

FACULTAD DE INGENIERÍA

Escuela Académico Profesional de Ingeniería Mecánica

Trabajo de Investigación

**Diseño y simulación de una máquina cosechadora para
disminuir el ennegrecimiento del anillo vascular de la
papa en la comunidad de Lastay - Concepción**

Luis Miguel Granados Parado
Yosmer Luis Granados Parado

Para optar el Grado Académico de
Bachiller en Ingeniería Mecánica

Huancayo, 2020

Repositorio Institucional Continental
Trabajo de investigación



Esta obra está bajo una Licencia "Creative Commons Atribución 4.0 Internacional" .

AGRADECIMIENTO

A Martínez Cuadros Franco dueño de la empresa Nuevo Horizonte quien nos brindó todos sus conocimientos en la fabricación de implementos agrícolas.

Al Ma Roberto Quispe Cabana quien gracias a sus conocimientos supo guiarnos correctamente en la realización de este trabajo de investigación.

A la Universidad Continental nuestra casa de estudios que nos albergó en toda nuestra carrera profesional.

DEDICATORIA

A Ricarda, nuestra madre que gracias a sus enseñanzas y valores inculcados en nosotros logró que seamos mejores cada día. A Arroyo nuestro padre Q.E.P.D. que guía nuestros pasos y nos brinda la fuerza emocional para cumplir todas nuestras metas. A nuestros hijos que son el motor y motivo de nuestra superación. A Dios por permitirnos cumplir nuestros sueños, de igual forma a todas las personas que nos brindan su apoyo.

INDICE

Contenido

AGRADECIMIENTO.....	ii
DEDICATORIA	iii
RESUMEN.....	lix
ABSTRAC	x
INTRODUCCION	xi
CAPITULO I.....	13
PLANTEAMIENTO DEL ESTUDIO	13
1.1 Planteamiento y formulación del problema.....	13
1.1.1 Problema general.....	16
1.1.2 Problemas específicos.....	17
1.2 Objetivos.....	17
1.2.1 Objetivo general.....	17
1.2.2 Objetivos específicos.....	17
1.3 Justificación.....	17
1.3.1 Justificación teórica.....	17
1.3.2 Justificación práctica.....	17
1.3.3 Justificación metodológica.....	18
CAPITULO II	19
MARCO TEÓRICO.....	19
2.1 Antecedentes del problema.....	19
2.1.1 Antecedentes internacionales.....	19
2.1.2 Antecedentes nacionales.....	21
2.2 Bases teóricas.....	24
2.2.1 Tractores agrícolas.....	24
2.2.1.1 Capacidad y potencias.....	24
2.2.1.2 Potencia de la toma de fuerza.....	25
2.2.1.3 Selección de neumáticos para implementos agrícolas.....	25
2.2.2 Morfología de la papa.....	26
2.2.2.1 La papa.....	26
2.2.2.1.1 Características físicas y mecánicas.....	26
2.2.2.2 Papa diacol Capiro.....	27

2.2.2.3	Daños mecánicos producidos en la papa.....	28
2.2.2.3.1	Mancha o ennegrecimiento interno.....	28
2.2.2.3.2	Magulladuras.....	29
2.2.2.4	Especificaciones de sembrío.....	29
2.2.3	Cosechadoras de papa.....	31
2.2.3.1	Principio de funcionamiento.....	31
2.2.3.2	Partes principales.....	31
2.2.3.3	Tipos de cosechadoras.....	31
2.2.3.3.1	Simples.....	31
2.2.3.3.2	Rotativos.....	32
2.2.3.3.3	Elevadoras.....	32
2.2.4	Cadena de transmisión de tubérculos.....	33
2.2.4.1	Cadena de varillas metálicas con unión espiral.....	33
2.2.4.2	Cadena de varillas malticas con unión por lona.....	34
2.2.5	Teoría de esfuerzos.....	35
2.2.5.1	Von Mises.....	35
2.2.5.2	Asme Elíptica.....	35
2.2.5.3	Factor de seguridad.....	36
2.2.6	Leyes del movimiento de Newton.....	37
2.2.6.1	Masa.....	37
2.2.6.2	Peso.....	37
2.2.6.3	Fuerza.....	37
2.2.6.4	Ecuación de movimiento.....	37
2.2.6.5	Posición según la aceleración.....	38
2.2.6.6	Potencia.....	38
2.2.7	Cuñas.....	38
2.2.7.1	Definición.....	38
2.2.7.2	Esfuerzo por cizallamiento.....	39
2.2.7.3	Esfuerzo por aplastamiento.....	39
2.2.8	Pernos.....	39
2.2.8.1	Definición.....	39
2.2.8.2	Selección en base a sus cargas actuantes.....	40
2.2.9	Soldaduras.....	40
2.2.9.1	Arco eléctrico.....	40

2.2.9.2	Simbología.....	41
2.2.9.3	Chaflán o bisel.....	42
2.2.9.4	Esfuerzos en uniones soldadas.....	42
2.2.10	Rodamientos.....	43
2.2.10.1	Tipos.....	43
2.2.10.2	Selección de rodamiento.....	43
2.2.11	Chumaceras.....	44
2.2.11.1	Capacidad de carga dinámica.....	44
2.2.11.2	Carga radial dinámica.....	45
2.2.11.3	Cargas en el rodamiento.....	45
2.2.11.4	Fuerza real.....	46
2.2.11.5	Carga radial estática.....	46
2.2.11.6	Transmisión de potencia.....	47
2.2.11.7	Relación de transmisión.....	47
2.2.12	Cadenas de rodillos.....	48
2.2.12.1	Normativa.....	48
2.2.12.2	Selección.....	48
2.2.13	Ajustes y tolerancias.....	49
2.2.13.1	Acabado superficial.....	51
2.2.13.2	Tolerancia geométrica.....	52
2.3	Definición de términos básicos.....	53
2.3.1	Definiciones básicas.....	53
2.3.2	Lista de símbolos.....	55
CAPITULO III.....		57
METODOLOGÍA.....		57
3.1	Método y alcance de la investigación.....	57
3.1.1	Tipo de investigación.....	57
3.1.2	Alcance de investigación.....	57
3.2	Metodología aplicada para el desarrollo de la solución.....	58
3.2.1	Metodología VDI-2221.....	58
3.2.1.1	Definir y clarificar tareas.....	59
3.2.1.1.1	Especificaciones.....	59
3.2.1.2	Determinar las funciones y sus estructuras.....	59
3.2.1.2.1	Estructura de funciones.....	59

3.2.1.3	Buscar principios de solución y sus combinaciones.....	59
3.2.1.3.1	Solución principal.....	59
3.2.1.4	Determinar las funciones y sus estructuras.....	59
3.2.1.4.1	Estructura molecular.....	59
3.2.1.5	Desarrollar el diseño de módulos clave.....	60
3.2.1.5.1	Diseño preliminar.....	60
3.2.1.6	Determinar las funciones generales.....	60
3.2.1.6.1	Diseño definitivo.....	60
3.2.1.7	Preparar las instrucciones de operación y producción.....	60
3.2.1.7.1	Documentos del producto.....	60
CAPITULO IV.....		61
ANÁLISIS Y DISEÑO DE LA SOLUCIÓN.....		61
4.1	Estado del arte.....	61
4.1.1	Arte internacional.....	61
4.1.2	Arte nacional.....	63
4.2	Definir y clarificar tareas.....	64
4.2.1	Especificaciones.....	64
4.3	Determinar las funciones y sus estructuras.....	64
4.3.1	Estructura de funciones.....	64
4.4	Buscar principios de solución y sus combinaciones.....	72
4.4.1	Solución principal.....	72
4.5	Determinar las funciones y sus estructuras.....	80
4.5.1	Estructura modular.....	80
4.6	Desarrollar el diseño de módulos clave.....	81
4.6.1	Diseño preliminar de los módulos que comprenden la alternativa de solución ideal.....	81
4.7	Determinar las funciones generales.....	83
4.7.1	Diseño definitivo.....	83
4.8	Diseño.....	84
4.8.1	Cálculos de las fuerzas del tractor.....	84
4.8.2	Cálculos del implemento de corte.....	86
4.8.3	Cálculos de la transmisión de potencia.....	87
4.9	Planos de fabricación.....	114
4.9.1	Leyenda de planos.....	114

4.9.2 Modelo final.	115
4.9.3 Plano de explosión.	116
4.9.4 Plano de ensamble.	116
CAPITULO V	117
SIMULACIÓN	117
5.1 Simulación de la máquina.	117
5.2 Simulación de eje de arrastre “1”	118
5.3 Simulación de anclaje de tres puntos “2”	120
CONCLUSIONES	122
TRABAJOS FUTUROS	123
REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS	124
ANEXOS	130

RESUMEN

El desarrollo del trabajo de investigación está basado en la necesidad de mejorar la cosecha mecanizada de la papa en la comunidad de Lastay- Provincia de Concepción, ya que en esta etapa se debe tener mucho cuidado para disminuir las pérdidas por merma, los agricultores tienen dificultades al utilizar las máquinas cosechadoras ya existentes, estas les generan pérdidas por merma debido a los golpes y magulladuras que reciben las papas (*Solanum tuberosum*). El diseño de la máquina cosechadora tiene como objetivo, disminuir los golpes y magulladuras, para obtener unas pérdidas por merma menores al 7% para el cual, para el diseño se utilizó la metodología VDI 2221, que por medio de sus 4 etapas se determinó el concepto final, cuyas dimensiones y selección de materiales se realizó a través de análisis de selección y diseño de elementos de máquina; se realizó una matriz morfología donde se plantearon tres alternativas de solución, siendo la más óptima la alternativa “S1”. Los resultados del modelamiento matemático determinaron la velocidad de la cadena transportadora (204.2 rpm), el eje de arrastre de la faja transportadora fue calculado con un factor de seguridad de 3 y será de (30 mm) de un material SAE 1010, el ángulo de corte y transporte será de (18°) y para el bastidor se utilizará un material ASTM A36, en la selección de cadena de rodillo se determinó con una potencia de 0.8 HP para el cual se utilizará una cadena H-50 con un tipo de lubricación del tipo A. La validación de estos resultados matemáticos se realizó a través de la modelación y simulación, en el análisis estático del eje de arrastre (componente crítico) se obtuvo un factor de seguridad ($F_s = 3.1$) el cual se aproxima al factor de seguridad $F_s = 3$, Impacto moderado (tabla 2.6_{pag.36}) que fue seleccionado en el análisis matemático.

Palabras claves: golpes y magulladuras, ennegrecimiento del anillo vascular, simulación y modelamiento.

ABSTRACT

The development of the research work is based on the need to improve the mechanized harvesting of potatoes in the community of Lastay - Province of Concepción, since at this stage great care must be taken to reduce losses due to shrinkage. Farmers have difficulty using the existing harvesting machines, which generate losses due to shrinkage due to the blows and bruises that the potatoes receive (*Solanum tuberosum*). The design of the harvesting machine has as an objective, to diminish the blows and bruises, to obtain losses by loss lower than 7%. For the design, it was used the VDI 2221 methodology, which through its 4 stages was determined the final concept, whose dimensions and selection of materials were carried out through the analysis of selection and design of machine elements; it was carried out a morphology matrix where three solution alternatives were proposed, being the most optimal the "S1" alternative. The results of the mathematical modeling determined the speed of the conveyor chain (204.2 rpm), the drag shaft of the conveyor belt was calculated with a safety factor of 3 and will be (30 mm) of an SAE 1010 material, the cutting and transport angle will be (18°) and for the frame an ASTM A36 material will be used, in the selection of the roller chain it was determined with a power of 0.8 HP for which an H-50 chain with a type of lubrication of type A will be used. The validation of these mathematical results was carried out through modeling and simulation. In the static analysis of the dragging axis (critical component) a safety factor ($F_s=3.1$) was obtained, which is close to the safety factor $F_s=3$, Moderate Impact ([table 2.6] (pag.36)) which was selected in the mathematical analysis.

Keywords: bumps and bruises, blackening of the vascular ring, simulation and modeling.

INTRODUCCIÓN

Los agricultores de la comunidad de Lastay – Concepción en los últimos años fueron tecnificando la siembra de la papa por lo que se vieron en la necesidad de mecanizar los procesos que a estos comprenden, en la cosecha de la papa muchos agricultores no utilizan maquinas cosechadoras por no estar acorde de su economía y los que lo utilizan tienen tractores agrícolas en los cuales se acoplan las máquinas de cosecha pero la operación de estas son dificultosas porque son los agricultores que se adecuan a las máquinas y no la máquina a las necesidades del agricultor, así como avanza la tecnificación de la siembra también avanza la tecnología en la fabricación de máquinas agrícolas.

Las máquinas cosechadoras existentes actualmente cumplen funciones de cosecha de papa y cosecha de camote por lo que al ser utilizados en la provincia de Concepción estas máquinas no tienen un buen rendimiento y generan pérdidas por mermas ocasionadas por los golpes y magulladuras que recibe la papa en este proceso, generándole el ennegrecimiento del anillo vascular, los cuales son observados al momento de la entrega a las empresas procesadoras de papa.

Otra desventaja para los agricultores es la geografía, porque cuenta con laderas, quebradas, pendientes y zonas planas, esto dificulta el ingreso y rendimiento de las maquinas cosechadoras, por lo que los agricultores tienden a contratar personales para realizar su cosecha en forma artesanal ocasionándole costos elevados y mayor tiempo para este proceso.

En el capítulo I, se describe el planteamiento del problema, el cual consiste en diseñar una cosechadora para disminuir el ennegrecimiento del anillo vascular y mejorar la calidad de papa posterior a la cosecha.

En el capítulo II, se describe los estudios realizados sobre el problema a resolver y los principios teóricos direccionados al diseño de la cosechadora, desde las propiedades de la papa hasta los conocimientos matemáticos, físicos y de materiales para el diseño de máquina.

En el capítulo III, se refiere a la metodología, y se utilizó el conocimiento necesario para poder diseñar apoyado por la metodología VDI 2221, llegando a un concepto de solución de diseño, previa evaluación técnica y económica.

En el capítulo IV, se describe cálculos de diseño que sirven para poder validar los elementos de máquinas del concepto de solución y determinar sus especificaciones.

El capítulo V, se refiere a la simulación, es decir la representación ideal del concepto de solución y la simulación de esfuerzo en los puntos críticos.

Por lo expuesto a través de presente trabajo de investigación lo que se pretende es coadyuvar a una actividad importante del Valle de Mantaro, como lo es la agricultura, y al mismo tiempo motivar a seguir investigando y proponer múltiples soluciones a fin de potenciar y tecnificar en el proceso de cosecha de papa.

CAPÍTULO I

PLANTEAMIENTO DEL ESTUDIO

1.1 Planteamiento y formulación del problema.

Mundialmente el continente asiático, produce aproximadamente, la mitad del rendimiento mundial de papa con un 49%, seguido por Europa quien tiene 30.7%. La producción restante se distribuye entre América 11.6%, África 8.2% y Oceanía con un 0.5% (1 pág. 9). Los productores más grandes son países que cuentan con una gran amplia tecnología en maquinarias agrícolas. En la figura 1.1 se muestran las diversas máquinas utilizadas para la cosecha de papa los cuales están divididos en cosechadoras mecanizadas y semi-mecanizadas.



Figura 1.1. Modelos de cosechadoras de papa utilizados en los países de mayor producción de papa. Adaptada de "google groups"

La producción de papas en China es muy alta debido a que en este país los sembríos y cosechas se están volviendo mecanizadas. En los últimos 30 años China creció tecnológicamente en el sector agrícola en un 9% anual hasta el 2003, ahora su crecimiento tecnológico descendió a un 4.5% anual. (2 pág. 12), por otro lado. Cuando se realiza una cosecha mecanizada, se disminuye el uso de la mano de obra y permite realizar cosecha de grandes superficies en menor tiempo obteniendo como resultado mayores ganancias por campaña de cosecha, pero con una gran desventaja de que estas máquinas necesitan una gran inversión para su adquisición y mantenimiento siendo este equipo no muy utilizado en gran parte del año. (3 pág. 11).

Al buscar una alternativa de solución en el año 2011 pusieron en prueba una cosechadora de papa 8090-RB45-55 en los sembríos de la Empresa Cultivos Varios Yabu – Cuba. Para utilizarlos en la campaña 2012, al culminar la cosecha la maquina puesta a prueba obtuvo resultados aceptables, pero se necesita realizarle una evaluación tecnológica y económica con la cual se conocerá los resultados reales en la utilización de dicha máquina. (3 pág. 5)

La comunidad de Lastay perteneciente a la provincia de Concepción como se muestra en la figura 1.2, la cual se encuentra en el valle del Mantaro.



Figura 1.2. Ubicación satelital de la comunidad de Lastay lugar donde se recaudó información para el trabajo de investigación. Tomado de “google group” por google maps

“La papa se adapta a diferentes condiciones climáticas y de suelo, pero dan mayor producción en suelos francos areniscos, penetrantes, buena capacidad de filtrado y con un pH de 5.5 a 8.0” (4 pág. 10), siendo estas las características del terreno agrícola

del valle del Mantaro las cuales comprenden en zonas planas, quebradas, laderas y pendientes por dicho motivo los agricultores tienden a tener dificultades y alto costo de personal en la cosecha de la papa por no contar con una cosechadora diseñada con las características que lo requiere, por lo cual tienden a utilizar implementos de cosecha no muy eficientes como se muestra en la figura 1.3 mayormente empleadas en laderas y quebradas, también utilizan cosechadoras de modelo CP-1 figura 1.4 utilizada netamente en superficies planas pero estas al no estar diseñado para el tipo de terreno que contamos tienden a maltratar las papas debido a sus altas revoluciones de su cadena transportadora.



Figura. 1.3 Cosechadora de papa tipo cola de pato. Tomado de “google groups” por Talleres lose. (5 pág. 1)



Figura. 1.4 Cosechadora de papa modelo CP-1. Tomado de “google groups” por Sermi Implementos Agrícolas. (6 pág. 2)

El representante de la Empresa Nuevo Horizonte con 15 años de experiencia demostrada en el mantenimiento y reparación de tractores agrícolas afirma que, en valle del Mantaro hay tractores de 65 HP hasta 155 HP de los cuales, los tractores de 65 HP a 105 HP son utilizados para la siembra y cosecha. (7)

Las papas cosechadas con el implemento de la figura 1.4 después de su tercer día de almacenamiento salen a relucir los golpes recibidos en la faja transportadora durante la cosecha como se visualiza en la figura 1.5 ocasionando que las empresas a las cuales se les abastece este tubérculo les hacen un descuento de 0.5 a 1 céntimo de sol por cada kilogramo de papa. También indica que el implemento de cosecha de la figura 1.3 no descubre a la mayoría de las papas en la primera pasada, por lo cual el agricultor está obligado a realizar una segunda pasada por el mismo surco para poder descubrir las papas que se quedaron dentro de la chacra. (8)

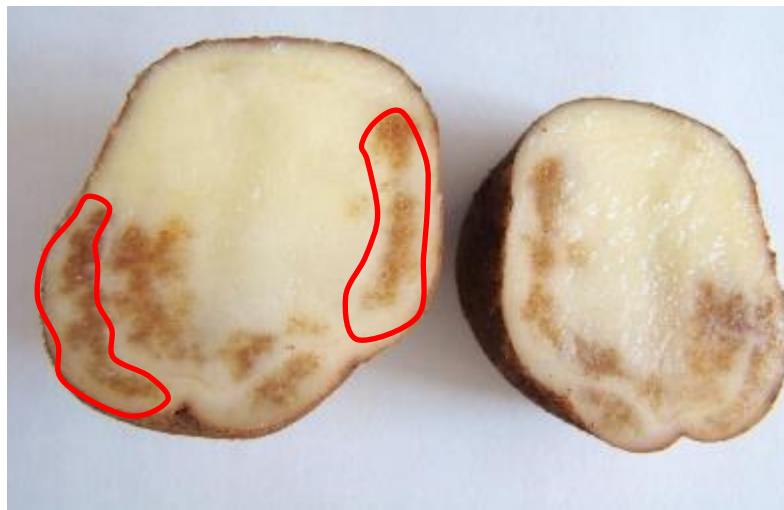


Figura 1.5. Las partes demarcadas en la imagen nos muestran que la papa sufrió golpes durante la cosecha.

Una vez comprobada los daños que sufren las papas en la cosecha y la deficiencia en la mecanización que tienen los agricultores de la comunidad de Lastay – Concepción. Se opta por diseñar una maquina cosechadora de papa que cumpla con sus necesidades.

1.1.1 Problema general.

¿Cómo diseñar y modelar una cosechadora de papa que disminuya el daño de la papa en el proceso de la cosecha en la comunidad de Lastay – Concepción?

1.1.2 Problemas específicos.

1. ¿Cómo diseñar la estructura del implemento con el peso y la resistencia de los materiales adecuados para ser utilizados en tractores de 65 HP a 105 HP?
2. ¿Cuál sería el diseño de la cuchilla en relación de la posición del ángulo de corte?
3. ¿Cómo elaborar el sistema de regulación de velocidades de la cadena transportadora con referencia al tipo del terreno?

1.2 Objetivos.

1.2.1 Objetivo general.

Diseñar y modelar una cosechadora de papa que disminuya el daño de la papa en el proceso de la cosecha en la comunidad de Lastay – Concepción.

1.2.2 Objetivos específicos.

1. Diseñar el bastidor del implemento con el peso y la resistencia de los materiales adecuados para ser utilizados en tractores de 65 HP a 105 HP.
2. Diseñar la cuchilla en relación de la posición del ángulo de corte.
3. Elaborar el sistema de regulación de velocidades de la cadena transportadora con referencia al tipo del terreno.

1.3 Justificación.

1.3.1 Justificación teórica.

Esta investigación se realiza con el propósito de aportar al conocimiento existente sobre el funcionamiento de cosechadoras diseñadas para el terreno que presenta zonas planas, quebradas, laderas y pendientes; que es el caso del terreno de la comunidad de Lastay, provincia de Concepción. Se aportará también a la verificación de las ecuaciones y modelos utilizados en el diseño de máquinas cosechadoras, a la par de validar la simulación del software solidwork 2018.

1.3.2 Justificación práctica.

El reciente trabajo de investigación es muy importante en la parte práctica porque se está reduciendo el impacto con la papa a través del ángulo de corte de la cuchilla y el sistema de zarandeo por batidores excéntricos a un sistema

de zarandeo por rodillos, con este sistema se estaría evitando que las papas estén rebotando toda la trayectoria de la cadena transportadora, por consecuente se llegara a disminuir los golpes en las papas.

1.3.3 Justificación metodológica.

En la actualidad la metodología utilizada en el zarandeo y transporte de la papa es a base de batidores excéntricos, con esta metodología hay daños por golpe y magulladuras en las papas, también se tiene deficiencias en la sincronización entre el batidor y la cadena transportadora. La metodología planteada en esta investigación para el zarandeo y transporte es por medio de rodillos, con esta metodología no solo estaremos reduciendo los golpes en las papas, sino también evitaremos una mala sincronización entre el batidor y la cadena transportadora a fin de evitar que se descarrile o llegase a romper. El diseño de la maquina cosechadora y la aplicación de las ecuaciones, una vez que sean demostrados su autenticidad y fiabilidad servirían como base para ser empleados en otros trabajos de investigación similares para la creación de diseños personalizados para cada condición y zona en la que se realice. Además de que los resultados obtenidos serán base sólida para crear otros tipos y modelos de cosechadoras que siguen al de mi diseño.

CAPÍTULO II

MARCO TEÓRICO

2.1 Antecedentes del problema.

2.1.1 Antecedentes internacionales

Alcaciega Quinga Eduardo Efrain realizó la tesis titulada “Diseño y Construcción de un Apero para Cosechar Papas en Campos Agrícolas” 2017 Universidad Técnica de Ambato; en esta expresa que los pequeños agricultores dedicados a la comercialización de papa pretenden abrirse campo a la cosecha semi-mecanizada utilizando un tractor para el cual buscan nuevas alternativas de Aperos que estén de acorde a su economía y producción por ello el objetivo general del investigador fue realizar el diseño y construcción de un apero que le permita a los agricultores disminuir la cantidad de personales durante la cosecha de la papa y cuenten una nueva alternativa en el proceso de la cosecha semi-mecanizada, utilizó la metodología de diseño conceptual, de acuerdo a la investigación se determinó que el diseño del apero está compuesto por dos módulos, “corte del surco y separación de tubérculos” y “transmisión de potencia”, para los cuales se tomó tres alternativas de solución, para validar una de ellas utilizo la metodología ordinal corregido de criterios ponderados con lo cual encuentra la solución más óptima a sus problemas. Al término de esta investigación los resultados obtenidos para la construcción del apero utilizan dos tipos de materiales, para el chasis y anclajes fueron un ASTM A-36 y para los brazos porta discos un AISI 1045

con un factor de seguida igual a 2. El apero está diseñado para ser empleado con un tractor de potencia máxima de 100HP y una velocidad de avance de 7.5 Km/h. Al término de las pruebas se concluye que el apero para la cosecha de papa en campos agrícolas que conforma de un sistema de dispersión de disco cumple con los requisitos técnicos de diseño y trabajo. (9)

La información relevante de esta tesis fue que los materiales utilizados para la fabricación del apero no sufren fatiga al trabajar con un tractor de 100HP de potencia y a una velocidad de 7.5 Km/h.

Quevedo Ríos Ángel José realizó la tesis titulada “Análisis y Diseño de un Apero Cosechador de Papa para el Motocultor YTO DF-15L-MAGAP” el 2016 en la Escuela Superior Politécnica de Chimborazo. Los agricultores de la provincia de Chimborazo manifiestan que la mecanización de la cosecha es la mejor alternativa para mejorar la cosecha de papa, debido que a la fecha la cosecha se realiza de manera tradicional siendo esto muy agotador y por ello el objetivo principal de la tesis es analizar y diseñar un apero agrícola para un motocultor siendo esta una buena opción para los pequeños y mediamos agricultores ya que las dimensiones del apero son pequeñas, fabricadas con poca cantidad de material y de un sistema de funcionamiento no muy complejo por lo cual es de un costo accesible para los agricultores, en la tesis realizo con la metodología basada en el modelo Pahl Beitz, el diseño se basó en tres fases, “Especificaciones, Diseño conceptual y Diseño de detalle”, teniendo en cuenta los requerimientos y las restricciones se utiliza una matriz morfológica comparando opciones de diseño de cada una de las partes de una maquina obteniendo una alternativa de diseño aceptable, después de las evaluaciones se determinó que el ángulo de corte y traslado de papa es de 25° , el ancho de la cuchilla de corte se estableció en base a la profundidad de labranza promedio del lugar de estudio, siendo este 20Cm. La fuerza de corte de la cuchilla se tomó en base al coeficiente de labranza máximo ($40KgF/dm^2$) obteniendo una fuerza de corte de 3057.6N, las rejillas de zarandeo son las que tiene la mayor parte de esfuerzos concentrados llegando a un máximo de $1,889e+009$ N/m pero sin producir fallo por fluencia según la escala de von mises. (10)

Los mayores alcances obtenidos de esta tesis son la determinación del ángulo de corte “25°”, el coeficiente de labranza “40KgF/dm²” que se utilizó para realizar los cálculos de esfuerzos.

Valdéz Alvares Giraldo Jesús realizó la tesis titulada “Evaluación de la Cosechadora de Papas Ariguanabo-70 en las Condiciones de la Empresa Agroindustrial Cubaquirir para Determinar su Pertenencia Actual” 2012 Universidad Agraria de la Habana, debido al incremento de la población se necesita incrementar la producción de papa para lo cual la empresa necesita evaluar la cosechadora Ariguanabo-70 para su continuidad o posible remplazo teniendo en cuenta la economía, para lo cual se utilizó una metodología aplicada en base a la norma Cubana NC-34-37/64/, que fueron adaptadas a las condiciones al área de estudio, la evaluación tecnológica y de explotación se realizó durante el periodo de la cosecha de papa tomando en cuenta las dimensiones del área de trabajo, donde se determina que en una cosechadora la parte principal es el sistema de corte, para la cual el ángulo es de 30° a 35° con respecto a al plano horizontal. Los resultados obtenidos fueron que la maquina tiene una alimentación máxima de 100 a 160 Kg/s, una productividad de 0.35 Ha/h, un coeficiente de utilización de 0.59%, una capacidad de limpieza entre el 74 y 77%, las pérdidas totales fueron de 8.27 a 9.32% siendo estos muy superiores a los límites aceptables. (11)

La información más relevante de esta tesis está basada en el sistema de alimentación, donde indican el ángulo de corte “30°- 35°”, la capacidad máxima de la maquina “100 – 160 Kg/s”, tiempo de cosecha “0.35 Ha/h”

2.1.2 Antecedentes nacionales

Llatas Castro Edinson Brai et al. realizaron la tesis titulada “Diseño de un Implemento Agrícola para la Cosecha de Papas del tipo Monosurco para el Motocultor DF-15L en el Caserío Radiopampa - Cutervo” 2020 Universidad Señor del Sipan, precisan que, debido al cambio tecnológico en la maquinaria agrícola, los implementos de cosecha de papa pasaron por varios procesos de modificación los cuales tuvieron un incremento en su precio por lo cual no todos los agricultores tenían el acceso a estos por tal motivo el objetivo de la tesis fue Diseñar una maquina Agrícola Para la Cosecha de Papa que te tengue

pequeñas dimensiones para un fácil uso y ergonómica buscando satisfacer las necesidades del agricultor y aumentando el rendimiento de la máquina, generando mayor ganancias en el sector de Radiopampa – Cutervo, en la tesis se utilizó el diseño cuantitativo experimental basándose en la metodología VDI-2222 utilizando una matriz morfológica para seleccionar la mejor opción para el diseño en conclusión al término de la tesis se consiguió reducir el trabajo físico humano en un 20% lo que implica disponer más tiempos en otras actividades, la maquina trabaja con 403 RPM de velocidad de entrada, el ángulo de corte de la cuchilla es de 37°. Los resultados de la simulación en solidwork 2016 validaron que el tipo de material a utilizar fueron SAE 1045 y ASTM A-36, la cosechadora está diseñada con un factor de seguridad de 1.5 como valor mínimo (12)

El mayor alcance de esta tesis es que al utilizar 37° del ángulo de cote de la cuchilla y 403 RPM como velocidad de entrada a la máquina, los materiales utilizados en la construcción del prototipo no llegaron a fallar, obteniendo un factor de seguridad es de 1.5.

Garro Santillana Luis Alberto realizó la tesis titulada “Diseño, Construcción y evaluación de un prototipo Arrancadora de Papa con Tracción Mecánica, La Molina” 2018 Universidad Agraria La Molina, los agricultores manifiestan tener dificultades en la cosecha de la papa por no alcanzar la mayor productividad (Kg/hrs), por haber escasas de mano de obra en épocas de cosecha, incrementándose los costos por jornales agrícolas debido a que hay más demanda que oferta, como objetivo fue Diseñar y Construir un arrancador de papa en base a tres modelos ya existentes en el mercado mejorando la tecnología de ellos, la metodología utilizada fue el VDI-2225 teniendo en cuenta los criterios de evaluación en el sistema técnico-económico dando prioridad a los criterios del buen uso de la energía para lo cual se optó por el modelo de Pahl Beitz, este modelo describe la comparación de alternativas a través de una matriz morfológica y un indicador crítico de costos, la maquina tiene un peso de 380 Kg. La cadena transportadora está construida con varillas de acero ASTM A-36 con un diámetro de ½”, las RPM de la toma de fuerza no deben exceder a 400 RPM para el cuidado, con la puesta a prueba de la maquina se concluyó que el arrancador de papas trabaja

mejor a una distancia de 250mm de desplazamiento lateral con respecto al eje central del tractor, con la implementación de la descarga lateral se obtuvo un ahorro del 20% en la operación del tractor y mano de obra directa. (13)

Uno de los aspectos más importantes de esta tesis es que los tractores no deben proporcionar más de 400 RPM para el cuidado de la máquina, y el peso de la cosechadora diseñada alcanza los 380 Kg, siendo esta máquina maniobrable.

Aroni Martínez Alex realizó la tesis titulada “Diseño una Maquina Aporcadora de Papa para Terrenos de Chupaca” el 2016 en la Universidad Nacional del Centro del Perú, debido al incremento de un 45% de producción de papa en los años 2004-2013 se generó una necesidad de dar otra alternativa técnica en la cosecha de la papa teniendo en cuenta la geografía de la provincia de Chupaca, el objetivo de la tesis fue Diseñar una Maquina Aporcadora de Papa que le dé al agricultor una nueva y mejor alternativa para la cosecha de papa, en esta tesis la metodología utilizada fue la VDI-2222 con lo cual desarrollo una estructura de funciones y una matriz morfológica obteniendo tres alternativas de solución de los cuales selecciono el diseño con las características requeridas como limitaciones geométricas, esfuerzos y deformaciones, tolerancias y evaluación económica, al término y evaluación de la tesis se concluye que los materiales utilizados para el diseño fueron ASTM A-36 el cual paso las pruebas de esfuerzos en el simulador SolidWork 2016 con un factor de seguridad de 2, por otro lado el implemento está diseñado para ser arrastrado por un tractor agrícola de 70 HP y con una velocidad máxima de trabajo de 7.5 Km/h, la aporcadora tiene un peso de 417.97 Kg con lo cual se consiguió estar por debajo del peso de los aporcadores existentes. (14)

Para el diseño del prototipo de esta tesis se utilizó el acero ASTM A-36 con un factor de seguridad de 2, en base a la potencia del tractor de 70 HP y una velocidad de trabajo de 7.5 Km/h.

2.2 Bases teóricas.

2.2.1 Tractores agrícolas.

2.2.1.1 Capacidad y potencias.

Como fuente de poder para la maquina cosechadora utilizaremos un tractor agrícola, en esta ocasión los datos a considerar serán de un tractor modelo TS6-110 de una potencia nominal de 110 HP, el torque máximo que desarrolla el motor a 1400 RPM es de 510Nm, la relación de transmisión es de 80:1, los aros de tracción es R38 – 800/70, la eficiencia es del 85%, el peso de los lastres o contrapesas es de 350 Kg y el peso nominal de esta máquina es de 4852 Kg. (15 págs. 3-4) La capacidad del tiro de tres puntos se halla con las siguientes formulas:

$$Q_T = Q_m + Q_L + Q_i \quad [2.1]$$

$$Fr = \mu_T * Q_T \quad [2.2]$$

$$Tr = Tm * r \quad [2.3]$$

$$Tr_{(real)} = Tr * n \quad [2.4]$$

$$F = \frac{Tr_{(real)}}{R} \quad [2.5]$$

$$F_T = F - Fr \quad [2.6]$$

La fuerza del tiro de tres puntos no depende solamente de la potencia efectiva de la máquina, esta se condiciona por el peso de los lastres, el estado y dimensiones de los neumáticos, el peso del implemento y las características de los terrenos por donde ha de trabajar la máquina, en la tabla 2.1 se visualizan que cada tipo de terreno cuenta con un distinto coeficiente de fricción. (16 pág. 2)

Tabla 2.1. Valores de coeficientes de fricción de rodadura.

Naturaleza y tipo de suelo	Coefficiente de rodadura (μ_r)
Arena y suelo muy suelto	0,15 a 0,30
Tierra labrada	0,10 a 0,20
Rastrojo seco	0,08 a 0,10
Suelo baldío	0,06 a 0,10
Camino de tierra	0,04 a 0,06
Camino de tierra afirmado	0,03 a 0,05
Carretera asfaltada	0,02 a 0,03
Carretera de cemento	0,01 a 0,02

Nota: La unidad del coeficiente de rodadura se expresa en micras. Adaptada de "Capacidad de Tiro en Tractores Agrícolas" por Ferrari H y Ferrari C (16 pág. 20)

2.2.1.2 Potencia de la toma de fuerza.

En un estudio realizado en la Universidad Autónoma Chapingo en los departamentos de la facultad de Ingeniería Mecánica utilizando la norma MNX "Tractor agrícola–Determinación de potencia a la toma de fuerza–Método de prueba" y la NC "Máquinas agropecuarias y forestales, Evaluación energética, Metodología para su realización". Al analizar un tractor agrícola modelo 6610-S, los resultados obtenidos en su toma de fuerza fue de 24.14 KW a una frecuencia de rotación de 320 a 1774 RPM. (17 págs. 76-81)

2.2.1.3 Selección de neumáticos para implementos agrícolas.

Los neumáticos para las maquinas cosechadoras se seleccionan tomando en cuenta la tabla 2.2 donde la cosechadora es anclada al tractor agrícola por intermedio de los templadores alojados en los tres puntos de acoples, por lo que, es el tractor agrícola el que soporta el peso y la carga que recorre la cosechadora.

Los neumáticos de la cosechadora cumplen la función de guía para el deslizamiento. (7).

Tabla 2.2. Selección de neumáticos.

Tipo	Neumático para implemento Agrícola
I-1	Banda de rodamiento de Relieve Longitudinal
I-2	Implemento de Tracción Moderada
I-3	Banda de Rodamiento de Tracción
I-6	Banda de Rodamiento Lisa
F-1	Banda de Rodamiento de Relieve Longitudinal- velocidad de carretera

Nota: clasificación de tipos de neumáticos utilizados en implementos agrícolas. Adaptada de “Aprendiendo sobre neumáticos” por Good Year (18 pág. 5)

2.2.2 Morfología de la papa.

2.2.2.1 La papa.

La población nacional tiene a la agricultura como uno de los sustentos económicos fundamentales, esta cubre una superficie aproximadamente 5 476 997 ha. representando el 15% de toda la superficie nacional, especialmente en la región Junín se considera esta actividad como una de los principales sectores económicos, ya que en el 2010 ésta representó el 5.9% de toda la actividad económica, esto también es un reflejo de que esta región es la tercera productora de papa a nivel nacional. (19 pág. 126)

2.2.2.1.1 Características físicas y mecánicas.

Debido a los ensayos realizados obtenemos que las pérdidas de potencia se dan a causa de la fricción que se genera entre la superficie de contacto de la cuchilla de la máquina y la papa como se muestra en la tabla 2.3, por lo que es necesario conocer estos datos para evitar el daño mecánico a la papa al realizar el diseño de la máquina. (20 pág. 104)

Tabla 2.3. Valores de coeficientes de fricción.

Superficie	Coeficiente de Fricción (μ)
Tubérculo – Acero Pulido	0.71 – 0.80
Tubérculo – Suelo	0.98 – 1.03
Tallos – Acero Pulido	0.47 – 0.74
Tallos – Caucho	0.71 – 0.93
Tallos – Suelos	0.67 – 0.96

Nota: Unidad de coeficiente de fricción en micras. Tomado de “Determinación de las Características Físicas y Propiedades Mecánicas de papa Cultivada en Colombia” por Buitrago et al. (20 pág. 104)

2.2.2.2 Papa diacol capiro.

La papa diacol capiro o también conocida como R-12 esta variedad de papa fue mejorada para utilizarlo en la industria alimenticia para la preparación de hojuelas y bastones, caracterizada por el color rojizo de su cascara, el tiempo promedio de producción es de 5.5 meses en terrenos ubicados entre 2000 y 3200 msnm con una producción promedio de 35 a 40 T/ha (21 págs. 14,15)

Sus bajos contenidos de azúcar evitan el ennegrecimiento y la pérdida del sabor al momento de freírlo, cuando el azúcar supera los 0.1% las hojuelas se tornan de color oscuro, pierde su esencia y tiende a quemarse, normalmente esto ocurre cuando la papa es golpeada en la cosecha mecanizada. Por otro lado, la papa capiro tiene un 21% de materia seca, esto evita la absorción del aceite al momento de freírlo. (20 págs. 80,81)

- Ensayos mecánicos de la papa diacol capiro.

Se realizaron ensayos mecánicos a 3 variedades de papa (Capiro, Criolla y pastusa), el estudio tomó un tiempo de 90 días con un intervalo de inspección de cada 15 días, para realizar los ensayos se tuvo que clasificar las papas en cuatro tamaños como se muestra en la tabla 2.4, en donde la variedad Capiro y pastusa tienen una resistencia de 3 a 5 veces menor al punzonamiento, compresión y

corte con respecto a la variedad Criolla. Los ensayos de carga máxima en la cascara realizada a la papa Capiro en sus 4 tamaños seleccionados, los resultados obtenidos se plasman en la figura 2.1 (20 págs. 102,110)

Tabla 2.4. Clasificación de la papa en relación a su diámetro.

Clasificación Comercial		Clasificación "Norma NTC 341"	
Denominación	Diámetro (mm)	Denominación	Diámetro (mm)
Grado 0	> 90	Muy Grande	>90
Grado 1	70 – 89	Grande	65-90
Grado 2	50 – 69	Mediana	45-64
Grado 3	35 – 49	Pequeña	30-44

Nota: La denominación de los grados corresponden a la norma NTC 341, la cual clasifica a las papas por sus diámetros para la industria y el consumo. Adaptada de "Determinación de las Características Físicas y Propiedades Mecánicas de papa Cultivada en Colombia" por Buitrago et al. (20 pág. 103)

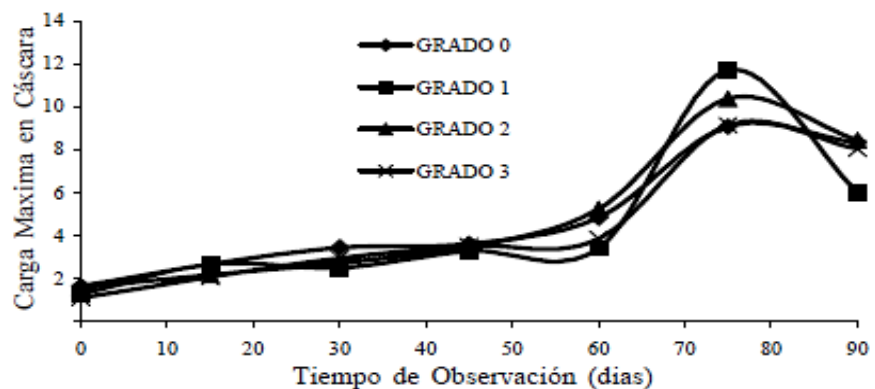


Figura 2.1: Representación de la carga máxima en la cascara de la papa en las pruebas de corte. Adaptada de "Determinación de las Características Físicas y Propiedades Mecánicas de papa Cultivada en Colombia" por Buitrago et al. (20 pág. 110)

Como resultado se obtiene que la papa capiro en sus cuatro grados (tamaños), soportan el un 50% menos de carga en la cascara, comparándola con los resultados de la papa criolla.

2.2.2.3 Daños mecánicos producidos en la papa.

2.2.2.3.1 Mancha o ennegrecimiento interno.

Este tipo de daños son ocasionado por golpes recibidos generalmente en la superficie de la papa, las cuales dañan a las células y estas tienden a romperse al instante o al

transcurrir de los días, dependiendo de la magnitud del golpe, los cuales se reflejan en el anillo vascular de la papa, y después de 1 a 2 días posteriores de haber recibido el golpe cambian de color como se ilustra en la figura 2.2. (22 pág. 8)

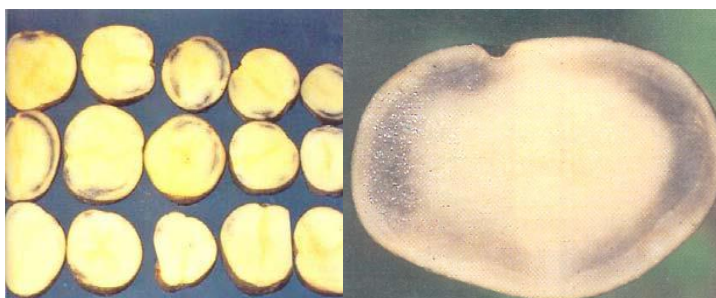


Figura 2.2. Sintomatología de las papas por ennegrecimiento interno. Tomado de la “universidad austral de chile” por Ortega (22 pág. 8)

2.2.2.3.2 Magulladuras.

La magulladuras o raspadura de la piel de la papa son ocasionados por fricción mecánica durante la cosecha generalmente en puntos filosos. En su mayoría son daños superficiales, pero en el peor de los casos estos son invisibles hasta que las papas sean rebanadas, en la figura 2.3 se visualiza la magnitud de los cortes. (22 pág. 10)

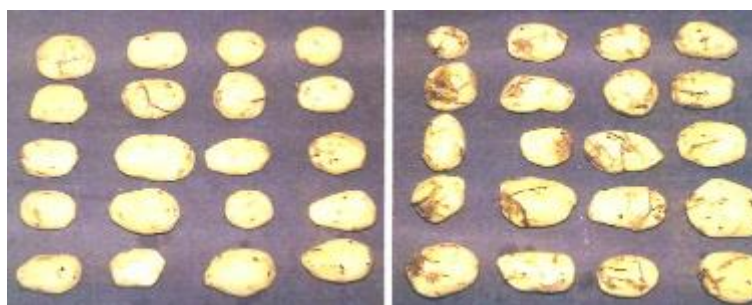


Figura 2.3. Papas que muestran magulladuras a causa de fricción mecánica. Tomado de la “universidad austral de chile” por Ortega (22 pág. 8)

2.2.2.4 Especificaciones de sembrío.

En la figura 2.4 se muestra las dimensiones del terreno, las cuales son:
a) La distancia de surco a surco es 90cm. b) La distancia del ancho de

un camellón es de 50cm. c) La profundidad de hasta dónde llega la papa es de 25cm.

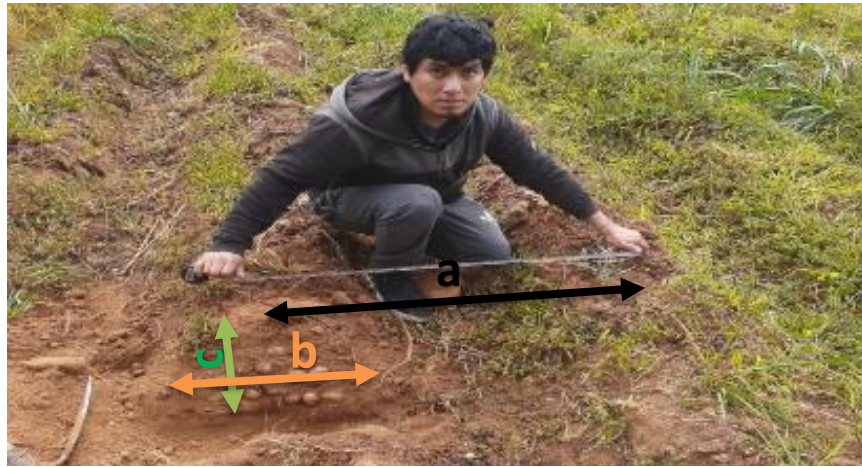


Figura 2.4. Especificaciones de las dimensiones a las que se siembran las papas.

Para una producción de papa, el estado del terreno no debe de ser compacto ya que las raíces no se desarrollarán en su totalidad, por lo cual tendremos una baja producción. En la tabla 2.5 se expresan los distintos coeficientes de labranza que tienen cada tipo de terreno, Quevedo recomienda un que el coeficiente de labranza no debe de superar los $40 \text{ Kg}/\text{dm}^2$.

Tabla 2.5. Valores de coeficientes de labranza.

Estado del suelo	Coefficiente de Labranza (CL) Kg/dm^2
Tierra muy suelta	30
Tierra suelta	30 - 40
Tierra mediana	40 - 60
Tendiendo a compactada	60 - 80
Tierra compactada	80 - 100

Nota: El coeficiente de labranza (CL) se encuentra en $40 \text{ Kg}/\text{dm}^2$. Tomada de "análisis y diseño de un apero cosechador de papas para el motocultor yto df-151-magap" por Quevedo A. (10 pág. 34)

Al mismo tiempo Quevedo expresa una ecuación para poder detallar la fuerza de corte que resulta entre el estado del terreno y la cuchilla de corte. (10 págs. 34-35)

$$F = CL \times b \times L \quad [2.7]$$

2.2.3 Cosechadoras de papa.

2.2.3.1 Principio de funcionamiento.

Una vez cortado el follaje de la papa, la cosechadora inicia su proceso con el corte del suelo con la profundidad necesaria que le permite estar por debajo de las papas, luego las papas juntamente con la tierra pasan por la cadena transportadora en la cual se realiza la separación de la tierra por la distancia que hay entre varilla – varilla. Finalmente, las papas caen por la parte posterior de la cosechadora a la superficie del terreno para luego ser recolectadas. (23 pág. 4)

2.2.3.2 Partes principales.

- Chasis o bastidor. - Se le denomina a la estructura principal que sirve como soporte de todos los sub sistemas de la máquina.
- Sistema de enganche. – Son los puntos de acople entre la máquina y el tractor, generalmente estos forman parte de la estructura del chasis.
- Mecanismo de accionamiento. – Comprenden todos los componentes que están interrelacionados para generar movimiento de los subsistemas de máquina.
- Aparato sacador. – Cumplen la función de extraer las papas que se encuentran debajo de la tierra a la superficie del terreno y estas generalmente tiene un ángulo de ataque determinado.
- Transportadoras. – Son las encargadas de transportar y separar las papas de la tierra, estas son conformadas por varillas de acero. (23 pág. 5)

2.2.3.3 Tipos de cosechadoras.

2.2.3.3.1 Simples.

Son máquinas pequeñas y sencillas, pero de poco rendimiento conocidas comúnmente por los agricultores como “Cola de Pato” las cuales elevan el tubérculo del suelo y lo esparcen en la superficie del terreno, está

conformado por un chasis que tiene montado un reja o cuchilla y tiene una cierta cantidad de varillas las cuales elevan a las papas. (24 pág. 317)

2.2.3.3.2 Rotativos.

Son máquinas complejas que consiste de un chasis con una cuchilla excavadora y un tambor rotativo que trabaja en un plano vertical perpendicular al avance, la maquina esta propulsada por la toma de fuerza del tractor. La separación del tubérculo con la tierra es por medio de una criba que está situada frente al tambor rotatorio, los giros que realiza el tabor ocasiona que las papas sean lanzadas a la criba como se ilustra en la figura 2.5, siendo este proceso no muy recomendable por los golpes directos que reciben las papas.

Esta máquina rotativa tipo araña, debido al sistema de arranque de la papa que tiene se adapta mejor a una amplia variedad de terrenos a diferencia de las otras máquinas. (24 pág. 318)

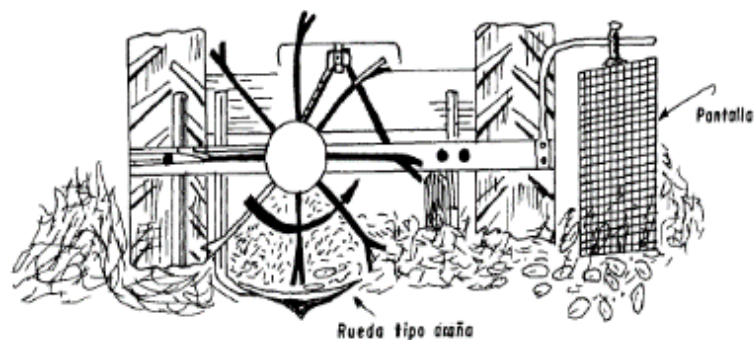


Figura 2.5. Cosechadora de papa rotativo donde el tambor rotatorio es la rueda tipo araña y la criba es la pantalla. Tomado de “Energía y Mecanización en la Agricultura” por Gil. (24 pág. 319)

2.2.3.3.3 Elevadoras.

Este tipo de máquina comprenden de sistema de arranque por cuchilla con un ángulo determinado para posicionarse por debajo de las papas similar a la cosechadora tipo

araña, luego del corte la papa y la tierra es trasladada hacia la cadena elevándolo donde se separa la papa de la tierra por medio de una acción sacudidora como se detalla en la figura 2.6.

La separación de las papas con la tierra depende directamente de la velocidad de la cadena, a mayor velocidad mayor limpieza, pero los daños ocasionados en la papa se incrementan. (24 pág. 320)

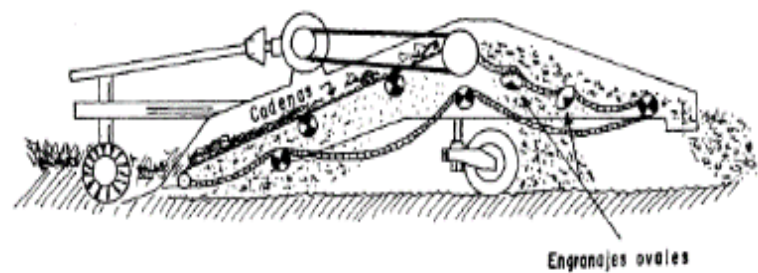


Figura 2.6. Cosechadora de papa elevadora, donde la cadena es el medio por donde se transporta la papa y los engranajes ovales hacen que esta vibre. Tomado de “Energía y Mecanización en la Agricultura” por Gil. (24 pág. 321)

2.2.4 Cadena de transmisión de tubérculos.

2.2.4.1 Cadena de varillas metálicas con unión espiral.

Este tipo de cadena transportadora de papa consta de varillas metálicas de 10mm unidas entre ellas por la forma espiral que tienen en sus extremos como se observa en la figura 2.7.

La ventaja de esta cadena es que tiene una holgura entre los eslabones el cual permite tener un buen encaje con relación a los dientes del piñón y así este no se descarrile.

La desventaja de esta cadena es que tiene una sola vida por lo que se tiene que cambiar el juego completo en un promedio de 10 a 15 hectáreas trabajadas dependiendo el tipo del terreno, por otro lado, como esta cadena tiene puntos filosos en la zona espiral donde se articulan, es ahí donde se produce mayor daño por magulladuras en las papas.



Figura 2.7. A) Área filosa en donde se genera daño por magulladura; B) Zona de la unión articulada de los eslabones. Adaptada de “sitio web” por Agrícola Castelao (25 pág. 1)

2.2.4.2 Cadena de varillas malticas con unión por lona.

Este tipo de cadena transportadora de papa consta de varillas metálicas de 10 mm unidas entre sí por bandas de lona en cada extremo como se ilustra en la figura 2.8.

Las ventajas de esta cadena son que al estar unidas por la lona en los extremos no hay daño en la papa por magulladuras, también estos pueden ser reutilizados ya que al dañarse la lona se puede cambiar independientemente de las varillas.

La desventaja de esta cadena es la sincronización entre piñón y las varillas debido a que la distancia entre los eslabones es fija, por lo que requiere una mayor precisión en las tolerancias geométricas del eje de los piñones.



Figura 2.8. A) Distancia fija entre varillas; B) material de lona como base para la unión de las varillas. Adaptada de “sitio web” por Beltec (26 pág. 1)

2.2.5 Teoría de esfuerzos.

2.2.5.1 Von Mises.

Para realizar el análisis, solo es necesario combinar los esfuerzos en los esfuerzos alternantes y medio de Von Mises, dentro de los esfuerzos, se pueden considerar alternos o medios a los de flexión, axiales o torsión. Estas ecuaciones también pueden aplicarse para aplicaciones en ejes. En el caso de que exista cargas axiales, donde también haya flexión y torsión, estas últimas son mucho más grandes en zonas críticas. (27 pág. 351)

Con fines de diseño para calcular el diámetro de los ejes trabajaremos la siguiente ecuación.

$$d = \left\{ \frac{16n}{\pi S_y} \left[4(K_f * M)^2 + 3(K_{fs} * T)^2 \right]^{\frac{1}{2}} \right\}^{\frac{1}{3}} \quad [2.8]$$

$$KF = 1 + q(Kq - 1) \quad [2.9]$$

$$KFs = 1 + qc(KTs - 1) \quad [2.10]$$

2.2.5.2 Asme Elíptica.

Cuando observamos que se cruza la línea de fluencia podemos notar que el criterio ASME elíptico en su totalidad no es conservador dentro del rango completo. (27 pág. 353)

Con fines de diseño para calcular el diámetro de los ejes trabajaremos la siguiente ecuación.

$$d = \left\{ \frac{16n}{\pi} \left[4 \left(\frac{K_f * M}{S_e} \right)^2 + 3 \left(\frac{K_{fs} * T}{S_y} \right)^2 \right]^{\frac{1}{2}} \right\}^{\frac{1}{3}} \quad [2.11]$$

Al momento de deducir los principios que influyen en la máxima resistencia a la fatiga se realizó con mucho cuidado a nivel laboratorio, además de tener todo un ambiente de condiciones estrictamente controladas. En este ensayo se determinó por el método de

correcciones sustractivas, también llamada multiplicativas, para el acero 4340 (calidad de aeronave y horno eléctrico); el cual tuvo un coeficiente de 0.40 en la forma aditiva y 0.85 en la multiplicativa. En ese sentido, la ecuación de Marín se expresa de la siguiente manera: (27 pág. 273)

$$S_e = K_a * K_b * K_c * K_d * K_e * K_f * S'_e \quad [2.12]$$

2.2.5.3 Factor de seguridad.

Dentro de la ingeniería se tiene incertidumbre al momento de diseñar, pues existen múltiples factores empíricos que se alejan del cálculo del diseño, como pueden ser los materiales, la validez de las ecuaciones utilizadas y también la variabilidad de la carga. Por lo que se usa diferentes formas para contener estas incertidumbres, como pueden ser los métodos estocásticos y los determinísticos. En este caso, se utilizará un factor de diseño, el cual está dentro de los métodos determinísticos, este factor representa el valor máximo permisible. En ese sentido definimos al factor de diseño n como factor de seguridad. (27 pág. 16)

$$n = \frac{S_y}{\sigma'} = \frac{\text{resistencia a la fluencia}}{\text{esfuerzo admisible}} \quad [2.13]$$

En el cálculo de selección de ejes o flechas, el factor de seguridad depende directamente del tipo de carga a la que ha de estar sometido e eje, en la tabla 2.6 según la norma ANSI-ASME se expresa los valores de factor de seguridad más recomendables.

Tabla 2.6. Valores de factor de seguridad para flechas o ejes.

Tipos de carga	Valor de factor de seguridad
Cargas estables	2.0
Cargas con impacto moderado	3.0
Cargas con impacto fuerte	4.0

Nota: Los valores del factor de seguridad fueron determinados según la norma ANSI - ASME. Adaptada de “Tablas y Gráficas para Diseño de Elementos de Máquinas” por Díaz del Castillo. (28 pág. 14)

2.2.6 Leyes del movimiento de Newton.

2.2.6.1 Masa.

Es la cantidad de materia en una unidad de volumen, manteniendo una relación directa, es decir la masa aumenta conforme se incrementa el volumen y esto varía dependiendo la densidad característica de la materia. (29 pág. 1)

$$Densidad = \frac{masa}{Volumen} \quad [2.14]$$

2.2.6.2 Peso.

Newton formula tres leyes de movimiento de atracción gravitacional, pero solo trabajaremos con una. En caso de que una partícula se encuentre localizada cerca de la superficie terrestre, solo hay una fuerza considerable entre la tierra y la partícula, esta llegaría a ser la fuerza gravitacional y a esta fuerza se denomina peso “W”. (30 pág. 109)

$$W = m * g \quad [2.15]$$

2.2.6.3 Fuerza.

Al estudiar la cinemática, estaríamos estudiando una de las ramas de la dinámica, la dinámica relaciona el cambio de movimiento de un cuerpo o partícula y las fuerzas que provocan que dicho cuerpo se mueva. El sostén de la cinemática es la segunda ley de Newton, en la cual establece que al aplicar una fuerza desbalanceada a una partícula ésta se acelera en dirección a la fuerza aplicada, tanto la fuerza como la aceleración son directamente proporcionales por lo cual Newton expresó la siguiente ecuación. (30 págs. 107-108)

$$F = m * a \quad [2.16]$$

2.2.6.4 Ecuación de movimiento.

Cuando hay más de una fuerza que actúa en una partícula, la fuerza resultante se determinará por medio de la suma de sus vectores de

todas las fuerzas actuantes, por lo tanto Newton expresa la ecuación de movimiento de la siguiente forma. (30 pág. 110)

$$\sum F = m * a \quad [2.17]$$

2.2.6.5 Posición según la aceleración.

Siempre en cuando se conozca la velocidad de una partícula y la distancia que recorre de un punto a otro se puede calcular la aceleración que obtuvo esa partícula en un tiempo determinado, también podemos obtener una relación entre la velocidad “ v ”, la aceleración “ a_c ” y el desplazamiento “ s ” a lo largo de una trayectoria como se expresa en la siguiente ecuación. (30 págs. 7-8)

$$s = s_0 + v_0 * t + \frac{1}{2} a_c * t^2 \quad [2.18]$$

2.2.6.6 Potencia.

La potencia es muy importante para poder seleccionar una máquina o el tipo de un motor que realizara una cierta cantidad de trabajo “ U ” en un determinado tiempo “ t ”, la ecuación 2.19 expresa el cálculo que se ha de realizar para determinar la potencia.

En el sistema internacional “SI” la potencia es expresada en watts “ W ”, pero la mayoría de motores o máquinas se expresan en hours power “ HP ”, ambos son potencias, pero en diferentes sistemas de medida, en la ecuación 2.20 se expresa el equivalente para su conversión. (30 pág. 192)

$$Pot = \frac{U}{t} \quad [2.19]$$

$$1 HP = 746 W \quad [2.20]$$

2.2.7 Cuñas.

2.2.7.1 Definición.

Elemento mecánico que impide que haya movimiento entre eje y cubo y sus dimensiones son estandarizadas según la norma DIN. Si el

ambiente no es corrosivo, se opta por acero dulce al bajo carbono (31 pág. 59)

Para el diseño de la cuña se tiene que tener en cuenta cuanto de carga de torsión se va a soportar, además de que su altura, grosor y profundidad estarán determinados por el diámetro del eje. (27 pág. 373)

2.2.7.2 Esfuerzo por cizallamiento.

Se define que el factor de seguridad se halla comparando la resistencia frente a la fluencia por cortante del material con el esfuerzo cortante. La fuerza y el torque de ejes son constantes ambos, si uno lo es. (31 pág. 57)

Cálculo de la longitud a partir del esfuerzo cortante.

$$L \geq \frac{f_s(2T)}{d.w(0,577)S_y} \quad [2.21]$$

2.2.7.3 Esfuerzo por aplastamiento.

Se menciona que se consideran estáticos los esfuerzos de presión a razón de que estos no provocan fallas por fatiga. Ya si la fuerza aplicada sea constante o variable, solo se usa la fuerza máxima que se aplicó para el cálculo de este esfuerzo de presión por contacto. (31 pág. 58)

Cálculo de la longitud a partir del esfuerzo de contacto

$$L \geq \frac{(4T).f_s}{d.h.S_y} \quad [2.22]$$

2.2.8 Pernos.

2.2.8.1 Definición.

Elemento de uniones no permanentes que se usa para fijar y transmitir potencia. En la figura 2.9 Se observa a un perno de cabeza hexagonal estándar. El esfuerzo se concentra en la terminación de las roscas y en los filetes. La cara de la arandela tiene el mismo diámetro que el ancho que existe entre las caras de forma hexagonal. (27 pág. 404)

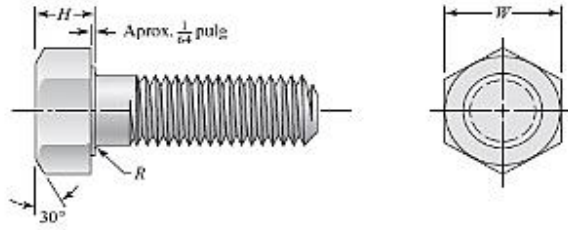


Figura 2.9. Dimensiones de un perno hexagonal estándar. Tomado de “Diseño en Ingeniería Mecánica de Shigley” por Budynas et al. (27 pág. 405)

2.2.8.2 Selección en base a sus cargas actuantes.

Al ser el perno un componente externo con la función de unir dos o más piezas, estos están expuestos a cargas cortantes, tracción, movimientos cíclicos y fricción, por lo que estos llegan a fatigarse con el tiempo por lo que es recomendable trabajar con las siguientes fórmulas para evitar una mala selección del mismo. (27 pág. 429).

$$\sigma' = \frac{P}{A_b} \quad [2.23]$$

$$F_i = 0.9 * A_t * S_p \quad [2.24]$$

$$\tau = \frac{F_c}{A_s} \quad [2.25]$$

$$\tau = \frac{0.577 * S_y}{F_s} \quad [2.26]$$

2.2.9 Soldaduras.

2.2.9.1 Arco eléctrico.

A través de una columna gaseosa ionizada llamada plasma se induce una corriente eléctrica, la cual tiene el nombre de arco eléctrico, su temperatura oscila entre 5000 y 30000 °C, esto depende de la cantidad de corriente que este atravesando y la naturaleza de la columna gaseosa. Cuando se realiza una soldadura con un arco de electrodo manual revestido se espera alrededor de 6000°C de temperatura. (32 pág. 32)

2.2.9.2 Simbología.

Para que las ideas del diseñador, se vean plasmadas en el diseño, se tiene que comunicar al soldador las ideas expresadas de manera clara para que la fabricación sea tal como se diseñó, por lo que se usa un sistema de símbolos para que esta comunicación sea eficaz. (32 pág. 73)

En la figura 2.10 se muestra la ubicación de los símbolos y anotaciones de la soldadura a realizarse, en la figura 2.11 se denota los símbolos de cada tipo de soldadura.

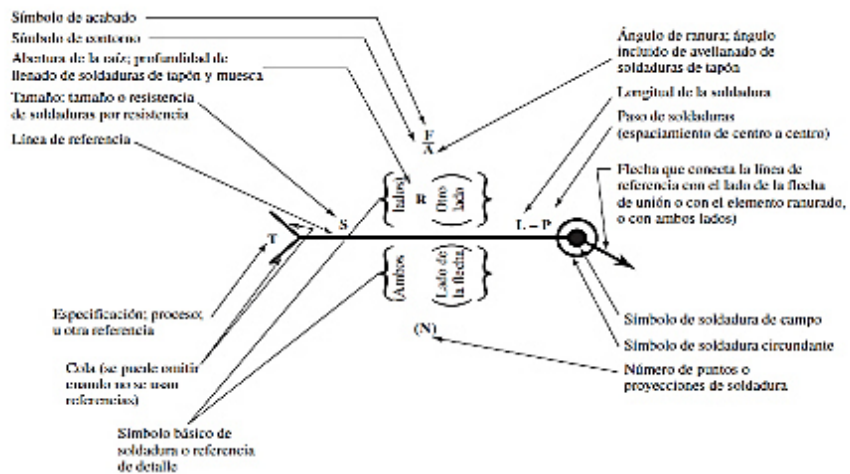


Figura 2.10. Estructura del símbolo de soldadura. Tomado de “Diseño en Ingeniería Mecánica de Shigley” por Budynas et al. (27 pág. 454)

Cordón	Filete	Tapón o muesca	Ranura				
			Cuadrada	V	Bisel	U	J

Figura 2.11. Simbología de soldadura. Tomado de “Diseño en Ingeniería Mecánica de Shigley” por Budynas et al. (27 pág. 455)

Las utilizaciones de estos símbolos, generalmente se plasman en los planos de detalle, estos no pueden ser modificados ya que están en base a una norma internacional “AWS” y estos deben de ser respetados en la fabricación para la confiabilidad de la máquina.

2.2.9.3 Chaflán o bisel.

El chaflán sirve como depósito de la soldadura que se hace para unir un par de piezas. Cuando el espesor de las piezas es regular se realiza un chaflán en “J” y en “U” para el ahorro de costos en las juntas. (32 pág. 73).

En la figura 2.12 se ilustran las siguientes descripciones de los tipos de chaflán: a) Cuadrada soldada a tope ambos lados, b) V simple con bisel a 60° y abertura de la raíz, c) V doble, d) Bisel sensillo .

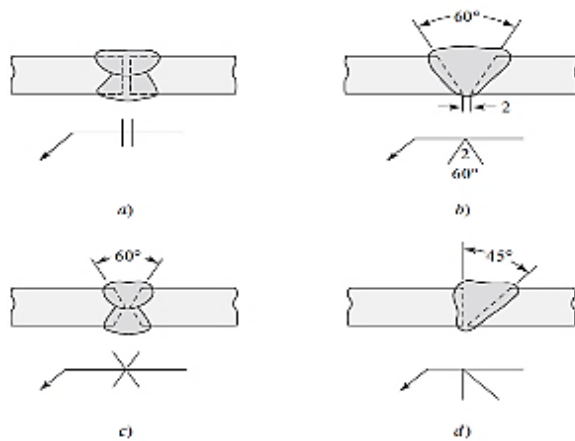


Figura 2.12. Simbología de tipo de chaflán, Tomado de “Diseño en Ingeniería Mecánica de Shigley” por Budynas et al. (27 pág. 456)

2.2.9.4 Esfuerzos en uniones soldadas.

Para este caso no se tiene previsiones o aproximaciones para poder prever esfuerzos existentes, puesto que la geometría del filete es burda y demasiada abrupta para métodos analíticos. Existen también esfuerzos flexionantes sutiles a causa de anomalías. Sin embargo, si no se realiza un análisis consistente, las uniones que resultan tienen que ser seguras y especificar cada parte soldada. (27 pág. 458)

$$\tau' = \frac{V}{A} \quad [2.27]$$

$$\tau'' = \frac{M * r}{I} \quad [2.28]$$

$$\sigma = \frac{M}{\left(\frac{b * d^2}{6}\right)} \quad [2.29]$$

2.2.10 Rodamientos.

2.2.10.1 Tipos

Los cojinetes son fabricados con el fin de soportar esfuerzos radiales y de empuje puras o también cada una de manera independiente, en la figura 2.13 observamos los nombres de las cuatro partes principales de un rodamiento rígido de bolas (27 pág. 546)

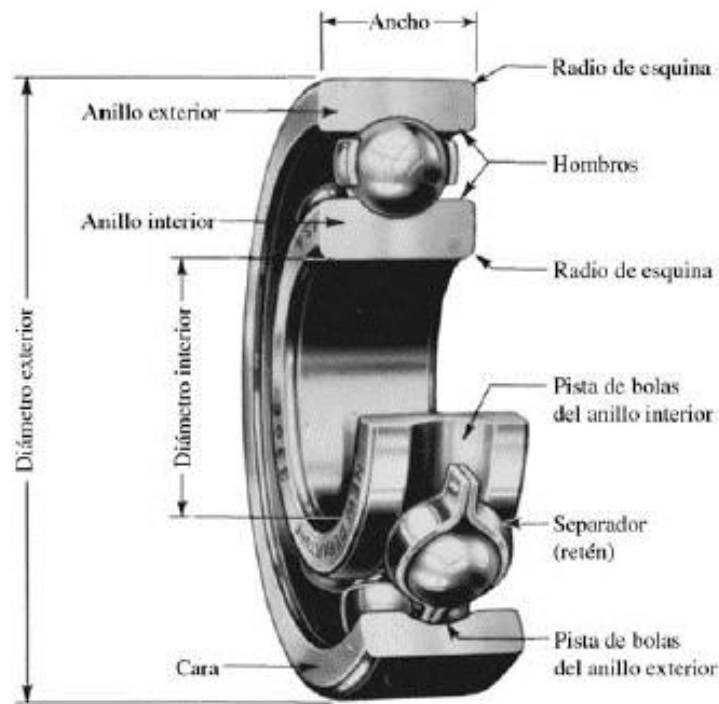


Figura 2.13. Partes de un rodamiento rígido de bola. Tomada de “Diseño en Ingeniería Mecánica de Shigley” por Budynas et al (27 pág. 547)

2.2.10.2 Selección de rodamiento.

En los rodamientos la lubricación correcta protege de la corrosión y reduce la fricción, esto es importante para que los rodamientos funcionen con un rendimiento máximo. Son diversos los factores que actúan en la etapa de selección de un rodamiento tales como:

- Espacio que hay disponible.
- Desalineación.
- Velocidades.
- Niveles de vibración.
- Cargas, (dirección y magnitud).
- Precisión y rigidez.

- Temperatura de funcionamiento.
- Velocidades.
- Forma y diseño adecuados de otros componentes de la disposición.
- Tipo y método de lubricación.
- Niveles de contaminación.
- Ajustes apropiados y juego interno o precarga del rodamiento.
- Tipo y cantidad de lubricante.
- Dispositivos de fijación.
- Instalación y métodos de desmontaje.
- Sellos adecuados.

Todos estos factores que se tomaron en cuenta para la selección de un rodamiento se rigen bajo la norma ISO 5593 (33 págs. 22-23)

La mayoría de los catálogos de rodamientos utilizan la carga dinámica para su selección, la cual es calculada con la siguiente ecuación.

$$C_{10} = f_s * F_D \left(\frac{XD}{X^o + (\theta - X^o)(1 - RD)^b} \right)^{\frac{1}{a}} \quad [2.30]$$

$$XD = \left(\frac{L_D * n_D * 60}{10^6} \right) \quad [2.31]$$

2.2.11 Chumaceras.

Es un componente mecánico de varias formas que en su mayoría es de una base de hierro fundido de alto grado el cual en su interior aloja a un rodamiento de bolas protegidas por un sello. Para su auto alinealidad la superficie interior de la base y la superficie exterior del rodamiento son esféricas. Cuando se realiza la instalación de las chumaceras en los ejes se tiene que tomar en cuenta el método de montaje de acuerdo al tipo de chumacera, de lo contrario estaríamos acortándole la vida útil. (34 pág. 6)

2.2.11.1 Capacidad de carga dinámica.

Para tener una mejor durabilidad en un grupo de rodamientos que conforman la chumacera, estos tienen que soportar la misma carga y las mismas condiciones, y esta puede ser calculada para determinar la fatiga del material y explicada estadísticamente al 90% que representa el número total de rpm, la vida nominal de

confiabilidad se representan en las horas de trabajo, el cual no debe bajar de un 90%, la carga dinámica es el resultado de las cargas constantes que están expuestas los rodamientos la relación entre las cargas dinámicas, las de los rodamientos y los cálculos de la vida nominal se rigen en la siguiente ecuación (34 pág. 24)

$$L_{10} = \left(\frac{C_r}{P_r}\right)^3 \quad [2.32]$$

2.2.11.2 Carga radial dinámica.

Para las capacidades de carga dinámica de los rodamientos de las chumaceras se toma en cuenta cuando se tienen cargas uniformes y radiales, sin embargo, dichos rodamientos están expuestas a cargas compuestas, por tal motivo, se debe convertir las cargas axiales, cargas radiales el cual influirá en la vida útil del rodamiento dicha conversión de cargas toma el nombre de carga radial equivalente y dependiendo de esta se calcula la vida útil de los rodamientos de bolas para las chumaceras. Para el cual se utiliza la siguiente fórmula.

$$P_r = X * F_r + Y * F_a \quad [2.33]$$

2.2.11.3 Cargas en el rodamiento.

Para determinar las cargas en los rodamientos de las chumaceras no solo es necesario un cálculo, hay otros esfuerzos que actúan sobre ellos como: la carga producida por el trabajo, el peso de los elementos de rotación y la carga resultante de potencia de trabajo a la que es sometida y estas pueden ser unitarias o combinadas, también los rodamientos de chumacera están expuestos a vibraciones y choques de diferentes niveles, teniendo estos factores en contra de la vida útil del rodamiento, se debe multiplicar por un factor de carga “ f_w ” al valor teórico de carga como indica en la tabla 2.7 tomando en cuenta los antecedentes de trabajos similares. (34 pág. 28)

$$Fact. = fw * F \quad [2.34]$$

Tabla 2.7. Valores de los factores de carga para la selección de chumaceras.

Condiciones de carga	fw	Ejemplos
Con pequeña carga de choque o sin choque	1 - 1.2	Maquinas herramientas, maquinas eléctricas, etc.
Algún tipo de carga de choque, Maquinas con componentes recíprocos	1.2 - 1.5	Vehículos, mecanismos de conducción, maquinas metal-mecánica, equipos hidráulicos, equipo de transmisión de potencia, maquinaria maderera, máquinas agrícolas. etc.
Cargas de choques violentos	1.5 - 3	Maquinaria agrícola, cribas vibradoras, molinas de tubo y de bola, etc.

Nota: fw = Factor de carga que ha de soportar el rodamiento de la chumacera con referencia al su uso. Adaptada de “Chumaceras” por NTN Corporation. (34 pág. 28)

2.2.11.4 Fuerza real.

La fuerza real o carga actual es el producto de la carga que soporta el rodamiento “Fact” con el factor de arrastre “Fz”, este factor es dependientemente del medio por el cual ha de ser accionado el eje que soporta la chumacera, puede ser por bandas planas, bandas trapezoidales “V”, bandas dentadas, por engranajes y por cadenas. Cuando la potencia que ingresa a la chumacera es por medio de cadenas, el factor de arrastres esta entre el rango de 1.2 a 1.5. (34 pág. 29)

$$Fr = Fact * Fz \quad [2.35]$$

2.2.11.5 Carga radial estática.

Para determinar las cargas en los rodamientos de chumaceras que trabajaban en máquinas estacionarias con velocidades menores a 10 rpm o que realizan pequeños movimientos oscilantes, se tiene

que tomar en cuenta la carga radial estática y radial dinámica equivalentes de un rodamiento, para el cual utilizaremos la ecuación 2.28, teniendo en cuenta que para los cálculos de rodamientos de bolas se tiene que tener en cuenta otras constantes. (34 pág. 30)

$$S_o = \frac{C_{or}}{P_{or}} \quad [2.36]$$

2.2.11.6 Transmisión de potencia.

Una transmisión de potencia es cuando hay interacción de dos componentes los cuales tiene una relación estándar, la potencia transmitida dependen directamente de la velocidad angular y del torque. (27 pág. 680)

Para el cálculo de la potencia se expresa las siguientes ecuaciones:

$$Pot = T * \omega \quad [2.37]$$

$$\omega = \frac{\pi * n}{30} \quad [2.38]$$

$$T = F * r \quad [2.39]$$

2.2.11.7 Relación de transmisión.

Es la relación que hay entre un piñón que impulsa a uno que conduce, la siguiente ecuación aplica para todos tipos de engranajes, las relaciones de transmisión no varían si trabajamos con engranajes cónicos, rectos, helicoidales o de tornillo sin fin, en el libro de shigley se expresa que; n = número de revoluciones en RPM y N = número de dientes. (27 pág. 672)

$$n_1 = \frac{N_2 * n_2}{N_1} \quad [2.40]$$

2.2.12 Cadenas de rodillos.

2.2.12.1 Normativa.

Las transmisiones de cadenas se caracterizan por incluir una relación de transmisión constante, La norma ANSI normalizó los tipos de cadena de rodillos en base a sus tamaños mostrados en la figura 2.14 y para su fabricación puede ser de uno, dos, tres y cuatro torones, la selección de estos tipos dependerán de la magnitud de esfuerzo a la que va a estar sometido la máquina.

También la norma ANSI B29.1-1995 expresa lo siguiente: el dimensionamiento de las cadenas comprenden según el paso de rodillo a rodillo como se visualiza la tabla “A-19” ubicada en el anexo. (27 pág. 874)

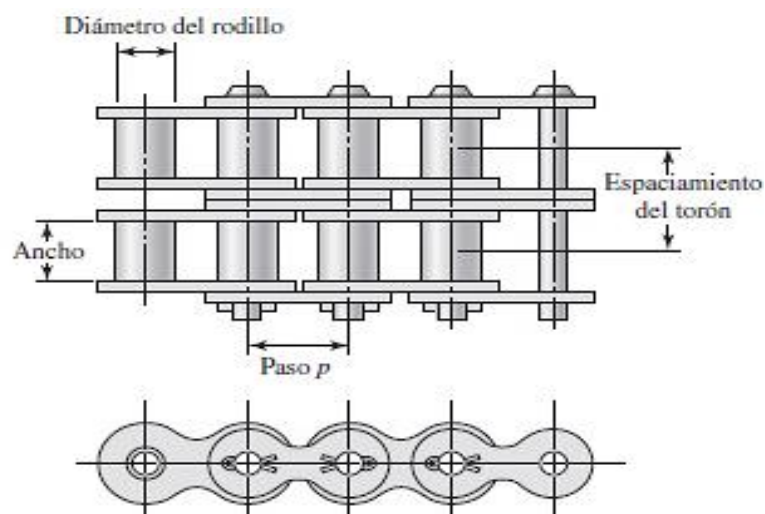


Figura 2.17 Partes de una cadena de rodillos de doble torón. Tomada de “Diseño en Ingeniería Mecánica de Shigley” por Budynas et al (27 pág. 874)

2.2.12.2 Selección.

En la selección de cadena la decisión de escoger la opción más adecuada dependerá mucho del factor de seguridad y las dimensiones del mecanismo, teniendo en consideración las variables de diseñador, las formulas 2.50 y 2.51 solo serán aplicadas en cadenas de un solo torón y en la ecuación 2.51 el resultado depende directamente del factor de corrección expresado en la tabla 2.8. (27 pág. 878)

$$H_d = H_{nom} * K_s * n_d \quad [2.41]$$

$$H_1 = 0.004 * N^{1.08} * n^{0.9} * p^{(3-0.07*p)} \quad [2.42]$$

$$H_2 = \frac{1000 * K_r * N^{1.5} * p^{0.8}}{n^{1.5}} \quad [2.43]$$

Tabla 2.8: Factor de corrección

Numero de cadena	Kr
25-35	29
41	3.14
40-240	17

Nota: El factor de corrección Kr varía dependiendo al número de cadena a utilizar. Adaptada de “Diseño en Ingeniería Mecánica de Shigley” por Budynas et al (27 pág. 878)

2.2.13 Ajustes y tolerancias.

- **Ajustes.**

El ajuste se obtiene entre los límites máximos y mínimos establecidos de las medidas de cada componente fabricado que va ser ensamblado cuyo rango lo debe de establecer el diseñador en base a su experiencia, pero respetando la norma ISO 286. (35 pág. 2)

- **Tolerancias.**

La tolerancia es una inexactitud admitida en el proceso de la fabricación de piezas mecánicas, por tal motivo las medidas de las piezas varían en un rango establecido por la norma ISO 286 que comprenden los límites máximos y mínimos admisibles tomando como referencia la línea cero. (35 págs. 9-15)

Las calidades del ajuste varían de acuerdo al tipo de trabajo que se va hacer y donde va ser aplicado, puede ser en cubos o ejes. En la tabla 2.9 mencionamos cuales son los valores de ajustes que se ha de utilizar en respecto al diámetro con la calidad.

Para los cubos los valores de calidad de 01 hasta 5 son empleados en la fabricación de instrumentos de precisión, los valores de 6 a 11 son

empleados en la fabricación de máquinas y los valores de 11 hasta 16 son empleados en la fabricación por medio de forjas, laminados, etc.

Para dar ajustes a los ejes los valores de calidad de 01 hasta 4 son empleados en la fabricación de instrumentos de precisión, los valores de 5 a 11 son empleados a la fabricación de máquinas y los valores de 11 a 16 se emplean en la fabricación por medio de prensado, forjado, etc. (36 págs. 10-11)

Tabla 2.9: Tabla de ajustes – calidad

Grupos de dimensiones (mm)		Calidad																	
Mayor de	Hasta de	01	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16
0	3	0.3	0.5	0.8	1.2	2	3	4	6	10	14	25	40	60	100	140	250*	400*	600*
3	6	0.4	0.6	1	1.5	2.5	4	5	8	12	18	30	48	75	120	180	300	480	750
6	10	0.4	0.6	1	1.5	2.5	4	6	9	15	22	36	58	90	150	220	360	570	900
10	18	0.5	0.8	1.2	2	3	5	8	11	18	27	43	70	110	180	270	430	700	1100
18	30	0.6	1	1.5	2.5	4	6	9	13	21	33	52	84	130	210	330	520	840	1300
30	50	0.6	1	1.5	2.5	4	7	11	16	25	39	62	100	160	250	390	620	1000	1600
50	80	0.8	1.2	2	3	5	8	13	19	30	46	74	120	190	300	460	740	1200	1900
80	120	1	1.5	2.5	4	6	10	15	22	35	54	87	140	220	350	540	870	1400	2200
120	180	1.2	2	3.5	5	8	12	18	25	40	63	100	160	250	400	630	1000	1600	2500
180	250	2	3	4.5	7	10	14	20	29	46	72	115	185	290	460	720	1150	1850	2900
250	315	2.5	4	6	8	12	16	23	32	52	81	130	210	320	520	810	1300	2100	3200
315	400	3	5	7	9	13	18	25	36	57	89	140	230	360	570	890	1400	2300	3600
400	500	4	6	8	10	15	20	27	40	63	97	155	250	400	630	970	1550	2500	4000

Nota: El grupo de dimensiones se refiere al rango del diámetro del cubo o eje. Adaptada de “Ajustes y Tolerancias” por Venegas L (36 pág. 8)

En la fabricación de las maquinas aún no hay un proceso donde les permite fabricar componentes exactamente iguales, pero gracias a las normas internacionales los componentes de las maquinas llegan a fabricarse en un rango establecido, por ejemplo, podemos adquirir un aro para un vehículo n° 14 fabricado en China y ensamblarlo con una llanta n° 14 fabricada en Brasil. Ambos componentes pueden ser ensamblados fácilmente ya que para realizar sus ajustes y tolerancias al momento de la fabricación se debe de trabajar a una temperatura máxima de 20 °C, siendo esto especificado en la norma ISO 286.

2.2.13.1 Acabado superficial.




Al realizar el mecanizado de las piezas se debe de realizar un acabado superficial en función al trabajo que va a realizar para mejorar su rendimiento y durabilidad de la pieza al ser sometido a trabajo.

Los principales objetivos de los acabados superficiales son:

- Proteger a las piezas de la oxidación, absorción y corrosión.
- Dar un buen aspecto un buen aspecto de la pieza para mejorar su aspecto físico.
- Tecnológicamente un acabado superficial se da para disminuir los rozamientos, desgastes, para facilitar el intercambio de piezas y para obtener el acabado óptimo para mejorar la soldabilidad. (37 pág. 2)

En la tabla 2.10 se expresa los tres símbolos principales que se expresa en los acabados superficiales, y en la tabla 2.11 se puede expresar la clasificación de valores de rugosidad.

Tabla 2.10: Tabla de simbologías de acabados superficiales.

A	B	C
		

Nota: A = Facultativo que debe de tener una nota; B = Obligatorio, indica que se debe o no arrancar viruta; C = Prohibido, no debe haber arranque de viruta.

Tabla 2.11: Tabla de valores normalizados de rugosidad.

Nomenclatura "N"	Ra en " μm "
N1	0.025
N2	0.05
N3	0.1
N4	0.2
N5	0.4
N6	0.8
N7	1.6

N8	3.2
N9	6.3
N10	12.5
N11	25
N12	50

Nota: N = Clasificación de rugosidad; Ra = Valor de Rugosidad.

El diseñador puede utilizar las combinaciones de las simbologías de acabado superficial con la de clasificación de la rugosidad para expresar los tipos de acabados superficiales que debe de tener las piezas a fabricar.

2.2.13.2 Tolerancia geométrica.

Se encargan de controlar la orientación, forma y posición de los elementos a fabricar, dicho elemento puede variar dentro de las tolerancias establecidas mostradas en la tabla 2.12 y se rigen bajo la norma ISO 8015.

Una tolerancia geométrica deberá aplicarse solamente en aspectos que afecten el intercambio de los componentes, la función de los componentes al ser ensamblados y para evitar errores en la fabricación. (38 págs. 3-4)

Cuando se realiza la fabricación de una máquina y se aplica las tolerancias geométricas a todos sus componentes que lo conforman, se elevara el costo de fabricación, es por ello que debe de aplicarse solo a los componentes que lo requieran.

Tabla 2.12: Simbología de las tolerancias geométricas.

Tipo de tolerancia	Características	Símbolo
Forma	Rectitud	
	Planicidad	
	Redondez	
	Cilindricidad	
	Forma de una línea	
	Forma de una superficie	
Orientación	Paralelismo	
	Perpendicularidad	
	Inclinación	
Situación	Posición	
	Coaxialidad y Coaxialidad	
	Simetría	
Oscilación	Circular	
	Total	

Nota: Forma = Comprende la parte superficial de la pieza; Orientación = Toma como referencia los ejes "X, Y, Z"; Situación = Mayormente dados en ejes, toma como referencia el eje centro de la pieza; Oscilación = Aplicadas a superficies de revolución.

2.3 Definición de términos básicos

2.3.1 Definiciones básicas

Labranza Consta en la preparación de la tierra para poder realizar diversos tipos de cultivos.

Cadena de rodillos Es un elemento mecánico que tiene la función de transmitir potencia de un lugar a otro.

Cadena transportadora Es un elemento mecánico encargado de transportar un producto o materia de un lugar a otro.

Cuchilla de corte Elemento mecánico que normalmente esta echo de aceros de mayor aleados, tiene la función de cortar el terreno.

Merma Porcentaje de pérdidas que son ocasionadas al realizar uno o más procesos.

Reja Parte esencial de los implementos agrícolas, cumplen la misma función que la cuchilla de corte.

Paso de cadena Es la distancia o separación que existe entre varilla a varilla de las cadenas transportadoras.

Lastre Masa solida de acero que sirve para aumentar el peso en el eje de tracción de los tractores agrícolas.

Tiro Son los puntos de anclaje entre el tractor y el implemento, este consta de 3 puntos estándares.

Hojuelas Son cortes finos que sale de la papa que luego son fritos con abundante aceite.

Bastones Tipo de corte que se le hace a la papa de forma rectangular alargada para luego ser procesada.

Tractor agrícola Maquina autopropulsada que proporciona energía mecánica para poder trabajar con diversos tipos de implementos en el campo agrícola.

Fuerza de tiro Fuerza que se genera cuando el tractor arrastra el implemento.

Punzonamiento Son daños producidos en la papa por cargas tangenciales.

Revolución Es el movimiento que realiza un sólido sobre su eje.

AWS Sociedad Americana de Soldadura

ASTM Asociación Americana de Ensayo de Materiales

VDI Asociación Alemana de Ingenieros

SAE Sociedad de Ingeniería Automotriz

ASME Sociedad Estadounidense de Ingenieros Mecánicos

ANSI Instituto Estadounidense de Estándares Nacionales

CAD Diseño Asistido por Computadora

DIN Instituto Alemán de Normalización

FS o n Factor de Seguridad

Fd o nd Factor de Diseño

D	Diámetro
L	Longitud
G	Centroide
J	Modelo de Chafan para Soldadura
U	Modelo de Chafan para Soldadura

2.3.2 Lista de símbolos

s_y	Resistencia a la fluencia	(MPa)
n	Factor de seguridad	
k_f	Factor de concentración de esfuerzos – Momento Flector	
k_{fs}	Factor de concentración de esfuerzos – Momento Torsor	
M	Momento Flector	(Nm)
T	Momento Torsor	(Nm)
S_e	Límite de Resistencia a la Fatiga	
K_a	Factor de modificación por la condición superficial	
K_b	Factor de modificación por el tamaño	
K_c	Factor de modificación por la carga	
K_d	Factor de modificación por la temperatura	
K_e	Factor de confiabilidad	
S'_e	Límite de resistencia a la Torsión	(MPa)
σ	Esfuerzo admisible	(MPa)
d	Diámetro	(m)
h	Altura	(m)

F	Carga Primaria	(N)
F''	Carga secundaria	(N)
η	Numero de Perno	
V	Carga Externa	(N)
τ	Esfuerzo Cortante	(MPa)
F_c	Cargan en el centroide	(N)
A_s	Área de corte	(mm ²)
A_b	Área de contacto	(mm ²)
C_{10}	Capacidad de carga Dinámica	(KN)
F_D	Carga	(KN)
L_D	Vida útil deseada	(h)
N_D	Velocidad deseada	(RPM)
a	Tipo de Rodamiento	
H_{Tab}	Potencia Tabulada	(HP)
Nd	Factor de Diseño	(HP)
K_s	Factor de Servicio	
H_{Nom}	Potencia Nominal	(HP)
K_1	Factor de Corrección	
K_2	Factor de Corrección de Longitud	

CAPÍTULO III

METODOLOGÍA

3.1 Método y alcance de la investigación.

3.1.1 Tipo de investigación.

El tipo de investigación en el presente estudio es tecnológica, la cual es también denominada “desarrollo”, tiene por finalidad la invención de artefactos o de procesos con el objeto de ofrecerlos al mercado y obtener un beneficio económico. (39 pág. 50)

El diseño y modelación de la cosechadora de papa tiene como uno de sus objetivos, mejorar el proceso de corte y transporte de la papa, el cual, beneficiará al agricultor. Por tal motivo, nuestro tipo de investigación es tecnológica.

3.1.2 Alcance de investigación.

Una investigación aplicada conocida también como investigación técnica, tiene como objetivo, solucionar problemas a corto o mediano plazo; aplicando conocimientos científicos adquiridos para obtener mejores resultados en los procesos o productos. (39 pág. 42)

Para el diseño y modelación de la cosechadora de papa se aplicará los conocimientos adquiridos en resistencia de materiales, diseño de máquinas y modelamiento CAD. Por lo cual la investigación es de nivel aplicado.

3.2 Metodología aplicada para el desarrollo de la solución.

3.2.1 Metodología VDI-2221.

La Asociación Alemana de Ingeniería que en 1987 elaboro la metodología VDI-2221, esta metodología es la evolución de la VDI-2222

Esta metodología consta de 4 etapas y 7 fases como se muestra en la figura 3.1 en relación a las normas técnicas, estas normas son aplicadas mayormente en el área de la Ingeniería Mecánica

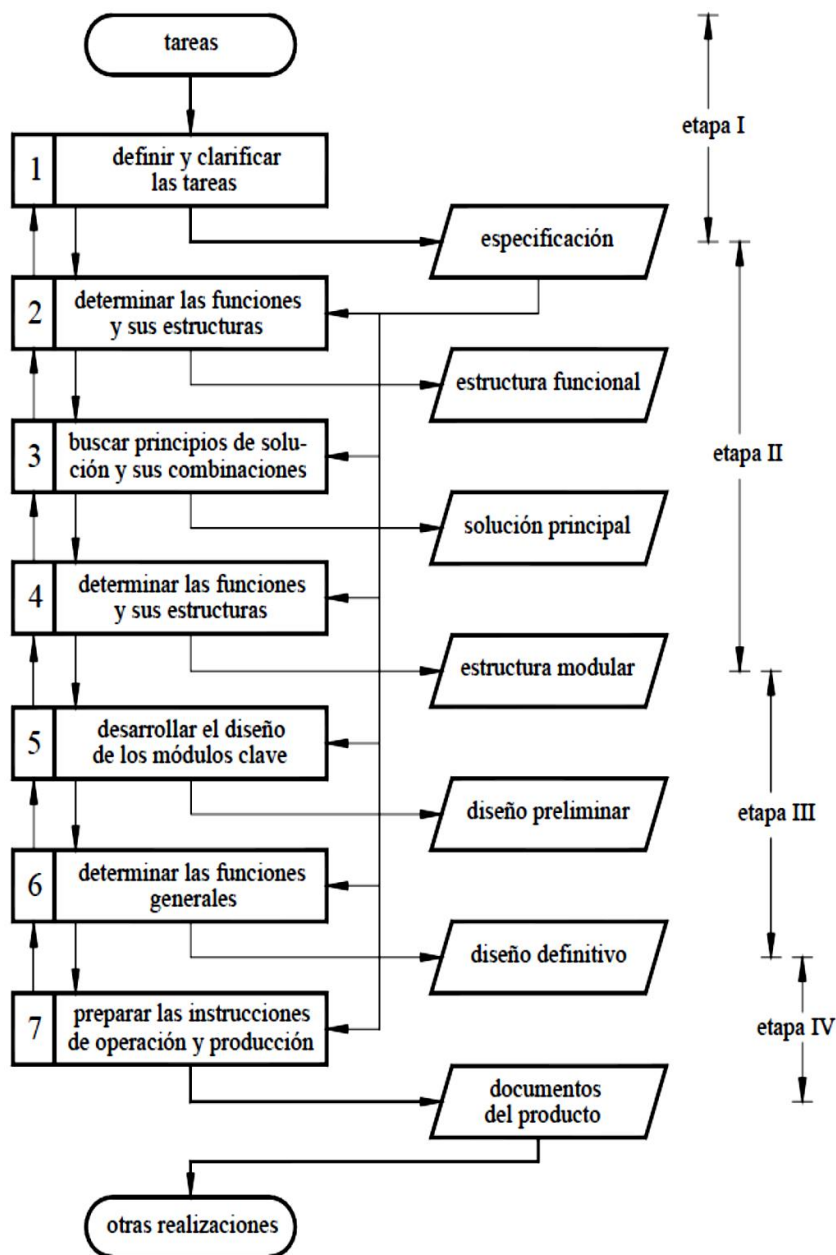


Figura 3.1 Estructura de diseño conforme a la norma Alemana VDI-2221. Tomado de "Metodología para el Diseño de Máquinas" por Blanco (40 pág. 23)

3.2.1.1 Definir y clarificar tareas.

3.2.1.1.1 Especificaciones.

En esta fase se recolecta la información necesaria para el diseño de un nuevo producto, la información recolectada parte de la necesidad del cliente que es recibida y analizada ya que en su mayoría ésta información no es completa. Para que el diseñador valide los datos recibidos por parte del cliente, tiene que buscar más información en el campo donde va a laborar la máquina.

3.2.1.2 Determinar las funciones y sus estructuras.

3.2.1.2.1 Estructura de funciones.

Se inicia con la elaboración de una lista de exigencias, esta información en su mayoría nos lo otorga el cliente. Las funciones primarias del producto o diseño se detallan en la caja negra, y las secundarias en la caja blanca. Con las funciones ya definidas se unen o asocian para simplificar los procesos.

3.2.1.3 Buscar principios de solución y sus combinaciones.

3.2.1.3.1 Solución principal.

Es la búsqueda de diversas alternativas de solución del producto o diseño, para el cual se utiliza una matriz morfológica en la cual determinamos diversas alternativas por cada función, y al combinarlas se obtiene más de una alternativa de solución. Para determinar cuál sería la solución óptima o adecuada se realiza un análisis técnico y económico.

3.2.1.4 Determinar las funciones y sus estructuras.

3.2.1.4.1 Estructura molecular.

Consta en analizar las combinaciones que se realizaron en la matriz morfológica y así visualizar sus funciones, teniendo en cuenta la potencia, tamaño, etc. con esto

definimos las especificaciones que debe de contar la maquina antes de realizar el bosquejo inicial.

3.2.1.5 Desarrollar el diseño de módulos clave.

3.2.1.5.1 Diseño preliminar.

Es el bosquejo artístico donde se tomarán en cuenta la geometría de los módulos de la máquina y de los materiales a utilizar con el fin de obtener los diseños de cada módulo.

3.2.1.6 Determinar las funciones generales.

3.2.1.6.1 Diseño definitivo.

Es el bosquejo artístico de la unión de los módulos, los cuales deben de tener la mayor cantidad de información necesaria para obtener el bosquejo a modelar.

3.2.1.7 Preparar las instrucciones de operación y producción.

3.2.1.7.1 Documentos del producto.

Etapa final donde se obtiene la información necesaria para la fabricación, estos constan en los planos de montaje, explosión y de detalle adquiridos por el diseñador.

CAPÍTULO IV

ANÁLISIS Y DISEÑO DE LA SOLUCIÓN

4.1 Estado del arte.

4.1.1 Arte internacional.

- **Cosechadora de papa GRIMME modelo WH-200**

Grimme es una empresa Alemana dedicada al diseño y producción de implementos agrícolas y están a la vanguardia del avance de la tecnología, dentro de todos sus modelos existentes sale a relucir la cosechadora modelo WH-200 mostrada en la figura 4.1, es un diseño mediano y compacto.



Figura. 4.1 Cosechadora de papa de dos hileras modelo WH-200. Tomado de “Fabrica de Maquinaria Agrícola Grimme” por Grimme (41 pág. 2)

Este modelo tiene que ser accionado por un tractor con una potencia mínima de 87 HP, la velocidad suministrada por la toma de fuerza es de

540 RPM, el transporte de la papa es por medio de cadenas con unión por lona y el peso de la maquina en vacío es de 1300 Kg.

- **Cosechadora de papa SX modelo 4U-2**

La empresa Weifang Shengxuan Machinery “SX” de origen Chino se dedican a la fabricación de implementos agrícolas y distribución de tractores agrícolas, en su gama de implementos esta la cosechadora modelo 4U-2 como se visualiza en la figura 4.2, dicho implemento también puede ser utilizado en la cosecha de ajo, maní y zanahorias.



Figura. 4.2 Cosechadora de papa modelo 4U-2. Tomado de “Alibaba” por Shengxuan (42 pág. 1)

El rango de potencias para que pueda trabajar esta cosechadora es de 50 a 70 HP, el ancho de trabajo es de 160cm, el transporte de la papa es por medio de varillas articuladas, tiene una estructura ligera con un peso de 290 Kg y la producción estimada es de 1 Ha/h.

- **Cosechadora de papa Bomet modelo convoyer digger 2 rows/siebkettenroder 2 reihig**

Bomet es una empresa de origen Polaco, se dedican al diseño y fabricación de herramientas y maquinarias agrícolas, el modelo convoyer digger 2 rows/siebkettenroder 2 reihig como se muestra en la figura 4.3 es el último lanzamiento en sus cosechadoras de papas.



Figura. 4.3 Cosechadora de doble hilera modelo convoyer digger 2 rows/siebkettenroder 2 reihig. Tomado de “Mascus” por Bomet (43 pág. 1)

Esta cosechadora está diseñada para trabajar con una potencia mínima de 53 HP, su sistema de transporte de la papa es por medio de cadenas por unión con lona, el ancho de trabajo es de 150cm, el peso de la maquina es de 860 Kg y la producción promedio es de 0.5 Ha/h.

4.1.2 Arte nacional.

- **Cosechadora de papa SERMI modelo CP-**

La empresa SERMI, dedicada al rubro metalmecánico con amplia experiencia en la fabricación de implementos agrícolas, ubicada en la provincia de cañete tienen en el mercado las cosechadoras de papa de modelo CP- mostrada en la figura 4.4, este modelo tiene 3 series las cuales se diferencian una de la otra en relación de su ancho de trabajo y descarga.



Figura. 4.4 Cosechadora de papa modelo CP-1. Tomado de “google groups” por Sermi Implementos Agrícolas. (6 pág. 1)

Los modelos CP- trabajan con una potencia de 45 a 65 HP, el ángulo de corte de la cuchilla es de 30°, el transporte de la papa es por medio de varillas con unión espiral, para la transmisión de potencia se utiliza una caja reductora con una relación de transmisión de 3:7, el proceso de zarandeo es por medio de batidores excéntricos.

4.2 Definir y clarificar tareas.

4.2.1 Especificaciones.

- **Detallar el problema.**

Los agricultores de la comunidad de Lastay – Concepción tiene deficiencias en la etapa de la cosecha de la papa debido a que los dos tipos de implementos más comunes en la región les ocasionan pérdidas económicas por las mermas en la papa y el número de personas que contrata para la cosecha.

- **Asumir el problema de forma crítica.**

En una cosecha artesanal, para una hectárea de sembrío se necesita contratar 18 personales de los cuales 10 son mujeres y 8 son varones, dicha cosecha se realiza en 3 días de 8 horas de trabajo por día, esto sin contar la selección y embarque de la papa.

En una cosecha semi mecanizada para una hectárea de sembrío con el implemento cola de pato, se necesita contratar 30 personales de los cuales 20 son mujeres y 10 son varones. Con el implemento CP-1 se necesita contratar 20 personales, de los cuales 10 son mujeres y 10 son varones. Ambos procesos se realizan en un día de 8 horas de trabajo.

En una hectárea de siembra de papa se producen de 25 a 30 toneladas de papa, de las cuales el 50% son destinadas a las fábricas o mercados mayoristas, el 30% son destinadas para semilla y venta a minoristas, el 13% destinados a los porcicultores y el 7% es pérdida en mermas.

4.3 Determinar las funciones y sus estructuras.

4.3.1 Estructura de funciones.

- **Lista de exigencias.**

El diseñador debe responderse las siguientes preguntas:

- ¿Cuál es la necesidad que se desea satisfacer?
- ¿Con que cualidad debe contar la alternativa de solución planteada?
- ¿Con que cualidad no debe contar la alternativa de solución planteada?

Al rellenar la tabla 4.1, se debe tener un orden en el cual, primero se detalla las exigencias y luego los deseos.

Tabla 4.1. Tabla de lista de exigencias.

LISTA DE EXIGENCIAS			Pág. 01 de - 04
NOMBRE DEL PROYECTO			REVISADO POR:
MÁQUINA COSECHADORA PARA DISMINUIR EL ENNEGRESIMIENTO DEL ANILLO VASCULAR DE LA PAPA			
N°	D / E	DESCRIPCIÓN	ENCARGADO
1	E	<p>FUNCIÓN PRINCIPAL:</p> <ul style="list-style-type: none"> • La cosechadora debe ser utilizado en tractores de 65 a 110 HP de potencia. • La cosechadora debe de ocasionar un máximo de pérdidas en merma del 7%. 	L. GRANADOS Y. GRANADOS
2	E	<p>GEOMETRÍA:</p> <ul style="list-style-type: none"> • El ancho de la máquina no debe de exceder los 75cm, para que cubra un surco de papa. • Las uniones móviles a utilizar deben ser de fácil adquisición en el mercado local. • Los diámetros de los ejes tiene que estar en base a los diámetros estándares de rodamientos y chumacera. 	L. GRANADOS Y. GRANADOS
3	E	<p>CINEMÁTICA:</p> <ul style="list-style-type: none"> • Para disminuir los golpes en las papas la velocidad de la cadena transportadora debe de tener un rango de 200 a 250 RPM. 	L. GRANADOS Y. GRANADOS
4	E	<p>ENERGÍA:</p> <ul style="list-style-type: none"> • La energía de accionamiento de la máquina tiene que ser mecánica. 	L. GRANADOS Y. GRANADOS
5	E	<p>MATERIA:</p> <ul style="list-style-type: none"> • Los materiales a utilizar serán seleccionados en referencia de las fuerzas calculadas. • El tipo de los materiales deben de ser de fácil adquisición. 	L. GRANADOS Y. GRANADOS

Nota: E = Exigencia, se debe cumplir en su totalidad; Da = Deseo alcanzable, debe de tener un grado de consideración alto; Dm = Deseo medio, debe de tener un grado de consideración medio para el diseño; Di = Deseo Insignificante, no altera el desempeño ni el cuidado del producto.

Tabla 4.1. Tabla de lista de exigencias.

LISTA DE EXIGENCIAS			Pág. 02 de – 04
NOMBRE DEL PROYECTO			REVISADO POR:
MÁQUINA COSECHADORA PARA DISMINUIR EL ENNEGRESIMIENTO DEL ANILLO VASCULAR DE LA PAPA			
Nº	D / E	DESCRIPCIÓN	ENCARGADO
6	E	<p>SEGURIDAD:</p> <ul style="list-style-type: none"> • La cosechadora no debe exponer al peligro la integridad física de los agricultores. • La cosechadora no debe ocasionar impacto al medioambiente. 	L. GRANADOS Y. GRANADOS
7	E	<p>FABRICACIÓN:</p> <ul style="list-style-type: none"> • El taller donde se ha de fabricar debe de contar con las maquinas herramientas básicas de maestranza y cerrajería. • Los componentes de la máquina no deben de ser complejos. • Para disminuir el daño de las papas se deben de utilizar fajas transportadoras con banda de lona. • El labio de la cuchilla de corte debe de ser intercambiable. • Se debe respetar las tolerancias y ajustes predeterminadas. • Se debe de evaluar bien la optimización de los materiales para minimizar desperdicios. • Estandarizar las sujeciones de las piezas de mayor desgaste, con el fin de utilizar el mínimo número de herramientas para su reemplazo. • Las piezas de mayor desgaste deben de estar ubicadas en lugares de fácil acceso. 	L. GRANADOS Y. GRANADOS

Nota: E = Exigencia, se debe cumplir en su totalidad; Da = Deseo alcanzable, debe de tener un grado de consideración alto; Dm = Deseo medio, debe de tener un grado de consideración medio para el diseño; Di = Deseo Insignificante, no altera el desempeño ni el cuidado del producto.

Tabla 4.1. Tabla de lista de exigencias.

LISTA DE EXIGENCIAS			Pág. 03 de – 04
NOMBRE DEL PROYECTO			REVISADO POR:
MÁQUINA COSECHADORA PARA DISMINUIR EL ENNEGRESIMIENTO DEL ANILLO VASCULAR DE LA PAPA			
Nº	D / E	DESCRIPCIÓN	ENCARGADO
8	E	MONTAJE: <ul style="list-style-type: none"> • Mantener una buena distribución geométrica de los componentes para facilitar el montaje. • Respetar las indicaciones del torque de los pernos para facilitar el montaje y desmontaje. 	L. GRANADOS Y. GRANADOS
9	E	TRANSPORTE: <ul style="list-style-type: none"> • Para que la máquina sea versátil, el peso no debe de exceder los 500 Kg., 	L. GRANADOS Y. GRANADOS
10	E	MANTENIMIENTO: <ul style="list-style-type: none"> • Para el diseño de la máquina se tiene que tener en cuenta que los componentes de mayor desgaste puedan ser cambiados en campo. • La máquina debe de ser de fácil inspección. • Los conductos de lubricación deben de estar en partes visible y protegidas. 	L. GRANADOS Y. GRANADOS
11	Da	COSTOS: <ul style="list-style-type: none"> • El costo estimado de la maquina puesto a la venta no debe de exceder los S/. 7000. 	L. GRANADOS Y. GRANADOS

Nota: E = Exigencia, se debe cumplir en su totalidad; Da = Deseo alcanzable, debe de tener un grado de consideración alto; Dm = Deseo medio, debe de tener un grado de consideración medio para el diseño; Di = Deseo Insignificante, no altera el desempeño ni el cuidado del producto.

Tabla 4.1. Tabla de lista de exigencias.

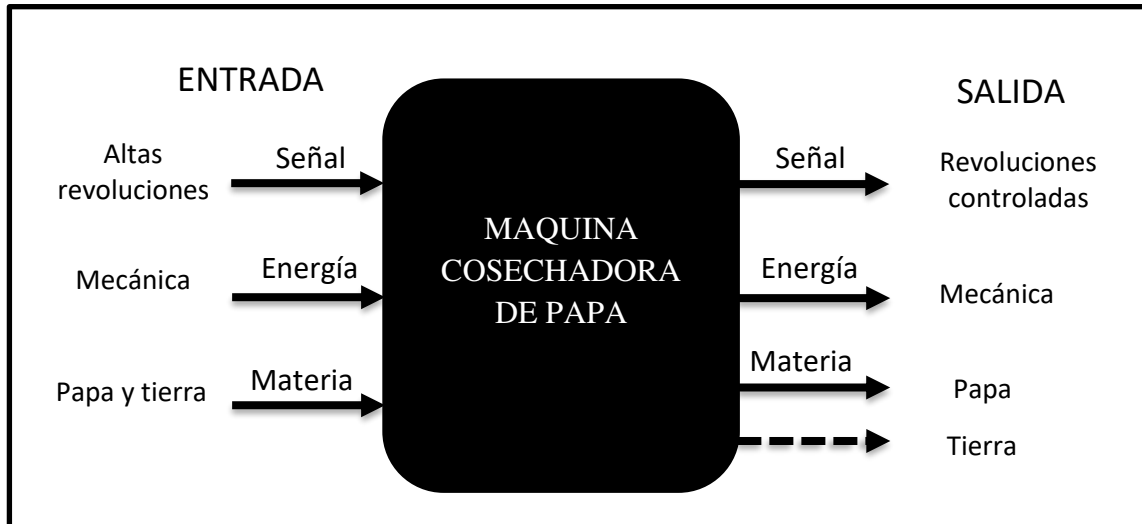
LISTA DE EXIGENCIAS			Pág. 04 de – 04
NOMBRE DEL PROYECTO			REVISADO POR:
MÁQUINA COSECHADORA PARA DISMINUIR EL ENNEGRESIMIENTO DEL ANILLO VASCULAR DE LA PAPA			
N°	D / E	DESCRIPCIÓN	ENCARGADO
12	Dm	GEOMETRÍA: <ul style="list-style-type: none"> La máquina debe de tener un diseño artístico. 	L. GRANADOS Y. GRANADOS
13	Dm	SEGURIDAD: <ul style="list-style-type: none"> La máquina debe de contar con señales informativas. 	L. GRANADOS Y. GRANADOS
14	Di	FABRICACION: <ul style="list-style-type: none"> Recuperar componentes con buena vida útil en cada reparación. 	L. GRANADOS Y. GRANADOS
15	Dm	MANTENIMIENTO: <ul style="list-style-type: none"> Se debe de utilizar una pintura base “anti-corrosivo” de buena calidad. 	L. GRANADOS Y. GRANADOS
16	Di	MANTENIMIENTO: <ul style="list-style-type: none"> La pintura de acabado de la máquina debe de ser de un color distintivo. 	L. GRANADOS Y. GRANADOS

Nota: E = Exigencia, se debe cumplir en su totalidad; Da = Deseo alcanzable, debe de tener un grado de consideración alto; Dm = Deseo medio, debe de tener un grado de consideración medio para el diseño; Di = Deseo Insignificante, no altera el desempeño ni el cuidado del producto.

- **Proceso de abstracción – Caja Negra.**

El desarrollo de la caja negra consiste en colocar las tres magnitudes básicas de entrada y salida (Señal; Energía; Material) que corresponda a una función o funciones totales, en la tabla 4.2 se plasma las magnitudes de entradas y salidas de la cosechadora de papa.

Tabla 4.2 Caja Negra



ENTRADAS:

- **Señal**

La toma de fuerza del tractor nos entrega un rango de revoluciones de 540 – 1000 RPM directamente proporcional a la aceleración.

- **Energía**

El tractor nos proporciona una energía mecánica por medio de la toma de fuerza, el cual es instalada a la cosechadora por medio de una línea cardanica.

El tractor nos proporciona una potencia de un rango de 65 – 115 HP.

- **Materia**

Las papas se encuentran a una profundidad de 25cm. de la superficie de la chacra, el cual es cortado por medio de la cuchilla e ingresan a la maquina mezcladas con tierra.

SALIDAS:

- **Señal**

Las RPM son reducidas en dos etapas, por medio de una caja reductora y relación transmisión de cadena.

- **Energía**

La energía mecánica se conserva, y ésta trabaja directamente con la faja transportadora.

Se genera corte por fricción entre la cuchilla y el terreno, debido a que la máquina es arrastrada por el tractor.

- **Materia**

Las papas son depositadas en la superficie de la chacra, estas libres de tierra.

La tierra cae al suelo debido al paso que existe entre las varillas de la cadena transportadora.

- **Señalar las secuencias de operaciones.**

Para el funcionamiento de la cosechadora empieza en preparar la máquina, se tiene que lubricar las partes móviles y verificar los ajustes de los elementos de sujeción, luego se acopla a la toma de fuerza el tractor por medio de una línea cardanica y los tres puntos de anclaje entre tractor y máquina.

La máquina al ser arrastrado por el tractor genera un corte por fricción entre la cuchilla y el terreno, al avanzar el tractor se alimenta la maquina con papas mezclada con tierra, los cuales son separados en la faja transportadora por la velocidad y la vibración generada por la holgura de la cadena y el peso de la papa.

La tierra cae por el paso de las varillas de la cadena trasportadora y finalmente la papa es descargada por la parte posterior de la máquina depositándolo en la superficie de la chacra para su recolección.

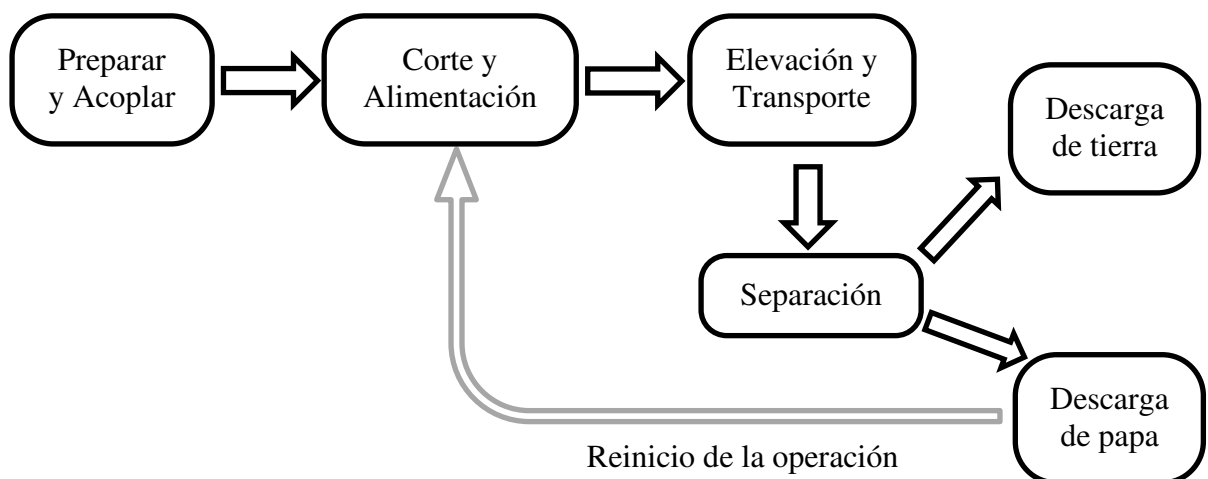
- **Describir las funciones.**

➤ **Preparar:** La preparación de la maquina empieza con la inspección y engrase de las piezas móviles, se verifica los ajustes de las piezas móviles.

➤ **Acoplar:** El acople de la maquina se realiza por medio de los pines de enganche y el templador, el acople de la toma de fuerza se realiza por medio de una línea cardanica.

- **Transmisión de potencia:** Empieza desde la caja reductora, hasta los ejes de arrastre de la cadena transportadora.
- **Corte del terreno:** Consiste en penetrar el terreno por medio de la cuchilla de corte y la profundidad la determina el ángulo de corte.
- **Alimentación:** Ingresan las papas mezcladas con tierra.
- **Elevación y transporte:** La cadena transportadora eleva y transporta a las papas conjuntamente con la tierra.
- **Separación:** La separación de la papa y tierra se da por el paso de las varillas de la cadena transportadora y las vibraciones que hay en la misma.
- **Descarga de la tierra:** La tierra cae al piso por su propio peso en el proceso del transporte por el paso que tienen las varillas de la cadena transportadora.
- **Descarga del tubérculo:** La descarga de las papas se realiza por la parte posterior de la máquina y es depositado en la superficie del terreno.

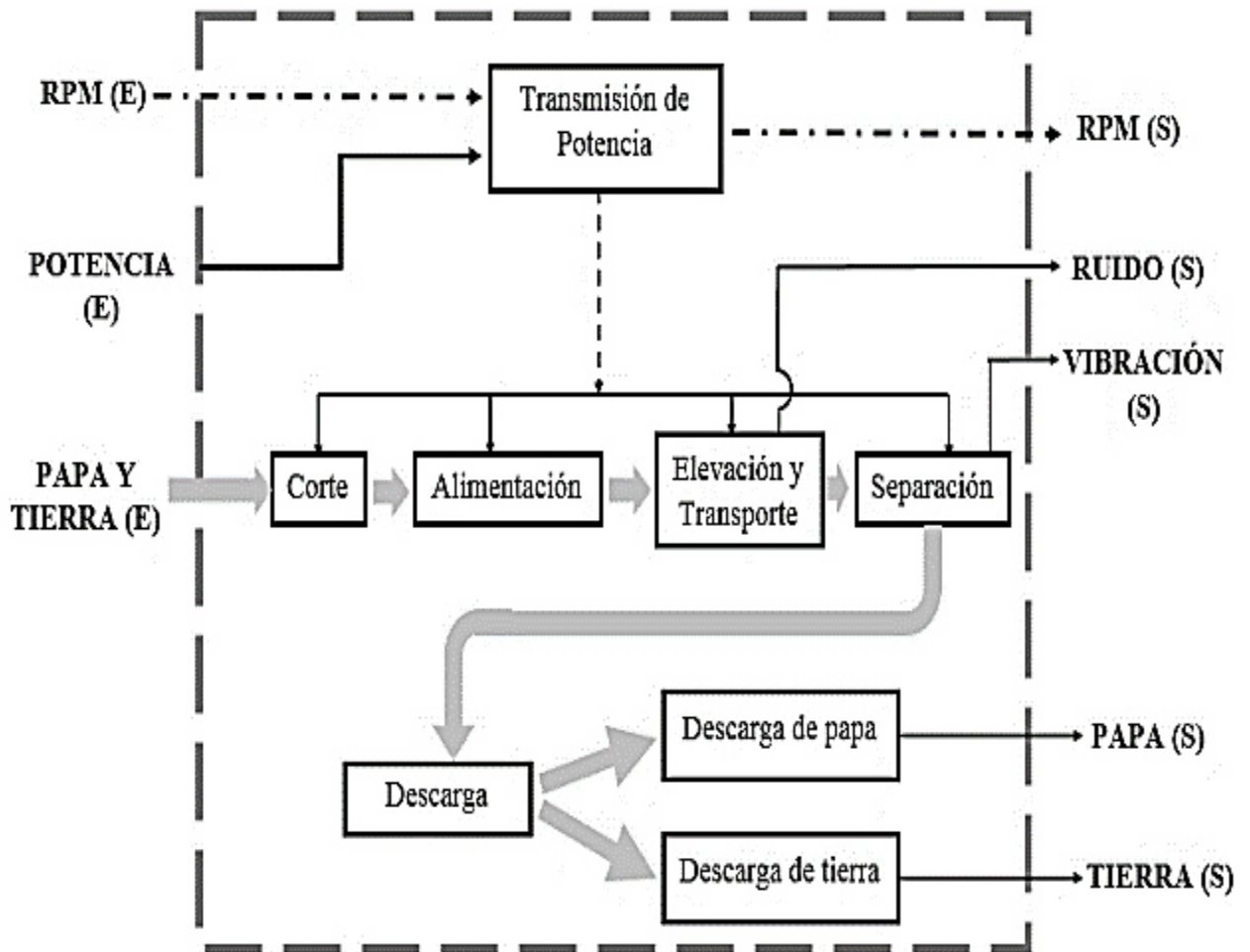
- **Asociar las funciones.**



- **Estructura de funciones – Caja Blanca.**

Se debe de identificar las reacciones perjudiciales que se generan en los cambios que sufren los procesos de entrada hacia la salida con el fin de disminuirlos o eliminarlos, en la tabla 4.3 se observa las reacciones que se genera en la maquina cosechadora de papa.

Tabla 4.3 : Caja blanca



Nota: La caja blanca determina los efectos que ocasiona la interacción de funciones, tales como: El ruido generado en mayor dimensión se da en la función de Elevación y Transporte. En la función de la separación se genera vibración.


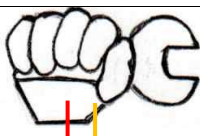

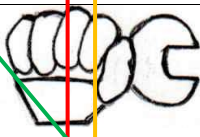
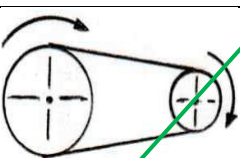
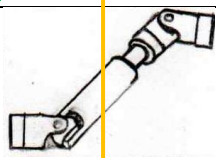
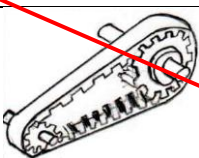
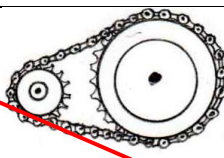
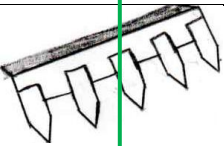
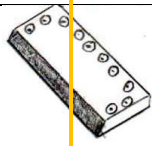
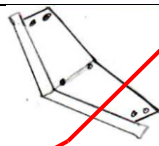
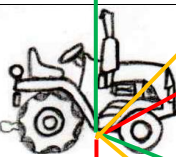
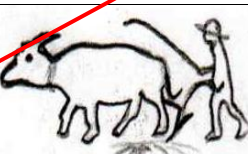
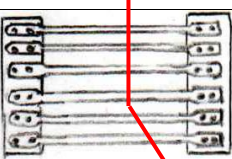
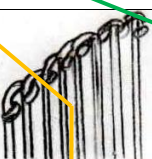
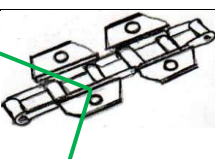
4.4 Buscar principios de solución y sus combinaciones.


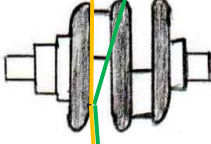


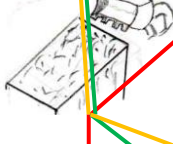




4.4.1 Solución principal.

- **Matriz morfológica.**

Con el fin de encontrar principios de solución, se realiza una matriz morfológica y esta consta en buscar opciones de trabajo para cada proceso y ordenarlas para poder relacionarlas con los siguientes procesos con el fin de conseguir alternativas aceptables de solución, en la tabla 4.4 se describen los diversos conceptos de solución.

Tabla 4.4: Búsqueda de solución con una Matriz Morfológica.

FUNCIONES PRINCIPALES	PORTADORES DE FUNCIONES			
	01	02	03	04
PREPARAR	 Automatizada	 Manual		
ACOPLAR	 Automatizada	 Manual		
TRANSMICIO DE POTENCIA	 Faja en "V"	 Cardan	 Faja dentada	 Cadena de rodillo
CORTE DEL TERRENO	 Cuchilla dentada	 Cuchilla lisa	 Cuchilla en "V"	
ALIMENTACIÓN	 Motriz	 Animal		
ELEVACION Y TRANSPORTE	 Cadena con lona	 Cadena unión "S"	 Cadena articulada	

SEPARACIÓN	 Manual	 Excéntrico	 Vibración	
DESCARGA DE TIERRA	 Manual	 Zarandeo		
DESCARGA DE PAPA	 Manual	 Automático	 Automático	 Automático
CONCEPTO DE SOLUCIÓN		S 1	S 2	S 3

Nota: La trayectoria de color rojo nos expresa la Solución 1, la trayectoria verde es la solución 2 y la trayectoria anaranjado es la Solución 3.

- **Concepto de solución 1.**

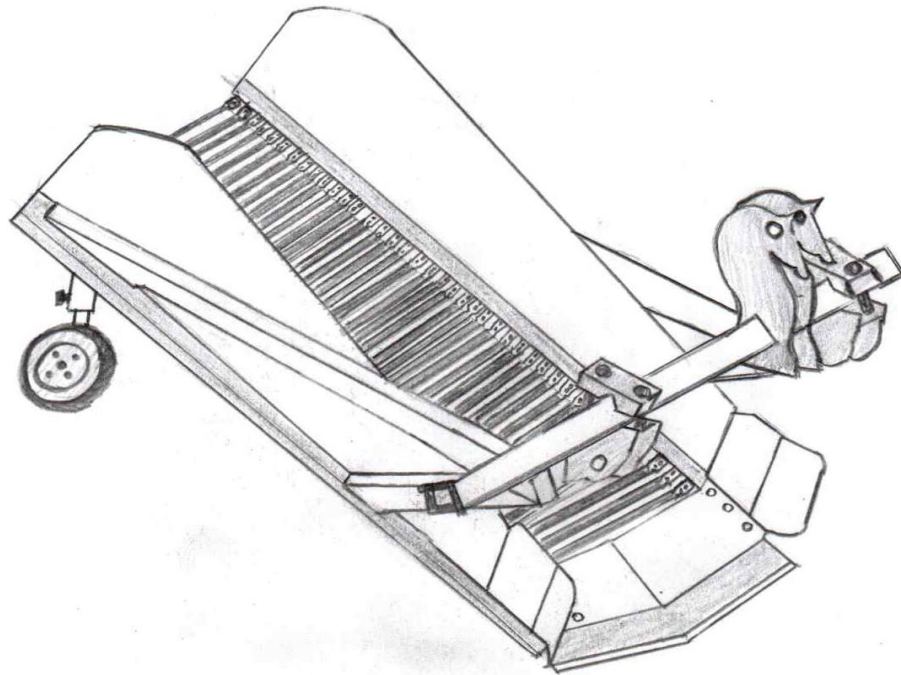


Figura. 4.5: Alternativa de solución 1

Esta máquina será acoplada con el tractor por medio de los tres puntos de anclaje, y esta tiene que ser capaz de soportar la fuerza de arrastre máximo generada por un tractor de 110 HP, la alimentación de la cosechadora se generará por el ángulo de corte de la cuchilla y la fuerza de arrastre de la cuchilla de corte, luego la papa y la tierra suben por la cadena transportadora, es ahí donde la tierra se separa de la papa de a poco en el transcurso del transporte cayendo al piso por el paso que hay en las varillas de la cadena, finalmente la papa se descargará por la parte posterior de la máquina y será depositada sobre la superficie del terreno.

- **Concepto de solución 2.**

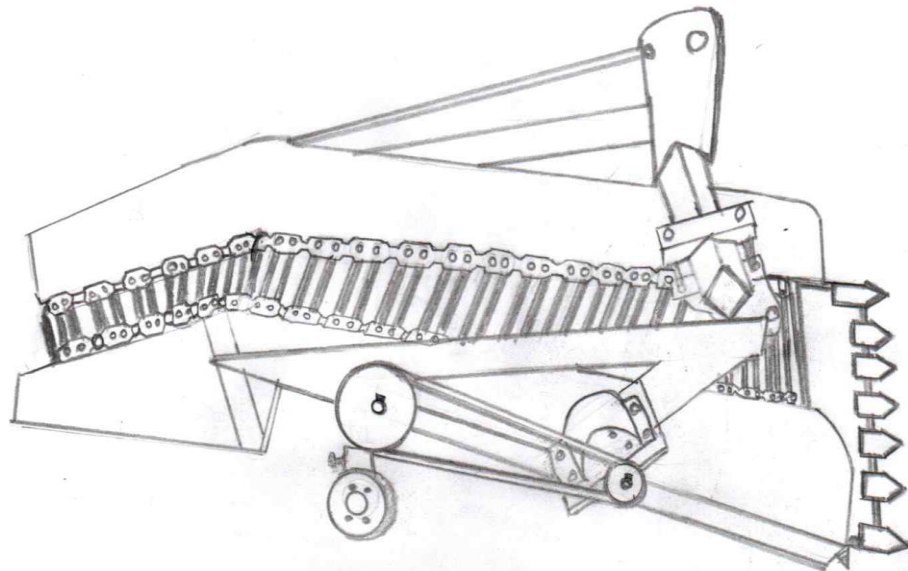


Figura. 4.6: Alternativa de solución 2.

La figura 4.6 nos plasma la primera segunda alternativa de solución. Para el funcionamiento de esta máquina se necesita ser instalada en un tractor agrícola, lleva un tipo de anclaje de tres puntos como sistema de acoplamiento, la alimentación se realiza por medio de una cuchilla metálica dentada, el sistema de transmisión es por faja plana tipo “V”, para cumplir con el sistema de elevación y transporte se utiliza una cadena articulada con varillas metálicas, la separación de la tierra se realiza por el paso que existe entre varillas de la cadena, y la descarga de la papa es automática por la parte posterior.

- **Concepto de solución 3.**

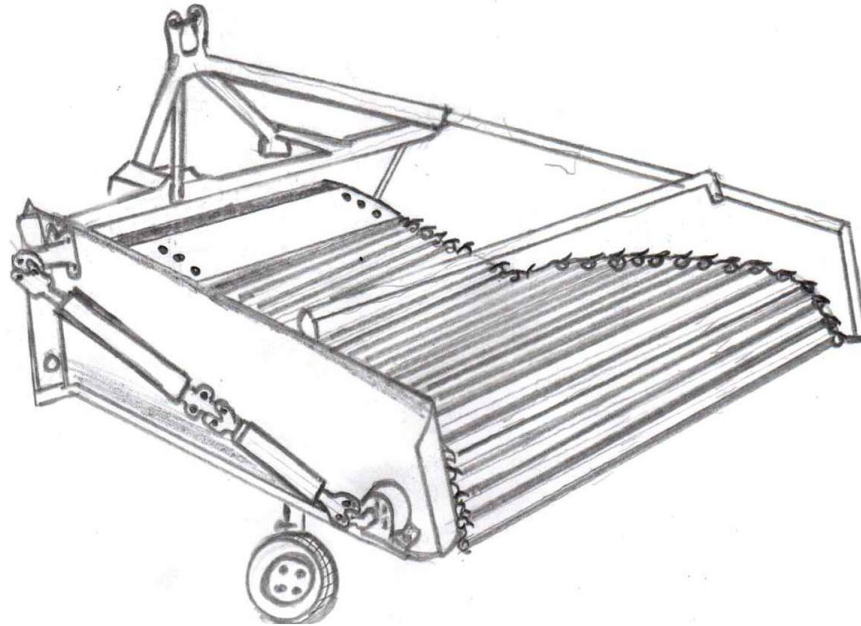


Figura. 4.7: Alternativa de solución 3.

La figura 4.7 nos expresa la tercera alternativa de solución. Para el funcionamiento de esta máquina es necesario instalarla en un tractor agrícola, el sistema, la preparación de la máquina es manual, el acoplamiento también llega a ser manual por la unión de tres pines en los 3 puntos de sujeción, para la alimentación utilizamos un tipo de cuchilla lisa, esta alternativa de solución lleva un sistema de transmisión por eje cardánico; la elevación y transporte se realiza por medio de una cadena del tipo unión espiral “S” por donde también se realiza la separación de la tierra por el paso que existe entre las varillas de la cadena, la descarga de la papa es automática y se realiza por la parte posterior de la máquina, descargando el tubérculo en la superficie del terreno.

- **Análisis técnico de los conceptos de solución.**

En la tabla 4.5 se detalla el proceso de evaluación técnica de las alternativas de solución según la escala de valores del VDI-2225. El concepto de solución será el que se acerque más al valor técnico ideal de 1, para hallar este resultado se utiliza la siguiente forma:

$$X_i = \frac{g_1 p_1 + g_2 p_2 + \dots + g_n p_n}{(g_1 + g_2 + \dots + g_n) p_{max}} \leq 1 \quad [4.1]$$

Los puntajes “p” comprenden en el rango de 0 – 4 donde:

- 0 = No satisface.
- 1 = Casi Aceptable.
- 2 = suficiente.
- 3 = Aceptable.
- 4 = Muy Aceptable.

Tabla 4.5: Análisis técnico de solución.

ANÁLISIS TÉCNICO DEL CONCEPTO DE SOLUCIÓN (Xi)								UC	
MÁQUINA COSECHADORA PARA DISMINUIR EL ENNEGRESIMIENTO DEL ANILLO VASCULAR DE LA PAPA									
CARACTERÍSTICAS PRINCIPALES			Solución 1		Solución 2		Solución 3		
Nº	Criterio de evaluación	g	p	gp	p	gp	p	gp	
1	Función principal	9	4	36	4	36	4	36	
2	Geometría	8	4	32	3	24	2	16	
3	Cinemática	8	4	32	3	24	3	24	
4	Energía	5	3	15	2	10	2	10	
5	Materia	6	3	18	2	12	2	12	
6	Seguridad	9	4	36	3	27	3	27	
7	Fabricación	8	4	32	2	16	3	24	
8	Montaje	4	4	16	2	8	2	8	
9	Transporte	8	4	32	3	24	2	16	
10	Mantenimiento	4	3	12	2	8	2	8	
11	Costo	8	4	32	3	24	2	16	
Puntaje máximo		77	41	293	29	213	27	197	
Valor técnico			0.95		0.69		0.64		

Nota: g = Valor que se le asignan a las características en un rango del 1 – 9; p = Puntaje taje con un rango de 0 – 4 que se les asigna a los criterios; gp = es el producto de (g - p).

• **Análisis económico de los conceptos de solución.**

En la tabla 4.6 se detalla la evaluación técnica de los conceptos de solución según la escala de valores del VDI-2225. El concepto de

solución será el que se acerque más al valor económico ideal de 1, para hallar este resultado se utiliza la siguiente forma:

$$Y_i = \frac{g_1 p_1 + g_2 p_2 + \dots + g_n p_n}{(g_1 + g_2 + \dots + g_n) p_{max}} \leq 1 \quad [4.2]$$

Los puntajes “p” comprenden en el rango de 0 – 4 donde:

- 0 = No satisface.
- 1 = Casi Aceptable.
- 2 = suficiente.
- 3 = Aceptable.
- 4 = Muy Aceptable.

Tabla 4.6: Análisis económico de solución.

ANÁLISIS ECONÓMICO DEL CONCEPTO DE SOLUCIÓN (Yi)								UC	
MÁQUINA COSECHADORA PARA DISMINUIR EL ENNEGRESIMIENTO DEL ANILLO VASCULAR DE LA PAPA									
CARACTERÍSTICAS PRINCIPALES			Solución 1		Solución 2		Solución 3		
Nº	Criterio de evaluación	g	p	gp	p	gp	p	gp	
1	Función principal	9	3	27	3	27	3	27	
2	Geometría	8	4	32	3	24	4	32	
3	Cinemática	8	4	32	2	16	1	8	
4	Energía	5	4	20	4	20	4	20	
5	Materia	6	4	24	4	24	4	24	
6	Seguridad	9	3	27	3	27	3	27	
7	Fabricación	8	4	32	2	16	2	16	
8	Montaje	4	3	12	3	12	3	12	
9	Transporte	8	4	32	4	32	4	32	
10	Mantenimiento	4	4	16	3	12	1	4	
11	Costo	8	4	32	3	24	2	16	
Puntaje máximo		77	41	286	34	234	31	218	
Valor económico			0.93		0.76		0.71		

Nota: g = Valor que se le asignan a las características en un rango del 1 – 9; p = Puntaje taje con un rango de 0 – 4 que se les asigna a los criterios; gp = es el producto de (g - p).

- **Gráfico entre el análisis Técnico - Económico.**

Es la representación de los resultados técnicos – económicos, considerando solo a los valores que superen el 60% “0.6”. La solución óptima es la que tiene un equilibrio entre los valores técnicos y económicos, estos resultados deben de acercarse al valor ideal de 1, en la tabla 4.7 se detallan los valores de los tres conceptos de solución.

Tabla 4.7: Análisis técnico vs económico.

	X_i	Y_i
S1	0.95	0.93
S2	0.69	0.76
S3	0.64	0.71

Nota: S1 = solución 1; S2 = solución 2; S3 = solución 3; X_i = valor técnico; Y_i = valor económico.

Para una buena interpretación de los resultados de los factores técnicos “ X_i ” y económicos “ Y_i ”, se realiza una gráfica plasmada en la figura 4.1 donde se tiene como modelo la solución ideal que se representa por una línea transversal. La alternativa óptima es aquella que esté más cerca a dicha línea.

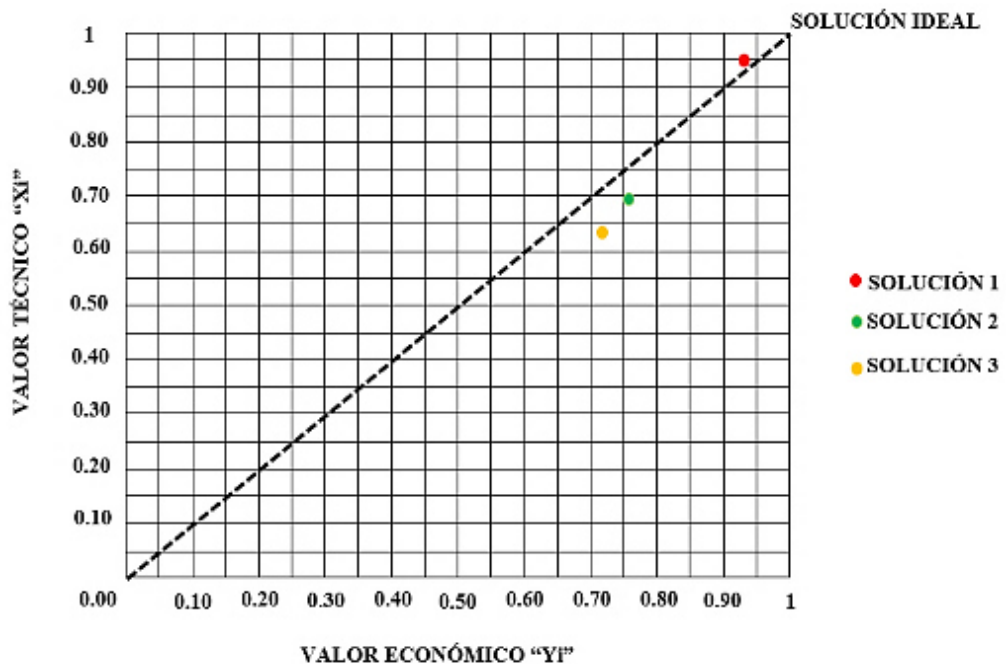


Figura 4.1: Gráfico de evaluación técnico vs económico.

Los resultados del gráfico realizado nos dan como resultado que la solución 1 es la más óptima, debido a que está más próximo a la solución ideal.

4.5 Determinar las funciones y sus estructuras.

4.5.1 Estructura modular.

- **Describir los módulos principales del bosquejo definitivo.**

Después de analizar las tres alternativas de solución mediante la matriz morfológica y los análisis técnicos – económicos se llega a la conclusión que la alternativa 1 “S1” es la más óptima debido a que tiene un mayor equilibrio tanto técnico como económicamente y está más próximo a la solución ideal, es por ello que a continuación describiremos los módulos clave que tendrá la máquina.

- **Primer módulo:** Este módulo consta de las funciones de preparación y acople de la máquina, los cuales después del análisis se determinó que la preparación y acople se realizarán de forma manual por ser práctico, no genera ningún riesgo al operador y no requiere de mucho esfuerzo físico, por lo cual esta operación puede ser realizado por una sola persona.
- **Segundo módulo:** Este módulo comprende del corte y alimentación de la máquina, para los cuales se determinaron que el corte será por cuchilla con un modelo en “v”, este tendrá un mayor alcance en la profundidad de corte. La alimentación se generará por el arrastre de la máquina cuando el tractor realiza el avance.
- **Tercer módulo:** Este módulo comprende en la transmisión de potencia, elevación y transporte. La elevación y transporte de la papa será por medio de una cadena del tipo de varillas metálicas con unión por lona está a la vez será accionada por un sistema de transmisión comprendido con cadenas de rodillos.
- **Cuarto módulo:** Este módulo comprende la separación de tierra y papa, la separación de la tierra se dará por la vibración existente en la cadena transportadora, la tierra caerá al suelo por el paso que hay entre varillas de la cadena y las papas seguirán el trayecto de la cadena y se descargará por la parte posterior de la máquina.

4.6 Desarrollar el diseño de módulos clave.

4.6.1 Diseño preliminar de los módulos que comprenden la alternativa de solución ideal.

- Bosquejo del anclaje de tres puntos.

En la figura 4.8 se representa los componentes que integran el anclaje de tres puntos.

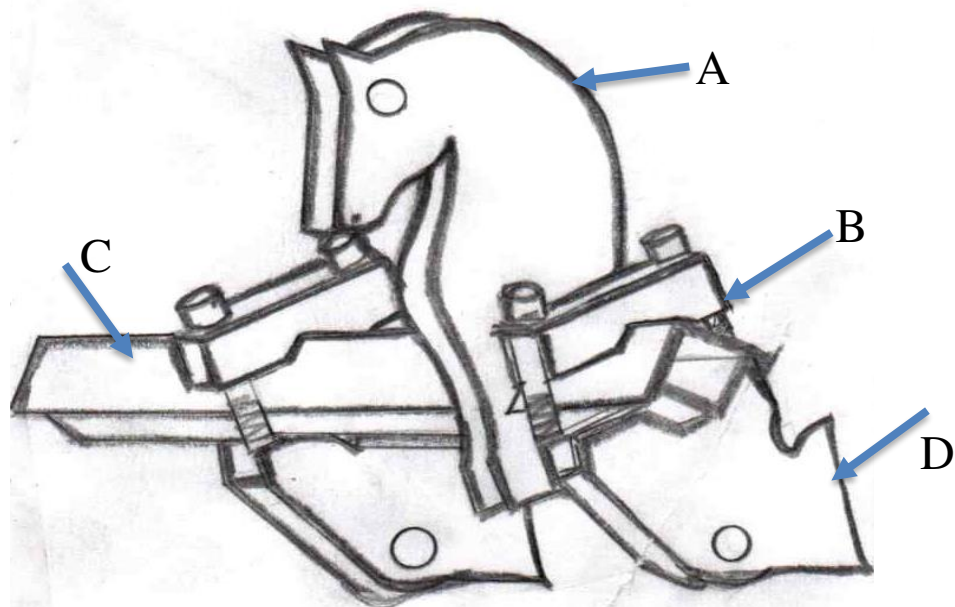


Figura. 4.8: Anclaje central de tres puntos.

El tractor será anclado en la cosechadora por medio de los tres puntos de anclaje, el anclaje superior (A) se acoplará al tercer punto del tractor, los anclajes inferiores (D) se acoplarán a sus barras de tracción, estos tres puntos de anclaje serán unidos en una barra central (C), donde se desplazarán los anclajes inferiores para ser regulados, la brida (B) conjuntamente con el anclaje inferior se unirán por unos pernos y así se fijarán en la barra central.

Este módulo debe de ser capaz de soportar una fuerza de arrastre que genera un tractor de 110 HP.

- Bosquejo del bastidor.

En la figura 4.9 se detallan los componentes que están anclados en el bastidor.

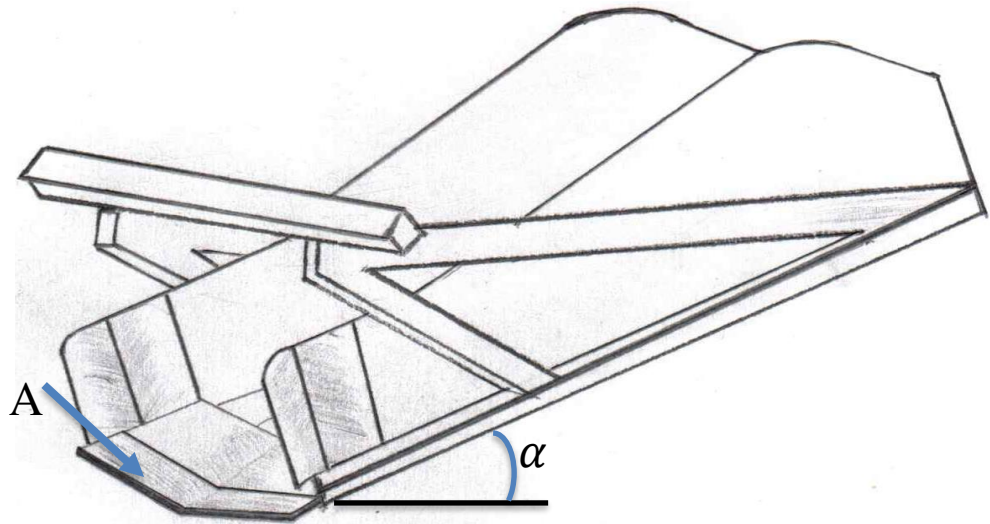


Figura. 4.9: Bastidor de la cosechadora de papa.

La cuchilla de corte (A) del tipo “V” cuenta con un ángulo (α), dicho ángulo es tomada como base para la fabricación del bastidor.

- Bosquejo de la transmisión de potencia.

La figura 4.10 muestra el sistema de transmisión que contará la máquina cosechadora.

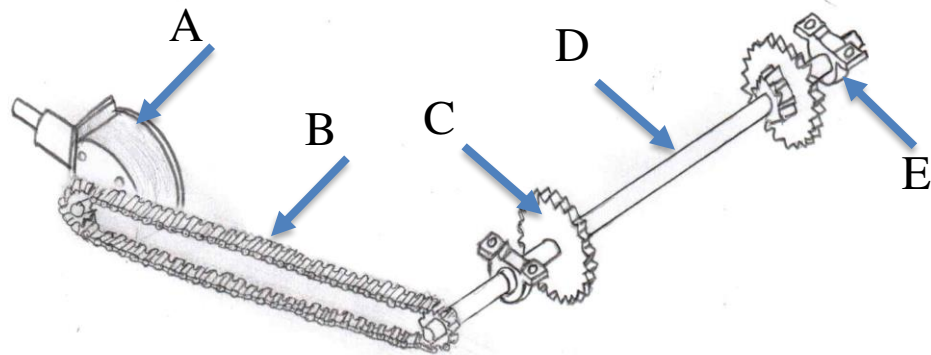


Figura. 4.10: Transmisión de potencia de la cadena transportadora.

La potencia entregada por la toma de fuerza del tractor llega a la caja reductora (A) en la que disminuye las RPM, la cadena transportadora será arrastrada por los piñones (C), estos están sincronizados por el eje (D) y este eje es accionado por una cadena de rodillos (B), el eje es fijado en el bastidor por medio de las chumaceras (E).

- Bosquejo de la cadena transportadora.

La figura 4.11 representa la cadena transportadora conjuntamente con los rodillos y piñones de arrastre.

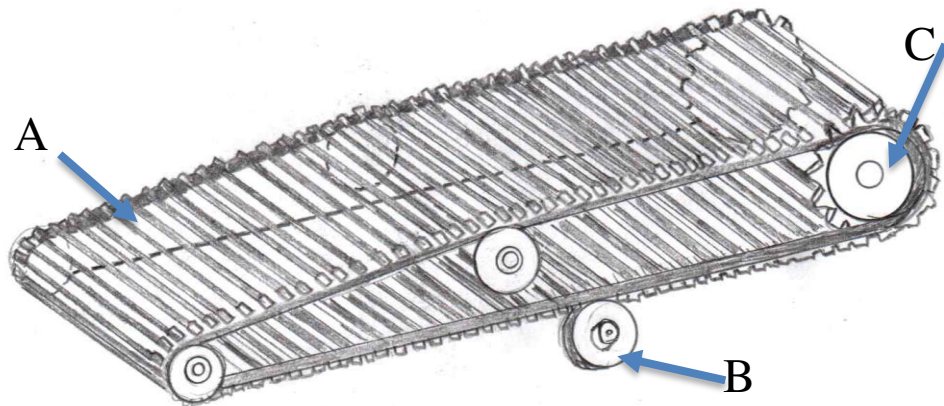


Figura. 4.11: Cadena transportadora.

Los piñones (C) son los que reciben las RPM de la caja reductora, esta es la que arrastra a la cadena transportadora (A), los rodillos (B) se encargan de guiar a la cadena transportadora y a la vez controlar la vibración que se genera por la velocidad adquirida en la cadena reductora.

4.7 Determinar las funciones generales.

4.7.1 Diseño definitivo.

- **Bosquejo definitivo.**

En la figura 4.12 se detalla la máquina a diseñar.

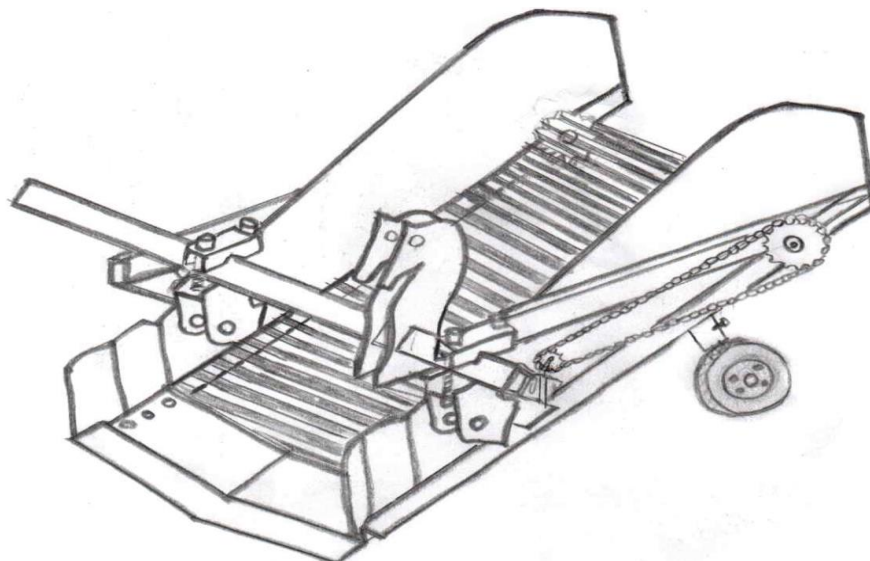


Figura. 4.12: Bosquejo final de la máquina cosechadora de papa.

El bosquejo definitivo representa a la alternativa de solución 1, siendo ésta la más óptima de acuerdo a los análisis realizados.

4.8 Diseño.

4.8.1 Cálculos de las fuerzas del tractor.

- **Fuerza de arrastre del tractor**

- Recopilación de datos.

Los parámetros a analizar se obtuvieron de un tractor agrícola modelo TS6-110, donde:

Pot = Potencia suministrada por el tractor – HP

Tm = Torque que suministra el motor diesel – Nm

Vel = Revoluciones a las que gira el motor diesel – RPM

Qm = Peso total que tiene el tractor – Kg

Ql = Peso de las lastras – Kg

Qi = Peso del implemento a conectarse – Kg

n = Rendimiento a la que trabaja el tractor – %

r = Relacion de transmision que en el diferencial del tractor

Entonces:

Pot = 110 HP Qm = 3452 Kg r = 80: 1

Tm = 510 Nm Ql = 1400 Kg Llanta = 800/70 R38

Vel = 1400 RPM Qi = 500 Kg n = 85%

- Calculando la carga total (Q_T)

Esta carga lo determinamos por la ecuación

$$Q_T = Q_m + Q_L + Q_i \quad [2.1_{pag. 24}]$$

$$Q_T = 3452Kg + 1400Kg + 500Kg$$

$$Q_T = 5352Kg$$

La carga o peso total que tiene es de 5352 Kg, con esto determinaremos las pérdidas por rodaduras.

- Hallando las pérdidas por rodaduras (Fr)

Estas pérdidas lo calcularemos con la ecuación

$$Fr = \mu_r * Q_T \quad [2.2_{pag.24}]$$

el coeficiente de fricción por rodadura (μ_r) lo sacamos de la tabla 2.1

$$Fr = 0.15 * 5352Kg$$

$$Fr = 802.8Kgf * \frac{9.81N}{1Kgf}$$

$$Fr = 7875.5 N$$

El tractor a de trabajar un una superficie de tierra labrada, para dicho terreno el coeficiente por rodadura es de $0.15\mu_r$ y la pérdida por fricción en rodadura es de 7875.5 N.

- Calculando la fuerza ideal en las ruedas motrices (Tr)

Esta fuerza lo podemos calcular gracias a la ecuación.

$$Tr = Tm * r \quad [2.3_{pag.24}]$$

$$Tr = 510 Nm * 80$$

$$Tr = 40800 Nm$$

La fuerza ideal que llega a las ruedas motrices es de 40800 Nm, este depende de la relación de transmisión que hay en los diferenciales, en este tractor es de 80;1.

- Hallando la fuerza real en las ruedas motrices ($Tr_{(real)}$)

Esta fuerza lo podemos calcular con la ecuación.

$$Tr_{(real)} = Tr * n \quad [2.4_{pag.24}]$$

$$Tr_{(real)} = 40800Nm * 0.85$$

$$Tr_{(real)} = 34680 Nm$$

La fuerza o torque real que hay en las ruedas motrices es de 34680 Nm, este depende directamente de la eficiencia que tiene el tractor, en este caso es de 85%.

- Calculando la fuerza ideal del tiro de tres puntos (F)

La fuerza ideal lo podemos hallar con la ecuación.

$$F = \frac{Tr_{(real)}}{R} \quad [2.5_{pag.24}]$$

$$F = \frac{34680 Nm}{0.8 m}$$

$$F = 43350 N$$

La fuerza ideal que hay en el tiro de tres puntos es de 43350 N, este depende del diámetro de la llanta motriz (R)

➤ Hallando la fuerza real del tiro de tres puntos (F_T)

Finalmente, la fuerza real que ejerce el tractor en el tiro de tres puntos lo calculamos con la ecuación.

$$F_T = F - Fr \quad [2.6_{pag.24}]$$

$$F_T = 43350N - 7875.5N$$

$$F_T = 35474.5 N$$

Conclusión:

Para los cálculos siguientes trabajaremos con 35474.5 N, este es la fuerza real que nos proporciona un tractor de 110 HP.

4.8.2 Cálculos del implemento de corte.

- **Fuerza de corte de la cuchilla**

Para hallar esta fuerza utilizamos la formula.

$$F = CL \times b \times L \quad [2.7_{pag.30}]$$

Donde:

CL= Coeficiente de labranza de un terreno suelto tomado de la tabla 2.3.

b = Profundidad de corte (250mm).

L = Ancho de la cuchilla (800mm).

$$F = 40 \left(\frac{Kgf}{dm^2} \right) * \left(\frac{10 dm^2}{1m^2} \right)^2 * 0.35m * 0.8m$$

$$F = 800Kgf * \frac{9.81N}{1Kgf}$$

$$F = 10987.2N$$

Conclusión:

La fuerza que tiene que vencer el tractor para el corte del terreno es de 7848 N.

4.8.3 Cálculos de la transmisión de potencia.

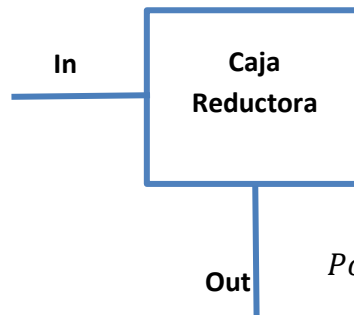
- **Calculo de velocidad de salida de la caja reductora**

Los datos de entrada tomados comprenden a la toma de fuerza y velocidad de los tractores de 110 HP.

$$Pot = 25 Kw$$

$$n_1 = 540 rpm$$

$$N_1 = 12 \text{ dientes}$$



$$Pot = 25 Kw$$

$$n_2 = ? rpm$$

$$N_2 = 28 \text{ dientes}$$

$$n_2 = \frac{N_1 \times n_1}{N_2} \quad [2.40_{pag.47}]$$

$$n_2 = \frac{540 \times 12}{28}$$

$$n_2 = 231.43 rpm$$

Calculo de RPM con dientes de sprocket

$$n_2 = \frac{n_1 \times N_1}{N_2} \quad [2.40_{pag.47}]$$

$$n_2 = \frac{231.43 \times 15}{17}$$

$$n_2 = 204.2 rpm$$

Conclusión:

El engranaje de entrada o Piñón es de 12 dientes, con los cálculos realizados se obtiene que el engranaje de salida o Corona tendrá 28 dientes. Con estos engranajes obtendremos una velocidad de salida de 231.43 rpm.

Para la transmisión por cadena se utilizará sprocket de 15 y 17 dientes, obteniendo una velocidad de 204.2 rpm

- **Calculo de potencia de carga a transportar “A”**

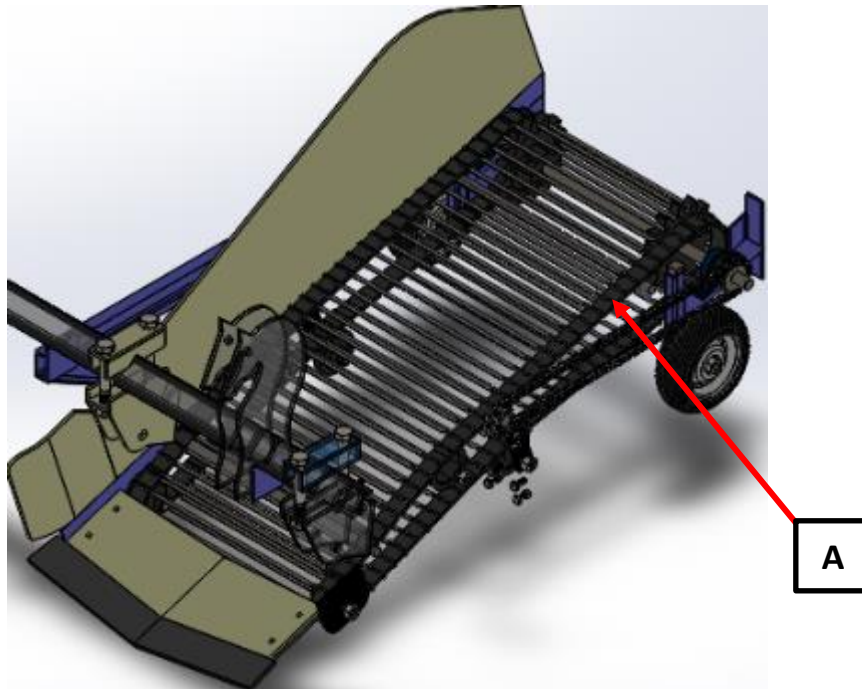
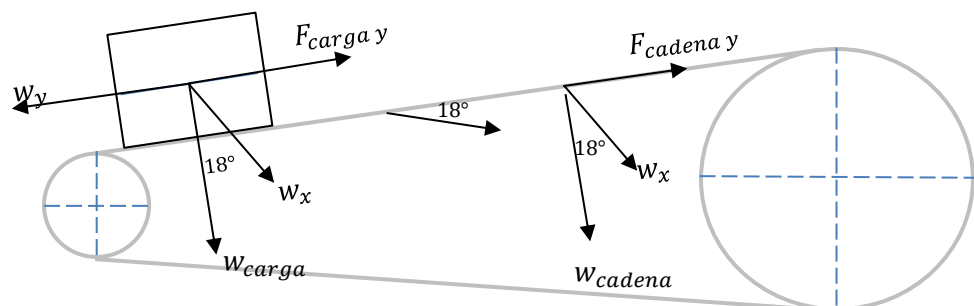


Figura 4.1: Modelo final de cosechadora, donde: A = Cadena transportadora.



Calculando la masa y peso a transportar

$$m = v * \delta \quad [2.14_{pag.37}]$$

Donde:

v = volumen (m)

δ = densidad (*tierra* = $950 \text{ kg}/m^3$) [tabla A. 1_{Anexos}]

$$m = v * \delta$$

$$m = 0.73 * 0.33 * 0.35 * 950$$

$$m = 80.099 \text{ kg}$$

Calculando el peso de la tierra

$w = \text{peso (kg)}$

$g = \text{gravedad (9.81)}$

$w = m * g$

$w = 80.099 * 9.81$

$w = 785.77N$

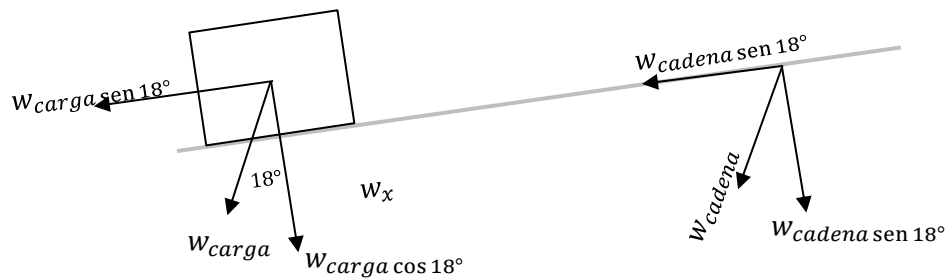
Peso de cadena trasportadora

$w = m * g$

$w = 50 * 9.81$

$w = 490.5N$

Calculo de aceleración



Calculo por dinámica

$$\sum F = m * a$$

[2.17 pag.38]

$$a = \frac{\sum F_x}{m}$$

$$a = \frac{W_{carga} \sin 18^\circ + W_{cadena} \sin 18^\circ}{m_{carga} + m_{cadena}}$$

$$a = \frac{785.77(\sin 18^\circ) + 490.5(\sin 18^\circ)}{80.099 + 50}$$

$$a = 3.03m/s^2$$

Calculo de la fuerza y trabajo

$$F = m * a$$

$$U = F * d$$

Donde:

$F = \text{fuerza (N)}$

$U = \text{trabajo (Joule)}$

$m = \text{masa (kg)}$

$d = \text{distancia (m)}$

$$F = (80.099 + 50) * 3.03$$

$$F = 394.2N$$

$$U = 394.2 * 1.5$$

$$U = 591.33 J$$

calculo del torque

$$s = s_0 + v_0 * t + \frac{1}{2} a_c * t^2 \quad [2.18_{pag.38}]$$

Donde:

s = desplazamiento (m)

t = tiempo (seg.)

a_c = Aceleracion (m/s^2)

$$s = \frac{1}{2} a_c * t^2$$

$$t = \sqrt{\frac{2*s}{a_c}}$$

$$t = \sqrt{\frac{2*1.5}{3.03}}$$

$$t = 0.995 s.$$

Calculo de la potencia.

$$Pot = \frac{U}{t} \quad [2.19_{pag.38}]$$

$$1 HP = 746 W \quad [2.20_{pag.38}]$$

$$Pot = \frac{591.3}{0.995}$$

$$Pot = 594.27 w.$$

$$Pot = 0.8 Hp$$

Conclusión:

Luego de analizar las cargas que ha de mover la cadena transportadora se determina la potencia necesaria para este fin, la potencia hallada es de 0.8 Hp y se utiliza en los cálculos selección de eje de arrastre y selección de cadena.

- Selección de cadena de rodillos “B”

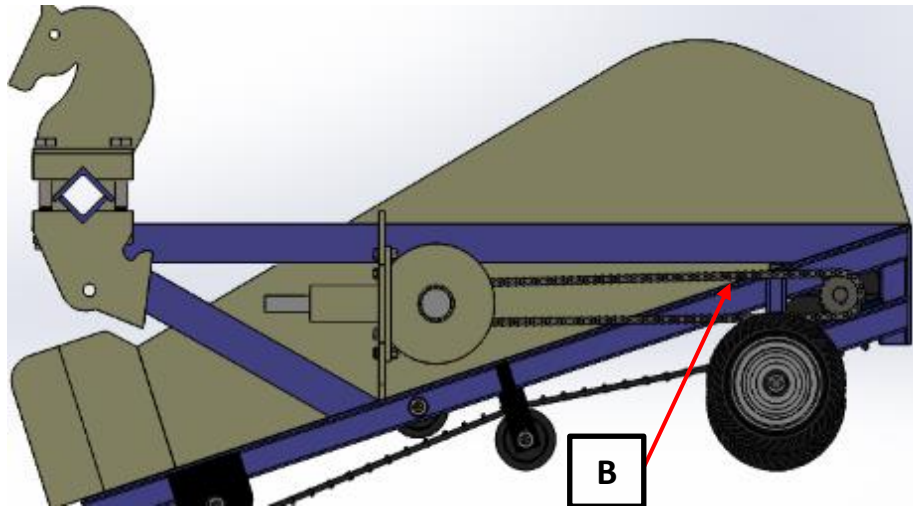


Figura 4.2: Modelo final de cosechadora, donde: B = Cadena H-50.

Para el cálculo se utiliza un numero de cadena H-50 y un sprocket motriz de 15 dientes se utilizarán las siguientes formulas.

$$H_d = H_{nom} * K_s * n_d \quad [2.41_{pag.49}]$$

$$H_1 = 0.004 * N^{1.08} * n^{0.9} * p^{(3-0.07*p)} \quad [2.42_{pag.49}]$$

$$H_2 = \frac{1000 * K_r * N^{1.5} * p^{0.8}}{n^{1.5}} \quad [2.43_{pag.49}]$$

Donde:

H_d = potencia de se debe transmitir

H_{nom} = potencia nominal [Calculado_{pag.90}]

K_s = factor de servicio [tabla A. 2_{Anexos}]

n_d =factor de diseño

N = número de dientes

p = paso de la cadena

K_r = constante varía por tipo de cadena a utilizar [tabla 2.8_{pag.49}]

n = número de revoluciones

Calculando la potencia trasmitida

Tabla A-2: Coeficiente de factor de servicio

Tipo de carga	Tipo de impulsor		
	Impulsor hidráulico	Motor eléctrico o turbina	Motor de combustión interna con transmisión mecánica
Uniforme (agitadores, ventiladores, transportadores con carga ligera y uniforme)	1.0	1.0	1.2
Choque moderado (máquinas herramienta, grúas, transportadores pesados, mezcladoras de alimento y molinos)	1.2	1.3	1.4
Choque pesado (prensas de troquelado, molinos de martillos, transportadores alternos, accionamientos de molino de rodillos)	1.4	1.5	1.7

Nota: La selección del valor a trabajar es según el tipo del impulsor y tipo de carga. Tomada de “Diseño de Elementos de Maquinas” por Mott (44 pág. 290)

$$H_d = H_{nom} * K_s * n_d$$

$$H_d = 0.8 * 1.4 * 1.2$$

$$H_d = 1.344 \text{ hp}$$

Calculado la resistencia a la fatiga de las placas del eslabón cadena H-50

$$H_1 = 0.004 * N^{1.08} * n^{0.9} * p^{(3-0.07*p)}$$

$$H_1 = 0.004 * 15^{1.08} * 231.43^{0.9} * 0.625^{(3-0.07*0.625)}$$

$$H_1 = 2.5 \text{ hp}$$

Calculando la potencia nominal limitada por los rodillos

Tabla 2.8: Factor de corrección

Numero de cadena	Kr
25-35	29
41	3.14
40-240	17

Nota: El factor de corrección Kr varía dependiendo al número de cadena a utilizar. Adaptada de “Diseño en Ingeniería Mecánica de Shigley” por Budynas et al (27 pág. 878)

$$H_2 = \frac{1000 * K_r * N^{1.5} * p^{0.8}}{n^{1.5}}$$

$$H_2 = \frac{1000 * 17 * 15^{1.5} * 0.625^{0.8}}{231.43^{1.5}}$$

$$H_2 = 192.6 \text{ hp}$$

Conclusión

Para hallar la potencia transmitida se tomó como factor de servicio ($K_s = 1.4$) porque la máquina cosechadora será accionada por un tractor agrícola el cual entrega una potencia generada por un motor diésel, un factor de diseño ($n_d = 1.2$) porque cuando haya un atrancamiento en el sistema sea la cadena quien se rompa y no afecte a la caja reductora. Obteniendo esta potencia (0.8 hp) y teniendo como dato que el número de dientes del sprocket motriz (15), se determina que la cadena a utilizar es un H-50. Tipo de lubricación “A= lubricación manual” y de un torón.

$$n_2 = \frac{n_1 * N_1}{N_2} \quad [2.40_{\text{pag.49}}]$$

$$n_2 = \frac{231.43 * 15}{17}$$

$$n_2 = 204.2 \text{ rpm}$$

- **Calculo del eje de arrastre de la cadena transportadora” C”.**

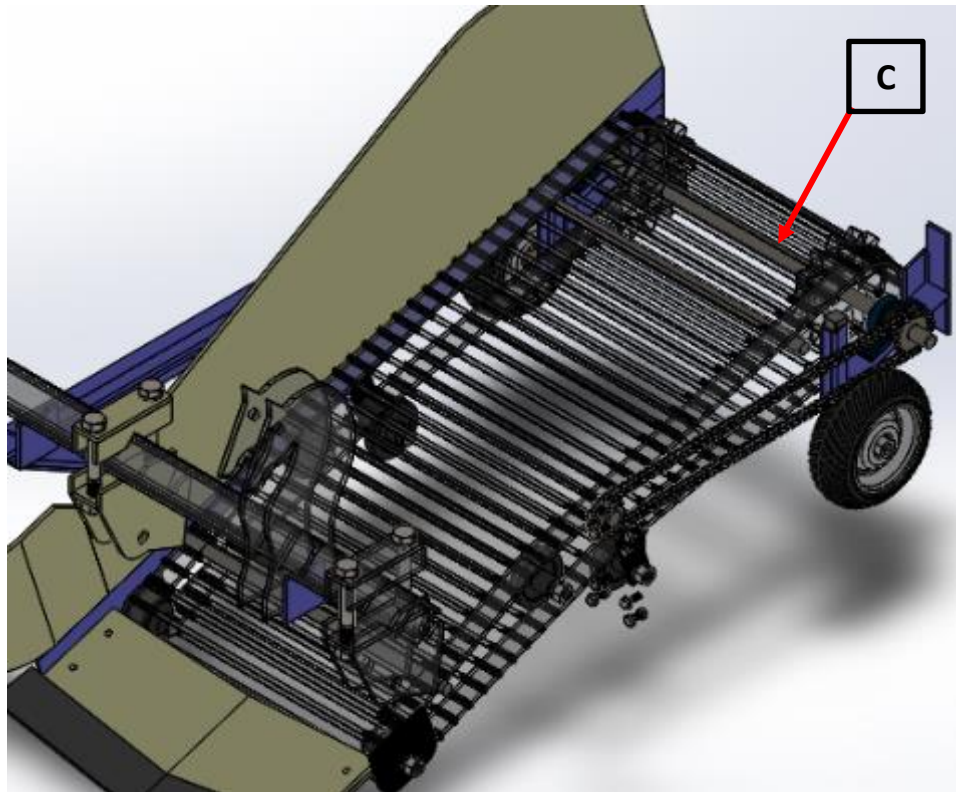


Figura 4.3: Modelo final de cosechadora, donde: C = Eje de arrastre.

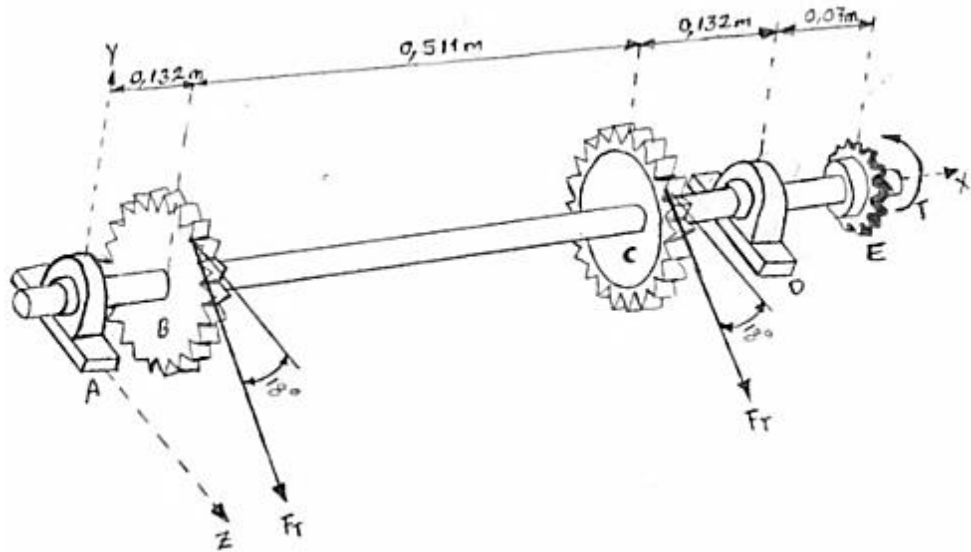


Figura 4.5: esfuerzos en el eje de arrastre.

Para el cálculo de torque a la entrada del eje de arrastre de la cadena transportadora se utilizarán las siguientes formulas.

$$Pot = T \times \omega \quad [2.37_{pag.47}]$$

$$\omega = \frac{\pi * n}{30} \quad [2.38_{pag.47}]$$

$$T = F * d \quad [2.39_{pag.47}]$$

Donde:

$$Pot = 594.27 \text{ N} \quad [\text{calculo pag.90}]$$

T = torque

ω = velocidad angular

F = fuerza

$$d = 0.086 \text{ m}$$

$$T = \frac{Pot}{\left(\frac{\pi * n}{30}\right)}$$

$$T = \frac{594.27}{\left(\frac{\pi * 204.2}{30}\right)}$$

$$T = 27.79 \text{ Nm}$$

Cálculo de las fuerzas que actúan en el eje.

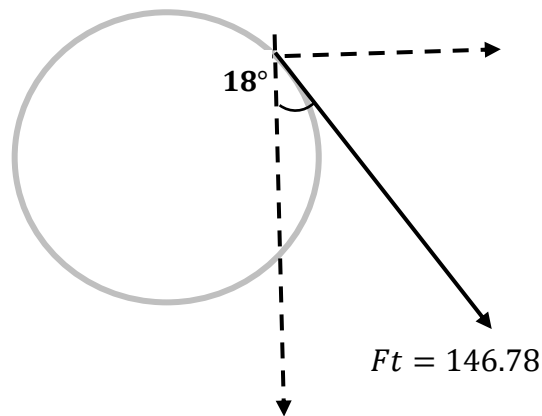
Fuerza en el piñón de entrada (E)

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

$$F = \frac{27.79}{0.086}$$

$$F = 323.14 \text{ N}$$

Cálculo de la fuerza en el piñón de arrastre (B-C)



$$F_{tz} = F_t * \sin 18^\circ$$

$$F_{tz} = 394.2 * \sin 18^\circ$$

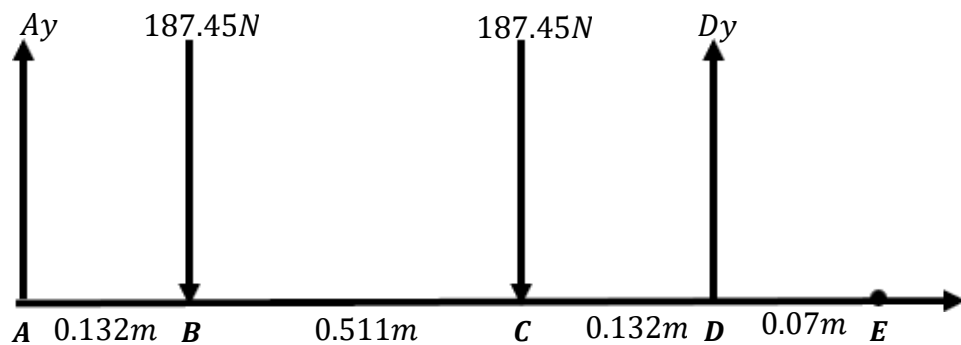
$$F_{tz} = 121.81$$

$$F_{ty} = F_t * \cos 18^\circ$$

$$F_{ty} = 394.2 * \cos 18^\circ$$

$$F_{ty} = 374.9 \text{ N}$$

Cálculo de esfuerzos en el eje "X - Y"



$$\sum M_A = 0$$

$$-(187.45 * 0.132) - (187.45 * 0.643) + (D_y * 0.775) = 0$$

$$D_y = 187.45 \text{ N}$$

$$\sum F_y = 0$$

$$A_y - 187.45 - 187.45 + D_y = 0$$

$$A_y + D_y = 374.9 \text{ N}$$

$$A_y = 374.9 \text{ N} - 187.45 \text{ N}$$

$$A_y = 187.45 \text{ N}$$

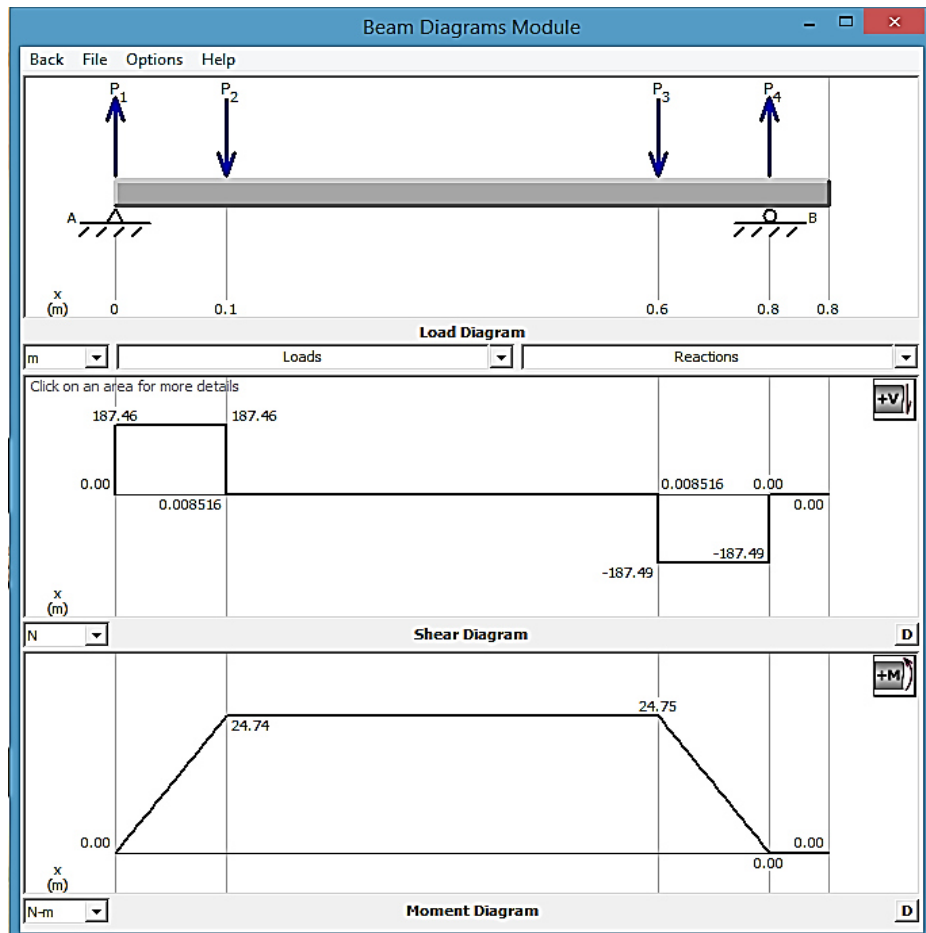
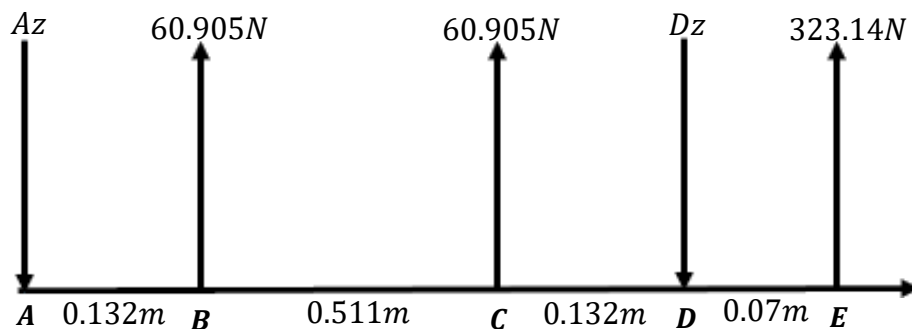


Figura 4.6: Diagrama de fuerza cortante y momento flector en los ejes X-Y. tomado de “MD Solid”.

Calculando esfuerzos en el eje X Z



$$\sum MA = 0$$

$$(60.905 * 0.132) + (60.905 * 0.643) - (Dz * 0.775) + (323.14 * 0.845) = 0$$

$$Dz = 413.23 \text{ N}$$

$$\sum FZ = 0$$

$$-Az + 60.905 + 60.905 - Dz + 323014 = 0$$

$$-Az - Dz = -444.95$$

$$-Az = -444.95 + 413.23$$

$$Az = 31.72 \text{ N}$$

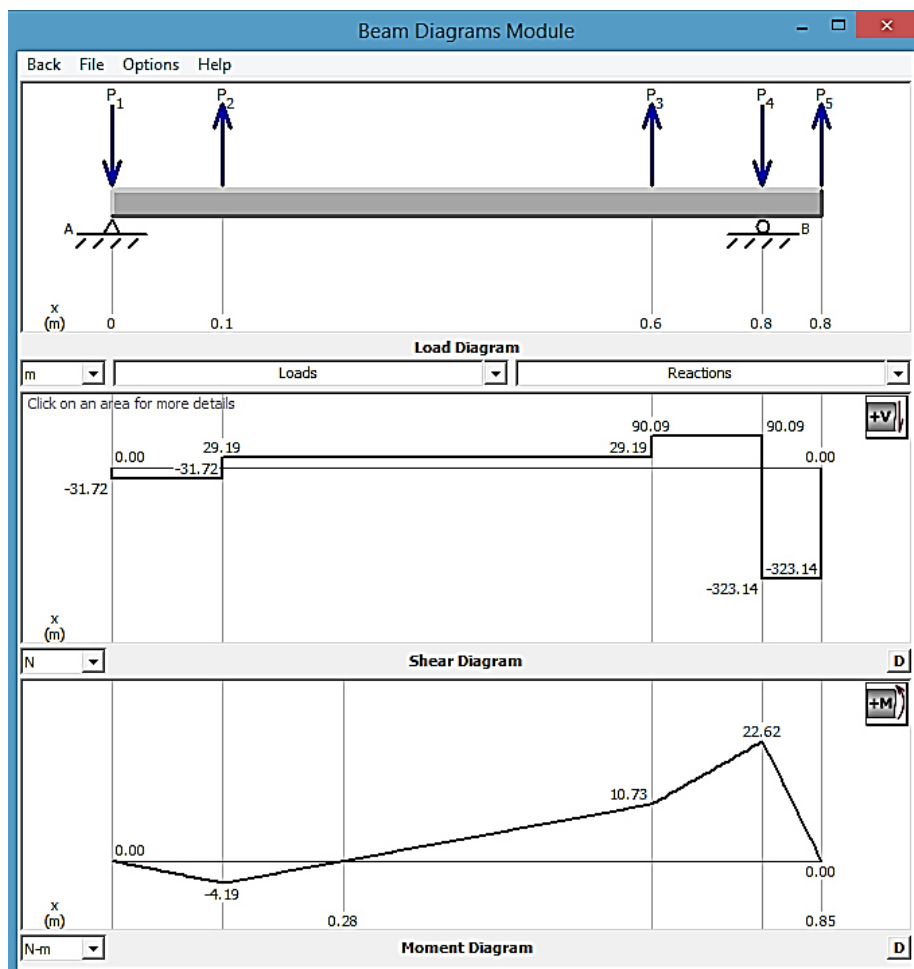


Figura 4.7: Diagrama de fuerza cortante y momento flector en los ejes X-Z, tomado de "MD Solid".

Hallando el momento máximo.

Tabla 4.1: Resultado de momentos actuantes en el eje de arrastre.

Nodo	Plano X; Y	Plano X;Z	Momento Max. $\sqrt{Mxy^2 + Mxz^2}$
	Momento	Momento	
A	0	0	0
B	24.74 Nm	-4.19 Nm	25.09 Nm
C	24.74 Nm	10.73 Nm	26.96 Nm
D	0	22.62 Nm	22.62 Nm
E	0	0	0

Nota: El momento máximo que actúa en el eje es el del nodo "C" con un torque de 26.96 Nm.

- **selección del diámetro y material del eje de arrastre.**

Para realizar estos cálculos tendremos que recopilar todos los datos obtenidos en los cálculos anteriores.

- Momento máximo = 26.96Nm
- Torque = 27.79Nm [calculo pag.94]
- Material = Acero 1010 [tabla A.3_{Anexos}]
- $S_g = 180Mpa$ [tabla A.3_{Anexos}]
- $S_{ut} = 320Mpa$ [tabla A.3_{Anexos}]
- $F_s = 3$, Impacto moderado [tabla 2.6_{pag.36}]
- q = Sensibilidad a la muesca [tabla A.4_{Anexos}]
- q_c = Sensibilidad a la muesca constante [tabla A.5_{Anexos}]
- K_t = factor de esfuerzos por flexión [tabla A.6_{Anexos}]
- K_{ts} = factor de esfuerzos por torsión [tabla A.6_{Anexos}]
- K_a = factor de superficie [tabla A.7_{Anexos}]
- K_b = factor de tamaño [tabla A.8_{Anexos}]
- S_e = factor de modificación del límite de resistencia a la fatiga
- S'_e = limitador de viga [tabla A.9_{Anexos}]

Hallando esfuerzo de concentración VON- MISSES

$$n = \frac{S_y}{\sigma} \quad [2.13_{pag.36}]$$

$$\sigma' = \frac{S_y}{F_s}$$

$$\sigma' = \frac{180}{3}$$

$$\sigma' = 60 \text{ Mpa}$$

Calculando con un diámetro tentativo de =20mm

$$\frac{r}{d} = 0.02 \quad [\text{Tabla A. 6}_{Anexos}]$$

$$r = 0.02 * 20$$

$$r = 0.4 \text{ mm}$$

Con este resultado ir a la tabla A-5 y A-6 para hallar q y q_c

Calculando teoría de concentración de esfuerzos ASME- ELIPTICA

$$d = \left\{ \frac{16n}{\pi} \left[4 \left(\frac{K_f * M}{S_e} \right)^2 + 3 \left(\frac{K_{fs} * T}{S_y} \right)^2 \right]^{\frac{1}{2}} \right\}^{\frac{1}{3}} \quad [2.11_{pag.35}]$$

Hallando los factores de concentración de esfuerzos por flexión y torsión

$$KF = 1 + q(Kq - 1) \quad [2.9_{pag.35}]$$

$$KF = 1 + 0.5(2.7 - 1)$$

$$KF = 1.85$$

$$KFs = 1 + qc(KTs - 1) \quad [2.10_{pag.35}]$$

$$KFs = 1 + 0.59(2.2 - 1)$$

$$KFs = 1.708$$

K_t y K_{ts} ; de la tabla A-6 toman valores de filete de hombro agudo.

Hallando el factor de modificación

$$S_e = K_a * K_b * K_c * K_d * K_e * K_f * S'_e \quad [2.12_{pag.36}]$$

$$K_c, K_d, K_e, K_f = 1$$

$$S_e = K_a * K_b * S'_e$$

Factor de modificación por la condición superficial

$$K_a = a * S_{ult}^b$$

Los valores de a y b salen de la tabla A-6, de un proceso de maguñado o laminado en frío.

$$K_a = 4.51 * 320^{-0.265}$$

$$K_a = 0.978$$

Factor de modificación por su tamaño

$$K_b = 1.24 * d^{-0.107} \quad [tabla A. 8_{Anexos}]$$

$$K_b = 0.899$$

Límite de resistencia a una viga rotatoria

$$S'_e = 0.5 * S_{ult} \quad [tabla A. 9_{Anexos}]$$

$$S'_e = 0.5 * 180$$

$$S'_e = 90 \text{ Mpa}$$

$$S_e = K_a * K_b * S'_e$$

$$S_e = 0.978 * 0.899 * 90$$

$$S_e = 79.13 \text{ Mpa}$$

Reemplazando en la ecuación inicial [2.11]

$$d = \left\{ \frac{16n}{\pi} \left[4 \left(\frac{K_f * M}{S_e} \right)^2 + 3 \left(\frac{K_{fs} * T}{S_y} \right)^2 \right]^{\frac{1}{2}} \right\}^{\frac{1}{3}}$$

$$d = \left\{ \frac{16 * 3}{\pi} \left[4 \left(\frac{1.85 * 26.96}{79.13 * 10^6} \right)^2 + 3 \left(\frac{1.708 * 27.79}{180 * 10^6} \right)^2 \right]^{\frac{1}{2}} \right\}^{\frac{1}{3}}$$

$$d = 0.027 \text{ m}$$

Conclusiones:

El diámetro obtenido es de 27mm, pero los diámetros comerciales más cercanos son de 28.575, (1 1/8 ") y 31.75 (1 1/4 "). Para poder elegir el diámetro exacto tenemos que trabajar con la selección de rodamientos.

- **Selección de chumaceras (A-D)**

Utilizando los cálculos realizados en los planos (X; Y) y (X; Z) trabajaremos con los resultados de los nodos A y D, puntos donde se ubicarán los rodamientos de las chumaceras.

$n = 204.2 \text{ rpm}$ calculado en las dimensiones de sprocket

$Ln = 8000 \text{ horas}$ [tabla A. 10_{Anexos}]

Capacidad de carga dinámica

$$L_{10} = \left(\frac{Cr}{Pr}\right)^3 \quad [2.32_{pag.45}]$$

$$Pr = X * Fr + Y * Fa \quad [2.33_{pag.45}]$$

$$Fact. = fw * F \quad [2.34_{pag.46}]$$

$$Fr = Fact * Fz \quad [2.34_{pag.46}]$$

Donde:

L_{10} = vida normal básica

$Fact.$ = carga actual

Pr = carga radial dinámica

$X = 1$ [tabla A. 10_{Anexos}]

Fr = fuerza real

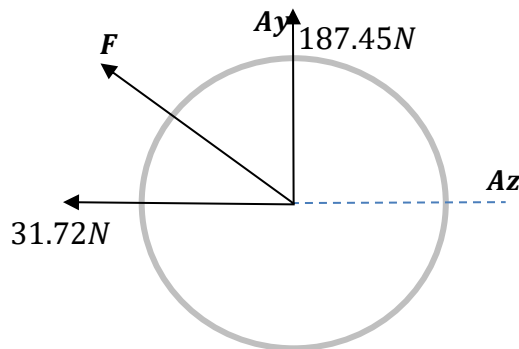
Fz = factor de cadena

$fw = 1.35$, factor de carga

[tabla A. 10_{Anexos}]

Las fuerzas actuantes en el rodamiento de la chumacera "A" se calculó en el [eje de arrastre_{pag.95}]

Chumacera en el nodo "A"



$$F = \sqrt{Az^2 + Ay^2}$$

$$F = \sqrt{-31.72^2 + 187.45^2}$$

$$F = 190.11N$$

Hallando la fuerza real

$$Fr = (fw * F) * Fz$$

$$Fr = (1.35 * 190.11) * 1.2$$

$$Fr = 307.99 N$$

Calculando la carga radial nodo "A"

$$Pr = X * Fr + Y * Fa$$

$$Pr = 1 * 307.99 \text{ N}$$

$$Pr = 307.99 \text{ N}$$

Calculando la carga dinámica nodo "A"

$$L_{10} = \left(\frac{Cr}{Pr}\right)^3$$

$$Cr = (L_{10})^{1/3} * Pr$$

$$Cr = (8000)^{1/3} * 307.99$$

$$Cr = 6.16 \text{ KN}$$

Capacidad de carga estática nodo "A"

$$S_o = \frac{C_{or}}{P_{or}} \quad [2.36_{pag.47}]$$

Donde:

$$S_o = \text{factor de seguridad} \quad [tabla A. 11_{Anexos}]$$

$$P_{or} = Fr \text{ si no hay carga axial} \quad [tabla A. 12_{Anexos}]$$

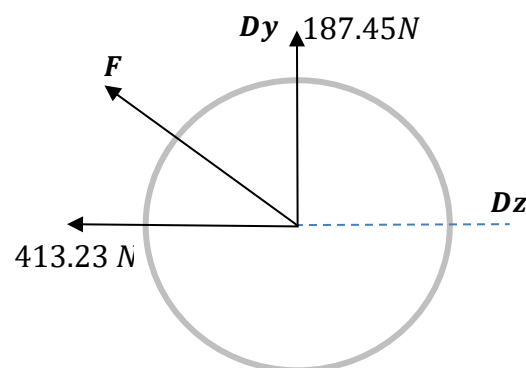
$$C_{or} = S_o * P_{or}$$

$$C_{or} = 1 * 307.99 \text{ N}$$

$$C_{or} = 0.31 \text{ KN}$$

Según la [tabla A. 13_{Anexos}] con una carga dinámica "Cr = 15 KN" y una carga estática "C_{or} = 11.3 KN", tendríamos un diámetro interno del rodamiento de la chumacera con 30mm.

Chumacera en el punto D



$$F = \sqrt{Dz^2 + Dy^2}$$

$$F = \sqrt{187.45^2 + 413.23^2}$$

$$F = 453.76 \text{ N}$$

Para hallar la fuerza real que actúa en el nodo “D”, tomaremos los mismos factores que en la chumacera “A”.

Hallando la fuerza real

$$Fr = (fw * F) * Fz$$

$$Fr = (1.35 * 453.76) * 1.2$$

$$Fr = 735.1 N$$

Calculando la carga radial en el nodo “D” (no se tiene carga axial)

Calculando la carga radial

$$Pr = X * Fr + Y * Fa$$

$$Pr = 1 * 735.1 N$$

$$Pr = 735.1 N$$

Calculando la carga dinámica en el nodo “D”

$$L_{10} = \left(\frac{Cr}{Pr}\right)^3$$

$$Cr = (L_{10})^{1/3} * Pr$$

$$Cr = (8000)^{1/3} * 735.1 N$$

$$Cr = 14.7 KN$$

Hallando la capacidad estática en el nodo “D” se toma los mismos criterios utilizados en el nodo “A”

$$S_o = \frac{C_{or}}{P_{or}}$$

$$C_{or} = S_o * P_{or}$$

$$C_{or} = 1 * 735.1 N$$

$$C_{or} = 0.74 KN$$

Según los datos calculados de la carga dinámica “Cr” y la carga estática “C_{or}”, estos datos son menores a los que se tiene en la [tabla A. 11_{Anexos}]

Cr = 15 KN y C_{or} = 11.3 KN, por lo tanto las dimensiones de la chumacera a utilizar será.

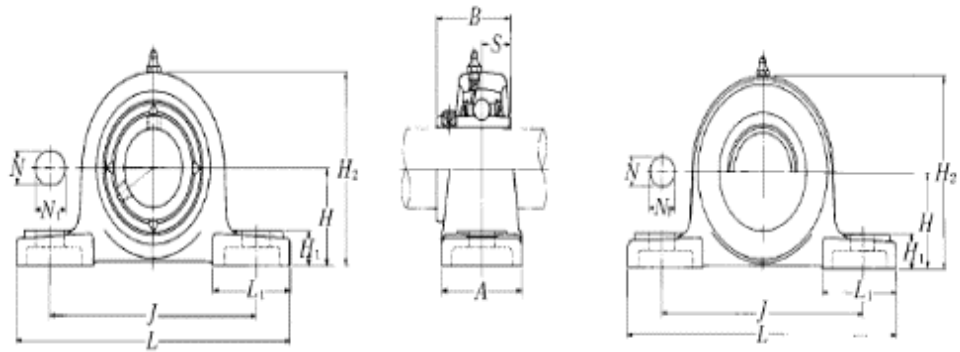


Figura 4.4: Dimensiones de chumaceras de pie. Tomado de “NTN” por NTN corporation. (34 pág. 80)

$$H = 42.9mm$$

$$H_1 = 13mm$$

$$L = 155mm$$

$$H_2 = 82mm$$

$$J = 121mm$$

$$L_1 = 54mm$$

$$A = 36mm$$

$$B = 38.1mm$$

$$N = 17mm$$

$$S = 15.9mm$$

$$N_1 = 20mm$$

$$\text{Diámetro de eje} = 30mm$$

$$\text{Tamaño de perno} = M14$$

[tabla A. 11_{Anexos}]

Teniendo como dato que el diámetro de la chumacera es 30mm, podemos deducir que el eje calculado en la [pag.100] igualaremos al diámetro de la chumacera.

• **Calculo de chaveta**

Ya habiendo determinado el diámetro del eje (30mm), podemos determinar las dimensiones de la chaveta. Ancho (w) y alto (h) y el material a asignar para su fabricación, tomando en cuenta que este materia tiene que ser igual o menor a las propiedades del material del eje con el fin de proteger el mecanismo, en otras palabras la chaveta es el fusible de tu mecanismo.

Recopilación de datos para realizar los cálculos.

○ Torque = 27.79Nm

[calculo_{pag.94}]

○ Diámetro = 30 mm

[calculo_{pag.100}]

○ $w = 10 mm$

[tabla A. 13_{Anexos}]

○ $h = 8 mm$

[tabla A. 13_{Anexos}]

- Material = Acero 1010 [tabla A.3_{Anexos}]
- $S_y = 180\text{Mpa}$ [tabla A.3_{Anexos}]
- $F_s = 2$ [tabla 2.6_{pag.36}]

Calculo de la longitud por esfuerzo cortante.

$$L \geq \frac{f_s(2T)}{d.w(0,577)S_y} \quad [2.21_{\text{pag.39}}]$$

$$L \geq \frac{2(2*27.79)}{(0.03)*(0.01)*(0,577)*(180*10^6)}$$

$$L \geq 3.56 * 10^{-3}$$

$$L \geq 4 \text{ mm}$$

Calculo de la longitud por aplastamiento.

$$L \geq \frac{(4T).f_s}{d.h.S_y} \quad [2.22_{\text{pag.39}}]$$

$$L \geq \frac{(4*27.29).2}{(0.03)*(0.008)*(18*10^6)}$$

$$L \geq 5.5 * 10^{-3} \text{ m}$$

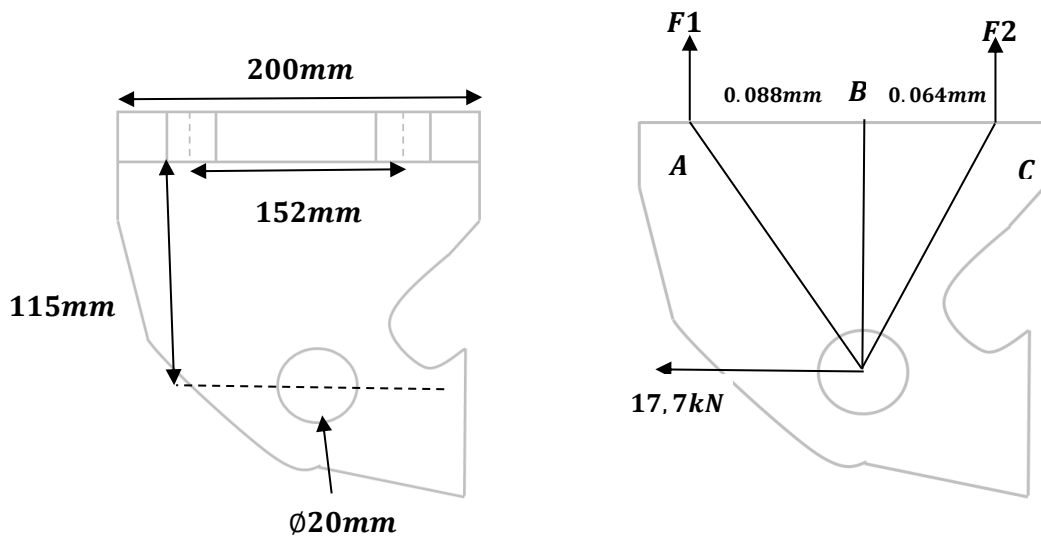
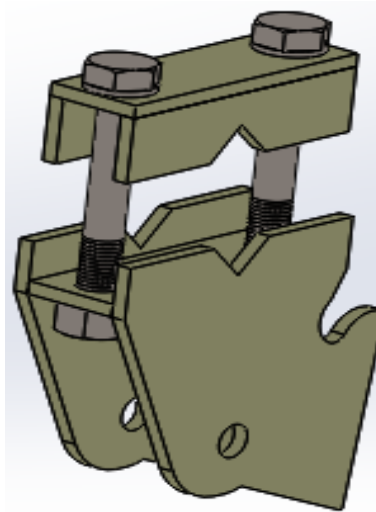
$$L \geq 6 \text{ mm}$$

Conclusión

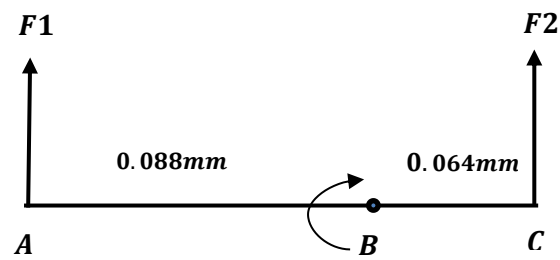
Al termino de los cálculos podemos afirmar que:

- El eje a utilizar para la fabricación será de material SAE-1010 y tendrá un diámetro de 30mm.
- El eje estará apoyado en dos chumaceras del mismo diámetro a los extremos, estas chumaceras tendrán un diámetro interior de 30mm y serán ancladas con unos pernos M14.
- La fijación de los piñones de arrastre y el eje será por medio de una chaveta plana ($w = 10\text{mm}$; $h = 8\text{mm}$ y $L = 6\text{mm}$) del mismo material que el eje.
- Estos resultados serán utilizados en la modelación de la maquina por medio de un software CAD.

Selección de perno de anclaje secundario



Calculo de las fuerzas actuantes en los pernos F1 y F2



$$\sum F_y = 0$$

$$F1 = -87.04 \text{ KN}$$

$$F1 = 87.04 \text{ KN}$$

$$\sum M_y = 0$$

$$-13.23 + F2 * 0.152 = 0$$

$$F2 = 87.04 \text{ KN}$$

Conclusión:

La fuerza que soporta el perno es de 87.04 KN, el tomaremos como dato para seleccionar la clase de perno que utilizaremos.

$$\sigma = \frac{P}{A_b} \quad [2.23_{pag.40}]$$

$$Fi = 0.9 * At * Sp \quad [2.24_{pag.40}]$$

Donde:

Fi = Fuerza a la que está sometida el perno

At = Área de esfuerzo de tensión [tabla A. 14_{Anexos}]

Sp = Resistencia de prueba mínima [tabla A. 15_{Anexos}]

Se realiza la designación de clase de perno “5.8” con una resistencia de prueba mínima “ $Sp = 380Mpa$ ”

$$At = \frac{Fi}{Sp*0.9}$$

$$At = \frac{87.04*10^3}{380*10^3*0.9}$$

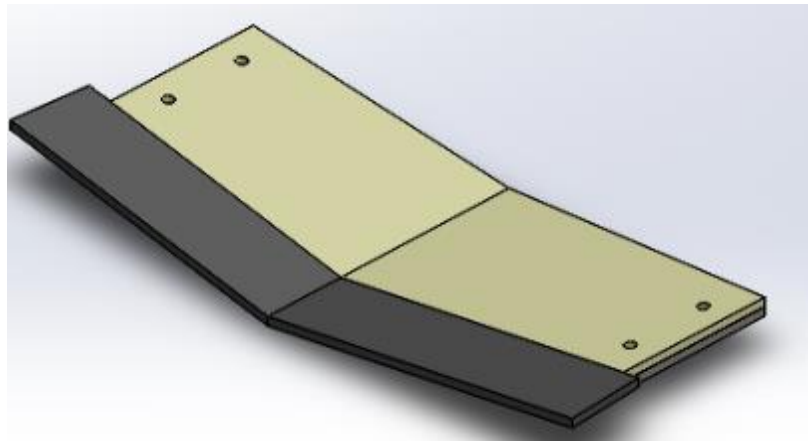
$$At = 2.55 * 10^{-4} m^2$$

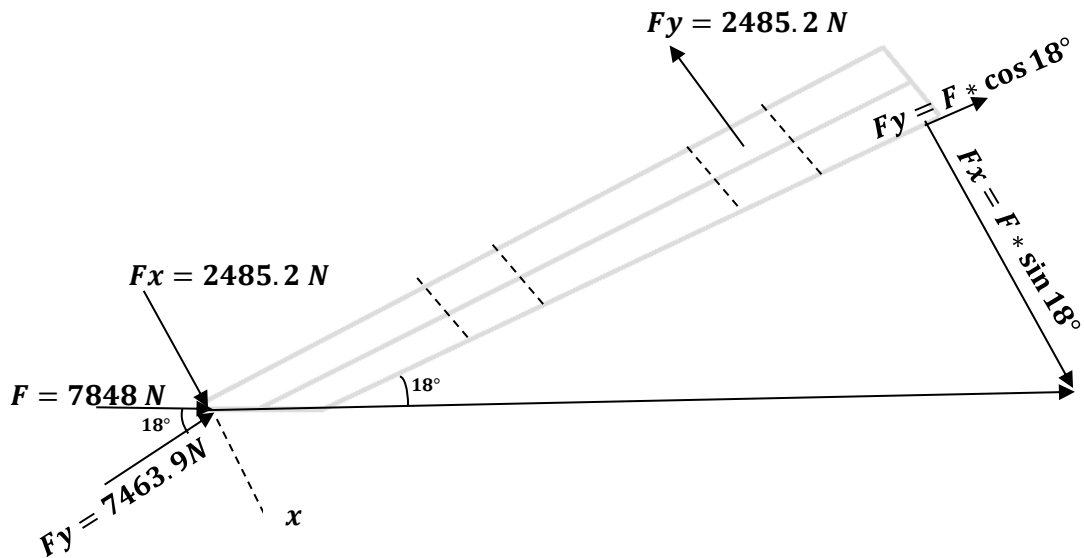
Conclusión

Se verifica la tabla [tabla A. 14_{Anexos}] con el área de esfuerzo de tensión hallada “ $At = 255 mm^2$ ” por el cual el diámetro del perno más efectivo es un M-24 al que le corresponde un $At = 353 Mpa$.

Por lo tanto, los pernos que han de sujetar los anclajes secundarios con él, bastidor de la maquina es un M-24*2.5, de clase 5,8.

Selección de pernos para la cuchilla de corte





Selección de perno por tracción

$$F = Ft * Fs$$

$$F = 2425.5 * 6$$

$$F = 14.6 \text{ KN}$$

$$Fi = 0.9 * At * Sp \quad [2.24_{\text{pag.40}}]$$

Donde:

Fi = Fuerza a la que está sometida el perno

At = Área de esfuerzo de tensión [tabla A. 14_{Anexos}]

Sp = Resistencia de prueba mínima [tabla A. 15_{Anexos}]

Con un perno de clase 5,8 y con una resistencia de prueba mínima “ $Sp = 380 \text{ Mpa}$ ” calculamos el área de esfuerzo a la tensión.

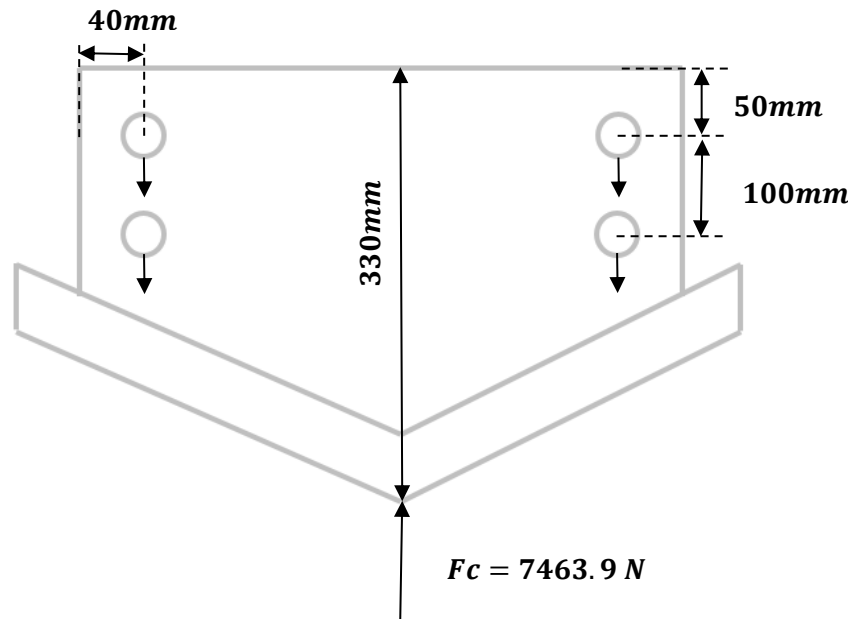
$$At = \frac{Fi}{Sp * 0.9}$$

$$At = \frac{14.6 * 10^3}{380 * 10^{-6} * 0.9}$$

$$At = 8.2 * 10^{-6} \text{ mm}^2$$

$$At = 8.2 \text{ mm}^2$$

Por lo tanto, para los esfuerzos por tracción el perno a elegir será un M4*0,7.



$$F = F_c * F_s$$

$$F = 7463.9 * 6$$

$$F = 44.8 \text{ KN}$$

$$\sum F_v = 0$$

$$4v = 44.8$$

$$V = 11.2 \text{ KN}$$

$$\tau' = \frac{F_c}{A_s} \quad [2.27_{\text{pag.42}}]$$

$$\tau = \frac{0.577 * S_y}{F_s} \quad [2.26_{\text{pag.40}}]$$

Donde:

F_c = fuerza de corte

A_s = área superficial del alojamiento del perno

τ = esfuerzo cortante

Designando un perno de clase 5.8 con una resistencia a la fluencia “ $S_y = 420 \text{ Mpa}$ ”

$$\frac{F_c}{A_s} = \frac{0.577 * S_y}{F_s}$$

$$A_s = \frac{F_c * F_s}{0.577 * S_y}$$

$$A_s = \frac{11.2 * 10^3 * 2}{0.577 * 420 * 10^6}$$

$$As = 9.24 * 10^{-5}$$

$$As = \frac{\pi}{4} * D^2$$

$$D = \sqrt{\frac{4 * As}{\pi}}$$

$$D = \sqrt{\frac{4 * 9,24 * 10^{-5}}{\pi}}$$

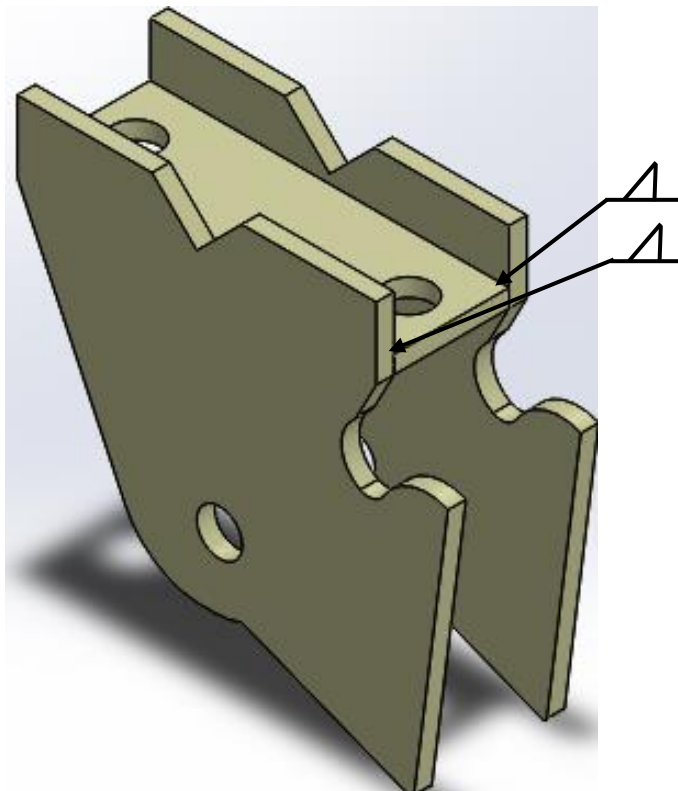
$$D = 11 \text{ mm}$$

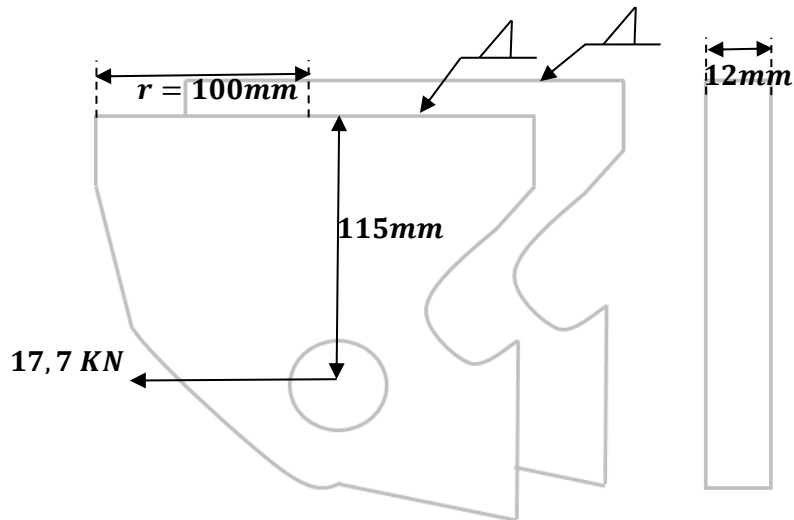
Al no haber un perno M11, la elección correcta es un perno M-12*1.75.

Conclusiones.

Como la fuerza de corte es superior que la fuerza de tracción los pernos para la sujeción de la cuchilla de corte, el perno a utilizar es un M12*1.75 de clase 5,8.

Selección de electrodo para la soldadura





$h =$ altura de cordón

$$F = V = 17.7 \text{ KN}$$

$$d = 200 \text{ mm}$$

La altura del cordón es 4mm.

Para dos cordones paralelos

$$A = 1.414 * h * d$$

[tabla A. 16_{Anexos}]

$$A = 1.414 * 4 * 200$$

$$A = 1131.2 \text{ mm}^2$$

$$I_u = \frac{d^3}{6}$$

[tabla A. 16_{Anexos}]

$$I_u = \frac{200^3}{6}$$

$$I_u = 1333333.33 \text{ mm}^3$$

$$I = 0.707 * h * I_u$$

[tabla A. 16_{Anexos}]

$$I = 0.707 * 4 * 1333333.33$$

$$I = 3770666.67 \text{ mm}^4$$

Hallando el corte primario “ τ' ”

$$\tau' = \frac{V}{A}$$

[2.27_{pag.42}]

Donde:

$V =$ fuerza de corte “Fc”

$A =$ área de la costura

$$\tau' = \frac{17.7 * 10^3 \text{ N}}{1131.2 \text{ mm}^2}$$

$$\tau' = 15.65 \text{ Mpa}$$

Hallando el corte secundario o torsión

$$\tau'' = \frac{M*r}{I} \quad [2.28_{pag.42}]$$

Donde:

M = momento

r = distancia del centro de la soldadura [*dato*pag.111]

I = momento del área unitaria [*calculo*pag.111]

$$\tau'' = \frac{17.7*10^3 N*115mm*100mm}{3770666.67mm^4}$$

$$\tau'' = 53.98 Mpa$$

Hallando la magnitud de corte

$$\tau = \sqrt{(\tau'^2 + \tau''^2)}$$

$$\tau = \sqrt{(15.65'^2 + 53.98''^2)}$$

$$\tau = 56.2 Mpa$$

El esfuerzo cortante que actúa en el cordón de soldadura con una altura de cordón de “4mm” es de 56.2 Mpa.

Calculando el factor de seguridad por esfuerzo cortante

$$\tau = \frac{0.577*Sy}{F_s} \quad [2.26_{pag.28}]$$

Donde:

Sy = resistencia última electrodo E-70 [*tabla A.17* *Anexos*]

$$F_s = \frac{0.577*Sy}{\tau}$$

$$F_s = \frac{0.577*393 Mpa}{56.2 Mpa}$$

$$F_s = 4.03$$

Calculo del factor de seguridad de la placa de material ASTM-A36

$$\sigma = \frac{M}{\frac{b*d^2}{6}} \quad [2.29_{pag.42}]$$

$$F_s = \frac{Sy}{\sigma} \quad [2.13_{pag.44}]$$

Donde:

M = momento de inercia

b = espesor de la plancha

[*dato*_{pag.111}]

d = longitud de cordón de soldadura

[*dato*_{pag.111}]

S_y = resistencia ultima ASTM A-36

[*tabla A. 14*_{Anexos}]

Espesor:

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

$$d = 200 \text{ mm}$$

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

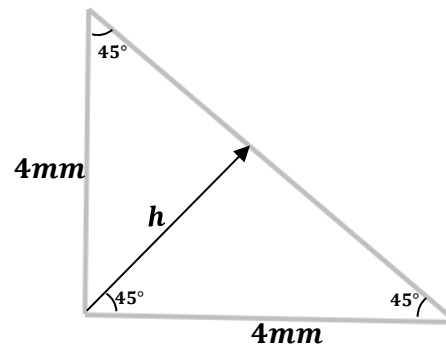
Uniendo [2.29_{pag.42}] con [2.13_{pag.36}]

$$F_s = \frac{S_y}{\left[\frac{M}{\left(\frac{b \cdot d^2}{6} \right)} \right]}$$

$$F_s = \frac{250 \text{ Mpa}}{\left[\frac{17.7 \cdot 10^3 \text{ N} \cdot 115 \text{ mm}}{\left(\frac{12 \cdot 200^2}{6} \right)} \right]}$$

$$F_s = 9.83$$

Calculando la altura de garganta



$$\cos 45^\circ = \frac{Ca \cdot h}{H}$$

$$h = \cos 45^\circ * 4$$

$$h = 2.82 \text{ mm}$$

conclusión:

siendo el factor de seguridad actuante en el cordón de soldadura de 4 y los actuantes en la plancha de 9, el electrodo a utilizar es un E-70...

con una altura de cordón de 4mm y la altura de garganta de 2,82mm.

4.9 Planos de fabricación.

4.9.1 Leyenda de planos.

Tabla 4.2: planos del diseño de la máquina cosechadora

PLANOS DE MÁQUINA COSECHADORA		Pág. 01 de - 02
Código	Descripción	
M-D	Modelo final	
EXP.	Plano explosionado	
E-1	Ensamble de cosechadora	
E-2	Ensamble de bastidor	
D-1	Barra central	
D-2	Anclaje central	
D-3	Angulo principal derecho	
D-4	Perfil en C principal derecho	
D-5	Perfil en C refuerzo	
D-6	Soporte de rueda batidora	
D-7	Base de rueda guía de cadena transportadora	
D-8	Tubo soporte de ruedas	
D-9	Base de chumacera derecho	
D-10	Angulo derecho de soporte de chumacera	
D-11	Soporte de barra central	
D-12	Angulo izquierdo central	
D-13	Angulo izquierdo de soporte de chumacera	
D-14	Perfil en C izquierdo principal	
D-15	Perfil en C izquierdo	
D-16	Base de chumacera izquierdo	
D-17	Soporte de caja reductora	
D-18	Refuerzo central de bastidor	
D-19	Brida superior del anclaje de 3 puntos	
D-20	Anclaje del tercer punto inferior	
D-21	Base de cuchilla de corte	

Nota: E= ensamble, D=detalle

Tabla 4.2: planos del diseño de la maquina cosechadora

PLANOS DE MÁQUINA COSECHADORA		Pág. 02 de - 02
Código	Descripción	
E-3	Ensamble de complementos	
D-1	Plancha lateral	
D-2	Cuchilla	
D-3	Soporte de rueda	
D-4	Plancha con radio derecho	
D-5	Plancha con radio izquierdo	
D-6	Eje de rueda guía de cadena transportadora	
D-7	Tope- rueda guía de cadena transportadora	
D-8	Eje de arrastre	
D-S	Detalles de soldadura	

Nota: E= ensamble D=detalle

4.9.2 Modelo final.

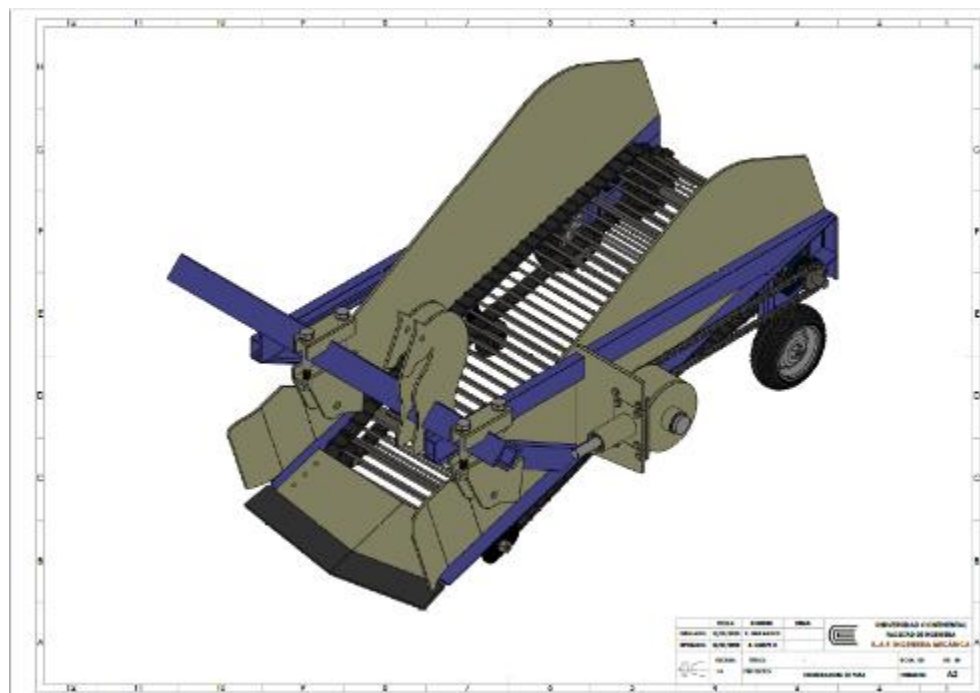


Figura 4.5: Diseño definitivo de la maquina cosechadora.

4.9.3 Plano de explosión.

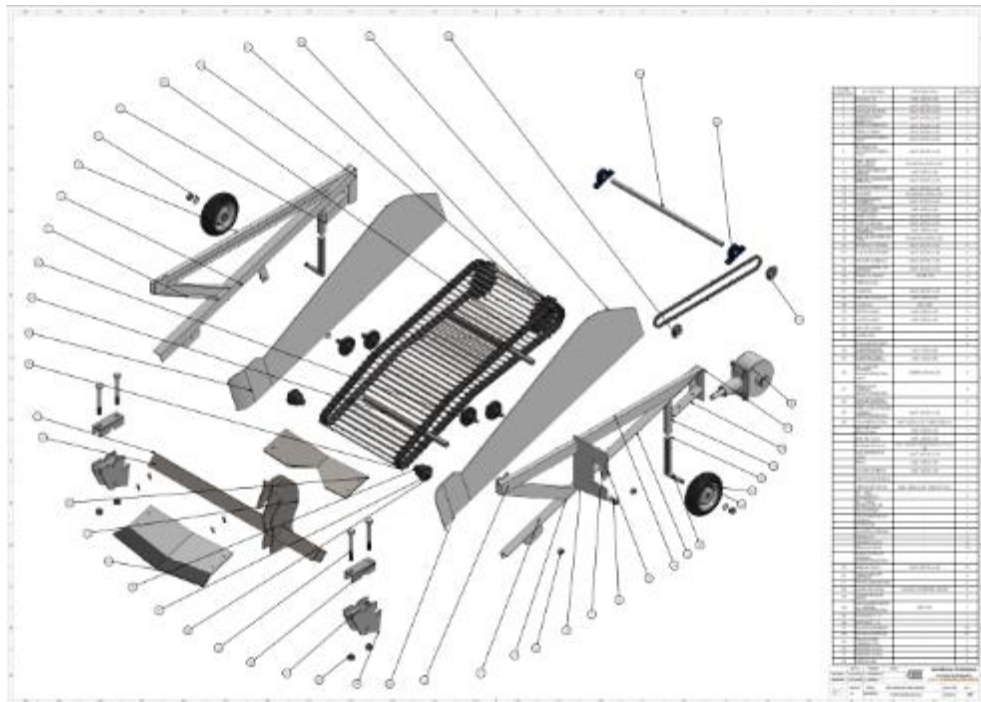


Figura 4.6: Detalle explosionado de la cosechadora.

4.9.4 Plano de ensamble.

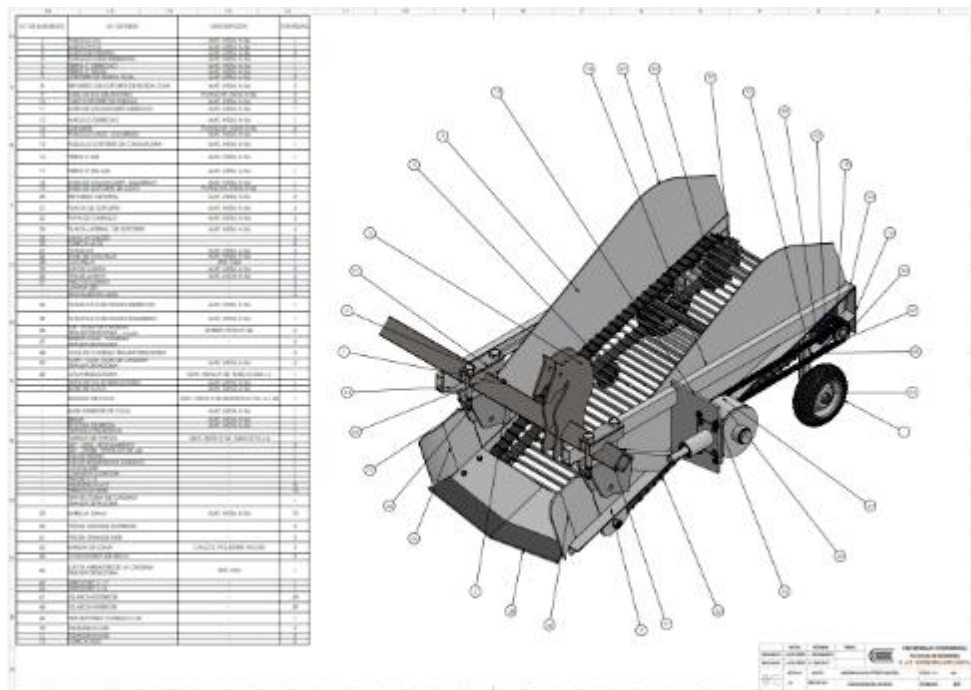


Figura 4.7: Detalle ensamblado de máquina cosechadora.

CAPÍTULO V

SIMULACIÓN

5.1 Simulación de la máquina.

Los resultados de los cálculos realizados en el capítulo “IV” donde se asignó un material para cada componente, se validaron mediante un simulador CAD, las partes más críticas analizadas se pueden observar en la figura 5.1.

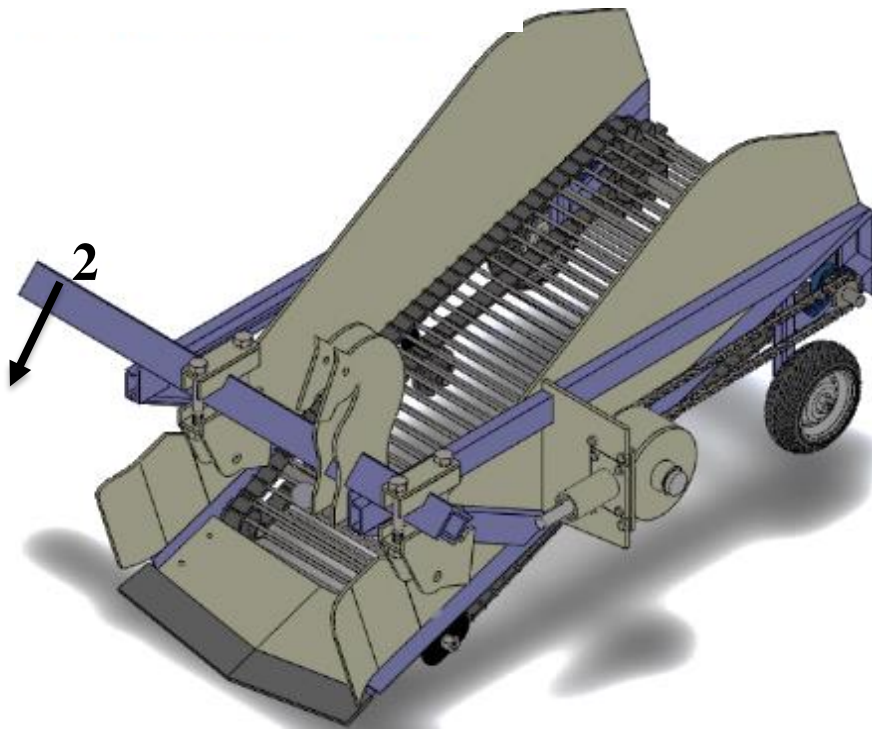


Figura 5.1: Cosechadora de papa modelo final, 1 = Eje de arrastre; 2 = Anclaje de tres puntos.

5.2 Simulación de eje de arrastre "1"

➤ Esfuerzos de von mises

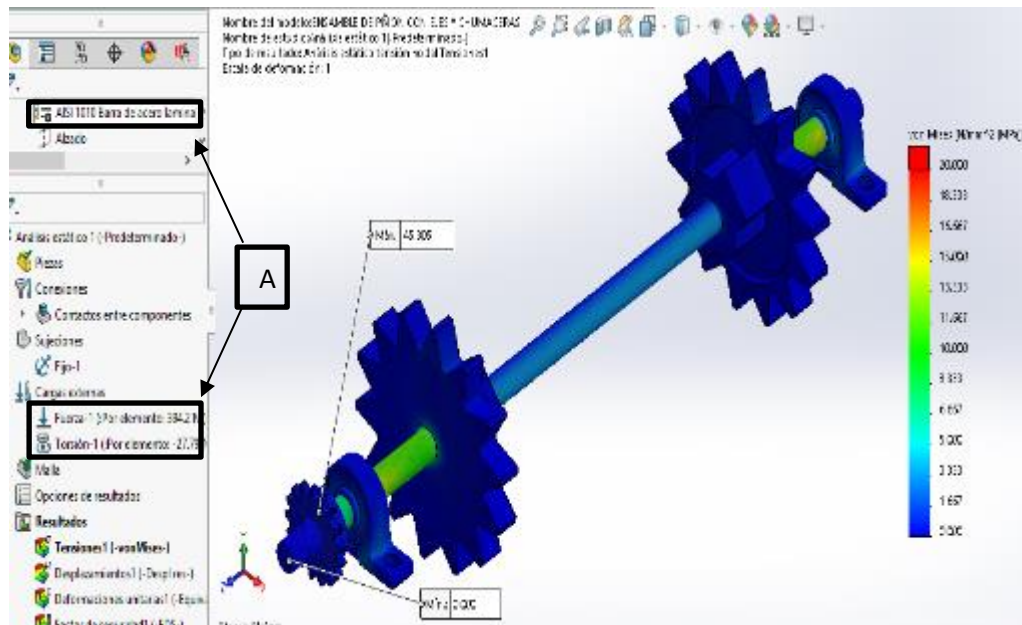


Figura 5.2: Modelado del esfuerzo por Von Mises del eje que arrastrara a la cadena transportadora de papa, A= Material y fuerzas consideradas para la simulación.

➤ Deformación.

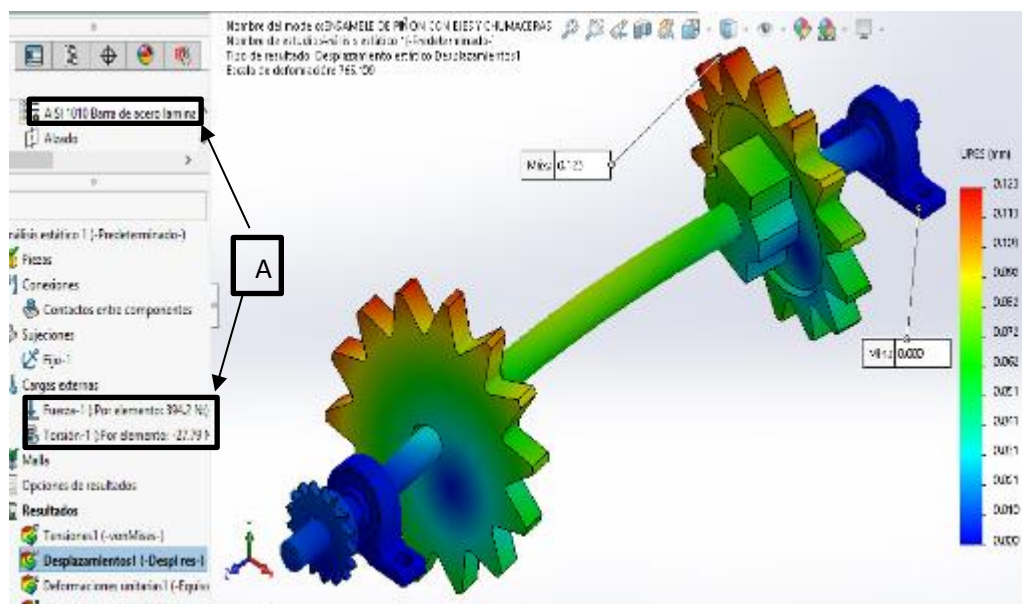


Figura 5.3: Modelado de la deformación que sufre el eje que arrastrara a la cadena transportadora de papa, A= Material y fuerzas consideradas para la simulación.

➤ **Factor de seguridad.**

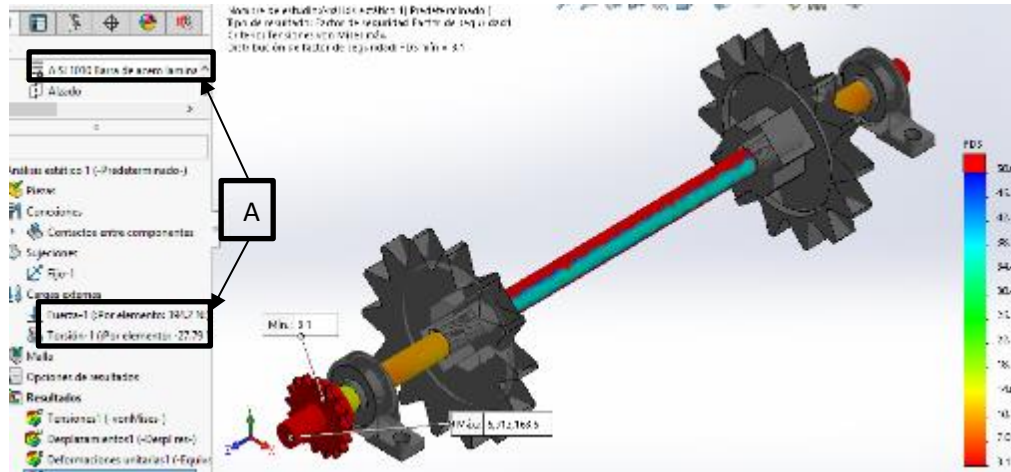


Figura 5.4: Modelado del factor de seguridad del eje que arrastrara a la cadena transportadora de papa, A= Material y fuerzas consideradas para la simulación.

➤ **NOTA:**

Las fuerzas que fueron ingresadas al simulador fueron calculadas en el capítulo 4, [pág. 94-95] El esfuerzo de Von Mises obtenido por el simulador es de 45.3 MPa como se muestra en la figura 5.2, siendo este próximo al calculado analíticamente, la deformación que sufrirá este componente es de 0.12 mm como se puede observar en la figura 5.3, con lo cual no habrá problemas al ser este muy pequeño, por último el factor de seguridad que se consideró para la selección de eje utilizado en los cálculos analíticos fue de 3, y el simulador no arrojó un factor de seguridad de 3.1 mostrado en la figura 5.4.

Al estar los cálculos analíticos y los que se obtuvieron mediante el simulador muy cercanos, estaríamos validando el correcto análisis que se realizó a este componente y el material del eje es un SAE 1010.

5.3 Simulación de anclaje de tres puntos “2”

➤ Esfuerzo de Von Mises.

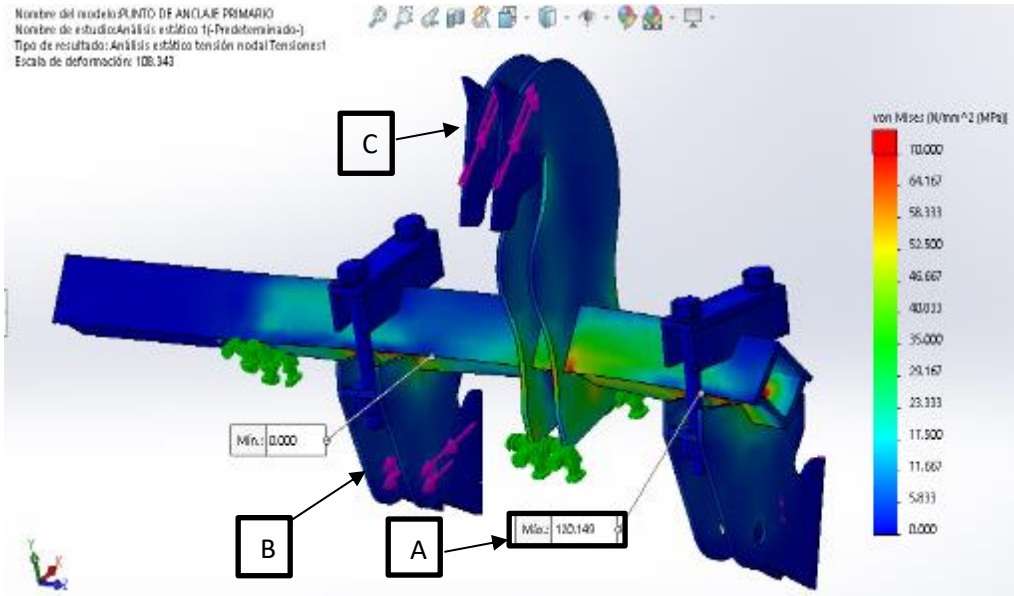


Figura 5.5: Modelado del esfuerzo de Von Mises del anclaje de tres puntos, A= Punto donde alcanza el máximo valor de esfuerzo de Von Mises; B = punto de anclaje inferior; C = punto de anclaje superior.

➤ Deformación.

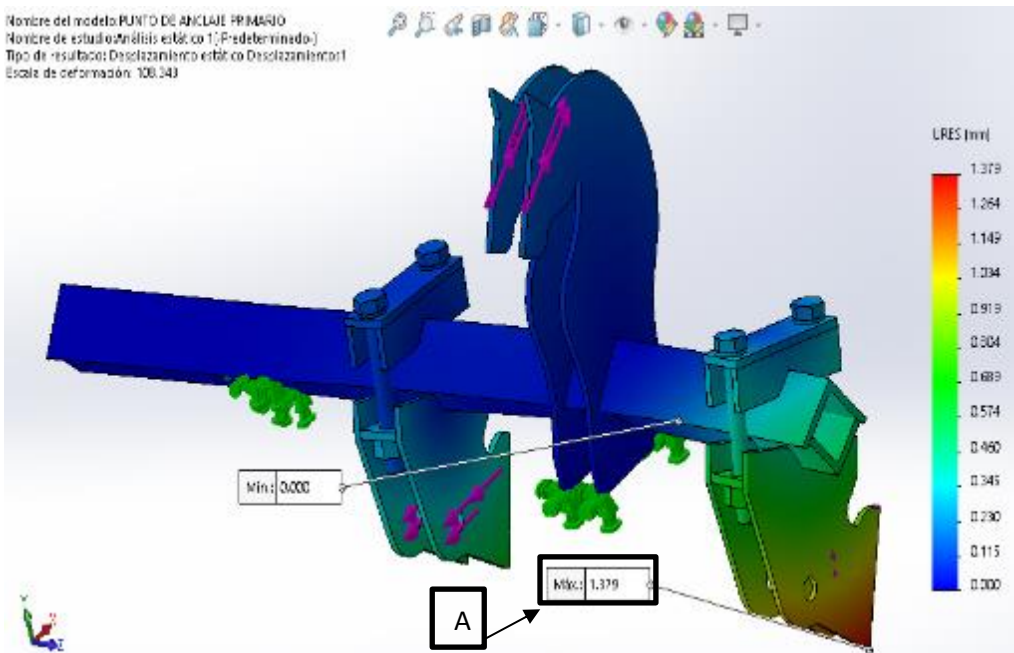


Figura 5.6: Modelado de la deformación que sufre el anclaje de tres puntos, A= Punto donde alcanza el máximo valor desplazado debido a las cargas sometidas.

➤ **Factor de seguridad.**

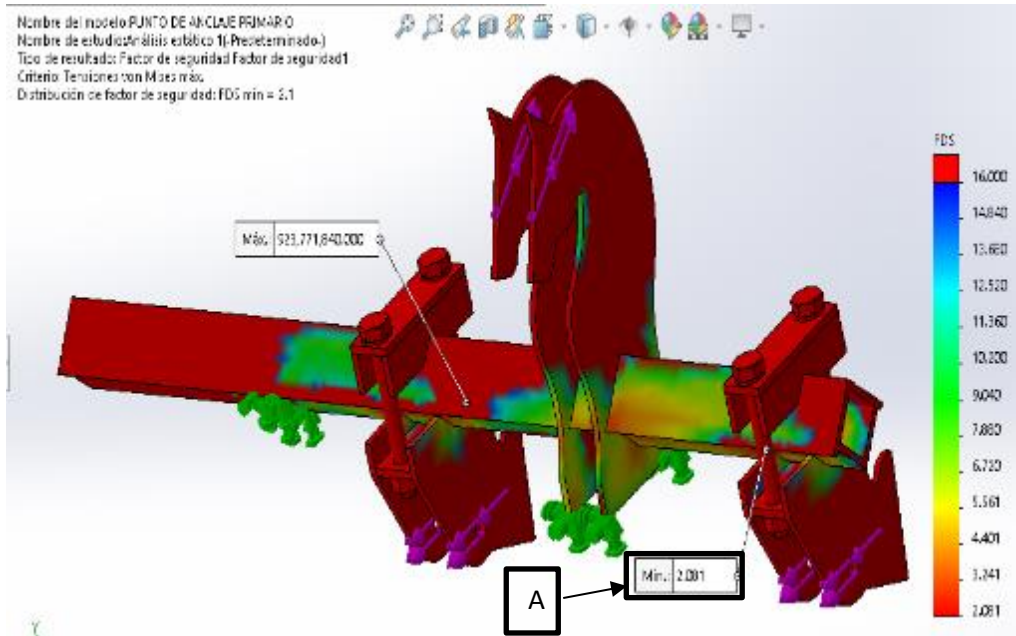


Figura 5.7: Modelado del factor de seguridad del anclaje de tres puntos, A= Punto donde alcanza el mínimo valor de factor de seguridad.

➤ **Nota:**

En el anclaje de tres puntos actúan dos fuerzas, la fuerza con la que el tractor arrastra a la cosechadora “punto B” y la fuerza de corte es la que se le opone “punto C” como se puede observar en la figura 5.5, ambas fuerzas fueron calculados en el capítulo 4 pág. (85-86).

El esfuerzo máximo alcanzado es de 120.15 MPa. Como se muestra en la figura 5.5, la deformación o el desplazamiento máximo que se genera debido a las fuerzas que actúan, el modelo es de 1.38 mm como se muestra en la figura 5.6 y el factor mínimo de seguridad que se obtuvo es de 2.08 mostrado en la figura 5.7.

Ya que el desplazamiento que se genera en el modelo es de 1.38 mm y se da en un punto en donde no perjudica a otros componentes y el factor de seguridad es de 2.08 un valor aceptable, se validan los materiales a utilizar en toda la estructura del anclaje de tres puntos, el material a utilizar es un ASTM A-36.

CONCLUSIONES

El desarrollo del diseño de la cosechadora de papa, se basó en las necesidades de los agricultores de la comunidad de Lastay- Concepción, con los estudios realizado y con la aplicación de la metodología VDI 2221 se concluyó lo siguiente.

1. La cosechadora tiene un peso menor a los 500 kg, y los materiales que se utilizaron para la fabricación del bastidor será un ASTM-A36, el cual por los cálculos realizados y modelados se obtiene un factor de seguridad de 1.2 y podrá ser acoplado en tractores de 65 a 110 HP.
2. La cuchilla de corte y la línea transportadora tendrán un ángulo de 18°, la fuerza de corte que ejercerá la cuchilla será de 7848 N, para determinar esta fuerza se tomó en cuenta el Coeficiente de labranza de un terreno suelto ($40 \left(\frac{Kgf}{dm^2} \right)$), la profundidad de corte (25cm) y el ancho de corte es (70cm) dicha medida corresponde a un surco de siembra.
3. Para disminuir los golpes que reciben las papas en el transporte se determinó que la velocidad de la faja transportadora es de 204.2 rpm, con una transmisión por cadena H-50 con una lubricación del tipo “A” por otro lado, utilizaremos una cadena transportadora de varillas metálicas con bandas de lona, así se evitará los daños por magulladura y cortes.

TRABAJOS FUTUROS

En el desarrollo de este trabajo de investigación, quedaron algunos vacíos que su desarrollo nutriría a otros investigadores que tomarán como base esta investigación para mejorar y adaptar a otras condiciones de trabajo, a continuación, presentamos algunos trabajos futuros.

1. Realizar un estudio para determinar el factor de fricción que existe entre el acero fundido y el caucho, con esto estaríamos acercándonos a un cálculo más próximo de vida útil de estos componentes que integran la cadena transportadora.
2. Realizar un estudio del rendimiento del sistema hidráulico de los tractores para aplicarlos a los implementos agrícolas, de este modo podemos implementar un sistema hidráulico que reemplace el funcionamiento mecánico del sistema de transmisión de potencia de la cosechadora, con esto estaremos evitado los desgastes por corrosión de los componentes de la línea de transmisión de potencia.
3. Implementar un bastidor de descarga de la papa de tres puntos de regulación, con esto estaríamos consiguiendo realizar el depósito de tres surcos en uno solo y así disminuir el tiempo de selección y recojo de la papa.

REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS

1. **NOGALES, E.** *El rendimiento de la papa en los países del cas.* [en línea] Bolivia: Sistema de información de mercados de políticas agropecuarias, 2015 [Consultado el 10 de abril de 2020]. Disponible en: http://consejocas.org/wp-content/uploads/2015/03/el_mercado_de_la-papa_redpa.pdf
2. **INSTITUTO VALENCIANO DE LA EXPORTACIÓN (IVEX).** *Maquinaria agrícola en China.* [en línea]. Shanghai : IVEX, 2007 [Consultado el 10 de abril de 2020]. Disponible en: https://www.caixabank.es/deployedfiles/particulares/Estaticos/PDFs/InfolineaAbierta/Maquinaria_agricola_en_China_es.pdf
3. **BRAVO, D.** Evaluación tecnológica explotativa y económica de la sacadora hileradora de tubérculos imac, en la empresa de cultivos varios Yabu. Santa Clara-Cuba-2012. Tesis (Título de Ingeniero Agrícola). Santa Clara: Universidad Central de las Villas, 2015. 52 pp. [Consultado el 15 de abril de 2020]. Disponible en: <https://dspace.uclv.edu.cu/bitstream/handle/123456789/571/A12036.pdf?sequence=1&isAllowed=y>
4. **CAMPOS, C.** Efecto de la fertilización en el rendimiento y características biométricas del cultivo de papa variedad huayro en la comunidad de Aramachay - Valle del Mantaro. Lima-Perú-2014. Tesis (Título de Ingeniero Agrónomo). Lima : Universidad Nacional Agraria la Molina, 2016. 99pp. [Consultado el 15 de abril de 2020]. Disponible en: <http://repositorio.lamolina.edu.pe/bitstream/handle/UNALM/1390/t007202.pdf?sequence=1&isAllowed=y>
5. **TALLERES LOSE.** *Arrancadora de patatas y boniatos.* [En línea] [Consultado el: 21 de Abril de 2020.]. Disponible en: <https://tallereslose.com/arrancadoras-patatas-boniatos/>
6. **SERMI IMPLEMENTOS AGRICOLAS.** *Cosechadora de papa y/o camote.* [En línea] [Consultado el: 21 de ABRIL de 2020.]. Disponible en: <https://www.sermisaperu.com/cosechadoras1.php>
7. **MARTINEZ, H.** Desempeño de implementos agrícolas. Concepción - Junín : Empresa Nuevo Horizonte, 22 de 04 de 2020.

8. **MEZA, P.** Metodología de la cosecha de papa. Concepción - Junin, 21 de 04 de 2020.
9. **ALCACIEGA, E.** Diseño y construcción de un apero para cosechar papas en campos agrícolas. diseño y construcción de un apero para cosechar papas en campos agrícolas. Ambato-Ecuador-2017. Tesis (Titulo de Ingeniero Mecanico). Ambato: Universidad Tecnica de Ambato, 2017. 199 pp. [Consultado el 17 de abril de 2020]. Disponible en:
<https://repositorio.uta.edu.ec/bitstream/123456789/26082/1/Tesis%20I.M.%20393%20-%20Alcaciega%20Quinga%20Eduardo%20Efra%20c3%adn.pdf>
10. **QUEVEDOS, A.** Análisis y diseño de un apero cosechador de papas para el motocultor yto df-151-magap. Riobamba-Ecuador-2016. Tesis (Titulo de Ingeniero Automotriz).Riobamba: Escuela Superior Politecnica de Chimborazo, : s.n., 2017. 112 pp. [Consultado el 17 de abril de 2020]. Disponible en:
<http://dspace.esPOCH.edu.ec/bitstream/123456789/5927/1/65T00205.pdf>
11. **VALDÉZ, G.** Evaluación de la cosechadora de papas ariguanabo-70 en las condiciones de a empresa agroindustrial cubaquivir para determinar su pertinencia actual. La Habana-Cuba. 2012. Tesis (Magister en Mecanización Agrícola). La Habana: Universidad Agraria de la Habana, 2012, 100 pp. [Consultado el 22 de abril de 2020]. Disponible en:
https://www.researchgate.net/publication/332211973_EVALUACION_DE_LA_COSECHADORA_DE_PAPAS_ARIGUANABO-70_EN_LAS_CONDICIONES_DE_LA_EMPRESA_AGROINDUSTRIAL_CUBAQUIVIR_PARA_DETERMINAR_SU_PERTINENCIA_ACTUAL
12. **LLATAS, E. y J. RODRIGO.** Diseño de implemento agrícola papa la cosecha de papas del tipo monosurco papa el motocultor df-151 en el caserío Rodiopampa- Cutervo. Cajamarca-Perú 2020. Tesis (Bachiller en Ingeniería Mecánica Eléctrica). Cajamarca: Universidad Señor de Sipan, 2020. 182 pp. [Consultado el 22 de abril de 2020]. Disponible en:
<http://repositorio.uss.edu.pe/bitstream/handle/uss/6794/Llatas%20Castro%20Edison%20%26%20Rodrigo%20Delgado%20Jonatan.pdf?sequence=1&isAllowed=y>
13. **GARRO, L.** Diseño, construcción y evaluación de un prototipo arrancador de papa con tracción mecánica, La Molina - 2018. Lima-Perú 2018. Tesis (Magister en Ingeniería Agrícola). Lima: Universidad Nacional Agraria la Molina, 2018,

- 186 pp. [Consultado el 02 de Mayo de 2020]. Disponible en:
<http://repositorio.lamolina.edu.pe/handle/UNALM/4258?show=full>
14. **ARONI, A.** Diseño de una máquina aporcadora de papa para terrenos de Chupaca. Huancayo - Perú 2016. Tesis (Titulo de Ingeniero Mecánico). Huancayo: Universidad Nacional del Centro del Perú, 2017. 77 pp. [Consultado el 02 de Mayo de 2020]. Disponible en:
<http://repositorio.uncp.edu.pe/bitstream/handle/UNCP/1633/ARONI%20MARTINEZ%20Alex.pdf?sequence=1&isAllowed=y>
15. **NEW HOLLAND.** *Tracsa*. [En línea] [Consultado el: 18 de Junio de 2020.]. Disponible en: <https://www.tracsa.com.mx/fichas-tecnicas/ts6-110.pdf>.
16. **FERRAI, H y FERRAI, C.** *Ingemecanica*. [En línea] GRUPO MECANIZACIÓN AGRÍCOLA - INTA EEA. C. del URUGUAY. [Consultado el: 19 de Junio de 2020.]. Disponible en:
<https://ingemecanica.com/tutorialsemanal/tutorialn303.html>
17. **MAYANS, P. , SOCA, J. y LÓPEZ, G.** *Determinación de la potencia a la toma de fuerza del tractor new holland 6610s. Revista Ciencias Técnicas Agropecuarias* [en línea], Vol.18-2019 76-81 [Consultado el: 23 de Junio de 2020.]. ISSN: 1010-2760. Disponible en:
<https://www.redalyc.org/pdf/932/93215944014.pdf>
18. **Good Year.** *Apreniendo sobre Neumaticos*. [En línea] [Consultado el: 16 de Julio de 2020.]. Disponible en:
https://camion.goodyear.com.pe/tyres/farm/tire_learn.html.
19. **GIRALDEZ, L. , SILVA, Y. y TRANSMONTE, G.** *Antecedentes generales del sector agricultura y los impactos de los eventos meteorológicos extremos* [en línea] Junin-Perú: Instituto Geofísico del Perú. 2012. [Consultado el: 16 de Julio de 2020.]. Disponible en:
<http://www.met.igp.gob.pe/publicaciones/2012/articulos/Sector%20Agricultura.pdf>
20. **BUITRAGO, G. , et al.** *Determinación de las características físicas y propiedades mecánicas de papa cultivada en colombia* [en línea] 16 de Diciembre de 2003, Vol 8, 102-110. [Consultado el: 16 de Julio de 2020.]. Disponible en:
https://www.researchgate.net/publication/256980337_Determinacion_de_las_caracteristicas_fisicas_y_propiedades_mecanicas_de_papa_cultivada_en_Colombia

21. **PORRAS, P. y HERRERA, C.** Modelo productivo de la papa variedad diacol capiro para en departamento de Antioquia. Mosquera-Colombia : Corporación Colombiana de Investigacion Agropecuaria, 2015. [Consultado el: 17 de Julio de 2020.]. Disponible en:
https://repository.agrosavia.co/bitstream/handle/20.500.12324/13751/76688_66357.pdf?sequence=1&isAllowed=y
22. **ORTEGA, M.** Determinación de umbrales de daños, en seis cultivares comerciales de papas (*Solanum tuberosum* L.), utilizando los registros de la Patata Digital PTR 200, para su posterior uso en la prevención de daños en cosecha y post-cosecha, Valdivia - Chile 2006. Tesis (Licenciado en Agronomía). Valdivia: Universidad Austral de Chile, 2006. 129 pp. [Consultado el: 19 de Julio de 2020.]. Disponible en: <http://cybertesis.uach.cl/tesis/uach/2006/fao.77d/doc/fao.77d.pdf>
23. **RIOS, A. y GONZÁLEZ, F.** *EcuRed*. [En línea] [Consultado el: 05 de Junio de 2020.]. Disponible en: https://www.ecured.cu/Cosechadora_de_papas.
24. **GIL, F.** *Energía y mecanizacion en la agricultura* [en línea]. Caracas-Venezuela: Universidad Central de Venezuela, 1995 TALLERES DE ANAUCO EDICIONES C.A., 1995. [Consultado el: 19 de Julio de 2020.]. Disponible en: <http://www.documentos.link/sites/default/files/Libro-EnergiaMecanizacionAgricultura.pdf>
25. **CASTELAO AGRICOLA.** *Mil anuncios*. [En línea] 2020. [Consultado el: 05 de Junio de 2020.]. Disponible en: <https://www.milanuncios.com/otros-recambios/varillas-para-arrancadoras-de-patatas-167409681.htm>.
26. **BELTEC.** *Beltec conveyor solutions*. [En línea] 2014. [Consultado el: 05 de Junio de 2020.]. Disponible en: <http://belteccs.com/producto/banda-agricola-y-accesorios/>.
27. **BUDYNAS, R. y KEITH, J.** Diseño en ingeniería macánica de shigley 9° ed Santa Fé-mexico : McGraw-Hill/interamericana editores, s.a. de c.v., 2012. 1069 pp. ISBN 978-607-15-0771-6.
28. **DÍAZ DEL CASTILLO, F.** *Tablas y graficas para diseño de elementos de máquinas* [en línea] Cuautitlán Izcalli - México: Laboratorio de Tecnología de Materiales, 2007. [Consultado el: 05 de Junio de 2020.]. Disponible en: http://olimpia.cuautitlan2.unam.mx/pagina_ingenieria/mecanica/mat/mat_mec/m1/tablas%20y%20graficas.pdf

29. **TORREZ, S. , NAVARRETE, L. y NOVOA, M.** *Densidad y temperatura* [en línea] Colombia: Universidad Libre de Colombia. [Consultado el: 05 de Junio de 2020.]. Disponible en: <https://docplayer.es/10413398-Densidad-masa-m-volumen-v.html>
30. **HIBBLER, R.** *Ingeniería mecánica - Dinámica*. 12° ed. Naucalpan de Juárez - Estado de México : PEARSON EDUCACIÓN, 2010. 753 pp. ISBN: 978-607-442-560-4.
31. **RODRÍGUEZ, J.** *Diseño Mecánico* [En línea] [Consultado el: 08 de Mayo de 2020.]. Disponible en: https://juanrodriguezprieto.files.wordpress.com/2014/08/prese_31.pdf
32. **Elektriska Svetsnings-Aktiebolaget - ESAB.** *Solución integral en unión y corte de materiales*. Bogotá - Colombia : s.n. PBX: 417 62 88.
33. **GRUPO SKF.** *Catalogo de rodamientos*. 2015. P U B B U / P 1 10000/ 2 E S.
34. **NTN CORPORATION For New Technology Network.** *Chumaseras*. 2020. DS07 CAT. No. 2400-(/S 09. 11. 03.
35. **GRUPO TECNOLOGÍA MECÁNICA - PROCESOS DE FABRICACIÓN.** *mdp*. [En línea] [Consultado el: 29 de Junio de 2020.]. Disponible en: <http://www3.fi.mdp.edu.ar/tecnologia/archivos/TecFab/11.pdf>
36. **VANEGAS, U.** *Ajustes y tolerancias*. [En línea] [Consultado el: 29 de Junio de 2020.]. Disponible en: <http://blog.utp.edu.co/lvanegas/files/2016/05/Cap-10-A-y-T-Parte-2.pdf>
37. **POVEDA, S.** *Acabados superficiales* [en línea]. Lima - Perú : Visual Graphics Group, 2001. [Consultado el: 29 de Junio de 2020.]. Disponible en: https://www.academia.edu/8986365/LECTURAS_COMPLEMENTARIAS_Acabados_Superficiales
38. **DÍAZ DEL CASTILLO, F.** *Tolerancias geométricas* [en línea]. Cuautitlán Izcalli – México: Laboratorio de Tecnología de Materiales, 2008. [Consultado el: 02 de Julio de 2020.]. Disponible en: http://olimpia.cuautitlan2.unam.mx/pagina_ingenieria/mecanica/mat/mat_mec/m2/tolerancias%20geometricas.pdf
39. **Cegarra, J.** *Metodología de la investigación científica y tecnológica*. Madrid : Diaz de Santos, 2004. 372 pp. ISBN: 84-7978-624-8.

40. **BLANCO, E.** Metodología para el diseño de máquinas. Tesis (Doctora en Sostenibilidad) Barcelona-España: Universidad Politecnica de Catalunya 2015. 53 pp. Consultado el: 01 de Julio de 2020.]. Disponible en: <file:///C:/Users/USER/Downloads/PR%20Blanco%20Romero,%20Elena.pdf>
41. **GRIMME Landmaschinenfabrik GmbH & Co. KG.** *Tecnología de recolección.* [En línea] [Consultado el: 10 de JUNIO de 2020.]. Disponible en: <https://www.grimme.com/de/producttypes/erntetechnik-kartoffel/wh-200>
42. **Weifang Shengxuan Machinery co ltd.** *Cosechadora de patatas.* [En línea] [Consultado el: 10 de JUNIO de 2020.]. Disponible en: https://spanish.alibaba.com/product-detail/good-performance-small-potato-harvester-for-tractor-60328647326.html?spm=a2700.md_es_ES.deiletai6.3.66293511qfrAGz.
43. **BOMET.** *Cosechadora de papa.* [En línea] [Consultado el: 10 de JUNIO de 2020.]. Disponible en: <https://es.mascus.com/agricultura/cosechadoras-y-excavadoras-usadas-para-patata/bomet-convoyer-digger-2-rows-siebkettenroder-2-reihig/d3eyssk1.html>.
44. **MOTT, R.** Diseño de elementos de maquinas. 4° Ed. MÉXICO : PEARSON EDUCACIÓN, 2006. 946 pp. ISBN: 970-26-0812-0.
45. **Aceroscol .** *Aceros para maquinaria.* [en línea] [Consultado el 18 de Julio de 2020.]. Disponible en: <https://www.aceroscol.com/wp-content/uploads/2018/03/SAE-1010.pdf>
46. **Mundial, Grados Material.** *Material Mundial.* [En línea] [Consultado el: 10 de Julio de 2020.]. Disponible en: <https://www.materialmundial.com/acero-astm-a36-propiedades-ficha-tecnica-estructural/>
47. **RIEGO, MINISTERIO DE AGRICULTURA Y. MINAGRI.GOB.** [En línea] [Consultado el: 20 de ABRIL de 2020.]. Disponible en: <http://minagri.gob.pe/portal/datero/43-sector-agrario/suelo>
48. **Sampieri, R., y C. Collado.** Metodología de la Investigación 6° ed. DF México : Mc Graw Hill, 2014. 634 pp. ISBN: 978-1-4562-2396-0.
49. **DE LA CRUZ CASAÑO, Rafael.** *PLANTILLA DE PROYETO - DISEÑO SISTEMAS MECANICOS.* HUANCAYO - PERÚ : 2020.

ANEXOS

Tabla A-1. Factores de Densidad aproximadas de varios materiales

DENSIDADES APROXIMADAS DE VARIOS MATERIALES				
MATERIAL	$\frac{Kg}{m^3}$ <i>de</i>	$\frac{Kg}{m^3}$ <i>en</i>	FACTORES	% DE
	<i>MATERIAL</i>	<i>BANCO</i>	VOLUMEN DE	EXPANSION
			CONVERSION	
Piedra caliza: Fragmentada	1540	2610	0.59	69
Triturada	1540	---		
Magnetita, mineral de hierro	2790	3260	0.85	17
Pirita, mineral de hierro	2580	3030	0.85	17
Arena: Seca y suelta	1420	1600	0.89	12
Húmeda	1690	1900	0.89	12
Mojada	1840	2080	0.89	12
Arena y arcilla: Suelta	1600	2020	0.79	27
Compactada	2400	---		
Arena y grava: Seca	1720	1930	0.89	12
Mojada	2020	2230	0.91	10
Arenisca	1510	2520	0.6	67
Esquisto	1250	1660	0.75	33
Escorias Fragmentadas	1750	2940	0.6	67
Nieve: Seca	130	---		
Mojada	520	---		
Piedra triturada	1600	2670	0.6	67
Taconita	1630 - 1900	2360 -2700	0.58	72
Tierra vegetal	950	1370	0.7	43
Roca trapeara fragmentada	1750	2610	0.67	49

Nota: La unidad del coeficiente de rodadura se expresa en micras. Adaptada de “Diseño de implemento agrícola para la cosecha de papas del tipo monosurco para el motocultor DF-15L en el caserío Radiopampa - Cutervo” por Llactas C y Rodrigo D (12 pág. 120)

Tabla A-2. Factores de servicio para transmisiones por cadena

Tipo de carga	Tipo de impulsor		
	Impulsor hidráulico	Motor eléctrico o turbina	Motor de combustión interna con transmisión mecánica
Uniforme (agitadores, ventiladores, transportadores con carga ligera y uniforme)	1.0	1.0	1.2
Choque moderado (máquinas herramienta, grúas, transportadores pesados, mezcladoras de alimento y molinos)	1.2	1.3	1.4
Choque pesado (prensas de troquelado, molinos de martillos, transportadores alternos, accionamientos de molino de rodillos)	1.4	1.5	1.7

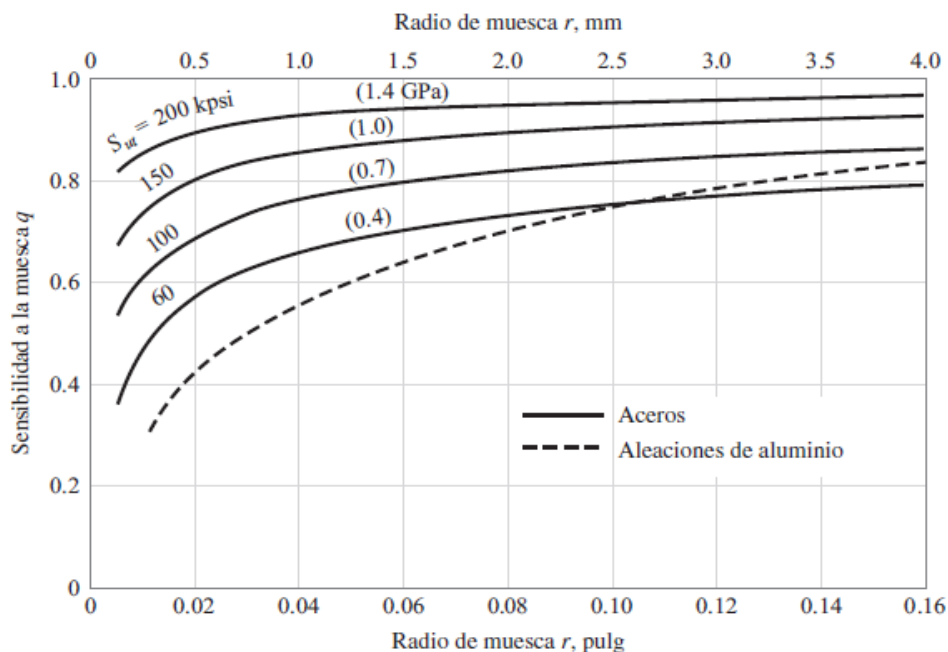
Nota: La selección del valor a trabajar es según el tipo del impulsor y tipo de carga. Tomada de “Diseño de Elementos de Maquinas” por Mott (44 pág. 290)

Tabla A-3. Características técnicas de Acero SAE 1010

SAE 1010	COMPOSICIÓN QUÍMICA								PROPIEDADES MECÁNICAS					
	C	Mn	P	S	Si	Cr	Ni	Mo	Estado de suministro	Límite elástico kg/mm ²	Resistencia a la tracción kg/mm ²	% de alargamiento	% de reducción de área	Dureza Brinell
	0,08/0,13%	0,30/0,60%	0,040% máx.	0,050% máx.	0,10% máx.				Laminado en caliente	32	18	25	50	150
									Calibrado	37	30	18	40	210
								Cementado, temple y revenido	45/60	40	20	40	58-60 HRC	
TRATAMIENTO TÉRMICO														
TRATAMIENTO					TEMPERATURA °C					ENFRIAMIENTO				
Forja					900 – 1.150 °C					Aire				
Normalizado					910 – 930 °C					Aire				
Recocido sub crítico					890 – 910 °C					Horno				
Cementación					900 – 950 °C					Gases/Sales				
Temple					850 – 900 °C					Agua				
Revenido					150 – 200 °C					Aire				
CARACTERÍSTICAS Y APLICACIONES														
CARACTERÍSTICAS:		Acero muy dúctil y maleable, de fácil conformación en frío y muy buena soldabilidad. Puede ser utilizado como acero de cementación; permite estampación en frío.												
APLICACIONES:		Bulones, ejes, cadenas, pasadores, bujes, tornillos, tuercas, acoples, racores, remaches; en estado calibrado se usa para la fabricación de ejes. Las piezas no pueden estar sometidas a grandes esfuerzos mecánicos. Muy usado en crucetas del sector eléctrico, ya que dobla y perfora con gran facilidad.												
NORMAS EQUIVALENTES														
AFNOR XC-10 - DIN C-70 - BS EN2E - UNI C-10 - SAE/AISI 1010														
PERFILES USUALES		● Desde 3 mm hasta 31 mm (¼" a 1¼")												
		■ Desde 19 mm x 3 mm hasta 50 mm x 6 mm (¾ x 3" a 2 x ¼")												
		■ Desde 4 mm hasta 25 mm (½" a 1")												

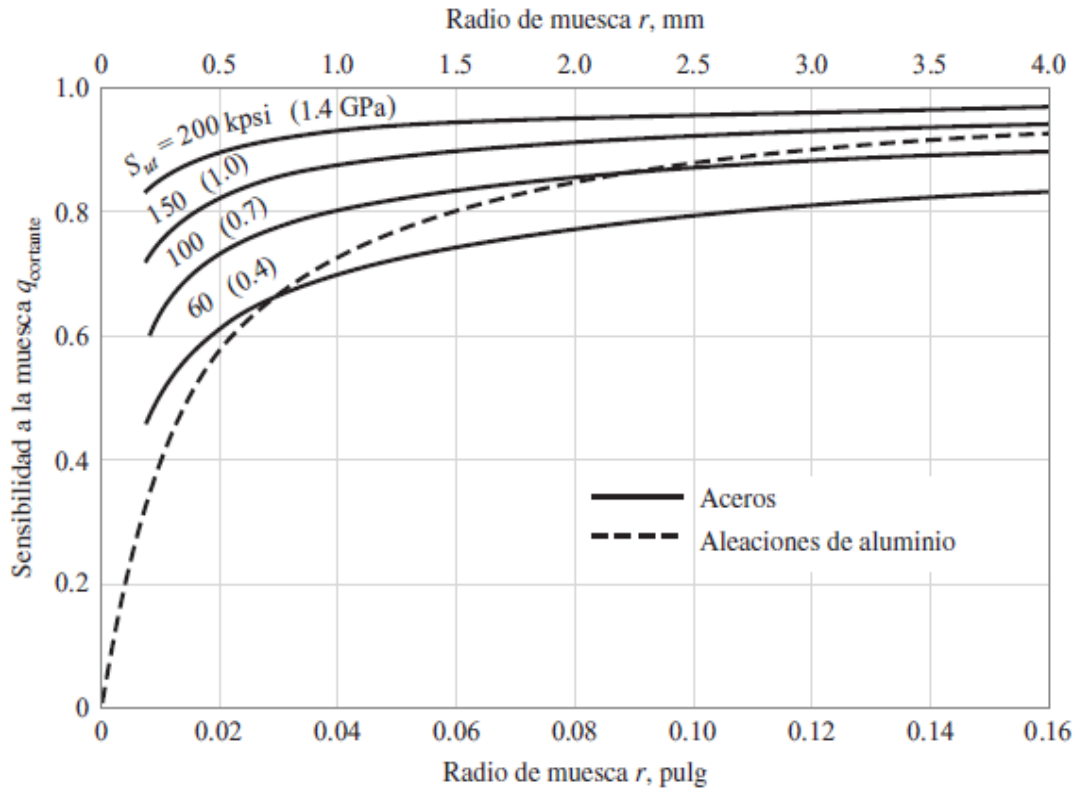
Nota: composición química y propiedades mecánicas del acero SAE 100. Tomada de "Aceroscol – la compañía de sus aceros" por Aceroscol (45 pág. 1)

Tabla A-4. Sensibilidad a la muesca



Nota: Sensibilidad de los aceros a las cargas axiales y flexión inversa Tomada de "Diseño en Ingeniería Mecánica de Shigley" por Budynas et al (27 pág. 282)

Tabla A-5. Sensibilidad a la muesca cortante.



Nota: Sensibilidad de los aceros a las cargas de torsión inversa Tomada de “Diseño en Ingeniería Mecánica de Shigley” por Budynas et al (27 pág. 282)

Tabla A-6. Factores de concentración de esfuerzos

	Flexión	Torsión	Axial
Filete de hombro: agudo ($r/d = 0.02$)	2.7	2.2	3.0
Filete de hombro: bien redondeado ($r/d = 0.1$)	1.7	1.5	1.9
Cuñero fresado ($r/d = 0.02$)	2.14	3.0	—
Cuñero de patín o trapezoidal	1.7	—	—
Ranura para anillo de retención	5.0	3.0	5.0

Nota: Factores tomados en cuenta en dimensiones no reales que estén por determinar. Tomada de “Diseño en Ingeniería Mecánica de Shigley” por Budynas et al (27 pág. 356)

Tabla A-7. Resistencia mínima a la tensión.

Acabado superficial	Factor a		Exponente b
	S_{ut} , kpsi	S_{ut} , MPa	
Esmerilado	1.34	1.58	-0.085
Maquinado o laminado en frío	2.70	4.51	-0.265
Laminado en caliente	14.4	57.7	-0.718
Como sale de la forja	39.9	272.	-0.995

Nota: según Marín estos son los parámetros que determinen. Tomada de “Diseño en Ingeniería Mecánica de Shigley” por Budynas et al (27 pág. 274)

Tabla A-8. Factor de tamaño “ k_b ”

$$k_b = \begin{cases} (d/0.3)^{-0.107} = 0.879d^{-0.107} & 0.11 \leq d \leq 2 \text{ pulg} \\ 0.91d^{-0.157} & 2 < d \leq 10 \text{ pulg} \\ (d/7.62)^{-0.107} = 1.24d^{-0.107} & 2.79 \leq d \leq 51 \text{ mm} \\ 1.51d^{-0.157} & 51 < d \leq 254 \text{ mm} \end{cases}$$

Nota: Los datos son usados en cargas por torsión y flexión es el resultado de un estudio de 133 conjuntos. Tomada de “Diseño en Ingeniería Mecánica de Shigley” por Budynas et al (27 pág. 275)

Tabla A-9. Cargas simples reversibles

$$S'_e = \begin{cases} 0.5S_{ut} & S_{ut} \leq 200 \text{ kpsi (1 400 MPa)} \\ 100 \text{ kpsi} & S_{ut} > 200 \text{ kpsi} \\ 700 \text{ MPa} & S_{ut} > 1 400 \text{ MPa} \end{cases}$$

Nota: S_{ut} = resistencia mínima a la tensión S'_e = muestra de viga rotatoria . Tomada de “Diseño en Ingeniería Mecánica de Shigley” por Budynas et al (27 pág. 269)

Tabla A-10. Vida útil de chumaceras según su aplicación.

Clasificación del servicio	Aplicación de la maquinaria	Duración L_n
Maquinaria utilizada ocasionalmente	Mecanismos de las puertas, Cierre de garaje	500
Equipos utilizados en períodos cortos o intermitentes con interrupciones permitidas	Electrodomésticos, Herramientas eléctricas manuales, Maquinaria agrícola, Teclados en tiendas	4 000 ~ 8 000
Intermitente pero con requerimientos de alta confiabilidad	Equipo auxiliar de centrales eléctricas, Elevadores, Bandas transportadoras, Puentes grúa	8 000 ~ 14 000
Maquinaria utilizada 8 horas al día, pero no siempre a su máxima capacidad	Ejes de vagones minas, Unidades de la caja de engranaje importantes	14 000 ~ 20 000
Maquinaria utilizada 8 horas a máxima capacidad	Sopladores, Máquinas de uso general en talleres, Grúas de operación continua	20 000 ~ 30 000
Maquinaria utilizada 24 horas al día de manera continua	Compresores, Bombas	50 000 ~ 60 000
Maquinaria utilizada 24 horas al día de manera continua con máxima seguridad	Equipos de Centrales eléctricas, Suministro de agua en áreas urbanas, Ventiladores en minas	100 000 ~ 200 000

Nota: La duración de la chumacera comprende al tipo de servicio que está expuesta. Tomada de “For New Technology Network” por NTN corporación (34 pág. 25)

Tabla A-11. Valores mínimos de Factor de seguridad S_0 .

Condiciones de operación	Rodamientos de bolas
Requerida una precisión de alta rotación	2
Requerida una precisión normal de rotación (aplicaciones generales)	1
Permite deterioro por precisión rotacional ligera (Velocidad baja, cargas grandes, etc.)	0.5

Nota: S_0 = Es determinada gracias a la carga estática máxima. . Tomada de “For New Technology Network” por NTN corporación (34 pág. 25)

Tabla A-12. Coeficientes para el cálculo de la carga radial dinámica “Pr”

$$P_r = X \cdot F_r + Y \cdot F_a$$

$\frac{f_o \cdot F_a}{C_{or}}$	e	$\frac{F_a}{F_r} \leq e$		$\frac{F_a}{F_r} > e$	
		X	Y	X	Y
0.172	0.19				2.30
0.345	0.22				1.99
0.689	0.26				1.71
1.03	0.28				1.55
1.38	0.30	1	0	0.56	1.45
2.07	0.34				1.31
3.45	0.38				1.15
5.17	0.42				1.04
6.89	0.44				1.00

Nota: El factor f_o para calcular la carga radial equivalente ha sido añadido a las tablas dimensionales en el catálogo; C_{or} es la capacidad básica de la carga estática. Tomada de “For New Technology Network” por NTN corporación (34 pág. 30).

Tabla A-13. Cuñas y tornillos prisioneros

Diámetro del eje (in)	Ancho nominal de la cuña (in)	Diámetro del tornillo prisionero (in)	Diámetro del eje (mm)	Ancho x alto de la cuña (mm)
$0.312 < d \leq 0.437$	0.093	#10	$8 < d \leq 10$	3 x 3
$0.437 < d \leq 0.562$	0.125	#10	$10 < d \leq 12$	4 x 4
$0.562 < d \leq 0.875$	0.187	0.250	$12 < d \leq 17$	5 x 5
$0.875 < d \leq 1.250$	0.250	0.312	$17 < d \leq 22$	6 x 6
$1.250 < d \leq 1.375$	0.312	0.375	$22 < d \leq 30$	8 x 7
$1.375 < d \leq 1.750$	0.375	0.375	$30 < d \leq 38$	10 x 8
$1.750 < d \leq 2.250$	0.500	0.500	$38 < d \leq 44$	12 x 8
$2.250 < d \leq 2.750$	0.625	0.500	$44 < d \leq 50$	14 x 9
$2.750 < d \leq 3.250$	0.750	0.625	$50 < d \leq 58$	16 x 10
$3.250 < d \leq 3.750$	0.875	0.750	$58 < d \leq 65$	18 x 11
$3.750 < d \leq 4.500$	1.000	0.750	$65 < d \leq 75$	20 x 12
$4.500 < d \leq 5.500$	1.250	0.875	$75 < d \leq 85$	22 x 14
$5.500 < d \leq 6.500$	1.500	1.000	$85 < d \leq 95$	25 x 14








Nota: Las dimensiones de las cuñas están relacionadas con el diámetro del eje. Tomada de “Diseño de Elementos de Maquinas” por Rodríguez (31 pág. 61)

Tabla A-14. Diámetros y áreas de roscas métricas

Diámetro mayor nominal d , mm	Serie de paso grueso			Serie de paso fino		
	Paso p_r , mm	Área de esfuerzo de tensión A_r , mm ²	Área del diámetro menor $A_{r'}$, mm ²	Paso p_r , mm	Área de esfuerzo de tensión A_r , mm ²	Área del diámetro menor $A_{r'}$, mm ²
1.6	0.35	1.27	1.07			
2	0.40	2.07	1.79			
2.5	0.45	3.39	2.98			
3	0.5	5.03	4.47			
3.5	0.6	6.78	6.00			
4	0.7	8.78	7.75			
5	0.8	14.2	12.7			
6	1	20.1	17.9			
8	1.25	36.6	32.8	1	39.2	36.0
10	1.5	58.0	52.3	1.25	61.2	56.3
12	1.75	84.3	76.3	1.25	92.1	86.0
14	2	115	104	1.5	125	116
16	2	157	144	1.5	167	157
20	2.5	245	225	1.5	272	259
24	3	353	324	2	384	365
30	3.5	561	519	2	621	596
36	4	817	759	2	915	884
42	4.5	1 120	1 050	2	1 260	1 230
48	5	1 470	1 380	2	1 670	1 630
56	5.5	2 030	1 910	2	2 300	2 250
64	6	2 680	2 520	2	3 030	2 980
72	6	3 460	3 280	2	3 860	3 800
80	6	4 340	4 140	1.5	4 850	4 800
90	6	5 590	5 360	2	6 100	6 020
100	6	6 990	6 740	2	7 560	7 470
110				2	9 180	9 080

Nota: La tabla fue desarrollada en base a la norma ANSI B1.1 y B18.3.1 Tomada de "Diseño en Ingeniería Mecánica de Shigley" por Budynas et al (27 pág. 394)

Tabla A-15. Clasificación de pernos, birlos de acero y tornillos

Clase de propiedad	Intervalo de tamaños, inclusive	Resistencia de prueba mínima, [†] MPa	Resistencia mínima a la tensión, [†] MPa	Resistencia mínima a la fluencia, [†] MPa	Material	Marca en la cabeza
4.6	M5-M36	225	400	240	Acero de bajo o medio carbono	
4.8	M1.6-M16	310	420	340	Acero de bajo o medio carbono	
5.8	M5-M24	380	520	420	Acero de bajo o medio carbono	
8.8	M16-M36	600	830	660	Acero de medio carbono, T y R	
9.8	M1.6-M16	650	900	720	Acero de medio carbono, T y R	
10.9	M5-M36	830	1 040	940	Acero martensítico de bajo carbono, T y R	
12.9	M1.6-M36	970	1 220	1 100	Acero aleado, T y R	

* La longitud de la rosca de pernos y tornillos de cabeza es

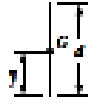
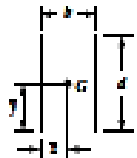
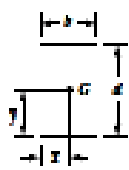
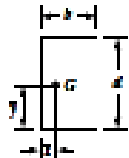
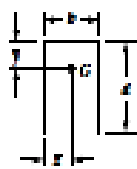
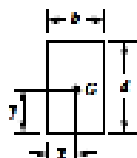
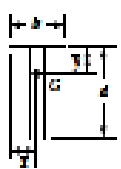
$$L_T = \begin{cases} 2d + 6 & L \leq 125 \\ 2d + 12 & 125 < L \leq 200 \\ 2d + 25 & L > 200 \end{cases}$$

donde L es la longitud del perno. La longitud de la rosca de pernos estructurales es ligeramente menor que la indicada.

[†] Las resistencias mínimas son las resistencias que exceden 99 por ciento de los sujetadores.

Nota: L_T = longitud de perno. La longitud de rosca es ligeramente menor que la del perno. Tomada de "Diseño en Ingeniería Mecánica de Shigley" por Budynas et al (27 pág. 416)

Tabla A-16. Características flexionantes de una soldadura a filete.

Soldadura	Área de la garganta	Ubicación de G	Segundo momento unitario del área
1. 	$A = 0.707hd$	$\bar{x} = 0$ $\bar{y} = d/2$	$I_u = \frac{d^3}{12}$
2. 	$A = 1.414hd$	$\bar{x} = b/2$ $\bar{y} = d/2$	$I_u = \frac{d^3}{6}$
3. 	$A = 1.414hb$	$\bar{x} = b/2$ $\bar{y} = d/2$	$I_u = \frac{bd^2}{2}$
4. 	$A = 0.707h(2b + d)$	$\bar{x} = \frac{b^2}{2b + d}$ $\bar{y} = d/2$	$I_u = \frac{d^3}{12}(6b + d)$
5. 	$A = 0.707h(b + 2d)$	$\bar{x} = b/2$ $\bar{y} = \frac{d^2}{b + 2d}$	$I_u = \frac{2d^3}{3} - 2d^2\bar{y} + (b + 2d)\bar{y}^2$
6. 	$A = 1.414h(b + d)$	$\bar{x} = b/2$ $\bar{y} = d/2$	$I_u = \frac{d^3}{6}(3b + d)$
7. 	$A = 0.707h(b + 2d)$	$\bar{x} = b/2$ $\bar{y} = \frac{d^2}{b + 2d}$	$I_u = \frac{2d^3}{3} - 2d^2\bar{y} + (b + 2d)\bar{y}^2$

Nota: Donde G= Centroide, .Tomada de “Diseño en Ingeniería Mecánica de Shigley” por Budynas et al (27 pág. 466)

Tabla A-17. Resistencia ala torsión, fluencia y elongación de electrodos

Número de electrodo AWS*	Resistencia a la tensión, kpsi (MPa)	Resistencia a la fluencia, kpsi (MPa)	Elongación porcentual
E60xx	62 (427)	50 (345)	17-25
E70xx	70 (482)	57 (393)	22
E80xx	80 (551)	67 (462)	19
E90xx	90 (620)	77 (531)	14-17
E100xx	100 (689)	87 (600)	13-16
E120xx	120 (827)	107 (737)	14

Nota: La AWS(Sociedad Americana de Soldadura),designa la letra E acompañada de 4 o 5 números de los cuales los 2 primeros representan la resistencia a la tensión y el ultimo representa al tipo de técnica a utilizar Tomada de “Diseño de Elementos de Maquinas” por Mott (44 pág. 290).

Tabla A-18. propiedades de una cero ASTM A-36

Propiedades Mecánicas		Notas
Resistencia a la tracción, MPa (psi)	400-550 (58-80)	Placas de acero, formas y barras
Limite elastico (Esfuerzo de fluencia), MPa (ksi), ≥	250 (36)	Espesor ≤ 200mm (8 pulg.)
	220 (32)	Espesor de placas de acero > 200mm (8 pulg.)
Elongación, %, ≥	20	Placas y barras en 200 mm (8 pulg.)
	23	Placas y barras en 50 mm (2 pulg.)
Dureza Brinell, HBW	119-162	–
Módulo de elasticidad, GPa (ksi)	200 (29×10 ³)	–
Módulo de corte, GPa (ksi)	79.3 (11.5×10 ³)	–
Fy del acero A36 (Limite de fluencia), MPa (ksi), ≥	250 (36)	–

Nota: El límite de elasticidad varia en relación al espesor de la plancha. Tomada de “Grados Material Mundial” por Procure (46 pág. 6)