11,026	11,50	21356	CA	0,3641	3,641	30,00	10,378	11,50
7,50	1,00	45	14,0	3,21	21357	CA	0,2764	3,109	33,75	8,152	15,50	21358	CA	0,2601	2,926	33,75	7,673	15,50
7,50	1,00	50	16,0	3,13	21359	CA	0,2418	3,023	37,50	7,859	17,50	21360	CA	0,2276	2,845	37,50	7,396	17,50
7,50	1,00	55	17,5	3,14	21361	CA	0,2211	3,040	41,25	7,959	19,00	21362	CA	0,2081	2,861	41,25	7,491	19,00
7,50	1,00	60	19,5	3,08	21363	CA	0,1984	2,976	45,00	7,738	21,00	21364	CA	0,1867	2,801	45,00	7,283	21,00
7,50	1,00	65	21,5	3,02	21365	CA	0,1799	2,924	48,75	7,558	23,00	21366	CA	0,1694	2,752	48,75	7,113	23,00
7,50	1,00	70	23,5	2,98	21367	CA	0,1646	2,881	52,50	7,409	25,00	21368	CA	0,1550	2,712	52,50	6,973	25,00
7,50	1,00	75	25,0	3,00	21369	CA	0,1548	2,902	56,25	7,506	26,50	21370	CA	0,1457	2,731	56,25	7,064	26,50
7,50	1,00	80	27,0	2,96	21371	CA	0,1433	2,866	60,00	7,380	28,50	21372	CA	0,1349	2,697	60,00	6,945	28,50

Fuente: Oldisfer. (s.f.). Recuperado el 22 de Enero de 2016, de <http://www.oldisfer.com/index.php/site/vercatalogo?page=13>.

APÉNDICE K

Seguidor de levas

Modelo CF-A (Seguidor de leva con hueco hexagonal (Anillo exterior cilíndrico)), Modelo CF-M-A (Tipo de acero inoxidable)
 Modelo CF-R-A (Seguidor de leva con hueco hexagonal (Anillo exterior esférico)), Modelo CF-MR-A (Tipo de acero inoxidable)



Unidad: mm

Diámetro del pasador d	Descripción del modelo	Dimensiones principales															Capacidad de carga básica				Carga máxima admisible F ₀ kN	Capacidad de carga de seguidor de levas		Límite de velocidad de rotación ¹		Masa	
		Diámetro exterior D	Ancho del anillo exterior C	Con rosca			Longitud total			C ₁	d ₁	d ₂	H*	r _{ext}	Altura del reborde f (Min.)	Con jaula		Rodillos libres		Con jaula min ⁻¹		Rodillos libres min ⁻¹	Con jaula g	Rodillos libres g			
				G	G ₁	B	B ₁	B ₂	B ₃							C ₀	C ₀	C	C ₀						Anillo exterior cilíndrico kN	Anillo exterior esférico kN	
3	CF 3-A	10	7	M3 x 0,5	5	8	17	9	—	0,5	—	—	2(1,5)	0,2	6,8	1,47	1,18	—	—	0,36	1,37	0,37	47000	—	4,5	—	
4	CF 4-A	12	8	M4 x 0,7	6	9	20	11	—	0,5	—	—	2,5(2)	0,3	8,6	2,06	2,05	—	—	0,78	1,76	0,47	37000	—	7,5	—	
5	CF 5-A	13	9	M5 x 0,8	7,5	10	23	13	—	0,5	—	—	3(2,5)	0,3	9,7	3,14	2,77	—	—	1,42	2,25	0,53	29000	—	10,5	—	
6	CF 6-A	16	11	M6 x 1	8	12	28	16	—	0,6	—	—	3	0,3	11	3,59	3,58	6,94	8,5	2,11	3,43	1,06	25000	11000	18,5	19	
8	CF 8-A	19	11	M8 x 1,25	10	12	32	20	—	0,6	—	—	4	0,3	13	4,17	4,85	8,13	11,2	4,73	4,02	1,37	20000	8700	28,5	29	
10	CF 10-A	22	12	M10 x 1,25	12	13	36	23	—	0,6	—	—	5	0,3	15	5,33	6,78	9,42	14,3	5,81	4,7	1,67	17000	7200	45	46	
10	CF 10-1-A	26	12	M10 x 1,25	12	13	36	23	—	0,6	—	—	5	0,3	15	5,33	6,78	9,42	14,3	5,81	5,49	2,06	17000	7200	60	61	
12	CF 12-A	30	14	M12 x 1,5	13	15	40	25	6	0,6	6	3	6	0,6	20	7,87	9,79	13,4	19,8	9,37	7,06	2,45	14000	5800	95	97	
12	CF 12-1-A	32	14	M12 x 1,5	13	15	40	25	6	0,6	6	3	6	0,6	20	7,87	9,79	13,4	19,8	9,37	7,45	2,74	14000	5800	105	107	
16	CF 16-A	35	16	M16 x 1,5	17	19,5	52	32,5	8	0,8	6	3	6	0,6	24	12	18,3	20,6	37,6	17,3	11,2	3,14	10000	4500	170	173	
18	CF 18-A	40	20	M18 x 1,5	19	21,5	58	36,5	8	0,8	6	3	6	1	26	14,7	25,2	25,2	51,3	26,1	14,4	3,72	8500	3800	250	255	
20	CF 20-A	52	24	M20 x 1,5	21	25,5	66	40,5	9	0,8	8	4	8	1	36	20,7	34,8	33,2	64,8	32,1	23,2	8,23	7000	3400	460	465	
20	CF 20-1-A	47	24	M20 x 1,5	21	25,5	66	40,5	9	0,8	8	4	8	1	36	20,7	34,8	33,2	64,8	32,1	21	7,15	7000	3400	385	390	
24	CF 24-A	62	29	M24 x 1,5	25	30,5	80	49,5	11	0,8	8	4	8	1	40	30,6	53,2	46,7	92,9	49,5	34,2	10,5	6500	2900	815	820	
24	CF 24-1-A	72	29	M24 x 1,5	25	30,5	80	49,5	11	0,8	8	4	8	1	40	30,6	53,2	46,7	92,9	49,5	39,8	12,9	6500	2900	1140	1140	
30	CF 30-A	80	35	M30 x 1,5	32	37	100	63	15	1	8	4	8	1	46	45,4	87,6	67,6	145	73,7	52,6	14,9	5000	2300	1870	1870	
30	CF 30-1-A	85	35	M30 x 1,5	32	37	100	63	15	1	8	4	8	1	46	45,4	87,6	67,6	145	73,7	56	16,1	5000	2300	2030	2030	
30	CF 30-2-A	90	35	M30 x 1,5	32	37	100	63	15	1	8	4	8	1	46	45,4	87,6	67,6	145	73,7	59,3	17,3	5000	2300	2220	2220	

Fuente: THK. (s.f.). THK. Recuperado el 28 de Enero de 2016, de http://www.rodacenter.cl/pdf/503LS_A19_CamFollower.pdf.

APÉNDICE L

Resortes de alambre de acero inoxidable AISI 302

MUELLES COMPRESIÓN					ALAMBRE DE ACERO FOSFATADO EN 10270 - 1 SH - PH							ALAMBRE DE ACERO INOXIDABLE AISI 302 EN 10270 - 3 1.4310 X10CrNi18-8						
D. Ext	Hilo	Largo	Espiras Útiles	Paso	Código	Cód. Tarifa	Constante K DaN/mm	Carga 25% DaN	Carga Máx DaN	Bloque	Código	Cód. Tarifa	Constante K DaN/mm	Carga 25% DaN	Carga Máx DaN	Bloque		
7,50	0,70	500	160,0	3,13	21281	SS	0,0051	0,634	375,00	1,962	113,05	21282	SS	0,0048	0,597	375,00	1,847	113,05
7,50	0,80	6	3,0	2,00	21283	CA	0,4823	0,723	4,50	1,158	3,60	21284	CA	0,4540	0,681	4,50	1,089	3,60
7,50	0,80	8	3,0	2,67	21285	CA	0,4823	0,965	6,00	2,122	3,60	21286	CA	0,4540	0,908	6,00	1,997	3,60
7,50	0,80	10	3,0	3,33	21287	CA	0,4823	1,206	7,50	3,087	3,60	21288	CA	0,4540	1,135	7,50	2,905	3,60
7,50	0,80	15	4,0	3,75	21289	CA	0,3617	1,357	11,25	3,835	4,40	21290	CA	0,3405	1,277	11,25	3,609	4,40
7,50	0,80	18	5,0	3,60	21291	CA	0,2894	1,302	13,50	3,704	5,20	21292	CA	0,2724	1,226	13,50	3,486	5,20
7,50	0,80	22	6,5	3,38	21293	CA	0,2226	1,224	16,50	3,473	6,40	21294	CA	0,2095	1,152	16,50	3,268	6,40
7,50	0,80	26	8,0	3,25	21295	CA	0,1809	1,176	19,50	3,328	7,60	21296	CA	0,1702	1,107	19,50	3,132	7,60
7,50	0,80	30	9,5	3,16	21297	CA	0,1523	1,142	22,50	3,229	8,80	21298	CA	0,1434	1,075	22,50	3,039	8,80
7,50	0,80	38	12,0	3,17	21299	CA	0,1206	1,146	28,50	3,280	10,80	21300	CA	0,1135	1,078	28,50	3,087	10,80
7,50	0,80	40	10,5	3,81	21301	CA	0,1378	1,378	30,00	4,189	9,60	21302	CA	0,1297	1,297	30,00	3,943	9,60
7,50	0,80	45	12,0	3,75	21303	CA	0,1206	1,357	33,75	4,124	10,80	21304	CA	0,1135	1,277	33,75	3,881	10,80
7,50	0,80	50	13,5	3,70	21305	CA	0,1072	1,340	37,50	4,073	12,00	21306	CA	0,1009	1,261	37,50	3,833	12,00
7,50	0,80	55	15,0	3,67	21307	CA	0,0965	1,326	41,25	4,032	13,20	21308	CA	0,0908	1,248	41,25	3,795	13,20
7,50	0,80	60	16,5	3,64	21309	CA	0,0877	1,315	45,00	3,999	14,40	21310	CA	0,0825	1,238	45,00	3,764	14,40
7,50	0,80	500	160,0	3,13	21311	SS	0,0090	1,130	375,00	3,353	129,20	21312	SS	0,0085	1,064	375,00	3,156	129,20
7,50	0,90	6	3,0	2,00	21313	CA	0,8083	1,212	4,50	1,576	4,05	21314	CA	0,7607	1,141	4,50	1,483	4,05
7,50	0,90	8	3,0	2,67	21315	CA	0,8083	1,617	6,00	3,193	4,05	21316	CA	0,7607	1,521	6,00	3,005	4,05
7,50	0,90	10	3,0	3,33	21317	CA	0,8083	2,021	7,50	4,809	4,05	21318	CA	0,7607	1,902	7,50	4,526	4,05
7,50	0,90	15	4,0	3,75	21319	CA	0,6062	2,273	11,25	6,092	4,95	21320	CA	0,5705	2,139	11,25	5,734	4,95
7,50	0,90	18	5,0	3,60	21321	CA	0,4850	2,182	13,50	5,892	5,85	21322	CA	0,4564	2,054	13,50	5,546	5,85
7,50	0,90	22	6,5	3,38	21323	CA	0,3730	2,052	16,50	5,521	7,20	21324	CA	0,3511	1,931	16,50	5,196	7,20
7,50	0,90	26	8,0	3,25	21325	CA	0,3031	1,970	19,50	5,289	8,55	21326	CA	0,2853	1,854	19,50	4,978	8,55
7,50	0,90	30	9,5	3,16	21327	CA	0,2552	1,914	22,50	5,130	9,90	21328	CA	0,2402	1,802	22,50	4,828	9,90
7,50	0,90	38	12,0	3,17	21329	CA	0,2021	1,920	28,50	5,223	12,15	21330	CA	0,1902	1,807	28,50	4,916	12,15
7,50	0,90	40	10,5	3,81	21331	CA	0,2309	2,309	30,00	6,743	10,80	21332	CA	0,2173	2,173	30,00	6,346	10,80
7,50	0,90	45	14,5	3,10	21333	CA	0,1672	1,881	33,75	5,117	14,40	21334	CA	0,1574	1,771	33,75	4,816	14,40
7,50	0,90	50	16,5	3,03	21335	CA	0,1470	1,837	37,50	4,967	16,20	21336	CA	0,1383	1,729	37,50	4,675	16,20
7,50	0,90	55	18,5	2,97	21337	CA	0,1311	1,802	41,25	4,850	18,00	21338	CA	0,1234	1,694	41,25	4,564	18,00
7,50	0,90	500	150,0	3,33	21339	SS	0,0162	2,021	375,00	5,878	136,35	21340	SS	0,0152	1,902	375,00	5,533	136,35
7,50	1,00	10	3,0	3,33	21341	CA	1,2896	3,224	7,50	7,093	4,50	21342	CA	1,2138	3,034	7,50	6,676	4,50
7,50	1,00	15	4,0	3,75	21343	CA	0,9672	3,627	11,25	9,189	5,50	21344	CA	0,9103	3,414	11,25	8,648	5,50
7,50	1,00	18	5,0	3,60	21345	CA	0,7738	3,482	13,50	8,898	6,50	21346	CA	0,7283	3,277	13,50	8,375	6,50
7,50	1,00	22	6,0	3,67	21347	CA	0,6448	3,547	16,50	9,350	7,50	21348	CA	0,6069	3,338	16,50	8,800	7,50
7,50	1,00	26	7,5	3,47	21349	CA	0,5159	3,353	19,50	8,770	9,00	21350	CA	0,4855	3,156	19,50	8,254	9,00
7,50	1,00	30	9,0	3,33	21351	CA	0,4299	3,224	22,50	8,383	10,50	21352	CA	0,4046	3,034	22,50	7,890	10,50
7,50	1,00	38	11,5	3,30	21353	CA	0,3364	3,196	28,50	8,411	13,00	21354	CA	0,3166	3,008	28,50	7,916	13,00
7,50	1,00	40	10,0	4,00	21355	CA	0,3869	3,869	30,00	11,026	11,50	21356	CA	0,3641	3,641	30,00	10,378	11,50
7,50	1,00	45	14,0	3,21	21357	CA	0,2764	3,109	33,75	8,152	15,50	21358	CA	0,2601	2,926	33,75	7,673	15,50
7,50	1,00	50	16,0	3,13	21359	CA	0,2418	3,023	37,50	7,859	17,50	21360	CA	0,2276	2,845	37,50	7,396	17,50
7,50	1,00	55	17,5	3,14	21361	CA	0,2211	3,040	41,25	7,959	19,00	21362	CA	0,2081	2,861	41,25	7,491	19,00
7,50	1,00	60	19,5	3,08	21363	CA	0,1984	2,976	45,00	7,738	21,00	21364	CA	0,1867	2,801	45,00	7,283	21,00
7,50	1,00	65	21,5	3,02	21365	CA	0,1799	2,924	48,75	7,558	23,00	21366	CA	0,1694	2,752	48,75	7,113	23,00
7,50	1,00	70	23,5	2,98	21367	CA	0,1646	2,881	52,50	7,409	25,00	21368	CA	0,1550	2,712	52,50	6,973	25,00
7,50	1,00	75	25,0	3,00	21369	CA	0,1548	2,902	56,25	7,506	26,50	21370	CA	0,1457	2,731	56,25	7,064	26,50
7,50	1,00	80	27,0	2,96	21371	CA	0,1433	2,866	60,00	7,380	28,50	21372	CA	0,1349	2,697	60,00	6,945	28,50

Fuente: Oldisfer. (s.f.). Recuperado el 22 de Enero de 2016, de <http://www.oldisfer.com/index.php/site/vercatalogo?page=13>.

APÉNDICE M

Características del motor de combustión interna



HONDA
The Power of Dreams

GX160

CARACTERÍSTICAS

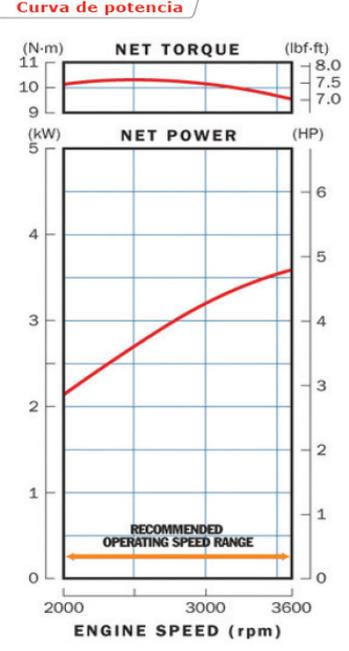
Motor estacionario de 5.5 HP, con sistema OHV (válvulas a la cabeza), de eje horizontal con arranque manual y alerta de aceite que hace detener el equipo en caso de bajo nivel de aceite.
 Por sus características este motor puede ser aplicado en compresores de aire, generadores y bombas, hidrolavadoras, cortadoras de césped, kartings, equipo para agricultura, martillos, sierras para concreto, etc.

ESPECIFICACIONES TÉCNICAS

Tipo de motor	4 tiempos, OHV, refrigerado por aire.
Diámetro x carrera	68 x 45 mm.
Cilindrada	163 cm ³
Relación de compresión	8,5:1
Potencia Máxima	5.5 HP a 3600 rpm.
Potencia Neta de Salida *	3,6 KW (4,8 HP) a 3600 rpm.
Torque Neto Máximo	10,3 Nm a 2500 rpm.
Sistema de encendido	Transistorizado.
Sistema de arranque	Manual.
Filtro de aire	Doble.
Capacidad tanque de combustible	0,6 Lts.
Consumo a uso continuo	1,4 litros / hora - 3600 rpm.
Capacidad de aceite	0,6 Lts.
Largo x ancho x alto	312 x 362 x 335 mm.
Peso en seco	15 kg.

* La Potencia de Salida Neta ha sido comprobada en un motor de producción del modelo indicado y medido de acuerdo con la Norma SAE-J1349 a las rpm indicadas. En la producción masiva se pueden encontrar diferencias con estos valores. La potencia de un motor instalado en una máquina puede depender de numerosos factores, incluyendo la velocidad de operación del motor, factores climáticos, mantenimiento y otras variables.

Curva de potencia



The figure contains two performance graphs for the GX160 engine. The top graph, titled 'NET TORQUE', plots torque against engine speed (rpm) from 2000 to 3600. It features two curves: one for Net Torque in Newton-meters (N-m) on the left y-axis (ranging from 9 to 11) and another for Net Torque in pound-feet (lbf-ft) on the right y-axis (ranging from 7.0 to 8.0). The torque curves show a slight peak around 2500 rpm. The bottom graph, titled 'NET POWER', plots power against engine speed (rpm) from 2000 to 3600. It features two curves: one for Net Power in kilowatts (kW) on the left y-axis (ranging from 0 to 5) and another for Net Power in horsepower (HP) on the right y-axis (ranging from 0 to 6). The power curves show a steady increase with engine speed. Both graphs include a horizontal arrow at the bottom indicating the 'RECOMMENDED OPERATING SPEED RANGE' from 2000 to 3600 rpm.

Fuente: Honda. (s.f.). GX 160. Recuperado el 1 de Febrero de 2016, de <http://engines.honda.com/models/model-detail/gx160>.

APÉNDICE N

Catalinas duplex tipo B de paso 12,7 mm

0.500 INCH (12.70 mm) PITCH **DUPLEX**

CHAIN DATA:

BS 228/7

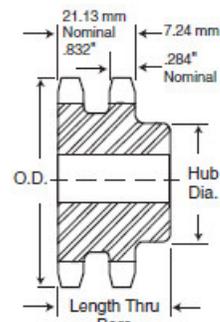
ISO 08B-2

PITCH: 12.70 mm (0.500")

ROLLER DIAMETER: 8.51 mm (0.335")

ROLLER WIDTH: 7.75 mm (0.305")

TENSILE: 3180 kilos (7000 lbs.)



TYPE B

Duplex - Type B — Steel

No. Teeth	Pitch Diameter MM	Catalog Number	Bore		Hub		Weight Approx. (kg)
			Stock MM	Max. MM	Dia. MM	Thru MM	
10	41.10	D08B10	10	18	26	32	0.22
11	45.08	D08B11	11	21	30	35	0.22
12	49.07	D08B12	12	23	34	35	0.26
13	53.07	D08B13	12	25	38	35	0.28
14	57.07	D08B14	12	28	42	35	0.34
15	61.08	D08B15	12	30	46	35	0.36
16	65.10	D08B16	14	33	50	35	0.35
17	69.12	D08B17	14	36	54	35	0.44
18	73.14	D08B18	14	38	58	35	0.49
19	77.16	D08B19	14	40	62	35	0.57
20	81.18	D08B20	14	40	66	35	0.65
21	85.21	D08B21	16	45	70	40	0.72
22	89.24	D08B22	16	45	70	40	0.73
23	93.27	D08B23	16	45	70	40	0.83
24	97.30	D08B24	16	50	75	40	0.94
25	101.33	D08B25	16	52	80	40	0.98
26	105.36	D08B26	20	56	85	40	1.04
27	109.40	D08B27	20	56	85	40	1.08
28	113.43	D08B28	20	60	90	40	1.10
29	117.46	D08B29	20	62	95	40	1.14
30	121.50	D08B30	20	64	100	40	1.16
32	129.57	D08B32	20	64	100	40	1.24
35	141.68	D08B35	20	64	100	40	1.35
36	145.72	D08B36	20	73	110	40	2.05
38	153.79	D08B38	20	73	110	45	2.17
40	161.87	D08B40	20	73	110	45	2.28
42	169.94	D08B42	20	73	110	45	2.32
45	182.06	D08B45	20	73	110	45	2.49
48	194.18	D08B48	20	73	110	45	2.65
54	218.42	D08B54	25	73	110	45	2.98
57	230.54	D08B57	25	73	110	45	3.88
60	242.66	D08B60	25	73	110	45	4.08
68	283.07	D08B68	25	73	110	45	4.63
72	291.16	D08B72	25	73	110	45	4.90

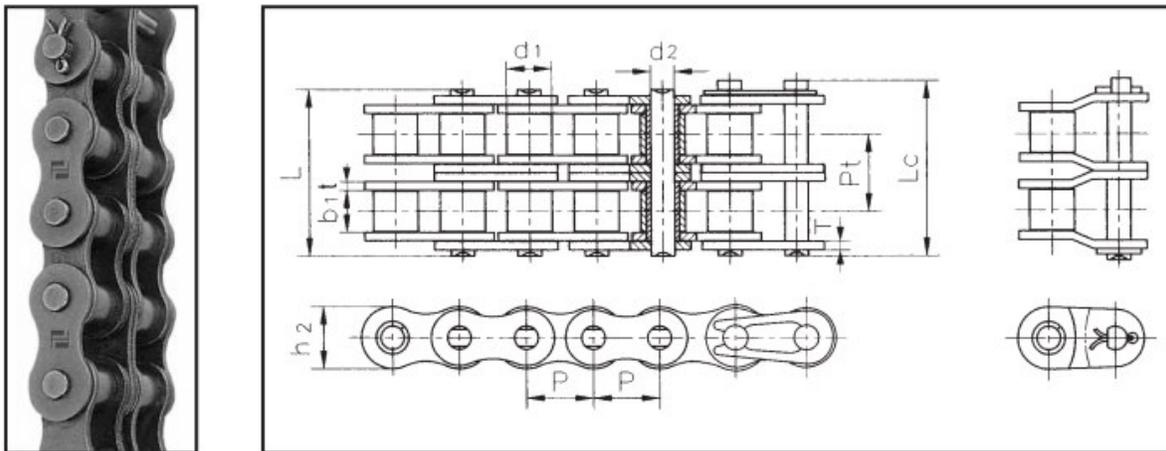
Fuente: Matin. (s.f.). Martin. Recuperado el 1 de Febrero de 2016

APÉNDICE O

Selección de cadena

CADENAS CON RODILLOS DE PRECISIÓN PARA TRANSMISIÓN CON PASOS CORTOS (SERIE ISO) SHORT PITCH TRANSMISSION PRECISION ROLLER CHAINS (ISO SERIES) CHAÎNES À ROULEAUX DE PRÉCISION POUR TRANSMISSION À PAS COURTS (SÉRIE ISO)

Cadena con rodillos dobles
Double strand roller chains
Chaînes à rouleaux doubles



DIN ISO Nº Cadena	Paso	Diámetro del rodillo	Longitud entre las placas interiores	Diámetro del pasador	Longitud del pasador	Profundidad de la placa interior	Paso transversal	Resistencia max. a la tracción	Resistencia media a la tracción	Peso per metro	
DIN ISO Chain No.	Pitch	Roller diameter	Width between inner plates	Pin diameter	Pin length	Inner plate depth	Transverse pitch	Ultimate tensile strength	Average tensile strength	Weight per meter	
Nº de chaîne DW ISO	Pas	Diamètre du rouleau	Largeur entre les plaques intérieures	Diamètre de la goupille	Longueur de la goupille	Profondeur de la plaque intérieure	Pas transversal	Résistance maximum à la traction	Résistance moyenne à la traction	Poids par mètre	
	P mm	d1 max mm	b1 min mm	d2 max mm	L max mm	Lc max mm	h2 max mm	Pt mm	Q min kN	Qo kN	q kg/m
05B-2	8,00	5,00	3,00	2,31	13,90	14,50	7,10	5,64	7,80	10,20	0,33
*06B-2	9,525	6,35	5,72	3,28	23,40	24,40	8,20	10,24	16,90	17,90	0,77
08B-2	12,70	8,51	7,75	4,45	31,20	32,20	11,80	13,92	32,00	37,40	1,34
10B-2	15,875	10,16	9,65	5,08	36,10	37,50	14,70	16,59	44,50	54,20	1,84
12B-2	19,05	12,07	11,68	5,72	42,00	43,60	16,00	19,46	57,80	65,70	2,31

Fuente: Translinkpt. (s.f.). Translinkpt. Recuperado el 1 de Febrero de 2016

APÉNDICE P

Selección de rodamientos

Dimensiones principales	Capacidades básicas de carga								Factor	Velocidades límites				Números de rodamientos					
	mm				kN		kgf			f_0	r.p.m.		LLH	LLU	tipo abierto	con tapas	con sello de contacto	con sello de bajo torque	con sello de contacto
	d	D	B	$r_{s \min}^{(1)}$	r_{Ns} min	C_r	C_{or}	C_r			C_{or}	grasa tipo abierto							
30	37	4	0.2	—	1.14	0.950	117	97	15.7	3 300	3 800	—	—	6706	—	LLF	—	—	
	42	7	0.3	0.3	4.70	3.65	480	370	16.5	15 000	18 000	—	8 800	6806	ZZ	LLB	—	LLU	
	47	9	0.3	0.3	7.25	5.00	740	510	15.8	14 000	17 000	—	8 400	6906	ZZ	LLB	—	LLU	
	55	9	0.3	—	11.2	7.35	1 150	750	15.2	13 000	15 000	—	—	16006	—	—	—	—	
	55	13	1	0.5	13.2	8.3	1 350	845	14.8	13 000	15 000	9 200	7 700	6006	ZZ	LLB	LLH	LLU	
	62	16	1	0.5	19.5	11.3	1 980	1 150	13.8	11 000	13 000	8 800	7 300	6206	ZZ	LLB	LLH	LLU	
	72	19	1.1	0.5	26.7	15.0	2 720	1 530	13.3	10 000	12 000	7 900	6 600	6306	ZZ	LLB	LLH	LLU	
90	23	1.5	—	43.5	23.9	4 400	2 440	12.3	8 800	10 000	—	—	6406	—	—	—	—		
32	58	13	1	0.5	11.8	8.05	1 200	820	15.4	12 000	15 000	8 700	7 200	60/32	ZZ	LLB	LLH	LLU	
	65	17	1	0.5	20.7	11.6	2 110	1 190	13.6	11 000	12 000	8 400	7 100	62/32	ZZ	LLB	LLH	LLU	
	75	20	1.1	0.5	29.8	16.9	3 050	1 730	13.1	9 500	11 000	7 700	6 500	63/32	ZZ	LLB	LLH	LLU	
35	47	7	0.3	0.3	4.90	4.05	500	410	16.4	13 000	16 000	—	7 600	6807	ZZ	LLB	—	LLU	
	55	10	0.6	0.5	9.55	6.85	975	695	15.8	12 000	15 000	—	7 100	6907	ZZ	LLB	—	LLU	
	62	9	0.3	—	11.7	8.20	1 190	835	15.6	12 000	14 000	—	—	16007	—	—	—	—	
	62	14	1	0.5	16.0	10.3	1 630	1 050	14.8	12 000	14 000	8 200	6 800	6007	ZZ	LLB	LLH	LLU	
	72	17	1.1	0.5	25.7	15.3	2 620	1 560	13.8	9 800	11 000	7 600	6 300	6207	ZZ	LLB	LLH	LLU	
	80	21	1.5	0.5	33.5	19.1	3 400	1 950	13.1	8 800	10 000	7 300	6 000	6307	ZZ	LLB	LLH	LLU	
100	25	1.5	—	55.0	31.0	5 600	3 150	12.3	7 800	9 100	—	—	6407	—	—	—	—		

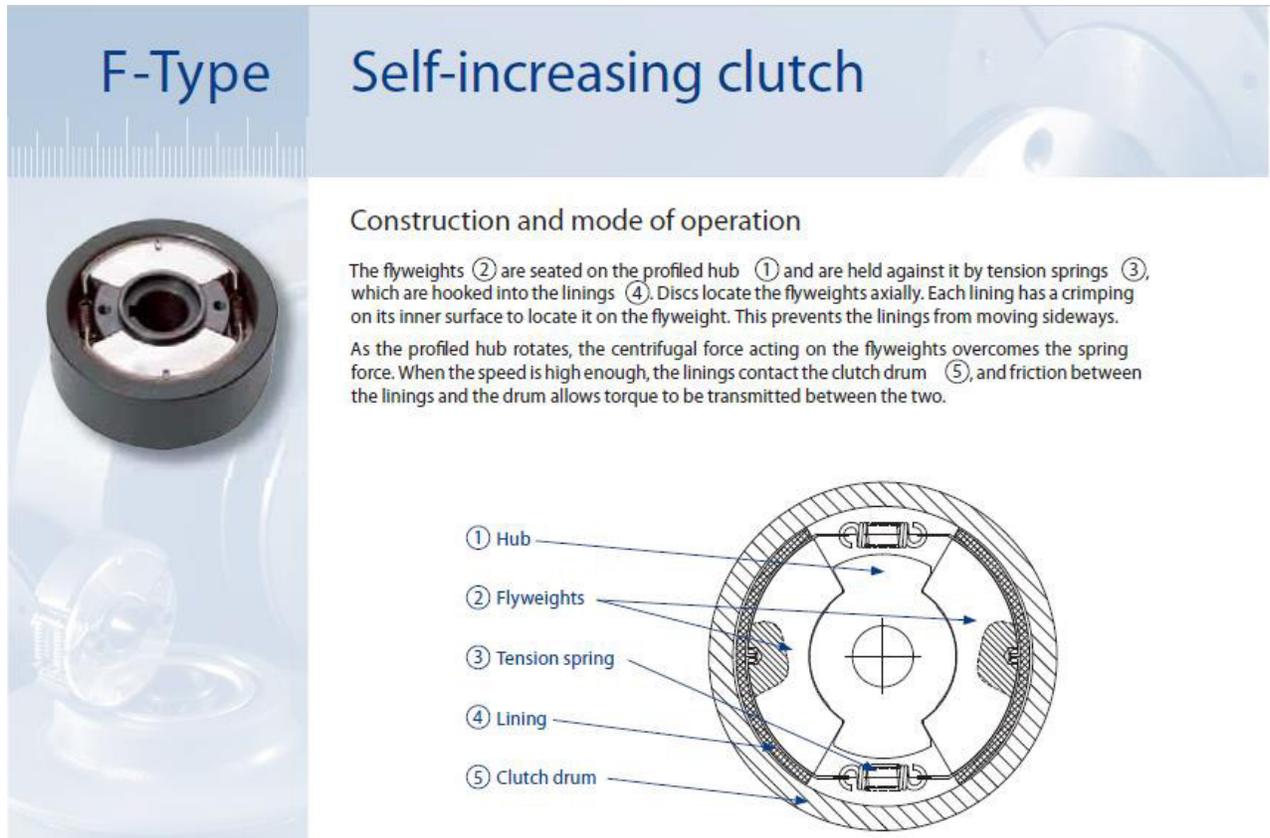
Fuente: NTN. (s.f.). Recuperado el 8 de Enero de 2016, de NTN: <http://www.ntnamericas.com/es/>

	Dimensiones principales				Capacidades básicas de carga				Factor f_0	Velocidades límites				Números de rodamientos				
	mm				kN		kgf			r.p.m.				tipo abierto	con tapas	con sello de no contacto	con sello de bajo torque	con sello de contacto
	d	D	B	$r_s \text{ min}^{(1)}$	C_r	C_{or}	C_r	C_{or}		grasa tipo abierto	aceite tipo abierto	LLH	LLU					
40	52	7	0.3	0.3	5.10	4.40	520	445	16.3	12 000	14 000	—	6 700	6808	ZZ	LLB	—	LLU
	62	12	0.6	0.5	12.2	8.90	1 240	910	15.8	11 000	13 000	—	6 300	6908	ZZ	LLB	—	LLU
	68	9	0.3	—	12.6	9.65	1 290	985	16.0	10 000	12 000	—	—	16008	—	—	—	—
	68	15	1	0.5	16.8	11.5	1 710	1 170	15.2	10 000	12 000	7 300	6 100	6008	ZZ	LLB	LLH	LLU
	80	18	1.1	0.5	29.1	17.8	2 970	1 820	14.0	8 700	10 000	6 700	5 600	6208	ZZ	LLB	LLH	LLU
	90	23	1.5	0.5	40.5	24.0	4 150	2 450	13.2	7 800	9 200	6 400	5 300	6308	ZZ	LLB	LLH	LLU
	110	27	2	—	63.5	36.5	6 500	3 750	12.3	7 000	8 200	—	—	6408	—	—	—	—
45	58	7	0.3	0.3	5.35	4.95	550	500	16.1	11 000	12 000	—	5 900	6809	ZZ	LLB	—	LLU
	68	12	0.6	0.5	13.1	10.4	1 330	1 060	16.1	9 800	12 000	—	5 600	6909	ZZ	LLB	—	LLU
	75	10	0.6	—	12.9	10.5	1 320	1 070	16.2	9 200	11 000	—	—	16009	—	—	—	—
	75	16	1	0.5	21.0	15.1	2 140	1 540	15.3	9 200	11 000	6 500	5 400	6009	ZZ	LLB	LLH	LLU
	85	19	1.1	0.5	32.5	20.4	3 350	2 080	14.1	7 800	9 200	6 200	5 200	6209	ZZ	LLB	LLH	LLU
	100	25	1.5	0.5	53.0	32.0	5 400	3 250	13.1	7 000	8 200	5 600	4 700	6309	ZZ	LLB	LLH	LLU
	120	29	2	—	77.0	45.0	7 850	4 600	12.1	6 300	7 400	—	—	6409	—	—	—	—
50	65	7	0.3	0.3	6.60	6.10	670	620	16.1	9 600	11 000	—	5 300	6810	ZZ	LLB	—	LLU
	72	12	0.6	0.5	13.4	11.2	1 370	1 140	16.3	8 900	11 000	—	5 100	6910	ZZ	LLB	—	LLU
	80	10	0.6	—	13.2	11.3	1 350	1 150	16.4	8 400	9 800	—	—	16010	—	—	—	—
	80	16	1	0.5	21.8	16.6	2 230	1 690	15.5	8 400	9 800	6 000	5 000	6010	ZZ	LLB	LLH	LLU
	90	20	1.1	0.5	35.0	23.2	3 600	2 370	14.4	7 100	8 300	5 700	4 700	6210	ZZ	LLB	LLH	LLU
	110	27	2	0.5	62.0	38.5	6 300	3 900	13.2	6 400	7 500	5 000	4 200	6310	ZZ	LLB	LLH	LLU
	130	31	2.1	—	83.0	49.5	8 450	5 050	12.5	5 700	6 700	—	—	6410	—	—	—	—

Fuente: NTN. (s.f.). Recuperado el 8 de Enero de 2016, de NTN: <http://www.ntnamericas.com/es/>

APÉNDICE Q

Características y selección del clutch tipo "F Type"



Fuente: Suco. Recuperado el 8 de Enero de 2016, de Suco. Obtenido de <http://www.suco-tech.com/product.php?p=45&c=6>

PLANOS ESQUEMÁTICOS