



ESCUELA POLITÉCNICA NACIONAL

FACULTAD DE INGENIERÍA MECÁNICA

DISEÑO Y SIMULACIÓN DE UNA MÁQUINA COSECHADORA DE PAPAS CON TRACCIÓN MIXTA

TRABAJO DE TITULACIÓN PREVIO A LA OBTENCIÓN DEL TÍTULO DE
INGENIERO MECÁNICO

SANDOVAL TARUPI LUIS ALFREDO

luis.sandoval02@epn.edu.ec

DIRECTOR: ING. PATRICIA ARACELLY RODRÍGUEZ SALAZAR, PH.D.

patricia.rodriquez@epn.edu.ec

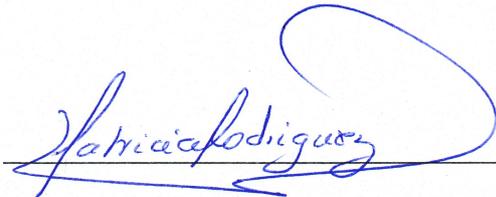
CODIRECTO: ING. WILLAN LEOPOLDO MONAR MONAR, MSC.

willan.monar@epn.edu.ec

Quito, febrero 2023

CERTIFICACIÓN

Certifico que el presente trabajo fue desarrollado por LUIS ALFREDO SANDOVAL TARUPI, bajo nuestra supervisión.



Ing. Patricia Aracelly Rodríguez, Ph.D



Ing. Willan Leopoldo Monar, MSc.

DECLARACIÓN

Yo, **Luis Alfredo Sandoval Tarupi**, declaro bajo juramento que el trabajo aquí descrito es de mi autoría; que no ha sido previamente presentado para ningún grado o calificación profesional; y, que he consultado las referencias bibliográficas que se incluyen en este documento.

A través de la presente declaración cedo mis derechos de propiedad intelectual correspondiente a este trabajo, a la Escuela Politécnica Nacional, según lo establecido por la Ley de Propiedad Intelectual, por su Reglamento y por la normativa institucional vigente.



Luis Alfredo Sandoval Tarupi

DEDICATORIA

Este material lo dedico en primer lugar a Dios, por ser mi guía y darme las fuerzas para seguir en este caminar y obtener uno de los sueños más anhelados.

A mi familia, especialmente a mi Tía Rosa y mi Abuelita Aurora, por su amor, trabajo y sacrificio a lo largo de estos años, gracias a ustedes he logrado llegar hasta donde me encuentro y ser lo que soy.

A todas las personas que de una manera u otra me han apoyado y han hecho que este trabajo se lo pueda realizar.

A mi tutora que con su guía y sus consejos me han ayudado en este trabajo. Gracias por compartir sus conocimientos.

AGRADECIMIENTO

Quiero expresar mi gratitud a Dios, quien con su bendición llena siempre mi vida y a toda mi familia por estar siempre presentes.

Mi enorme agradecimiento a todas las autoridades y personal que hacen la Universidad Politécnica Nacional, a toda la Facultad de Ingeniería Mecánica, a mis profesores quienes han compartido sus conocimientos e hicieron que pueda crecer día con día como profesional, gracias por su paciencia, dedicación y apoyo incondicional.

Finalmente quiero expresar mi más noble agradecimiento a la Dra. Patricia Rodríguez, quien me ha acompañado durante todo este proceso con conocimiento, enseñanza, colaboración y dirección lo que permitió la elaboración de este trabajo.

ÍNDICE

Contenido	
RESUMEN.....	1
ABSTRACT	2
INTRODUCCIÓN	3
1.1. Pregunta de Investigación	4
1.2. Objetivo General.....	4
1.3. Objetivos específicos	4
CAPITULO 1.....	5
1. MARCO TEÓRICO.....	5
1.1. La papa.....	5
1.2. Proceso de cosecha de la papa.....	5
1.3. Método de cosecha de papas.....	6
Manuales.....	6
Tracción Animal.....	6
Mecanizado	7
Factores incidentes en el proceso de cosecha.....	8
1.4. Producción de papas	8
Tamaño y características del tubérculo-semilla.....	8

Distancia de siembra	8
1.5. Recolección de papa	10
Resistencia mecánica del suelo	11
Parámetros de resistencia del suelo	12
Parámetro suelo-suelo	12
1.6. Tracción	17
1.7. Benchmarking.....	18
Cosechadora de papas Keiler 1	18
Cosechadora de papas	19
Mini cosechadora de papas	19
Cosechadora estándar de papas	20
2. METODOLOGÍA.....	22
2.1. Determinación de las especificaciones de la máquina.....	22
2.2. Consideraciones para determinar las especificaciones técnicas	23
2.3. Casa de la calidad	23
Voz del usuario	23
Voz del Ingeniero.....	24
Consideraciones de la casa de la calidad	24
Conclusiones de la casa de la calidad.....	24

Especificaciones técnicas	25
2.4. Elementos que conforman una cosechadora de papas	26
Chasis o bastidor	26
Ruedas	26
Sistema de enganche	26
Mecanismo de accionamiento	26
Aparato sacador	26
Transportadores	26
2.5. Análisis de selección de alternativas	27
2.5.1. Estructura funcional y modular para el diseño de la cosechadora de papas	
27	
Estructura funcional	27
Estructura modular	27
2.5.2. Principios de solución	30
Módulo 1: Preparación y acoplamiento de la máquina al mecanismo de tracción	30
Módulo 2: Cortar y alimentar la máquina	26
Módulo 3: Elevar y transportar	27
Separación de la papa	28
2.6. Estudio y selección de alternativas	29
2.6.1. Selección del sistema de enganche	29

2.6.2.	Selección del sistema de corte	36
2.6.3.	Elevar y transportar	37
	Transmisión de potencia	37
	Transporte de papas y tierra	39
2.7.	Principios de solución y sus combinaciones.....	43
	Matriz Morfológica.....	43
	Modelo seleccionado	45
3.	DISEÑO DE LA COSECHADORA DE PAPAS	46
3.1.	Sistema de corte	46
3.2.	Sistema de transporte	51
3.3.	Sistema de transmisión de potencia	54
	Cálculo de la velocidad de salida de la caja reductora.....	54
	Cálculos de la fuerza de tiro del tractor	156
3.5.	Rueda motriz	173
3.6.	Análisis de costos.....	174
CAPITULO 4.....		178
4.	RESULTADOS Y DISCUSIÓN.....	178
4.1.	Resultados	178
4.2.	Discusión.....	191

CAPITULO 5.....	192
Conclusiones y recomendaciones.....	192
BIBLIOGRAFÍA	194
ANEXOS.....	196

ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 1.1 Cosecha manual	6
Figura 1.2 Cosecha con tracción animal	7
Figura 1.3 Cosecha mecanizada.....	7
Figura 1.4 Disposición de papas en el surco.....	11
Figura 1.5 Esfuerzo máximo de corte con el esfuerzo normal sobre la superficie de falla.....	14
Figura 1.6 Ángulo de fricción interna en función del grado de compactación	15
Figura 1.7 Esfuerzo de deslizamiento suelo/interfaz	17
Figura 1.8 Velocidad y fuerza en una rueda y fuerzas de reacción del suelo	18
Figura 1.9 Cosechadora de papas Keiler	18
Figura 1.10 Cosechadora de papas	19
Figura 1.11 Mini cosechadora de papas	20
Figura 1.12 Cosechadora de papas estándar	21
Figura 2.1 Función global del sistema.....	28
Figura 2.2 Desarrollo del primer modo de operación	28
Figura 2.3 Desarrollo del Segundo modo de operación	28
Figura 2.4 Desarrollo de la función cortar y alimentar	29
Figura 2.5 Tercer modo de operación	29
Figura 2.6 Desarrollo del módulo elevar y transportar.....	29

Figura 2.7 Desarrollo del cuarto modo de operación.....	30
Figura 2.8 Modelo de la cosechadora	45
Figura 3.1 Angulo de ataque de la herramienta	46
Figura 3.2 Angulo de acercamiento.....	47
Figura 3.3 Parámetros de eficiencia y velocidad de máquinas en el campo	48
Figura 3.4 Propiedades mecánicas de acero ASTM A36.....	49
Figura 3.5 Distribución de cargas en la pala	50
Figura 3.6 Tensión de Von Mises generada por la carga aplicada.....	50
Figura 3.7 Escala de deformación máxima de la pala	51
Figura 3.8 Diagrama de cuerpo libre de la masa a transportar	51
Figura 3.9 Diagrama de la caja reductora	55
Figura 3.10 Caja reductora de engranajes cónicos	56
Figura 3.11 Nomenclatura de las cadenas ANSI.....	56
Figura 3.12 Capacidad nominal de potencia para cadenas de paso de un torón sencillo de una catarina de 17 dientes	57
Figura 3.13 Dimensiones de cadenas estándares de un solo torón.....	59
Figura 3.14. Dimensiones de la catarina impulsora.....	60
Figura 3.15 Dimensiones de la catarina impulsada.....	61
Figura 3.16 Eje de arrastre de la cadena transportadora	62
Figura 3.17 Dimensiones de la catarina en la banda transportadora	65

Figura 3.18 Dimensiones del eje de transmisión.....	67
Figura 3.19 Dirección de la fuerza de la catarina conducida.....	67
Figura 3.20 Diagrama de cuerpo libre de las catarina en el punto B/C.	68
Figura 3.21 Diagrama de cuerpo libre de fuerzas en el plano XY	69
Figura 3.22 Diagrama de momentos y fuerzas cortantes del plano XY del eje de transmisión.....	70
Figura 3.23 Diagrama de cuerpo libre de las fuerzas XZ	70
Figura 3.24 Diagrama de momentos y fuerzas cortantes en el plano XZ del eje de transmisión.....	71
Figura 3.25 Factores del acabado superficial k_a	73
Figura 3.26 Factores de confiabilidad k_e	74
Figura 3.27 Factores de concentración y esfuerzo por flexión y torsión.....	75
Figura 3.28 Diagrama de sensibilidad de la muesca q	76
Figura 3.29 Factor teórico de concentrador de esfuerzo K_t con filete de hombro en flexión.....	76
Figura 3.30 Diagrama de sensibilidad de la muesca constante q_s	77
Figura 3.31 Factor teórico de concentrador de esfuerzo K_{ts} en torsión.....	77
Figura 3.32 Concentrador de esfuerzo K_t para una ranura	84
Figura 3.33 Concentrador de esfuerzo K_{ts} para una ranura.....	84
Figura 3.34 Fuerzas sobre las catarinas y cadenas	90
Figura 3.35 Dimensiones de la catarina de 9 dientes.....	91

Figura 3.36 Dimensiones del eje conducido.....	91
Figura 3.37 Diagrama de cuerpo libre del eje.....	91
Figura 3.38 Diagrama de cuerpo libre del eje conducido en el plano XY	92
Figura 3.39 Diagrama de fuerzas cortantes y momentos flectores plano XY	93
Figura 3.40 Diagrama de cuerpo libre en el plano XZ	93
Figura 3.41 Diagrama de fuerzas cortantes y momentos flectores plano XY	94
Figura 3.42 Duración de la vida de la chumacera según la aplicación.....	100
Figura 3.43 Factor de carga f_w	102
Figura 3.44 Coeficientes para el cálculo de la carga radial dinámica equivalente P_r	102
Figura 3.45 Diagrama de cuerpo libre del punto A	103
Figura 3.46 Diagrama de cuerpo libre se nodo D.....	104
Figura 3.47 Dimensiones de la chumacera	105
Figura 3.48 Cargas dinámicas y estáticas de las chumaceras.....	105
Figura 3.49 Diagrama de cuerpo libre del punto A	106
Figura 3.50 Tamaño de la cuña en función del diámetro del eje	108
Figura 3.51 Cuña cuadrada.....	108
Figura 3.52 Diagrama de cuerpo libre de las fuerzas en la llanta.....	111
Figura 3.53 Dimensiones del eje de transmisión de las ruedas	112
Figura 3.54 Fuerzas que actúan en los engranes	113

Figura 3.55 Diagrama de cuerpo libre de eje transmitido en la banda transportadora	114
Figura 3.56 Diagramas de fuerza cortantes y momentos flectores plano en el plano XZ.....	115
Figura 3.57 Diagramas de fuerza cortantes y momentos flectores plano en el plano XZ.....	116
Figura 3.58 Concentrador de esfuerzo K_{ts} de un agujero pasante.....	122
Figura 3.59 Concentrador de esfuerzo K_t de agujero pasante	123
Figura 3.60 Diagrama de cuerpo libre del eje conducido por tracción de las llantas	127
Figura 3.61 Características de la catarina en el conducido por tracción de las llantas	129
Figura 3.62 Diagrama de fuerzas cortantes y momentos flectores en el eje conducido por las llantas en plano XY	130
Figura 3.63 Diagrama de fuerzas cortantes y momentos flectores en el eje conducido por las llantas en plano XZ.....	131
Figura 3.64 Acople de las ruedas.....	148
Figura 3.65 Esfuerzo de tensión de Von Mises	152
Figura 3.66 Desplazamiento máximo del mecanismo de enganche	152
Figura 3.67 Factor de seguridad del mecanismo de enganche.....	152
Figura 3.68 Diagrama de fuerzas ejercidas en la pala	153
Figura 3.69 Dimensiones de la pala	153
Figura 3.70 Diagrama de fuerzas en el perno de sujeción de la pala.....	154

Figura 3.71 Coeficientes de rodadura en función de la naturaleza del suelo	157
Figura 3.72 Categorías de enganche para un tractor	160
Figura 3.73 Dimensiones del agujero y pasador	161
Figura 3.74 Partes de un enganche de tres puntos.....	161
Figura 3.75 Dimensiones del enganche de tres puntos	162
Figura 3.76 Diagramas de cuerpo libre fuerzas y momentos planos XY	163
Figura 3.77 Diagramas de cuerpo libre fuerzas y momentos planos XZ	164
Figura 3.78 Dimensiones de perfil cuadrado	165
Figura 3.79 Dimensiones de perfil en L.....	168
Figura 3.80 Fuerzas en los brazos inferiores	171
Figura 3.81 Diseño del pasador	172
Figura 3.82 Pasador.....	172
Figura 3.83 Neumático agrícola	173
Figura 4.1 Tensión de Von Mises del sistema de enganche	178
Figura 4.2 Deformación máxima del sistema de enganche.....	179
Figura 4.3 Coeficiente de seguridad.....	179

ÍNDICE DE TABLAS

Tabla 1.1 Distancia entre surcos	9
Tabla 1.2 Peso en kg/ha de tubérculos-semilla de 60 g para siembras a diferentes distancias, en metros	9
Tabla 1.3 Peso en quintales por hectárea de tubérculos-semilla de 60 g para siembras a diferentes distancias, en metros	10
Tabla 1.4 Valores típicos de cohesión y el ángulo de fricción interna	16
Tabla 1.5 Valores típicos de la adhesión y el ángulo de fricción suelo/metal	17
Tabla 1.6 Especificaciones técnicas de la mini cosechadora de papas	20
Tabla 2.1 Especificaciones técnicas de la máquina	25
Tabla 2.2 Soluciones del módulo 1	26
Tabla 2.3 Soluciones para el sistema de tracción animal.....	26
Tabla 2.4 Soluciones del módulo 2	26
Tabla 2.5 Solución del módulo 3, subfunción transmisión de potencia	27
Tabla 2.6 Solución del módulo 3 (subfunción elevar las papas y tierra).....	28
Tabla 2.7 Solución del módulo 4	29
Tabla 2.8 Peso específico de los criterios de solución del sistema de enganche	35
Tabla 2.9 Evaluación del peso específico para el criterio de la tasa del esfuerzo de tracción.....	35
Tabla 2.10 Evaluación del peso específico para el criterio de regulaciones de posicionamiento	35

Tabla 2.11 Evaluación del peso específico para el criterio de facilidad de enganche	35
Tabla 2.12 Evaluación del peso específico para el criterio del peso	35
Tabla 2.13 Prioridad del sistema de enganche	36
Tabla 2.14 Peso específico de los criterios de solución para el sistema de corte	36
Tabla 2.15 Evaluación del peso específico para el criterio de alcance de profundidad	36
Tabla 2.16 Evaluación del peso específico para el criterio de costo de fabricación	37
Tabla 2.17 Evaluación del peso específico para el criterio de peso	37
Tabla 2.18 Evaluación del peso específico para el criterio de mantenimiento	37
Tabla 2.19 Prioridad del sistema de corte	37
Tabla 2.20 Peso específico de los criterios de solución para la transmisión de potencia.....	38
Tabla 2.21 Evaluación del peso específico para el criterio del peso	38
Tabla 2.22 Evaluación del peso específico para el criterio de potencia a transmitir	38
Tabla 2.23 Evaluación del peso específico para el criterio de capacidad de carga	39
Tabla 2.24 Evaluación del peso específico para el criterio de costo	39
Tabla 2.25 Prioridad del sistema de transmisión de potencia	39
Tabla 2.26 Peso específico de los criterios de solución para el sistema de transporte de papas y tierra.....	39

Tabla 2.27 Evaluación del peso específico para el criterio de peso	41
Tabla 2.28 Evaluación del peso específico para el criterio de mantenimiento	41
Tabla 2.29 Evaluación del peso específico para el criterio de daños en el tubérculo	41
Tabla 2.30 Evaluación del peso específico para el criterio de costo	41
Tabla 2.31 Prioridad del sistema de transporte de papas	41
Tabla 2.32 Peso específico de los criterios de solución para el sistema de separar las papas.....	42
Tabla 2.33 Evaluación del peso específico para el criterio de capacidad de carga	42
Tabla 2.34 Evaluación del peso específico para el criterio de buena tracción	42
Tabla 2.35 Evaluación del peso específico para el criterio de desgaste	42
Tabla 2.36 Evaluación del peso específico para el criterio de desgaste	43
Tabla 2.37 Prioridad del sistema de separación de las papas	43
Tabla 2.38 Desarrollo de la matriz morfológica	44
Tabla 3.1 Factores de servicio para transmisiones por cadenas.....	58
Tabla 3.2 Diferentes materiales para ejes en función de las aplicaciones	65
Tabla 3.3 Propiedades mecánicas del material.....	67
Tabla 3.4 Momentos resultantes máximos del eje de transmisión	72
Tabla 3.5 Diámetros del eje de arrastre de cadena transportadora	89
Tabla 3.6 Momentos máximos resultantes del eje conducido	95

Tabla 3.7	Tabla de resultados del eje conducido en la banda transportadora ...	100
Tabla 3.8	Dimensiones de las chavetas del eje de transmisión de potencia.....	110
Tabla 3.9	Dimensiones de las chavetas del eje conducido	110
Tabla 3.10	Valores experimentales de la fuerza de tracción animal	112
Tabla 3.11	Momentos resultantes de eje de llantas	116
Tabla 3.12	Resultados de los diámetros del eje de las llantas	127
Tabla 3.13	Momentos resultantes de eje de llantas	132
Tabla 3.14	Resultados de los diámetros en el eje conducido por las llantas	142
Tabla 3.15	Dimensiones de las chavetas del eje de transmisión de potencia en las llantas.....	147
Tabla 3.16	Dimensiones de las chavetas del eje conducido	147
Tabla 3.17	Potencia máxima en la barra de acuerdo a la categoría del tractor .	159
Tabla 3.18	Descripción de los elementos del enganche de tres puntos.....	161
Tabla 3.19	Dimensiones del centroide del perfil en L.....	168
Tabla 3.20	Especificaciones técnicas del neumático	173
Tabla 3.21	Costo de materiales – Módulo 1	174
Tabla 3.22	Costo de fabricación-Módulo1	174
Tabla 3.23	Costo total-Módulo1	174
Tabla 3.24	Costo de materiales-Módulo 2.....	175
Tabla 3.25	Costo de elementos estándar - Módulo 2.....	175

Tabla 3.26 Costo de fabricación - Módulo 2.....	175
Tabla 3.27 Costo totales - Módulo 2.....	175
Tabla 3.28 Costo de materiales- Módulo 3.....	175
Tabla 3.29 Costo de elementos estandarizados – Módulo 3.....	176
Tabla 3.30 Costo de fabricación-Módulo 3.....	176
Tabla 3.31 Costo total – Módulo 3.....	176
Tabla 3.32 Costo de materiales- Módulo 4.....	176
Tabla 3.33 Elementos normalizados- Módulo 4	177
Tabla 3.34 Costo de fabricación-Módulo 4.....	177
Tabla 3.35 Costo total - Módulo 4	177
Tabla 3.36 Costo total de la máquina.....	177
Tabla 4.1 Tensión de Von Mises del eje de arrastre	180
Tabla 4.2 Desplazamientos del eje de arrastre	181
Tabla 4.3 Deformación unitaria de eje de arrastre	181
Tabla 4.4 Factor de seguridad de eje de arrastre.....	182
Tabla 4.5 Tensión de Von Mises del eje conducido	183
Tabla 4.6 Desplazamientos de eje conducido	183
Tabla 4.7 Deformación unitaria del eje conducido.....	184
Tabla 4.8 Factor de seguridad eje conducido	184
Tabla 4.9 Tensión de Von Mises del eje de transmisión de llantas	185

Tabla 4.10 Desplazamientos eje de transmisión de llantas.....	186
Tabla 4.11 Deformación unitaria eje de transmisión de llantas	186
Tabla 4.12 Factor de seguridad eje de transmisión de llantas	187
Tabla 4.13 Tensión de Von Mises del eje conducido por tracción de llantas	189
Tabla 4.14 Desplazamientos del eje conducido por tracción de llantas	189
Tabla 4.15 Deformaciones unitarias del eje conducido por tracción de llantas ..	190
Tabla 4.16 Factor de seguridad del eje conducido por tracción de llantas.....	190
Tabla A.0.1 Casa de la calidad.....	196
Tabla A.0.2 Propiedades mecánicas de la caja reductora	197
Tabla A.0.3 Propiedades y dimensiones de ejes.....	198
Tabla A.0.4 Ficha técnica del tractor	199
Tabla A.0.5 Dimensiones de engranajes.....	200
Tabla A.0.6 Tipo de banda transportadora.....	201

RESUMEN

La encuesta de superficie y producción agropecuaria desarrollada por el Ministerio de Agricultura y Ganadería, encontró una disminución del 11.6% con relación al 2017, por lo que se puede observar que la producción agrícola ha disminuido. Si se considera que la sierra ecuatoriana es mayoritariamente agrícola y no ha desarrollado un crecimiento económico debido a que no se han implementado tecnologías en el proceso de la cosecha de tubérculos, que actualmente se realiza manualmente, el diseño de la máquina propuesta, permitirá extraer papas utilizando dos tipos de mecanismos de tracción, el primero con tracción animal y el segundo con tracción motorizada, dando como resultado una solución económica y sostenible. La investigación se inició con el estado del arte de cosechadoras de papas existentes en el mercado para posteriormente determinar el tipo de suelo crítico para labrar y con esto las especificaciones técnicas de la máquina considerando los requerimientos de trabajo del usuario. Mediante la ingeniería concurrente, se determinó la estructura funcional de la máquina y se evaluó la mejor alternativa para cada función. Para el dimensionamiento mecánico se utilizó un método iterativo y criterios de falla. Finalmente se simuló la máquina en un software CAD de diseño mecánico considerando los máximos esfuerzos en los puntos críticos, se comprobó que los factores de seguridad son adecuados para el diseño.

Palabras clave: cosechadora, esfuerzo, estructura funcional, tracción mixta.

ABSTRACT

The survey of surface and agricultural production carried out by the Ministry of Agriculture and Livestock, found a decrease of 11.6% in relation to 2017, so it can be observed that agricultural production has decreased. If it is considered that the Ecuadorian highlands are mainly agricultural and have not developed economic growth due to the fact that technologies have not been implemented in the tuber harvesting process, which is currently done manually, the design of the proposed machine will allow extracting potatoes. using two types of traction mechanisms, the first with animal traction and the second with motorized traction, resulting in an economical and sustainable solution. The investigation began with the state of the art of existing potato harvesters in the market to later determine the type of critical soil to till and with this the technical specifications of the machine considering the user's work requirements. Through concurrent engineering, the functional structure of the machine was shortened and the best alternative for each function was evaluated. For the mechanical dimensioning it was derived from an iterative method and failure criteria. Finally, the machine was simulated in a CAD mechanical design software considering the maximum efforts at the critical points, it was verified that the safety factors are adequate for the design.

Keywords: harvester, effort, functional structure, mixed traction.

“DISEÑO Y SIMULACIÓN DE UNA MÁQUINA COSECHADORA DE PAPAS CON TRACCIÓN MIXTA”

INTRODUCCIÓN

El Ecuador principalmente es un país agrícola que, a pesar del desarrollo tecnológico mundial, presenta una insuficiencia en el desarrollo de maquinaria agrícola, por lo que no tiene un desarrollo económico. El Ministerio de Agricultura y Ganadería en una encuesta de superficie y producción agropecuaria continua encontró que la superficie de labor de cultivos transitorios como: maíz, arroz, trigo, cebada y papa fue de 799496 hectáreas en el año 2018 con una disminución del 11.6% con respecto al 2017, por lo que se puede verificar que la producción agrícola ha decrecido con el pasar del tiempo.

En particular, las provincias de Carchi e Imbabura son provincias mayormente agrícolas por lo que su crecimiento económico se ve perjudicado debido a la falta de esfuerzos para implementar tecnología en el proceso de cosecha de tubérculos, ya que actualmente dichas actividades siguen desarrollando manualmente. La provincia del Carchi es el mayor productor de papa en el país con un promedio de 24.9 toneladas anuales, según el Congreso Ecuatoriano de papa del 2017, siendo uno de los rubros más importantes en el sistema de producción de la sierra ecuatoriana.

Se observa que la base de la producción agrícola es la producción vegetal, para esto el ser humano utiliza maquinaria e implementos agrícolas, ya sea manuales, tirados por animales o equipos motorizados, siendo así como la progresiva internacionalización de mercados de modelos de desarrollo económico, han promovido nuevos procesos de mecanización e industrialización del sector agrícola con el fin de ser más competitivo.

El desarrollo de procesos de mecanización adecuados en la producción agrícola es un factor muy importante para la modernización y obtención de productos aumentando la productividad y reducción de costos de mano de obra.

Este proceso implica el diseño de máquinas y en este caso en particular, el diseño de una cosechadora de papas, que a través de procesos iterativos y con la ayuda de herramientas de diseño, normas y códigos, busca relacionar este mecanismo con la resistencia y los esfuerzos al cual puede someterse en condiciones que determinan las propiedades mecánicas de los materiales a utilizarse, con un mecanismo de tracción mixto arrastrado por un tractor o a través de la fuerza animal, que permita la extracción de papas, sin generar daños.

1.1. Pregunta de Investigación

¿Es posible sistematizar el proceso de cosecha de papas?

1.2. Objetivo General

Diseñar y simular una máquina cosechadora de papas con tracción mixta.

1.3. Objetivos específicos

- Investigar el estado del arte de máquinas cosechadora de papas.
- Determinar las especificaciones técnicas para el diseño de la cosechadora.
- Determinar la estructura funcional del mecanismo en la cosechadora.
- Realizar el dimensionamiento mecánico de la cosechadora de papas.
- Simular la cosechadora de papas en software CAD CAM, con materiales existentes en el mercado.
- Desarrollar planos de conjunto y de taller.

CAPITULO 1

1. MARCO TEÓRICO

En esta sección se realiza una revisión y recopilación de información referente al proceso de cosecha de papas, que permita establecer los parámetros necesarios para el diseño de una máquina agrícola al igual que los diferentes mecanismos de tracción para su recolección.

1.1. La papa

Es uno de los cultivos más importantes de la región interandina, debido a que constituye una de las fuentes vegetales más nutritivas, pues su contenido de carbohidratos y proteínas es mucho más alto que el que se encuentra en cereales y otros tubérculos, motivo por el cual en el Ecuador hace parte de los productos que constituyen la canasta básica (Rural, 2004).

1.2. Proceso de cosecha de la papa

La cosecha de la papa, dependiendo de la variedad y de la altitud sobre el nivel del mar donde se encuentre el cultivo, se produce entre los 6 a 7 meses después de la siembra. Para cosechar la papa, previamente se debe hacer un muestreo, extrayendo algunas plantas al azar para tomar sus tubérculos y frotarlos con la mano, si no se desprende la cáscara, el tubérculo ya se encuentra maduro, si por el contrario se desprende fácilmente le falta madurez.

Comprobada la madurez de los tubérculos debe procederse a realizar el “cave” de los surcos o huachos, lo que puede hacerse a mano utilizando herramientas manuales de labranza como azadones y palas o realizando 2 a 3 pasadas de yunta por el mismo “huacho” a fin de sacar todos los tubérculos (Rural, 2004).

1.3. Método de cosecha de papas

Dentro de los múltiples métodos de cosechar papas se tiene los métodos manuales, tracción animal y los mecanizados.

Manuales

En este, la principal herramienta es el azadón o pala, con ésta se retira parte de la tierra de los costados de los surcos, y con una penetración adecuada del azadón se invierte el suelo, sacando las papas hacia la superficie, para ser recogidos como se muestra en la Figura 1.1. Este método de cosecha requiere mayor número de trabajadores, mayor tiempo y un porcentaje considerable de daños en las papas, por lo que se desecha entre el 2% a 5% de papas en el suelo.



Figura 1.1 Cosecha manual
(Fuente: Lizana, 2010)

Tracción Animal

La cosecha por tracción animal en el Ecuador es la yunta, el cual se utiliza un yugo de madera que penetra la tierra y con la fuerza que genera los animales como una pareja de toros (yunta), caballos o mulas, remueve los surcos sacando las papas hacia la superficie como se observa en la Figura 1.2.



Figura 1.2 Cosecha con tracción animal
(Fuente: Cahuana, 2011)

Mecanizado

Consiste en cosechar la papa con una cosechadora traccionada por un tractor agrícola, que remueve la tierra, dejando los tubérculos de papas en la superficie, para posteriormente ser recogidos por las personas de forma manual como se observa en la Figura 1.3.

Se puede utilizar la cavadora de molinete o de cadena sin fin. Se ha comprobado que estas máquinas son capaces de trabajar eficientemente en suelos franco-arenosos, sobre pendientes de hasta 8% (INiAP, 2014).



Figura 1.3 Cosecha mecanizada
(Fuente: <https://agrotendencia.tv/agropedia/el-cultivo-de-la-papa/>)

Factores incidentes en el proceso de cosecha

- Considerar el grado de humedad del suelo, el cual debe estar en punto de labranza o ligeramente más seco.
- El suelo no deberá estar húmedo porque perjudicará la piel de los tubérculos. Tampoco deberá estar seco porque si se trata de un suelo arcilloso se producirán daños mecánicos a los tubérculos.

1.4. Producción de papas

En el Ecuador los productores de papa tienen la idea de que para sembrar una hectárea de esta planta se requieren 20qq de semilla, con este concepto se induce a calcular la superficie de siembra, en base a la cantidad total de semilla empleada.

El número de quintales de tubérculo, para sembrar una superficie de 10000 metros cuadrados, depende de los siguientes factores:

- a) Tamaño de tubérculo empleado.
- b) Número de tubérculos sembrados en cada sitio.
- c) Distancia de siembra.

Tamaño y características del tubérculo-semilla

No es económico sembrar 2 papas de 30g en lugar de una de 60g, ya que cada tubérculo dará lugar a una planta, por lo tanto, es mejor la siembra de un solo tubérculo de tamaño adecuado.

Distancia de siembra

La distancia de siembra se refiere a la separación que se da a los surcos entre sí y a las plantas en un mismo surco. Las distancias, a más de fijar la cantidad de semilla por unidad de superficie, determinan el tamaño del tubérculo en la cosecha. Vale la pena aclarar que la distancia entre surcos está determinada por las necesidades de tierra para los aporques o labor cultural, y la distancia entre plantas por las características varietales y el tamaño de tubérculo deseado para la cosecha.

Un aspecto importante que obliga a fijar las distancia entre surcos, es el tipo de implementos o maquinarias que se emplean para practicar las curaciones contra enfermedades y plagas. Para la lectura de la Tabla 1.1, Tabla 1.2, Tabla 1.3Tabla 1.1 Distancia entre surcos, se debe buscar la distancia entre surcos en la primera línea, con valores que van desde 0.90m hasta 1.60m luego véase la distancia entre plantas en la primera columna a la izquierda con valores desde 0.15m a 0.60m, en el crece de la columna de la línea encontrará el número de plantas por hectárea o de kilos o de quintales requeridos para sembrar esa superficie (INiAP, 2014).

Tabla 1.1 Distancia entre surcos

Distancia entre plantas	Distancia entre surcos							
	0.90	1.00	1.10	1.20	1.30	1.40	1.50	1.60
0.15	73926	66600	59940	55278	50616	47286	43956	41292
0.20	55500	50000	45000	41500	38000	35500	33000	31000
0.25	44400	40000	36000	33200	30400	28400	26400	24800
0.30	36963	33300	29970	27639	25308	23643	21978	20646
0.35	31635	28500	25650	23655	21660	20235	18810	17670
0.40	27750	25000	22500	20750	19000	17750	16500	15500
0.45	24642	22200	19980	18426	16872	15762	14652	13764
0.50	22200	20000	18000	16600	15200	14200	13200	12400
0.55	20091	18100	16290	15023	13756	12851	11946	11222
0.60	18426	16600	14940	13778	12616	11786	10956	10292

(Fuente: INiAP, 2014)

Tabla 1.2 Peso en kg/ha de tubérculos-semilla de 60 g para siembras a diferentes distancias, en metros

Distancia entre plantas	Distancia entre surcos							
	0.90	1.00	1.10	1.20	1.30	1.40	1.50	1.60
0.15	4435.56	3996.00	3596.40	3316.68	3036.96	2837.16	2637.36	2477.52
0.20	3330.00	3000.00	2700.00	2490.00	2280.00	2130.00	1980.00	1860.00
0.25	2664.00	2400.00	2160.00	1992.00	1824.00	1704.00	1584.00	1488.00
0.30	2217.78	1993.00	1798.20	1658.34	1518.48	1418.58	1318.68	1238.76
0.35	1898.10	1710.00	1539.00	1419.30	1299.60	1214.10	1228.60	1060.20
0.40	1665.00	1500.00	1350.00	1245.00	1140.00	1065.00	990.00	930.00
0.45	1478.52	1332.00	1198.80	1105.56	1012.32	945.72	8799.12	825.84
0.50	1332.00	1200.00	1080.00	996.00	912.00	852.00	792.00	744.00
0.55	1205.46	1086.00	977.40	901.38	825.36	771.06	716.76	673.32
0.60	1105.56	996.00	896.40	826.68	756.96	707.16	657.36	617.52

(Fuente: INiAP)

Tabla 1.3 Peso en quintales por hectárea de tubérculos-semilla de 60 g para siembras a diferentes distancias, en metros

Distancia entre Pls.	Distancia entre surcos							
	0.90	1.00	1.10	1.20	1.30	1.40	1.50	1.60
0.15	97.6	87.9	79.1	73.0	66.8	62.4	58.0	54.5
0.20	73.3	66.0	59.4	54.8	50.2	46.9	43.6	40.9
0.25	58.6	52.8	47.5	43.8	40.1	37.5	34.8	32.7
0.30	48.8	44.0	39.6	36.5	33.4	31.2	29.0	27.3
0.35	41.8	37.6	33.9	31.2	28.6	26.7	27.0	23.3
0.40	36.6	33.0	27.7	27.4	25.1	23.4	21.8	20.5
0.45	32.5	29.3	26.4	24.3	22.3	20.8	19.3	18.2
0.50	29.3	26.4	23.8	21.9	20.1	18.7	17.4	16.4
0.55	26.5	24.0	21.5	19.8	18.2	17.0	15.8	14.8
0.60	24.3	21.9	19.7	18.2	16.7	15.6	14.5	13.6

(Fuente: INIAP)

1.5. Recolección de papa

El éxito de la recolección mecánica de la papa depende de factores como tipo de terreno, profundidad a la que se encuentran las papas y cantidad de tierra aporcada. Se trata de conseguir una buena agrupación de papas a poca profundidad y en la parte superior del surco Figura 1.4.

La profundidad de trabajo de los sistemas de arranque es de 12-14 cm, elevando de esta forma toda la parte superior del surco. Los elementos de arranque y primera limpia deben ser muy robustos, ya que tienen que remover mucha más tierra que papas.

La cantidad de tierra movida por una máquina recolectora de papas es de 1000-13000 Ton/ha, lo cual representa de 30 a 100 veces la cantidad de papas. En otras palabras, por cada metro lineal que trabaja la máquina es necesario mover de 70 a 100 Kg de tierra, mientras que solo se arrancan de 1 a 2 Kg de papas.

En la recolección de papas hay que tener en cuenta que entran múltiples elementos junto con los tubérculos que es necesario separar tales como: tierra, terrones, piedras, malas hierbas, papas, etc. (Ortiz-Cañavate, 2003).

Porciones medias que entran a la máquina:

- Papas/piedras: como valores indicativos, 8:1 hasta 3:1.
- Papas/terrones: 1:3.
- Papas/tubérculos madre: 10:1.

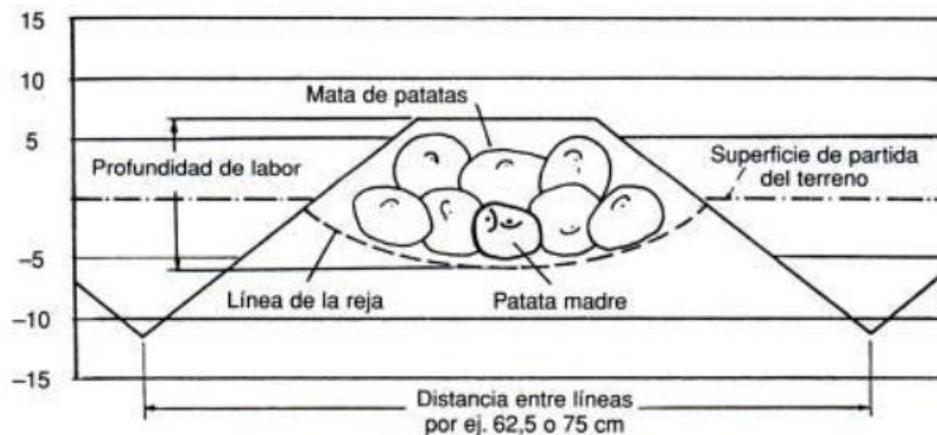


Figura 1.4 Disposición de papas en el surco
(Fuente: Ortiz-Cañavate, 2003)

Resistencia mecánica del suelo

La resistencia mecánica del suelo está determinada principalmente por dos componentes: la resistencia cohesiva y la resistencia friccional, sus valores varían dependiendo del contenido de humedad, tamaño de partículas, tamaño y forma de agregados y el grado de consolidación.

Los suelos tienen estados físicos definidos como sólido o cementado, sólido elástico, plástico y líquido viscoso.

Un suelo cementado presenta una elevada resistencia a la deformación y se caracteriza por una baja deformación elástica antes de su desintegración estructural. Por el contrario, un suelo sólido elástico presenta un rango de elasticidad alto, donde la deformación es proporcional a la carga aplicada, y se recupera rápidamente al quitar la carga. Un suelo en estado plástico se caracteriza por que la masa del suelo se deforma lentamente bajo la acción de la carga aplicada y no se recupera cuando esta es removida, la magnitud de deformación depende

de la duración y de la magnitud de la carga aplicada. En el estado líquido viscoso el suelo presenta una resistencia proporcional a la rapidez de la aplicación de la carga, debido a su alta humedad actúa como un fluido viscoso.

Parámetros de resistencia del suelo

Es irrelevante definir los esfuerzos a los cuales está sometido el suelo, en términos de tensión, compresión y corte por cizalla puesto que cualquier sistema de esfuerzos puede ser resuelto en función de estos tres tipos de esfuerzos.

Generalmente los suelos fallan debido a esfuerzos cortantes, ya que presentan una alta resistencia a la compresión y difícilmente pueden ser sometidos a esfuerzos de tensión.

La falla del suelo debido a una herramienta de labranza depende de los parámetros de resistencia en la superficie de falla que consiste principalmente de un interfaz suelo-suelo y otro normalmente suelo-metal.

Los principales parámetros suelo/suelo son:

- a) Cohesión
- b) Fricción suelo/suelo (definido en término del ángulo de fricción interna ϕ)
- c) Densidad en masa del suelo D_b (conocido como densidad aparente)

De forma similar, los principales parámetros suelo/interfaz son:

- a) Adhesión (c_α)
- b) Fricción suelo/Interfaz (definido en término del ángulo de fricción δ)

Parámetro suelo-suelo

La resistencia a la falla del suelo depende del esfuerzo de corte máximo que éste puede resistir, por lo que se encuentra en función de la magnitud de deformación y el esfuerzo normal a la superficie de falla.

Al graficar los valores de esfuerzo máximo de corte con los valores respectivos de esfuerzo normal se obtiene una relación lineal que indica que la resistencia máxima al cizallar depende de los componentes de cohesión y fricción del suelo (Figura 1.5), estos se los cuantifica mediante la ecuación de Micklethwaite (Ecuación 1.5) que se expresa la ecuación de Coulomb en términos de fuerza (John E. Ashburner, 1984).

$$\text{Máximo esfuerzo de corte} = \frac{\text{Fuerza de corte}}{\text{Área de Superficie}} = \text{Cohesión} + \text{Fricción} \quad \text{Ecuación 1.1}$$

Las líneas siguen la ecuación de Coulomb (Ecuación 1.1), para las líneas (Suelo A: arenoso seco; suelo B: arcilloso húmedo plástico; suelo C: franco húmedo).

$$\tau_{m\acute{a}x} = c + \sigma \tan \phi \quad \text{Ecuación 1.2}$$

Donde

- $\tau_{m\acute{a}x}$ Máximo esfuerzo cortante
- c Cohesión del suelo
- σ Esfuerzo normal en la superficie de falla
- ϕ Angulo de fricción interna suelo /suelo

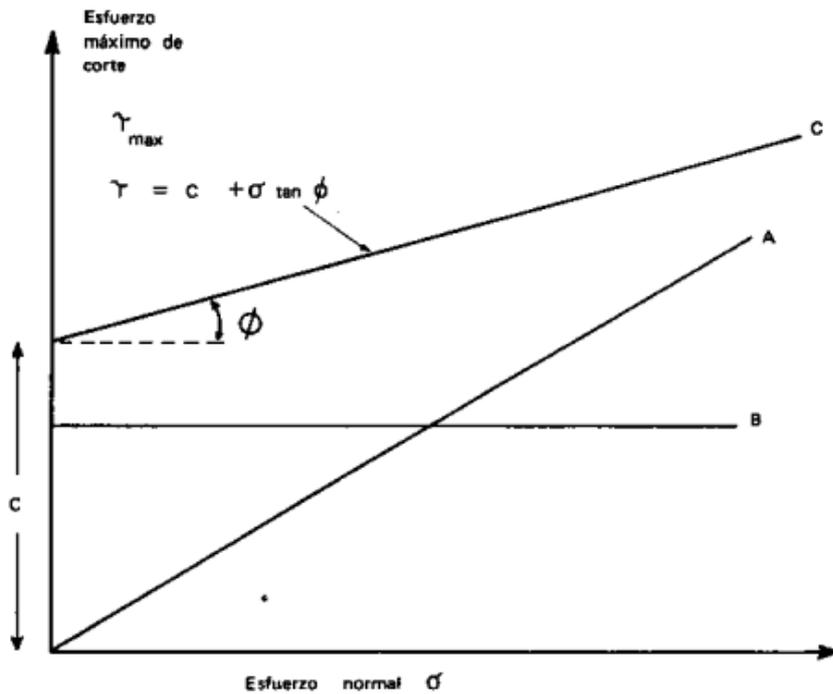


Figura 1.5 Esfuerzo máximo de corte con el esfuerzo normal sobre la superficie de falla
(Fuente: John E. Ashburner, 1984)

Multiplicando la ecuación de Coulomb por un área se obtiene:

$$\tau_{\text{máx}}A = A(c + \sigma \tan \phi) \quad \text{Ecuación 1.3}$$

Pero

$$\sigma A = Q \quad \text{Ecuación 1.4}$$

$$\tau_{\text{máx}}A = H_{\text{máx}} \quad \text{Ecuación 1.5}$$

entonces se obtiene

$$H_{\text{máx}} = cA + Q \tan \phi \quad \text{Ecuación 1.6}$$

Donde:

$H_{\text{máx}}$ Fuerza de corte máxima

A Área de la superficie de falla

Q Carga normal a la superficie

Al considerar la ecuación de Micklethwaite, se observa que para un suelo con cierto valor de cohesión (c) y fricción (ϕ), la fuerza máxima de corte para ocasionar el fallo del suelo depende además de la superficie de contacto (A) para el componente de cohesión y de la carga normal (Q) para el componente friccional.

El ángulo de fricción interna es una función de la aspereza de las superficies a cizallar y el grado de compactación de las partículas del suelo y los agregados (Figura 1.6, Tabla 1.4). El grado de compactación es una función de la densidad de la masa del suelo (D_b), por lo que existe una relación proporcional, entre el ángulo de fricción interna (ϕ) y la densidad (D_b).

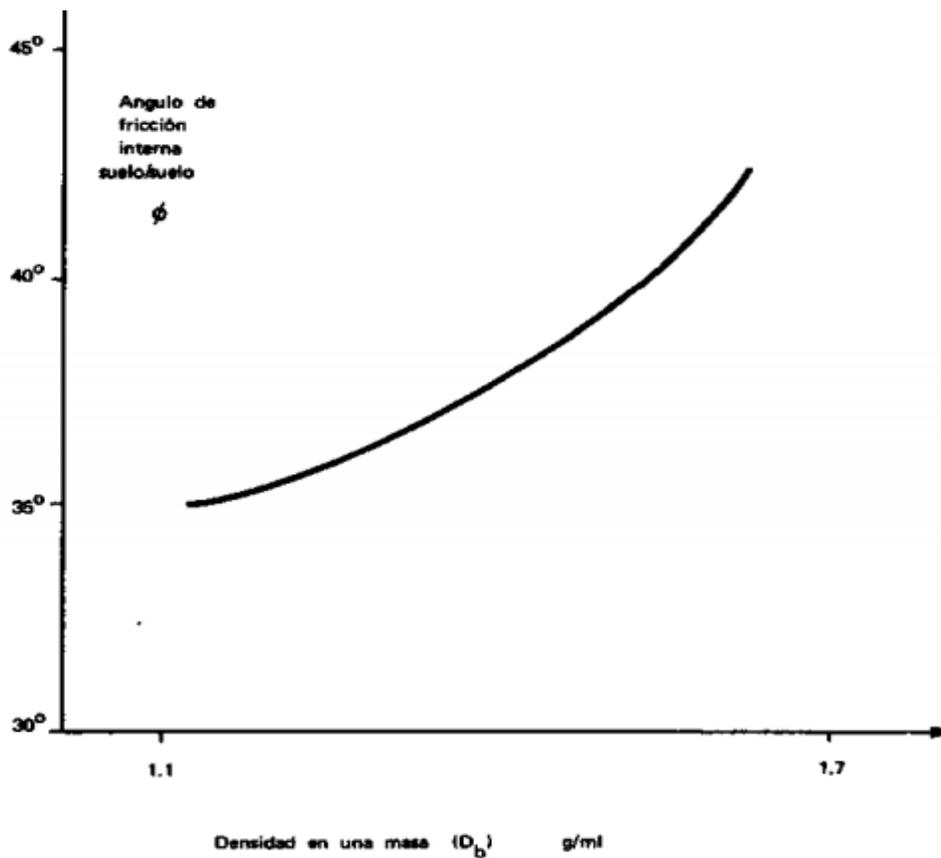


Figura 1.6 Ángulo de fricción interna en función del grado de compactación
(Fuente: John E. Ashburner, 1984)

Tabla 1.4 Valores típicos de cohesión y el ángulo de fricción interna

Tipo de suelo	Tamaño típico de partículas [mm]	Estado	Angulo de fricción	Cohesión [KN/m ²]
Arenas con partículas medianas	1.100	Compactado	38° – 40°	0
		Suelto	32° – 35°	0
Arena fina con materia orgánica	0.50 – 0.80	Compactado	25° – 30°	0
		Suelto	18° – 22°	0
Franco arenoso	0.02 – 0.20	Friable	24° – 28°	20.00 – 25.00
		Plástico	24° – 28°	10.00 – 15.00
Franco	0.01	Friable	22° – 26°	20.00 – 25.00
		Plástico	15° – 19°	15.00 – 20.00
Arcilloso	0.002	Friable	17° – 19°	40.00 – 60.00
		Plástico	10° – 14°	25.00 – 30.00

(Fuente: John E. Ashburner, 1984)

Parámetros suelo/interfaz

La mayoría de herramientas de labranza trabajan deslizando por el suelo, de ahí que el esfuerzo y la fuerza de deslizamiento en la interfaz suelo/metal sea importante al fabricar estas herramientas con metales. Utilizando la ecuación de Coulomb se puede determinar el esfuerzo, tomando como parámetros la adhesión (C_α) y el ángulo de fricción suelo/metal (δ), (Figura 1.5, Tabla 1.5).

$$\tau'_{m\acute{a}x} = C_\alpha + \sigma \tan \delta \quad \text{Ecuación 1.7}$$

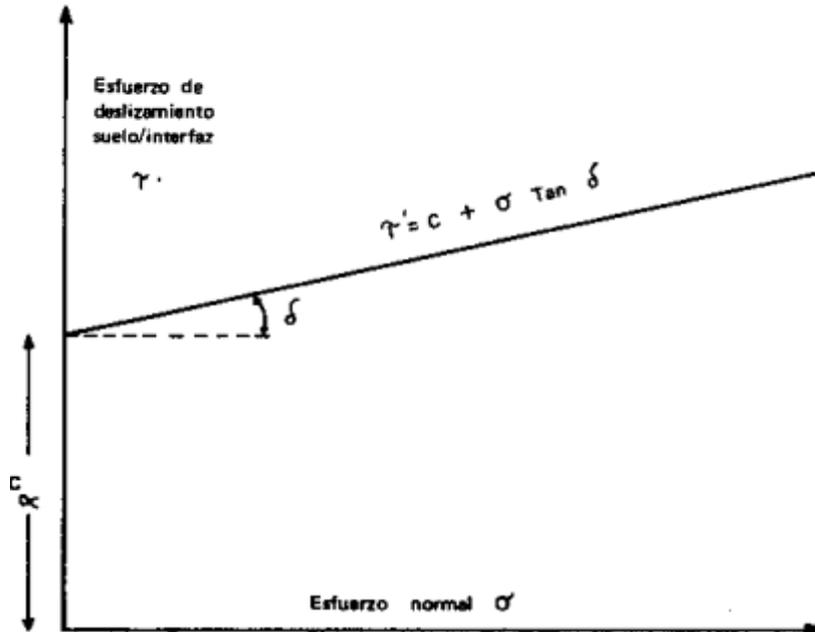


Figura 1.7 Esfuerzo de deslizamiento suelo/interfaz
(Fuente: John E. Ashburner, 1984)

Tabla 1.5 Valores típicos de la adhesión y el ángulo de fricción suelo/metal

Adhesión $c\alpha$	Angulo de fricción suelo /metal
Insignificante en la mayoría de los casos	Superficie pulida 5°
Arcillas plásticas con alta humedad 10-30 KN/m ²	Superficie limpia 5° a 15° Superficie oxidada 15° a 25°

(Fuente: John E. Ashburner, 1984)

1.6. Tracción

Tracción es la fuerza horizontal generada por la máquina agrícola que permite el desplazamiento de la herramienta a través del suelo superando la fuerza de tiro (Figura 1.8).

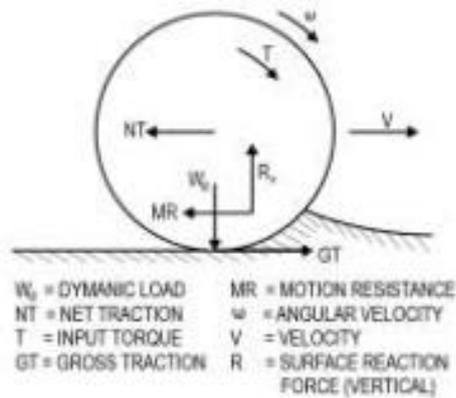


Figura 1.8 Velocidad y fuerza en una rueda y fuerzas de reacción del suelo
(Fuente: John E. Ashburner, 1984)

1.7. Benchmarking

Cosechadora de papas Keiler 1

El ROPA Keiler 1 es un arrancador de papas de tracción de 1 hilera con una tolva de 6 toneladas (Figura 1.9). El Keiler 1 se desarrolló especialmente para clientes con requisitos elevados en lo que a calidad máxima se refiere (papas para consumo humano), a la vez una limpieza profunda y extremadamente cuidadosa, así como una excelente separación de la hoja. A través de una propela hidráulica Load-Sensing se adaptan todos los elementos de limpieza de un modo completamente hidráulico a la velocidad; en especial cadenas cribadoras y cadenas de separación de hojas.



Figura 1.9 Cosechadora de papas Keiler
(Fuente: GROUP, 2022)

El accionamiento completamente hidráulico facilita el ajuste automático de la velocidad de todas las unidades de limpieza. Con una velocidad de la toma de fuerza de 450 rpm se puede suministrar la máxima potencia a todas las unidades de limpieza (GROUP, 2022).

Cosechadora de papas

Máquina agrícola sobre ruedas, autopropulsada o de arrastre, destinada a la recolección de papas, combinando las labores de cortar el suelo, levantar los tubérculos, desprender y eliminar los terrones y restos vegetales, y descargar el producto limpio sobre el terreno o en un medio de transporte o sobre el suelo (Figura 1.10). Se le conoce también en otros países de habla española como sacadora, o arrancadora de papas (EcuRed, s.f.).



Figura 1.10 Cosechadora de papas
(Fuente: EcuRed, s.f.)

Mini cosechadora de papas

Esta mini cosechadora de papas (Figura 1.11) tiene alta resistencia, es resistente a la abrasión y resistente a la tracción, una sola cinta transportadora puede soportar 8 toneladas de fuerza de tracción, sus características se observan en la Tabla 1.6 Especificaciones técnicas de la mini cosechadora de papas (Equipment, 2012).



Figura 1.11 Mini cosechadora de papas
(Fuente: Equipment, 2012)

Tabla 1.6 Especificaciones técnicas de la mini cosechadora de papas

Modelo	Ancho de trabajo (mm)	Espaciado de filas (mm)	Peso (kg)	Potencia coincidente (HP)
4U-900	900	800-1000	220	30-40
4U-1300	1300	1200-1400	480	40-50

(Fuente: Equipment, 2012)

Cosechadora estándar de papas

Una cosechadora de papas cubre 2 o 4 filas de papas y funciona usando un rodillo en forma de diábolo y tres cuchillas o cinceles por cada fila de papas. Los rodillos en forma de diábolo cubren la fila de las papas mientras los 3 cinceles cavan por debajo las papas y la tierra levantando todo por encima la cadena (Figura 1.12).

Mientras las papas están sobre la cadena, los vibradores de la cadena hacen que la tierra se desprenda de las papas y caiga por el tamiz de vuelta al suelo. A la vez, las papas quedan distribuidas en filas, lo cual facilitará la tarea de la máquina que levantará luego las papas a un camión o un remolque para sacarlas del campo. Las máquinas recolectoras disponen de una, dos o tres cadenas en parrilla. Las barras de la cadena están separadas entre 42 y 44 mm (SAMON, s.f.).



Figura 1.12 Cosechadora de papas estándar
(Fuente: SAMON, s.f.)

CAPITULO 2

2. METODOLOGÍA

2.1. Determinación de las especificaciones de la máquina

En esta sección se describe el proceso de diseño y selección de elementos mecánicos de la cosechadora de papas mediante el estudio y selección de alternativas utilizando la Ingeniería concurrente.

El diseño de la cosechadora de papas inicia con el estado del arte o documentación referente a los tipos de suelos más críticos y sus propiedades físicas, para determinar aproximadamente las fuerzas de corte necesarias para el labrado de tierra, conjuntamente con la necesidades establecidas y criterios definidos por el ingeniero para definir las especificaciones técnicas de la máquina a través de la casa de la calidad.

Después de definir las especificaciones, el siguiente paso es el análisis y selección de alternativas por medio del desarrollo de un análisis funcional y modular que permita visualizar detalladamente, en cada nivel, el funcionamiento de las partes constituyentes de la máquina.

Luego de determinar las diferentes alternativas para cada módulo, se escoge la mejor alternativa de funcionamiento a través del método ordinal corregido de criterios ponderados y se establece una solución virtual obtenida en un software CAD.

En esta parte de la solución virtual se aplica los criterios de resistencia tanto para la selección de los materiales, como para la selección de elementos mecánicos de la máquina, para obtener un diseño adecuado, el mismo que será presentado mediante los planos de conjunto, subconjunto y de taller.

El siguiente paso por considerar es el análisis económico para su construcción, detallando los procesos de fabricación.

Finalmente, se procede a la realización de la simulación de la máquina para verificar su funcionamiento.

2.2. Consideraciones para determinar las especificaciones técnicas

El diseño de este proyecto de titulación, pretende crear un mecanismo que permita recolectar papas, utilizando dos modos de trabajo, el primero mediante la fuerza de trabajo de un tractor y el segundo a través de la fuerza de tiro(tracción) de animales.

2.3. Casa de la calidad

Las especificaciones técnicas de la cosechadora de papas son determinadas mediante la casa de la calidad, que tiene como objetivo principal generar los requerimientos de funcionamiento de la máquina.

Para realizar la casa de la calidad se necesita, conocer la voz del cliente, quien presenta sus requerimientos del producto que a su vez son interpretados mediante la voz del ingeniero mediante los requerimientos técnicos.

Finalmente, estos requerimientos se analizan, para identificar los principales.

Voz del usuario

La máquina está enfocada a mejorar el proceso de cosecha de papas utilizando dos formas de tiro, la primera por tracción mecánica y la segunda por tracción animal. De acuerdo con las necesidades del usuario, la máquina debe poseer las siguientes características:

- Extracción completa de papas de la tierra.
- Corte del suelo a cierta profundidad por debajo de las papas
- Máquina liviana.
- Buena penetración en diferentes tipos de suelo.
- Trabajo continuo.
- Fácil de transportar.

- Fácil ensamblado.
- Adaptable a un tractor y a animales para generar la fuerza de tracción.
- Fácil mantenimiento.
- Buena separación papa/tierra

Voz del Ingeniero

La voz del ingeniero especifica los criterios técnicos que se puede relacionar con las propuestas del usuario. A continuación se traducen los requerimientos en las especificaciones técnicas:

- Diseño de la cuchilla
- Distancia de penetración
- Peso
- Resistencia de los materiales
- Velocidad de trabajo
- Estructura de la máquina
- Complejidad
- Mecanismo de sujeción
- Montaje sencillo
- Rejilla transportadora

Consideraciones de la casa de la calidad

La casa de la calidad (véase Tabla A.0.1) se desarrolló siguiendo el proceso del Diseño Concurrente, tomando en consideración los requerimientos del cliente con la finalidad de ajustarlo o adaptarlo al presente proyecto de titulación.

Conclusiones de la casa de la calidad

Realizado el análisis de competencia los resultados indican que se debe concentrar el diseño en cinco puntos básicos que abarcan el 65,7% de las mejoras, y se describe en orden de importancia, como son: el peso, sistema de tracción, diseño de la pala, precio y fuerza de tracción.

Especificaciones técnicas

Las especificaciones técnicas necesarias para determinar los requerimientos del proyecto se presentan en la Tabla 2.1 según el formato establecido en Riba.

Tabla 2.1 Especificaciones técnicas de la máquina

Empresa cliente:		Producto: Cosechadora de papas	Fecha inicial:	
Empresa de ingeniería: EPN			Última versión	
			Página 1/1	
Especificaciones				
Concepto	Fecha	Propone	R/D	Descripción
Función	1/02/2022	C/I	R	El prototipo debe ser capaz de extraer, limpiar y dejar las papas sobre la superficie del suelo.
			R	Equipo debe ser adaptable a un equipo de tracción animal, para ser tirado por dos o más caballos.
	1/02/2022	I	D	Sistema vibratorio para la separación de las papas
Energía	1/02/2022	C/I	R	La máquina será accionada mecánicamente mediante fuerzas de tracción, generadas por un tractor y las fuerzas de tracción animal.
	1/02/2022	I	R	Combustible: diésel
Movimientos	1/02/2022	D	D	Transmisión: cadenas, piñones.
	1/02/2022	C+I	R	Velocidad de avance: 0,5-1m/s
	1/02/2022	D	R	Penetración: 0,15 m
Fuerzas	1/02/2022	I	R	La máquina deberá soportar esfuerzos de tracción, compresión y vibraciones
Materiales	1/02/2022	I	D	Materiales resistentes a condiciones de desgaste, humedad, corrosión, abrasión. Materiales económicos y asequible.
Fabricación y montaje		I	D	La unión de las partes de la máquina debe ser desmontables. Fácil reemplazo de los elementos deteriorados.
Dimensiones	1/02/2022	I	D	La máquina cosechadora debe ser pequeña, para cosechar una fila o hilera de cultivo de papa
	1/02/2022		R	La máquina cosechadora de papas debe ser liviano, fácil de cargar y trasportar.
Propone	C: cliente	I: Ingeniería	D: Diseñador	N: Norma
R/D	R: Requerimiento D: Diseño			

(Fuente: Propia)

2.4. Elementos que conforman una cosechadora de papas

Chasis o bastidor

Es la estructura metálica que soporta todos los componentes de trabajo de la máquina.

Ruedas

Es el tren de rodaje conformado por dos ruedas o neumáticos que permiten el desplazamiento y estabilidad sobre el terreno de la máquina.

Sistema de enganche

Es el mecanismo que permite acoplar la cosechadora a sistema de tracción (yunta o tractor).

Mecanismo de accionamiento

Conjunto de piezas que generan el movimiento de los elementos de trabajo de la cosechadora. En las máquinas de arrastre, el accionamiento es por medio de un cardán conectado a la toma de fuerza del tractor y la transmisión se realiza por ejes, piñones y cadenas.

Aparato sacador

Cuchilla o pala que corta el surco por debajo de las papas, con un ángulo de inclinación que remueve la tierra y las papas hasta la banda transportadora.

Transportadores

Usualmente están formados por varillas de acero sostenidas en sus extremos por cintas de goma reforzada o por cadenas. La separación entre las varillas es tal que permite tamizar o separar la tierra, mientras que las papas permanecen sobre el transportador hasta el punto de descarga.

2.5. Análisis de selección de alternativas

2.5.1. Estructura funcional y modular para el diseño de la cosechadora de papas

Estructura funcional

Con el propósito de describir y resolver los problemas de diseño, se introduce el concepto de función, que es cualquier transformación entre flujos de entrada y de salida, sean estas funciones dinámicas o estáticas.

Estructura modular

Está compuesta por diversos bloques constructivos, orientada a ordenar e implantar las distintas funciones y a facilitar las operaciones de composición del producto y pueden ser representadas a nivel de función global o subdividirse en partes, dependiendo de la complejidad del sistema.

Para desarrollar la estructura modular se utiliza principalmente la simbología propuesta por la norma VDI 2222, permitiendo guiar la funcionalidad la estructura modular.

Los símbolos utilizados son los siguientes:

- Función: Rectángulo de línea continua
- Flujo de material y dirección: Flecha de doble línea continua
- Flujo de energía y dirección: Flecha de línea continua
- Flujo de señal y dirección: Flecha de línea discontinua
- Sistema, subsistema, módulo: Polígono de línea de punto y raya

Nivel 0

La función global de este sistema puede representarse de acuerdo a la Figura 2.1.

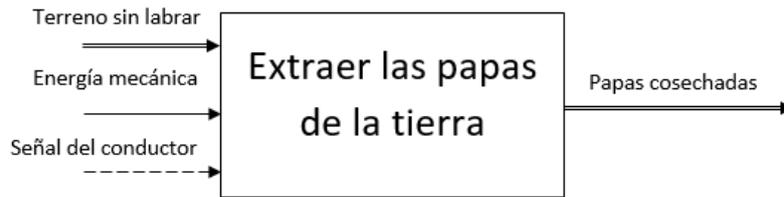


Figura 2.1 Función global del sistema
(Fuente: Propia)

Nivel 1

En la Figura 2.2, Figura 2.3, Figura 2.5 y Figura 2.7 se observa, para un nivel 1, cuatro modos de operación (módulos), principales cuyas funciones permiten cumplir la función global. En la Figura 2.4 y Figura 2.6 se observa el detalle de las funciones cortar y alimentar, elevar y transportar respectivamente.

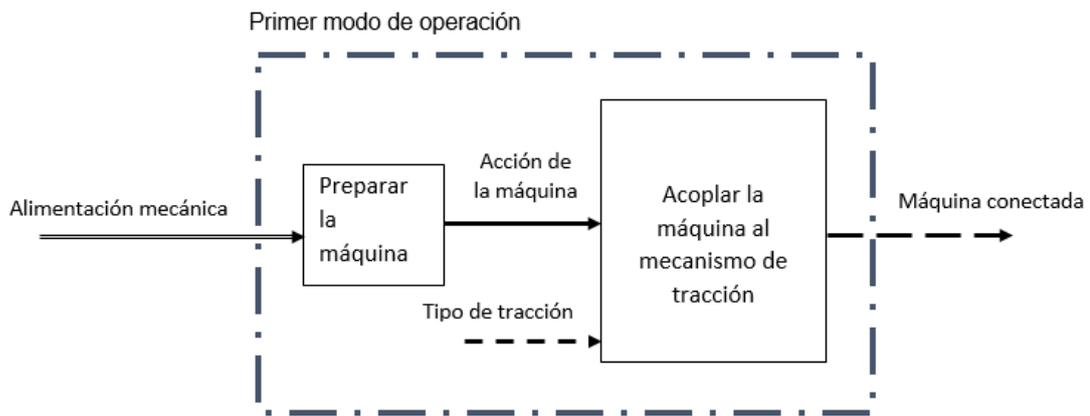


Figura 2.2 Desarrollo del primer modo de operación
(Fuente: Propia)

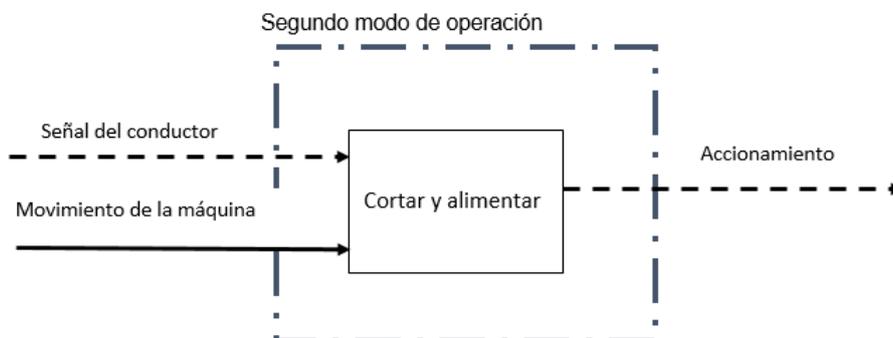


Figura 2.3 Desarrollo del Segundo modo de operación
(Fuente: Propia)

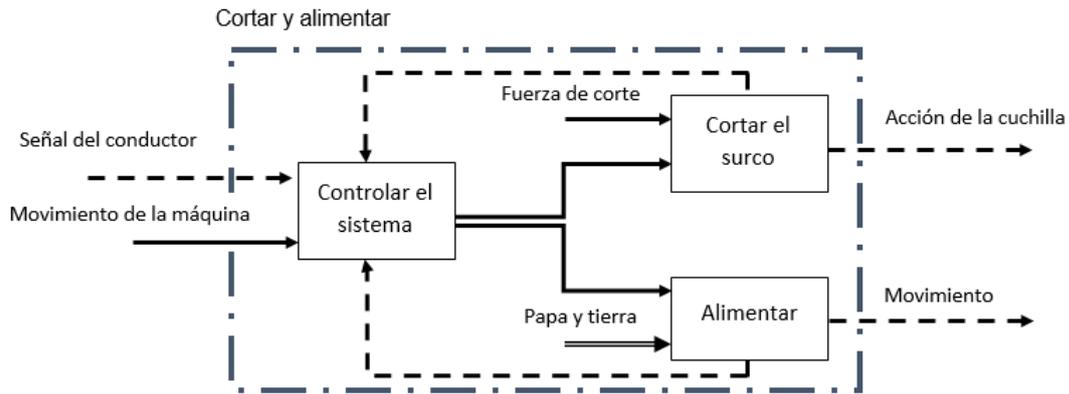


Figura 2.4 Desarrollo de la función cortar y alimentar
(Fuente: Propia)

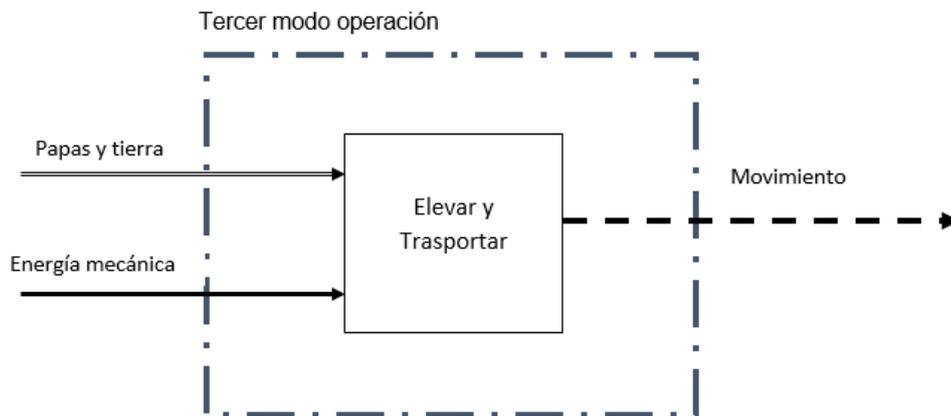


Figura 2.5 Tercer modo de operación
(Fuente: Propia)

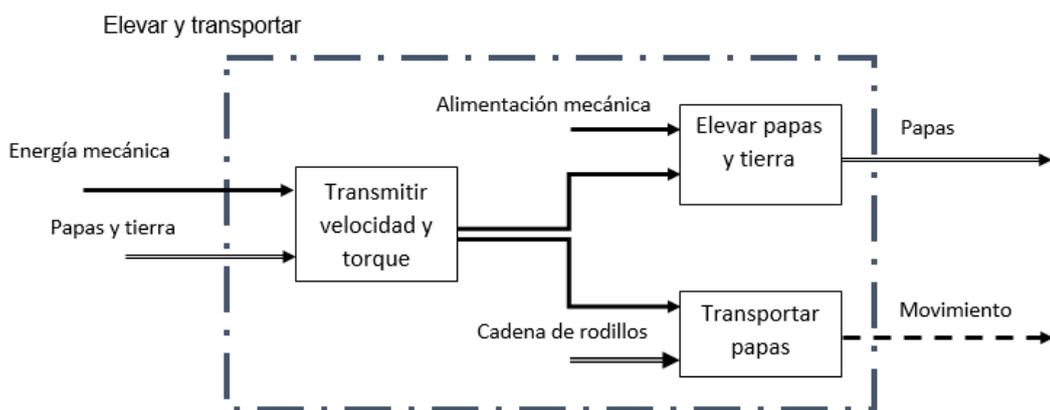


Figura 2.6 Desarrollo del módulo elevar y transportar
(Fuente: Propia)

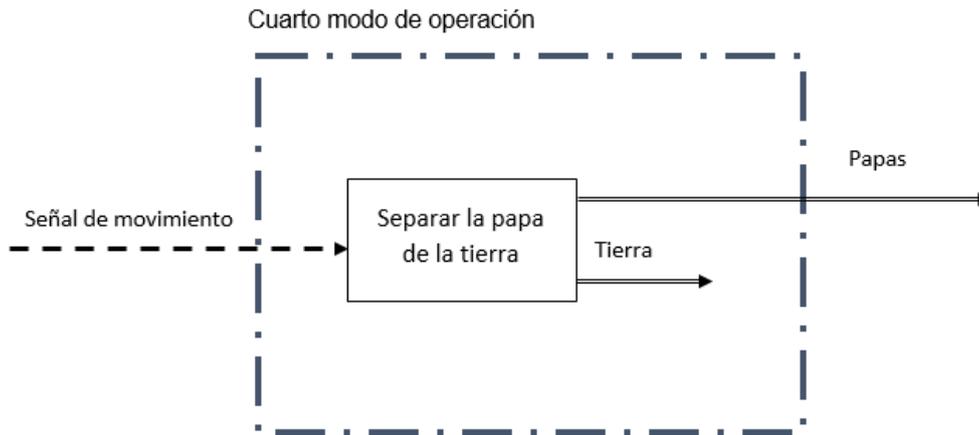


Figura 2.7 Desarrollo del cuarto modo de operación
(Fuente: Propia)

2.5.2. Principios de solución

Se obtuvieron cuatro módulos de operación cuyas funciones permiten describir la función global de funcionamiento que debe realizar la cosechadora de papas, cuando esta se conecte a un tractor o al mecanismo de tiro animal.

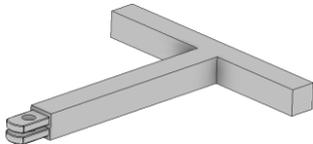
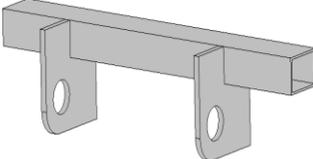
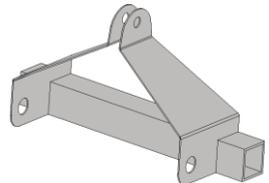
- Módulo 1: Preparación y acoplamiento de la máquina al mecanismo de tracción
- Módulo 2: Cortar y alimentar la máquina
- Módulo 3: Elevar y transportar
- Módulo 4: Separar las papas de la tierra

Para cada una de las sub-funciones se presentan las posibles soluciones, éstas se combinarán obteniendo diferentes alternativas para cada módulo. Cada alternativa se evaluará y se seleccionará la que presente mejores prestaciones.

Módulo 1: Preparación y acoplamiento de la máquina al mecanismo de tracción

Las máquinas agrícolas poseen tres tipos de vinculación a un tractor y generalmente se clasifican en función de éste, en equipos montados, semi-montados, y de arrastre. Para un tractor los equipos montados, presentan tres puntos de vinculación, brazos inferiores y brazo superior (Tabla 2.2 y Tabla 2.3).

Tabla 2.2 Soluciones del módulo 1

Solución 1: Equipos de Arrastre		
	Ventajas	Desventajas
	<ol style="list-style-type: none"> Vinculación al tractor por medio de una barra de tiro con un grado de libertad. La totalidad del peso del apero es soportado por sus propias ruedas. Otra alternativa de aperos enganchados a la barra de tiro, es a través de una lanza (empotrada al apero, sin grados de libertad). En este caso el peso del equipo y fundamentalmente la carga dinámica, se repetirá entre sus ruedas y el apoyo que logre en el tractor a través de la lanza en la barra de tiro. En caso de escarificadores de cinceles, la tasa de transferencia de peso puede llegar a ser la misma que la de los equipos semi-montados que están en el orden del 45% de T (esfuerzo traccional). Las operaciones de enganche y desenganche del tractor, se realiza de un modo rápido. 	<ol style="list-style-type: none"> No opción de posicionamiento en el plano horizontal. La posibilidad de obtener una carga dinámica sobre el tractor está condicionada por un enganche alto en la barra de tiro del tractor y más bajo en el apero. Una parte de su peso puede ser soportado, nunca puede ser transportada completamente en el aire. A estos acoplamientos les corresponde la tasa de transferencia dinámica de peso del 25% de la componente horizontal de esfuerzo de tracción (T) (Dinamyc Weight), establecida por Zoz (1972) y tomada de la D-230(ASAE Standars, 1944). El precio de compra es superior al de los modelos montados o semi-montados, pues incorpora dispositivos adicionales, tales como ruedas y sistema de elevación para el transporte. Requiere mayor espacio para realizar maniobras.
Solución 2: Equipos Semi-montados		
	Ventajas	Desventajas
	<ol style="list-style-type: none"> Se enganchan en los brazos inferiores o de tracción del elevador hidráulico tripuntal. Tanto el peso como la carga dinámica se reparten entre la rueda y los brazos inferiores del elevador hidráulico. La tasa de transferencia es de 45% de T (esfuerzo traccional). Poseen características intermedias a la de los modelos montados y arrastrados, en lo que se refiere a la maniobrabilidad en el trabajo, a los desplazamientos y al precio de compra. 	<ol style="list-style-type: none"> No utiliza tercer punto y llevan siempre una rueda trasera accionable desde un actuador a distancia, normalmente un cilindro, para el ascenso y descenso. La herramienta se ve afectada directamente por los cambios de la dirección del tractor.
Solución 3: Equipos Montados		
	Ventajas	Desventajas
	<ol style="list-style-type: none"> La D-230(ASAE Standars, 1944) le asigna una tasa de transferencia de peso del 65% del esfuerzo de tracción. Tres grados de libertad restringidos caracterizan a un equipo integral. Si los equipos son simétricos, el enganche de la máquina será centrada. El peso del apero y toda la carga dinámica es soportada por el tractor. Herramientas pueden ser transportadas completamente en el aire. 	<ol style="list-style-type: none"> Limitación de tamaño el equipo. Escasamente utilizados en agricultura extensiva Acoplamiento limitado a equipos cuyo peso y dimensiones no provoquen levantamiento de la parte frontal del tractor. Maniobrabilidad y capacidad de paso entre filas o hileras.

(Fuente: Propia)

Tabla 2.3 Soluciones para el sistema de tracción animal

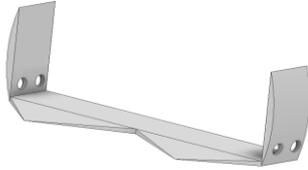
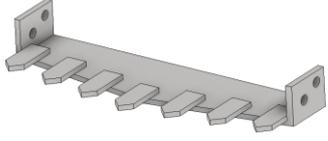
Sistema de tracción animal		
	Solución 1: Mediante barra o palos	
	Ventajas	Desventajas
	<ol style="list-style-type: none"> 1. Fácil conexión mediante barras de metal o palos de madera. 2. Mayor carga. 	<ol style="list-style-type: none"> 1. Se utiliza solo para un solo animal. 2. Mayor esfuerzo de trabajo.
	Solución 2: Mediante varillas y correas	
	Ventajas	Desventajas
	<ol style="list-style-type: none"> 1. Fácil conexión mediante barras de metal y correas. 2. Menor esfuerzo de trabajo para los animales. 	<ol style="list-style-type: none"> 1. Para remolques de dos ejes. 2. Menor carga

(Fuente: Propia)

Módulo 2: Cortar y alimentar la máquina

Las cuchillas son dispositivos sencillos que cumplen la función de recolectar las papas, además de deshacer el surco dentro del cual se encuentran las papas, este módulo cumple las siguientes subfunciones de cortar y alimentar.

Tabla 2.4 Soluciones del módulo 2

	Solución 1: Cuchilla plana	
	Ventajas	Desventajas
	<ol style="list-style-type: none"> 1. Acoplamiento rápido. 2. Fácil fabricación de la cuchilla. 	<ol style="list-style-type: none"> 1. Mayor fuerza de tiro ejercida por la máquina o animales. 2. Desgaste de la cuchilla
	Solución 2: Cuchilla en V	
	Ventajas	Desventajas
	<ol style="list-style-type: none"> 1. Profundidad de corte media. 2. Fácil fabricación de la cuchilla. 3. Hendidura en el centro para deslizar debajo los trozos de la raíz. 4. El surco es atacado por los dos extremos levantando la tierra, en los extremos tiene rejas curvadas que tienden a mantener el surco. 	<ol style="list-style-type: none"> 1. Desgaste y posible rotura del filo. 2. Adaptable solo a tractor.
	Solución 3: Cuchilla dentada	
	Ventajas	Desventajas
	<ol style="list-style-type: none"> 1. Cuchilla múltiple con tres o más rejillas individuales adecuada para trabajos de poca profundidad. 2. Estructura ligera 3. Mejor capacidad de penetración en suelos arcillosos. 	<ol style="list-style-type: none"> 1. Mayor peso para tracción animal. 2. Adaptable solo a tractor

(Fuente: Propia)

Módulo 3: Elevar y transportar

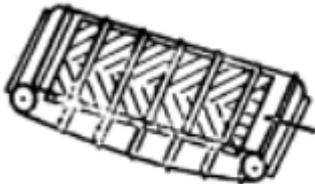
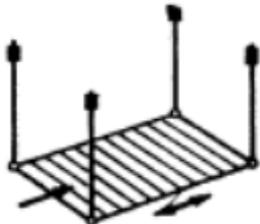
La transmisión de potencia es un sistema que permite conducir energía de una fuente a otro mecanismo, incrementando manteniendo o decreciendo la velocidad y el torque. Utilizan cribas para separar la tierra, su función es eliminar la tierra extraída por la cuchilla. Este módulo controla las revoluciones, transmite la potencia y eleva las papas y la tierra (Tabla 2.5 y Tabla 2.6).

Tabla 2.5 Solución del módulo 3, subfunción transmisión de potencia

Transmisión de potencia		
Solución 1: Por cadenas		
	Ventajas	Desventajas
	<ol style="list-style-type: none"> 1. Transmite potencia entre dos ejes con ruedas dentadas. 2. Tienen un amplio uso en máquinas industriales. 3. Se evita el resbalamiento del mecanismo 4. Peso mucho menor con respecto al mecanismo de engranes. 	<ol style="list-style-type: none"> 1. Las cadenas pueden generar ruido y vibraciones por el contacto metal con metal. 2. Lubricación y mantenimiento frecuente. 3. Menos capacidad de carga en comparación con los engranajes.
Solución 2. Por engranajes o piñones		
	Ventajas	Desventajas
	<ol style="list-style-type: none"> 1. Con respecto a la transmisión de cadena, se puede tener cargas más altas. 2. La robustez y durabilidad garantizan una larga vida de uso. 3. Por su configuración aumenta el peso, pero tiene buena transmisión de potencia. 	<ol style="list-style-type: none"> 1. Ofrecen baja velocidad. 2. No transfieren potencia entre ejes no paralelos. 3. Los engranes rectos generan mucho ruido con velocidades altas.
Solución 3. Por bandas		
	Ventajas	Desventajas
	<ol style="list-style-type: none"> 1. Transmite el movimiento circular entre dos ejes a grandes distancias. 2. Tiene un funcionamiento suave y silencioso. 3. Su estructura absorbe golpes y vibraciones. 4. Su costo no es tan alto con respecto a otros tipos de transmisiones. 	<ol style="list-style-type: none"> 1. La correa puede patinar cuando se maneja velocidades muy altas. 2. La potencia que puede transmitir es limitada. 3. Puede ser un mecanismo muy grande para ciertas aplicaciones.

(Fuente: Propia)

Tabla 2.6 Solución del módulo 3 (subfunción elevar las papas y tierra)

Elevar las papas y tierra		
Solución 1: Cribas de cadenas oscilantes		
	Ventajas	Desventajas
	<ol style="list-style-type: none"> 1. Es el sistema más empleado, consta de un conjunto de barras metálicas articuladas. 2. Tiene dos eslabones de dos cadenas laterales que vibran por acción de ruedas dentadas ovaladas. 3. Superficie plana y lisa, para una buena estabilidad del producto a transportar. 4. Superficie abierta, permite el paso de aire o líquidos. 	<ol style="list-style-type: none"> 1. De vida única, por lo que el mantenimiento correctivo del equipo completo se realiza después de 10 a 15 hectáreas trabajadas. 2. Algunas posee puntos filosos en su estructura de espiral donde se articula y produce daños a los tubérculos.
Solución 2: Cribas de fondo fijo		
	Ventajas	Desventajas
	<ol style="list-style-type: none"> 1. Se mueve por medio de una cadena empujadora por encima del fondo. 2. Tubérculos son tratados delicadamente, en especial cuando tienen un manto de tierra protector. 	<ol style="list-style-type: none"> 1. Al tener un fondo fijo aumenta su peso. 2. De vida única.
Solución 3: Cribas de zaranda o criba vibratoria		
	Ventajas	Desventajas
	<ol style="list-style-type: none"> 1. Produce un movimiento de vaivén conseguido a través de cuadriláteros articulados y con órganos elásticos de recuperación. 	<ol style="list-style-type: none"> 1. Es caro, pero trabaja bien. 2. La oscilación es de 35 a 50 mm y la frecuencia suele ser de 250 a 290 rev/ min.

(Fuente: Propia)

Separación de la papa

En este módulo la separación se realiza por el movimiento vibratorio de la cadena transportadora, para mejorar la separación la máquina debe tener un buen desplazamiento, lo que se consigue con el uso de llantas adecuadas según el tipo de terreno y la facilidad del desplazamiento de las máquinas cuando se utilice la fuerza animal (Tabla 2.7).

Tabla 2.7 Solución del módulo 4

	Solución1: Ruedas con núcleo de acero y goma de color negro	
	Ventajas	Desventajas
	1. Traslado manual de cargas ligeras y medianas. 2. Absorción de golpes y vibraciones y máxima protección del equipo.	1. No aconsejables para suelos abrasivos. 2. Velocidad máxima recomendada 4Km/h.
	Solución 2: Ruedas de goma en polvo	
	Ventajas	Desventajas
	1. Uso en la industria, el jardín, carro o vagón, la agricultura.	
	Solución 3: Rueda con banda de goma	
	Ventajas	Desventajas
	1. Diseñado para cultivadores rotativos. 2. Elevada capacidad de carga. 3. Se distingue por su máxima tracción en terrenos húmedos.	

(Fuente: Propia)

2.6. Estudio y selección de alternativas

La alternativa más adecuada a los requerimientos propuestos, se desarrolla mediante la matriz de criterios ponderado, esta metodología permite obtener prioridades frente a las características que deben poseer los componentes y se desarrollará esta evaluación para componentes principales (sistema de enganche, sistema de transporte de la papa, dispositivo de corte suelo, movimiento).

2.6.1. Selección del sistema de enganche

Para este módulo los criterios que debe de cumplir son los siguientes:

- Tasa de transferencia del esfuerzo de tracción
- Regulaciones de posicionamiento.
- Facilidad de enganche al tractor.
- Peso del sistema de enganche.

La Tabla 2.8 presenta el análisis del peso específico de los criterios. La Tabla 2.9, Tabla 2.10, Tabla 2.11 y Tabla 2.12, presentan el peso específico de cada criterio , en base a cada solución. Finalmente, en la

Tabla 2.13 se muestran los resultados obtenidos del análisis y la solución 3 es la que cumple con los requerimientos.

Tabla 2.8 Peso específico de los criterios de solución del sistema de enganche

Tasa de transferencia del esfuerzo de tracción > Regulaciones de posicionamiento > Facilidad de enganche = Peso						
CRITERIO	Tasa de transferencia del esfuerzo de tracción	Regulaciones de posicionamiento	Facilidad de enganche	Peso	$\sum i + 1$	Ponderación
Tasa de transferencia del esfuerzo de tracción		1.00	1.00	1.00	4.00	0.40
Regulaciones de posicionamiento	0		1.00	1.00	3.00	0.30
Facilidad de enganche	0	0		0.50	1.50	0.15
Peso	0	0	0.50		1.50	0.15
SUMA					10.00	1.00

(Fuente: Propia)

Tabla 2.9 Evaluación del peso específico para el criterio de la tasa del esfuerzo de tracción

Solución 3 > Solución= 2 Solución1					
Esfuerzo de tracción	Solución1	Solución2	Solución3	$\sum i + 1$	Ponderación
Solución 1		0.50	0	1.50	0.25
Solución 2	0.50		0	1.50	0.25
Solución 3	1.00	1.00		3.00	0.50
SUMA				6.00	1.00

(Fuente: Propia)

Tabla 2.10 Evaluación del peso específico para el criterio de regulaciones de posicionamiento

Solución3 > Solución2 > Solución1					
Regulaciones de posicionamiento	Solución1	Solución2	Solución3	$\sum i + 1$	Ponderación
Solución 1		0	0	1.00	0.17
Solución 2	1.00		0	2.00	0.33
Solución 3	1.00	1.00		3.00	0.50
SUMA				6.00	1.00

(Fuente: Propia)

Tabla 2.11 Evaluación del peso específico para el criterio de facilidad de enganche

Solución1 > Solucion2 > Solución 3					
Facilidad de enganche	Solución1	Solución2	Solución3	$\sum i + 1$	Ponderación
Solución 1		1.00	1.00	3.00	0.50
Solución 2	0		1.00	2.00	0.33
Solución 3	0	0		1.00	0.17
SUMA				6.00	1.00

(Fuente: Propia)

Tabla 2.12 Evaluación del peso específico para el criterio del peso

Solución1 > Solucion2 = Solución3					
Peso	Solución1	Solución2	Solución3	$\sum i + 1$	Ponderación
Solución 1		1.00	1.00	3.00	0.50
Solución 2	0		0.50	1.50	0.25
Solución 3	0	0.50		1.50	0.25
SUMA				6.00	1.00

(Fuente: Propia)

Tabla 2.13 Prioridad del sistema de enganche

Conclusión	Esfuerzo de tracción	Regulaciones de posicionamiento	Facilidad de enganche	Peso	Suma	Prioridad
Solución 1	0.10	0.05	0.075	0.0750	0.3000	2
Solución 2	0.10	0.10	0.050	0.0375	0.2875	3
Solución 3	0.20	0.15	0.025	0.0375	0.4125	1

(Fuente: Propia)

2.6.2. Selección del sistema de corte

Para este módulo los criterios que debe de cumplir son los siguientes:

- Penetración
- Costo de fabricación
- Peso
- Mantenimiento

La Tabla 2.14 muestra el análisis del peso específico de los criterios del sistema de corte, la Tabla 2.15, Tabla 2.16, Tabla 2.17, Tabla 2.18, el peso específico de cada criterio, en base a cada solución y la Tabla 2.19 las prioridades.

Tabla 2.14 Peso específico de los criterios de solución para el sistema de corte

Penetración > Costo de fabricación > Peso > Mantenimiento						
Criterio	Penetración	Costo de fabricación	Peso	Mantenimiento	$\sum i + 1$	Ponderación
Penetración		1.00	1.00	1.00	4.00	0.40
Costo de fabricación	0		1.00	1.00	3.00	0.30
Peso	0	0		1.00	2.00	0.20
Mantenimiento	0	0	0		1.00	0.10
SUMA					10.00	1.00

(Fuente: Propia)

Tabla 2.15 Evaluación del peso específico para el criterio de alcance de profundidad

Solución 3 > Solución 2 > Solución 1					
Penetración	Solución 1	Solución 2	Solución 3	$\sum i + 1$	Ponderación
Solución 1		0	0	1.00	0.17
Solución 2	1.00		0	2.00	0.33
Solución 3	1.00	1.00		3.00	0.50
SUMA				6.00	1.00

(Fuente: Propia)

Tabla 2.16 Evaluación del peso específico para el criterio de costo de fabricación

Solución 3 > Solución 1 > Solución 2					
Costo de fabricación	Solución 1	Solución 2	Solución 3	$\sum i + 1$	Ponderación
Solución 1		1.00	0	2.00	0.33
Solución 2	0		0	1.00	0.17
Solución 3	1.00	1.00		3.00	0.50
SUMA				6.00	1.00

(Fuente: Propia)

Tabla 2.17 Evaluación del peso específico para el criterio de peso

Solución 3 > Solución 2 > Solución 1					
Peso	Solución 1	Solución 2	Solución 3	$\sum i + 1$	Ponderación
Solución 1		0	0	1.00	0.16
Solución 2	1.00		0.50	2.50	0.42
Solución 3	1.00	0.50		2.50	0.42
SUMA				6.00	1.00

(Fuente: Propia)

Tabla 2.18 Evaluación del peso específico para el criterio de mantenimiento

Solución 1 = Solución 2 > Solución 3					
Mantenimiento	Solución 1	Solución 2	Solución 3	$\sum i + 1$	Ponderación
Solución 1		0.50	1.00	2.50	0.42
Solución 2	0.50		1.00	2.50	0.42
Solución 3	0	0		1.00	0.16
SUMA				6.00	1.00

(Fuente: Propia)

En la Tabla 2.19 se muestran los resultados obtenidos del análisis y la solución 3 es la que cumple con los requerimientos.

Tabla 2.19 Prioridad del sistema de corte

Conclusión	Penetración	Costo de fabricación	Peso	Mantenimiento	Suma	Prioridad
Solución 1	0.067	0.100	0.033	0.042	0.242	3
Solución 2	0.133	0.050	0.083	0.042	0.308	2
Solución 3	0.200	0.150	0.083	0.017	0.450	1

(Fuente: Propia)

2.6.3. Elevar y transportar

En este módulo existen tres subfunciones que son: control de las revoluciones, transmisión de potencia y transporte de las papas y tierra. Para la subfunción del control de revoluciones, se necesitará una cara reductora, y para su selección adecuada se debe realizar el cálculo de las revoluciones y torque requeridos.

Transmisión de potencia

Para esta subfunción los criterios que se evalúan son:

- Peso
- Potencia a transmitir
- Capacidad de carga
- Costo

La se muestran los resultados obtenidos del análisis y la solución 1 es la que cumple con los requerimientos.

Tabla 2.20 presenta el análisis del peso específico de los criterios del sistema de transmisión de potencia. La se muestran los resultados obtenidos del análisis y la solución 1 es la que cumple con los requerimientos.

Tabla 2.20Tabla 2.21, Tabla 2.22, Tabla 2.23, Tabla 2.24, presentan el peso específico de cada criterio , en base a cada solución. Finalmente, en la

Tabla 2.25 se muestran los resultados obtenidos del análisis y la solución 1 es la que cumple con los requerimientos.

Tabla 2.20 Peso específico de los criterios de solución para la transmisión de potencia

Peso > Potencia a transmitir = Capacidad de carga > Costo						
Criterio	Peso	Potencia a transmitir	Capacidad de carga	Costo	$\sum_{i=1}^i$	Ponderación
Peso		1.00	1.00	1.00	4.00	0.40
Potencia a transmitir	0		0.50	1.00	2.50	0.25
Capacidad de carga	0	0.50		1.00	2.50	0.25
Costo	0	0	0		1.00	0.10
SUMA					10.00	1.00

(Fuente: Propia)

Tabla 2.21 Evaluación del peso específico para el criterio del peso

Solución 1 = Solución 3 > Solución 2					
Peso	Solución1	Solución2	Solución3	$\sum i + 1$	Ponderación
Solución1		1.00	0.50	2.50	0.38
Solución2	0		0.50	1.50	0.24
Solución3	0.50	1.00		2.50	0.38
SUMA				6.50	1.00

(Fuente: Propia)

Tabla 2.22 Evaluación del peso específico para el criterio de potencia a transmitir

Solución2 = Solución1 > Solución3					
Potencia a transmitir	Solución1	Solución2	Solución3	$\sum i + 1$	Ponderación
Solución1		0.50	1.00	2.50	0.42
Solución2	0.50		1.00	2.5.	0.42
Solución3	0	0		1.00	0.16
SUMA				6.00	1.00

(Fuente: Propia)

Tabla 2.23 Evaluación del peso específico para el criterio de capacidad de carga

Solución2 > Solución1 > Solución3					
Capacidad de carga	Solución 1	Solución 2	Solución 3	$\sum i + 1$	Ponderación
Solución 1		0	1.00	2.00	0.33
Solución 2	1.00		1.00	3.00	0.50
Solución 3	0	0		1.00	0.17
SUMA				6.00	1.00

(Fuente: Propia)

Tabla 2.24 Evaluación del peso específico para el criterio de costo

Solución3 = Solución1 > Solución2					
Costo	Solución 1	Solución 2	Solución 3	$\sum i + 1$	Ponderación
Solución 1		1	0,5	2,5	0,42
Solución 2	0		0	1	0,17
Solución 3	0,5	1		2,5	0,42
SUMA				6	1

(Fuente: Propia)

Tabla 2.25 Prioridad del sistema de transmisión de potencia

Conclusión	Peso	Potencia a transmitir	Capacidad de carga	Costo	Suma	Prioridad
Solución 1	0,154	0,10	0,08	0,04	0,38	1
Solución 2	0,092	0,10	0,13	0,02	0,34	2
Solución 3	0,154	0,04	0,04	0,04	0,28	3

(Fuente: Propia)

Transporte de papas y tierra

Para esta subfunción los criterios que se evalúan son:

- Peso
- Mantenimiento
- Daños en el tubérculo
- Costo

La Tabla 2.26 presenta el análisis del peso específico de los criterios del sistema de transporte de papas y tierra. La Tabla 2.27, Tabla 2.28, Tabla 2.29, Tabla 2.30 presentan el peso específico de cada criterio, en base a cada solución. Finalmente en la Tabla 2.31 se muestran los resultados obtenidos del análisis y la solución 1 es la que cumple con los requerimientos.

Tabla 2.26 Peso específico de los criterios de solución para el sistema de transporte de papas y tierra

Peso > Mantenimiento > Daños en el tubérculo > Costo						
Criterio	Peso	Mantenimiento	Daños en el tubérculo	Costo	$\sum i + 1$	Ponderación
Peso		1.00	1.00	1.00	4.00	0.40
Mantenimiento	0		1.00	1.00	3.00	0.30

Danos en el tubérculo	0	0		1.00	2.00	0.20
Costo	0	0	0		1.00	0.10
SUM					10.00	1.00

(Fuente: Propia)

Tabla 2.27 Evaluación del peso específico para el criterio de peso

Solución 1 > Solución 3 > Solución 2					
Peso	Solución 1	Solución 2	Solución 3	$\sum i + 1$	Ponderación
Solución 1		1.00	1.00	3.00	0.50
Solución 2	0		0	1.00	0.17
Solución 3	0	1.00		2.00	0.33
SUMA				6.00	1.00

(Fuente: Propia)

Tabla 2.28 Evaluación del peso específico para el criterio de mantenimiento

Solución 1 = Solución 3 > Solución 2					
Mantenimiento	Solución 1	Solución 2	Solución 3	$\sum i + 1$	Ponderación
Solución 1		1.00	0.50	2.50	0.42
Solución 2	0		0	1.00	0.16
Solución 3	0.50	1.00		2.50	0.42
SUMA				6.00	1.00

(Fuente: Propia)

Tabla 2.29 Evaluación del peso específico para el criterio de daños en el tubérculo

Solución 2 > Solución 1 > Solución 3					
Daños en el tubérculo	Solución 1	Solución 2	Solución 3	$\sum i + 1$	Ponderación
Solución 1		0	1.00	2.00	0.33
Solución 2	1.00		1.00	3.00	0.50
Solución 3	0	0		1.00	0.17
SUMA				6.00	1.00

(Fuente: Propia)

Tabla 2.30 Evaluación del peso específico para el criterio de costo

Solución 3 > Solución 1 > Solución 2					
Costo	Solución 1	Solución 2	Solución 3	$\sum i + 1$	Ponderación
Solución 1		1.00	0	2.00	0.33
Solución 2	0		0	1.00	0.17
Solución 3	1	1.00		3.00	0.50
SUMA				6.00	1.00

(Fuente: Propia)

Tabla 2.31 Prioridad del sistema de transporte de papas

Conclusión	Peso	Mantenimiento	Daños en el tubérculo	Costo	Suma	Prioridad
Solución 1	0.20	0.13	0.07	0.03	0.43	1
Solución 2	0.07	0.05	0.10	0.02	0.23	3
Solución 3	0.13	0.10	0.03	0.05	0.32	2

(Fuente: Propia)

2.6.4. Separar las papas de la tierra

Para la solución de este módulo se tomó como criterios a evaluarse:

- Capacidad de carga
- Buena tracción
- Desgaste
- Costo

La Tabla 2.32 presenta el análisis del peso específico de los criterios del sistema de separación de las papas. La Tabla 2.33, Tabla 2.34, Tabla 2.35 y Tabla 2.36, presentan el peso específico de cada criterio, en base a cada solución. La Tabla 2.37 presenta los resultados obtenidos del análisis y la solución 3 es la que cumple con los requerimientos.

Tabla 2.32 Peso específico de los criterios de solución para el sistema de separar las papas

Capacidad de carga > Buena Tracción > Desgaste > Costo						
Criterio	Capacidad de carga	Buena tracción	Desgaste	Costo	$\sum i + 1$	Ponderación
Capacidad de carga		1.00	1.00	1.00	4.00	0.40
Buena Tracción	0		1.00	1.00	3.00	0.30
Desgaste	0	0		1.00	2.00	0.20
Costo	0	0	0		1.00	0.10
SUMA					10.00	1.00

(Fuente: Propia)

Tabla 2.33 Evaluación del peso específico para el criterio de capacidad de carga

Solución 3 > Solución2 > Solución1					
Capacidad de carga	Solución 1	Solución 2	Solución 3	$\sum i + 1$	Ponderación
Solución 1		0	0	1.00	0.17
Solución 2	0		1.00	2.00	0.33
Solución 3	1.00	1.00		3.00	0.50
SUMA				6.00	1.00

(Fuente: Propia)

Tabla 2.34 Evaluación del peso específico para el criterio de buena tracción

Solución 3 > Solución2 > Solución1					
Buena tracción	Solución 1	Solución 2	Solución 3	$\sum i + 1$	Ponderación
Solución 1		0	0	1	0,17
Solución 2	1		0	2	0,33
Solución 3	1	1		3	0,50
SUMA				6	1

(Fuente: Propia)

Tabla 2.35 Evaluación del peso específico para el criterio de desgaste

Solución 3 > Solución2 = Solución1					
Desgaste	Solución 1	Solución 2	Solución 3	$\sum i + 1$	Ponderación
Solución1		0.50	0	1.50	0.25
Solución2	0.50		0	1.50	0.25
Solución3	1.00	1.00		3.00	0.50
SUMA				6.00	1.00

(Fuente: Propia)

Tabla 2.36 Evaluación del peso específico para el criterio de desgaste

Solución 1 > Solución 2 > Solución 3					
Costo	Solución 1	Solución 2	Solución 3	$\sum i + 1$	Ponderación
Solución 1		1.00	1.00	3.00	0.50
Solución 2	0		1.00	2.00	0.33
Solución 3	0	0		1.00	0.17
SUMA				6.00	1.00

(Fuente: Propia)

Tabla 2.37 Prioridad del sistema de separación de las papas

Conclusión	Capacidad de carga	Buena tracción	Desgaste	Costo	Suma	Ponderación
Solución 1	0.067	0.050	0.050	0.050	0,217	3
Solución 2	0.133	0.100	0.050	0.033	0.317	2
Solución 3	0.200	0.150	0.100	0.017	0.467	1

(Fuente: Propia)

2.7. Principios de solución y sus combinaciones

Matriz Morfológica

Para encontrar los principios de solución, se realiza una matriz morfológica presentada en la Tabla 2.38 y ésta se basa en buscar opciones de trabajo para cada proceso y ordenarlas para poder relacionarlas, con el objetivo de conseguir alternativas aceptables de solución.

Modelo seleccionado

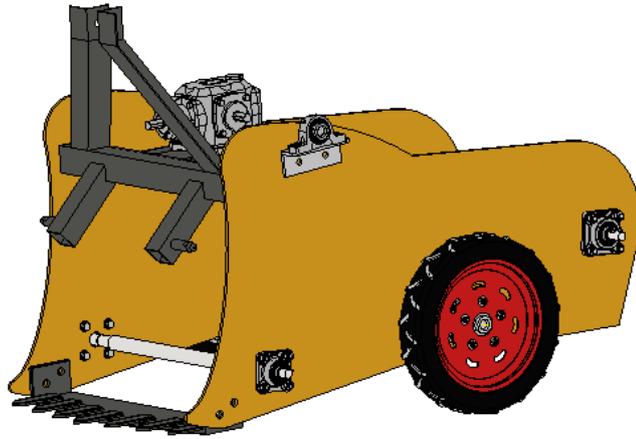


Figura 2.8 Modelo de la cosechadora
(Fuente: Propia)

CAPITULO 3

3. DISEÑO DE LA COSECHADORA DE PAPAS

En este capítulo se realiza el diseño de las partes que componen la máquina, así como la selección de elementos normalizados que se pueden adquirir en el mercado. Fundamentalmente el diseño del prototipo se realiza tomando en cuenta los sistemas que se indican a continuación:

- Sistema de corte
- Sistema de transmisión de potencia
- Sistema de separación papa-tierra
- Estructura

3.1. Sistema de corte

Fuerza de corte de la cuchilla

Para el corte horizontal de la herramienta se siguen los principios de corte de un arado de vertedera, básicamente se recomienda un ángulo de ataque de 15° (Figura 3.1), el ángulo de acercamiento de acuerdo con la profundidad y velocidad de trabajo generalmente se encuentra en un rango de 30° a 45° (Figura 3.2). En la herramienta de corte, el ángulo de inclinación de la pala (α) es de 15° , considerado en el diseño de la cosechadora desarrollado en el software CAD de Inventor, la distancia de penetración de la pala se determina considerando la Figura 1.4.

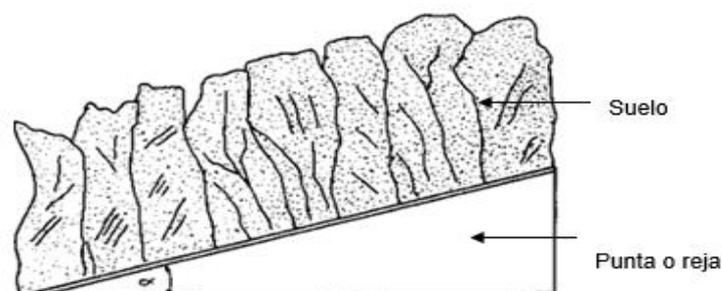


Figura 3.1 Ángulo de ataque de la herramienta
(Fuente: John E. Ashburner, 1984)

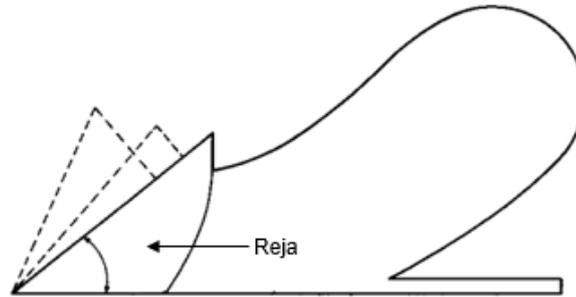


Figura 3.2 Ángulo de acercamiento
(Fuente: John E. Ashburner, 1984)

La energía necesaria para labrar depende fundamentalmente de la resistencia específica del terreno μ , por lo tanto la fuerza necesaria para tirar el arado F es igual a producto de la resistencia específica del terreo por la sección de labor S :

$$F = \mu \cdot S \quad \text{Ecuación 3.1}$$

Para un arado de vertedera la sección de labor es igual a:

$$S = n \cdot a \cdot p \quad \text{Ecuación 3.2}$$

Donde:

- S Sección de labor (cm^2)
- n Número de cuerpos de arado
- a Anchura de cada cuerpo (cm)
- p Profundidad de trabajo (cm)

La resistencia específica depende del tipo de suelo y también de la velocidad de trabajo (Ortiz-Cañavate, 2003). ASAE, determina los valores medios de la resistencia específica para distintos suelos de acuerdo a las siguientes ecuaciones:

Arcilloso limoso	$\mu = 7 + 0.049v^2 \left(\frac{N}{cm^2} \right)$	Ecuación 3.3
------------------	--	--------------

Franco arcilloso	$\mu = 6 + 0.053v^2 \left(\frac{N}{cm^2} \right)$	Ecuación 3.4
------------------	--	--------------

Franco arcilloso-limoso	$\mu = 4.8 + 0.024v^2 \left(\frac{N}{cm^2} \right)$	Ecuación 3.5
-------------------------	--	--------------

Franco $\mu = 3 + 0.020v^2 \left(\frac{N}{cm^2} \right)$ Ecuación 3.6

Limo-arenoso $\mu = 3 + 0.032v^2 \left(\frac{N}{cm^2} \right)$ Ecuación 3.7

Franco-arenoso $\mu = 2.8 + 0.013v^2 \left(\frac{N}{cm^2} \right)$ Ecuación 3.8

Arenoso $\mu = 2 + 0.013v^2 \left(\frac{N}{cm^2} \right)$ Ecuación 3.9

Donde la velocidad (v) se expresa en km/h .

Para la cosechadora se considera $n = 1$, $a = 60\text{ cm}$, $p = 20\text{ cm}$, y el tipo de suelo de donde se extraen las papas es el de mayor resistencia, es decir el de tipo arcilloso-limoso, entonces se selecciona la Ecuación 3.3.

La velocidad de una cosechadora de papas se encuentra entre $2.5\text{ km/h} - 6.5\text{ km/h}$, por lo que se selecciona un valor típico de velocidad de 4 km/h (Figura 3.3).

Machine	Field efficiency		Field speed				Estimated life	Total life R&M cost	Repair factors	
	Range %	Typical %	Range mph	Typical mph	Range km/h	Typical km/h	h	% of list price	RF1	RF2
TRACTORS										
2 wheel drive & stationary							12 000	100	0.007	2.0
4 wheel drive & crawler							16 000	80	0.003	2.0
TILLAGE & PLANTING										
Moldboard plow	70-90	85	3.0-6.0	4.5	5.0-10.0	7.0	2 000	100	0.29	1.8
Heavy-duty disk	70-90	85	3.5-6.0	4.5	5.5-10.0	7.0	2 000	60	0.18	1.7
Tandem disk harrow	70-90	80	4.0-7.0	6.0	6.5-11.0	10.0	2 000	60	0.18	1.7
(Coultter) chisel plow	70-90	85	4.0-6.5	5.0	6.5-10.5	8.0	2 000	75	0.28	1.4
Field cultivator	70-90	85	5.0-8.0	7.0	8.0-13.0	11.0	2 000	70	0.27	1.4
Spring tooth harrow	70-90	85	5.0-8.0	7.0	8.0-13.0	11.0	2 000	70	0.27	1.4
Roller-packer	70-90	85	4.5-7.5	6.0	7.0-12.0	10.0	2 000	40	0.16	1.3
Mulcher-packer	70-90	80	4.0-7.0	5.0	6.5-11.0	8.0	2 000	40	0.16	1.3
Rotary hoe	70-85	80	8.0-14.0	12.0	13-22.5	19.0	2 000	60	0.23	1.4
Row crop cultivator	70-90	80	3.0-7.0	5.0	5.0-11.0	8.0	2 000	80	0.17	2.2
Rotary tiller	70-90	85	1.0-4.5	3.0	2.0-7.0	5.0	1 500	80	0.36	2.0
Row crop planter	50-75	65	4.0-7.0	5.5	6.5-11.0	9.0	1 500	75	0.32	2.1
Grain drill	55-80	70	4.0-7.0	5.0	6.5-11.0	8.0	1 500	75	0.32	2.1
HARVESTING										
Corn picker sheller	60-75	65	2.0-4.0	2.5	3.0-6.5	4.0	2 000	70	0.14	2.3
Combine	60-75	65	2.0-5.0	3.0	3.0-6.5	5.0	2 000	60	0.12	2.3
Combine (SP) ¹⁾	65-80	70	2.0-5.0	3.0	3.0-6.5	5.0	3 000	40	0.04	2.1
Mower	75-85	80	3.0-6.0	5.0	5.0-10.0	8.0	2 000	150	0.46	1.7
Mower (rotary)	75-90	80	5.0-12.0	7.0	8.0-19.0	11.0	2 000	175	0.44	2.0
Mower-conditioner	75-85	80	3.0-6.0	5.0	5.0-10.0	8.0	2 500	80	0.18	1.6
Mower-conditioner (rotary)	75-90	80	5.0-12.0	7.0	8.0-19.0	11.0	2 500	100	0.16	2.0
Windrower (SP)	70-85	80	3.0-8.0	5.0	5.0-13.0	8.0	3 000	55	0.06	2.0
Side delivery rake	70-90	80	4.0-8.0	6.0	6.5-13.0	10.0	2 500	60	0.17	1.4
Rectangular baler	60-85	75	2.5-6.0	4.0	4.0-10.0	6.5	2 000	80	0.23	1.8
Large rectangular baler	70-90	80	4.0-8.0	5.0	6.5-13.0	8.0	3 000	75	0.10	1.8
Large round baler	55-75	65	3.0-8.0	5.0	5.0-13.0	8.0	1 500	90	0.43	1.8
Forage harvester	60-85	70	1.5-5.0	3.0	2.5-8.0	5.0	2 500	65	0.15	1.6
Forage harvester (SP)	60-85	70	1.5-6.0	3.5	2.5-10.0	5.5	4 000	50	0.03	2.0
Sugar beet harvester	50-70	60	4.0-6.0	5.0	6.5-10.0	8.0	1 500	100	0.59	1.3
Potato harvester	55-70	60	1.5-4.0	2.5	2.5-6.5	4.0	2 500	70	0.19	1.4
Cotton picker (SP)	60-75	70	2.0-4.0	3.0	3.0-6.0	4.5	3 000	80	0.11	1.8

Figura 3.3 Parámetros de eficiencia y velocidad de máquinas en el campo

(Fuente: Engineers, 2000)

Reemplazando la Ecuación 3.2 y la Ecuación 3.9, en la Ecuación 3.1 se obtiene la fuerza necesaria para cortar el suelo:

$$F = \mu \cdot n \cdot a \cdot p \quad \text{Ecuación 3.10}$$

$$\rightarrow F = (7 + 0.049v^2)n \cdot a \cdot p$$

Reemplazando los valores se obtiene:

$$F = \left(7 + 0.049 \left(4 \frac{km}{h}\right)^2\right) (1)(60 \text{ cm})(20 \text{ cm}) = 9340.8 \text{ N}$$

Por lo tanto, la fuerza de corte que debe vencer el tractor en el suelo es de 9340.8 N.

Para la simulación con elementos finitos se toma en cuenta la fuerza de corte calculada anteriormente, con una inclinación de 15°, tomando en cuenta las propiedades mecánicas del Acero ASTM A36 son tomadas de la Figura 3.4. Posteriormente se genera una malla para el cálculo del esfuerzo de Von Mises (Figura 3.5).

CALIDADES MAS COMUNES		COMPOSICIÓN QUÍMICA										PROPIEDADES MECÁNICAS				APLICACIONES MAS FRECUENTES	
ASTM	DIN	L	C	MN	P	S	SI	CU	NI	Cr	V	LÍMITE ELÁSTICO	RESISTENCIA A LA TRACCIÓN		% ALARGA		
			(x 100)														
A - 36	ST 33 - 1.2	MIN		80			15					23Kg/mm2	41Kg/mm2	400MPa	20	Estructuras metálicas en general.	
		MAX	25	120	4	4	30	20				250MPa	56Kg/mm2	550MPa	23		
A - 283 GR C	RST 37 - 1.2	MIN		50			7					-	-	39Kg/mm2	380MPa	20	Tanques de almacenamiento.
		MAX	18	90	3.5	3.5	35	30				21Kg/mm2	205MPa	46Kg/mm2	450MPa	23	
A - 285 GR C		MIN										-	-	38Kg/mm2	380MPa	23	Recipientes a presión de baja e intermedia resistencia a la tracción.
		MAX	28	90	3.5	3.5						21Kg/mm2	205MPa	45Kg/mm2	515MPa	27	
A - 131 GR A	RST 34 - 1.2	MIN		53								-	-	41Kg/mm2	400MPa	21	Construcción naval en general.
		MAX	21		4	4	50.4					23Kg/mm2	235MPa	50Kg/mm2	490MPa	24	
A - 516 GR 70		MIN		27	85			15				-	-	49Kg/mm2	485MPa	17	Recipientes a presión temperaturas media-alta.
		MAX	31	120	4	3.5	40					27Kg/mm2	260MPa	63Kg/mm2	620MPa	21	
A - 514 GR A	RQT 601	MIN					1.5					-	-	71Kg/mm2	690MPa	-	Resistencia a la abrasión.
		MAX	20	150	3.5	4	50					64Kg/mm2	600MPa	87Kg/mm2	850MPa	19	
A - 572 GR 50		MIN					15					-	-			-	Fabricación de estructuras metálicas.
		MAX	23	135	4	5	40					50Kg/mm2	345MPa	65Kg/mm2	450MPa	20	
A - 588 GR B		MIN		75			15	2		4	0.1	-	-			-	Fabricación de estructuras metálicas que no requerirán de recubrimiento.
		MAX	20	135	4	5	40	4	5	7	1	50Kg/mm2	345MPa	70Kg/mm2	485MPa	18	

Figura 3.4 Propiedades mecánicas de acero ASTM A36

(Fuente: Engineers, 2000)

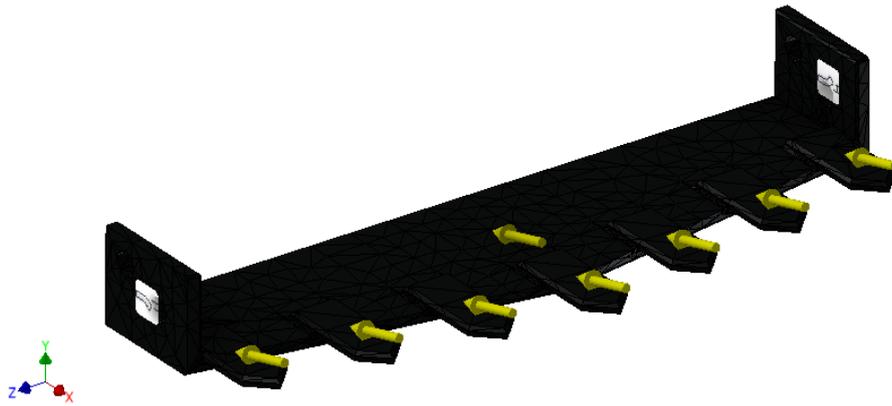


Figura 3.5 Distribución de cargas en la pala
(Fuente: Propia)

La simulación presenta el esfuerzo de Von Mises (Figura 3.6), que genera un valor máximo de 103.7MPa, que es mucho menor a límite de fluencia del material ASTM A36 y con esto se determina el factor de seguridad.

$$n = \frac{S_{yA36}}{\sigma} \quad \text{Ecuación 3.11}$$

$$\rightarrow n = \frac{250 \text{ MPa}}{103.7 \text{ MPa}} = 2.41$$

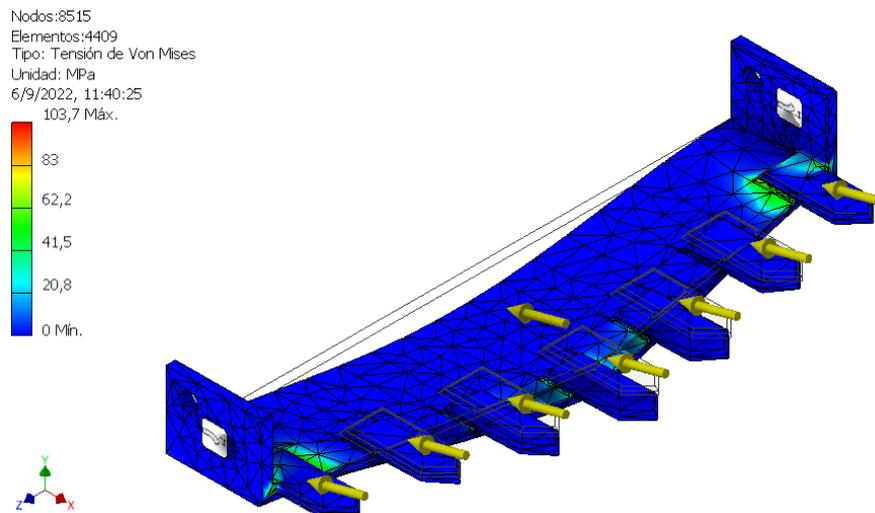


Figura 3.6 Tensión de Von Mises generada por la carga aplicada
(Fuente: Propia)

La deformación máxima que sufre la pala debido a la fuerza de corte, es de 0.5 milímetros, lo que no afecta sus condiciones de trabajo (Figura 3.7).

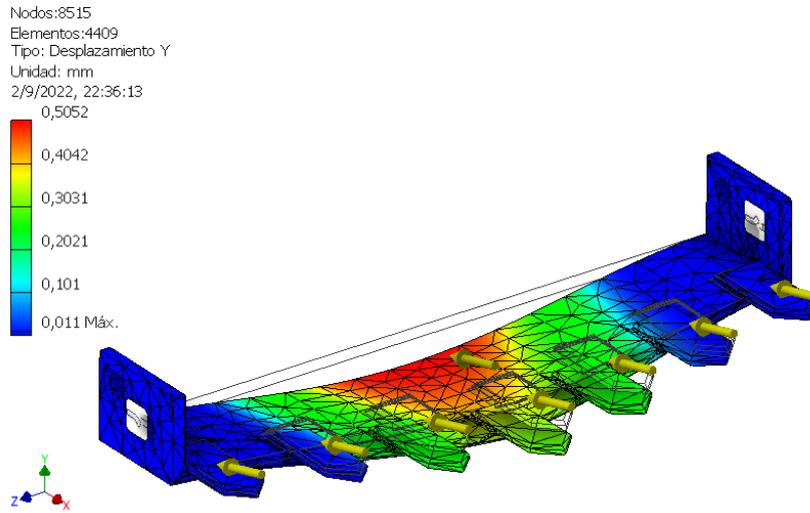


Figura 3.7 Escala de deformación máxima de la pala
(Fuente: Propia)

3.2. Sistema de transporte

Cálculo de la masa a trasportar

La Figura 3.8, presenta las cargas a las cuales está sometida la banda, para el desarrollo del cálculo se utiliza la densidad de la tierra y una masa aproximada de la banda transportadora.

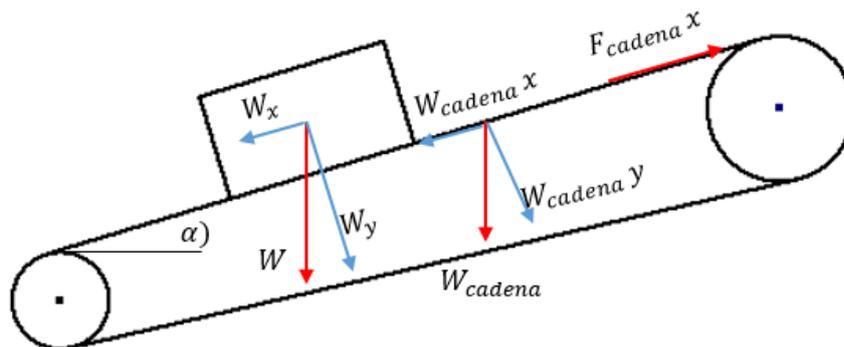


Figura 3.8 Diagrama de cuerpo libre de la masa a transportar
(Fuente: Propia)

$$m = V_{tierra} \cdot \delta \quad \text{Ecuación 3.12}$$

Donde:

V_{tierra} Volumen de la tierra

δ Densidad de la tierra ($\delta = 950 \frac{kg}{m^3}$)

Las medidas se toman aproximadamente de la Figura 1.4, por lo tanto:

$$m = (0.6 \text{ m})(0.40 \text{ m})(0.30 \text{ m}) \left(950 \frac{kg}{m^3}\right) = 68.4 \text{ Kg}$$

Peso de la cadena transportadora

$$W_{cadena} = m \cdot g \quad \text{Ecuación 3.13}$$

$$\rightarrow W_{cadena} = (20 \text{ kg}) \left(9.8 \frac{m}{s^2}\right) = 196 \text{ N}$$

Cálculo de la tensión de la banda transportadora

La banda transportadora siempre experimenta una carga de tracción debido a la rotación del accionamiento mecánico y al peso de los materiales. La tensión de la correa en estado estable se calcula con la Ecuación 3.14, por motivo de cálculo se considera una longitud de cadena de 1 m.

$$T_b = 1.37f \cdot L \cdot g[2m_i + (2 m_b + m_m) \cos(\delta)] + (H \cdot g \cdot m_m) \quad \text{Ecuación 3.14}$$

Donde:

T_b Tensión de la correa (N)

f Coeficiente de fricción

L Longitud del transportador (mitad de la longitud de la correa) (m)

g Gravedad (9.81 m/s^2)

m_i Carga debida a las varillas en (kg/m), esto se calcula con la siguiente ecuación:

$$m_i = \frac{\text{masa del conjunto de poleas}}{\text{espaciamiento de las poleas}}$$

m_b Carga debida a la cinta en (kg/m)

m_m Carga debida a los materiales transportados en (kg/m)

δ Ángulo de inclinación de transportador en grados

H Altura del transportador en (m)

Tomando el ángulo de fricción entre suelo/metal de la Tabla 1.5, una masa por unidad de longitud de la cadena transportadora de $10 \frac{kg}{m}$ y considerando que en una superficie lisa se tiene un ángulo de $5^\circ - 15^\circ$ se elige el valor más alto para el cálculo.

$$T_b = 1.37 \cdot (\tan 15^\circ) \cdot 1m \cdot \frac{9.81m}{s^2} \left[2 \frac{7.54Kg}{m} + \left(2 \frac{10Kg}{m} + 68.4 \frac{kg}{m} \right) \cdot \cos(15^\circ) \right] \\ + \left((0.21m) \left(\frac{9.81m}{s^2} \right) \left(68.4 \frac{Kg}{m} \right) \right) = 3.6[15.08 + 85.39] + 140.77 \\ \rightarrow T_b = 505.05N$$

La potencia de los piñones motrices se determina a partir de la tensión de la correa con la siguiente ecuación (Transmisiones, 2022).

$$P_p = T_b \cdot V \quad \text{Ecuación 3.15}$$

Donde:

P_p Potencia del piñón motriz (W)

V Velocidad de la banda en (m/s), se definió anteriormente que la velocidad de trabajo de la cosechadora sería de $4Km/h$, según (Engineers A. S., 2000), para que no exista un atascamiento, la banda deberá tener una velocidad mayor que la

velocidad de la cosechadora, por lo que se considera un 20% más que la velocidad de 4Km/h.

Entonces:

$$P_p = \left(505.05N(1.11 * 1.2) \frac{m}{s} \right) = 672.73w$$

$$P_p = 672.73 w * \frac{1HP}{746w} = 0.90HP$$

Analizado las cargas que mueven la cadena de varillas (cadena transportadora), la potencia necesaria para esta actividad es de 0.90HP.

3.3. Sistema de transmisión de potencia

Cálculo de la velocidad de salida de la caja reductora

Considerando el piñón 1 que impulsa el engrane 2, la velocidad del engrane impulsado es:

$$n_2 = \frac{N_1}{N_2} n_1 = \frac{d_1}{d_2} n_1 \quad \text{Ecuación 3.16}$$

Donde:

n Revoluciones o RPM

N Número de dientes

d Diámetro de paso

Esta ecuación se aplica a cualquier engrane, sin importar si el engrane es helicoidal, cónico o tornillo sinfín (J., 2008).

Tomando las características del tractor John Deere serie 5015, modelo 5415 los datos de entrada son: toma de fuerza ($Pot = 67 HP = 50 kW$), velocidad del tractor ($n_1 = 540 RPM$), (Figura 3.9).

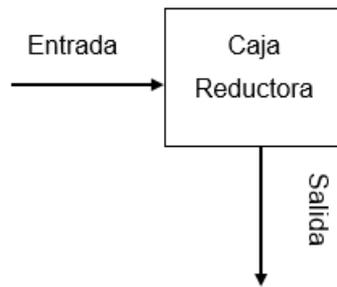


Figura 3.9 Diagrama de la caja reductora
(Fuente: Propia)

Considerando una reducción de velocidad de 2: 1, se calcula las revoluciones en el eje de salida de acuerdo a la Ecuación 3.16:

$$i = \frac{N_1}{N_2}$$

$$N_2 = \frac{540 \text{ rpm}}{2}$$

$$n_2 = 270 \text{ rpm}$$

En la Figura 3.10 se puede observar las características de la caja reductora seleccionada para reducir la velocidad de la toma de fuerza del tractor. En la Tabla A.0.2 se especifica el tipo de reductor seleccionado en base a la capacidad de transmisión.

Caja de engranajes cónicos de la serie FB

Características

Diseño resistente y resistente.	Construido para confiabilidad y larga vida donde las aplicaciones están sujetas a condiciones extremas, como vibraciones, golpes y clima.
Compacto y ligero	Fácil instalación con la máxima durabilidad.
Una amplia variedad de opciones	<ul style="list-style-type: none"> - Disposición del eje: 6 variedades - Modelos: 5 variedades - Relaciones de velocidad: 3 variedades incluyendo 1:1, 1.5:1, 2:1 Seleccione el modelo óptimo para cada aplicación.
Aplicaciones	-Maquinaria Agrícola (ej. Tractores) -Máquinas Industriales (Cambio de dirección del eje y potencia de división)



[Serie FB]

Figura 3.10 Caja reductora de engranajes cónicos
(Fuente: MAKISHINKO CO., 2022)

Cálculo para la selección de la cadena de rodillos

La ANSI estandarizó las cadenas de rodillos de acuerdo a sus tamaño y, en la Figura 3.11 se muestra la nomenclatura empleada (J., 2008).

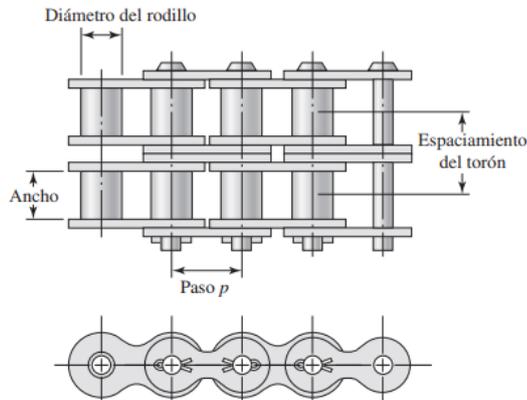


Figura 3.11 Nomenclatura de las cadenas ANSI
(Fuente: J., 2008)

La selección de la cadena depende de factores como las dimensiones del mecanismo, factor de seguridad y variables del diseñador por lo que se prosigue de la siguiente manera, considerando una cadena con un solo torón:

Para determinar el tamaño de cadena aproximado (Figura 3.12), se utiliza las revoluciones del eje conductor, potencia de la banda calculada anteriormente y un factor de servicio de acuerdo al tipo de carga e impulsor (Tabla 3.1).

Velocidad de la catarina, rpm	Número de ANSI de cadena					
	25	35	40	41	50	60
50	0.05	0.16	0.37	0.20	0.72	1.24
100	0.09	0.29	0.69	0.38	1.34	2.31
150	0.13*	0.41*	0.99*	0.55*	1.92*	3.32
200	0.16*	0.54*	1.29	0.71	2.50	4.30
300	0.23	0.78	1.85	1.02	3.61	6.20
400	0.30*	1.01*	2.40	1.32	4.67	8.03
500	0.37	1.24	2.93	1.61	5.71	9.81
600	0.44*	1.46*	3.45*	1.90*	6.72*	11.6
700	0.50	1.68	3.97	2.18	7.73	13.3
800	0.56*	1.89*	4.48*	2.46*	8.71*	15.0
900	0.62	2.10	4.98	2.74	9.69	16.7
1 000	0.68*	2.31*	5.48	3.01	10.7	18.3
1 200	0.81	2.73	6.45	3.29	12.6	21.6
1 400	0.93*	3.13*	7.41	2.61	14.4	18.1
1 600	1.05*	3.53*	8.36	2.14	12.8	14.8
1 800	1.16	3.93	8.96	1.79	10.7	12.4
2 000	1.27*	4.32*	7.72*	1.52*	9.23*	10.6
2 500	1.56	5.28	5.51*	1.10*	6.58*	7.57
3 000	1.84	5.64	4.17	0.83	4.98	5.76
	Tipo A		Tipo B		Tipo C	

Figura 3.12 Capacidad nominal de potencia para cadenas de paso de un torón sencillo de una catarina de 17 dientes

(Fuente: J., 2008)

$$n_2 = 270 \text{ rpm}$$

$$P_p = 0.9 \text{ HP}$$

Para utilizar la tabla se calcula una potencia de diseño mediante la siguiente ecuación:

$$P_d = F_s \cdot P_p \tag{Ecuación 3.17}$$

Donde

P_d Potencia de diseño

F_s Factor se servicio (ver la Tabla 3.1)

Tabla 3.1 Factores de servicio para transmisiones por cadenas

Tipo de carga	Tipo de Impulsor		
	Impulsor hidráulico	Motor eléctrico o turbina	Motor de combustión con transmisión mecánica
Uniforme (agitadores, ventiladores, transportadores con carga ligera y uniforme)	1.00	1.00	1.20
Choque moderado (máquinas herramientas, grúas, transportadores pesados, mezcladoras de alimentos y molinos)	1.20	1.30	1.40
Choque pesado (prensas de troquelado, molinos de martillo, transportadores alternos, accionamiento de molino de rodillos)	1.40	1.50	1.70

(Fuente: Mott, 2006)

$$\rightarrow P_d = 1.4(0.9HP) = 1.26 HP$$

Considerando los lineamientos de diseño para transmisiones por cadenas, la cantidad mínima de dientes en una catarina debe ser de 17, ya que el eje impulsor gira a una velocidad mayor a 100 rpm.

Para determinar la relación de transmisión entre el eje conductor y conducido se considera una velocidad en el eje conducido entre 180 y 220 rpm, tomando un valor medio en este intervalo, la relación de transmisión estará determinada por:

$$i = \frac{270}{200}$$

$$i = 1.35$$

Como la velocidad del eje impulsor se encuentra entre 200 – 300 rpm se debe interpolar de acuerdo a la Figura 3.11.

$$P_d = 1.29 + \frac{(270 - 200)}{(300 - 200)} (1.85 - 1.29)$$

$$P_d = 1.68$$

Finalmente, la cadena seleccionada es la ANSI 40. Considerando el número de dientes de la catarina impulsora y el tipo de cadena seleccionada, se calcula el número de dientes de la catarina impulsada, revoluciones y sus correspondientes

diámetros de paso y distancia entre centros de los ejes, utilizando los datos de la Figura 3.13.

$$i = \frac{N_3}{N_2} \rightarrow N_3 = i \cdot N_2 = 1.35(17) = 23$$

$$n_3 = n_2 \cdot \left(\frac{N_2}{N_3}\right) \rightarrow n_3 = 270 \left(\frac{17}{23}\right) = 199.56 = 200rpm$$

Número de cadena ANSI	Paso, pulg (mm)	Ancho, pulg (mm)	Resistencia mínima a la tensión, lbf (N)	Peso promedio, lbf/pie (N/m)	Diámetro del rodillo, pulg (mm)	Espaciamento de hileras múltiples, pulg (mm)
25	0.250 (6.35)	0.125 (3.18)	780 (3 470)	0.09 (1.31)	0.130 (3.30)	0.252 (6.40)
35	0.375 (9.52)	0.188 (4.76)	1 760 (7 830)	0.21 (3.06)	0.200 (5.08)	0.399 (10.13)
41	0.500 (12.70)	0.25 (6.35)	1 500 (6 670)	0.25 (3.65)	0.306 (7.77)	— —
40	0.500 (12.70)	0.312 (7.94)	3 130 (13 920)	0.42 (6.13)	0.312 (7.92)	0.566 (14.38)
50	0.625 (15.88)	0.375 (9.52)	4 880 (21 700)	0.69 (10.1)	0.400 (10.16)	0.713 (18.11)
60	0.750 (19.05)	0.500 (12.7)	7 030 (31 300)	1.00 (14.6)	0.469 (11.91)	0.897 (22.78)
80	1.000 (25.40)	0.625 (15.88)	12 500 (55 600)	1.71 (25.0)	0.625 (15.87)	1.153 (29.29)
100	1.250 (31.75)	0.750 (19.05)	19 500 (86 700)	2.58 (37.7)	0.750 (19.05)	1.409 (35.76)
120	1.500 (38.10)	1.000 (25.40)	28 000 (124 500)	3.87 (56.5)	0.875 (22.22)	1.789 (45.44)
140	1.750 (44.45)	1.000 (25.40)	38 000 (169 000)	4.95 (72.2)	1.000 (25.40)	1.924 (48.87)
160	2.000 (50.80)	1.250 (31.75)	50 000 (222 000)	6.61 (96.5)	1.125 (28.57)	2.305 (58.55)
180	2.250 (57.15)	1.406 (35.71)	63 000 (280 000)	9.06 (132.2)	1.406 (35.71)	2.592 (65.84)
200	2.500 (63.50)	1.500 (38.10)	78 000 (347 000)	10.96 (159.9)	1.562 (39.67)	2.817 (71.55)
240	3.00 (76.70)	1.875 (47.63)	112 000 (498 000)	16.4 (239)	1.875 (47.62)	3.458 (87.83)

Figura 3.13 Dimensiones de cadenas estándares de un solo torón

(Fuente: J., 2008)

El diámetro de paso de una catarina con N dientes para una cadena de paso p (ver Figura 3.13), es:

$$D = \frac{p}{\text{sen}\left(\frac{180^\circ}{N}\right)}$$

Ecuación 3.18

Donde

D Diámetro de paso de la catarina, (*mm*), (*pulg*)

p Paso de la catarina, (*mm*), (*pulg*)

N Número de dientes de la catarina

D_1 para la catarina impulsora, en la Figura 3.14 se observa las dimensiones de la catarina de 17 dientes.

$$D_1 = \frac{0.5 \text{ pulg}}{\text{sen}\left(\frac{180^\circ}{17}\right)} = 2.72 \text{ pulg}$$



Ruedas dentadas
ANSI Simplex, orificio piloto
PHS 40-1B17

Paso P (pulgadas)	0.5
Nº de dientes	17
Diámetro (pulgadas)	2.98
mín. perforar (en)	0,63
máx. perforar (en)	1.44
Cubo H (pulgadas)	2.13
Cubo L (adentro)	1
Peso libras)	1.04

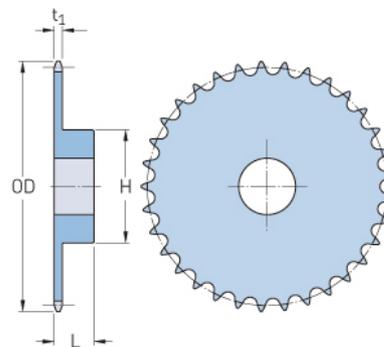


Figura 3.14. Dimensiones de la catarina impulsora

(Fuente: SKF, 2022)

D_2 para la catarina impulsada, en la Figura 3.15 se observa las dimensiones de la catarina de 23 dientes

$$D_2 = \frac{0.5 \text{ pulg}}{\text{sen}\left(\frac{180^\circ}{23}\right)} = 3.67 \text{ pulg}$$



Ruedas dentadas
ANSI Simplex, orificio piloto
PHS 40-1B23

Paso P (pulgadas)	0.5
Nº de dientes	23
Diámetro (pulgadas)	3.94
min. perforar (en)	0,63
máx. perforar (en)	2
Cubo H (pulgadas)	3
Cubo L (adentro)	1
Peso libras)	2.13

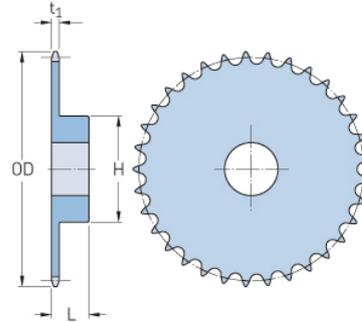


Figura 3.15 Dimensiones de la catarina impulsada

(Fuente: SKF, 2022)

La longitud de la cadena debe ser un múltiplo entero del paso y se recomienda tener un número entero de pasos, por lo que la distancia entre centros debe ser ajustable para adaptarse a la longitud de la cadena. La relación adecuada de la distancia entre centros, la longitud de cadena, el número de dientes de la catarina conductora y conducida expresada en pasos de la cadena se expresa mediante la ecuación:

$$L = 2C + \frac{N_2 + N_1}{2} + \frac{(N_2 - N_1)^2}{4\pi^2 \cdot C} \quad \text{Ecuación 3.19}$$

Donde:

L Longitud de la cadena

C Distancia entre centros

N_2 Número de dientes de la catarina conducida

N_1 Número de dientes de la catarina conductora

La distancia entre centros para determinada longitud de cadena es:

$$C = \frac{1}{4} \left[L - \frac{N_2 + N_1}{2} + \sqrt{\left(L - \frac{N_2 + N_1}{2} \right)^2 - \frac{8(N_2 - N_1)^2}{4\pi^2}} \right] \quad \text{Ecuación 3.20}$$

Considerando que la distancia entre centros de los ejes de las catarinas debe ser de 30 a 50 pasos de cadena, se toma un valor entre estos. Por lo tanto:

$$C = 49$$

$$L = 2(49) + \frac{23 + 17}{2} + \frac{(23 - 17)^2}{4\pi^2(49)} = 118.02 \text{ pasos}$$

Para la distancia entre centros se toma un valor entero y par de la longitud en pasos.

$$C = \frac{1}{4} \left[118 - \frac{23 + 17}{2} + \sqrt{\left(118 - \frac{23 + 17}{2} \right)^2 - \frac{8(23 - 17)^2}{4\pi^2}} \right] = 66.49 \text{ pasos}$$

$$\rightarrow C = 66.49 \text{ pasos} = 66.49(0.5 \text{ pulg}) = 33.25 \text{ pulg} = 84.46 \text{ cm}$$

Cálculo del eje de arrastre de la cadena transportadora

En la Figura 3.16 se observa las cargas que soporta el eje, las cuales son descompuestas en sus componentes.



Figura 3.16 Eje de arrastre de la cadena transportadora
(Fuente: Propia)

Con los cálculos de velocidad y torque generados en el piñón conducido de 23 dientes (Figura 3.15), se prosigue de la siguiente manera para calcular el torque en el eje, donde se conoce que:

$$P = P_p = 0.90 \text{ HP}$$

$$n_3 = 200 \text{ rpm}$$

$$d_2 = 3.67 \text{ pulg} = 93.27 \times 10^{-3} \text{ m}$$

Si se conoce que:

$$P = T \cdot \omega \quad \text{Ecuación 3.21}$$

Donde:

P Potencia, (W)

T Torque, (Nm)

ω Velocidad angular, $\left(\frac{\text{rad}}{\text{s}}\right)$

Entonces:

$$T = \frac{P}{\omega}$$

$$\rightarrow T = \frac{0.90 \text{ HP} \left(\frac{746 \text{ W}}{1 \text{ hp}}\right)}{200 \text{ rpm} \left(\frac{2\pi \text{ rad } 1 \text{ min}}{1 \text{ rpm } 60 \text{ s}}\right)} = 32.06 \text{ Nm}$$

Cálculo de las fuerzas que actúan en el eje

La fuerza en el piñón conducido (A) se calcula de la siguiente manera:

$$F = \frac{T}{D/2} \quad \text{Ecuación 3.22}$$

$$\rightarrow F = \frac{32.06 Nm}{\frac{(93.27 \times 10^{-3} m)}{2}} = 687.47 N$$

Para estimar el diámetro aproximado de las catarinas que mueven la banda, se toma la velocidad angular (200 rpm) en la catarina conducida y la velocidad tangencial de la banda (1.33 m/s), y se determina un paso de 1 pulg, para que el espacio entre varillas sea de aproximadamente 50 mm y pueda tamizar la tierra, sin dejar caer las papas. Por lo tanto:

$$r = \frac{V}{\omega_2} \quad \text{Ecuación 3.23}$$

$$r = \frac{1.33 \frac{m}{s}}{200 rpm \frac{2\pi}{1 rev} \frac{1 min}{60 s}}$$

$$r = 63.50 \times 10^{-3} m = 63.50 mm$$

$$\rightarrow d = 2r = 127 mm = 5 pulg$$

Con este diámetro se estima el número de dientes de las catarinas en la banda transportadora.

$$D = \frac{p}{\text{sen}\left(\frac{180^\circ}{N}\right)}$$

$$\rightarrow N = \frac{180^\circ}{\text{sen}^{-1}\left(\frac{p}{D}\right)} = \frac{180}{\text{sen}^{-1}\left(\frac{1 pulg}{5 pulg}\right)} = 15.60 = 16 \text{ dientes}$$

Se prefiere tener un número impar de dientes, por lo tanto se selecciona 15 dientes, y se calcula el diámetro primitivo con un paso de 1 pulgada.

$$D = \frac{1 pulg}{\text{sen}\left(\frac{180^\circ}{15}\right)} = 4.81 pulg = 122.17 mm$$

La Figura 3.17 presenta las dimensiones de catarina a utilizarse para este propósito.



Ruedas dentadas
ANSI Simplex, orificio piloto
PHS 80-1BH15

Paso P (pulgadas)	1
Nº de dientes	15
Diámetro (pulgadas)	5.3
mín. perforar (en)	1
máx. perforar (en)	2.5
Cubo H (pulgadas)	3.81
Cubo L (adentro)	1.5
Peso libras)	-

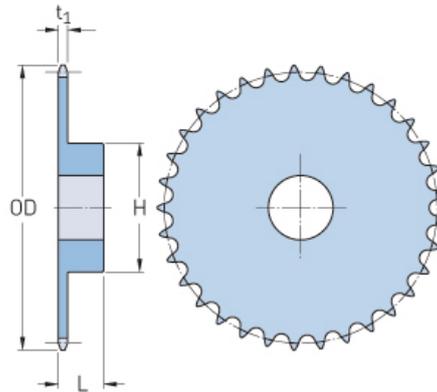


Figura 3.17 Dimensiones de la catarina en la banda transportadora

(Fuente: SKF, s.f.)

Materiales para el eje de transmisión de potencia

Para ejes y árboles se toma como referencia, las aplicaciones para los diferentes aceros según la Tabla 3.2.

Tabla 3.2 Diferentes materiales para ejes en función de las aplicaciones

Acero	Usos
SAE1010	Árboles poco cargado y bajo costo de fabricación
SAE 1020	
SAE 1045	Árboles más comúnmente usados, costo de fabricación moderado
SAE 4140	Acero con molibdeno, para ejes muy cargados
SAE4340	Acero de cromo al níquel molibdeno, máxima tenacidad, resistencia a la tracción y a la torsión

(Fuente: Mott, 2006)

Diseño del eje de transmisión

Para el diseño de ejes, se determina el diámetro de eje d , para esto se utiliza el criterio de falla de ASME Elíptica, el cual, considera la resistencia a la fluencia del material (S_y) y el límite de resistencia a la fatiga (S_e), se toma un factor de diseño ($n = 2$), ya que se tiene elementos bajo cargas dinámicas (J., 2008).

$$d = \left\{ \frac{16n}{\pi} \left[4 \left(\frac{K_f M_a}{S_e} \right)^2 + 3 \left(\frac{K_{fs} T_a}{S_e} \right)^2 + 4 \left(\frac{K_f M_m}{S_y} \right)^2 + 3 \left(\frac{K_{fs} T_m}{S_y} \right)^2 \right]^{\frac{1}{2}} \right\}^{\frac{1}{3}} \quad \text{Ecuación 3.24}$$

Donde:

K_f Factor de concentración de esfuerzo por fatiga en flexión

K_{fs} Factor de concentración de esfuerzos por fatiga en torsión

M_a Momento flexionante alternante, Nm

M_m Momento flexionante medio, Nm

T_a Par de torsión alternante, Nm

T_m Par de torsión medio, Nm

S_e Límite de resistencia a la fatiga en la ubicación crítica de una parte de máquina en la geometría y condición de uso, MPa

S_y Resistencia a la fluencia del material, MPa

Cálculo de las fuerzas externas en el eje de transmisión

Con la información obtenida anteriormente:

$$P_p = 0.90 \text{ HP}$$

$$T = 32.06 \text{ Nm}$$

Se calcula las fuerzas externas en el eje de transmisión. La Figura 3.18 muestra las distancias entre los diferentes dispositivos acoplados.

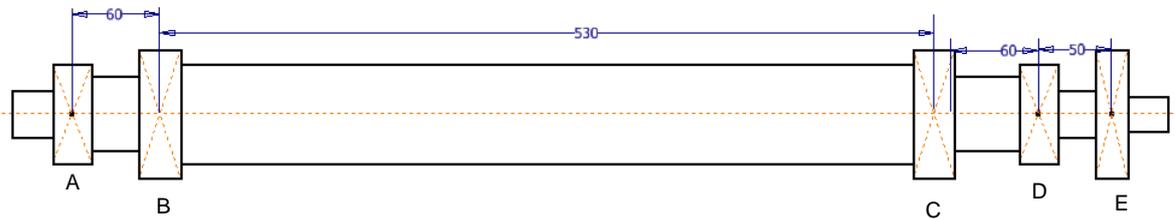


Figura 3.18 Dimensiones del eje de transmisión

(Fuente: propia)

Se toma en consideración que la potencia necesaria para mover la banda se divide en las catarinas B y C (Figura 3.18) por lo tanto se entrega 0.45HP en cada catarina, y se usa un acero ANSI 1020 estirado en frío (Tabla 3.3).

Tabla 3.3 Propiedades mecánicas del material

Designación	Condición	$S_{ut}(MPa)$	$S_y(MPa)$	% de elongación	Dureza HB
ANSI 1020	Estirado en frío	420	352	15	122

(Fuente: (J., 2008))

En el Punto E (catarina conducida)

Se considera un ángulo de inclinación de 20° entre los ejes de las catarinas conductora y conducida, de la cadena de transmisión de potencia (Figura 3.19).

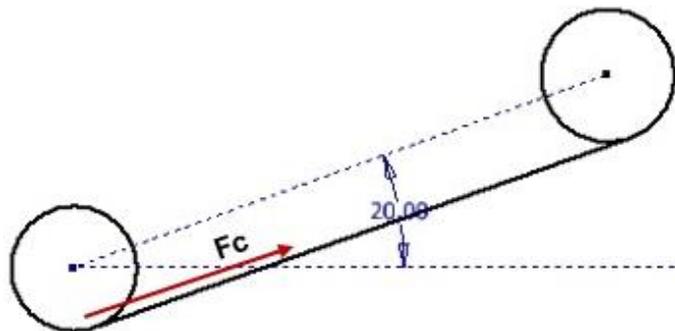


Figura 3.19 Dirección de la fuerza de la catarina conducida

(Fuente: Propia)

Y se conoce que:

$$T = 32.06 \text{ Nm}$$

Se tiene que:

$$F = \frac{T}{D/2}$$

Ecuación 3.25

$$\rightarrow F = \frac{32.06 \text{ Nm}}{\frac{(93.27 \times 10^{-3} \text{ m})}{2}} = 687.47 \text{ N}$$

$$F_{Ez} = 687.47 \cos(20) = 646.01 \text{ N}$$

$$F_{Ey} = 687.47 \text{ sen}(20) = 235.13 \text{ N}$$

En el punto B/C

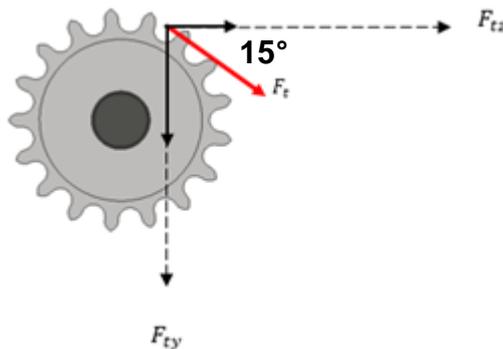


Figura 3.20 Diagrama de cuerpo libre de las catarina en el punto B/C.

(Fuente: Propia)

La potencia que se entrega en las catarinas tanto en el punto B como en el punto C es la mitad de la potencia de la catarina conducida (Figura 3.20), por lo tanto:

$$T = \frac{P}{\omega} = \frac{0.45 \text{ HP}(746 \text{ W})}{200 \text{ rpm} \left(\frac{2\pi}{1 \text{ rev}} \cdot \frac{1 \text{ min}}{60 \text{ s}} \right)} = 16.03 \text{ Nm}$$

$$F_B = F_C = \frac{T}{D/2} = \frac{16.03 \text{ Nm}}{\frac{122.17 \times 10^{-3} \text{ m}}{2}} = 262.42 \text{ N}$$

$$F_{Bz} = F_{Cz} = 262.42 \cos(15^\circ) = 253.48 \text{ N}$$

$$F_{By} = F_y = 262.42 \text{ sen}(15^\circ) = 67.92N$$

Calculo de las reacciones y momentos

Plano XY

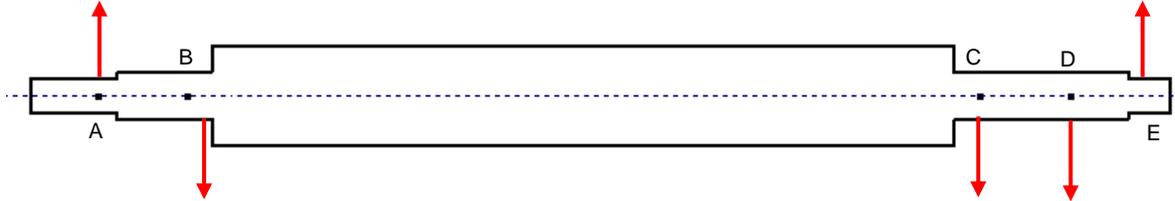


Figura 3.21 Diagrama de cuerpo libre de fuerzas en el plano XY

(Fuente: Propia)

De acuerdo al DCL de la Figura 3.21:

$$\sum F_y = 0$$

$$F_{Ay} - F_{By} - F_{Cy} - F_{Dy} + F_{Ey} = 0$$

$$F_{Ay} - 67.92N - 67.92N - F_{Dy} + 235.13 = 0$$

$$\sum M_A = 0$$

$$-(67.92N)(0.06m) - (67.92N)(0.59m) - (0.65F_{Dy}) + (235.13N)(0.7m) = 0$$

$$\rightarrow F_{Dy} = 185.30N; F_{Ay} = 86.01N$$

Por lo tanto se obtiene el diagrama de momentos y fuerzas cortantes en el plano XY en el eje de transmisión (Figura 3.22).

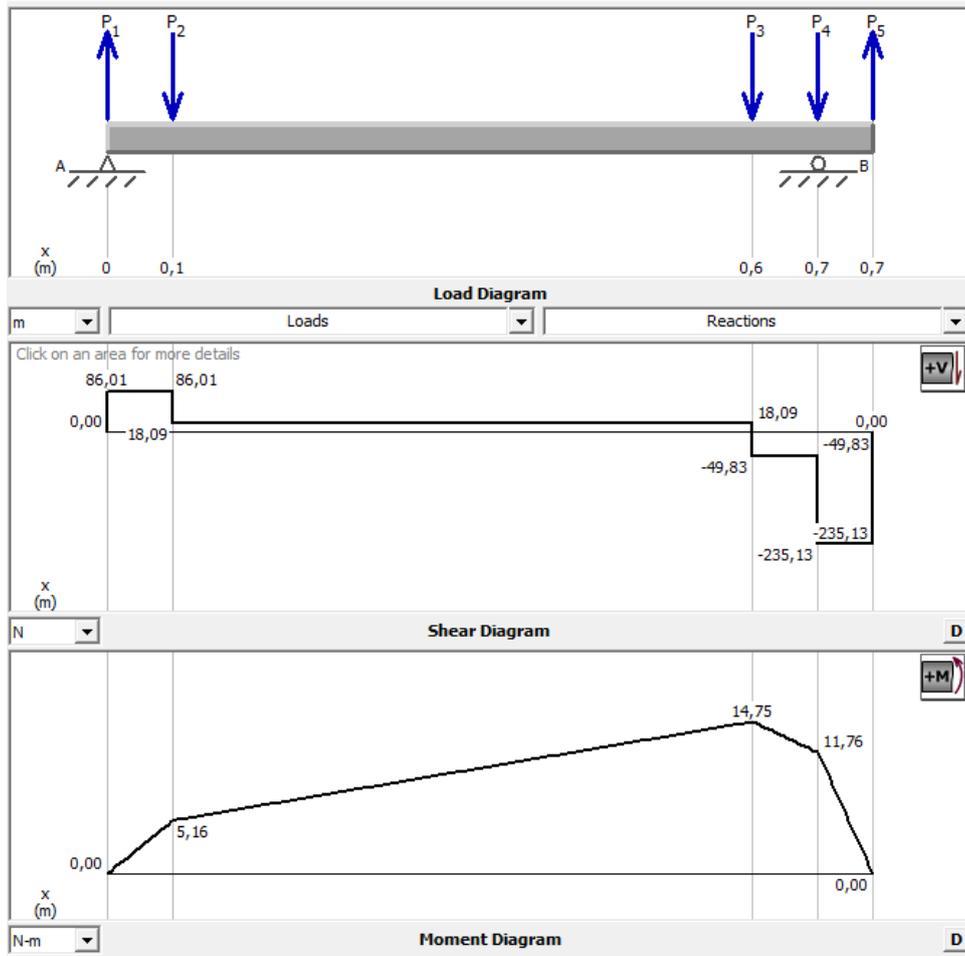


Figura 3.22 Diagrama de momentos y fuerzas cortantes del plano XY del eje de transmisión
(Fuente: Propia)

Plano XZ

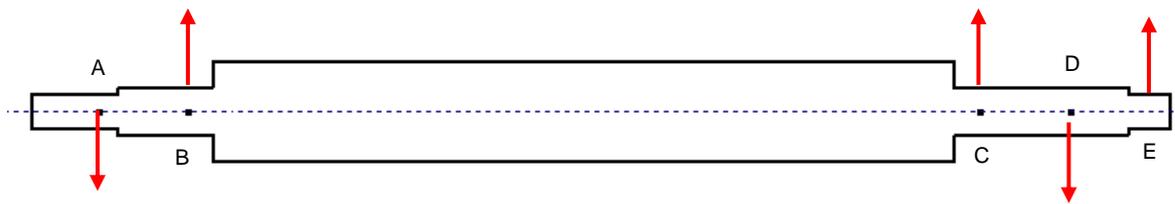


Figura 3.23 Diagrama de cuerpo libre de las fuerzas XZ
(Fuente: Propia)

De acuerdo al DCL de la Figura 3.23:

$$\sum F_y = 0$$

$$-F_{Az} + F_{Bz} + F_{Cz} - F_{Dz} + F_{Ez} = 0$$

$$-F_{Az} + 253.48N + 253.48N - F_{Dz} + 646.01N = 0$$

$$\sum M_A = 0$$

$$(253.48N * 0.06m) + (253.48N * 0.59m) - (F_{Dz} * 0.65m) + (0.7m * 646.01N) = 0$$

$$\rightarrow F_{Dz} = 949.18N; F_{Az} = 203.79N$$

Por lo tanto se obtiene el diagrama de momentos y fuerzas cortantes en el plano XZ en el eje de transmisión (Figura 3.24).

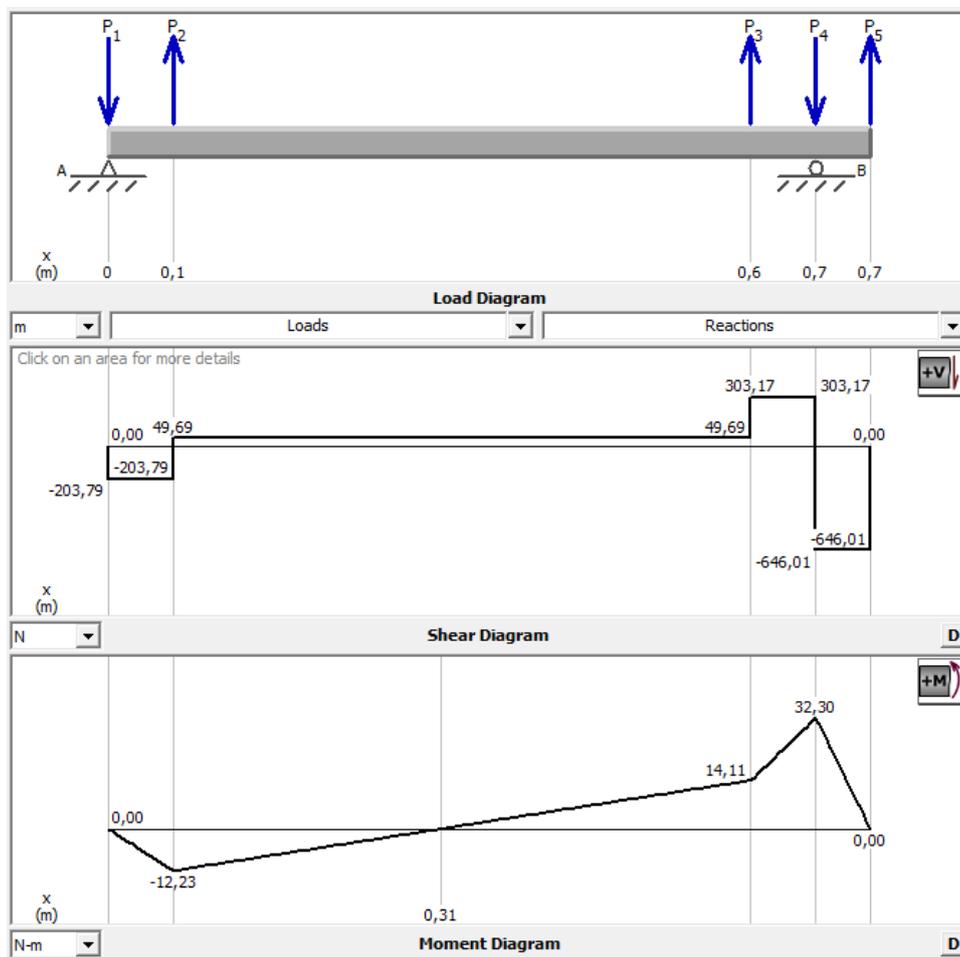


Figura 3.24 Diagrama de momentos y fuerzas cortantes en el plano XZ del eje de transmisión (Fuente: Propia)

Momentos flectores resultantes

Tabla 3.4 Momentos resultantes máximos del eje de transmisión

Punto	Plano X-Y	Plano X-Z	Momento Máximo
	Momento	Momento	$\sqrt{M_{xy}^2 + M_{xz}^2}$
A	0	0	0
B	5.16	-12.23	13.27
C	14.75	14.11	20.41
D	11.76	32.30	34.37
E	0	0	0

(Fuente: Propia)

El análisis para el diseño de ejes parte de la determinación de las concentraciones de esfuerzos (Tabla 3.4) se encontró que el momento flector máximo se encuentra en el punto *D*. Cuando se tiene un eje giratorio con flexión y torsión constantes, el esfuerzo flexionante es completamente reversible y la torsión es constante, por lo tanto M_m y T_a son iguales a 0. Se determina el límite de resistencia a la fatiga mediante la Ecuación 3.26 (límite de resistencia a la fatiga S_e), considerando un acero ANSI 1020 ($S_y = 352MPa, S_{ut} = 420MPa$).

$$S_e = k_a k_b k_c k_d k_e k_f S'_e \quad \text{Ecuación 3.26}$$

Donde

k_a Factor de modificación por la condición superficial

k_b Factor de modificación por tamaño

k_c Factor de modificación de carga

k_d Factor de modificación de temperatura

k_e Factor de confiabilidad

k_f Factor de modificación de efectos varios

S'_e Límite de resistencia a la fatiga en viga rotatoria

Si:

$$k_c = k_d = k_f = 1 \quad \text{Ecuación 3.27}$$

Y:

$$k_a = aS_{ut}^b \quad \text{Ecuación 3.28}$$

Donde

a y b son los actores para un acabado superficial de maquinado o laminado en frío (Figura 3.25)

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

Figura 3.25 Factores del acabado superficial k_a

(Fuente: J., 2008)

Por lo tanto:

$$k_a = 4.51(420)^{-0.265} = 0.91$$

El factor de tamaño se determina utilizando la expresión:

$$k_b = \begin{cases} \left(\frac{d}{0.3}\right)^{-0.107} & 0.11 \leq d \leq 2 \text{ pulg} \\ 0.9d^{-0.157} & 2 < d \leq 10 \text{ pulg} \\ \left(\frac{d}{7.62}\right)^{-0.107} & 2.79 \leq d \leq 51 \text{ mm} \\ 1.51d^{-0.157} & 51 < d \leq 254 \text{ mm} \end{cases} \quad \text{Ecuación 3.29}$$

De donde se selecciona la siguiente ecuación de acuerdo al tamaño del diámetro en mm:

$$k_b = \left(\frac{d}{7.62}\right)^{-0.107} \quad \text{Ecuación 3.30}$$

Para la primera estimación se considera $k_b = 0.9$

También se considera una confiabilidad del 90% de acuerdo a la Figura 3.26.

Confiabilidad, %	Variación de transformación z_α	Factor de confiabilidad k_e
50	0	1.000
90	1.288	0.897
95	1.645	0.868
99	2.326	0.814
99.9	3.091	0.753
99.99	3.719	0.702
99.999	4.265	0.659
99.9999	4.753	0.620

Figura 3.26 Factores de confiabilidad k_e

(Fuente: J., 2008)

Por lo tanto:

$$k_e = 0.897$$

La resistencia a la tensión en una viga rotativa se determina mediante la expresión:

$$S'_e = \begin{cases} 0.5S_{ut} & S_{ut} \leq 200 \text{ kpsi (1400 MPa)} \\ 100 \text{ kpsi} & 200 \text{ kpsi} < S_{ut} \leq 400 \text{ kpsi (2800 MPa)} \\ 700 \text{ MPa} & S_{ut} > 400 \text{ kpsi (2800 MPa)} \end{cases} \quad \text{Ecuación 3.31}$$

Es así que:

$$S'_e = 0.5 S_{ut} \quad \text{Ecuación 3.32}$$

$$S'_e = 0.5 (420 \text{ MPa}) = 210 \text{ MPa}$$

Consecuentemente:

$$S_e = (0.91)(0.90)(1)(0.897)(210 \text{ MPa}) = 154.28 \text{ MPa}$$

Utilizando la Figura 3.27 para estimaciones de primera iteración se determina los factores de concentración de esfuerzo por flexión y torsión K_t y K_{ts} (estos factores sólo son estimaciones que pueden utilizarse cuando las dimensiones reales aún no se determinan).

	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

Figura 3.27 Factores de concentración y esfuerzo por flexión y torsión
(Fuente: J., 2008)

Por lo tanto:

$$K_t = 2.7$$

$$K_{ts} = 2.2$$

Para la primera estimación del diámetro en el punto D se considera que $M_m = 0$ y $T_a = 0$, por lo tanto $M_a = 30 \text{ Nm}$ y $T_m = 32.06 \text{ Nm}$, debido que a la izquierda del punto crítico se tiene un hombro para sujeción del rodamiento, se reduce la Ecuación 3.24 para determinar el diámetro. También se considera $K_f = K_t$ y que $K_{fs} = K_{ts}$, donde K_f y K_{fs} es el factor de concentración de esfuerzos por flexión y torsión modificados respectivamente, por lo tanto:

$$d = \left\{ \frac{16(2)}{\pi} \left[4 \left(\frac{2.7(30 \text{ Nm})}{154.28 \times 10^6 \text{ Pa}} \right)^2 + 3 \left(\frac{2.2(32.06 \text{ Nm})}{352 \times 10^6 \text{ Pa}} \right)^2 \right]^{\frac{1}{2}} \right\}^{\frac{1}{3}}$$

$$\rightarrow d = 0.0224 \text{ m} \cong 22 \text{ mm}$$

Se elige un diámetro de 25 mm por la selección del rodamiento en las chumaceras. La relación típica para un soporte de hombro es de $D/d = 1.2$, así que:

$$D = 25(1.2) = 30 \text{ mm}$$

Entonces:

$$\frac{D}{d} = \frac{30}{25} = 1.2$$

Suponiendo un radio de filete $r/d = 0.02$ (Figura 3.27):

$$r = 0.02(25) = 0.5\text{mm}$$

Con este resultado se encuentran los valores de la sensibilidad de la muesca sometidos a flexión y torsión (q, q_s), también, concentradores de esfuerzo en flexión y torsión (k_t, k_{ts}) de acuerdo a Figura 3.28, Figura 3.29, Figura 3.30 y Figura 3.31.

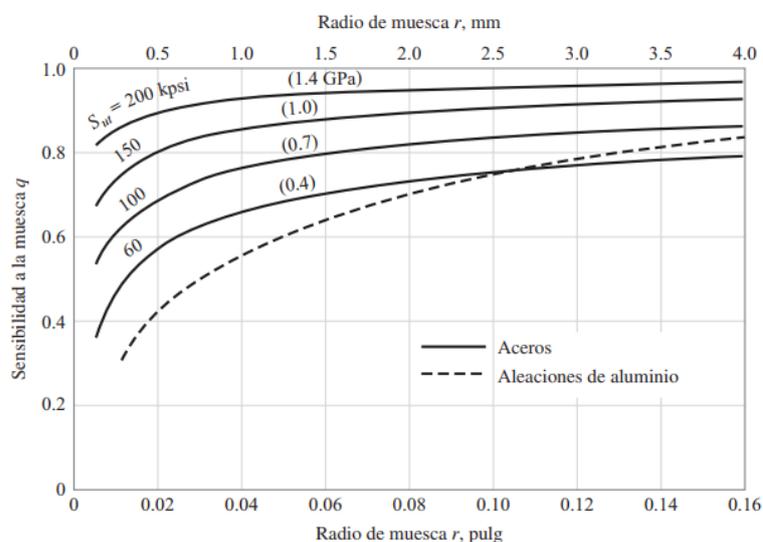


Figura 3.28 Diagrama de sensibilidad de la muesca q
(Fuente: J., 2008)

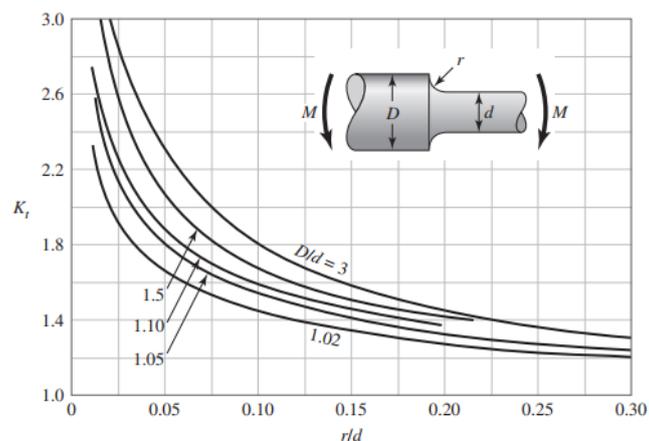


Figura 3.29 Factor teórico de concentrador de esfuerzo K_t con filete de hombro en flexión
(Fuente: J., 2008)

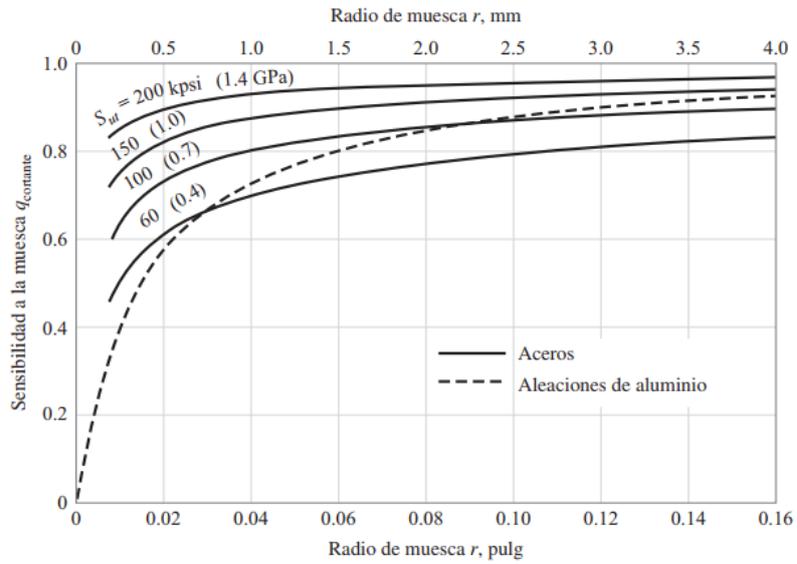


Figura 3.30 Diagrama de sensibilidad de la muesca constante q_s
(Fuente: J., 2008)

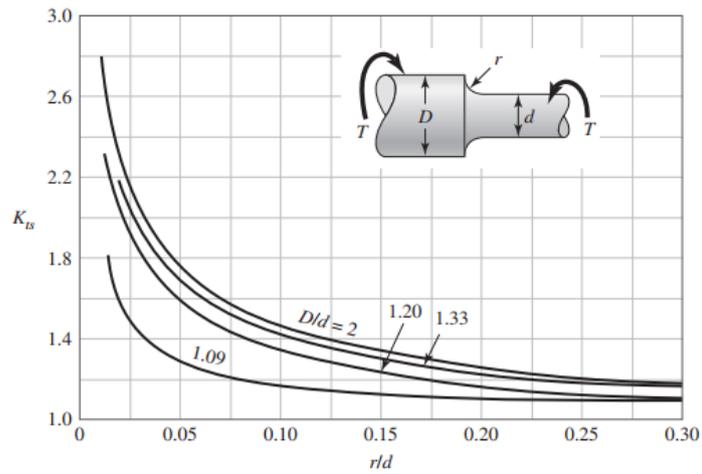


Figura 3.31 Factor teórico de concentrador de esfuerzo K_{ts} en torsión
(Fuente: J., 2008)

Por lo tanto:

$$q = 0.6$$

$$K_t = 2.3$$

$$q_s = 0.63$$

$$K_{ts} = 2$$

Así se determina los factores de concentración de esfuerzos por flexión y torsión modificados:

$$K_f = 1 + q(K_t - 1) \quad \text{Ecuación 3.33}$$

$$\rightarrow K_f = 1 + 0.6(2.3 - 1) = 1.78$$

$$K_{fs} = 1 + q_s(K_{ts} - 1) \quad \text{Ecuación 3.34}$$

$$\rightarrow K_{fs} = 1 + 0.63(2 - 1) = 1.63$$

Se calcula nuevamente el factor de modificación de tamaño con $d = 25mm$ (Ecuación 3.30) y consecuentemente la resistencia a la fatiga (Ecuación 3.26).

$$k_b = \left(\frac{25}{7.62}\right)^{-0.107} = 0.88$$

$$S_e = (0.91)(0.88)(0.897)(210) = 150.85MPa$$

Determinado los factores, se calcula el factor de seguridad mediante las ecuaciones:

$$\frac{1}{n^2} = \left(\frac{\sigma'_a}{S_e}\right)^2 + \left(\frac{\sigma'_m}{S_y}\right)^2 \quad \text{Ecuación 3.35}$$

$$\sigma'_a = \left[\left(\frac{32K_f M_a}{\pi d^3}\right)^2 + 3 \left(\frac{16K_{fs} T_a}{\pi d^3}\right)^2 \right]^{\frac{1}{2}} \quad \text{Ecuación 3.36}$$

$$\sigma'_m = \left[\left(\frac{32K_f M_m}{\pi d^3}\right)^2 + 3 \left(\frac{16K_{fs} T_m}{\pi d^3}\right)^2 \right]^{\frac{1}{2}} \quad \text{Ecuación 3.37}$$

Por lo tanto:

$$\sigma'_a = \left(\frac{32(1.78)(30Nm)}{\pi(0.025m)^3}\right) = 34811387.74 Pa$$

$$\sigma'_m = \left[3 \left(\frac{16(1.63)(32.06Nm)}{\pi(0.025m)^3}\right)^2 \right]^{\frac{1}{2}} = 29502704.79Pa$$

$$\frac{1}{n^2} = \left(\frac{34.81 \text{MPa}}{150.85 \text{MPa}} \right)^2 + \left(\frac{29.50 \text{MPa}}{352 \text{MPa}} \right)^2$$

$$\rightarrow n = 4.07$$

Punto E

Para la primera estimación del diámetro en el punto E se considera que $M_m = 0$ y $T_a = 0$, pero a la izquierda del punto E se tiene un hombro y se considera un $M_a = 21 \text{Nm}$ y $T_m = 32.06 \text{Nm}$, también se considera $K_f = K_t = 2.7$ y que $K_{fs} = K_{ts} = 2.2$, para la primera estimación y de acuerdo a la Ecuación 3.24:

$$d = \left\{ \frac{16(2)}{\pi} \left[4 \left(\frac{2.7(21 \text{Nm})}{154.28 \times 10^6 \text{Pa}} \right)^2 + 3 \left(\frac{2.2(32.06 \text{Nm})}{352 \times 10^6 \text{Pa}} \right)^2 \right]^{\frac{1}{2}} \right\}^{\frac{1}{3}}$$

$$\rightarrow d = 0.02023 \text{m} \cong 20 \text{mm}$$

Se elige el diámetro de 20mm para mantener la relación de $D/d = 1.2$ para un soporte de hombro, se debe recordar que anteriormente se determinó un diámetro de 25mm , en el punto B, por lo que se comprueba que la relación D/d es mayor a 1.2 ($25/20 = 1.25$).

Con este diámetro y la Ecuación 3.30 y Ecuación 3.26 se determina:

$$k_b = \left(\frac{20}{7.62} \right)^{-0.107} = 0.90$$

$$S_e = (0.91)(0.90)(1)(0.897)210 = 154.28 \text{MPa}$$

Suponiendo un radio de filete $r/d = 0.02$ (Figura 3.27):

$$r = 0.02(20) = 0.4 \text{mm}$$

Con este resultado se encuentran los valores de la sensibilidad de la muesca sometidos a flexión y torsión (q, q_s) así como los concentradores de esfuerzo en

flexión (k_t) y torsión (k_{ts}) de la Figura 3.28, Figura 3.29, Figura 3.30 y Figura 3.31 y K_f y K_{fs} de la Ecuación 3.33 y Ecuación 3.34:

$$K_t = 2.4; q = 0.58$$

$$K_f = 1 + 0.58(2.4 - 1) = 1.81$$

$$q_s = 0.65; K_{ts} = 2.1$$

$$K_{fs} = 1 + 0.65(2.1 - 1) = 1.72$$

Se calcula el factor de seguridad para este punto, considerando que $M_m = 0$, $T_a = 0$ y $M_a = 21Nm$, $T_m = 32.06Nm$

$$\sigma'_a = \left(\frac{32(1.81)(21Nm)}{\pi(0.02m)^3} \right) = 48395835.10 Pa$$

$$\sigma'_m = \left[3 \left(\frac{16(1.72)(32.06)}{\pi(0.02)^3} \right)^2 \right]^{\frac{1}{2}} = 60804079.09 Pa$$

$$\frac{1}{n^2} = \left(\frac{48.40MPa}{154.28MPa} \right)^2 + \left(\frac{60.80MPa}{352MPa} \right)^2$$

$$n = 2.79$$

En el punto donde se realiza el chavetero, se supone que el radio en la parte baja de éste es el estándar de $r/d = 0.02$, por lo tanto se considera $K_f = K_t = 2.14$, $K_{fs} = K_{ts} = 3$ y se estima un $M_a = 13 Nm$, $T_m = 32.06 Nm$ en el extremo derecho del chavetero.

$$\sigma'_a = \frac{32(2.14)(13)}{\pi(0.02)^3} = 35421524.13 Pa$$

$$\sigma'_m = \left[\left(\frac{32K_f M_m}{\pi d^3} \right)^2 + 3 \left(\frac{16K_{fs} T_m}{\pi d^3} \right)^2 \right]^{\frac{1}{2}}$$

$$\sigma'_m = \left[3 \left(\frac{16(3)(32.06)}{\pi(0.02)^3} \right)^2 \right]^{\frac{1}{2}} = 106053626.3 \text{ Pa}$$

$$\frac{1}{n^2} = \left(\frac{35.42 \text{ MPa}}{154.28 \text{ MPa}} \right)^2 + \left(\frac{106.05 \text{ MPa}}{352 \text{ MPa}} \right)^2$$

$$n = 2.64$$

Punto C

Para la primera estimación del diámetro en el punto C se considera que $M_m = 0$ y $T_a = 0$, en este punto se tiene un momento flector de $M_a = 20.41 \text{ Nm}$, pero a la izquierda del punto C se tiene un hombro por lo que se considera un $M_a = 20 \text{ Nm}$ y el torque se reduce a la mitad por lo tanto, $T_m = 16.03 \text{ Nm}$, de la Figura 3.27 $K_f = K_t = 2.7$ y que $K_{fs} = K_{ts} = 2.2$ con $S_e = 154.28 \text{ MPa}$ y de acuerdo a la Ecuación 3.24:

$$d = \left\{ \frac{16(2)}{\pi} \left[4 \left(\frac{2.7(20 \text{ Nm})}{154.28 \times 10^6 \text{ Pa}} \right)^2 + 3 \left(\frac{2.2(16.03 \text{ Nm})}{352 \times 10^6 \text{ Pa}} \right)^2 \right]^{\frac{1}{2}} \right\}^{\frac{1}{3}}$$

$$d = 0.01943 \text{ m} \cong 19 \text{ mm}$$

Se elige un diámetro de $d = 30 \text{ mm}$ y mantener la relación de $D/d = 1.2$ para el soporte de hombro, y recordando que se determinó un diámetro de 25 mm , en el punto B se mantiene una relación $D/d > 1.2$. Para el hombro actual $D = 1.2(30) = 36$. A la izquierda de este punto se tiene el máximo diámetro del eje, por lo tanto de acuerdo a la disponibilidad del mercado el diámetro del eje seleccionado es de $1.5 \text{ pulgadas} = 38.1 \text{ mm}$.

$$\frac{D}{d} = \frac{38.1}{30} = 1.27$$

Con este diámetro se calcula:

$$k_b = \left(\frac{30}{7.62}\right)^{-0.107} = 0.86$$

$$S_e = (0.91)(0.86)(1)(0.897)210 = 147.42 \text{ MPa}$$

Si se supone un radio de filete $r/d = 0.02$ (Figura 3.27 Factores de concentración y esfuerzo por flexión y torsión)

$$r = 0.02(30) = 0.6 \text{ mm}$$

Con este resultado se encuentran los valores de la sensibilidad de la muesca sometidos a flexión y torsión (q, q_s) así como los concentradores de esfuerzo en flexión y torsión (k_t, k_{ts}) de la Figura 3.28, Figura 3.29, Figura 3.30 y Figura 3.31 y K_f y K_{fs} de la Ecuación 3.33 y Ecuación 3.34

$$q = 0.62; K_t = 2.5$$

$$K_f = 1 + 0.62(2.5 - 1) = 1.93$$

$$q_s = 0.65; K_{ts} = 2.2$$

$$K_{fs} = 1 + 0.65(2.2 - 1) = 1.78$$

Se calcula el factor de seguridad para este punto, considerando que $M_m = 0$, $T_a = 0$ y, por lo tanto:

$$\sigma'_a = \left(\frac{32(1.93)(20 \text{ Nm})}{\pi(0.03 \text{ m})^3}\right) = 14562087.83 \text{ Pa}$$

$$\sigma'_m = \left[3 \left(\frac{16(1.78)(16.03)}{\pi(0.03)^3}\right)^2\right]^{\frac{1}{2}} = 9322244.68 \text{ MPa}$$

$$\frac{1}{n^2} = \left(\frac{14.56 \text{ MPa}}{147.42 \text{ MPa}}\right)^2 + \left(\frac{9.32 \text{ MPa}}{352 \text{ MPa}}\right)^2$$

$$n = 9.78$$

En este punto existe un chavetero, se supone que el radio en la parte baja de éste será el estándar de $\frac{r}{d} = 0.02$ (Figura 3.27), por lo tanto se considera $K_f = K_t = 2.14$, $K_{fs} = K_{ts} = 3$, y se estima un $M_a = 25 Nm$, $T_m = 32.06 Nm$ en el extremo derecho del chavetero.

$$\sigma'_a = \frac{32(2.14)(25)}{\pi(0.03)^3} = 20183204.64 Pa$$

$$\sigma'_m = \left[3 \left(\frac{16(3)(32.06)}{\pi(0.03)^3} \right)^2 \right]^{\frac{1}{2}} = 31423296.69 Pa$$

$$\frac{1}{n^2} = \left(\frac{20.18 Pa}{147.42 MPa} \right)^2 + \left(\frac{31.42 MPa}{352 MPa} \right)^2$$

$$n = 6.12$$

Se verifica el diámetro en la ranura ubicada a la izquierda de punto C y a partir de la Tabla 3.4 se estima $M_a = 27 Nm$ y un $T_m = 32.06 Nm$, considerando $M_m = T_a = 0$.

Se obtienen las especificaciones de una ranura apropiada para un anillo de retención para un eje de 30 mm: ancho $a = 1.4 mm$; profundidad $t = 1.05 mm$; y el radio interno de la ranura $r = 0.2 mm$.

$$\frac{a}{t} = \frac{1.4}{1.05} = 1.33$$

$$\frac{r}{t} = \frac{0.2}{1.05} = 0.19$$

Para determinar los concentradores de esfuerzo K_t y K_{ts} para una ranura se emplea la Figura 3.32 y Figura 3.33.

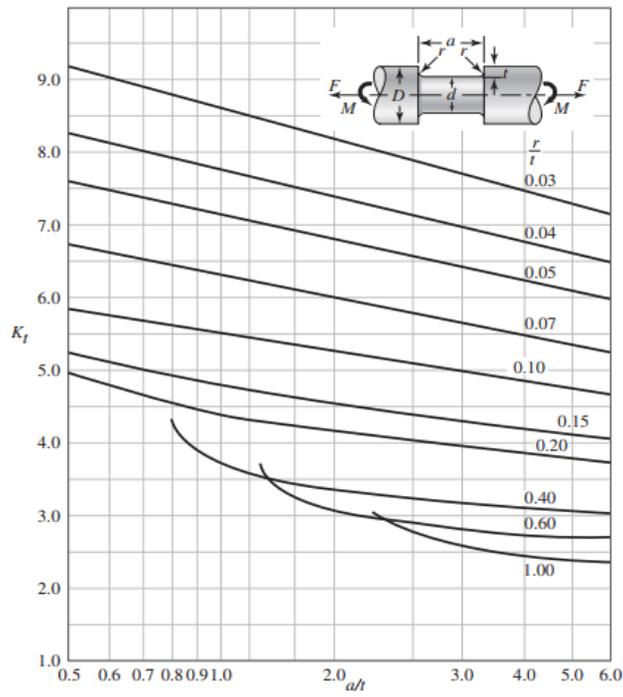


Figura 3.32 Concentrador de esfuerzo K_t para una ranura
(Fuente: J., 2008)

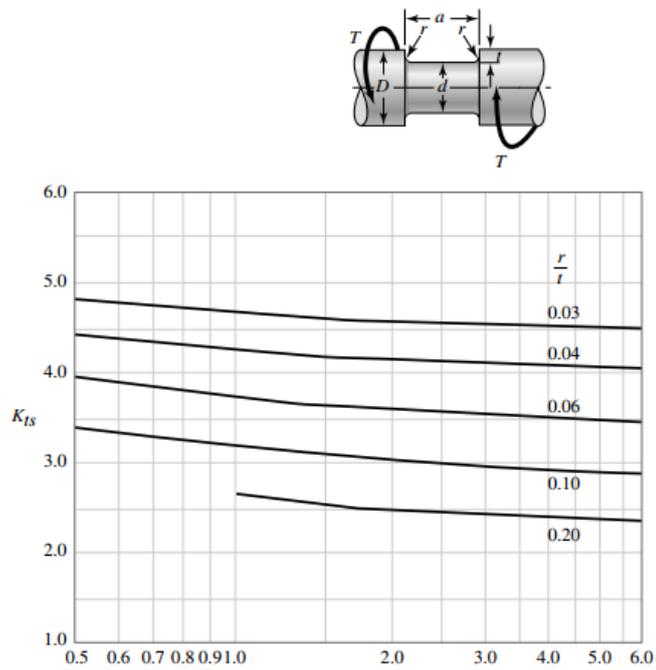


Figura 3.33 Concentrador de esfuerzo K_{ts} para una ranura
(Fuente: J., 2008)

Por lo tanto, para determinar si esta sección es crítica se considera $K_{ts} = K_{fs} = 2.7$, $K_t = K_f = 4.4$, además $M_a = 27 Nm$ y $T_m = 32.06 Nm$.

$$\sigma'_a = \frac{32(4.4)(27)}{\pi(0.03)^3} = 44818031.97 Pa$$

$$\sigma'_m = \left[3 \left(\frac{16(2.7)(32.06 Nm)}{\pi(0.03 m)^3} \right)^2 \right]^{\frac{1}{2}} = 28280967.02 Pa$$

$$\frac{1}{n^2} = \left(\frac{44.82 Pa}{147.42 MPa} \right)^2 + \left(\frac{28.28 MPa}{352 MPa} \right)^2$$

$$n = 3.18$$

Punto B

Para este punto se procede de igual manera que en el punto C donde se encuentra los concentradores de esfuerzo de hombro, chavetero y anillo de retención, se considera que $M_m = 0$ y $T_a = 0$, en este punto se tiene un momento flector de $M_a = 8.66 Nm$, pero a la izquierda de este punto existe un hombro por lo que se considera un $M_a = 13.67 Nm$ y el momento torsor $T_m = 16.03 Nm$, con $K_f = K_t = 2.7$ (Figura 3.32) y que $K_{fs} = K_{ts} = 2.2$ (Figura 3.33), $S_e = 154.28 MPa$ de acuerdo a la Ecuación 3.24:

$$d = \left\{ \frac{16(2)}{\pi} \left[4 \left(\frac{2.7(13.67 Nm)}{154.28 \times 10^6 Pa} \right)^2 + 3 \left(\frac{2.2(16.03 Nm)}{352 \times 10^6 Pa} \right)^2 \right]^{\frac{1}{2}} \right\}^{\frac{1}{3}}$$

$$d = 0.01731 m \cong 17 mm$$

Se elige un diámetro de $d = 30 mm$ y se mantiene la relación de $D/d = 1.27$ para un soporte de hombro con el diámetro determinado anteriormente de $38.1 mm$ a la izquierda del punto C. Entonces:

$$d = \frac{38.1}{1.27} = 30 \text{ mm}$$

Determinado el diámetro se obtiene:

$$k_b = \left(\frac{30}{7.62}\right)^{-0.107} = 0.86$$

$$S_e = (0.91)(0.86)(1)(0.897)210 = 147.42 \text{ MPa}$$

Suponiendo un radio de filete $r/d = 0.02$ (Figura 3.27):

$$r = 0.02(30) = 0.6 \text{ mm}$$

Con este resultado se encuentran los valores de la sensibilidad de la muesca sometidos a flexión y torsión (q, q_s), así como los concentradores de esfuerzo en flexión y torsión (k_t, k_{ts}) de la Figura 3.28, Figura 3.29, Figura 3.30 y Figura 3.31 y K_f y K_{fs} de la Ecuación 3.33 y Ecuación 3.34:

$$K_t = 2.5; q = 0.62$$

$$K_f = 1 + 0.62(2.5 - 1) = 1.93$$

$$K_{ts} = 2.2; q_s = 0.65$$

$$K_{fs} = 1 + 0.65(2.2 - 1) = 1.78$$

Se calcula el factor de seguridad para este punto, considerando $M_m = 0$, $T_a = 0$ y $M_a = 17$ y la Ecuación 3.36 y Ecuación 3.37 se reduce a:

$$\sigma'_a = \left(\frac{32(1.93)(13.67Nm)}{\pi(0.03m)^3}\right) = 9953187.03Pa$$

$$\sigma'_m = \left[3\left(\frac{16(1.78)(16.03)}{\pi(0.03)^3}\right)^2\right]^{\frac{1}{2}} = 9322244.68 Pa$$

$$\frac{1}{n^2} = \left(\frac{9.95MPa}{147.42 MPa}\right)^2 + \left(\frac{9.32MPa}{352MPa}\right)^2$$

$$n = 13.79$$

En este punto existe otro chavetero, si se supone que el radio en la parte baja de éste es el estándar de $r/d = 0.02$, y se considera que $K_f = K_t = 2.14$, $K_{fs} = K_{ts} = 3$ (Figura 3.27); se estima un $M_a = 13.38 Nm$, $T_m = 16.03 Nm$ en el extremo del chavetero:

$$\sigma'_a = \frac{32(2.14)(13.38Nm)}{\pi(0.03m)^3} = 10802051.12Pa$$

$$\sigma'_m = \left[3 \left(\frac{16(3)(16.03)}{\pi(0.03)^3} \right)^2 \right]^{\frac{1}{2}} = 15711648.34Pa$$

$$\frac{1}{n^2} = \left(\frac{10.80 MPa}{147.42MPa} \right)^2 + \left(\frac{15.71MPa}{352MPa} \right)^2$$

$$n = 11.66$$

Se verifica el diámetro en la ranura ubicada a la izquierda de punto B, a partir de la Tabla 3.4 se estima $M_a = 10 Nm$ y un $T_m = 0 Nm$, considerando $M_m = T_a = 0$.

Del software de diseño se obtienen las características de la ranura para un anillo de retención para un eje de $30 mm$: ancho $a = 1.4 mm$; profundidad $t = 1.05 mm$; y el radio interno de la ranura $r = 0.2mm$.

$$\frac{a}{t} = \frac{1.4}{1.05} = 1.33$$

$$\frac{r}{t} = \frac{0.2}{1.05} = 0.19$$

Se obtienen los concentradores de esfuerzo $K_t = K_f = 4.4$ (Figura 3.32) y $K_{ts} = K_{fs} = 2.7$ (Figura 3.33), con lo que:

$$\sigma'_a = \frac{32(4.4)(10Nm)}{\pi(0.03m)^3} = 16599271.1 Pa$$

$$\frac{1}{n^2} = \left(\frac{16.60MPa}{147.42MPa} \right)^2$$

$$n = 8.88$$

Punto A

Finalmente para la primera estimación del diámetro en el punto A se considera $M_m = 0$, $T_m = 0$, $T_a = 0$ y un momento flector de $M_a = 3Nm$ y, debido que a la derecha del punto tienen un hombro para sujeción del rodamiento, se considera $K_f = K_t = 2.7$ (Figura 3.27) y $S_e = 154.28 MPa$ y de acuerdo a la Ecuación 3.24:

$$d = \left\{ \frac{16(2)}{\pi} \left[4 \left(\frac{2.7(3Nm)}{154.28 \times 10^6 Pa} \right)^2 \right]^{\frac{1}{2}} \right\}^{\frac{1}{3}}$$

$$d = 0.0102m \cong 10mm$$

Se selecciona un diámetro de $25mm$ por la selección del rodamiento en las chumaceras y para mantener la relación de $D/d = 1.2$ en el soporte de hombro.

Suponiendo un radio de filete $r/d = 0.02$ (Figura 3.27).

$$r = 0.02(25mm) = 0.5mm$$

Con este resultado se encuentran los valores de la sensibilidad de la muesca sometidos a flexión y torsión (q, q_s) así como los concentradores de esfuerzo en flexión y torsión (k_t, k_{ts}) de la Figura 3.28, Figura 3.29, Figura 3.30 y Figura 3.31 y K_f y K_{fs} de la Ecuación 3.33 y Ecuación 3.34:

$$q = 0.6; K_t = 2.3$$

$$K_f = 1 + 0.6(2.3 - 1) = 1.78$$

$$q_s = 0.63; K_{ts} = 2$$

$$K_{fs} = 1 + 0.63(2 - 1) = 1.63$$

Se calcula nuevamente el factor de modificación de tamaño con $d = 25mm$ y la resistencia a la fatiga:

$$k_b = \left(\frac{25}{7.62}\right)^{-0.107} = 0.88$$

$$S_e = (0.91)(0.88)(0.897)(210) = 150.85 MPa$$

Con los factores determinados se calcula el factor de seguridad mediante la Ecuación 3.35 y Ecuación 3.36:

$$\sigma'_a = \left[\left(\frac{32K_f M_a}{\pi d^3} \right)^2 \right]^{\frac{1}{2}}$$

$$\sigma'_a = \left(\frac{32(1.78)(3)}{\pi(0.025)^3} \right) = 3481138.77 Pa$$

$$\frac{1}{n^2} = \left(\frac{3.48MPa}{150.85MPa} \right)^2$$

$$n = 43.34$$

Tabla 3.5 Diámetros del eje de arrastre de cadena transportadora

Punto	Cambio de sección	Factor de concentración de esfuerzo		Momento Flector Nm	Par torsional Nm	Factor de seguridad n	Diámetro		
		K_f	K_{fs}				\emptyset	Mínimo	Seleccionado
A	Hombro	1.78	1.63	3	0	43.34	D_1	10.00	25.00
B	Hombro	1.93	1.78	13.67	16.03	13.79	D_2	17.00	30.00
	Chavetero	2.14	3.00	13.38	16.03	11.66			
	Ranura	4.40	2.70	10.00	0.00	8.88			
C	Ranura	4.40	2.70	27.00	32.06	3.18	D_3	10.00	30.00
	Chavetero	2.14	3.00	25.00	32.06	6.12			
	Hombro	1.93	1.78	20.00	16.03	9.78			
D	Hombro	1.78	1.63	30.00	32.06	4.07	D_4	16.00	25.00
E	Hombro	1.81	1.72	21.00	32.06	2.79	D_5	20.00	20.00
	Chavetero	2.14	3.00	13.00	32.06	2.64			

(Fuente: Propia)

Diseño de eje conducido en la banda transportadora

Para el diseño se consideran las fuerzas que actúan en las catarinas de la banda transportadora del eje conductor, así como sus diámetros, para calcular las fuerzas y torques que actúan en este eje (ver Figura 3.34).

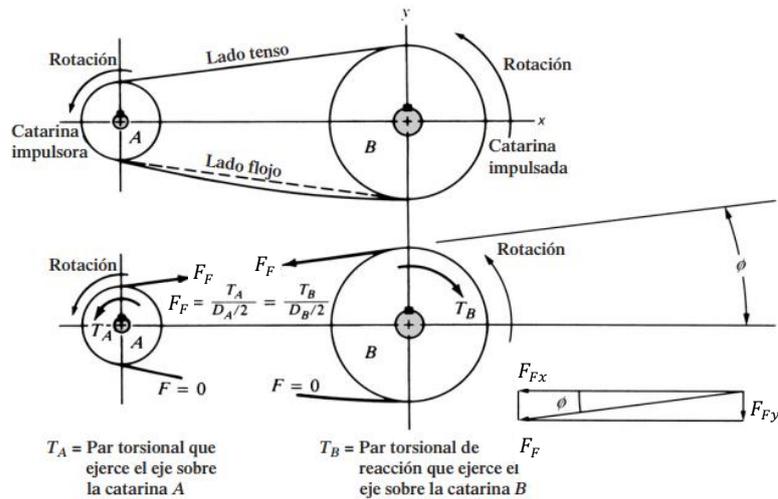


Figura 3.34 Fuerzas sobre las catarinas y cadenas

(Fuente: Mott, 2006)

De acuerdo a la Figura 3.21 o Figura 3.23:

$$T_F = 16.03 \text{ Nm}$$

$$F_F = \frac{T}{D/2} = \frac{16.03 \text{ Nm}}{\frac{122.17 \times 10^{-3} \text{ m}}{2}} = 262.42 \text{ N}$$

Considerando una catarina de ($N = 9$) dientes (Figura 3.35), con un diámetro de paso ($D = 2.92 \text{ pulg} = 74.26 \text{ mm}$) se determina el torque:

$$T = \frac{F_F D}{2} = \frac{262.42 \text{ N}(74.26 \times 10^{-3} \text{ m})}{2} = 9.74 \text{ Nm}$$



Ruedas dentadas
ANSI Simplex, orificio piloto
PHS 80-1BH9

Paso P (pulgadas)	1
Nº de dientes	9
Diámetro (pulgadas)	3.35
mín. perforar (en)	1
máx. perforar (en)	1.31
Cubo H (pulgadas)	2.25
Cubo L (adentro)	1.63
Peso libras)	-

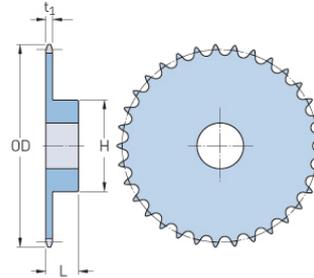


Figura 3.35 Dimensiones de la catarina de 9 dientes

(Fuente: SKF, 2022)

La

Figura 3.36 muestra la posición de los puntos de apoyo de los elementos de conducción.



Figura 3.36 Dimensiones del eje conducido

(Fuente: Propia)

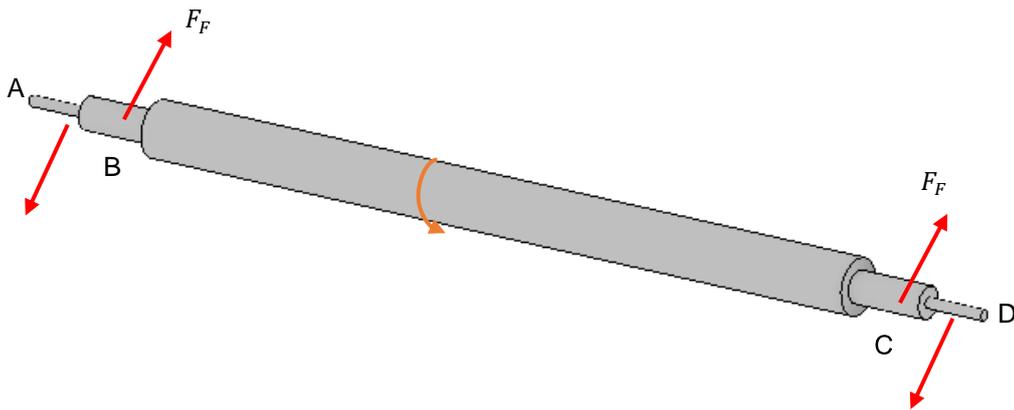


Figura 3.37 Diagrama de cuerpo libre del eje

(Fuente: Propia)

Cálculo de las reacciones en el eje

Primero se determina las componentes rectangulares de la fuerza F_F , considerando una inclinación de 15° .

$$F_F = F_B = F_C$$

$$F_{Bz} = F_B \cos(15^\circ) = 262.42N \cos(15^\circ) = 253.48 N$$

$$F_{By} = F_B \sin(15^\circ) = 262.42N \sin(15^\circ) = 67.92 N$$

De acuerdo al DCL de la Figura 3.38 se determinan las reacciones en el plano XY

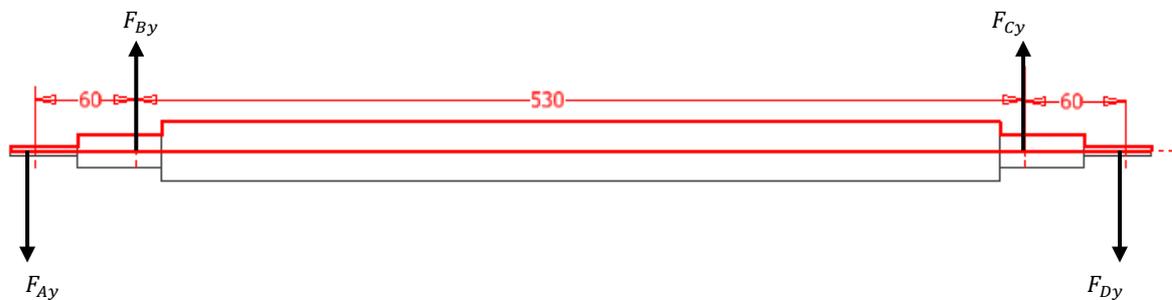


Figura 3.38 Diagrama de cuerpo libre del eje conducido en el plano XY

(Fuente: Propia)

$$\sum F_y = 0$$

$$-F_{Ay} + F_{By} + F_{Cy} - F_{Dy} = 0$$

$$\sum M_A = 0$$

$$(67.92N)(0.06m) + (67.92N)(0.59m) - F_{Dy}(0.65m) = 0$$

$$F_{Dy} = 67.92 N; F_{Ay} = 67.92 N$$

La Figura 3.39 muestra los momentos flectores en los puntos de apoyo en el plano XY .

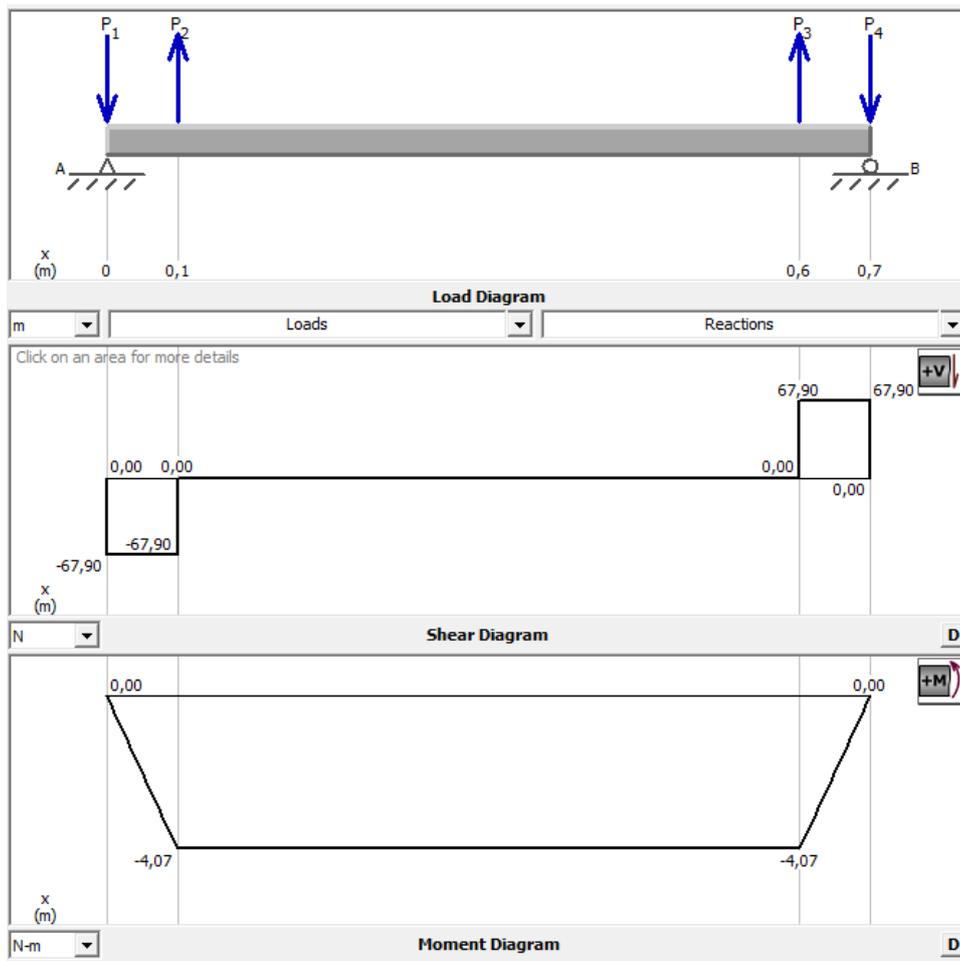


Figura 3.39 Diagrama de fuerzas cortantes y momentos flectores plano XY
(Fuente: Propia)

De acuerdo al DCL de la Figura 3.40 se determinan las reacciones en el plano XZ

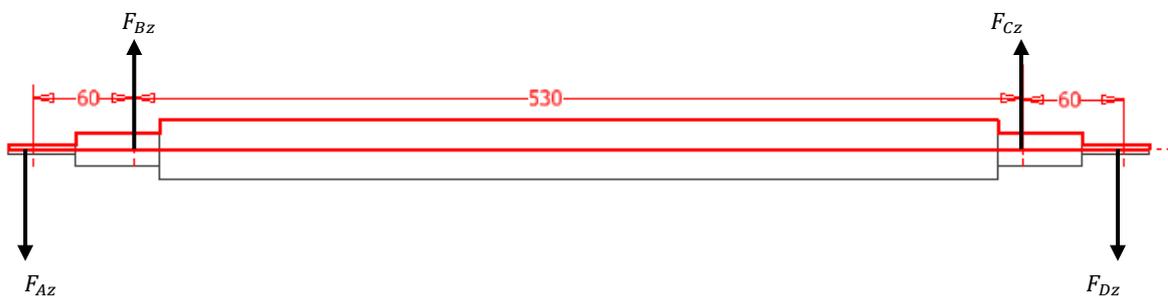


Figura 3.40 Diagrama de cuerpo libre en el plano XZ
(Fuente: Propia)

$$\sum F_y = 0$$

$$-F_{Az} + F_{Bz} + F_{Cz} - F_{Dz} = 0$$

$$\sum M_A = 0$$

$$(253.48)(0.06m) + (253.48)(0.59m) - F_{Dy}(0.65m) = 0$$

$$F_{Dz} = 253.48 \text{ N}; F_{Az} = 253.48 \text{ N}$$

La Figura 3.41 muestra los momentos flectores en los puntos de apoyo en el plano XZ.

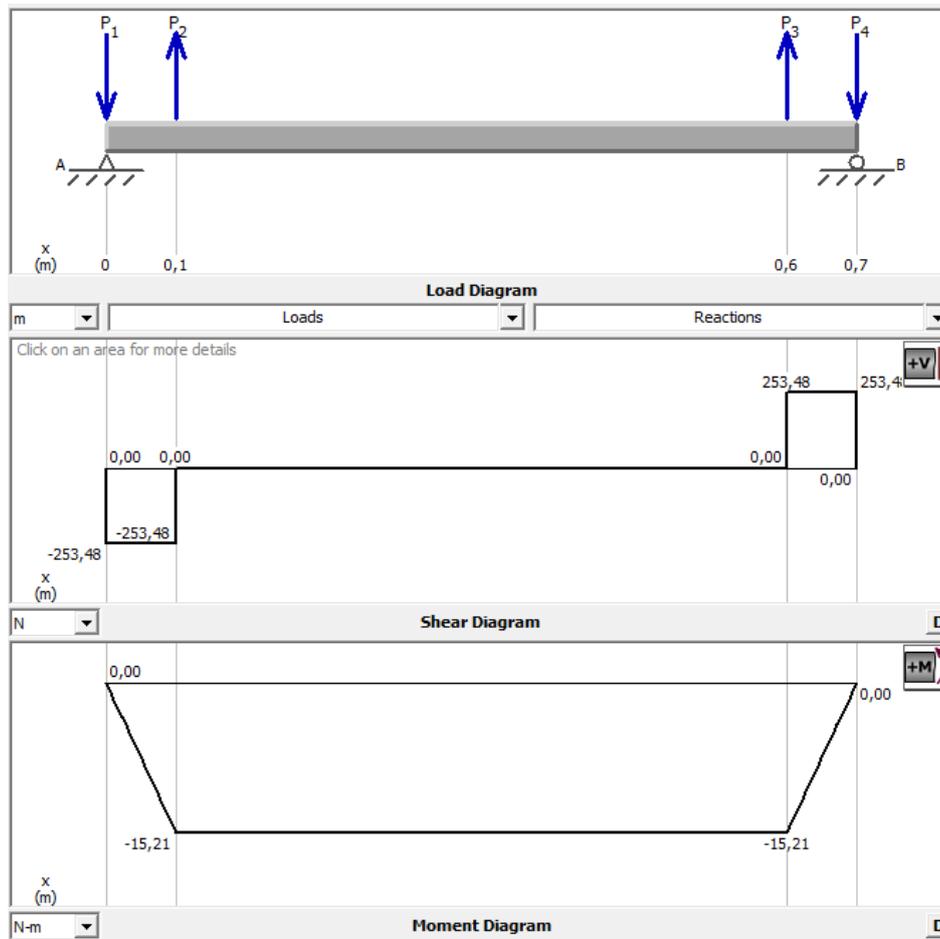


Figura 3.41 Diagrama de fuerzas cortantes y momentos flectores plano XY
(Fuente: Propia)

Tabla 3.6 Momentos máximos resultantes del eje conducido

Punto	Plano X – Y	Plano X – Z	Momento Máximo (Nm)
	Momento (Nm)	Momento (Nm)	$\sqrt{M_{xy}^2 + M_{xz}^2}$
A	0	0	0
B	-4.07	-15.21	15.75
C	-4.07	15.21	15.75
D	0	0	0

(Fuente: Propia)

Puntos B y C

Se observa que los puntos *B* y *C* son los puntos donde se tiene los máximos momentos flectores, por lo tanto se determina el diámetro para un solo punto crítico, considerando un momento torsor de $T = 9.74 \text{ N}$ entre los puntos *B* y *C*. De igual manera se considera el momento medio $M_m = 0$ y torque alternante $T_a = 0$. El material es el mismo que se utilizó anteriormente en el eje de transmisión de potencia y de acuerdo a la Tabla 3.3: $S_y = 352 \text{ MPa}$ y $S_{ut} = 420 \text{ MPa}$.

Para el diseño de este eje, se determina su diámetro d , utilizando el criterio de falla de ASME Elíptica por lo que se calcula el límite de resistencia a la fatiga S_e , y los respectivos factores de modificación $k_a, k_b, k_c, k_d, k_e, k_f$.

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

Si:

$$k_c, k_d, k_f = 1$$

Y:

$$k_a = a S_{ut}^b$$

Donde a y b son los factores para un acabado superficial de maquinado y laminado en frío y se obtienen de la Figura 3.25, por lo tanto:

$$k_a = 4.51(420)^{-0.265} = 0.91$$

Para determinar el factor de tamaño se emplea la Ecuación 3.29 de acuerdo al tamaño del diámetro en mm:

$$k_b = \left(\frac{d}{7.62}\right)^{-0.107}$$

Para la primera estimación se considera $k_b = 0.9$ y una confiabilidad del 90% (ver la Figura 3.26).

$$k_e = 0.897$$

La resistencia a la tensión en una viga rotativa se determina mediante la Ecuación 3.32

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

$$S'_e = 0.5 (420MPa) = 210MPa$$

$$S_e = (0.91)(0.90)(1)(0.897)(210MPa)$$

$$S_e = 154.28 MPa$$

Utilizando la Figura 3.27 para estimaciones de primera iteración se determina los factores de concentración de esfuerzo por flexión y torsión $K_t = 2.7$ y $K_{ts} = 2.2$.

Para la primera estimación del diámetro en el punto B se considera que $M_m = 0$ y $T_a = 0$, por lo tanto $M_a = 15Nm$ y $T_m = 9.74Nm$ a la derecha del punto crítico pues se tiene un hombro para sujeción de la catarina y que $K_f = K_t$ y que $K_{fs} = K_{ts}$. De acuerdo a la Ecuación 3.24:

$$d = \left\{ \frac{16(2)}{\pi} \left[4 \left(\frac{2.7(15.75Nm)}{154.28 \times 10^6 Pa} \right)^2 + 3 \left(\frac{2.2(9.74Nm)}{352 \times 10^6 Pa} \right)^2 \right]^{\frac{1}{2}} \right\}^{\frac{1}{3}}$$

$$d = 0.0179 m \cong 18 mm$$

Se selecciona un diámetro de 25.4 mm , debido a que el diámetro mínimo del barreno de la catarina es de 1 pulgada , con esto se mantiene la relación $D/d = 1.2$, para el hombro. Determinado el diámetro, se calcula el factor de seguridad para este punto.

$$k_b = \left(\frac{25.4}{7.62} \right)^{-0.107} = 0.88$$

$$S_e = (0.91)(0.88)(1)(0.897)(210 \text{ MPa})$$

$$S_e = 150.85 \text{ MPa}$$

Suponiendo un radio de filete $r/d = 0.02$ (Figura 3.27).

$$r = 0.02(25.4 \text{ mm}) = 0.51 \text{ mm}$$

Con este resultado se encuentran los valores de la sensibilidad de la muesca sometidos a flexión y torsión (q, q_s) así como los concentradores de esfuerzo en flexión y torsión (k_t, k_{ts}) de la Figura 3.28, Figura 3.29, Figura 3.30 y Figura 3.31 y K_f y K_{fs} de la Ecuación 3.33 y Ecuación 3.34:

$$q = 0.63; K_t = 2.4$$

$$K_f = 1 + 0.63(2.4 - 1) = 1.8$$

$$q_s = 0.66; K_{ts} = 2$$

$$K_{fs} = 1 + 0.65(2 - 1) = 1.65$$

Con los factores determinados se calcula el factor de seguridad mediante la Ecuación 3.35 y Ecuación 3.36:

$$\sigma'_a = \left(\frac{32(1.88)(15.75 \text{ Nm})}{\pi(0.0254 \text{ m})^3} \right) = 18405065.32 \text{ Pa}$$

$$\sigma'_m = \left[3 \left(\frac{16(1.65)(9.74 \text{ Nm})}{\pi(0.0254 \text{ m})^3} \right)^2 \right]^{\frac{1}{2}} = 8651123.04 \text{ Pa}$$

$$\frac{1}{n^2} = \left(\frac{18.41 \text{ MPa}}{150.85 \text{ MPa}} \right)^2 + \left(\frac{8.65 \text{ MPa}}{352 \text{ MPa}} \right)^2$$

$$n = 8.03$$

En esta sección se tiene un chavetero por lo que se calcula el factor de seguridad para el diámetro seleccionado, tomando los factores $K_t = K_f = 2.14$ y $K_{ts} = K_{fs} = 3$ (Figura 3.27).

$$\sigma'_a = \left(\frac{32(2.14)(15.75 \text{ Nm})}{\pi(0.0254 \text{ m})^3} \right) = 20950446.70 \text{ Pa}$$

$$\sigma'_m = \left[3 \left(\frac{16(3)(9.74 \text{ Nm})}{\pi(0.0254 \text{ m})^3} \right)^2 \right]^{\frac{1}{2}} = 15729314.61 \text{ Pa}$$

$$\frac{1}{n^2} = \left(\frac{20.95 \text{ MPa}}{150.85 \text{ MPa}} \right)^2 + \left(\frac{15.73 \text{ MPa}}{352 \text{ MPa}} \right)^2$$

$$n = 6.85$$

En los puntos *B* y *C* no existe momento torsor pero si flector $M_a = 12 \text{ Nm}$, así como a la izquierda del punto *B* y en el punto *C* existen ranuras para anillos de retención por lo tanto de acuerdo a la Figura 3.27 se determinan los factores $K_t = K_{fs} = 5$ y el factor de seguridad:

$$\sigma'_a = \left(\frac{32(5)(12 \text{ Nm})}{\pi(0.0254 \text{ m})^3} \right) = 37294965.19 \text{ Pa}$$

$$\frac{1}{n^2} = \left(\frac{37.29 \text{ MPa}}{150.85 \text{ MPa}} \right)^2$$

$$n = 4.05$$

Puntos A y D

En estos puntos se ubican los rodamientos de las chumaceras, por lo tanto, se tiene un hombro para que se acoplen correctamente los rodamientos, considerando la relación $D/d = 1.2$, entonces de acuerdo a la Ecuación 3.24 el diámetro en los rodamientos sería:

$$d = \left\{ \frac{16(2)}{\pi} \left[4 \left(\frac{2.7(5.25Nm)}{154.28 \times 10^6 Pa} \right)^2 \right]^{\frac{1}{2}} \right\}^{\frac{1}{3}}$$

$$d = 0.0123m \cong 12mm$$

Se selecciona $d = 20mm$ debido al diámetro del barreno en los rodamientos de la chumacera a utilizarse en los dos extremos, por lo tanto:

$$\frac{D}{d} = \frac{25.4}{20} = 1.27$$

$$k_b = \left(\frac{20}{7.62} \right)^{-0.107} = 0.90$$

$$S_e = (0.91)(0.90)(1)(0.897)(210MPa)$$

$$S_e = 154.28 MPa$$

De la Figura 3.27 se considera un filete agudo por lo que $K_t = K_f = 2.7$ y $K_{ts} = K_{fs} = 2.2$; y un $M_a = 5.25 Nm$ y $T_m = 0$ para determinar el factor de seguridad en estos puntos.

$$\sigma'_a = \left(\frac{32(2.7)(5.25Nm)}{\pi(0.020m)^3} \right) = 18048170.55 Pa$$

$$\frac{1}{n^2} = \left(\frac{18.05MPa}{154.28 MPa} \right)^2$$

$$n = 8.55$$

Tabla 3.7 Tabla de resultados del eje conducido en la banda transportadora

Punto	Cambio de sección	Factor de concentración de esfuerzo		Momento flector Nm	Par torsional Nm	Factor de seguridad n	Diámetro		
		K _f	K _{fs}				∅	Mínimo	Seleccionado
A	Hombro	2.70	2.20	5.25	0.00	8.55	D ₁	12.00	20.00
B	Hombro	1.88	1.65	15.75	9.74	8.03	D ₂	18.00	25.40
	Chavetero	2.14	3.00	15.75	9.74	6.85			
	Ranura	5.00	3.00	12.00	0.00	4.05			
C	Ranura	5.00	3.00	12.00	0.00	4.05	D ₃	18.00	25.40
	Chavetero	2.14	3.00	15.75	9.74	6.85			
	Hombro	1.88	1.65	15.75	9.74	8.03			
D	Hombro	2.70	2.20	5.25	0.00	8.55	D ₄	12.00	20.00

(Fuente: Propia)

Selección de chumaceras

Para determinar las horas de trabajo del equipo se utiliza la Figura 3.42 en función de su uso:

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, Tecles 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

Figura 3.42 Duración de la vida de la chumacera según la aplicación

(Fuente: Mott, 2006)

La vida nominal de un rodamiento de acuerdo a la norma ISO 281 se determina mediante la ecuación:

$$L_{10} = \left(\frac{C_r}{P_r} \right)^p \quad \text{Ecuación 3.38}$$

Donde:

L_{10} Vida nominal básica(confiabilida del 90%), millones de revoluciones(10^6 revoluciones)

C_r Capacidad básica de carga dinámica, N

P_r Carga dinámica equivalente, N

p Exponente de la ecuación de la vida útil, para rodamiento de bolas, $p = 3$

Si la velocidad es constante, la vida se expresa en horas de funcionamiento mediante la ecuación.

$$L_{10h} = \frac{10^6}{60N} L_{10} \quad \text{Ecuación 3.39}$$

L_{10h} Vida nominal (confiabilida del 90%), horas de funcionamiento

N Velocidad de giro, rpm

Para calcular la capacidad de carga dinámica se considera:

$$L_{10} = \left(\frac{C_r}{P_r} \right)^3 \quad \text{Ecuación 3.40}$$

$$P_r = X \cdot F_r + Y \cdot F_a \quad \text{Ecuación 3.41}$$

$$Fact = f_w \cdot F \quad \text{Ecuación 3.42}$$

$$F_r = Fact \cdot F_z \quad \text{Ecuación 3.43}$$

Donde:

P_r Carga radial dinámica

F_r Fuerza real

f_w Factor de carga ($f_w = 1.5$),(Figura 3.43)

$Fact$ Factor de carga actual

F_z Factor de cadena (Para obtener la carga actuante, la fuerza efectiva de transmisión debe ser multiplicada por el factor de cadena, 1.2 a 1.5)

X, Y Coeficientes para el cálculo de la carga radial dinámica P_r (Figura 3.44)

Condiciones de carga	f_w	Ejemplos
Con pequeña carga de choque o sin carga	1 to 1.2	Máquinas herramientas, máquinas eléctricas, etc.
Algún tipo de carga de choque; Máquinas con componentes recíprocos	1.2 to 1.5	Vehículos, mecanismos de conducción, máquinas metal-mecánica, máquinas utilizadas en la fabricación de acero, maquinaria de papeleras, maquinaria para mezclar gomas, equipo hidráulico, montacargas, maquinaria de transporte, equipo de transmisión de potencia, maquinaria maderera, impresoras, etc.
Cargas de choque violentas	1.5 to 3	Maquinaria agrícola, cribas vibradoras, molinos de tubo y de bola, etc.

Figura 3.43 Factor de carga f_w

(Fuente: Mott, 2006)

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

$\frac{f_o \cdot F_a}{C_{or}}$	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

Figura 3.44 Coeficientes para el cálculo de la carga radial dinámica equivalente P_r

(Fuente: Mott, 2006)

Eje de transmisión de potencia

Chumacera punto A

En la Figura 3.45 se muestran las fuerzas actuantes en la chumacera que se calcularon anteriormente en el punto A:

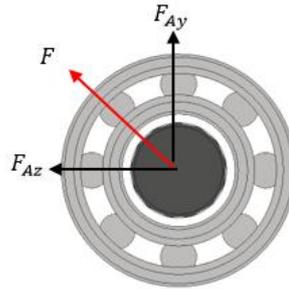


Figura 3.45 Diagrama de cuerpo libre del punto A
(Fuente: Propia)

Donde $F_{Ay} = 86.01 \text{ N}$ y $F_{Az} = 203.79 \text{ N}$, por lo tanto la fuerza resultante viene dada por:

$$F = \sqrt{F_{Ay}^2 + F_{Az}^2} = \sqrt{(86.01 \text{ N})^2 + (203.79 \text{ N})^2} = 221.20 \text{ N}$$

Para determinar la carga equivalente P_r de acuerdo a la Ecuación 3.41 se considera que la carga axial de $F_a = 0$ debido a que no existen cargas axiales por lo que el factor de carga radial $X = 1$ y el factor de carga axial $Y = 0$. Por lo tanto la fuerza real se determina combinando la Ecuación 3.42 y Ecuación 3.43:

$$Fr = f_w \cdot F \cdot F_z = (1.5)(221.20)(1.2) = 398.16 \text{ N}$$

$$\rightarrow Pr = 1(398.16 \text{ N}) = 398.16 \text{ N}$$

Por otro lado, si la vida nominal es de $L_{10h} = 6000 \text{ h}$ (ver Figura 3.42), a una velocidad de giro $N = 200 \text{ rpm}$.

$$L_{10h} = \frac{10^6}{60N} L_{10}$$

$$L_{10} = \frac{(6000)(200)(60)}{10^6} = 72 \text{ millones de revoluciones}$$

Así se determina la carga dinámica en el punto A de acuerdo a la Ecuación 3.40:

$$\rightarrow Cr = (72)^{1/3}(398.16 \text{ N}) = 1656.41 \text{ N} = 1.66 \text{ kN}$$

Punto D

En la Figura 3.46 se muestran las fuerzas actuantes en la chumacera que se calcularon anteriormente en el punto D:

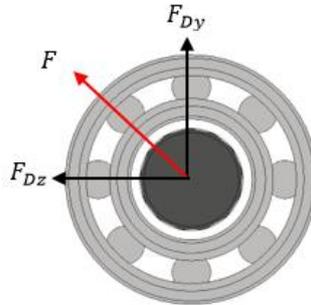


Figura 3.46 Diagrama de cuerpo libre se nodo D
(Fuente: Propia)

Donde $F_{Dy} = 185.30 \text{ N}$ y $F_{Dz} = 949.18 \text{ N}$, por lo tanto la fuerza resultante viene dada por:

$$F = \sqrt{F_{Dy}^2 + F_{Dz}^2} = \sqrt{(185.30\text{N})^2 + (949.18\text{N})^2} = 967.10 \text{ N}$$

Para calcular la fuerza real en el punto D, se consideran los mismos factores y ecuaciones empleadas para la chumacera en el punto A, por lo tanto:

$$Fr = (1.5)(967.1)(1.2) = 1740.78 \text{ N}$$

La carga radial en el punto D viene dada por:

$$Pr = 1(1740.78 \text{ N}) = 1740.78 \text{ N}$$

y su carga dinámica es:

$$Cr = (72)^{1/3}(1740.78 \text{ N}) = 7241.94 \text{ N} = 7.24 \text{ KN}$$

La chumacera se selecciona en base a la carga dinámica y sus dimensiones de la Figura 3.47 y Figura 3.48.

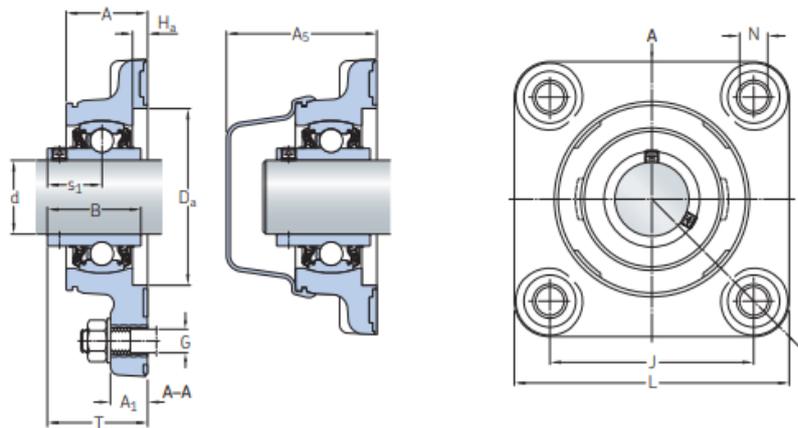


Figura 3.47 Dimensiones de la chumacera
(Fuente: SKF)

Dimensiones principales		Capacidad de carga básica		Carga límite de fatiga	Velocidad límite con tolerancia de eje h6	Masa	Designación	
d	J	dinámica	estática				Unidad de rodamientos	Tapa lateral asociada
mm		C	C ₀	P _u	r. p. m.	kg	-	
20	63,5	10,8	6,55	0,28	5 000	0,29	F4BC 20M-TPSS	ECB 504
	63,5	12,7	6,55	0,28	5 000	0,29	F4BC 20M-TPZM	ECB 504
	63,5	10,8	6,55	0,28	5 000	0,68	F4BSS 20M-YTPSS	ECW 204
25	70	11,9	7,8	0,335	4 300	0,35	F4BC 25M-TPSS	ECB 505
	70	14	7,8	0,335	4 300	0,36	F4BC 25M-TPZM	ECB 505
	69,9	11,9	7,8	0,335	4 300	1,05	F4BSS 25M-YTPSS	ECW 205
30	83	16,3	11,2	0,475	3 800	0,52	F4BC 30M-TPSS	ECB 506
	83	19,5	11,2	0,475	3 800	0,52	F4BC 30M-TPZM	ECB 506
	82,6	16,3	11,2	0,475	3 800	1,4	F4BSS 30M-YTPSS	ECW 206
35	92	21,6	15,3	0,655	3 200	0,74	F4BC 35M-TPSS	ECB 507
	92	25,5	15,3	0,655	3 200	0,74	F4BC 35M-TPZM	ECB 507
	92,1	21,6	15,3	0,655	3 200	1,8	F4BSS 35M-YTPSS	ECW 207
40	102	24,7	19	0,8	2 800	0,93	F4BC 40M-TPSS	ECB 508
	102	30,7	19	0,8	2 800	0,93	F4BC 40M-TPZM	ECB 508
	101,6	24,7	19	0,8	2 800	2,3	F4BSS 40M-YTPSS	ECW 208
50	111	29,6	23,2	0,98	2 200	1,2	F4BC 50M-TPSS	ECB 510
	111	35,1	23,2	0,98	2 200	1,2	F4BC 50M-TPZM	ECB 510

Figura 3.48 Cargas dinámicas y estáticas de las chumaceras
(Fuente: SKF)

Calculadas las cargas dinámicas en los puntos A y D se observa que la capacidad de carga dinámica en el punto D es mucho mayor que en A, por lo tanto, se selecciona la chumacera para un diámetro de 25 mm, para los dos puntos de acuerdo a la Figura 3.48.

Finalmente se selecciona un diámetro del eje de acuerdo a la disponibilidad en el mercado y considerando que el diámetro del hombro en punto B y C es de 36 mm (donde se ubican las catarinas), entonces, se selecciona un diámetro de eje de $1 \frac{1}{2} \text{ pulgadas}$ (38.1 mm).

Eje conducido en la banda transportadora

Chumacera punto A y D

En la Figura 3.49 se muestran las fuerzas actuantes en la chumacera que se calcularon anteriormente en el punto A:

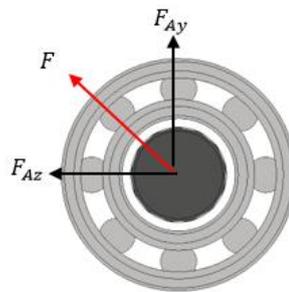


Figura 3.49 Diagrama de cuerpo libre del punto A
(Fuente: Propia)

Donde $F_{Ay} = 67.92 \text{ N}$ y $F_{Az} = 253.48 \text{ N}$, por lo tanto la fuerza resultante viene dada por:

$$F = \sqrt{F_{Ay}^2 + F_{Az}^2} = \sqrt{(67.92\text{N})^2 + (253.48\text{N})^2} = 262.42 \text{ N}$$

Para determinar la carga equivalente P_r de acuerdo a la Ecuación 3.41 se considera que la carga axial de $F_a = 0$ debido a que no existen cargas axiales por lo que el factor de carga radial $X = 1$ y el factor de carga axial $Y = 0$. Por lo tanto la fuerza real se determina combinando la Ecuación 3.42 y Ecuación 3.43:

$$Fr = f_w \cdot F \cdot Fz = (1.5)(262.42)(1.2) = 472.36 \text{ N}$$

$$\rightarrow Pr = 1(472.36 \text{ N}) = 472.36 \text{ N}$$

Por otro lado, si la vida nominal es de $L_{10h} = 6000 h$ (ver Figura 3.42), a una velocidad de giro $N = 200 rpm$.

$$L_{10h} = \frac{10^6}{60N} L_{10}$$

$$L_{10} = \frac{(6000)(200)(60)}{10^6} = 72 \text{ millones de revoluciones}$$

Así se determina la carga dinámica en el punto A de acuerdo a la Ecuación 3.40:

$$\rightarrow Cr = (72)^{1/3} (472.36 N) = 1965.10 N = 1.97 KN$$

La chumacera se selecciona en base a la capacidad de carga dinámica y las dimensiones del eje donde se van a acoplar (diámetro del eje para acoplar la chumacera es $d = 20m$, Figura 3.48). Finalmente se selecciona un diámetro del eje, considerando que el diámetro del hombro en punto B y C es de $30.48 mm$ donde se fijan las catarinas, por lo tanto se selecciona un diámetro de eje de $1.25 pulgadas$ ($31.75mm$), que es el que se encuentra disponible en el mercado.

Cálculo de chaveta o cuña

Determinado el diámetro en los ejes se puede determinar el tamaño de las cuñas utilizando la Figura 3.50, la variables por definirse son la longitud de la chaveta y el material. Se utiliza una cuña tipo A (Figura 3.51).

Tamaño nominal del eje		Tamaño nominal de la cuña		
Más de	Hasta (incl.)	Ancho, W	Altura, H	
			Cuadrada	Rectangular
5/16	7/16	3/32	3/32	
7/16	9/16	1/8	1/8	3/32
9/16	7/8	3/16	3/16	1/8
7/8	1 ¹ / ₄	1/4	1/4	3/16
1 ¹ / ₄	1 ³ / ₈	5/16	5/16	1/4
1 ³ / ₈	1 ¹ / ₂	3/8	3/8	1/4
1 ¹ / ₂	2 ¹ / ₄	1/2	1/2	3/8
2 ¹ / ₄	2 ³ / ₄	5/8	5/8	7/16
2 ³ / ₄	3 ¹ / ₄	3/4	3/4	1/2
3 ¹ / ₄	3 ³ / ₄	7/8	7/8	5/8
3 ³ / ₄	4 ¹ / ₂	1	1	3/4
4 ¹ / ₂	5 ¹ / ₂	1 ¹ / ₄	1 ¹ / ₄	7/8
5 ¹ / ₂	6 ¹ / ₂	1 ¹ / ₂	1 ¹ / ₂	1
6 ¹ / ₂	7 ¹ / ₂	1 ³ / ₄	1 ³ / ₄	1 ¹ / ₂
7 ¹ / ₂	9	2	2	1 ¹ / ₂
9	11	2 ¹ / ₂	2 ¹ / ₂	1 ³ / ₄
11	13	3	3	2
13	15	3 ¹ / ₂	3 ¹ / ₂	2 ¹ / ₂
15	18	4		3
18	22	5		3 ¹ / ₂
22	26	6		4
26	30	7		5

Figura 3.50 Tamaño de la cuña en función del diámetro del eje
(Fuente: Mott, 2006)

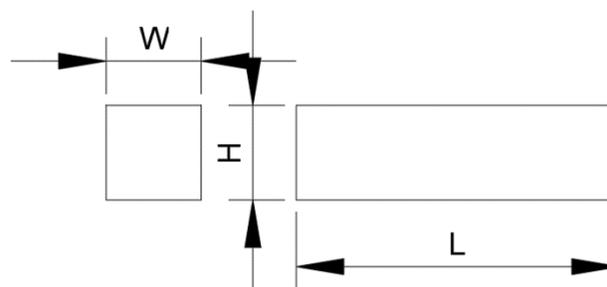


Figura 3.51 Cuña cuadrada
(Fuente: Propia)

Considerando el ancho (W), el alto (H) (Figura 3.50), el material de la chaveta a utilizarse *ANSI 1045*, se verifica si la resistencia de fluencia es mayor o menor al cubo (catarina) y eje. Para iniciar el análisis se comprueba la resistencia a la fluencia de los materiales (chaveta, eje y cubo): $S_{yEje} = 352MPa$, $S_{yCatarina} = 250MPa$, $S_{ychaveta} = 530MPa$ y se observa que la chaveta tiene la mayor fluencia por lo que se procede a su diseño utilizando la Ecuación 3.44 considerando el

torque y diámetro de los puntos donde se ubican las chavetas (Mott, 2006), y la resistencia a la fluencia del cubo por tener menor resistencia.

$$L = \frac{4TN}{S_yDH} \quad \text{Ecuación 3.44}$$

Donde:

L Longitud de la chaveta, (m)

T Torque, (Nm)

$N = 3$ Para aplicaciones industriales

S_y Resistencia a la fluencia, (Pa)

D Diámetro del eje, (m)

H Altura, (m)

Chaveta para el eje de transmisión de potencia

Punto E

Se conoce que $T = 32.06 Nm$, $D = 20 mm$, $S_{yCatarina} = 250 MPa$, $W = \frac{3}{16} pulg = 4.76 \times 10^{-3} m$ y $H = \frac{3}{16} pulg = 4.76 \times 10^{-3} m$ por lo tanto:

$$L = \frac{4(32.06 Nm)(3)}{(250 \times 10^6 N/m^2)(0.02 m)(4.76 \times 10^{-3} m)} = 0.01616 m = 16.16 mm$$

Punto C

Se conoce que $T = 16.03 Nm$, $D = 30 mm$, $S_{yCatarina} = 250 MPa$, $W = \frac{1}{4} pulg = 6.35 \times 10^{-3} m$ y $H = \frac{1}{4} pulg = 6.35 \times 10^{-3} m$ por lo tanto:

$$L = \frac{4(16.03 Nm)(3)}{(250 \times 10^6 N/m^2)(0.03 m)(6.35 \times 10^{-3} m)} = 6.06 \times 10^{-3} m = 6.06 mm$$

Punto B

Se conoce que $T = 16.03 \text{ Nm}$, $D = 30 \text{ mm}$, $S_{y\text{Catarina}} = 250 \text{ MPa}$, $W = \frac{1}{4} \text{ pulg} = 6.35 \times 10^{-3} \text{ m}$ y $H = \frac{1}{4} \text{ pulg} = 6.35 \times 10^{-3} \text{ m}$ por lo tanto:

$$L = \frac{4(16.03 \text{ Nm})(3)}{(250 \times 10^6 \text{ N/m}^2)(0.03 \text{ m})(6.35 \times 10^{-3} \text{ m})} = 4.04 \times 10^{-3} \text{ m} = 4.04 \text{ mm}$$

Se determina de igual manera las dimensiones de las cuñas de los otros ejes que se diseñan en la máquina, empleando el mismo procedimiento y se selecciona la chaveta de acuerdo con las longitudes normalizadas. Un resumen de los resultados se presenta en la Tabla 3.8 y Tabla 3.9.

Tabla 3.8 Dimensiones de las chavetas del eje de transmisión de potencia

Eje de transmisión de potencia					
Punto	Material	Dimensiones, pulgadas	Tipo	Longitud	
				Mínimo, mm	Seleccionado, pulgadas
B	ANSI 1045	1/4 x 1/4	A	4.04	3/4
C	ANSI 1045	1/4 x 1/4	A	8.07	3/4
E	ANSI 1045	3/16 x 3/16	A	16.16	3/4

(Fuente: Propia)

Tabla 3.9 Dimensiones de las chavetas del eje conducido

Eje de transmisión de potencia					
Punto	Material	Dimensiones, pulgadas	Tipo	Longitud	
				Mínimo, mm	Seleccionado, pulgadas
B	ANSI 1045	1/4 x 1/4	A	2.90	3/4
C	ANSI 1045	1/4 x 1/4	A	2.90	3/4

(Fuente: Propia)

Sistema de tracción para animales

Para este sistema el elemento motriz que produce el movimiento de la banda transportadora serán las llantas que se adaptan en la máquina cosechadora, por lo que se debe definir primero el par de torsión que generan las mismas. Si se considera que el 70% del peso de la máquina es soportado por las llantas cuando la máquina se encuentra en funcionamiento (peso aproximado del equipo es de 150 kg), y el coeficiente de fricción de suelo arenoso – arcilloso se encuentra entre 0.35 – 0.45 (para el diseño se emplea un valor intermedio de 0.4), se procede a calcular

el máximo par de torsión para el cual se considera el punto donde la fricción es máxima (Figura 3.52).

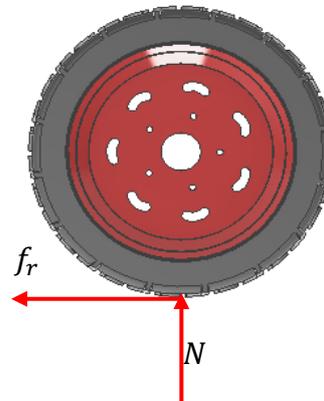


Figura 3.52 Diagrama de cuerpo libre de las fuerzas en la llanta
(Fuente: Propia)

Si:

$$f_r = \mu N \quad \text{Ecuación 3.45}$$

Y:

$$f_r = \mu mg \quad \text{Ecuación 3.46}$$

Donde

f_r Fuerza de fricción

μ Coeficiente de rozamiento

N Fuerza normal

m Masa

g Gravedad

$$\rightarrow f_r = 0.4(52.5Kg) \left(9.8 \frac{m}{s}\right) = 205.8 N$$

Por otro lado:

$$T = f_r d$$

Ecuación 3.47

Donde d es el diámetro de la rueda.

$$\rightarrow T = (205.8 \text{ N})(0.19\text{m}) = 39.10 \text{ Nm}$$

Se considera los valores experimentales de la fuerza de tracción animal Tabla 3.10, para determinar las fuerzas que actúan en el eje.

Tabla 3.10 Valores experimentales de la fuerza de tracción animal

Media	Fuerza [Kgf]
1	130
2	128
3	125
4	133
5	130
6	129
7	125
8	133
9	133
10	132
11	132
12	130
Promedio	130

(Fuente: Angla Silva & Quiroz Once, 2012)

Como se tiene dos puntos de apoyo la fuerza de tracción se divide en éstos (ver Figura 3.53).

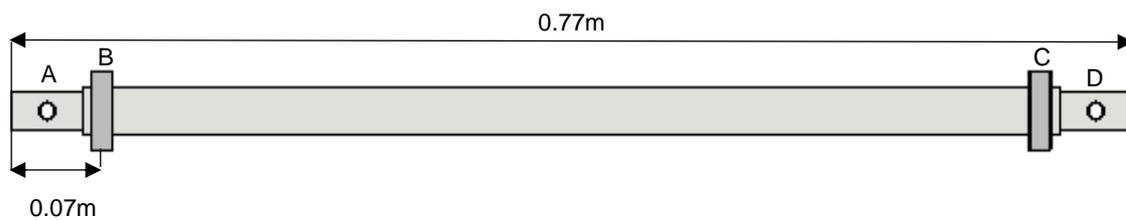


Figura 3.53 Dimensiones del eje de transmisión de las ruedas

(Fuente: Propia)

Para el accionamiento de la banda transportadora se utilizan engranes en los ejes conductor y conducido de acuerdo a:

$$W_t = \frac{T}{D/2}$$

Ecuación 3.48

$$W_r = W_t \tan \phi$$

Ecuación 3.49

Donde

T Torque, (Nm)

W_t Fuerza tangencial en los engranes, (N)

W_r Fuerza radial de los engranes, (N)

ϕ Angulo de presión, ($^\circ$)

$D_A = 94.5$ Diámetro de paso del engrane conductor, (m)

Las fuerzas y las reacciones a las que está sometido el eje se pueden observar en la Figura 3.54.

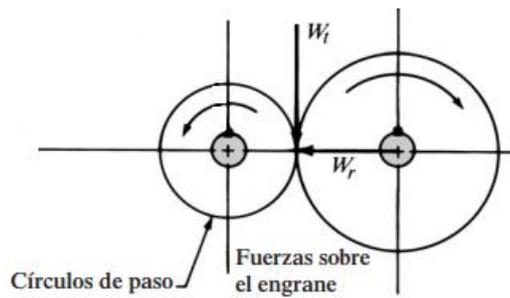


Figura 3.54 Fuerzas que actúan en los engranes
(Fuente: Propia)

Por lo tanto:

$$W_t = \frac{39.10N}{0,0945/2} = 827.51 N$$

$$W_r = 827.51(\tan 20^\circ) = 301.19 N$$

PLANO XY

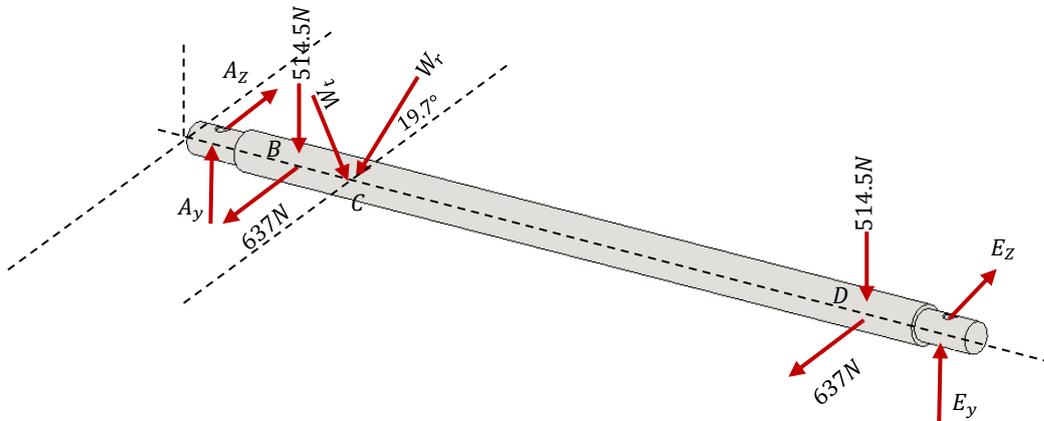


Figura 3.55 Diagrama de cuerpo libre de eje transmitido en la banda transportadora
(Fuente: Propia)

De acuerdo al DCL de la Figura 3.55:

$$\sum F_y = 0$$

$$A_y - 514.50 - (827.51 \cos 19.7^\circ) - (301.19 \operatorname{sen} 19.7^\circ) - 514.5 + E_y = 0$$

$$A_y - 514.50 - 778.60 - 101.53 - 514.5 + E_y = 0$$

$$\sum M_A = 0$$

$$-(513 \text{ N})(0.04 \text{ m}) - (778.60 \text{ N})(0.072 \text{ m}) - (101.53 \text{ N})(0.072 \text{ m}) - (514 \text{ N})(0.674 \text{ m}) + E_y(0.714) = 0$$

$$E_y = 602.75 \text{ N}; A_y = 1306.38 \text{ N}$$

La Figura 3.58 muestra los momentos flectores en el plano XY

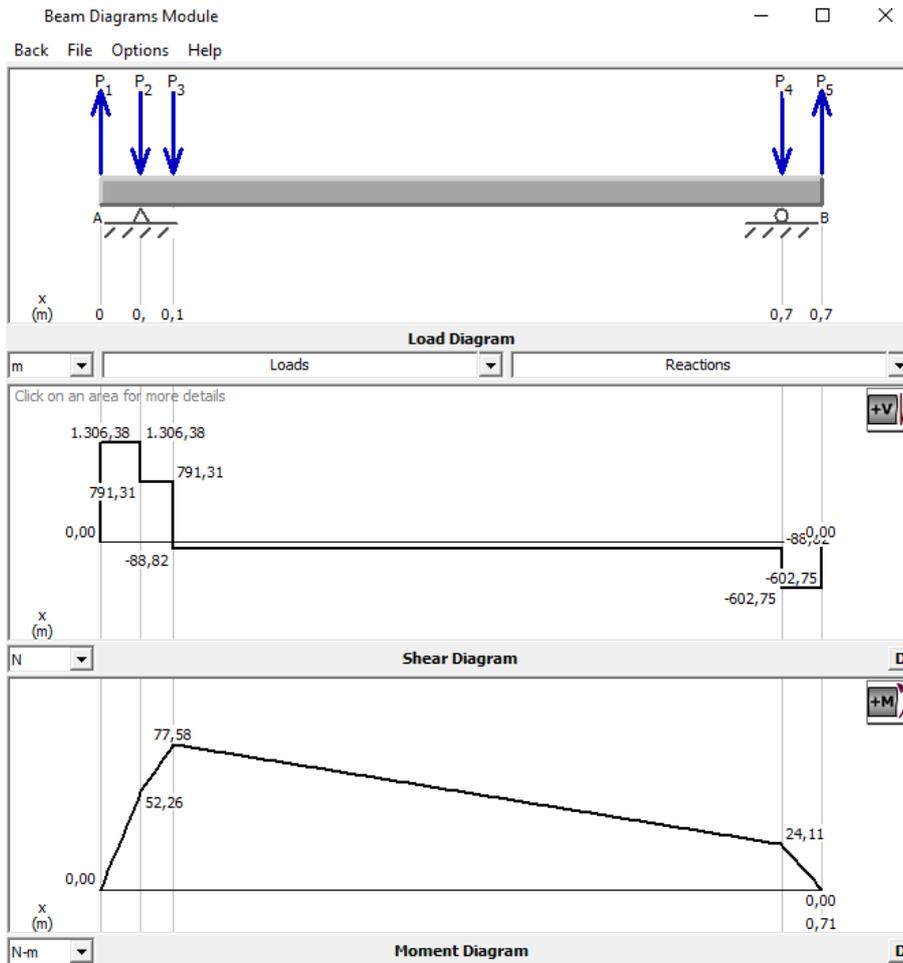


Figura 3.56 Diagramas de fuerza cortantes y momentos flectores plano en el plano XZ
(Fuente: Propia)

PLANO XZ

De acuerdo al DCL de la Figura 3.55:

$$\sum F_z = 0$$

$$-A_z + 637N - (827.51 \cos 19.7^\circ) - (301.19 \sin 19.7^\circ) + 637 - E_z = 0$$

$$-A_z + 637N - (779.08N) + (101.53) + 637 - E_z = 0$$

$$\sum M_A = 0$$

$$-(637)(0.04) + (779.08)(0.072) - (101.53)(0.072) - (637)(0.67) + E_z(0.714) = 0$$

$$E_z = 568.68N; A_z = 27.77N$$

La Figura 3.59 muestra los momentos flectores en el plano XY

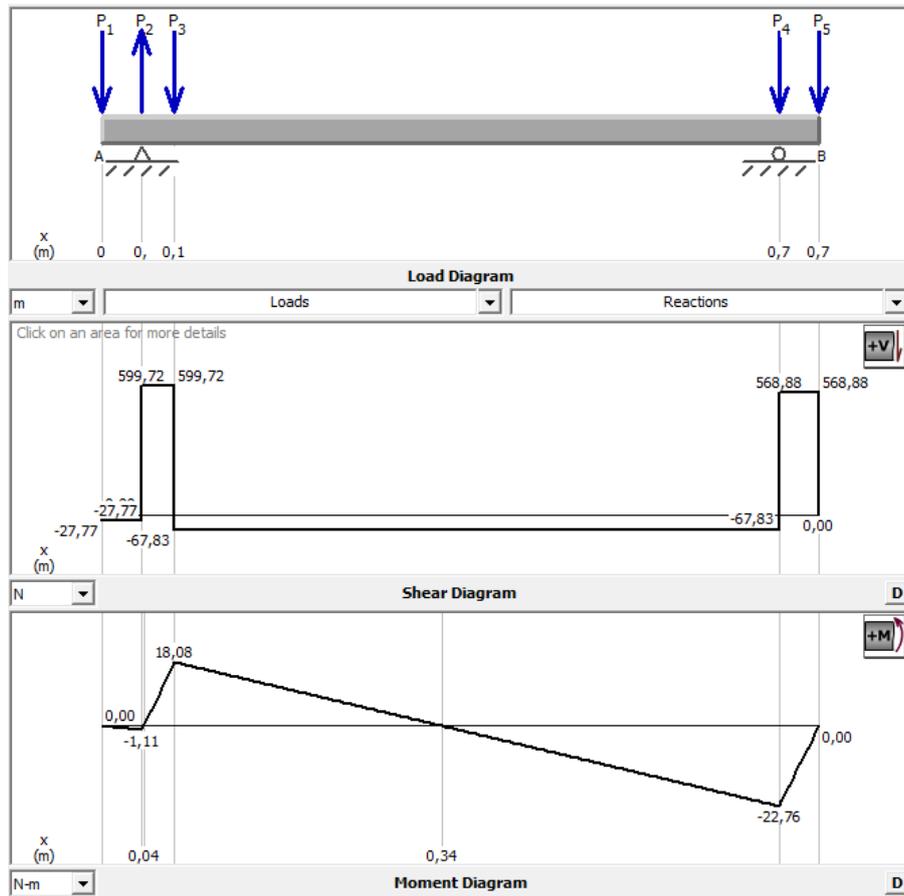


Figura 3.57 Diagramas de fuerza cortantes y momentos flectores plano en el plano XZ
(Fuente: Propia)

Momentos flectores resultantes

Tabla 3.11 Momentos resultantes de eje de llantas

Punto	Plano X-Y	Plano X- Z	Momento Máximo
	Momento	Momento	$\sqrt{M_{xy}^2 + M_{xz}^2}$
A	0	0	0
B	52.26	-1.11	52.27
C	77.58	18.08	79.66
D	24.11	-22.76	33.16
E	0	0	0

(Fuente: Propia)

Se determinó que el momento flector máximo se encuentra en el punto C . El esfuerzo flector es completamente reversible y la torsión es constante, por lo tanto M_m y T_a son iguales a 0. Se considera acero ANSI 1020 y se emplea el mismo proceso anteriormente mostrado para determinar el diámetro:

$$k_c, k_d, k_f = 1$$

$$k_a = 4.51(420)^{-0.265} = 0.91$$

$$k_b = 0.9$$

$$k_e = 0.897$$

$$S'_e = 0.5 (420MPa) = 210MPa$$

$$S_e = (0.91)(0.90)(1)(0.897)(210MPa) = 154.28 MPa$$

Utilizando la Figura 3.27 para estimaciones de primera iteración se determina los factores de concentración de esfuerzo por flexión y torsión $K_t = 5$ y $K_{ts} = 3$ respectivamente en el punto crítico donde se tienen ranuras de retención para el engranaje conductor, se considera $K_f = K_t$ y que $K_{fs} = K_{ts}$ así como un $M_a = 78Nm$ y $T_m = 39.10 Nm$. De acuerdo a la Ecuación 3.24:

$$d = \left\{ \frac{16(2)}{\pi} \left[4 \left(\frac{5(78Nm)}{154.28 \times 10^6 Pa} \right)^2 + 3 \left(\frac{3(39.10Nm)}{352 \times 10^6 Pa} \right)^2 \right]^{\frac{1}{2}} \right\}^{\frac{1}{3}}$$

$$d = 0.0344m \cong 34.4mm$$

Se elige un diámetro de $38.1 mm = 1.5 pulg$, que es el disponible en el mercado. Se obtienen las especificaciones de una ranura apropiada para un anillo de retención para un eje de $38.1 mm$ del programa de diseño: ancho $a = 3.048 mm$; profundidad $t = 1.19 mm$; y el radio interno de la ranura $r = 0.2 mm$.

$$\frac{a}{t} = \frac{3.048}{1.19} = 2.56$$

$$\frac{r}{t} = \frac{0.2}{1.19} = 0.17$$

Se determina los factores de concentración de esfuerzos por flexión $K_f = K_t = 4.4$ y torsión $K_{fs} = K_{ts} = 2.7$ modificados de la Figura 3.32 y Figura 3.33 y se calcula nuevamente el factor de modificación de tamaño con $d = 38.1 \text{ mm}$ y la resistencia a la fatiga.

$$k_b = \left(\frac{38.1}{7.62}\right)^{-0.107} = 0.84$$

$$S_e = (0.91)(0.84)(0.897)(210) = 143.99 \text{ MPa}$$

Determinado los factores, se calcula el factor de seguridad mediante las ecuaciones

$$\sigma'_a = \left(\frac{32(4.4)(78 \text{ Nm})}{\pi(0.0381 \text{ m})^3}\right) = 63208059.52 \text{ Pa}$$

$$\sigma'_m = \left[\left(\frac{32K_f M_m}{\pi d^3}\right)^2 + 3 \left(\frac{16K_{fs} T_m}{\pi d^3}\right)^2 \right]^{\frac{1}{2}}$$

$$\sigma'_m = \left[3 \left(\frac{16(2.7)(39.10 \text{ Nm})}{\pi(0.0381 \text{ m})^3}\right)^2 \right]^{\frac{1}{2}} = 16838225.91 \text{ Pa}$$

$$\frac{1}{n^2} = \left(\frac{63.21 \text{ MPa}}{143.99 \text{ MPa}}\right)^2 + \left(\frac{16.84 \text{ MPa}}{352 \text{ MPa}}\right)^2$$

$$n = 2.26$$

Al lado derecho del engrane se ubica otro anillo de retención por lo que se calcula el factor de seguridad en ese punto considerando un $M_a = 75 \text{ Nm}$ y $T_m = 39.10 \text{ Nm}$, con $K_f = K_t = 5$ y que $K_{fs} = K_{ts} = 3$ de acuerdo a la Figura 3.27.

$$\sigma'_a = \left(\frac{32(5)(75 \text{ Nm})}{\pi(0.0381 \text{ m})^3}\right) = 69064750.35 \text{ Pa}$$

$$\sigma'_m = \left[3 \left(\frac{16(3)(39.10Nm)}{\pi(0.0381m)^3} \right)^2 \right]^{\frac{1}{2}} = 187009139.90Pa$$

$$\frac{1}{n^2} = \left(\frac{69.06MPa}{143.99MPa} \right)^2 + \left(\frac{18.71MPa}{352MPa} \right)^2$$

$$n = 2.07$$

En el centro del engrane se tiene un chavetero, por lo que se considera $M_a = 79 Nm$ y $T_m = 39.10 Nm$, con $K_f = K_t = 2.14$ y que $K_{fs} = K_{ts} = 3$ de acuerdo a la Figura 3.27.

$$\sigma'_a = \left(\frac{32(2.14)(79Nm)}{\pi(0.0381m)^3} \right) = 31136231.19 Pa$$

$$\sigma'_m = \left[3 \left(\frac{16(3)(39.10Nm)}{\pi(0.0381m)^3} \right)^2 \right]^{\frac{1}{2}} = 18709139.90Pa$$

$$\frac{1}{n^2} = \left(\frac{31.14MPa}{143.99MPa} \right)^2 + \left(\frac{18.71MPa}{352MPa} \right)^2$$

$$n = 4.49$$

Punto B

En la parte derecha se encuentra un hombro, por lo que se debe de considerar un $M_a = 60 Nm$ y $T_m = 39.10 Nm$. Para la primera iteración se toma $k_a = 0.91$, $k_b = 0.9$, $k_e = 0.897$, $S'_e = 210MPa$ valores que determinan un $S_e = 154.28 MPa$, también $K_f = K_t = 2.7$, $K_{fs} = K_{ts} = 2.2$, $r/d = 0.02$ de acuerdo a la Figura 3.27. según la Ecuación 3.24:

$$d = \left\{ \frac{16(2)}{\pi} \left[4 \left(\frac{2.7(60Nm)}{154.28 \times 10^6 Pa} \right)^2 + 3 \left(\frac{2.2(39.10Nm)}{352 \times 10^6 Pa} \right)^2 \right]^{\frac{1}{2}} \right\}^{\frac{1}{3}}$$

$$d = 0.0279m \cong 29.94mm$$

Manteniendo la relación $D/d = 1.2$ en el hombro, con un $D = 38.1\text{ mm}$ se selecciona un diámetro $d = 30\text{ mm}$. Por lo tanto:

$$\frac{D}{d} = \frac{38.1\text{ mm}}{30\text{ mm}} = 1.27$$

$$k_b = \left(\frac{30}{7.62}\right)^{-0.107} = 0.86$$

$$S_e = (0.91)(0.86)(0.897)(210) = 147.42\text{ MPa}$$

Suponiendo un radio de filete $r/d = 0.02$ (Figura 3.27):

$$r = 0.02(30) = 0.6\text{ mm}$$

Con este resultado se determinan los valores de la sensibilidad de la muesca sometidos a flexión y torsión (q, q_s) así como los concentradores de esfuerzo en flexión y torsión (k_t, k_{ts}) de la Figura 3.28, Figura 3.29, Figura 3.30 y Figura 3.31 y K_f y K_{fs} de la Ecuación 3.33 y Ecuación 3.34:

$$q = 0.6; k_t = 2.3$$

$$K_f = 1 + 0.6(2.3 - 1) = 1.78$$

$$q_s = 0.63; k_{ts} = 2$$

$$K_{fs} = 1 + 0.63(2 - 1) = 1.63$$

Con lo que el factor de seguridad da:

$$\sigma'_a = \left(\frac{32(1.78)(60\text{ Nm})}{\pi(0.03\text{ m})^3}\right) = 40290958.04\text{ Pa}$$

$$\sigma'_m = \left[3\left(\frac{16(1.63)(39.10\text{ Nm})}{\pi(0.03\text{ m})^3}\right)^2\right]^{\frac{1}{2}} = 20822426.37\text{ Pa}$$

$$\frac{1}{n^2} = \left(\frac{40.29\text{ MPa}}{147.42\text{ MPa}}\right)^2 + \left(\frac{20.82\text{ MPa}}{352\text{ MPa}}\right)^2$$

$$n = 3.58$$

Punto A

En la parte derecha se encuentra un hombro, por lo que se considera un $M_a = 25 \text{ Nm}$ y $T_m = 39.10 \text{ Nm}$. Para la primera iteración se toma $k_a = 0.91$, $k_b = 0.9$, $k_e = 0.897$, $S'_e = 210 \text{ MPa}$ con lo que $S_e = 154.28 \text{ MPa}$, también $K_f = K_t = 2.7$, $K_{fs} = K_{ts} = 2.2$, $r/d = 0.02$ (Figura 3.27). De acuerdo a la Ecuación 3.24:

$$d = \left\{ \frac{16(2)}{\pi} \left[4 \left(\frac{2.7(25 \text{ Nm})}{154.28 \times 10^6 \text{ Pa}} \right)^2 + 3 \left(\frac{2.2(39.10 \text{ Nm})}{352 \times 10^6 \text{ Pa}} \right)^2 \right]^{\frac{1}{2}} \right\}^{\frac{1}{3}}$$

$$d = 0.02147 \text{ m} \cong 21.47 \text{ mm}$$

Manteniendo la relación $D/d = 1.2$ en el hombro, con un $D = 30 \text{ mm}$ entonces se selecciona un diámetro de $d = 25 \text{ mm}$. Por lo tanto:

$$\frac{D}{d} = \frac{30 \text{ mm}}{25 \text{ mm}} = 1.2$$

$$k_b = \left(\frac{25}{7.62} \right)^{-0.107} = 0.88$$

$$S_e = (0.91)(0.88)(0.897)(210) = 150.85 \text{ MPa}$$

Suponiendo un radio de filete $r/d = 0.02$, (Figura 3.27):

$$r = 0.02(25) = 0.5 \text{ mm}$$

Con este resultado se encuentran los valores de la sensibilidad de la muesca sometidos a flexión y torsión (q, q_s), así como los concentradores de esfuerzo en flexión y torsión (k_t, k_{ts}) de la Figura 3.28, Figura 3.29, Figura 3.30 y Figura 3.31 y K_f y K_{fs} de la Ecuación 3.33 y Ecuación 3.34:

$$q = 0.59; k_t = 2.3$$

$$K_f = 1 + 0.59(2.3 - 1) = 1.77$$

$$q_s = 0.61; k_{ts} = 1.94$$

$$K_{fs} = 1 + 0.61(1.94 - 1) = 1.57$$

Con lo que el factor de seguridad da:

$$\sigma'_a = \left(\frac{32(1.57)(25Nm)}{\pi(0.025m)^3} \right) = 25587021.89 Pa$$

$$\sigma'_m = \left[3 \left(\frac{16(1.57)(39.10 Nm)}{\pi(0.025 m)^3} \right)^2 \right]^{\frac{1}{2}} = 34656693.15 Pa$$

$$\frac{1}{n^2} = \left(\frac{25.59 MPa}{150.85 MPa} \right)^2 + \left(\frac{34.66 MPa}{352 MPa} \right)^2$$

$$n = 5.10$$

En el punto *A* se tiene un agujero pasante, se analiza a la derecha del centro del agujero considerando un momento flector $M_a = 15Nm$ y un momento de torsión $T_m = 39.10 Nm$. Si el agujero tiene un diámetro de $5 mm$, se determinan los concentradores de esfuerzo $K_f = K_t = 2$ y $K_{fs} = K_{ts} = 2.7$ a partir de la Figura 3.58 y Figura 3.59 considerando $d/D = 5/25 = 0.2$.

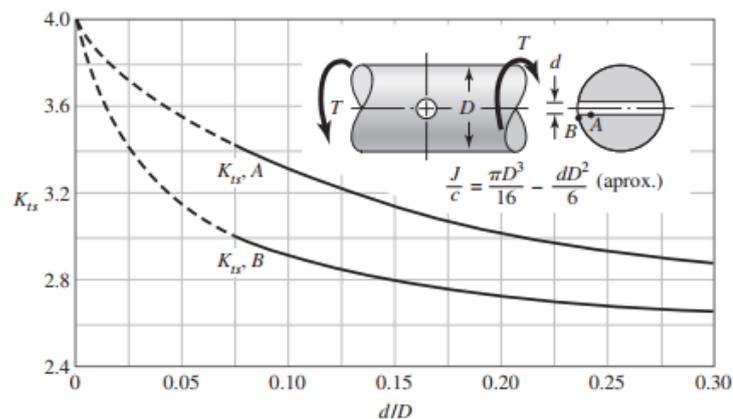


Figura 3.58 Concentrador de esfuerzo K_{ts} de un agujero pasante

(Fuente: J., 2008)

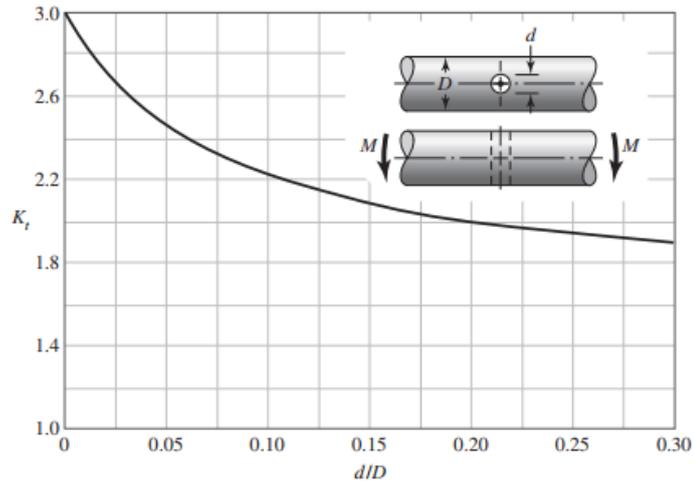


Figura 3.59 Concentrador de esfuerzo K_t de agujero pasante
(Fuente: J., 2008)

Y se calcula el factor de seguridad:

$$\sigma'_a = \left(\frac{32(2)(15Nm)}{\pi(0.025m)^3} \right) = 19556959.41 Pa$$

$$\sigma'_m = \left[3 \left(\frac{16(2.7)(39.10Nm)}{\pi(0.025m)^3} \right)^2 \right]^{\frac{1}{2}} = 59600682.49 Pa$$

$$\frac{1}{n^2} = \left(\frac{19.56MPa}{150.85MPa} \right)^2 + \left(\frac{59.6MPa}{352MPa} \right)^2$$

$$n = 4.69$$

Punto D

En la parte izquierda se tiene un hombro por lo que se considera un $M_a = 35Nm$ y $T_m = 39.10 Nm$. Para la primera iteración se toma $k_a = 0.91$, $k_b = 0.9$, $k_e = 0.897$, $S'_e = 210MPa$ por lo que $S_e = 154.28 MPa$, con $K_f = K_t = 2.7$, $K_{fs} = K_{ts} = 2.2$, $r/d = 0.02$ (Figura 3.27). De acuerdo a la Ecuación 3.24:

$$d = \left\{ \frac{16(2)}{\pi} \left[4 \left(\frac{2.7(35Nm)}{154.28 \times 10^6 Pa} \right)^2 + 3 \left(\frac{2.2(39.10Nm)}{352 \times 10^6 Pa} \right)^2 \right]^{\frac{1}{2}} \right\}^{\frac{1}{3}}$$

$$d = 0.0236m \cong 23.63mm$$

Manteniendo la relación $D/d = 1.2$ en el hombro, con un $D = 38.1 mm$ entonces se selecciona un diámetro $d = 30mm$. Por lo tanto:

$$\frac{D}{d} = \frac{38.1 mm}{30 mm} = 1.27$$

$$k_b = \left(\frac{30}{7.62} \right)^{-0.107} = 0.86$$

$$S_e = (0.91)(0.86)(0.897)(210) = 147.42 MPa$$

Suponiendo un radio de filete $r/d = 0.02$ (Figura 3.27):

$$r = 0.02(30) = 0.6mm$$

Con este resultado se encuentran los valores de la sensibilidad de la muesca sometidos a flexión y torsión (q, q_s), así como los concentradores de esfuerzo en flexión y torsión (k_t, k_{ts}) de la Figura 3.28, Figura 3.29, Figura 3.30 y Figura 3.31 y K_f y K_{fs} de la Ecuación 3.33 y Ecuación 3.34:

$$q = 0.6; k_t = 2.3$$

$$K_f = 1 + 0.6(2.3 - 1) = 1.78$$

$$q_s = 0.63; k_{ts} = 2$$

$$K_{fs} = 1 + 0.63(2 - 1) = 1.63$$

Se calcula el factor de seguridad:

$$\sigma'_a = \left(\frac{32(1.78)(35Nm)}{\pi(0.03m)^3} \right) = 23503058.86 Pa$$

$$\sigma'_m = \left[3 \left(\frac{16(1.63)(39.10Nm)}{\pi(0.03m)^3} \right)^2 \right]^{\frac{1}{2}} = 20822426.37Pa$$

$$\frac{1}{n^2} = \left(\frac{23.50MPa}{147.42MPa} \right)^2 + \left(\frac{20.82MPa}{352MPa} \right)^2$$

$$n = 5.88$$

Punto E

En la parte derecha se tiene un hombro, por lo que considera un $M_a = 27 Nm$ y $T_m = 39.10 Nm$. Para la primera iteración se toma $k_a = 0.91$, $k_b = 0.9$, $k_e = 0.897$, $S'_e = 210MPa$ por lo que $S_e = 154.28 MPa$, con $K_f = K_t = 2.7$, $K_{fs} = K_{ts} = 2.2$, $r/d = 0.02$ (Figura 3.27). De acuerdo a la Ecuación 3.24:

$$d = \left\{ \frac{16(2)}{\pi} \left[4 \left(\frac{2.7(27Nm)}{154.28 \times 10^6 Pa} \right)^2 + 3 \left(\frac{2.2(39.10Nm)}{352 \times 10^6 Pa} \right)^2 \right]^{\frac{1}{2}} \right\}^{\frac{1}{3}}$$

$$d = 0.02193m \cong 21.93mm$$

Manteniendo la relación $D/d = 1.2$ en el hombro, con un $D = 30 mm$ entonces se selecciona un diámetro $d = 25 mm$. Por lo tanto:

$$\frac{D}{d} = \frac{30mm}{25mm} = 1.2$$

$$k_b = \left(\frac{25}{7.62} \right)^{-0.107} = 0.88$$

$$S_e = (0.91)(0.88)(0.897)(210) = 150.85 MPa$$

Suponiendo un radio de filete $r/d = 0.02$, (Figura 3.27):

$$r = 0.02(25) = 0.5mm$$

Con este resultado se encuentran los valores de la sensibilidad de la muesca sometidos a flexión y torsión (q, q_s) así como los concentradores de esfuerzo en flexión y torsión (k_t, k_{ts}) de la Figura 3.28, Figura 3.29, Figura 3.30 y Figura 3.31 y K_f y K_{fs} de la Ecuación 3.33 y Ecuación 3.34:

$$q = 0.59; k_t = 2.3$$

$$K_f = 1 + 0.59(2.3 - 1) = 1.77$$

$$q_s = 0.61; k_{ts} = 1.94$$

$$K_{fs} = 1 + 0.61(1.94 - 1) = 1.57$$

Se calcula el factor de seguridad:

$$\sigma'_a = \left(\frac{32(1.57)(27Nm)}{\pi(0.025m)^3} \right) = 27633983.64 Pa$$

$$\sigma'_m = \left[3 \left(\frac{16(1.57)(39.10Nm)}{\pi(0.025m)^3} \right)^2 \right]^{\frac{1}{2}} = 34656693.15 Pa$$

$$\frac{1}{n^2} = \left(\frac{27.63MPa}{150.85MPa} \right)^2 + \left(\frac{34.66MPa}{352MPa} \right)^2$$

$$n = 4.81$$

En este punto se tiene un agujero pasante, se analiza a la izquierda del centro del agujero considerando un momento flector $M_a = 16 Nm$ y un momento de torsión $T_m = 39.10 Nm$. Si el agujero tiene un diámetro de $5 mm$, se determinan los concentradores de esfuerzo $K_f = K_t = 2$ y $K_{fs} = K_{ts} = 2.7$ a partir de la Figura 3.58 y Figura 3.59 considerando $d/D = 5/25 = 0.2$.

Se calcula el factor de seguridad:

$$\sigma'_a = \left(\frac{32(2)(17Nm)}{\pi(0.025m)^3} \right) = 22164553.99 Pa$$

$$\sigma'_m = \left[3 \left(\frac{16(2.7)(39.10Nm)}{\pi(0.025m)^3} \right)^2 \right]^{\frac{1}{2}} = 59600682.49 Pa$$

$$\frac{1}{n^2} = \left(\frac{22.16MPa}{150.85MPa} \right)^2 + \left(\frac{59.6MPa}{352MPa} \right)^2$$

$$n = 4.46$$

Tabla 3.12 Resultados de los diámetros del eje de las llantas

Punto	Cambio de sección	Factor de concentración de esfuerzo		Momento flector Nm	Par torsional Nm	Factor de seguridad n	Diámetro		
		K _f	K _{fs}				∅	Mínimo	Seleccionado
A	Agujero pasante	2.00	2.70	15.00	39.10	4.69	D ₁	21.47	25.00
	Hombro	1.77	1.57	25.00	39.10	5.10			
B	Hombro	1.78	1.63	60.00	39.10	3.58	D ₂	29.94	30.00
	Ranura	4.4	2.70	78.00	39.10	2.26			
C	Chavetero	2.14	3.00	79.00	39.10	4.49	D ₃	34.4	38.10
	Ranura	5.00	3.00	75.00	39.10	2.07			
D	Hombro	1.78	1.63	35.00	39.10	5.88	D ₄	23.63	30.00
	Hombro	1.77	1.57	27.00	39.10	4.81			
E	Agujero pasante	2.00	2.70	16.00	39.10	4.46	D ₅	21.93	25.00
	Hombro	1.77	1.57	27.00	39.10	4.81			

(Fuente: Propia)

Diseño de eje conducido por la tracción de las llantas

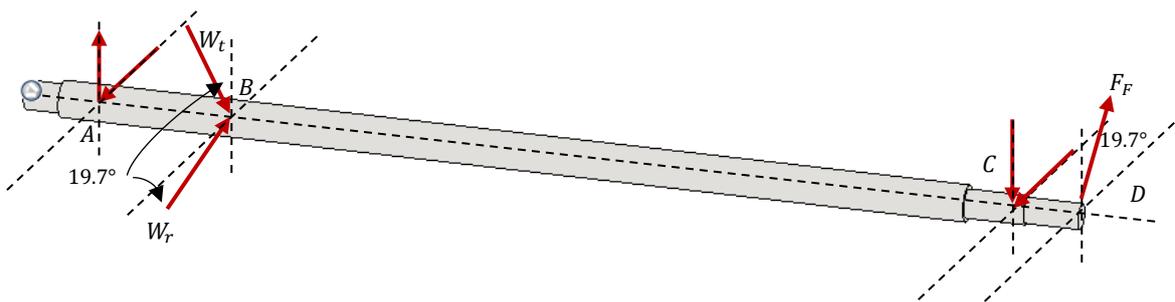


Figura 3.60 Diagrama de cuerpo libre del eje conducido por tracción de las llantas

(Fuente: Propia)

Las fuerzas $W_t = 827.15 N$ y $W_r = 301.19 N$ son las reacciones que se ejercen en el engrane conducido (definidas anteriormente), en el punto D existe la fuerza que se genera por la tensión de la cadena.

El torque que genera el engrane por su conexión a las ruedas es de $39.10 Nm$ y sirve para determinar un diámetro aproximado de la catarina conectada al eje de conducido (Figura 3.60). De acuerdo a la Figura 3.34 el torque necesario para mover la banda es $T = 32.06 Nm$ y el diámetro de la catarina es $D_{catarina} = 3.67 pulg = 93.27 \times 10^{-3} m$. Por lo tanto:

$$\frac{T_A}{D_A/2} = \frac{T_B}{D_B/2} \quad \text{Ecuación 3.50}$$

Conociendo el torque que genera las ruedas y que se transmite en el engrane se tiene $T_A = 39.10 Nm$, por lo tanto el diámetro de la catarina es:

$$D_A = \frac{T_A}{T_B} D_B$$

$$D_A = \frac{39.10 Nm}{32.06 Nm} (93.27 \times 10^{-3} m) = 0.1137 m = 113.75 mm = 4.49 pulg$$

Para seleccionar la catarina disponible en el mercado (Figura 3.61), se considera el paso de la cadena ($0.5 pulg$) y el diámetro calculado anteriormente ($3.67 pulg$) en el eje de transmisión de la banda transportadora.



Ruedas dentadas ANSI Simplex, orificio piloto PHS 40-1B28

Paso P (pulgadas)	0.5
Nº de dientes	28
Diámetro (pulgadas)	4.74
mín. perforar (en)	0.63
máx. perforar (en)	2.25
Cubo H (pulgadas)	3.25
Cubo L (adentro)	1
Peso libras)	2.73

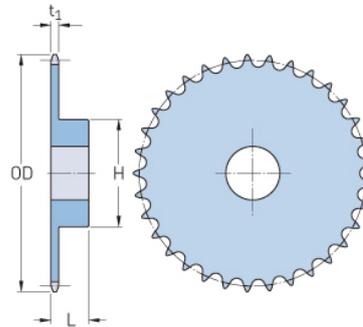


Figura 3.61 Características de la catarina en el conducido por tracción de las llantas

(Fuente: SKF)

Se calcula el diámetro primitivo considerando el número de dientes de la catarina seleccionada.

$$D_{PA} = \frac{p}{\text{sen}\left(\frac{180^\circ}{n}\right)} = \frac{0.5 \text{ pulg}}{\text{sen}\left(\frac{180}{28}\right)} = 4.47 \text{ pulg} = 0.1134 \text{ m}$$

$$F_F = \frac{T}{D_{PA}/2} = \frac{39.10 \text{ Nm}}{\frac{0.1134 \text{ m}}{2}} = 689.59 \text{ N}$$

Para la descomposición de la fuerza F_F se considera un ángulo de inclinación entre el eje que transmite la potencia y el eje de la banda transportadora de 19.7° .

Plano XY

De acuerdo al DCL de la Figura 3.60:

$$\sum F_y = 0$$

$$A_y + 301.19 \text{ N} \text{ sen}(19.7^\circ) - 827.15 \text{ N} \text{ cos}(19.7^\circ) - C_y + 689.59 \text{ N} \text{ sen}(19.7^\circ) = 0$$

$$A_y + 101.53 \text{ N} - 778.74 \text{ N} - C_y + 232.46 \text{ N} = 0$$

$$\sum M_A = 0$$

$$101.53N(0.118m) - 778.74(0.118) - C_y(0.728) + 232.46(0.788) = 0$$

$$C_y = 141.85 \text{ N}; A_y = 586.60 \text{ N}$$

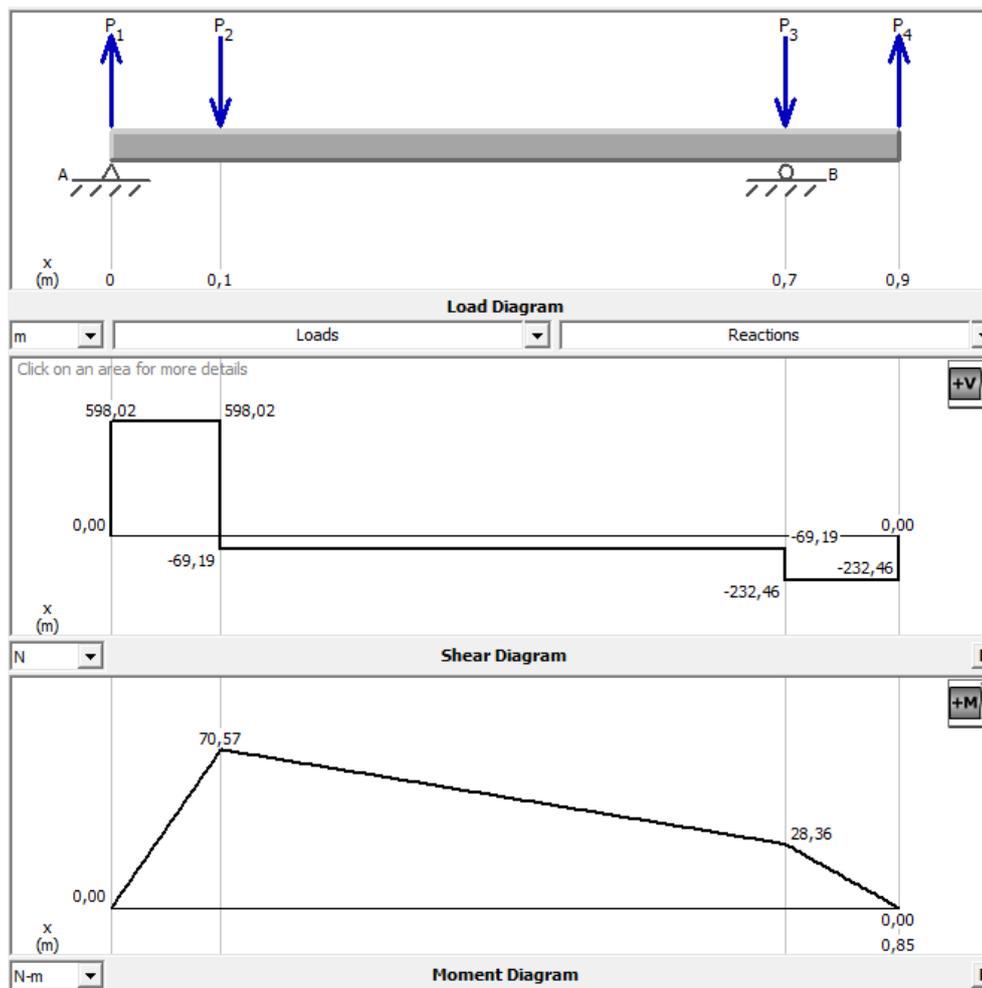


Figura 3.62 Diagrama de fuerzas cortantes y momentos flectores en el eje conducido por las llantas en plano XY

(Fuente: SKF)

Plano XZ

De acuerdo al DCL de la Figura 3.60:

$$\sum F_z = 0$$

$$A_z - 301.19N \cos(19.7^\circ) - 827.15N \sin(19.7^\circ) + C_z - 689.59 \cos(19.7^\circ) = 0$$

$$A_y - 283.56N - 278.82N + C_z - 660.50N = 0$$

$$\sum M_A = 0$$

$$283.56N(0.118m) + 278.82(0.118) - C_z(0.728) + 660.50N(0.788) = 0$$

$$C_z = 806.09N; A_z = 416.82N$$

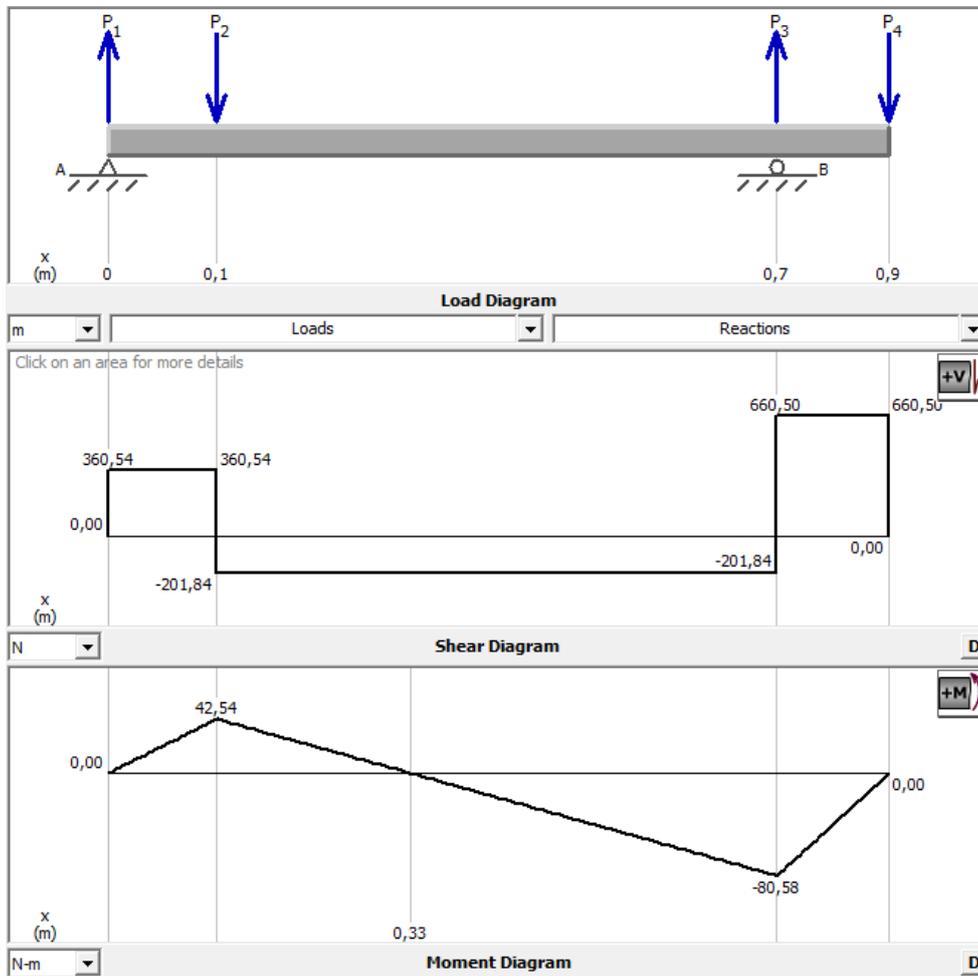


Figura 3.63 Diagrama de fuerzas cortantes y momentos flectores en el eje conducido por las llantas en plano XZ

(Fuente: SKF)

Momentos flectores resultantes

Tabla 3.13 Momentos resultantes de eje de llantas

Punto	Plano X-Y	Plano X- Z	Momento Máximo
	Momento	Momento	$\sqrt{M_{xy}^2 + M_{xz}^2}$
A	0	0	0
B	70.57	42.54	82.40
C	28.36	80.58	85.42
D	0	0	0

(Fuente: Propia)

Se determinó que el momento flector máximo se encuentra en el punto *C*. El esfuerzo flector es completamente reversible y la torsión es constante, por lo tanto M_m y T_a son iguales a 0. Se considera acero ANSI 1020 y se procede de igual manera para determinar el diámetro con:

$$k_c, k_d, k_f = 1$$

$$k_a = 4.51(420)^{-0.265} = 0.91$$

$$k_b = 0.9$$

$$k_e = 0.897$$

$$S'_e = 0.5 (420MPa) = 210MPa$$

$$S_e = (0.91)(0.90)(1)(0.897)(210MPa)$$

$$S_e = 154.28 MPa$$

Al tener en el punto crítico un cambio de sección por el hombro para el acoplamiento de un rodamiento se utiliza la Figura 3.27 para estimaciones de primera iteración con los factores de concentración de esfuerzo por flexión y torsión $K_t = 2.7$ y $K_{ts} = 2.2$. A la izquierda del hombro se estima un $M_a = 85Nm$ y $T_m = 39.10 Nm$, y se considera $K_f = K_t$ y que $K_{fs} = K_{ts}$. De acuerdo a la Ecuación 3.24

$$d = \left\{ \frac{16(2)}{\pi} \left[4 \left(\frac{2.7(85Nm)}{154.28 \times 10^6 Pa} \right)^2 + 3 \left(\frac{2.2(39.10Nm)}{352 \times 10^6 Pa} \right)^2 \right]^{\frac{1}{2}} \right\}^{\frac{1}{3}}$$

$$d = 0.03128m \cong 31.28mm$$

Se selecciona un diámetro de $31.75 \text{ mm} = 1.25 \text{ pulg}$, considerando la relación de $D/d = 1.2$.

$$D = 31.75(1.2) = 38.1 \text{ mm} = 1.5 \text{ pulg}$$

$$k_b = \left(\frac{31.75}{7.62} \right)^{-0.107} = 0.86$$

$$S_e = (0.91)(0.86)(0.897)(210) = 147.42MPa$$

Suponiendo un radio de filete $r/d = 0.02$, (Figura 3.27):

$$r = 0.02(31.75) = 0.64mm$$

Con este resultado se encuentran los valores de la sensibilidad de la muesca sometidos a flexión y torsión (q, q_s), también, concentradores de esfuerzo en flexión y torsión (k_t, k_{ts}).

$$q = 0.63$$

$$k_t = 2.3$$

$$q_s = 0.68$$

$$k_{ts} = 1.9$$

Ahora se determina los factores de concentración de esfuerzos por flexión y torsión modificados

$$K_f = 1 + 0.63(2.3 - 1)$$

$$K_f = 1.82$$

$$K_{fs} = 1 + 0.68(1.9 - 1)$$

$$K_{fs} = 1.61$$

Se calcula el factor de seguridad mediante las ecuaciones

$$\frac{1}{n^2} = \left(\frac{\sigma'_a}{S_e}\right)^2 + \left(\frac{\sigma'_m}{S_y}\right)^2$$

$$\sigma'_a = \left(\frac{32(1.82)(85Nm)}{\pi(0.03175m)^3}\right) = 49233332.18 Pa$$

$$\sigma'_m = \left[3\left(\frac{16(1.61)(39.10Nm)}{\pi(0.03175m)^3}\right)^2\right]^{\frac{1}{2}} = 17350107.97Pa$$

$$\frac{1}{n^2} = \left(\frac{49.23MPa}{147.42MPa}\right)^2 + \left(\frac{17.35MPa}{352MPa}\right)^2$$

$$n = 2.96$$

A la derecha del rodamiento se ubica una ranura para un anillo de retención, para un diámetro de 31.75mm: ancho $a = 2.616mm$; profundidad $t = 0.965mm$ y un radio de esquina $r = 0.2$. De la Figura 3.32 y Figura 3.33, con $r/t = 0.2/0.965 = 0.21$ y $a/t = 2.616/0.965 = 2.71$. Se considera un $M_a = 80Nm$ y $T_m = 39.10Nm$

$$K_t = 4, q = 0.5, K_{ts} = 2.5, q_s = 0.58$$

$$K_f = 1 + q(K_t - 1) = 1 + 0.5(4 - 1) = 2.5$$

$$K_{fs} = 1 + q_s(K_{ts} - 1) = 1 + 0.58(2.5 - 1) = 1.87$$

$$\sigma'_a = \left(\frac{32(2.5)(80Nm)}{\pi(0.03175m)^3}\right) = 63650073.93 Pa$$

$$\sigma'_m = \left[3\left(\frac{16(1.87)(39.10Nm)}{\pi(0.03175m)^3}\right)^2\right]^{\frac{1}{2}} = 20151988.77Pa$$

$$\frac{1}{n^2} = \left(\frac{63.65 \text{MPa}}{149.13 \text{MPa}} \right)^2 + \left(\frac{20.15 \text{MPa}}{352 \text{MPa}} \right)^2$$

$$n = 2.32$$

Punto A

En la parte derecha nos encontramos con un hombro, se considera un $M_a = 7 \text{Nm}$ y $T_m = 0$, ya que no existe momento de torsión. Para la primera iteración consideramos $k_a = 0.91$, $k_b = 0.9$, $k_e = 0.897$, $S'_e = 210 \text{MPa}$ y por lo tanto $S_e = 154.28 \text{MPa}$, también $K_f = K_t = 2.7$, $K_{fs} = K_{ts} = 2.2$, $r/d = 0.02$.

$$d = \left\{ \frac{16n}{\pi} \left[4 \left(\frac{K_f M_a}{S_e} \right)^2 \right]^{\frac{1}{2}} \right\}^{\frac{1}{3}}$$

$$d = \left\{ \frac{16(2)}{\pi} \left[4 \left(\frac{2.7(7 \text{Nm})}{154.28 \times 10^6 \text{Pa}} \right)^2 \right]^{\frac{1}{2}} \right\}^{\frac{1}{3}}$$

$$d = 0.01356 \text{m} \cong 13.56 \text{mm}$$

Manteniendo la relación $D/d = 1.2$ en el hombro, con un $D = 38.10 \text{mm}$ entonces se selecciona un diámetro de $d = 31.75 \text{mm}$, por simetría con el punto C Por lo tanto:

$$\frac{D}{d} = \frac{38.10}{31.75} = 1.2$$

$$k_b = \left(\frac{31.75}{7.62} \right)^{-0.107} = 0.86$$

$$S_e = (0.91)(0.86)(0.897)(210) = 147.42 \text{MPa}$$

Suponga un radio de filete $r/d = 0.02$,

$$r = 0.02(31.75) = 0.64 \text{mm}$$

Con este resultado encontramos los valores de la sensibilidad de la muesca sometidos a flexión y torsión (q, q_s), así como los concentradores de esfuerzo en flexión y torsión (k_t, k_{ts}) de la Figura 3.28, Figura 3.29, Figura 3.30 y Figura 3.31 y K_f y K_{fs} de la Ecuación 3.33 y Ecuación 3.34:

$$q = 0.6; k_t = 2.4$$

$$K_f = 1 + 0.6(2.4 - 1) = 1.84$$

$$q_s = 0.64; k_{ts} = 1.9$$

$$K_{fs} = 1 + 0.64(1.9 - 1) = 1.58$$

Se calcula el factor de seguridad:

$$\sigma'_a = \left(\frac{32(1.84)(7Nm)}{\pi(0.03175m)^3} \right) = 4099064.76 Pa$$

$$\frac{1}{n^2} = \left(\frac{4.10MPa}{147.42MPa} \right)^2$$

$$n = 35.96$$

En la parte izquierda del punto *A* se encuentra un anillo de retención, esta ranura no está sometida a ningún momento de flexión y/o torsión para una buena sujeción del rodamiento, por lo que se usa un anillo de retención con las mismas dimensiones que en el punto *C*, ya que se tiene el mismo diámetro.

Punto B

En este punto se encuentra un engrane, y para su correcto funcionamiento se usan anillos de retención en los costados y una chaveta. A la derecha donde incrementa el momento se tiene una ranura para el anillo de retención, para la primera iteración se considera:

$$k_c, k_d, k_f = 1$$

$$k_a = 4.51(420)^{-0.265} = 0.91$$

$$k_b = 0.9$$

$$k_e = 0.897$$

$$S'_e = 0.5 (420MPa) = 210MPa$$

$$S_e = (0.91)(0.90)(1)(0.897)(210MPa) = 154.28 MPa$$

Puesto que en el punto crítico se tiene ranuras de retención para el engranaje conductor se usa la Figura 3.27 para estimaciones de primera iteración y determinar los factores de concentración de esfuerzo por flexión y torsión $K_t = 5$ y $K_{ts} = 3$ y se considera $M_a = 83 Nm$ y $T_m = 39.10 Nm$ con $K_f = K_t$ y que $K_{fs} = K_{ts}$. Es así que de acuerdo a la Ecuación 3.24:

$$d = \left\{ \frac{16(2)}{\pi} \left[4 \left(\frac{5(83 Nm)}{154.28 \times 10^6 Pa} \right)^2 + 3 \left(\frac{3(39.10 Nm)}{352 \times 10^6 Pa} \right)^2 \right]^{\frac{1}{2}} \right\}^{\frac{1}{3}}$$

$$d = 0.038055 m \cong 38.06 mm$$

Se elige un diámetro de $38.1 mm = 1.5 pulg$, que es el disponible en el mercado y del programa de diseño se obtienen las especificaciones de una ranura apropiada para un anillo de retención para un eje de $38.1mm$: ancho $a = 3.048 mm$; profundidad $t = 1.19 mm$; y el radio interno de la ranura $r = 0.2 mm$.

$$\frac{a}{t} = \frac{3.048}{1.19} = 2.56$$

$$\frac{r}{t} = \frac{0.2}{1.19} = 0.17$$

Ahora se determina los factores de concentración de esfuerzos por flexión $K_t = 4.3$ y torsión $K_{ts} = 2.7$ modificados de acuerdo a la Figura 3.32 y Figura 3.33 y $q = 0.57$ y $q_s = 0.59$ según la Figura 3.28 y Figura 3.30 con lo que se determina los

factores de concentración modificados de acuerdo a la Ecuación 3.33 y Ecuación 3.34:

$$K_f = 1 + 0.57(4.3 - 1) = 2.88$$

$$K_{fs} = 1 + 0.59(2.7 - 1) = 2$$

Se calcula nuevamente el factor de modificación de tamaño con $d = 38.1mm$ y la resistencia a la fatiga.

$$k_b = \left(\frac{38.10}{7.62}\right)^{-0.107} = 0.84$$

$$S_e = (0.91)(0.84)(0.897)(210) = 143.99MPa$$

Determinado los factores, se calcula el factor de seguridad:

$$\sigma'_a = \left(\frac{32(2.88)(83Nm)}{\pi(0.0381m)^3}\right) = 44024634.47 Pa$$

$$\sigma'_m = \left[\left(\frac{32K_f M_m}{\pi d^3}\right)^2 + 3\left(\frac{16K_{fs} T_m}{\pi d^3}\right)^2\right]^{\frac{1}{2}}$$

$$\sigma'_m = \left[3\left(\frac{16(2)(39.10Nm)}{\pi(0.03175m)^3}\right)^2\right]^{\frac{1}{2}} = 12472759.93Pa$$

$$\frac{1}{n^2} = \left(\frac{44.02MPa}{143.99MPa}\right)^2 + \left(\frac{12.47MPa}{352MPa}\right)^2$$

$$n = 3.25$$

Al lado izquierdo del engrane se ubica otro anillo de retención por lo que se calcula el factor de seguridad en ese punto, considerando $M_a = 80 Nm$ y $T_m = 0 Nm$, y $K_f = 2.88$ y que $K_{fs} = 2$ calculados anteriormente.

$$\sigma'_a = \left(\frac{32(2.88)(80Nm)}{\pi(0.0381m)^3}\right) = 42433382.62 Pa$$

$$\frac{1}{n^2} = \left(\frac{42.43MPa}{143.99MPa} \right)^2$$

$$n = 3.37$$

En el centro del engrane se tiene el chavetero, por lo que se considera $M_a = 82.5 Nm$ y $T_m = 39.10 Nm$, con $K_f = K_t = 2.14$ y que $K_{fs} = K_{ts} = 3$ (Figura 3.27)

$$\sigma'_a = \left(\frac{32(2.14)(82.5Nm)}{\pi(0.0381m)^3} \right) = 32515684.47 Pa$$

$$\sigma'_m = \left[3 \left(\frac{16(3)(39.10Nm)}{\pi(0.0381m)^3} \right)^2 \right]^{\frac{1}{2}} = 18709139.90 Pa$$

$$\frac{1}{n^2} = \left(\frac{32.51MPa}{143.99MPa} \right)^2 + \left(\frac{18.71MPa}{352MPa} \right)^2$$

$$n = 4.31$$

Punto D

En este punto se encuentra un hombro, una chaveta y un anillo de retención que se usa por seguridad del mecanismo. Se tiene un $M_a = 26.05 Nm$ y $T_m = 39.1 Nm$ para la primera iteración considerando:

$$k_c, k_d, k_f = 1$$

$$k_a = 4.51(420)^{-0.265} = 0.91$$

$$k_b = 0.9$$

$$k_e = 0.897$$

$$S'_e = 0.5 (420MPa) = 210MPa$$

$$S_e = (0.91)(0.90)(1)(0.897)(210MPa) = 154.28 MPa$$

En el punto crítico se tiene un cambio de sección por lo tanto se utiliza la Figura 3.27 para estimaciones de primera iteración y determinar los factores de concentración de esfuerzo por flexión y torsión $K_t = 2.7$ y $K_{ts} = 2.2$ también se considera $K_f = K_t$ y que $K_{fs} = K_{ts}$. Según la Ecuación 3.24:

$$d = \left\{ \frac{16(2)}{\pi} \left[4 \left(\frac{2.7(26.05Nm)}{154.28 \times 10^6 Pa} \right)^2 + 3 \left(\frac{2.2(39.10Nm)}{352 \times 10^6 Pa} \right)^2 \right]^{\frac{1}{2}} \right\}^{\frac{1}{3}}$$

$$d = 0.02171 \cong 21.71mm$$

Se selecciona un diámetro de 25 mm, también con respecto al diámetro del punto C se busca mantener la relación $D/d = 1.2$, por lo tanto:

$$\frac{D}{d} = \frac{31.75}{25} = 1.27$$

Entonces se selecciona un diámetro de $d = 25$ mm. Entonces:

$$k_b = \left(\frac{25}{7.62} \right)^{-0.107} = 0.88$$

$$S_e = (0.91)(0.88)(0.897)(210) = 150.85 MPa$$

Suponiendo un radio de filete $r/d = 0.02$, (Figura 3.27):

$$r = 0.02(25) = 0.5mm$$

Con este resultado se encuentran los valores de la sensibilidad de la muesca sometidos a flexión y torsión (q, q_s) así como los concentradores de esfuerzo en flexión y torsión (k_t, k_{ts}) de la Figura 3.28, Figura 3.29, Figura 3.30 y Figura 3.31 y K_f y K_{fs} de la Ecuación 3.33 y Ecuación 3.34:

$$q = 0.6; k_t = 2.4$$

$$K_f = 1 + 0.6(2.4 - 1) = 1.84$$

$$q_s = 0.63; k_{ts} = 1.9$$

$$K_{fs} = 1 + 0.63(1.9 - 1) = 1.57$$

Se calcula el factor de seguridad:

$$\sigma'_a = \left(\frac{32(1.84)(26.05Nm)}{\pi(0.025m)^3} \right) = 31246805.94 Pa$$

$$\sigma'_m = \left[3 \left(\frac{16(1.57)(39.10Nm)}{\pi(0.025m)^3} \right)^2 \right]^{\frac{1}{2}} = 34656693.15 Pa$$

$$\frac{1}{n^2} = \left(\frac{31.25MPa}{150.85MPa} \right)^2 + \left(\frac{34.66MPa}{352MPa} \right)^2$$

$$n = 4.36$$

Finalmente se determina el factor de seguridad para el chavetero, en la parte izquierda del chavetero se tiene un $Ma = 14.75Nm$, $T_m = 39.1Nm$, considerando los concentradores de esfuerzo $K_f = K_t = 2.14$ y $K_{fs} = K_{ts} = 3$ (Figura 3.27):

$$\sigma'_a = \left(\frac{32(2.14)(14.75 Nm)}{\pi(0.025 m)^3} \right) = 20577180.79 Pa$$

$$\sigma'_m = \left[3 \left(\frac{16(3)(39.10 Nm)}{\pi(0.025 m)^3} \right)^2 \right]^{\frac{1}{2}} = 66222980.54 Pa$$

$$\frac{1}{n^2} = \left(\frac{20.57 MPa}{150.85 MPa} \right)^2 + \left(\frac{66.22 MPa}{352 MPa} \right)^2$$

$$n = 4.30$$

Tabla 3.14 Resultados de los diámetros en el eje conducido por las llantas

Punto	Cambio de sección	Factor de concentración de esfuerzo		Momento Flector Nm	Par torsional Nm	Factor de seguridad n	Diámetro		
		K _f	K _{fs}				∅	Mínimo	Seleccionado
A	Hombro	1.84	1.58	7.00	0.00	35.96	D ₁	13.56	25.00
	Ranura	2.88	2.00	80.00	0.00	3.39			
B	Chavetero	2.14	3.00	82.50	39.10	4.31	D ₂	38.06	38.10
	Ranura	2.88	2.00	83.00	39.10	3.25			
C	Hombro	1.82	1.61	85.00	39.10	2.96	D ₃	31.28	31.75
	Ranura	2.50	1.87	80.00	39.10	2.32			
D	Hombro	1.84	1.57	26.05	39.10	4.36	D ₄	21.71	25.00
	Chaveta	2.14	3.00	14.75	39.10	4.30			

(Fuente: Propia)

Selección de chumaceras para el mecanismo de tracción de animales

Para la selección de las chumaceras también se considera 6000 horas de trabajo (ver Figura 3.42) en función de su uso y utilizando las Ecuación 3.38, Ecuación 3.39, Ecuación 3.40, Ecuación 3.41, Ecuación 3.42 y Ecuación 3.43 se determina la carga dinámica en cada punto.

Eje de transmisión de potencia de las llantas

Chumacera punto B y D

Se determina la velocidad angular del eje, considerando que se puede tener una velocidad de avance promedio de 1.11 m/s cuando se trabaja con animales, y se considera que el diámetro de la llanta es $D = 0.36m$.

$$\omega_{llanta} = \frac{V}{R} \quad \text{Ecuación 3.51}$$

Donde

ω_{llanta} Velocidad angular de la llanta, (rad/s), (rpm)

V Velocidad tangencial de la llanta, (m/s)

R Radio de la llanta, (m)

Por lo tanto:

$$\omega_{llanta} = \frac{1.11m/s}{0.18m} = 6.17 \frac{rad}{s} \left(\frac{60s}{2\pi rad} \right) = 58.89 rpm$$

$$L_{10} = \frac{(6000)(58.89)(60)}{10^6} = 21.20 \text{ millones de revoluciones}$$

La Figura 3.60 muestra las fuerzas actuantes en la chumacera que se calcularon anteriormente en el punto B/D ($F_{By} = F_{Dy} = 514.5 N, F_{Bz} = F_{Dz} = 637 N$), y utilizando el teorema de Pitágoras se determina la fuerza resultante:

$$F_B = F_D = \sqrt{(514.5N)^2 + (637N)^2} = 818.83 N$$

Para determinar la carga equivalente P_r de acuerdo a la Ecuación 3.41 se considera que la carga axial de $F_a = 0$ debido a que no existen cargas axiales por lo que el factor de carga radial $X = 1$ y el factor de carga axial $Y = 0$. Por lo tanto la fuerza real se determina combinando la Ecuación 3.42 y Ecuación 3.43:

$$Fr = (1.5)(818.83)(1.2) = 1473.89 N$$

$$Pr = 1(1473.89 N) = 1473.89 N$$

Para calcular la carga dinámica en el punto B se considera la Ecuación 3.40 de donde:

$$\rightarrow Cr = (21.20)^{1/3}(1473.89 N) = 4079.22 N = 4.08 kN$$

La chumacera se selecciona en base a la carga dinámica de acuerdo a la Figura 3.47.

Calculado la carga dinámica en los puntos B y D se selecciona la chumacera para un diámetro de 30 mm. Finalmente, se selecciona un diámetro del eje existente en el mercado, considerando que el diámetro del hombro en punto C es de 36 mm donde se ubican los engranes, entonces, se selecciona un diámetro de eje de 1 1/2 pulgada (38.1 mm)

Eje conducido de la tracción de las llantas

Chumacera punto A

Primero se determina la velocidad angular del eje, a través de la siguiente ecuación:

$$\frac{\omega_p}{\omega_G} = \frac{N_G}{N_p} \quad \text{Ecuación 3.52}$$

Donde:

ω_p Velocidad angular de piñón, (rad/s)

ω_G Velocidad angular del engrane, (rad/s)

N_G Número de dientes del engrane

N_p Número de dientes del piñón

Por lo tanto:

$$\omega_G = \frac{\omega_p N_p}{N_G} = \frac{6.17 rad/s(27)}{30} = 5.55 \frac{rad}{s}$$

$$\omega_{eje} = 5.55 \frac{rad}{s} \left(\frac{60s}{2\pi rad} \right) = 52.99 rpm$$

$$L_{10} = \frac{(6000)(52.99)(60)}{10^6} = 19.07 \text{ millones de revoluciones}$$

En la Figura 3.60 se muestran las fuerzas actuantes en la chumacera que se calcularon anteriormente en el punto A ($F_{Ay} = 586.60 N$, $F_{Az} = 416.82 N$), por lo que la fuerza resultante se calcula de acuerdo al teorema de Pitágoras:

$$F_A = \sqrt{(586.60 N)^2 + (416.82 N)^2} = 719.61 N$$

Para determinar la carga equivalente P_r de acuerdo a la Ecuación 3.41 se considera que la carga axial de $F_a = 0$ debido a que no existen cargas axiales por lo que el factor de carga radial $X = 1$ y el factor de carga axial $Y = 0$. Por lo tanto la fuerza real se determina combinando la Ecuación 3.42 y Ecuación 3.43:

$$Fr = (1.5)(719.61)(1.2) = 1295.30 \text{ N}$$

$$Pr = 1(1295.30 \text{ N}) = 1295.30 \text{ N}$$

Para calcular la carga dinámica en el punto A se considera la Ecuación 3.40 de donde:

$$\rightarrow Cr = (19.07)^{1/3}(1295.30 \text{ N}) = 3460.62 \text{ N} = 3.46 \text{ kN}$$

Punto C

En la Figura 3.60 se muestran las fuerzas actuantes que se calcularon anteriormente en el punto C ($F_{Cy} = 586.60 \text{ N}$, $F_{Cz} = 806.09 \text{ N}$), por lo que la fuerza resultante se calcula de acuerdo al teorema de Pitágoras:

$$F_C = \sqrt{(586.60 \text{ N})^2 + (806.09 \text{ N})^2} = 996.94 \text{ N}$$

Para determinar la carga equivalente P_r de acuerdo a la Ecuación 3.41 se considera que la carga axial de $F_a = 0$ debido a que no existen cargas axiales por lo que el factor de carga radial $X = 1$ y el factor de carga axial $Y = 0$. Por lo tanto la fuerza real se determina combinando la Ecuación 3.42 y Ecuación 3.43:

$$Fr = (1.5)(996.94)(1.2) = 1794.49 \text{ N}$$

$$Pr = 1(1794.49 \text{ N}) = 1794.49 \text{ N}$$

Para calcular la carga dinámica en el punto C se considera la Ecuación 3.40 de donde:

$$Cr = (19.07)^{1/3}(1794.49 \text{ N}) = 4794.30 \text{ N} = 4.79 \text{ kN}$$

Calculada la carga dinámica en los puntos A y C se observa que la capacidad de carga dinámica en el punto C es mucho mayor que la del punto A, por lo tanto, se selecciona el rodamiento para un diámetro de 30 mm. Finalmente se selecciona el diámetro de eje disponible en el mercado, considerando que el diámetro del hombro

en punto C es de 36 mm donde se ubican las catarinas, entonces, se selecciona un diámetro de eje de 1 1/2 pulgada (38.1 mm).

Cálculo de chavetas

El diámetro de los ejes se utiliza como guía para determinar el tamaño de la chaveta, de la Figura 3.50 la variables por definirse son la longitud de la chaveta y el material y se utiliza una cuña tipo A de acuerdo a la Figura 3.50.

Considerando el ancho (W), el alto (H) (Figura 3.51), el material de la chaveta a utilizarse *ANSI 1045*, se verifica si la resistencia de fluencia es mayor o menor al cubo (catarina) y eje por lo que se comprueba la resistencia a la fluencia de los materiales (chaveta, eje y cubo), $S_{yEje} = 352 \text{ MPa}$, $S_{yCatarina} = 250 \text{ MPa}$, $S_{yChaveta} = 530 \text{ MPa}$, $S_{yEngranaje} = 352 \text{ MPa}$ y se observa que la chaveta tiene la mayor fluencia, por lo que se procede el diseño de la chaveta utilizando la Ecuación 3.44 considerando los parámetros de torque y diámetro, donde se ubican las chavetas (Mott, 2006), pero utilizando la resistencia a la fluencia del cubo que es la de menor valor.

Eje de transmisión de llantas

Punto C

Considerando conocidos el torque $T = 39.10 \text{ Nm}$, el diámetro $D = 38.1 \text{ mm}$, el esfuerzo de fluencia del material $S_{Engranaje} = 352 \text{ MPa}$, y las dimensiones de la chaveta ($W = \frac{5}{16} \text{ pulg} = 7.9375 \times 10^{-3} \text{ m}$ y $H = \frac{5}{16} \text{ pulg} = 7.9375 \times 10^{-3} \text{ m}$) se puede calcular su longitud mínima de acuerdo a la Ecuación 3.44:

$$L = \frac{4(39.10 \text{ Nm})(3)}{(352 \times 10^6 \text{ N/m}^2)(0.0381 \text{ m})(7.9375 \times 10^{-3} \text{ m})} = 0.0044 \text{ m} = 4.41 \text{ mm}$$

Eje conducido por el eje de las llantas

Punto C

Considerando conocidos el torque $T = 39.10 \text{ Nm}$, el diámetro $D = 38.1 \text{ mm}$, el esfuerzo de fluencia del material $S_{Engranaje} = 352 \text{ MPa}$ y las dimensiones de la chaveta ($W = \frac{5}{16} \text{ pulg} = 7.9375 \times 10^{-3} \text{ m}$ y $H = \frac{5}{16} \text{ pulg} = 7.9375 \times 10^{-3} \text{ m}$) se puede calcular su longitud mínima de acuerdo a la Ecuación 3.44:

$$L = \frac{4(39.10 \text{ Nm})(3)}{(352 \times 10^6 \text{ N/m}^2)(0.0381 \text{ m})(7.9375 \times 10^{-3} \text{ m})} = 4.40 \times 10^{-3} \text{ m} = 4.40 \text{ mm}$$

Punto D

Considerando conocidos el torque $T = 39.10 \text{ Nm}$, el diámetro $D = 30 \text{ mm}$, el esfuerzo de fluencia del material $S_{y\text{Catarina}} = 250 \text{ MPa}$ y las dimensiones de la chaveta ($W = \frac{1}{4} \text{ pulg} = 6.35 \times 10^{-3} \text{ m}$ y $H = \frac{1}{4} \text{ pulg} = 6.35 \times 10^{-3} \text{ m}$) se puede calcular su longitud mínima de acuerdo a la Ecuación 3.44:

$$L = \frac{4(39.10 \text{ Nm})(3)}{(250 \times 10^6 \text{ N/m}^2)(0.03 \text{ m})(6.35 \times 10^{-3} \text{ m})} = 9.85 \times 10^{-3} \text{ m} = 9.85 \text{ mm}$$

Se determina de igual manera las dimensiones de las cuñas de los otros ejes que se diseñan en la máquina, empleando el mismo procedimiento y se selecciona la chaveta de acuerdo con las longitudes normalizadas. Los resultados se muestran en la Tabla 3.15 y Tabla 3.16.

Tabla 3.15 Dimensiones de las chavetas del eje de transmisión de potencia en las llantas

Eje de transmisión de las llantas					
Punto	Material	Dimensiones, pulgadas	Tipo	Longitud	
				Mínimo, mm	Seleccionado, pulgadas
C	ANSI 1045	5/16 x 5/16	A	4.41	3/4

(Fuente: Propia)

Tabla 3.16 Dimensiones de las chavetas del eje conducido

Eje conducido de transmisión de llantas					
Punto	Material	Dimensiones, pulgadas	Tipo	Longitud	
				Mínimo, mm	Seleccionado, pulgadas
C	ANSI 1045	5/16 x 5/16	A	4.41	3/4
D	ANSI 1045	1/4 x 1/4	A	9.85	3/4

(Fuente: Propia)

Diseño del acople de las ruedas

Para una buena conexión de las ruedas al eje se utiliza un eje hueco fijado con un pasador transversal y por pernos en la rueda motriz (Figura 3.64).

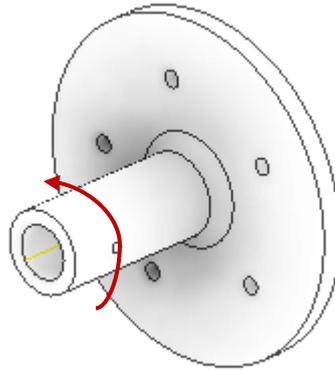


Figura 3.64 Acople de las ruedas
(Fuente: Propia)

Diseño del eje hueco

Se determina la resistencia a la fatiga considerando un material ANSI 1020 ($S_y = 325 \text{ MPa}$ y $S_{ut} = 420 \text{ MPa}$) para el eje hueco:

$$k_c, k_d, k_f = 1$$

$$k_a = 4.51(420)^{-0.265} = 0.91$$

$$k_b = 0.9$$

$$k_e = 0.897$$

$$S'_e = 0.5 (420 \text{ MPa}) = 210 \text{ MPa}$$

$$S_e = (0.91)(0.90)(1)(0.897)(210 \text{ MPa})$$

$$S_e = 154.28 \text{ MPa}$$

Se definió el diámetro del eje que se acopla a la rueda ($d = 25 \text{ mm}$, Tabla 3.12), y si se considera que en este punto $M_a = 30 \text{ Nm}$; $T_m = 39.10 \text{ Nm}$ y $M_m = T_a = 0$,

empleando las siguientes ecuaciones se puede determinar los esfuerzos normal y cortante:

$$\sigma = K_t \frac{Mc}{I} = \frac{32K_t M D}{\pi(D^4 - d^4)} \quad \text{Ecuación 3.53}$$

$$\tau = K_{ts} \frac{Tc}{J} = \frac{16K_{ts} T D}{\pi(D^4 - d^4)} \quad \text{Ecuación 3.54}$$

Donde:

σ Esfuerzo normal, (N/m^2)

τ Esfuerzo cortante, (N/m^2)

D Diámetro exterior, (m)

d Diámetro interior, (m)

c Distancia a la fibra más alejada, (m)

Si:

$$\sigma'_a = \sigma \quad \text{Ecuación 3.55}$$

$$\sigma'_m = \sqrt{3}\tau \quad \text{Ecuación 3.56}$$

Reemplazando la Ecuación 3.53, Ecuación 3.54, Ecuación 3.55 y Ecuación 3.56 en la Ecuación 3.35 se determina el diámetro exterior D del eje hueco considerando un factor de seguridad $n = 2$.

$$\frac{1}{n^2} = \left(\frac{\sigma'_a}{S_e}\right)^2 + \left(\frac{\sigma'_m}{S_e}\right)^2$$

$$\frac{1}{n^2} = \left(\frac{\frac{32K_t M D}{\pi(D^4 - d^4)}}{S_e}\right)^2 + 3 \left(\frac{\frac{16K_{ts} T D}{\pi(D^4 - d^4)}}{S_y}\right)^2$$

$$\frac{1}{n^2} = \frac{(32K_t M D)^2}{S_e^2(\pi(D^4 - d^4))^2} + \frac{3(16K_{ts} T D)^2}{S_y^2(\pi(D^4 - d^4))^2}$$

$$\frac{1}{n^2} = \frac{D^2}{(D^4 - d^4)^2} \left(\frac{(32K_t M)^2}{S_e^2(\pi)^2} + \frac{3(16K_{ts} T)^2}{S_y^2(\pi)^2} \right)$$

$$\sqrt{\frac{1}{n^2}} = \sqrt{\frac{D^2}{(D^4 - d^4)^2} \left(\frac{(32K_t M)^2}{S_e^2(\pi)^2} + \frac{3(16K_{ts} T)^2}{S_y^2(\pi)^2} \right)}$$

$$\frac{1}{n} = \frac{D}{(D^4 - d^4)} \sqrt{\left(\frac{(32K_t M)^2}{S_e^2(\pi)^2} + \frac{3(16K_{ts} T)^2}{S_y^2(\pi)^2} \right)}$$

Por lo tanto:

$$\sqrt{\left(\frac{(32)(2.63)(30Nm)^2}{\left(154.28 \times \frac{10^6 N}{m^2}\right)^2 \pi^2} + \frac{3(16)(1.78)(39.1Nm)^2}{\left(325 \times \frac{10^6 N}{m^2}\right)^2 \pi^2} \right)} = 5.54 \times 10^{-6}$$

$$\frac{1}{2} = \frac{D}{(D^4 - d^4)} (5.54 \times 10^{-6})$$

$$(D^4 - d^4) = 1.11 \times 10^{-5} D$$

$$D^4 - 1.11 \times 10^{-5} D - 0.025^4$$

$$\rightarrow D = 0.02906m = 29mm$$

Comercialmente se dispone de un diámetro exterior del eje hueco de 30 mm por lo que se escoge esta dimensión.

Diseño del pasador eje de extensión

Para la fijación y transmisión de potencia entre las ruedas y el eje que se acopla en las ruedas se utiliza un pasador de acero inoxidable ($S_y = 450MPa$) cuyo diámetro mínimo D_p se determina mediante la Ecuación 3.57:

$$D_p = \sqrt{\frac{4T}{\pi d \left(0.5 \frac{S_y}{n}\right)}} \quad \text{Ecuación 3.57}$$

Donde:

T Torque, (Nm)

d Diámetro del eje, (m)

S_y Resistencia a la fluencia, (N/m^2)

n Factor de seguridad

Si el torque es $T = 39.10 Nm$, factor de seguridad $n = 2$ y diámetro del eje $d = 25 mm$:

$$\rightarrow D_p = \sqrt{\frac{4(39.1Nm)}{\pi (0.025) \left(0.5 \frac{450 \times 10^6}{2}\right)}} = 4.2 mm$$

Comercialmente se dispone de pasadores de acero inoxidable de 5 mm por lo que se emplearan estos.

Sistema de enganche de tracción animal

El sistema de enganche está formado por barras y eslabones que conectan la barras, estas están sujetas a los puntos de enganche inferiores y los otros eslabones a un pasador en los bastidores derecho e izquierdo. Por medio de estas conexiones la máquina es tirada, en la barra principal se conectan en dos puntos, por medio de cadenas, correas o barras de metal o de madera, se realiza un análisis de tensión utilizando el software CAD y considerando la fuerza de tiro de 637N en cada punto, se presentan la tensión de Von Mises, el desplazamiento y el factor de seguridad(ver Figura 3.65, Figura 3.66 y Figura 3.67), considerando un acero ASTM A36 y las dimensiones de cada elemento se presentan en los planos de conjunto y de taller.

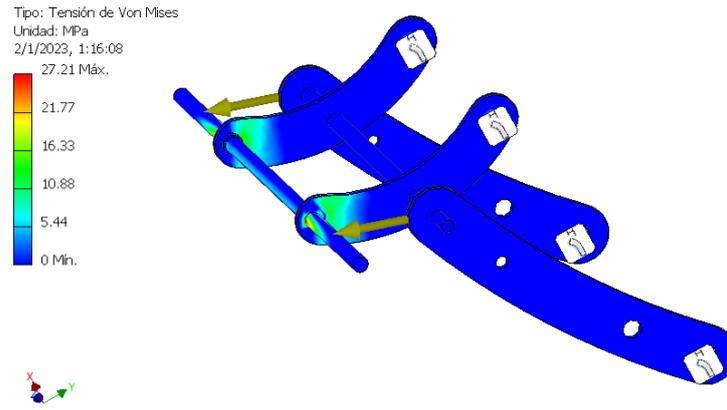


Figura 3.65 Esfuerzo de tensión de Von Mises
 (Fuente: Propia)

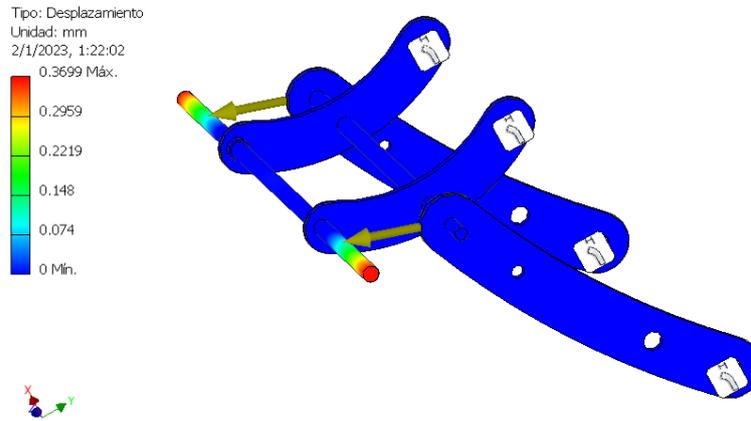


Figura 3.66 Desplazamiento máximo del mecanismo de enganche
 (Fuente: Propia)

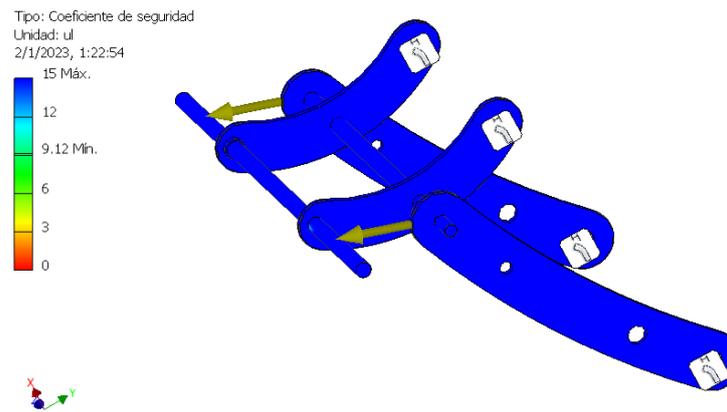


Figura 3.67 Factor de seguridad del mecanismo de enganche
 (Fuente: Propia)

Selección de pernos para la cuchilla de corte

Para la selección de los pernos se emplean la Figura 3.68 y Figura 3.69 que muestran las fuerzas de corte de la tierra:

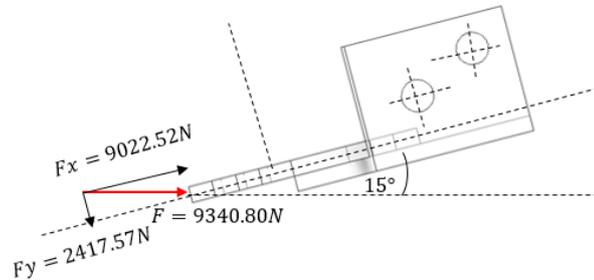


Figura 3.68 Diagrama de fuerzas ejercidas en la pala
(Fuente: Propia)

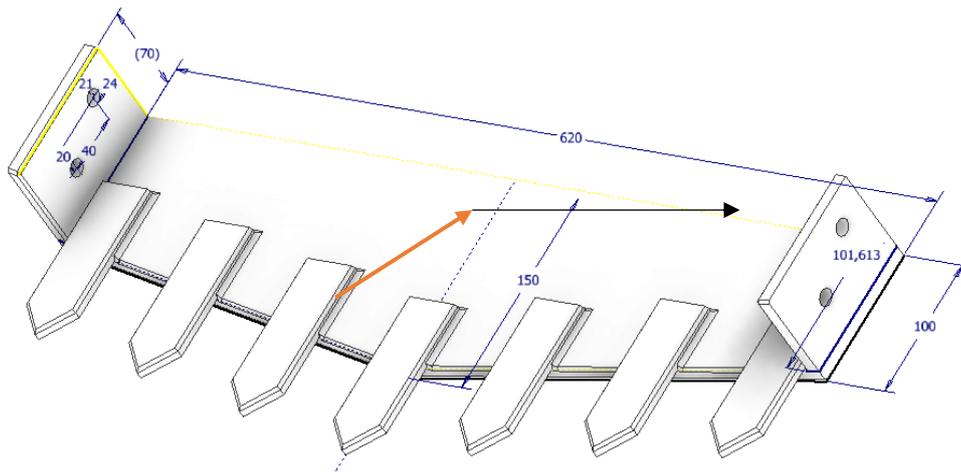


Figura 3.69 Dimensiones de la pala
(Fuente: Propia)

Si se considera el centro de la pala como el punto de aplicación de la fuerza de corte se puede calcular las reacciones en los agujeros que tiene la pala para su sujeción:

$$\vec{F} = F_x \vec{i} - F_y \vec{j} \quad \text{Ecuación 3.58}$$

$$\vec{F} = 9022.52 \vec{i} - 2417.57 \vec{j}$$

$$\vec{r} = 0 \vec{i} + 0.039 \vec{j} + 0.3 \vec{k}$$

$$\vec{M} = \vec{r} \times \vec{F}$$

Ecuación 3.59

$$\vec{M} = (0\vec{i} + 0.039\vec{j} + 0.3\vec{k}) \times (9022.52\vec{i} - 2417.57\vec{j})$$

$$\vec{M} = -351.88\vec{k} + 2706.76\vec{j} + 725.27\vec{i}$$

Se observa que el centroide de los pernos se encuentra en $c_x = 20 \text{ mm}$; $c_y = 10 \text{ mm}$ de acuerdo a la Figura 3.69, por lo que el momento total es:

$$M = \sqrt{(-351.88)^2 + (2706.76)^2 + (725.27)^2} = 2824.25 \text{ Nm}$$

Y el momento a cada lado de la pala es:

$$M' = \frac{2824.25}{2} \text{ Nm} = 1412.13 \text{ Nm}$$

Si F_b es la carga por perno (Figura 3.70):

$$F_b = \frac{F_y}{4} = \frac{2417.57 \text{ N}}{4}$$

$$F_b = 604.39 \frac{\text{N}}{\text{perno}}$$

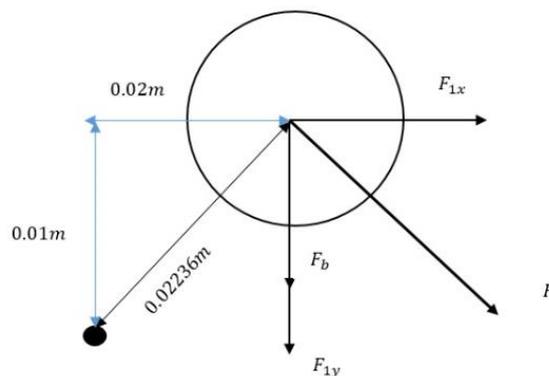


Figura 3.70 Diagrama de fuerzas en el perno de sujeción de la pala
(Fuente: Propia)

La fuerza total aplicada sobre cada perno viene dada por:

$$F_i = \frac{M \cdot r_i}{\sum r^2}$$

Ecuación 3.60

Donde r_i es la distancia radial del centroide hasta el centro de cada uno de los pernos, es decir:

$$r = \sqrt{(20)^2 + (10)^2} = 22.36 \text{ mm} = 0.02236 \text{ m}$$

Al ser elementos simétricos:

$$\sum r^2 = 2(0.02236\text{m}) = 9.9994 \times 10^{-4} \text{ m}^2$$

Por lo tanto:

$$F_1 = \frac{1412.13 \text{ Nm}(0.02236 \text{ m})}{9.9994 \times 10^{-4} \text{ m}^2} = 31577.12 \text{ N}$$

Consecuentemente:

$$F_{1x} = F_1 \sin \theta = 31577.12 \sin 26.56^\circ = 14119.23 \text{ N}$$

$$F_{1y} = F_1 \cos \theta = 31577.12 \cos 26.56^\circ = 28244.68 \text{ N}$$

Y la carga total en un perno viene dada por:

$$R = \sqrt{(F_b + F_{1y})^2 + F_{1x}^2}$$

Ecuación 3.61

$$R = \sqrt{(604.39 \text{ N} + 28244.68 \text{ N})^2 + (14119.23 \text{ N})^2} = 32118.87 \text{ N}$$

Considerando como material del perno el ASTM A325, se tiene que el valor del esfuerzo cortante es $\tau_{ASTM325} = 0.1265 \text{ GPa}$, con lo que se calcula el área necesaria:

$$A = \frac{R_1}{\tau}$$

Ecuación 3.62

$$\rightarrow A = \frac{32118.87 \text{ N}}{121 \times 10^6 \text{ Pa}}$$

$$A = 2.54 \times 10^{-4} \text{ m}^2$$

Con lo que el diámetro del perno viene dado por:

$$D = \sqrt{\frac{4A}{\pi}} \quad \text{Ecuación 3.63}$$

$$\rightarrow D = \sqrt{4 \frac{(2.54 \times 10^{-4} \text{ m}^2)}{\pi}} = 0.01798 \text{ m} = 17.98 \text{ mm} \approx 18 \text{ mm}$$

3.4. Estructura

Cálculos de la fuerza de tiro del tractor

Para determinar las dimensiones del sistema de tiro del tractor, primero se deben calcular las fuerzas ejercidas por el tractor y considerar las propiedades del tractor de la Tabla A.0.4.

Fuerza de arrastre del tractor

Los parámetros que se obtienen de un tractor JHON DEER 5015 son:

- P_{ot} Potencia suministrada por el tractor (HP)
- T_m Torque que suministra el motor diésel (Nm)
- Vel Revoluciones a las que gira el motor diésel (RPM)
- Q_m Peso total que tiene el tractor (kg)
- Q_L Peso de las lastras (kg)
- Q_i Peso del implemento a conectarse (kg)
- n Rendimiento a la que trabaja el tractor (%)
- r Relación de transmisión en el diferencial del tractor

De acuerdo a la información de la Tabla A.0.4, se tiene que:

$$Pot = 77 \text{ HP} \quad Q_m = 2050 \text{ kg} \quad r = 80:1$$

$$Tm = 292 \text{ Nm} \quad Q_L = 450 \text{ kg} \quad Llanta = \frac{80}{7} R38$$

$$Vel = 2400 \text{ RPM} \quad Q_i = 150 \text{ Kg} \quad n = 85\%$$

Para determinar la fuerza de arrastre del tractor es necesario determinar inicialmente los siguientes parámetros:

- Carga total (Q_T): este parámetro se determina por medio de la ecuación:

$$Q_T = Q_m + Q_L + Q_i \quad \text{Ecuación 3.64}$$

$$\rightarrow Q_T = 2050 \text{ kg} + 450 \text{ kg} + 150 \text{ kg} = 2650 \text{ kg}$$

La carga o peso total que se tiene es de 2650 kg, con esto se determina las pérdidas por rodadura de las llantas.

- Pérdidas por rodadura (F_r): se determinan mediante la ecuación:

$$F_r = \mu_r \cdot Q_T \quad \text{Ecuación 3.65}$$

Donde el coeficiente de rodadura μ_r se obtiene de la Figura 3.71:

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

Figura 3.71 Coeficientes de rodadura en función de la naturaleza del suelo (Agrícola, s.f.)

Se emplea un factor $\mu_r = 0.15$ ya que el tractor trabaja en una superficie de tierra labrada, por lo tanto la pérdida por rodaduras es:

$$F_r = 0.15(2650 \text{ kg}) = 397.50 \text{ kgf} \cdot \frac{9.81 \text{ N}}{1 \text{ kgf}} = 3895.50 \text{ N}$$

Obteniendo una pérdida por fricción en la rodadura de 3895.50 N.

- Fuerza ideal en las ruedas motrices (T_r): se determina mediante la ecuación:

$$T_r = T_m \cdot r \quad \text{Ecuación 3.66}$$

$$\rightarrow T_r = 292 \text{ Nm} \cdot 80 = 23360 \text{ Nm}$$

Por lo que la fuerza ideal que llega a las fuerzas motrices es de 23360 Nm, que depende de la relación de transmisión que existe en los diferenciales, en este tractor es de 80:1 generalmente.

- Fuerza real en las ruedas motrices (Tr_{Real}):

$$Tr_{Real} = T_r \cdot n \quad \text{Ecuación 3.67}$$

$$\rightarrow Tr_{Real} = 23360 \text{ Nm}(0.85) = 19856 \text{ Nm}$$

La fuerza real que existe en las ruedas motrices es de 19856 Nm, esto depende de la eficiencia que tiene el tractor, que en este caso es de 85%.

- Fuerza ideal de tiro de tres puntos (F): se determina mediante la ecuación:

$$F = \frac{Tr_{Real}}{R} \quad \text{Ecuación 3.68}$$

$$\rightarrow F = \frac{19856}{0.80} = 24820 \text{ N}$$

La fuerza ideal en el tiro de tres puntos es de 24820 N, éste depende del diámetro de la llanta motriz (R).

Finalmente, la fuerza real que ejerce el tractor en el tiro de tres puntos (F_T) se determina mediante la ecuación:

$$F_T = F - F_R$$

Ecuación 3.69

$$\rightarrow F_T = 24820 N - 3895.5 N = 20924.5 N$$

Cálculo de las dimensiones del enganche de tres puntos

Los tractores e implementos deben diseñarse utilizando la norma ISO730-1, teniendo en cuenta la norma ASAE S2117.12, dentro de ésta existen cuatro categorías de enganches de acuerdo a la potencia máxima en la barra de tiro del tractor que se pueden observar en la Tabla 3.17:

Tabla 3.17 Potencia máxima en la barra de acuerdo a la categoría del tractor

CATEGORIA	POTENCIA MAXIMA EN LA BARRA DE TIRO	
1	15 – 35	20 – 45
2	30 – 75	40 – 100
3	60 – 168	80 – 225
4	135 – 300	180 – 400

(Fuente: Engineers A. S., 2001)

Para este caso y en base al tractor elegido, se considera la categoría 1 y de acuerdo a la Figura 3.72 y Figura 3.73 se selecciona las dimensiones adecuadas. En la Figura 3.74 se observan las partes de un enganche de 3 puntos y Tabla 3.18 muestra su descripción.

Dimensiones en mm			
Descripción	Categoría de enganche	ISO 730-1	ASAE S217.11
Dimensiones asociadas con Implemento			
Altura del mástil del implemento (Cláusula 0)	1	460+/-1.5	457
	2	610+/-1.5	483
	3	685+/-1.5	559
	4L	685+/-1.5	686
	4H	1.100+/-1,5	No disponible
Categorías especiales de enganche (Cláusula 0.7)	1N	400	No disponible
	2N	683	No disponible
	3N	825	822,5-825,5
	4N	920	919-922
Dimensiones asociadas al tractor			
Toma de fuerza al punto de enganche inferior (Cláusula 0.3)	1	500-575	508-559
	2	550-625	508-559
	3	575-675	508-559
	4L	575-675	508-559
	4H	610-670	No disponible
Altura mínima de transporte (Cláusula 0.4)	1	820	813
	2	950	914
	3	1,065	1,016
	4L	1200	1,120
	4H	1200	No disponible
Rango de potencia (Cláusula 0.5)	1	610	559
	2	650	610
	3	735	660
	4L	760	762
	4H	900	No disponible
Puntos de unión del eslabón superior (Cláusula 0.6)	1, 2, 3, 4	- 3 a 3 grados + 10 a 15 grados	No especificado

Figura 3.72 Categorías de enganche para un tractor

(Fuente: Engineers A. S., 2001)

Dimension (see Figure 5)	Description	Category				
		1	2	3	4L	4H
Upper hitch attachment						
d_1	Diameter of hitch pin hole	19.3 $^{+0.2}_0$	25.7 $^{+0.2}_0$	32 $^{+0.25}_0$	45.2 $^{+0.3}_0$	45.2 $^{+0.3}_0$
b_1^*	Width between inner faces of yoke	44.5 min.	52 min.	52 min.	65 min.	65 min.
b_2^*	Width between outer faces of yoke	69 max.	86 max.	95 max.	132 max.	132 max.
Lower hitch attachment						
D_2	Diameter of hitch pin	22 $^0_{-0.2}$	28 $^0_{-0.2}$	36.6 $^0_{-0.2}$	50.8 $^0_{-1.1}$	50.8 $^0_{-1.1}$
b_3^*	Linch pin hole distance	39 min.	49 min.	52 min.	68 min.	68 min.
l	Lower hitch point span ¹⁾	683±1.5	825±1.5	965±1.5	1,166.5±1.5	1,166.5±1.5
Other dimensions						
d	Diameter for linch pin hole for upper hitch pin	12 min.	12 min.	12 min.	17.5 min.	17.5 min.
	for lower hitch pins	12 min.	12 min.	17 min.	17.5 min.	17.5 min.
h	Mast height ²⁾	460±1.5	610 ±1.5	685±1.5	685±1.5	1,100±1.5

¹⁾It may be necessary to vary these dimensions in case of specialized implements. Where a shorter distance between the lower hitch points appears necessary, the following values are preferred:

400 mm for category 1;
683 mm for category 2;
825 mm for category 3;
920 mm for category 4.

Figura 3.73 Dimensiones del agujero y pasador

(Fuente: Engineers A. S., 2000)

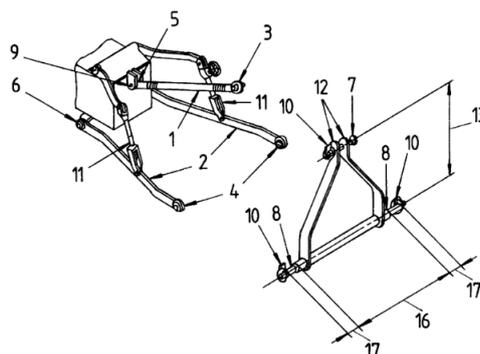


Figura 3.74 Partes de un enganche de tres puntos

(Fuente: Engineers A. S., 2000)

Tabla 3.18 Descripción de los elementos del enganche de tres puntos

1 Enlace superior	9 Accesorio de enlace superior
2 Enlace inferior	10 Pasador de clavija
3 Punto de enganche superior	11 Barras de elevación
4 Punto de enganche inferior	12 Mástil
5 Punto de enlace superior	13 Altura del mástil
6 Punto de enlace inferior	16 Lapso inferior del punto de enganche
7 Accesorio de enganche superior	17 Distancia del orificio del pasador de clavija
8 Accesorio de enganche inferior	

(Fuente: Engineers A. S., 2000)

Las dimensiones seleccionadas se muestran en la Figura 3.75 en la que se incluye la fuerza $F_T = 20924.5 \text{ N}$ calculada anteriormente y se realiza una distribución en los tres puntos de contacto.

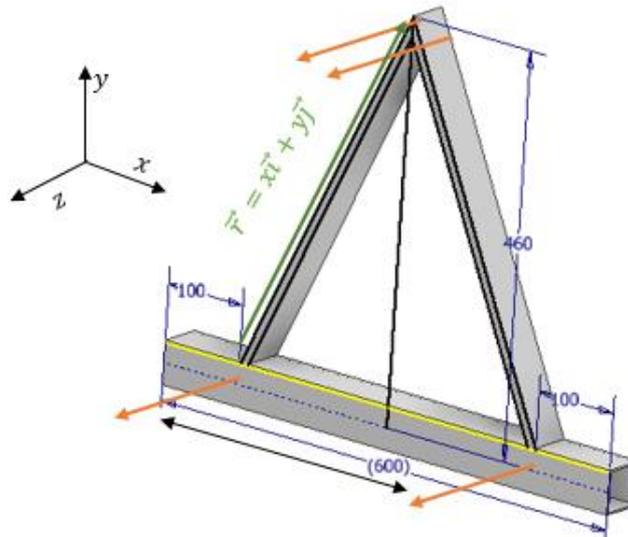


Figura 3.75 Dimensiones del enganche de tres puntos
(Fuente: Propia)

Los momentos aplicados a los elementos del engache se determinan a continuación:

$$\vec{r} = 0.2\vec{i} + 0.46\vec{j} + 0\vec{k}$$

$$\vec{F} = 3487.41\vec{k}$$

$$\vec{M}_1 = \vec{r} \times \vec{F}$$

$$\vec{M}_1 = (0.2\vec{i} + 0.46\vec{j} + 0\vec{k}) \times (3487.41\vec{k}) = 1604.21\vec{i} - 697.48\vec{j}$$

Donde:

$$M_T = 1604.21\vec{i} \quad \text{Momento torsor}$$

$$M_F = -697.48\vec{j} \quad \text{Momento flector}$$

Se calcula de igual manera para el otro apoyo

$$\vec{r} = -0.2\vec{i} + 0.46\vec{j} + 0\vec{k}$$

$$\vec{F} = 3487.41\vec{k}$$

$$\vec{M}_2 = \vec{r} \times \vec{F}$$

$$\vec{M}_2 = (-0.2\vec{i} + 0.46\vec{j} + 0\vec{k}) \times (3487.41\vec{k}) = 1604.21\vec{i} + 697.48\vec{j}$$

Donde:

$$M_T = 1604.21\vec{i} \quad \text{Momento torsor}$$

$$M_F = 697.48\vec{j} \quad \text{Momento flector}$$

Los momentos calculados se observan en la Figura 3.76:

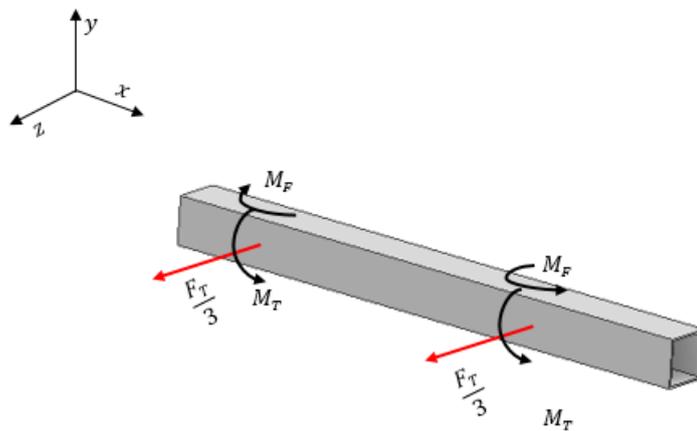


Figura 3.76 Diagramas de cuerpo libre fuerzas y momentos planos XY
(Fuente: Propia)

Ahora se calcula los momentos flectores generados por las otras fuerzas:

$$\vec{r}_1 = 0.1\vec{i} + 0\vec{j} + 0\vec{k}$$

$$\vec{F} = 6974.83\vec{k}$$

$$\vec{M}_3 = \vec{r}_1 \times \vec{F}$$

$$\vec{M}_3 = (0.1\vec{i} + 0\vec{j} + 0\vec{k}) \times (6974.83\vec{k}) = -697.48\vec{j}$$

$$\vec{r}_2 = -0.1\vec{i} + 0\vec{j} + 0\vec{k}$$

$$\vec{F} = 6974.83\vec{k}$$

$$\vec{M}_4 = \vec{r}_2 \times \vec{F}$$

$$\vec{M}_4 = (-0.1\vec{i} + 0\vec{j} + 0\vec{k}) \times (6974.83\vec{k}) = 697.48\vec{j}$$

Los momentos calculados se observan en la Figura 3.77:

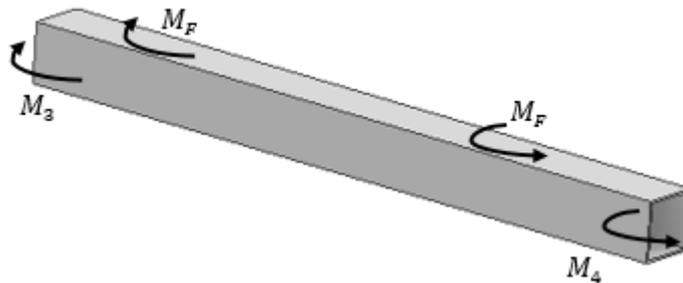


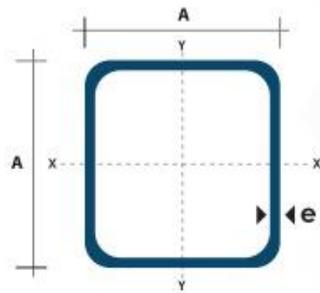
Figura 3.77 Diagramas de cuerpo libre fuerzas y momentos planos XZ
(Fuente: Propia)

$$M_3 = -M_4$$

$$M_{F \text{ máx}} = M_F + M_3$$

$$\vec{M}_{F \text{ máx}} = -697.48\vec{j} - 697.48\vec{j} = -1394.97\vec{j}$$

Se puede observar que las secciones críticas son los extremos de la barra, por lo cual para determinar sus dimensiones se realiza el cálculo de los esfuerzos eligiendo un perfil cuadrado disponible en el mercado (Figura 3.78).



Dimensiones			Área	Ejes X-Xe Y-Y		
A mm	Espesor mm (e)	Peso Kg/m	Área cm ²	I cm ⁴	W cm ³	i cm ³
20	1.2	0.72	0.90	0.53	0.53	0.77
20	1.5	0.88	1.05	0.58	0.58	0.74
20	2.0	1.15	1.34	0.69	0.69	0.72
25	1.2	0.90	1.14	1.08	0.87	0.97
25	1.5	1.12	1.35	1.21	0.97	0.95
25	2.0	1.47	1.74	1.48	1.18	0.92
30	1.2	1.09	1.38	1.91	1.28	1.18
30	1.5	1.35	1.65	2.19	1.46	1.15
30	2.0	1.78	2.14	2.71	1.81	1.13
40	1.2	1.47	1.80	4.38	2.19	1.25
40	1.5	1.82	2.25	5.48	2.74	1.56
40	2.0	2.41	2.94	6.93	3.46	1.54
40	3.0	3.54	4.44	10.20	5.10	1.52
50	1.5	2.29	2.85	11.06	4.42	1.97
50	2.0	3.03	3.74	14.13	5.65	1.94
50	3.0	4.48	5.61	21.20	4.48	1.91
60	2.0	3.66	3.74	21.26	7.09	2.39
60	3.0	5.42	6.61	35.06	11.69	2.34
75	2.0	4.52	5.74	50.47	13.46	2.97
75	3.0	6.71	8.41	71.54	19.08	2.92
75	4.0	8.59	10.95	89.98	24.00	2.87
100	2.0	6.17	7.74	122.99	24.60	3.99
100	3.0	9.17	11.41	176.95	35.39	3.94
100	4.0	12.13	14.95	226.09	45.22	3.89
100	5.0	14.40	18.36	270.57	54.11	3.84

Figura 3.78 Dimensiones de perfil cuadrado

(Fuente: DIPAC, 2022)

Con la elección del perfil se calcula su inercia:

$$I_{xx} = \frac{bh^3 - b_1h_1^3}{12} \quad \text{Ecuación 3.70}$$

$$\rightarrow I_{xx} = \frac{(60)(60)^3 - (54)(54)^3}{12} = 371412mm^4 = 3.71 \times 10^{-7} m^4$$

Debido a que es una sección cuadrada:

$$I_{xx} = I_{yy}$$

Por lo que el esfuerzo debido a la flexión viene dado por:

$$\sigma_{Flexion} = -\frac{M_{max}C}{I} \quad \text{Ecuación 3.71}$$

$$\rightarrow \sigma_{Flexion} = \frac{1394.97 Nm(0.03 m)}{3.71 \times 10^{-7} m^4} = 112675680.9 \frac{N}{m^2} = 112.68 MPa$$

Para el cálculo del esfuerzo cortante debido al momento torsor se debe calcular el momento polar de inercia:

$$J = I_{xx} + I_{yy} \quad \text{Ecuación 3.72}$$

$$\rightarrow J = 3.71 \times 10^{-7} m^4 + 3.71 \times 10^{-7} m^4 = 7.43 \times 10^{-7} m^4$$

Por lo tanto:

$$\tau = \frac{T \cdot c}{J} \quad \text{Ecuación 3.73}$$

$$\rightarrow \tau = \frac{1604.21 Nm(0.03 m)}{4.17 \times 10^{-7} m^4} = 64788294.4 \frac{N}{m^2} = 64.79 MPa$$

Para determinar el esfuerzo equivalente se debe calcular el polinomio característico, por lo tanto, se necesita la matriz del elemento tensor:

$$[\sigma] = \begin{bmatrix} \sigma_{xx} & \sigma_{xy} & \sigma_{xz} \\ \sigma_{yx} & \sigma_{yy} & \sigma_{yz} \\ \sigma_{zx} & \sigma_{zy} & \sigma_{zz} \end{bmatrix} \quad \text{Ecuación 3.74}$$

$$\rightarrow [\sigma] = \begin{bmatrix} 112.68 & \sigma_{xy} & \sigma_{xz} \\ \sigma_{yx} & \sigma_{yy} & 64.79 \\ \sigma_{zx} & 64.79 & \sigma_{zz} \end{bmatrix}$$

Es así que:

$$P(\lambda) = \lambda^3 - I_1 \lambda^2 + I_2 \lambda - I_3 \quad \text{Ecuación 3.75}$$

Donde:

$$I_1 = \sigma_{xx} + \sigma_{yy} + \sigma_{zz} \quad \text{Ecuación 3.76}$$

$$\rightarrow I_1 = 112.68 + 0 + 0 = 112.68 MPa$$

$$I_2 = \sigma_{xx}\sigma_{yy} + \sigma_{xx}\sigma_{zz} + \sigma_{yy}\sigma_{zz} - \sigma_{xy}^2 - \sigma_{xz}^2 - \sigma_{zy}^2 \quad \text{Ecuación 3.77}$$

$$\rightarrow I_2 = -(64.79)^2 = -4197.52 \text{ MPa}$$

$$I_3 = \sigma_{xx}\sigma_{yy}\sigma_{zz} + 2\sigma_{xy}\sigma_{xz}\sigma_{zy} - \sigma_{xx}\sigma_{zy}^2 - \sigma_{yy}\sigma_{xz}^2 - \sigma_{zz}\sigma_{xy}^2 \quad \text{Ecuación 3.78}$$

$$\rightarrow I_3 = -112.68(64.79)^2 = -472958.77 \text{ MPa}$$

Por lo tanto:

$$P(\lambda) = \lambda^3 - 112.68\lambda^2 - 4197.52\lambda + 472958.77$$

De donde:

$$\sigma_1 = 112.68 \text{ MPa}$$

$$\sigma_2 = 64.79 \text{ Pa}$$

$$\sigma_3 = -64.79 \text{ MPa}$$

Aplicando el criterio de falla de Von Mises

$$\sigma_{Eq} = \sqrt{\frac{(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_1 - \sigma_3)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2}{2}} \quad \text{Ecuación 3.79}$$

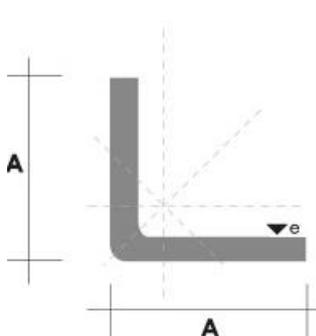
$$\rightarrow \sigma_{Eq} = \sqrt{\frac{(112.68 - 64.79)^2 + (112.68 + 64.79)^2 + (64.79 + 64.79)^2}{2}} = 166.26 \text{ MPa}$$

Con lo que se puede determinar el factor de seguridad del elemento que garantiza la integridad del elemento:

$$n = \frac{S_y}{\sigma_{Eq}} \quad \text{Ecuación 3.80}$$

$$\rightarrow n = \frac{250 \text{ MPa}}{166.26 \text{ MPa}} = 1.5$$

Para el punto superior de enganche al tractor se utiliza un perfil con mayor momento de inercia y se escoge el mismo de la Figura 3.79.



Denominación	Dimensiones mm		Peso		Área
	A	e	kg/m	kg/6m	cm ²
AL 20X2	20	2	0.60	3.62	0.76
AL 20X3	20	3	0.87	5.27	1.11
AL 25X2	25	2	0.75	4.56	0.96
AL 25X3	25	3	1.11	6.68	1.41
AL 25X4	25	4	1.45	8.75	1.84
AL 30X3	30	3	1.36	8.13	1.71
AL 30X4	30	4	1.77	10.63	2.24
AL 40X3	40	3	1.81	11.00	2.31
AL 40X4	40	4	2.39	14.34	3.04
AL 40X6	40	6	3.49	21.34	4.44
AL 50X3	50	3	2.29	13.85	2.91
AL 50X4	50	4	3.02	18.33	3.84
AL 50X6	50	6	4.43	26.58	5.64
AL 60X6	60	6	5.37	32.54	6.84
AL 60X8	60	8	7.09	42.54	9.03
AL 65X6	65	6	5.84	35.25	7.44
AL 70X6	70	6	6.32	38.28	8.05
AL 75X6	75	6	6.78	40.65	8.64
AL 75X8	75	8	8.92	54.18	11.36
AL 80X8	80	8	9.14	56.95	11.60
AL 100X6	100	6	9.14	56.95	11.64
AL 100X8	100	8	12.06	74.05	15.36
AL 100X10	100	10	15.04	90.21	19.15
AL 100X12	100	12	18.26	109.54	22.56

Figura 3.79 Dimensiones de perfil en L

(Fuente: DIPAC, 2022)

Para determinar su inercia se calcula el centroide del perfil escogido de acuerdo a la Ecuación 3.81 con los datos de la Tabla 3.19 Dimensiones del centroide del perfil en L.

$$\bar{y} = \frac{\sum \bar{y}_i \cdot A_i}{\sum A} \quad \text{Ecuación 3.81}$$

Tabla 3.19 Dimensiones del centroide del perfil en L

Elemento	\bar{y}	A	$\bar{y}A$
1	25	200	5000
2	2	184	368
Suma		384	5368

(Fuente: Propia)

$$\rightarrow \bar{y} = \frac{5368}{384} = 13.98 \text{ mm}$$

Aplicando el teorema de los ejes paralelos para encontrar el momento de inercia:

$$I_{xx} = \frac{bh^3}{12} + d^2A \quad \text{Ecuación 3.82}$$

$$\rightarrow I_{xx} = \left(\frac{4 \text{ mm}(50 \text{ mm})^3}{12} + (11.98 \text{ mm})^2(4 \text{ mm})(50 \text{ mm}) \right) + \left(\frac{46 \text{ mm}(3 \text{ mm})^3}{12} + (11.98 \text{ mm})^2(46 \text{ mm})(4 \text{ mm}) \right)$$

$$I_{xx} = 96882 \text{ mm}^4 = 9.69 \times 10^{-8} \text{ m}^4$$

Con lo que se puede determinar el esfuerzo de flexión del elemento:

$$\sigma_{Flexion} = \frac{Mc}{I} \quad \text{Ecuación 3.83}$$

$$\rightarrow \sigma_{Flexion} = \frac{697.48 \text{ Nm}(0.036 \text{ m})}{96882 \times 10^{-8} \text{ m}^4} = 25917.38 \frac{\text{N}}{\text{m}^2}$$

Por otro lado, el momento polar de inercia viene dado por:

$$J = I_{xx} + I_{yy} \quad \text{Ecuación 3.84}$$

$$\rightarrow J = 9.69 \times 10^{-8} \text{ m}^4 + 9.69 \times 10^{-8} \text{ m}^4 = 1.94 \times 10^{-7} \text{ m}^4$$

Con lo que se determina el esfuerzo cortante:

$$\tau = \frac{Tc}{J} \quad \text{Ecuación 3.85}$$

$$\rightarrow \tau = \frac{1604.21 \text{ Nm}(0.036 \text{ m})}{193764 \times 10^{-7} \text{ m}^4} = 2980.51 \frac{\text{N}}{\text{m}^2}$$

Y la matriz del elemento tensor viene dada por la Ecuación 3.74:

$$[\sigma] = \begin{bmatrix} 25917.38 & \sigma_{xy} & \sigma_{xz} \\ \sigma_{yx} & \sigma_{yy} & 2980.51 \\ \sigma_{zx} & 2980.51 & \sigma_{zz} \end{bmatrix}$$

Determinando el polinomio característico de acuerdo a la Ecuación 3.75 por medio del cálculo de I_1 , I_2 e I_3 a través de la Ecuación 3.76, Ecuación 3.77 y Ecuación 3.78 respectivamente:

$$I_1 = 25917.38 + 0 + 0 = 25917.38 Pa$$

$$I_2 = -(2980.51)^2 = 8883441.72 MPa$$

$$I_3 = -25917.38(2980.51)^2 = -2.30 \times 10^{11} Pa$$

$$\rightarrow P(\lambda) = \lambda^3 - 25927.38\lambda^2 - 8883441.72\lambda + 2.30 \times 10^{11}$$

Donde:

$$\sigma_1 = 2979.89 Pa$$

$$\sigma_2 = 25927.50 Pa$$

$$\sigma_3 = -2980.02 Pa$$

Aplicando el criterio de falla de Von Mises de acuerdo a la Ecuación 3.79:

$$\sigma_{Eq} = \sqrt{\frac{(2979.89 - 25927.50)^2 + (2979.89 + 2980.02)^2 + (25927.50 + 2980.02)^2}{2}}$$

$$\sigma_{Eq} = 26436.32 Pa$$

Donde el factor de seguridad de acuerdo a la Ecuación 3.80 es:

$$n = \frac{250 MPa}{26436.32 Pa}$$

$$\rightarrow n \gg 2$$

Garantizando la integridad del elemento.

Se determina los esfuerzos en los brazos de los puntos inferiores de enganche, para el cual se utiliza un perfil cuadrado ASTM A36 de $50 \times 50 \times 3$, con esto se comprueba si resiste las cargas (Figura 3.80).

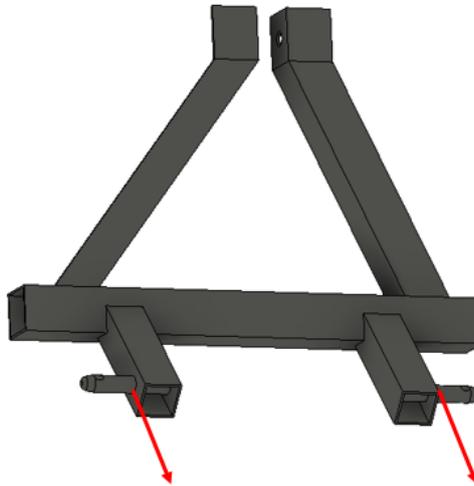


Figura 3.80 Fuerzas en los brazos inferiores
(Fuente: propia)

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

$$\sigma = \frac{6974.83 \text{ N}}{(50 \times 10^3 \text{ m})^2 - (44 \times 10^3 \text{ m})} = 12,37 \text{ MPa}$$

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

$$n = \frac{250 \text{ MPa}}{12,37 \text{ MPa}} = 20.2$$

Calculo del esfuerzo cortante en el pasador

Se determina las dimensiones del pasador (Figura 3.82) de acuerdo a la categoría del tractor a partir de la norma de ASABE (Figura 3.81 y Figura 3.73).

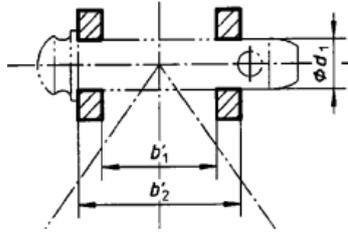


Figura 3.81 Diseño del pasador
(Fuente: Engineers A. S., 2000)

Considerando las dimensiones seleccionadas se obtiene el esfuerzo cortante del pasador:

$$\tau = \frac{F}{A} \quad \text{Ecuación 3.86}$$

$$\rightarrow \tau = \frac{\frac{4F}{2}}{\pi(d)^2}$$

$$\tau = \frac{\frac{4(6974.84 \text{ N})}{2}}{\pi(19.30 \times 10^{-3} \text{ m})^2} = 3794459.15 \frac{\text{N}}{\text{m}^2} = 3.79 \text{ MPa}$$

Obteniendo un factor de seguridad de acuerdo a la ecuación:

$$n = \frac{S_y}{\tau} \quad \text{Ecuación 3.87}$$

$$\rightarrow n = \frac{250 \text{ MPa}}{3.79 \text{ MPa}} = 65.90$$

Que garantiza la integridad del pasador (Figura 3.82).

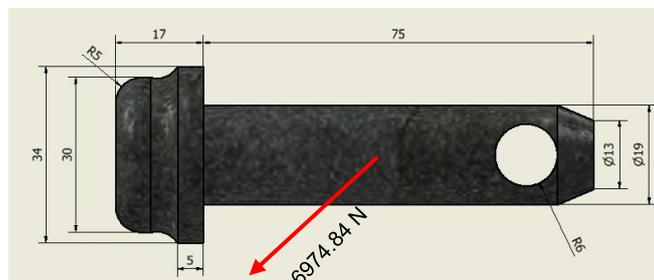


Figura 3.82 Pasador
(Fuente: Engineers A. S., 2000)

3.5. Rueda motriz

Para seleccionar la rueda se debe tomar en cuenta que soporte la carga de trabajo, se adapte a las condiciones del suelo y obviamente es un factor decisivo las dimensiones de la máquina, es así como se puede utilizar las ruedas que se emplean en motocultores, que tienen un diámetro máximo de 0.5 m. En la Figura 3.83 se observa el modelo de neumático y en la Tabla 3.20 las especificaciones técnicas de la llanta angosta que es la seleccionada para esta aplicación por su menor peso.



Figura 3.83 Neumático agrícola

(Fuente: S.A., s.f.)

Tabla 3.20 Especificaciones técnicas del neumático

Especificaciones Técnicas		
	Angostas	Normales
RIN	10.00	12.00
Ancho	5.00	6.50
Largo	4.00	4.00

(Fuente: S.A., s.f.)

3.6. Análisis de costos

Uno de los factores de los factores predominantes en el desarrollo de un proyecto, es constituido por el análisis de costos, el cual permite determinar la viabilidad del proyecto.

Consecuentemente se elabora el estudio de los costos de fabricación de cada módulo propuestos inicialmente para el desarrollo del proyecto.

Costo Modulo 1: Preparación y acoplamiento de la máquina

En esta parte se toma también los costos referentes a elementos adicionales que se pueden presentar en su montaje como las protecciones.

Tabla 3.21 Costo de materiales – Módulo 1

Elemento	Material	Descripción	Cantidad	Costo Unitario (\$)	Costo total (\$)
Soporte base	Acero A36	Tubo cuadrado 60x60x4	1.00	35.72	35.72
Soporte enganche inferior	Acero A36	Tubo cuadrado 50x50x4	1.00	35.50	35.50
Mástil	Acero A36	Perfil en ángulo 50x4	1.00	23.73	23.73
Varilla	Acero A36	Cilindro 200x 19	2.00	3.00	6.00
Varilla	Acero A36	Cilindro 200x25.4	1.00	10.00	10.00
Eslabones	Acero A36	Plancha 0.5x0.5x10MM	1.00	15.00	15.00
Accesorios de enganche		Varilla D12	1.00	2.00	0.00
				Total	125.95

(Fuente: Propia)

Tabla 3.22 Costo de fabricación-Módulo1

Elemento	Proceso						Costo Total (\$)
	Soldadura		Corte		Taladro		
	Tiempo (h)	Costo (\$/h)	Tiempo (h)	Costo (\$/h)	Tiempo (h)	Costo (\$/h)	
Soporte base	1.00	10.00	0.50	3.00	0.25	4.00	12.50
Soporte enganche inferior	0.50	10.00	0.25	3.00	0.25	4.00	6.75
Mástil	0.50	10.00	0.25	3.00	0.25	4.00	6.75
Varillas	1.00	10.00	0.40	3.00	0.25	4.00	12.20
						Total	38.20

(Fuente: Propia)

Tabla 3.23 Costo total-Módulo1

Costo total módulo 1	
Costo de materiales (\$)	125.95
Costo de fabricación (\$)	38.20
Adicionales (\$)	20.00
Total (\$)	184.15

(Fuente: Propia)

Costo Modulo 2: Cortar y alimentar

Tabla 3.24 Costo de materiales-Módulo 2

Elemento	Material	Descripción	Cantidad	Costo unitario(\$)	Costo total(\$)
Cuchilla	Acero A36	Plancha 1 x 0.5 x 10MM	1	25.00	25.00
Dientes de cuchilla	Acero A36	Plancha 0.6 x 0.3 x 7MM	1	20.00	20.00
				Total	45.00

(Fuente: Propia)

Tabla 3.25 Costo de elementos estándar - Módulo 2

Elemento	Especificación	Cantidad	Costo unitario(\$)	Costo total(\$)
Perno M18x45	ISO 4017	4	0.40	1.60
Arandela para M18	ISO 7089	4	0.10	0.40
Tuerca M18	ISO 4032	4	0.15	0.60
			Total	2.60

(Fuente: Propia)

Tabla 3.26 Costo de fabricación - Módulo 2

Elemento	Proceso						Costo total (\$)
	Soldadura		Corte		Taladro		
	Tiempo (h)	Costo(\$/h)	Tiempo (h)	Costo(\$/h)	Tiempo (h)	Costo(\$/h)	
Cuchilla	0.50	10.00	0,50	3.00	0.50	4.00	8.50
Dientes de cuchilla	1.00	10.00	1.00	3.00	0.00	0.00	13.00
						Total	21.50

(Fuente: Propia)

Tabla 3.27 Costo totales - Módulo 2

Costo de materiales (\$)	45.00
Elementos estándares (\$)	2.60
Costo de fabricación (\$)	21.50
Adicionales (\$)	10.00
Total (\$)	79.10

(Fuente: Propia)

Costo Modulo 3: Transmisión de potencia

Tabla 3.28 Costo de materiales- Módulo 3

Elemento	Material	Descripción	Cantidad	Costo unitario(\$)	Costo total(\$)
Eje tracción de la banda	ANSI 1020	Ø31.75; L=805	1.00	125.56	125.56
Eje secundario	ANSI 1020	Ø25.4; L=70	1.00	55.81	55.81
Eje de tracción llantas	ANSI 1020	Ø38.10; L=800	1.00	130.56	130.56
Eje hueco	ANSI 1020	Ø30.10; L=200	1.00	20.00	20.00
Acople de rueda	ANSI 1020	30x40	1.00	30.00	30.00
Eje conducido de la llantas	ANSI 1020	Ø38.10; L=800	1.00	130.56	130.56
				Total	492.49

(Fuente: Propia)

Tabla 3.29 Costo de elementos estandarizados – Módulo 3

Elemento	Especificación	Cantidad(u)	Costo unitario (\$/u)	Costo Total (\$)
Cardán agrícola	Potencia a 540RPM :30HP	1.00	60.00	60.00
Caja reductora Agrícola	Modelo T-278A	1.00	70.00	70.00
Cadena paso largo	ISO 1275-208B	1.00	20.00	20.00
Cadena de varillas	Transportadora de varillas	1.00	2000	20.00
Chumaceras	SKF-F4B30M-TF	2.00	50.00	100.00
Chumacera	SKF-F4B25M-TF	2.00	50.00	100.00
Chumacera	SKF-F4B20M-TF	2.00	50.00	100.00
Chumacera	SKF-SY25M-FM	1.00	30.00	30.00
Cadena	H40-1R-10ft ANSI	2.00	44.17	88.34
Rodamientos	SKF-ALC-1 1/4	2.00	10.00	20.00
Rueda dentada ANSI	PHS 50-1B15	1.00	8.00	8.00
Rueda dentada ANSI	PHS 50-1B17	1.00	10.00	10.00
Rueda dentada ANSI	PHS 80-1B15	2.00	17.00	34.00
Rueda dentada ANSI	PHS 50-1B12	2.00	14.79	29.58
Engrane recto 1	M3.5-D27	1.00	50.00	50.00
Engrane recto 2	M3.5-D30	1.00	55.00	55.00
Anillo de retención	ASME B18.27.2 NA4 - 1 1/16	4.00	0.15	0.60
Anillo de retención	ASME B18.27.2 NA4 - 1 1/4	4.00	0.25	1.00
Anillo de retención	ASME B18.27.2 NA4 - 1	2.00	0.20	0.40
Perno	ANSI 7/16 -14UNC-1,25	8.00	0.50	4.00
Arandela	ANSI 7/16 -14 Tipo B	8.00	0.25	2.00
Tuerca	ANSI 7/16 - 14	8.00	0.40	3.20
Perno	ANSI 7/16 -14UNC-1,5	8.00	0.50	4.00
Total				810.12

(Fuente: Propia)

Tabla 3.30 Costo de fabricación-Módulo 3

Elemento	Proceso						Costo Total
	Torneado		Fresado		Corte		
	Tiempo (h)	Costo(\$/h)	Tiempo (h)	Costo(\$/h)	Tiempo (h)	Costo(\$/h)	
Eje tracción	2.00	15.00	1.50	20.00	0.30	5.00	65.00
Eje secundario	1.00	15.00	1.00	20.00	0.30	5.00	36.00
Total						98.00	

(Fuente: Propia)

Tabla 3.31 Costo total – Módulo 3

Costo de materiales (\$)	492.49
Elementos estándares (\$)	810.12
Costo de fabricación (\$)	98.00
Adicionales (\$)	10.00
Total (\$)	1410.61

(Fuente: Propia)

Costo Modulo 4: Separar las papas de la tierra

Tabla 3.32 Costo de materiales- Módulo 4

Elemento	Material	Descripción	Cantidad	Costo Unitario	Costo total
Neumático	Caucho	R:15	2.00	25.00	50.00
Bastidores	Acero A36	90X60 cm	2.00	60.00	120.00
Total				170.00	

(Fuente: Propia)

Tabla 3.33 Elementos normalizados- Módulo 4

Elemento	Especificación	Cantidad(u)	Costo unitario (\$/u)	Costo Total (\$)
Perno	5/16 18UNCx1:4	10.00	0.50	5.00
Arandela	Plana 5/16	10.00	0.15	1.50
Tuerca	Hexagonal 5/16	10.00	0.30	3.00
Pasador acanalado	DIN 1469 C-5x35	2.00	3.00	6.00
			Total	15.50

(Fuente: Propia)

Tabla 3.34 Costo de fabricación-Módulo 4

Elemento	Proceso						Costo Total
	Taladro		Soldadura		Corte		
	Tiempo (h)	Costo(\$/h)	Tiempo (h)	Costo(\$/h)	Tiempo (h)	Costo(\$/h)	
Bastidor	1.00	5.00	1.00	20.00	30.00	5.00	175.00
						Total	175.00

(Fuente: Propia)

Tabla 3.35 Costo total - Módulo 4

Costo de materiales (\$)	170.00
Elementos estándares (\$)	15.50
Costo de fabricación (\$)	175.00
Adicionales(\$)	20.00
Total(\$)	380.50

(Fuente: Propia)

Tabla 3.36 Costo total de la máquina

Módulo	Costo
Módulo 1	184.15
Módulo 2	79.10
Módulo 3	1410.61
Módulo 4	380.50
Total \$	2053.86

(Fuente: Propia)

CAPITULO 4

4. RESULTADOS Y DISCUSIÓN

4.1. Resultados

En el capítulo anterior se determinó los materiales en los diferentes componentes, por lo que se validará los sistemas más críticos mediante el software CAD.

Sistema de soporte y enganche

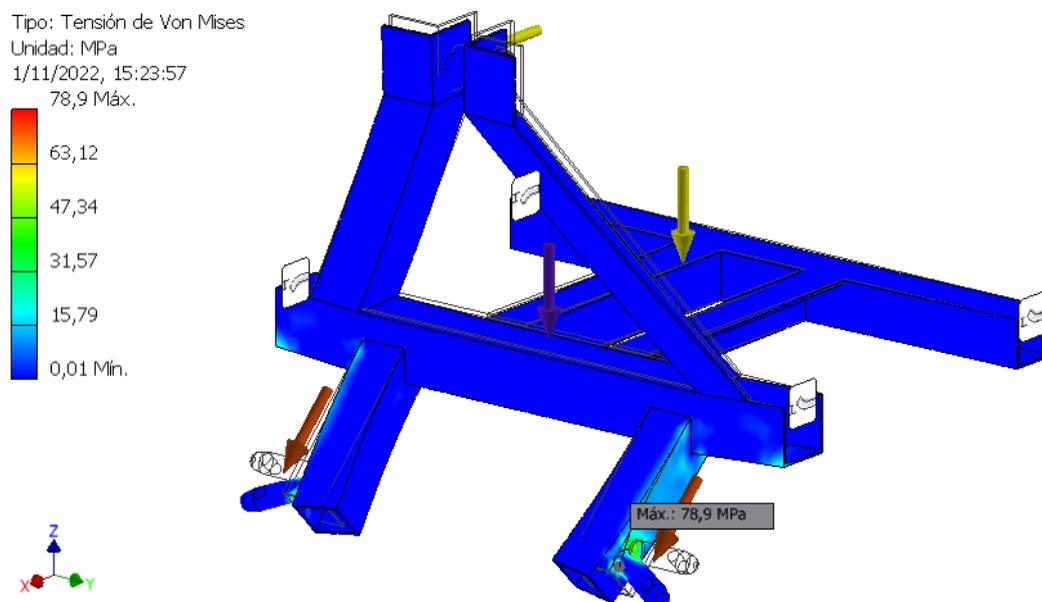


Figura 4.1 Tensión de Von Mises del sistema de enganche
(Fuente: Propia)

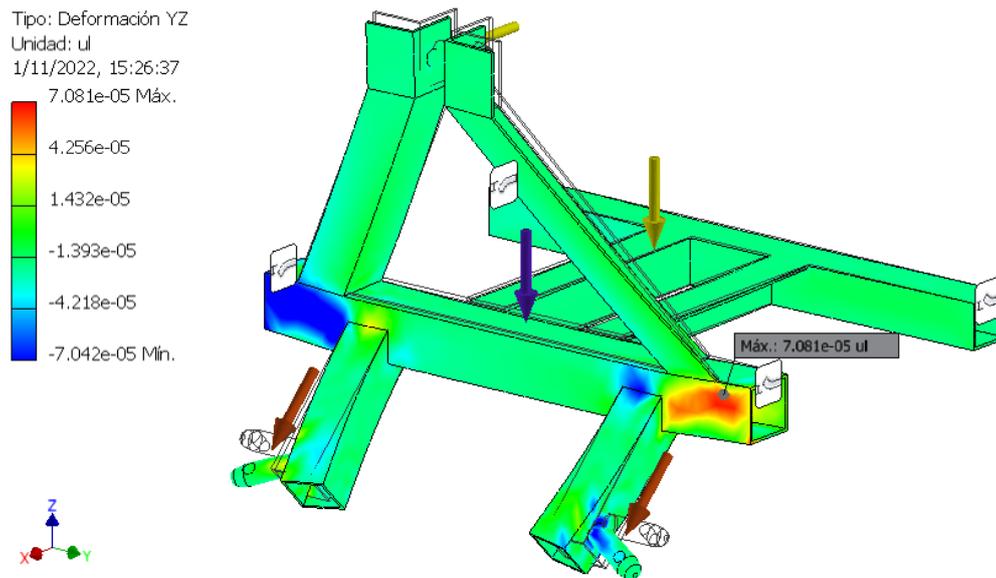


Figura 4.2 Deformación máxima del sistema de enganche
 (Fuente: Propia)

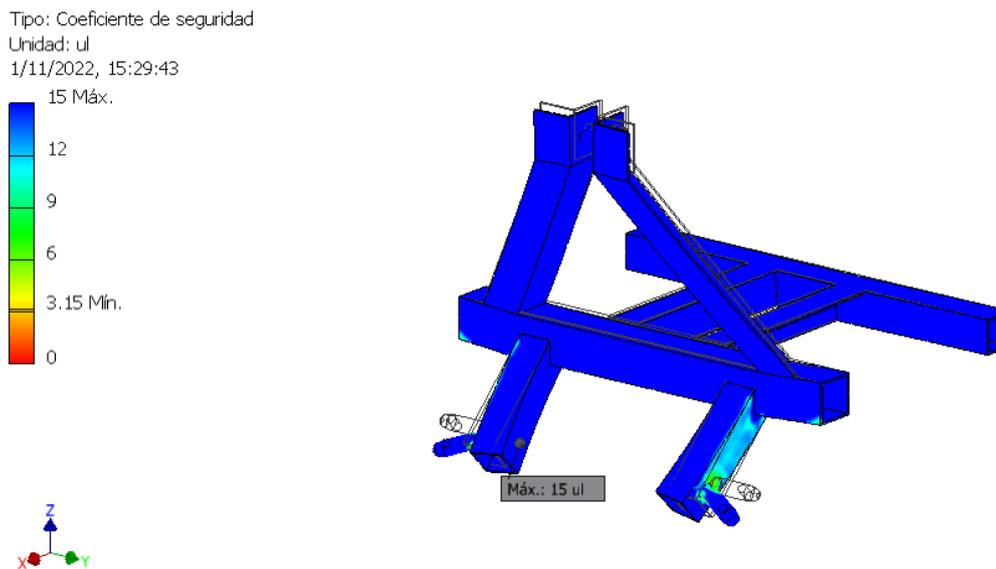


Figura 4.3 Coeficiente de seguridad
 (Fuente: Propia)

Se puede observar que los elementos que son analizados mediante elementos finitos, tienen un factor de seguridad confiable y que el desplazamiento no tiende a ser un valor crítico para su funcionamiento.

En el diseño de los ejes se observa que los diámetros calculados soportan las solicitaciones a las cuales son sometidas sin una deformación excesiva lo que muestra un factor de seguridad confiable para su funcionamiento.

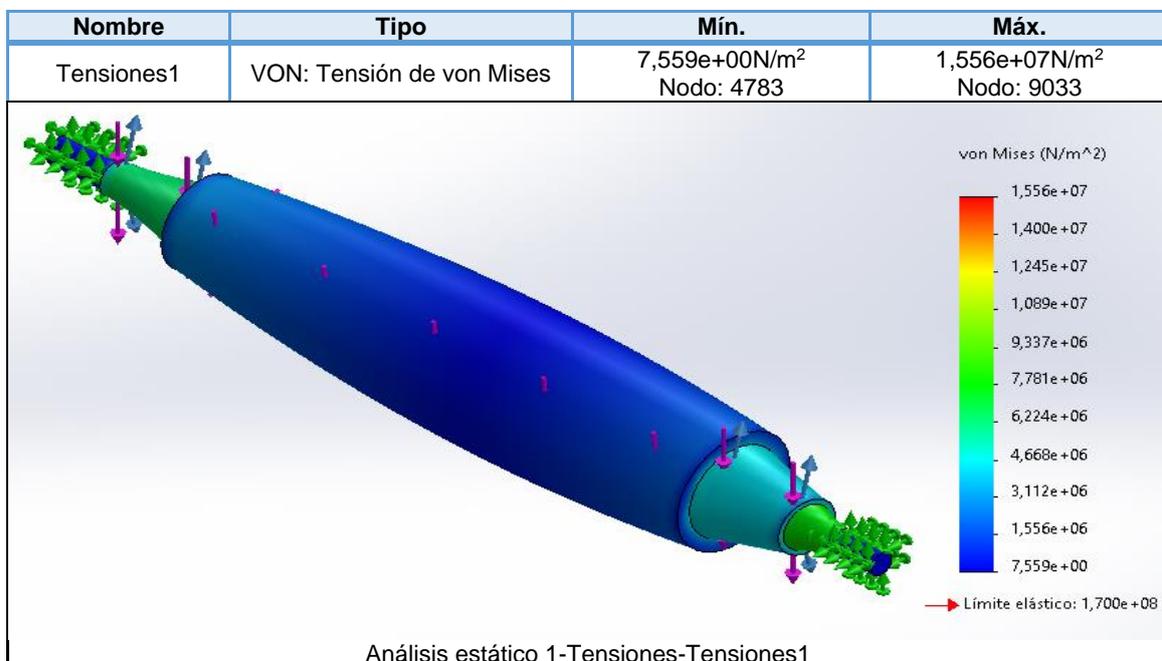
La cuchilla de corte (pala) también presenta un factor de seguridad confiable, además su desplazamiento no afecta el funcionamiento de la misma.

El acople del mecanismo de tracción es sometido a las fuerzas de acción y se observa que tiene un buen funcionamiento, ya que el posee un factor de seguridad mayor a 2, considerando las propiedades mecánicas del material.

Eje de arrastre de la cadena transportadora

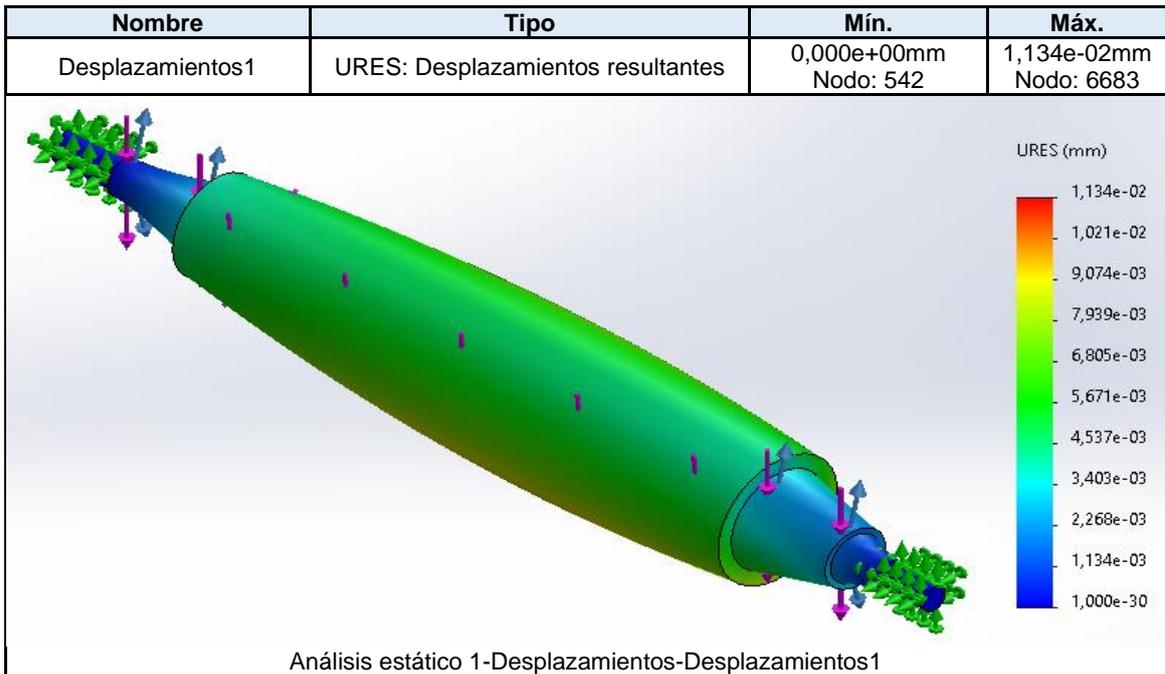
En la Tabla 4.1, Tabla 4.2, Tabla 4.3 y Tabla 4.4 se observan la tensión de Von Mises, el desplazamiento la deformación unitaria y el factor de seguridad, que comparado con los factores de seguridad calculados en la Tabla 3.5 se observa que se encuentran dentro de los límites inferior y superior calculados en la simulación lo que valida los cálculos realizados.

Tabla 4.1 Tensión de Von Mises del eje de arrastre



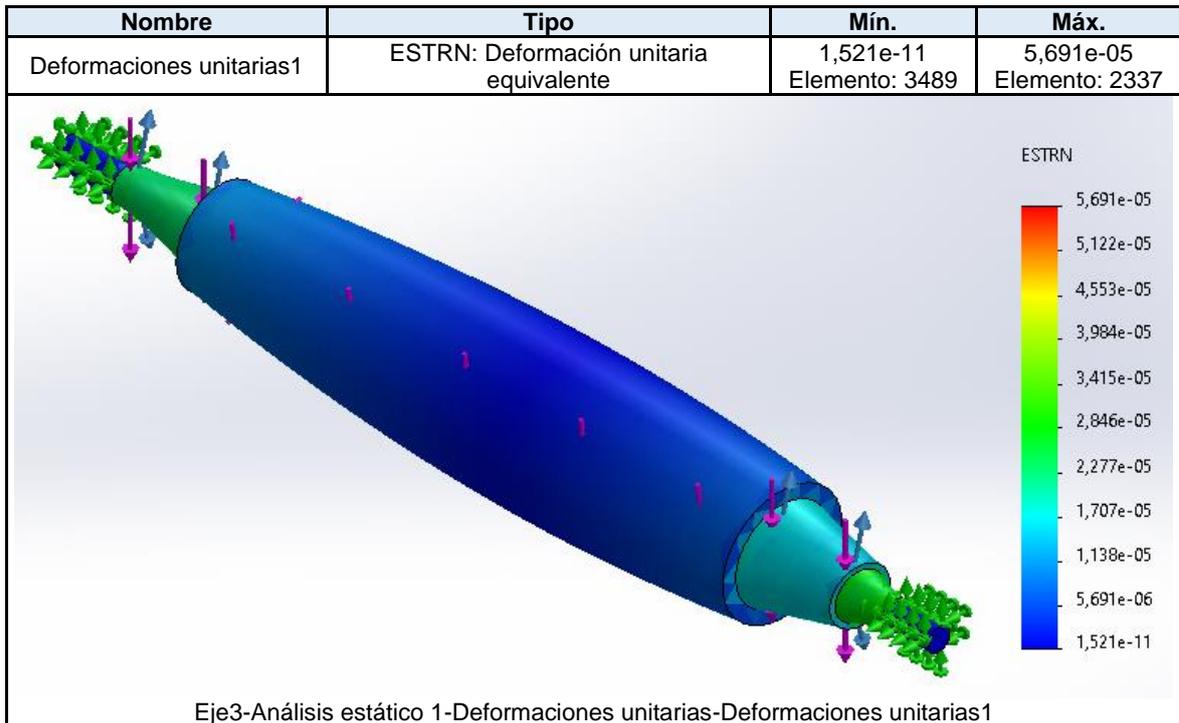
(Fuente: Propia)

Tabla 4.2 Desplazamientos del eje de arrastre



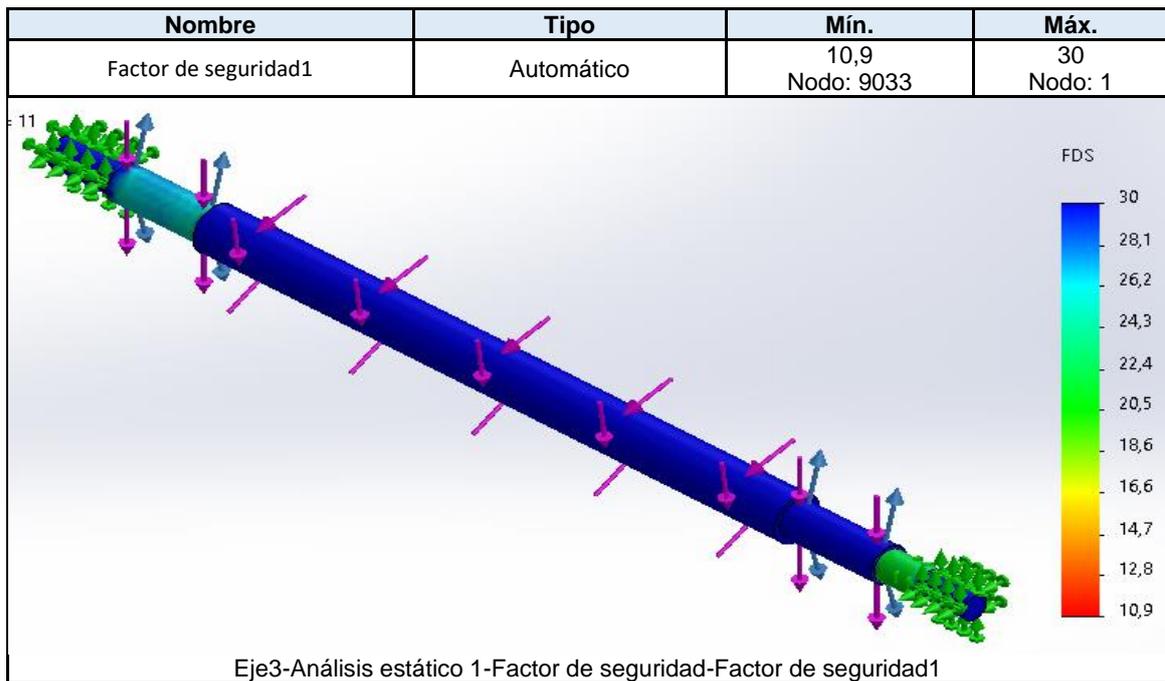
(Fuente: Propia)

Tabla 4.3 Deformación unitaria de eje de arrastre



(Fuente: Propia)

Tabla 4.4 Factor de seguridad de eje de arrastre

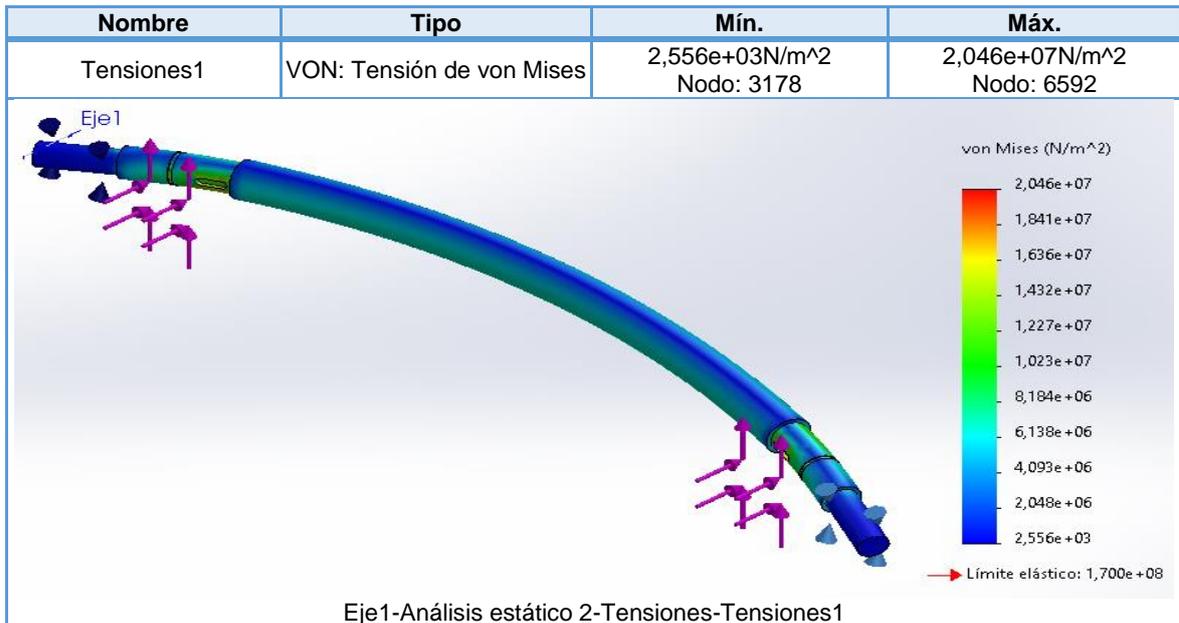


(Fuente: Propia)

Eje conducido de la banda transportadora

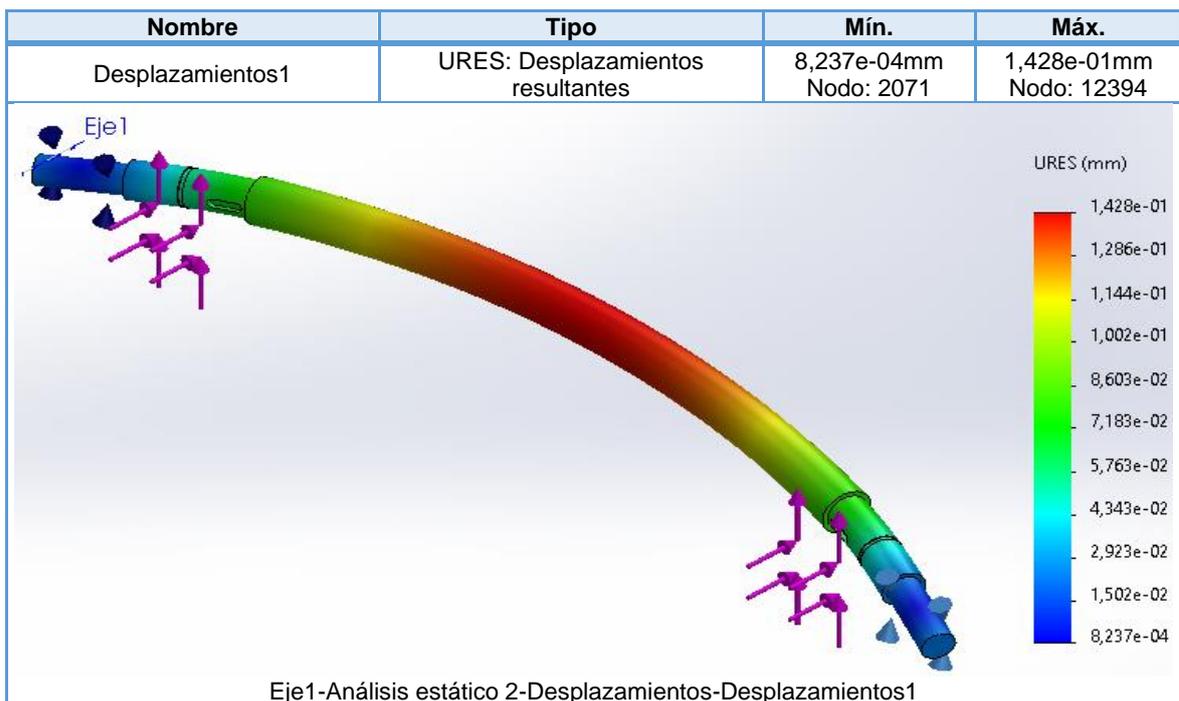
En la Tabla 4.5, Tabla 4.6, **Error! No se encuentra el origen de la referencia.** y Tabla 4.8 se observan la tensión de Von Mises, el desplazamiento, la deformación unitaria y el factor de seguridad, que al ser comparado con los factores de seguridad calculados en la Tabla 3.7 se observa que se encuentran dentro de los límites inferior y superior calculados en la simulación lo que valida los cálculos realizados.

Tabla 4.5 Tensión de Von Mises del eje conducido



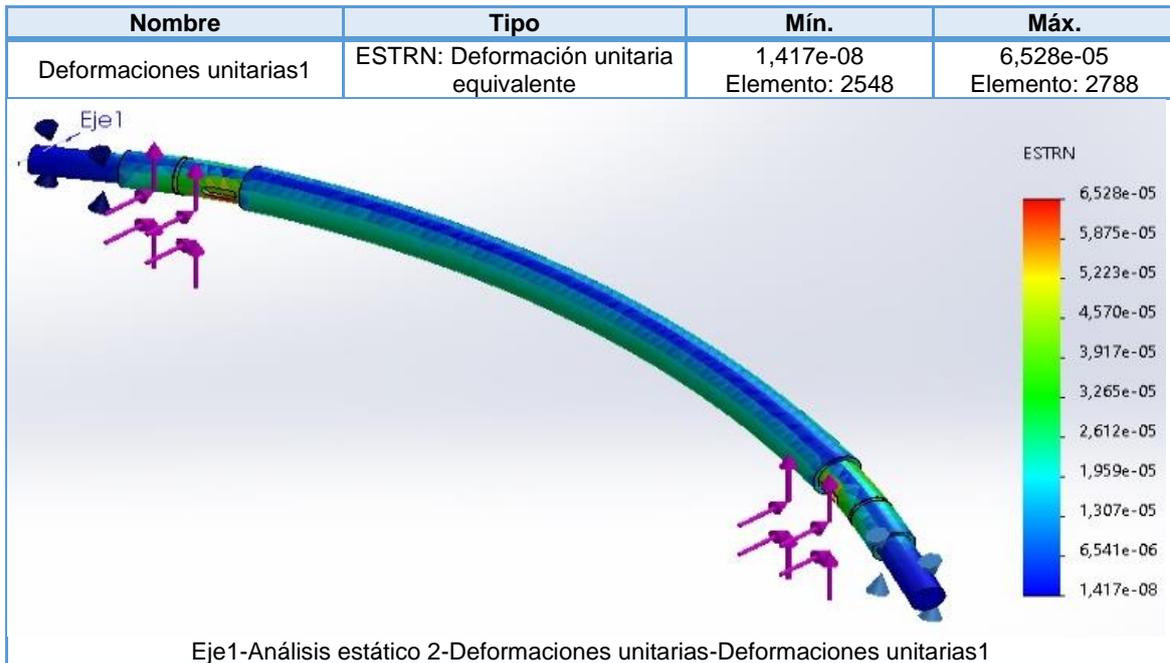
(Fuente: Propia)

Tabla 4.6 Desplazamientos de eje conducido



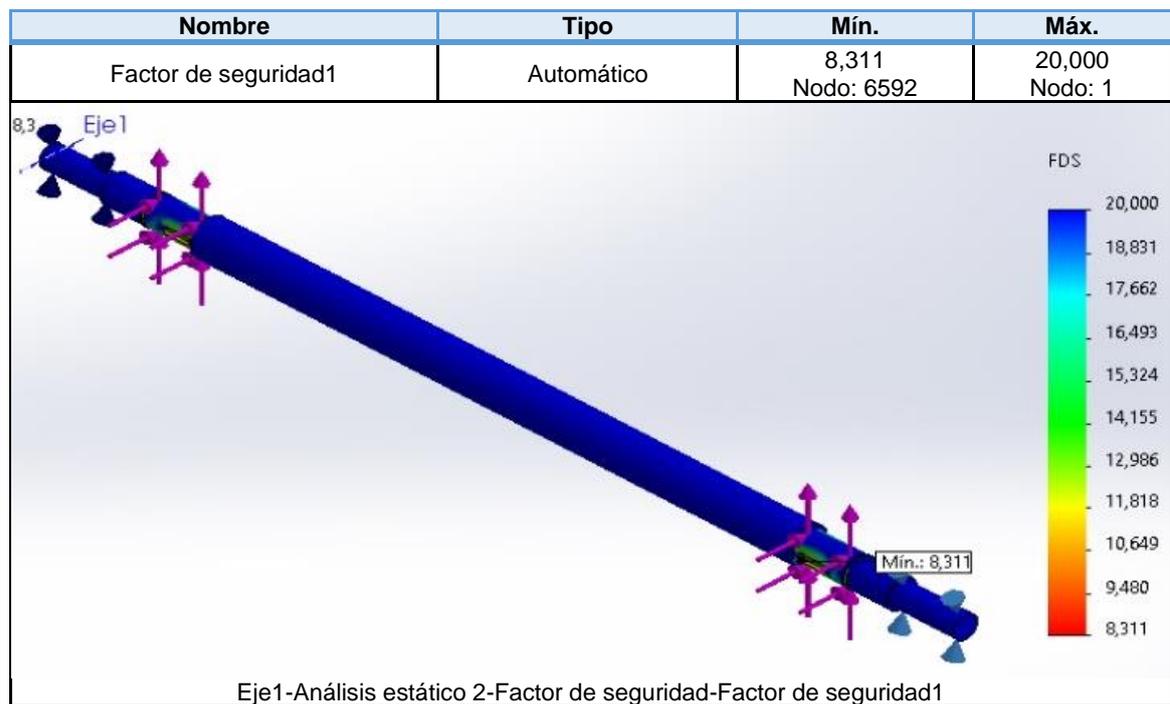
(Fuente: Propia)

Tabla 4.7 Deformación unitaria del eje conducido



(Fuente: Propia)

Tabla 4.8 Factor de seguridad eje conducido

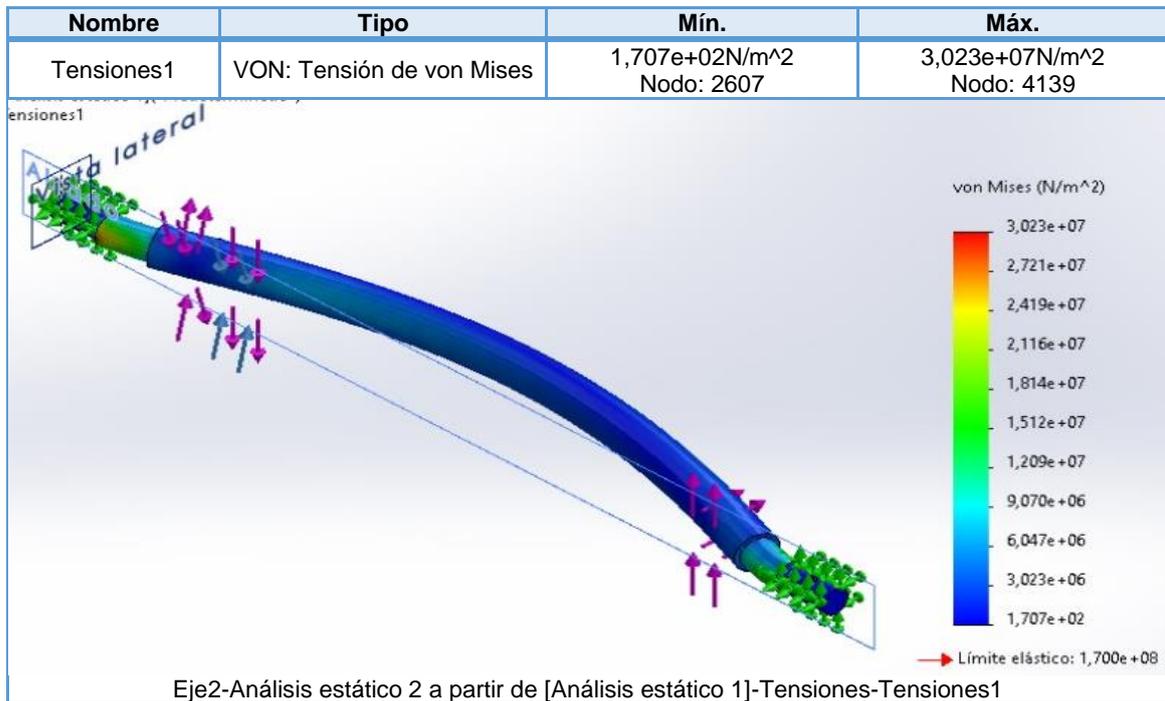


(Fuente: Propia)

Eje de transmisión de las llantas

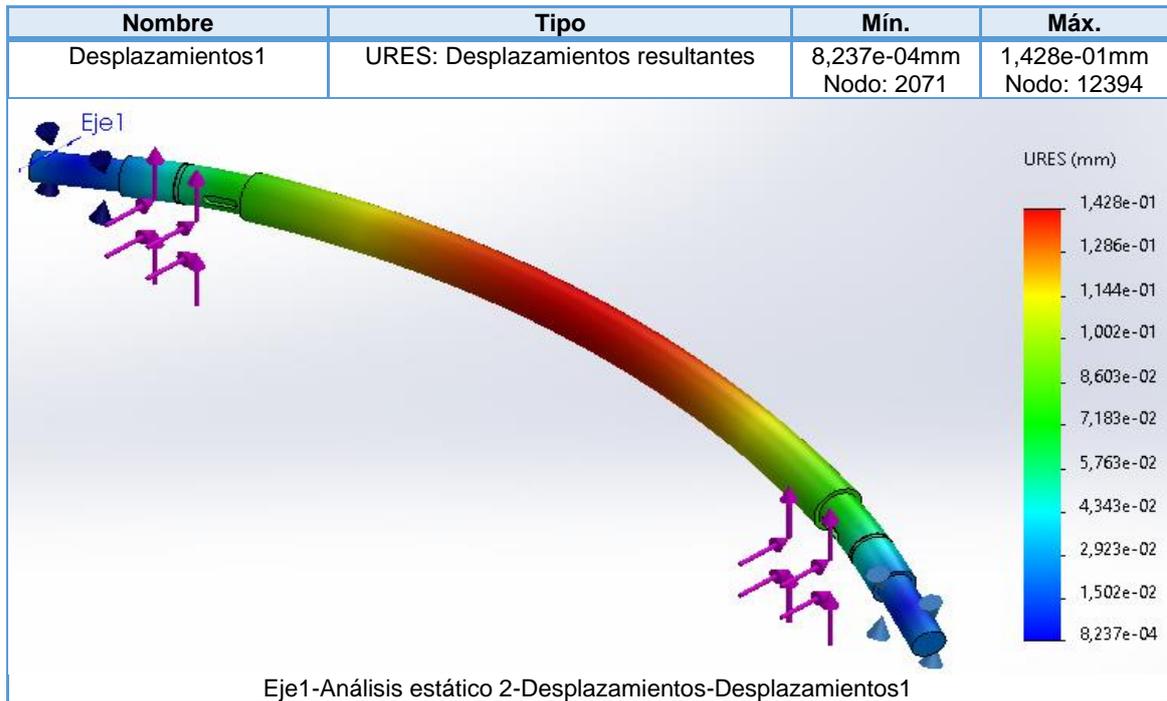
En la Tabla 4.9, Tabla 4.10, Tabla 4.11, Tabla 4.12 se observan la tensión de Von Mises, el desplazamiento la deformación unitaria y el factor de seguridad, que comparado con los factores de seguridad calculados en la Tabla 3.12 se observa que se encuentran dentro de los límites inferior y superior calculados en la simulación lo que valida los cálculos realizados.

Tabla 4.9 Tensión de Von Mises del eje de transmisión de llantas



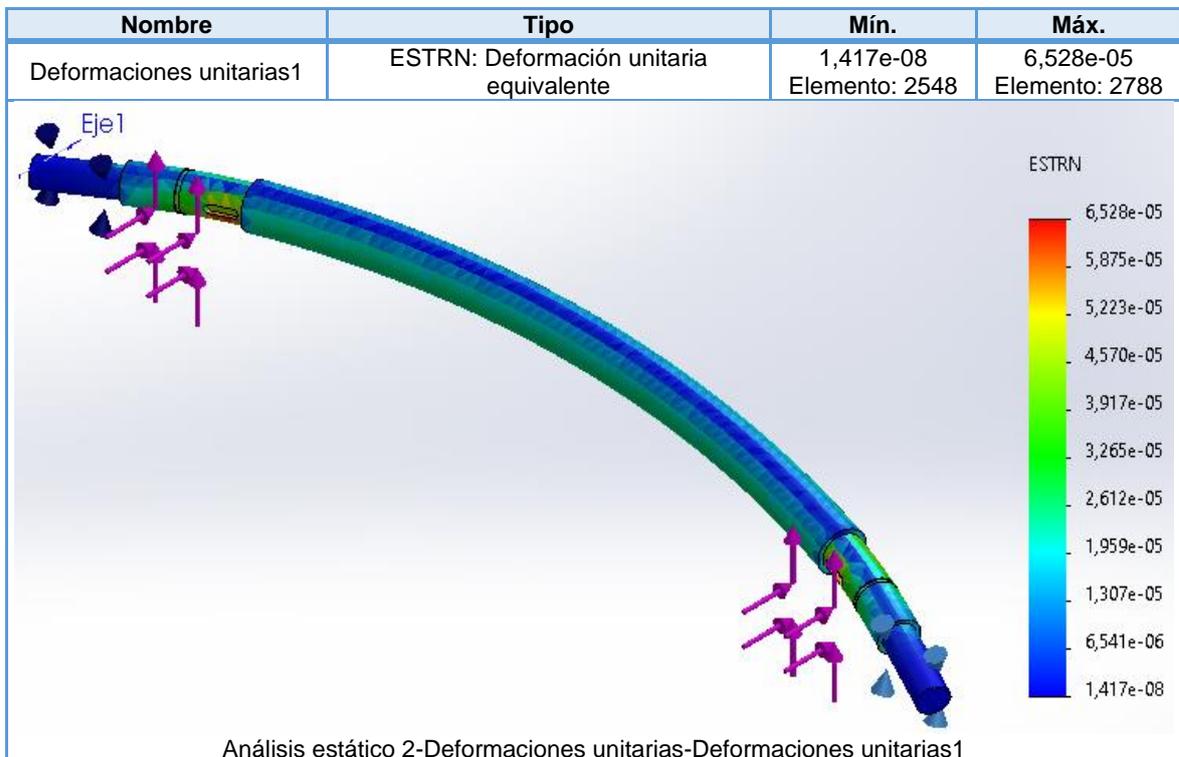
(Fuente: Propia)

Tabla 4.10 Desplazamientos eje de transmisión de llantas



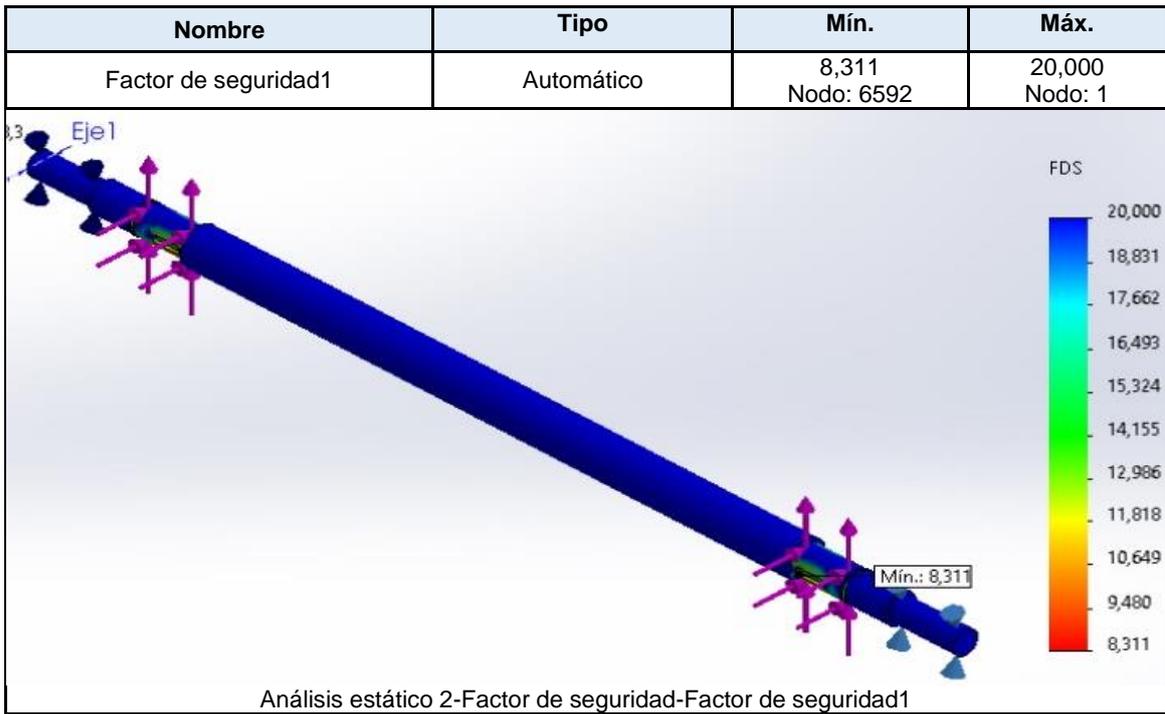
(Fuente: Propia)

Tabla 4.11 Deformación unitaria eje de transmisión de llantas



(Fuente: Propia)

Tabla 4.12 Factor de seguridad eje de transmisión de llantas



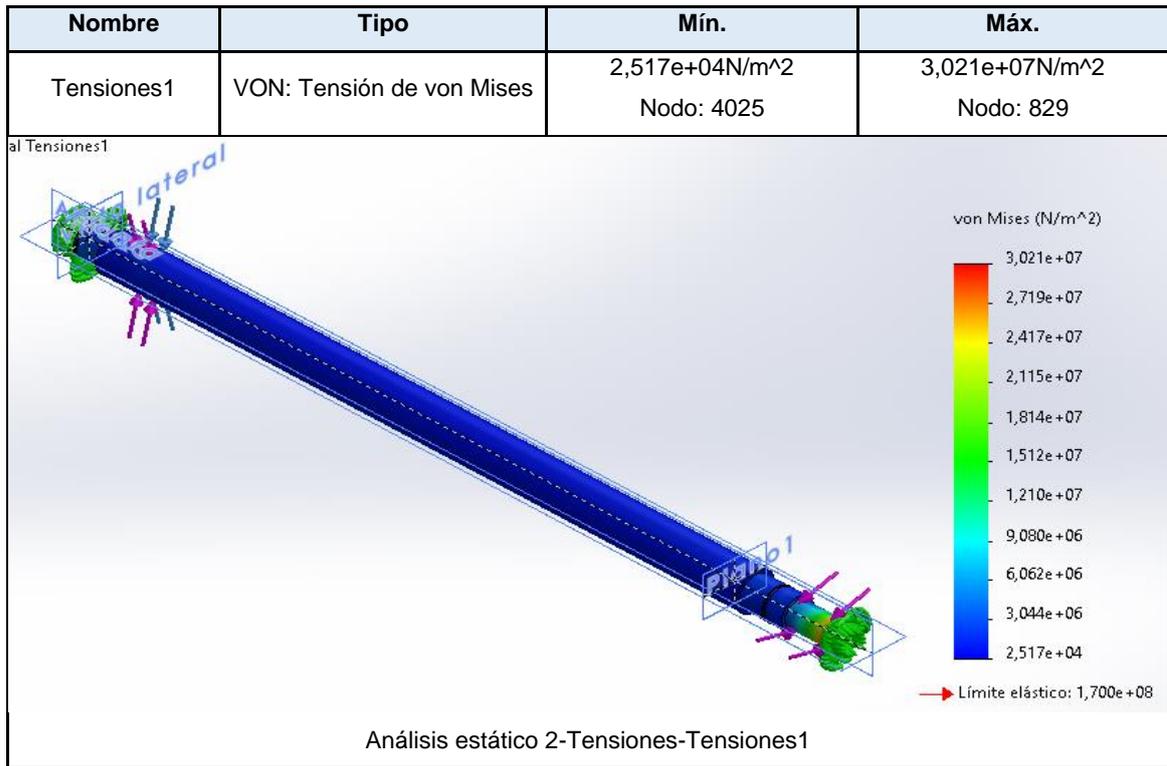
(Fuente propia)

Eje conducido por tracción de llantas

En la Tabla 4.13, Tabla 4.14, (Fuente: Propia)

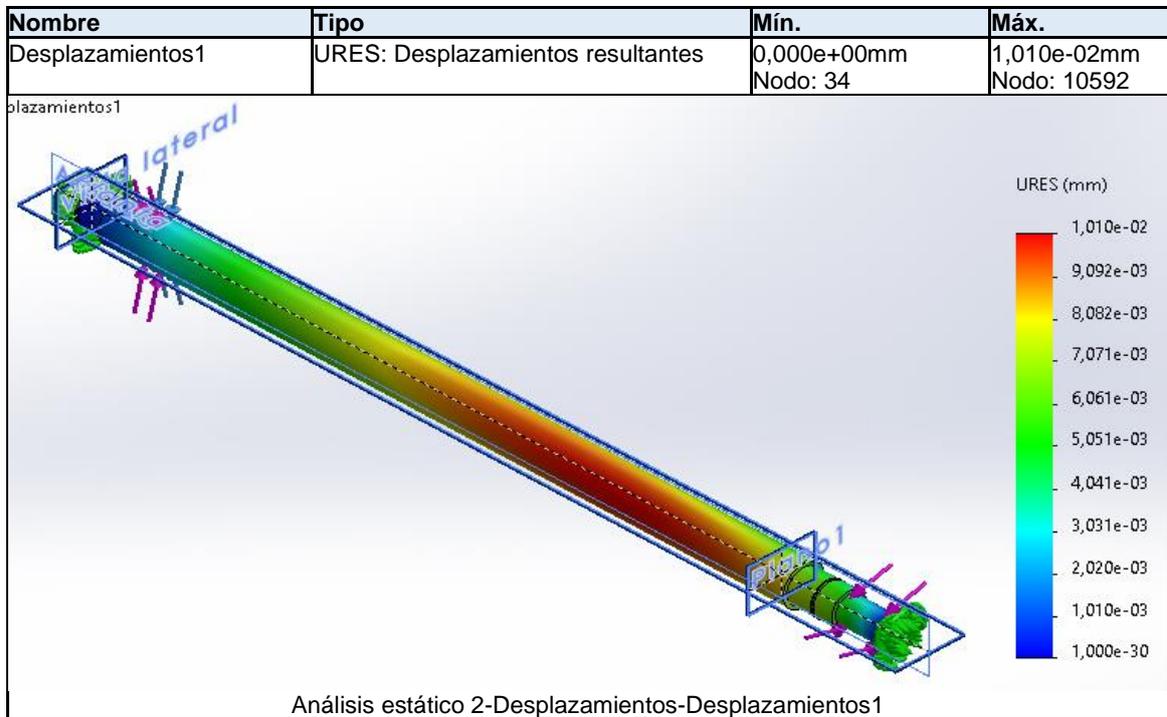
Tabla 4.15 y Tabla 4.16 se observan la tensión de Von Mises, el desplazamiento la deformación unitaria y el factor de seguridad, que comparado con los factores de seguridad calculados en la Tabla 3.14 se observa que se encuentran dentro de los límites inferior y superior calculados en la simulación lo que valida los cálculos realizados.

Tabla 4.13 Tensión de Von Mises del eje conducido por tracción de llantas



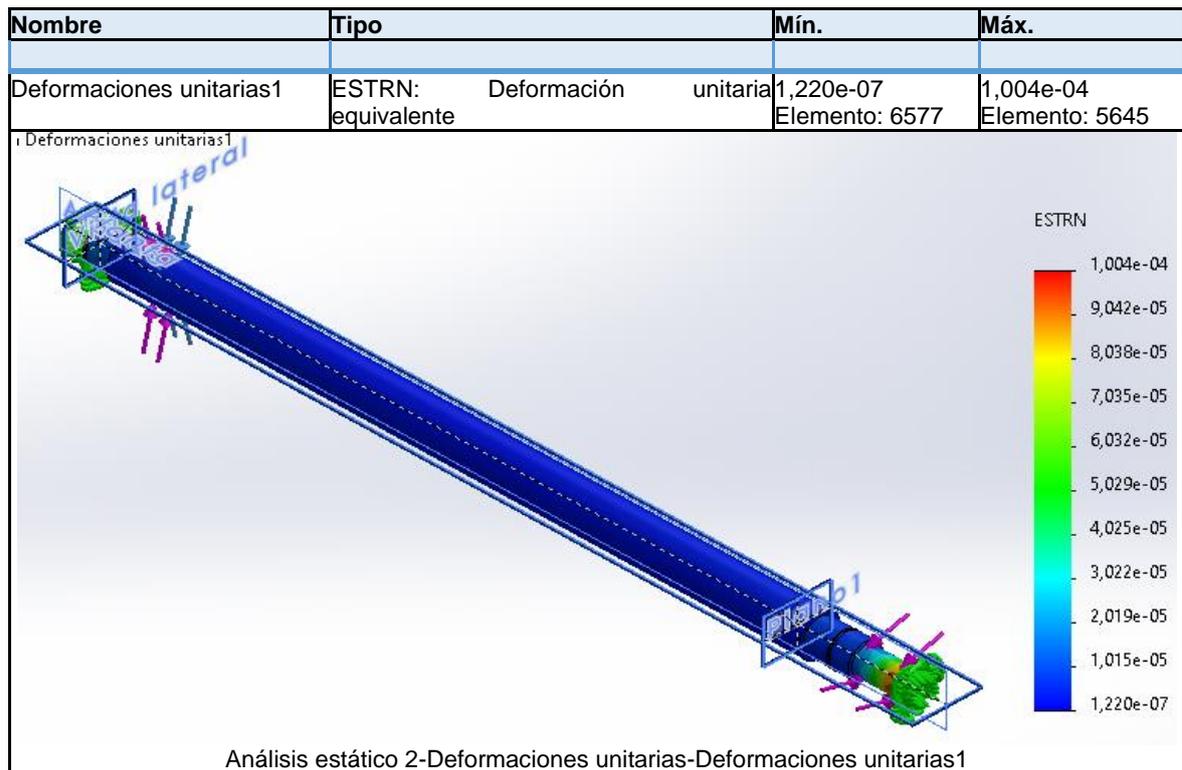
(Fuente: Propia)

Tabla 4.14 Desplazamientos del eje conducido por tracción de llantas



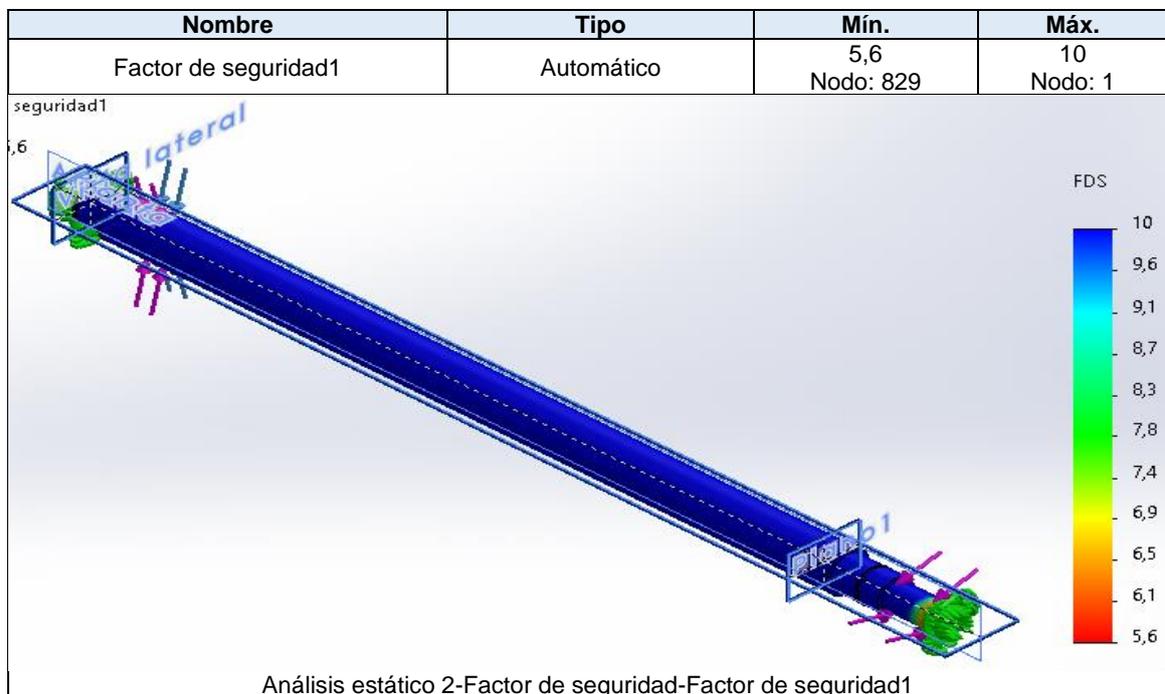
(Fuente: Propia)

Tabla 4.15 Deformaciones unitarias del eje conducido por tracción de llantas



(Fuente: Propia)

Tabla 4.16 Factor de seguridad del eje conducido por tracción de llantas



(Fuente: Propia)

4.2. Discusión

El diseño de la cosechadora de papas ha sido realizado para que pueda trabajar mediante un mecanismo de tracción mixto ya sea por medio de un vehículo motorizado o por medio de tracción animal. En el primer caso el vehículo motorizado es un tractor, el diseño es tal, que el tractor que se engancha a la cosechadora a través de tres puntos de fijación, dos puntos de anclaje inferiores y un punto superior de conexión que se utiliza para tener mayor estabilidad y control de la máquina, la velocidad promedio a la que puede trabajar es de 4Km/h . El eje cardánico permite conectar la toma de fuerza del tractor con la caja reductora de velocidades, ésta reduce la velocidad angular, para que, a través de la cadena de transmisión, genere el movimiento rotacional del eje de transmisión de potencia de la banda transportadora que trabaja a una velocidad lineal mayor a la velocidad de avance del tractor, para evitar que se trabe o atasque.

En el segundo caso, el diseño del mecanismo de tracción permite que la cosechadora sea traccionada por medio de barras metálicas y el movimiento de la banda transportadora se genera al tiempo que la cosechadora es movilizada por los animales, las ruedas inician el giro rotacional generando así el movimiento angular del eje conductor que se conecta entre los soportes de las llantas, dicho eje tiene un engrane que genera el movimiento de otro con el objetivo de cambiar el sentido de rotación del eje conducido donde éste se fija para que la banda gire en sentido opuesto al avance de la cosechadora.

CAPITULO 5

Conclusiones y recomendaciones

El diseño de la máquina permite adaptarse a dos mecanismos de tracción, sea por acción de un vehículo motorizado (tractor) o por tracción animal, en ambos casos el objetivo es separar la papa de la tierra que se cumple a través de la incorporación de una banda transportadora.

El peso de la cosechadora de papas es aproximadamente de 150Kg, por lo que puede ser traccionado fácilmente por un tractor de 50 a 110HP, sin embargo cuando se considera la tracción animal se debe disminuir su peso lo que se logra de manera sencilla al desconectar el sistema de transmisión de la caja reductora.

La cuchilla de corte se diseña con un ángulo de ataque de 15° , para que al momento de cortar la tierra a una profundidad de 20 cm, se obtenga un ángulo de acercamiento entre 30° y 45° que es el aconsejado para que la herramienta provoque el estallamiento de la tierra (descompactación del suelo) y facilitar la cosecha del producto.

Para mantener la integridad de las papas en el momento del tamizado, se determinó una velocidad de la banda transportadora de 200 rpm que garantiza una velocidad tangencial de 1.11 m/s, que permite el óptimo tamizado de la tierra.

El diseño de esta máquina cosechadora de papas con tracción mixta utiliza elementos cuyos costos permiten la construcción de la misma a una fracción del costo de un equipo similar disponible en el mercado y solo con tracción motorizada, lo que convertiría al equipo en un aliado estratégico para el agricultor.

La simulación de la máquina valida los cálculos realizados para su diseño y la selección de los elementos en caso de concretarse su fabricación en un futuro cercano. Esto se puede visualizar al analizar los factores de seguridad calculados en las diferentes secciones de cada eje y encontrar que se encuentran entre los valores mínimos y máximos simulados en el software CAD.

Si la construcción de la máquina se realiza es recomendable efectuar un mantenimiento periódico tanto de cadenas de transmisión como banda transportadora para así prolongar la vida útil del equipo al ser estos elementos los más susceptibles de daño por estar en contacto directo con el producto a ser cosechado.

BIBLIOGRAFÍA

- Cahuana, R. (2011). *Mejoramiento de capacidades técnico productivas para la competitividad de los cultivos andinos de papa nativa, haba y cañihua en la región Puno*. Obtenido de <https://www.agropuno.gob.pe/files/documentos/biblioteca/2.1.6.pdf>
- DIPAC. (2022, Enero 1). *DIPAC Productos de acero*. Obtenido de <https://dipacmanta.com/catalogos-online/>
- EcuRed. (s.f.). *EcuRed*. Obtenido de https://www.ecured.cu/Cosechadora_de_papas
- Engineers, A. S. (2000, March 4). Agricultural Machinery Management Data. *ASAE D497*.
- Engineers, A. zS. (2001). Three Point Free Link Attachmen for Hitching Implements to Agricultural Wheel Tractors. *ASABE*, 11.
- Equipment, Z. R. (2012). *Zhengzhou Runxiang Machinery Equipment* . Obtenido de <http://www.rxpathingmachine.com>
- GROUP, V. (2022). *Agri Expo*. Obtenido de <https://www.agriexpo.online/es/prod/ropa-fahrzeug-und-maschinenbau-gmbh/product-170165-5145.html>
- INiAP. (2014). *INIAP*. Obtenido de <http://tecnologia.iniap.gob.ec/images/rubros/contenido/papa/cosecha.pdf>
- J., R. B. (2008). Diseño en ingeniería mecánica de Shigley. En R. B. J., *Diseño en ingeniería mecánica de Shigley* (pág. 736). México: McGRAW-HILL.
- John E. Ashburner, B. G. (1984). *Elementos de Diseño del Tractor y Herramientas de Labranza*. San José, Costa Rica: IIAC.

- Lizana, M. (2010, junio 17). *Chungui- Oronccoy*. Obtenido de Artículos y Noticias de Chungui y Oronccoy: <http://chungui.info/blog/tag/papa/>
- Mott, R. L. (2006). *Diseño de Elementos de Máquinas*. México: Pearson.
- Ortiz-Cañavate, J. (2003). Las Máquinas Agrícolas y su Aplicación. En J. Ortiz-Cañavate, *Las Máquinas Agrícolas y su Aplicación*. Madrid: Ediciones Mundi-Prensa.
- Rodriguez, H. (s.f.). *Ingemecánica* . Obtenido de <https://ingemecanica.com/tutorialsemanal/tutorialn84.html>
- Rural, O. (2004). *ONDARURAL*. Obtenido de <https://ondarural.org/node/548>
- S.A., U. (s.f.). *UNIDECO*. Obtenido de <https://www.unideco.com/PAGINAS/agriMotocultor4.html>
- SAMON. (s.f.). *MECANIZACIÓN COMBATE LA IMFLACIÓN*. Obtenido de <https://www.cebollas-papas.com/cosecha/mecanizada/papas.php>
- Transmisiones, A. (2022). *Transmisiones y Equipos*. Obtenido de <https://www.ajtransmisiones.com>

Tabla A.0.2 Propiedades mecánicas de la caja reductora

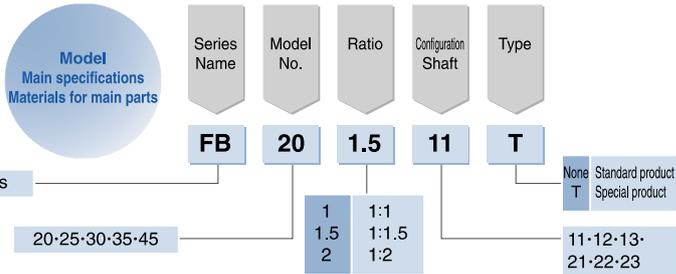
TYPE Bevel gear boxes
FB (Spiral bevel gear)

By use of many years of the company's technologies and achievements, FB-type spiral bevel gear box is developed as a product used in industrial machinery with severe applications such as agricultural equipment.



Features

- Tough design**
Used in industrial machinery with severe applications such as agricultural equipment, it is designed with enough strength.
- Compact and lightweight**
Lightweight and compact design.
- Wide variety**
Shaft Configuration ----6 types
Model No.5 types
Speed Ratio3 types: 1:1, 1:1.5, 1:2 Please select in accordance with your purpose.



FB-type Rated Transmission Capacity Table

Ratio	Model No.	20						25						30						35						45					
		A-shaft speed rpm	Input Power kW	Output Torque N-m		OHL N		Input Power kW	Output Torque N-m		OHL N		Input Power kW	Output Torque N-m		OHL N		Input Power kW	Output Torque N-m		OHL N		Input Power kW	Output Torque N-m		OHL N					
1:1	10	0.04	34	980	880	0.08	74	1700	1400	0.13	123	2200	2200	0.21	196	3300	2800	0.36	343	6500	5700										
	100	0.36	34	980	880	0.77	74	1700	1400	1.28	123	2200	2200	2.05	196	3300	2800	3.59	343	6500	5700										
	200	0.72	34	980	880	1.54	74	1700	1400	2.57	123	2200	2200	4.11	196	3300	2800	7.19	343	3300	4000										
	400	1.44	34	980	880	3.08	74	1700	1400	5.13	123	2200	2200	8.21	196	2600	2700	14.4	343	2500	2600										
	600	2.16	34	980	880	4.62	74	1400	1300	7.70	123	1300	1900	12.3	196	1800	2100	20.1	320	1800	2100										
	900	3.23	34	980	880	6.93	74	800	1000																						
	1000	3.59	34	980	880																										
	1300	4.46	32	980	880																										
A-shaft permissible speed		1300				900				800				700				600													
1:1.5	10	0.02	19	27	1100	900	0.05	48	69	1900	1400	0.07	69	98	2500	2300	0.12	117	167	3700	3000	0.16	151	216	7100	6100					
	100	0.20	19	27	1100	900	0.50	48	69	1900	1400	0.72	69	98	2500	2300	1.22	117	167	3700	3000	1.58	151	216	6800	6100					
	200	0.40	19	27	1100	900	1.00	48	69	1900	1400	1.44	69	98	2500	2300	2.45	117	167	3500	3000	3.16	151	216	5200	6100					
	400	0.80	19	27	1100	900	2.00	48	69	1900	1400	2.88	69	98	2400	2300	4.90	117	167	2800	3000	6.32	151	216	3700	4700					
	600	1.20	19	27	1100	900	3.00	48	69	1200	1400	4.32	69	98	2000	2300	7.35	117	167	2400	3000	9.49	151	216	2100	3900					
	900	1.80	19	27	1100	900	4.50	48	69	600	1400	6.48	69	98	1200	2300	11.1	117	167	1400	2600	14.2	151	216	1100	3100					
	1000	2.00	19	27	1100	900	5.00	48	69	500	1400	7.20	69	98	1100	2300	12.1	116	163	1200	2500										
	1300	2.55	19	27	1100	900	6.13	45	63	400	1300																				
A-shaft permissible speed		1500				1300				1200				1000				900													
1:2	10	0.01	11	22	1200	1000	0.03	29	54	2000	1500	0.04	41	78	2500	2400	0.07	69	132	3800	3100	0.11	97	186	7200	6200					
	100	0.12	11	22	1200	1000	0.30	29	54	2000	1500	0.43	41	78	2500	2400	0.72	69	132	3800	3100	1.02	97	186	7200	6200					
	200	0.22	10	20	1200	1000	0.54	26	49	2000	1500	0.81	39	74	2500	2400	1.30	62	120	3700	3100	1.86	89	171	5800	6200					
	400	0.39	9	18	1200	1000	0.95	23	44	2000	1500	1.43	34	65	2500	2400	2.30	55	105	3000	3100	3.30	79	150	4800	6200					
	600	0.54	9	17	1200	1000	1.32	21	40	1900	1500	1.99	32	60	2200	2400	3.18	51	97	2600	3100	4.58	73	139	4200	5600					
	900	0.76	8	15	1200	1000	1.83	19	37	1700	1500	2.76	29	56	1900	2400	4.43	47	89	2300	3100	6.37	68	128	3600	4900					
	1000	0.82	8	15	1200	1000	2.00	19	36	1600	1500	3.02	29	55	1900	2400	4.84	46	88	2200	3100	6.95	66	124	3500	4700					
	1300	1.00	7	14	1200	1000	2.42	18	34	1500	1500	3.64	27	50	1700	2400	5.84	43	81	2000	3100										
1600	1.16	7	13	1200	1000	2.82	17	32	1300	1500	4.26	25	48	1600	2400																
1800	1.27	7	13	1200	1000	3.09	16	31	1300	1500																					
A-shaft permissible speed		1800				1800				1600				1300				1100													

(Fuente Makishinko, 2022)

Tabla A.0.3 Propiedades y dimensiones de ejes



EJES

ACERO DE TRANSMISIÓN

Especificaciones Generales:

Norma: AISI 1018

Descripción: Es un acero de cementación no aleado principalmente utilizado para la elaboración de piezas pequeñas, exigidas al desgaste y donde la dureza del núcleo no es muy importante.

Aplicaciones: Levas uniones, bujes, pines, pivotes, pernos grado 3.

Largo: 6 mts



EJES

COMPOSICIÓN QUÍMICA

%C	%Si	%Mn	%P	%S
0 - 0,20	0 - 0,25	0 - 0,70	0 - 0,04	0 - 05

PROPIEDADES MECÁNICAS

RESISTENCIA MECÁNICA (N/mm ²)	PUNTO DE FLUENCIA (N/mm ²)	Elongación % Min.	DUREZA ROCKWELL B
410 - 520	235	20	143

DIMENSIONES

DIÁMETRO

3/8"

1/4"

5/8"

3/4"

7/8"

1"

1-1/4"

1-1/2"

1-3/4"

2"

2-1/4"

2-1/2"

2-3/4"

3"

3-1/2"

4"

4-1/2"

5"

6"

(Fuente DIPAC, 2022)

Tabla A.0.4 Ficha técnica del tractor

Serie 5015

TRACTORES JOHN DEERE



MOTOR	5415	5615	5715
Potencia a las rpm nominales	77 hp (57.4 kW)	81 hp (60.4 kW)	89 hp (66.4 kW)
Velocidad nominal del motor	2400 rpm	2400 rpm	2400 rpm
Par máximo	252 Nm (1200 rpm)	252 Nm (1200 rpm)	318 Nm (1600 rpm)
Cilindros	4	4	4
Relación de compresión	17.6:1	17.6:1	17.0:1
Bomba de inyección	Rotativa	Rotativa	Rotativa
TRANSMISIÓN			
Estándar	Sincronizado	Sincronizado	Sincronizado
Velocidades	9 avance / 3 reversa	9 avance / 3 reversa	9 avance / 3 reversa
EMBRAGUE			
Tipo	Seco	Seco	Seco
Material	Cerámico	Cerámico	Cerámico
Diámetro	279 mm (11 plg)	279 mm (11 plg)	279 mm (11 plg)
TOMA DE FUERZA			
Potencia máxima a la TDF certificada por OCIMA ¹	67 hp (50.0 kW)	70.3 hp (52.4 kW)	85 hp (63.4 kW)
Tipo	Independiente	Independiente	Independiente
Velocidad	540 rpm	540 rpm	540 rpm
SISTEMA HIDRÁULICO			
Circuito	Centro abierto	Centro abierto	Centro abierto
Bomba	De engranes	De engranes	De engranes
Caudal al implemento	56.9 L/min (15 gpm)	56.9 L/min (15 gpm)	56.9 L/min (15 gpm)
Presión máxima al implemento	19 lbf (2755 psi) ²	19 lbf (2755 psi) ²	19 lbf (2755 psi) ²
Capacidad de levante certificada por OCIMA ¹ -a las esferas -a 610 mm	2003.85 kgf 1472.40 kgf	1772.40 kgf 1527.40 kgf	2042.10 kgf 1546.65 kgf
Sensibilidad del sistema	3 ^{er} punto	3 ^{er} punto	3 ^{er} punto
Categoría de enganche	II	II	II
Válvula de control selectivo	1(2 ^{da} opcional)	1(2 ^{da} opcional)	1(2 ^{da} opcional)
DIRECCIÓN			
Tipo	Hidrostática	Hidrostática	Hidrostática
Columna de dirección	24.9 L/min	24.9 L/min	24.9 L/min
SISTEMA ELÉCTRICO			
Alternador	70 A	70 A	70 A
Motor de arranque	3.39 hp (2.5 kW)	3.39 hp (2.5 kW)	3.39 hp (2.5 kW)

A112MX0618

RODADOS	5415	5615	5715
Delantero estándar (TS/DT)	10.0 -16 / 13.2-24	10.0 -16 / ND	10.0 -16 / 13.2-24
Trasero estándar	15.5-38	15.5-38	15.5-38
Delantero opcional (DT)	15.5-38	ND	15.5-38
Trasero opcional	16.9-30	18.4-30	18.4-30
CAPACIDADES			
Depósito de combustible	95 L	95 L	95 L
Sistema de enfriamiento	10.8 L	10.8 L	10.8 L
Aceite de motor	8.5 L	8.5 L	8.5 L
Aceite de transmisión, diferencial y sistema hidráulico	38 L	38 L	38 L
DIMENSIONES (con equipo estándar)			
Distancia entre ejes	2180 mm (86 plg)	2180 mm (86 plg)	2180 mm (86 plg)
Largo (sin enganche ni contrapesos delanteros)	3190 mm (126 plg)	3510 mm (138 plg)	3510 mm (138 plg)
Rango de trucha delantera	1310 a 1930 mm	1310 a 1930 mm	1310 a 1930 mm
Rango de trucha trasera	1490 a 1800 mm	1490 a 1800 mm	1490 a 1800 mm
Altura a la parte superior del ROPS	2480 mm (98 plg)	2480 mm (98 plg)	2480 mm (98 plg)
Altura al volante	1690 mm (67 plg)	1690 mm (67 plg)	1690 mm (67 plg)
Despeje mínimo al suelo (DT)	460 mm (18 plg)	460 mm (18 plg)	460 mm (18 plg)
Peso aproximado de embarque (TS/DT)	2500 kg / 2690 kg	2600 kg / 2790 kg	2600 kg / 2790 kg
VELOCIDADES			
De avance a 2400 rpm			
A1	2.1 km/h (1.3 mph)		
A2	3.1 km/h (1.9 mph)		
A3	4.2 km/h (2.6 mph)		
B1	5.0 km/h (3.1 mph)		
B2	7.2 km/h (4.5 mph)		
B3	9.9 km/h (6.1 mph)		
C1	13.8 km/h (8.6 mph)		
C2	19.9 km/h (12.4 mph)		
C3	27.1 km/h (16.9 mph)		
R1	3.6 km/h (2.2 mph)		
R2	8.4 km/h (5.2 mph)		
R3	23.2 km/h (14.4 mph)		
Rodados traseros	16.9-30		

EJE TRASERO	5415	5615	5715
Traba del diferencial	Mecánica por pedal	Mecánica por pedal	Mecánica por pedal
Frenos	Multidisco húmedo, autoajustables	Multidisco húmedo, autoajustables	Multidisco húmedo, autoajustables
Accionamiento	Hidráulico	Hidráulico	Hidráulico
EQUIPO BÁSICO			
-Prefiltro de combustible		-Protector contra volcaduras	
-Filtro de aire de doble elemento		-Triángulo de seguridad	
-Barra de tiro con horquilla		-Acelerador de pie	
-Asiento del operador con cinturón		-2 lámparas delanteras	
-Manual del operador		-1 lámpara de trabajo trasera	
-Trampa de agua en sistema de combustible			
EQUIPO OPCIONAL			
-Preempizador		-Toldo	
-Contrapesos delanteros		-Salpicaderas delanteras (DT)	
-Contrapesos traseros		-Reductor de velocidad (creeper)	
-Caja de herramientas		-2 ^{da} Válvula de Control Selectivo	



Valores Certificados por el OCIMA-INIFAP con base en los resultados obtenidos por el Centro Nacional de Estandarización de Maquinaria Agrícola (CENEMA) de acuerdo a las normas:

1. NMX-O-169-SCFI-2002 | 2. NMX-O-207-SCFI-2004 | 3. NMX-O-181-SCFI-2003



Nota: Las ilustraciones muestran equipo que no necesariamente es parte de la maquinaria básica. Especificaciones sujetas a cambios sin previo aviso. Para mayores informes favor de contactar a su distribuidor más cercano.
El color verde y amarillo arriba reproducidos es una marca registrada de Deere & Company ante el Instituto Mexicano de la Propiedad Industrial bajo los registros 1229048 y 1229049SM.

JohnDeere.com.mx

(Fuente Company, 2022)

Tabla A.0.5 Dimensiones de engranajes



RODAVIGO, S.A.
RODAMIENTOS VIGO, S.A.

www.rodavigo.net

+34 986 288118
Servicio de Att. al Cliente

>>> Engranajes de módulo cilíndricos

Engranajes cilíndricos					En www.rodavigo.net					Familia: Elementos de transmisión Producto: Engranajes de módulo cilíndrico/cónico																			
Código	Dimensiones				Código ¹⁾	Dimensiones				Código	Dimensiones				Código	Dimensiones													
	Z	Mod. 3	de	dp		dm	Dt	Z	Mod. 3,5		de	dp	dm	Dt		Z	Mod. 4	de	dp	dm	Dt	Z	Mod. 5	de	dp	dm	Dt	Z	Mod. 6
196CR312	12	42	36	27	12	196CR3512	12	49	42	35	12	196CR412	12	56	48	35	14	196CR512	12	70	60	45	20	196CR612	12	84	72	54	20
196CR313	13	45	39	30	12	196CR3513	13	52,5	45,5	40	12	196CR413	13	60	52	40	14	196CR513	13	75	65	50	20	196CR613	13	90	78	60	20
196CR314	14	48	42	35	12	196CR3514	14	56	49	45	12	196CR414	14	64	56	45	14	196CR514	14	80	70	55	20	196CR614	14				
196CR315	15	51	45	35	12	196CR3515	15	59,5	52,5	45	12	196CR415	15	68	60	45	14	196CR515	15	85	75	60	20	196CR615	15	102	90	70	20
196CR316	16	54	48	38	14	196CR3516	16	63	56	50	14	196CR416	16	72	64	50	16	196CR516	16	90	80	65	20	196CR616	16	108	95	75	20
196CR317	17	57	51	42	14	196CR3517	17	66,5	59,5	50	14	196CR417	17	76	68	50	16	196CR517	17	95	85	70	20	196CR617	17				
196CR318	18	60	54	45	14	196CR3518	18	70	63	50	14	196CR418	18	80	72	50	16	196CR518	18	100	90	70	20	196CR618	18	120	108	80	20
196CR319	19	63	57	45	14	196CR3519	19	73,5	66,5	60	14	196CR419	19	84	76	60	16	196CR519	19	105	95	70	20	196CR619	19				
196CR320	20	66	60	45	14	196CR3520	20	77	70	60	14	196CR420	20	88	80	60	16	196CR520	20	110	100	80	20	196CR620	20	132	120	90	20
196CR321	21	69	63	45	16	196CR3521	21	80,5	73,5	70	16	196CR421	21	92	84	70	16	196CR521	21	115	105	80	20	196CR621	21				
196CR322	22	72	66	50	16	196CR3522	22	84	77	70	16	196CR422	22	96	88	70	16	196CR522	22	120	110	80	20	196CR622	22				
196CR323	23	75	69	50	16	196CR3523	23	87,5	80,5	75	16	196CR423	23	100	92	75	20	196CR523	23	125	115	90	20	196CR623	23				
196CR324	24	78	72	50	16	196CR3524	24	91	84	75	16	196CR424	24	104	96	75	20	196CR524	24	130	120	90	20	196CR624	24	156	144	102,5	
196CR325	25	81	75	60	16	196CR3525	25	94,5	87,5	75	16	196CR425	25	108	100	75	20	196CR525	25	135	125	90	20	196CR625	25	162	150	112,5	
196CR326	26	84	78	60	16	196CR3526	26	98	91	75	16	196CR426	26	112	104	75	20	196CR526	26	140	130	100	20	196CR626	26				
196CR327	27	87	81	60	16	196CR3527	27	101,5	94,5	75	16	196CR427	27	116	108	75	20	196CR527	27	145	135	100	20	196CR627	27				
196CR328	28	90	84	60	16	196CR3528	28	105	98	75	16	196CR428	28	120	112	75	20	196CR528	28	150	140	100	25	196CR628	28	180	168	-	25
196CR329	29	93	87	60	16	196CR3529	29	108,5	101,5	75	16	196CR429	29	124	116	75	20	196CR529	29	155	145	110	25	196CR629	29				
196CR330	30	96	90	60	16	196CR3530	30	112	105	75	16	196CR430	30	128	120	75	20	196CR530	30	160	150	110	25	196CR630	30	192	180	-	25
196CR331	31	99	93	60	16	196CR3531	31	115,5	108,5	80	16	196CR431	31	132	124	80	20	196CR531	31					196CR631	31				
196CR332	32	102	96	70	16	196CR3532	32	119	112	80	16	196CR432	32	136	128	80	20	196CR532	32	170	160	-	25	196CR632	32	204	192	-	25
196CR333	33	105	99	70	16	196CR3533	33	122,5	115,5	80	16	196CR433	33	140	132	80	20	196CR533	33					196CR633	33				
196CR334	34	108	102	70	16	196CR3534	34	126	119	80	16	196CR434	34	144	136	80	20	196CR534	34					196CR634	34				
196CR335	35	111	105	70	16	196CR3535	35	129,5	122,5	80	16	196CR435	35	148	140	80	20	196CR535	35	185	175	-	25	196CR635	35	222	210	-	25
196CR336	36	114	108	70	20	196CR3536	36	133	126	80	16	196CR436	36	152	144	80	25	196CR536	36					196CR636	36				
196CR337	37	117	111	70	20	196CR3537	37	136,5	129,5	-	20	196CR437	37					196CR537	37					196CR637	37				
196CR338	38	120	114	80	20	196CR3538	38	140	133	-	20	196CR438	38	160	152	-	25	196CR538	38	200	190	-	25	196CR638	38	240	220	-	25
196CR339	39	123	117	80	20	196CR3539	39	143,5	135,5	-	20	196CR439	39					196CR539	39					196CR639	39				
196CR340	40	126	120	80	20	196CR3540	40	147	140	-	20	196CR440	40	168	160	-	25	196CR540	40	210	200	-	25	196CR640	40	252	240	-	25
196CR341	41	129	123	80	20	196CR3541	41	150,5	143,5	-	20	196CR441	41					196CR541	41										
196CR342	42	132	126	80	20	196CR3542	42	154	147	-	20	196CR442	42					196CR542	42										
196CR343	43	135	129	80	20	196CR3543	43	157,5	150,5	-	20	196CR443	43					196CR543	43										
196CR344	44	138	132	90	20	196CR3544	44	161	154	-	20	196CR444	44					196CR544	44										
196CR345	45	141	135	90	20	196CR3545	45	164,5	157,5	-	20	196CR445	45	188	180	-	25	196CR545	45	235	225	-	25						
196CR346	46	144	138	90	20	196CR3546	46	168	161	-	20	196CR446	46					196CR546	46										
196CR347	47	147	141	100	20	196CR3547	47	171,5	164,5	-	20	196CR447	47					196CR547	47										
196CR348	48	150	144	100	20	196CR3548	48	175	168	-	20	196CR448	48	200	192	-	25	196CR548	48	250	240	-	25						
196CR349	49	156	150	-	20	196CR3549	49	178,5	171,5	-	20	196CR449	49	208	200	-	25	196CR549	49	260	250	-	30						
196CR350	50	162	156	-	20	196CR3550	50	182	175	-	20	196CR450	50	216	208	-	25	196CR550	50	270	260	-	30						
196CR355	55	171	165	-	20	196CR3555	55	199,5	192,5	-	20	196CR455	55	228	220	-	25	196CR555	55	285	275	-	30						
196CR357	57	177	171	-	20	196CR3557	57	206,5	199,5	-	20	196CR457	57	236	228	-	25	196CR557	57	295	285	-	30						
196CR360	60	186	180	-	20	196CR3560	60	217	210	-	20	196CR460	60	248	240	-	25	196CR560	60	310	300	-	30						
196CR365	65	201	195	-	20	196CR3565	65	234,5	227,5	-	20	196CR465	65	268	260	-	25	196CR565	65	335	325	-	30						
196CR370	70	216	210	-	25	196CR3570	70	252	245	-	20	196CR470	70	288	280	-	25	196CR570	70	360	350	-	30						
196CR372	72	222	216	-	25	196CR3572	72	259	252	-	25	196CR472	72					196CR572	72										
196CR375	75	231	225	-	25	196CR3575	75	269,5	262,5	-	25	196CR475	75	308	300	-	25	196CR575	75	385	375	-	30						
196CR376	76	234	228	-	25	196CR3576	76	273	266	-	25	196CR476	76	312	304	-	30	196CR576	76	390	380	-	30						
196CR380	80	246	240	-	25	196CR3580	80	287	280	-	25	196CR480	80	328	320	-	30	196CR580	80	410	400	-	30						
196CR385	85	261	255	-	25	196CR3585	85	304,5	297,5	-	25	196CR485	85	348	340	-	30	196CR585	85	435	425	-	30						
196CR390	90	276	270	-	25	196CR3590	90	322	315	-</																			

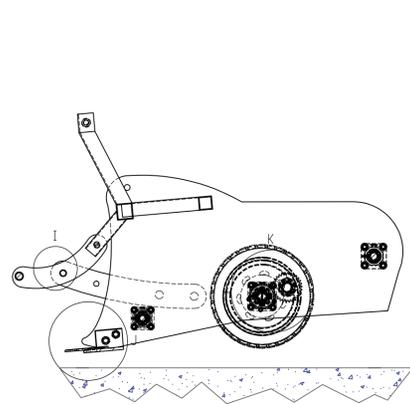
Tabla A.0.6 Tipo de banda transportadora



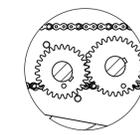
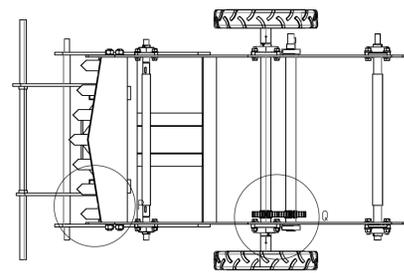
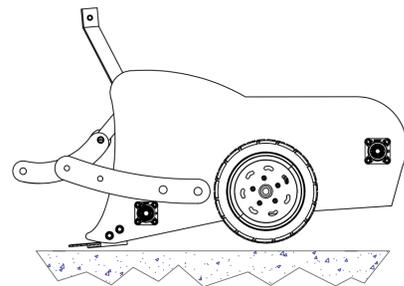
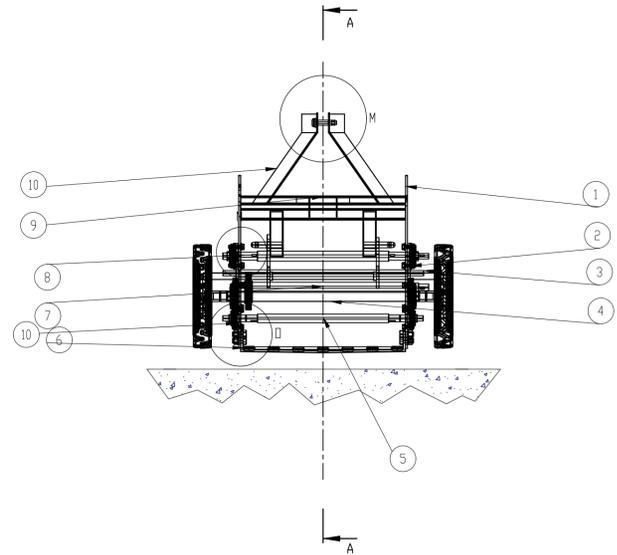
Nombre del producto	Cinta transportadora de malla de alambre de varilla de acero inoxidable
Material	acero inoxidable 201, 304 o a petición suya
Diámetro del cable	1-12 mm
Longitud/ ancho	a petición suya

(Made-in-China, 2023)

TRACCIÓN ANIMAL



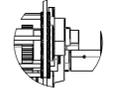
SECCION A-A



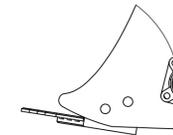
DETALLE U
ESCALA 1:2



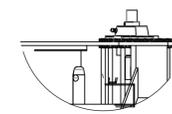
DETALLE V
ESCALA 1:2



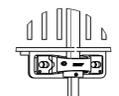
DETALLE W
ESCALA 1:2



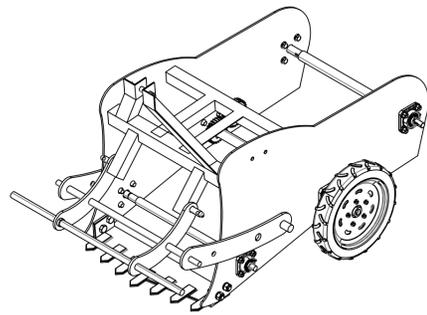
DETALLE X
ESCALA 1:2



DETALLE Y
ESCALA 1:2

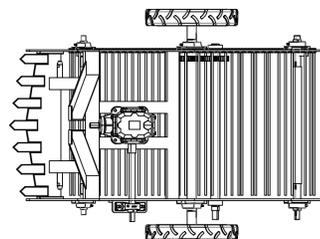
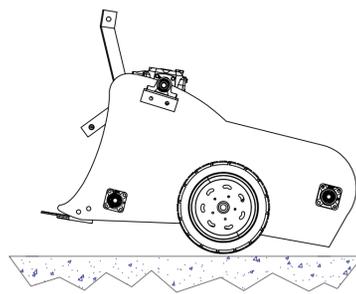
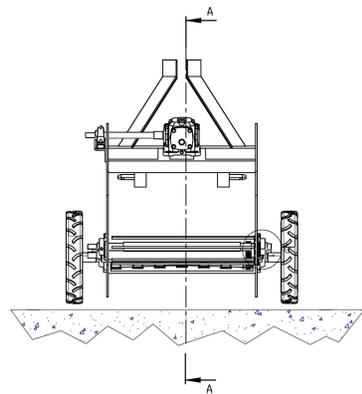
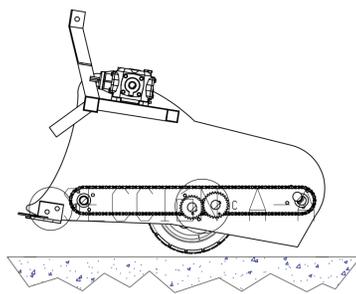


DETALLE Z
ESCALA 1:2

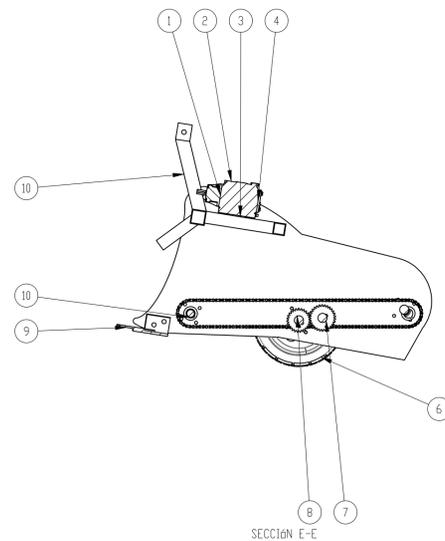


ESCALA 1:5

TRACCIÓN MOTORIZADA



ESCALA 1:2



SECCION E-E

ESCALA 1:2

ESPECIFICACIONES	
Motor de combustión	77HP
Dimensiones:	600x120050x850 mm
Capacidad de operación:	5 horas/ día
Almacenar el equipo en un lugar limpio y seco	

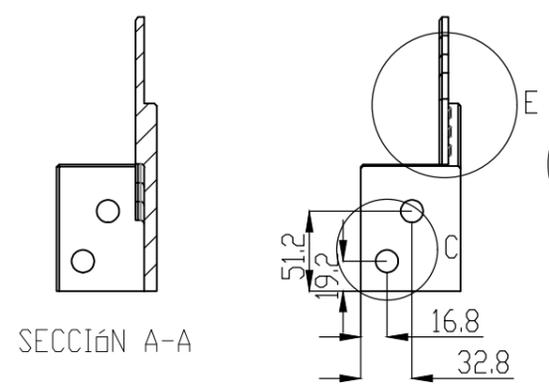
39	G-2	Soporte chumacera	.110		ASTM A36		
38	B-5	Bastidor	.108		ASTM A36		
37	C-4	Eje conductor	.107		ASTM A36		
36		DIN1469-C-5x35			ASTM A36		
35	D-2	Pinh Hole			ASTM A36		
34		ASME B18.27.1NA1			ASTM A36		
33		ANSI B17.1 -			ASTM A36		
32		ASME B18.27.1NA1			ASTM A36		
31		BS292-SKFALC11/4			ASTM A36		
30		ISO 4161 - M8	ISO 262		ASTM A36		
29		ISO 7092-ST8-140	ISO 262		ASTM A36		
28		ISO 4032-M18	ISO 262		ASTM A36		
27	B-1	ISO 4018-M8 x 25	ISO 262		ASTM A36		
26	B-3	ISO 7092-ST 18 -	140 HV		ASTM A36	22	Espesor placas 0,5mm
25	B-3	ISO 4018-M18 x 40	SKF CAT.	8	ASTM A36	25	De pared de 1 pulgada
24	B-5	ASME B18.27.2 NA4	- 1 1/2	1	ASTM A36	23	
23	B-5	ANSI B17.1 -	DIN 125	1	ASTM A36	24	
22	B-5	Engranaje recto2		1	ASTM A36	21	
21	B-5	Engranaje recto1	NEC	1		18	Motor monofásico1/4HP
20	B-5	LLanta RIN15		8	ASTM A36	17	DIN 125 -13- 140 hv
19	B-4	Acople de llantas	.106	4	ASTM A36	20	Tuerca Hexagonal M12
18	B-4	Eje de llantas	.105	8	ASTM A36	15	Tuerca Hexagonal M8
17	F-3	Soporte caja	.104	4	ASTM A36	14	Perno Hexagonal M12
16	B-4	Enganche	.109	8	ASTM A36	13	Perno Hexagonal M8
15	H-8	Eje piñon loco		1	ASTM A36	12	
14	B-5	FI1111-1/2UNCx1,75		2	ASTM A36	11	
13	E-8	ANSIB18.2.2-1/2		1	ASTM A36	10	
12	B-4	ASTMF436-1/2CW		1	ASTM A36	18	
11	B-4	FI1111-1/2-UNCx1,5		2	ASTM A36	2	
10	B-3	FI1111-7/16-UNC1,5		2	ASTM A36	9	
9	B-3	ANSI18.2.2-7/1614		2	ASTM A36	8	Tuercas hex.
8	C-5	FI11-7/16-14UNCx1,5		1	ASTM A36	1	Tornillo hex. bridada -
7	B-4	SKF_FY 30 TF		1	Inox 304	2	Rosca regular-Pulgadas
6	A-5	SKF_F4B 25M-TF		1	Inox 304	19	
5	E-1	Eje Transmisión 1.25	.103	6	Inox 304	6	
4	E-2	SKF_FY 20 TF		6	ASTM A36	7	
3	E-2	Eje conducido	.102	4	AISI 1020	5	
2	E-2	FI1111-1/2UNCx1,75		1	AISI 1020		
1	E-2	Cuchilla de corte	.101	1	ASTM A36	3	

N°	ZONA	DENOMINACIÓN	PLANO/NORMA	CAN	MATERIAL	ORD	OB SERVACIÓN
EPN		FACULTAD DE INGENIERIA MECÁNICA		DIB.: Luis Alfredo Sandoval DIS.: Luis Alfredo Sandoval REV.: Ing. P. Rodríguez PhD.		ESCALA 1 : 5	

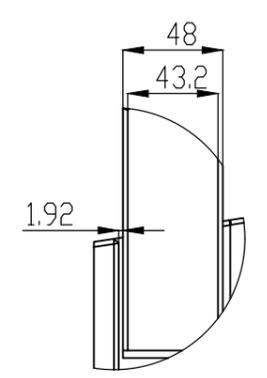
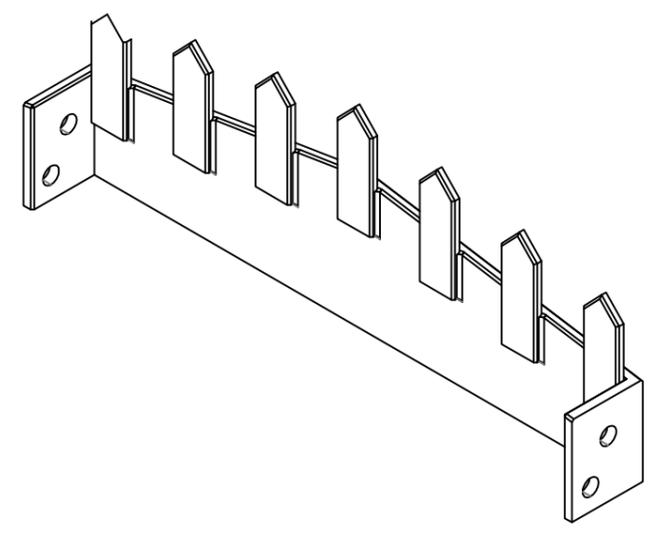
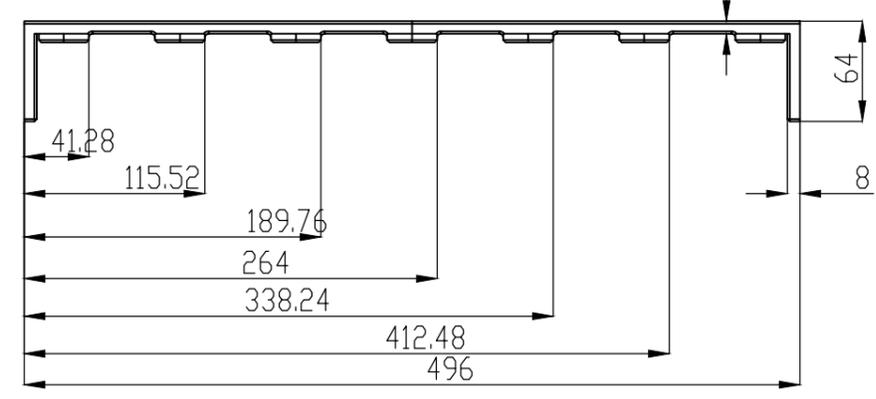
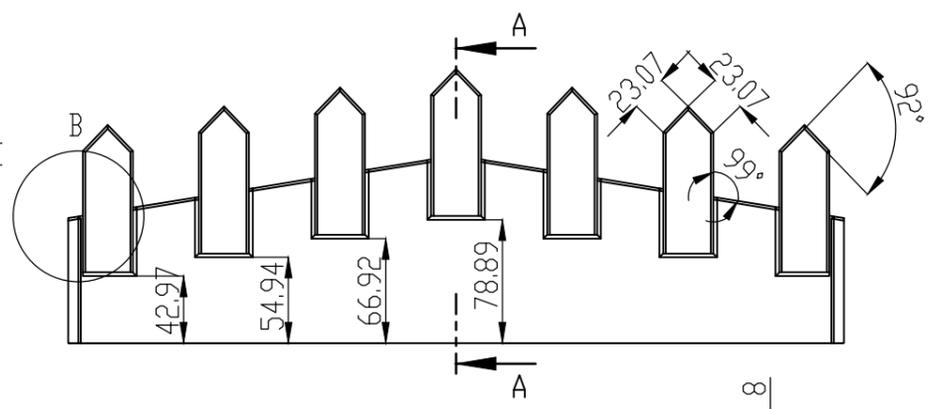
COSECHADORA

CPTM.001

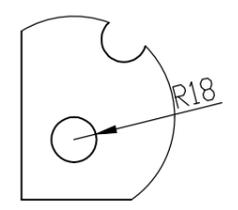
FECHA: 03-01-23



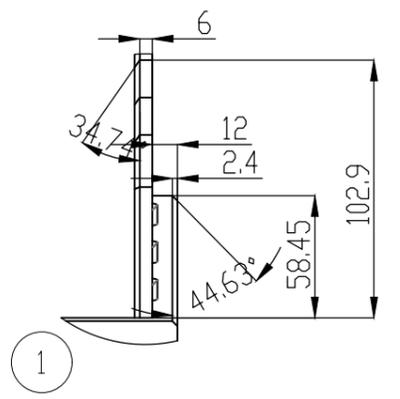
SECCIÓN A-A



SECCIÓN H-H
ESCALA 1 : 4

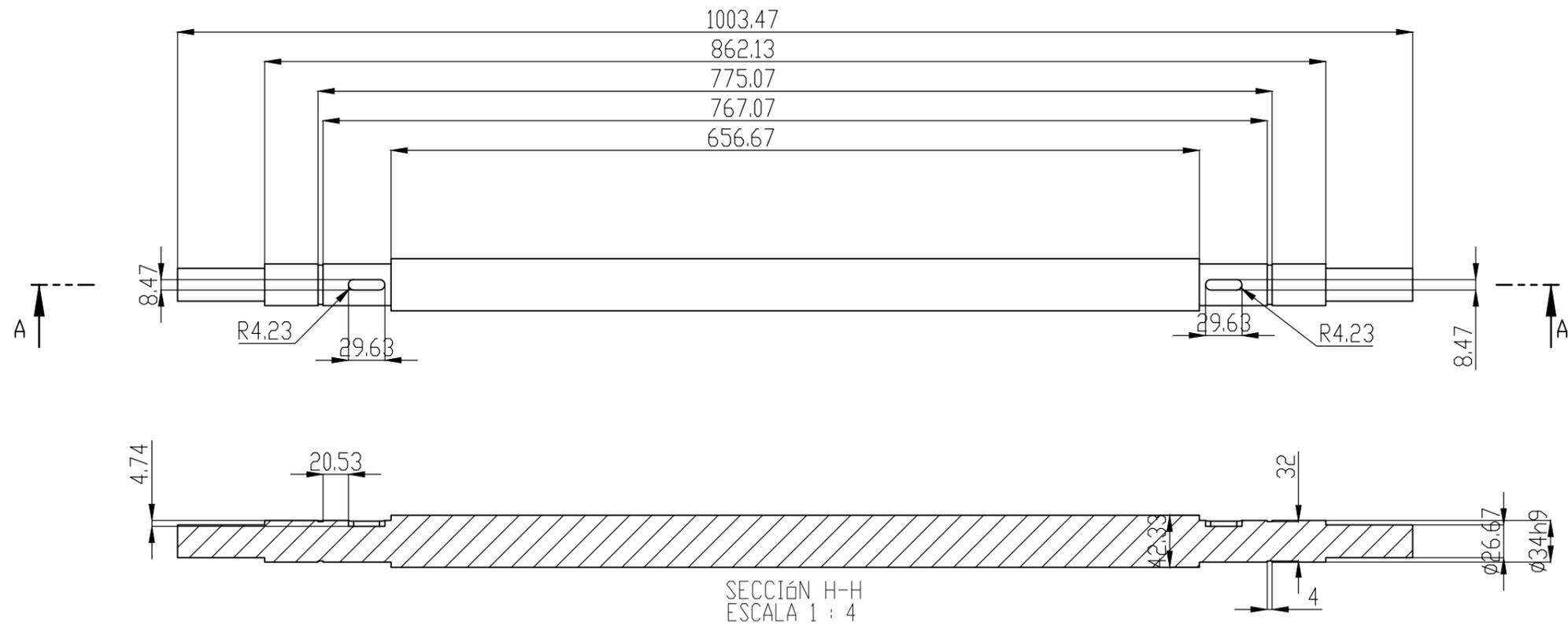


SECCIÓN I-I
ESCALA 1 : 4



1

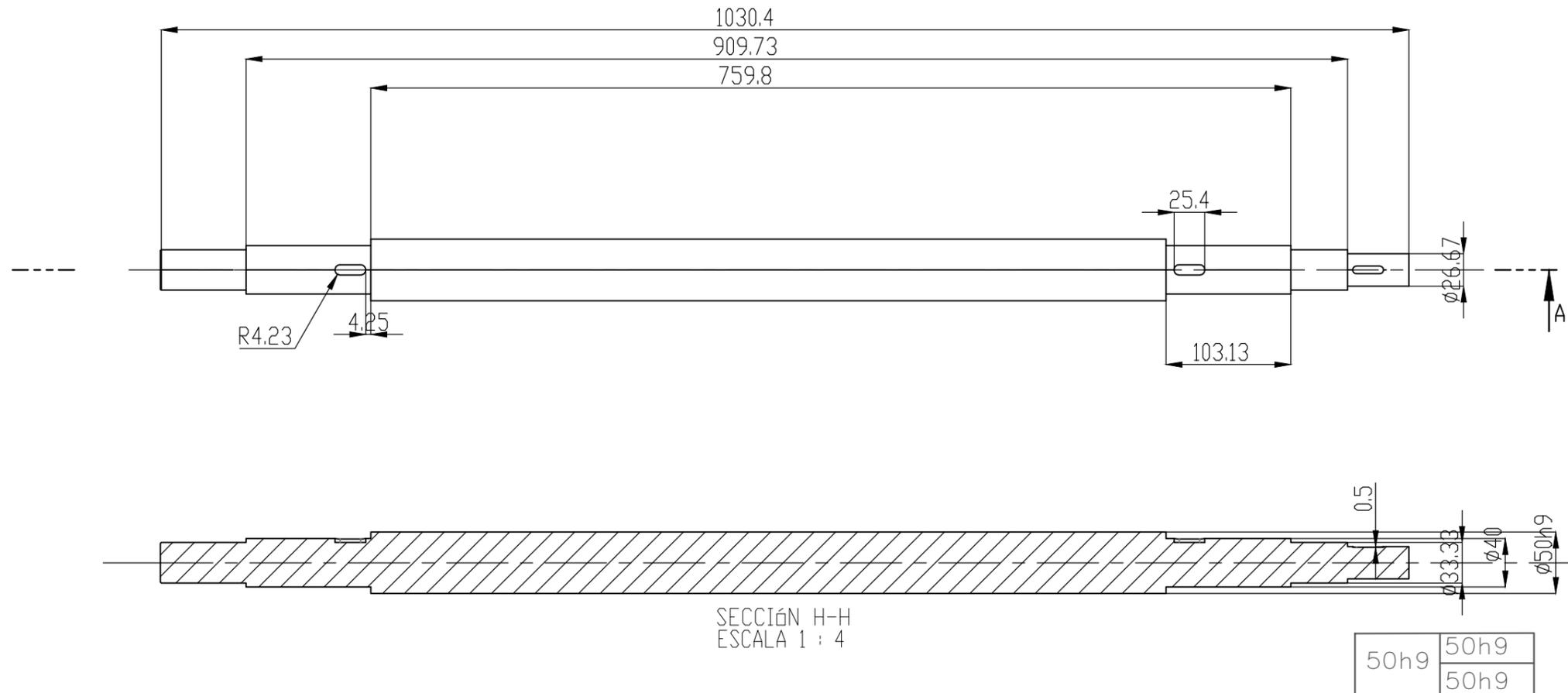
TRATAMIENTO TÉR.:	Ninguno	EPN	FACULTAD DE INGENIERÍA MECÁNICA	
TRATAMIENTO SUP.:	Ninguno		DIB.: Luis Alfredo Sandoval	
MATERIAL:	ACERO ASTM A36	ESCALA 1 : 5	DIS.: Luis Alfredo Sandoval	
TOL. GRL.:	± 0.02		REV.: Ing. P. Rodríguez PhD.	
CUCHILLA DE CORTE		CPTM.101		FECHA: 03-01-23



34h9	34h9
	34h9

NOTAS
chaflanes a 45 grados.

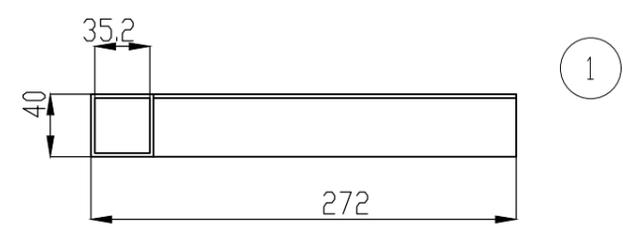
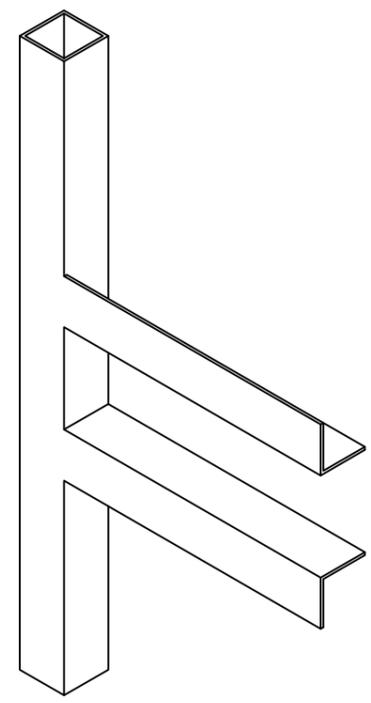
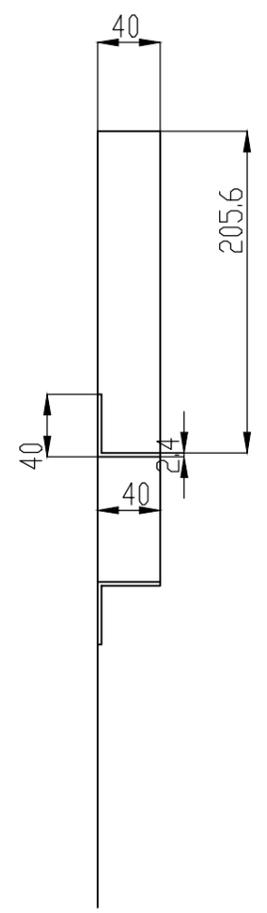
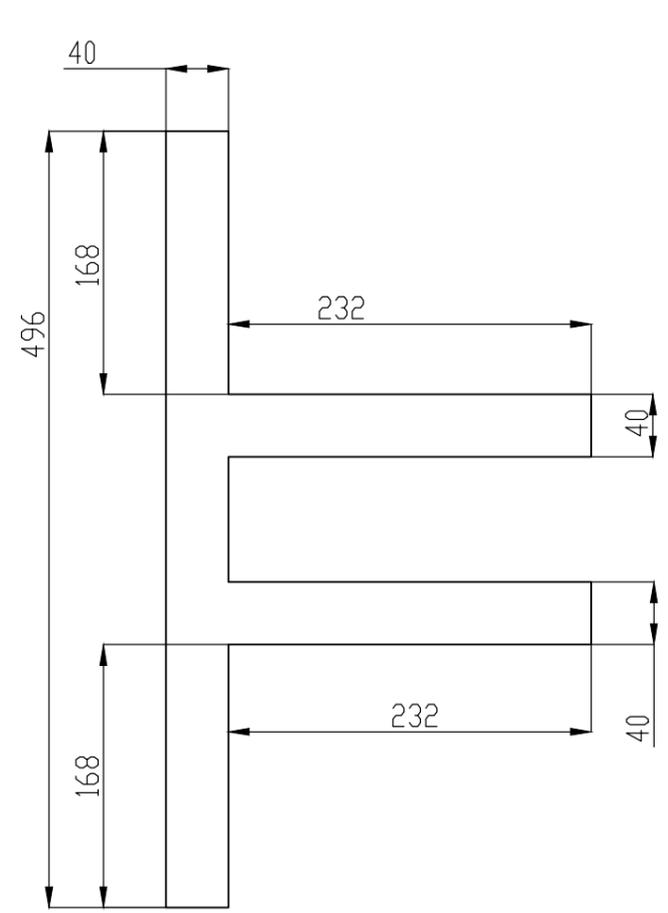
TRATAMIENTO TÉR.:	Ninguno	EPN	FACULTAD DE INGENIERÍA MECÁNICA	
TRATAMIENTO SUP.:	Ninguno		DIB.:	Luis Alfredo Sandoval
MATERIAL: ACERO AISI 1020	TOL. GRL. : ± 0.02	ESCALA 1 : 5	DIS.:	Luis Alfredo Sandoval
			REV.:	Ing. P. Rodríguez PhD.
			FECHA: 03-01-23	
EJE CONDUCIDO		CPTM.102		



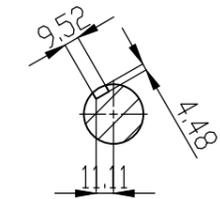
NOTAS

chaflanes a 45 grados.

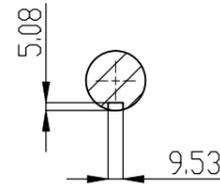
TRATAMIENTO TÉR.:	Ninguno	EPN	FACULTAD DE INGENIERÍA MECÁNICA	
TRATAMIENTO SUP.:	Ninguno		DIB.:	Luis Alfredo Sandoval
MATERIAL:	ACERO AISI 1020	TOL. GRL.:	± 0.02	ESCALA 1 : 5
		REV.:	Ing. P. Rodríguez PhD.	FECHA: 03-01-23
EJE DE TRANSMISIÓN			CPTM.103	



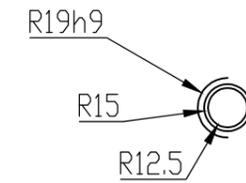
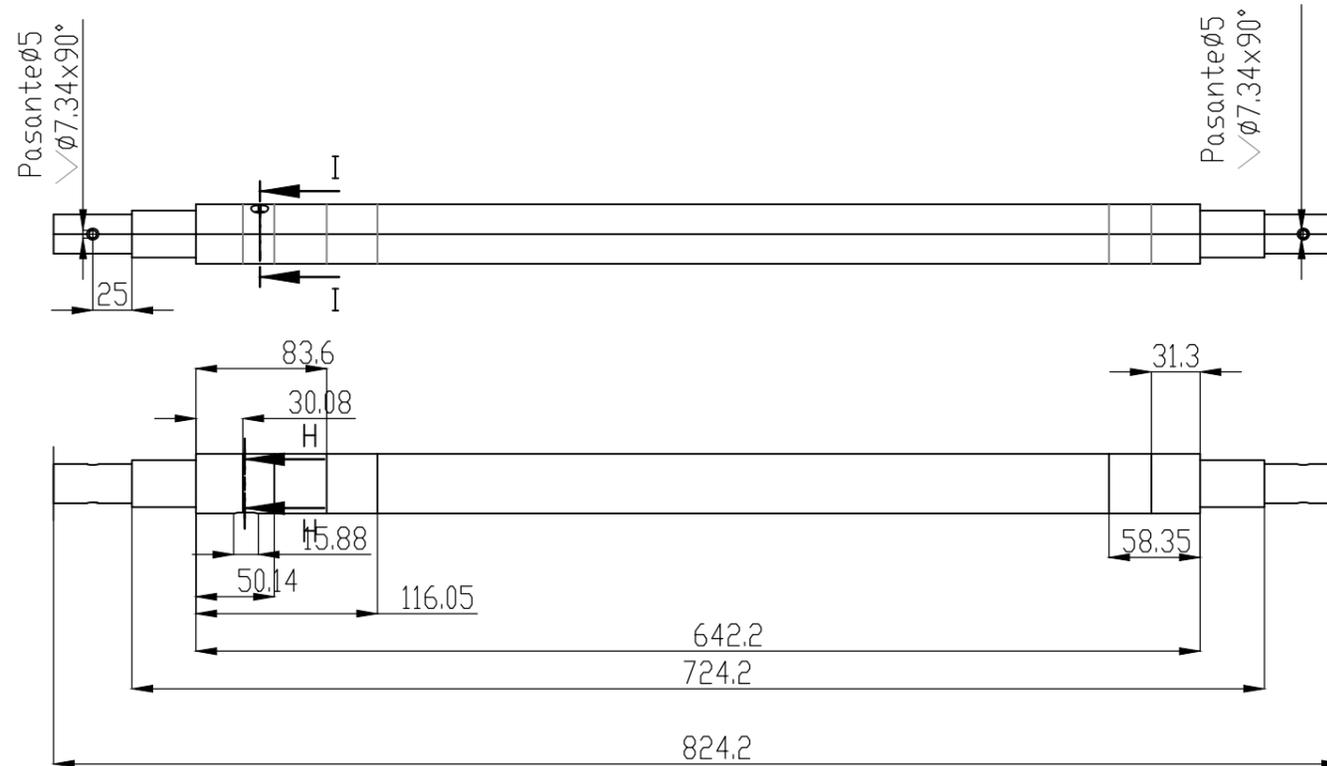
TRATAMIENTO TÉR.:	Ninguno	EPN	FACULTAD DE INGENIERÍA MECÁNICA	
TRATAMIENTO SUP.:	Ninguno		DIB.:	Luis Alfredo Sandoval
MATERIAL:		ESCALA 1 : 5	DIS.:	Luis Alfredo Sandoval
ACERO ASTM A36			TOL.GRL.:	REV.:
		± 0.2		
SOPORTE DE MOTOR		CPTM.104		FECHA: 03-01-23



SECCIÓN I-I
ESCALA 1 : 4



SECCIÓN H-H
ESCALA 1 : 4

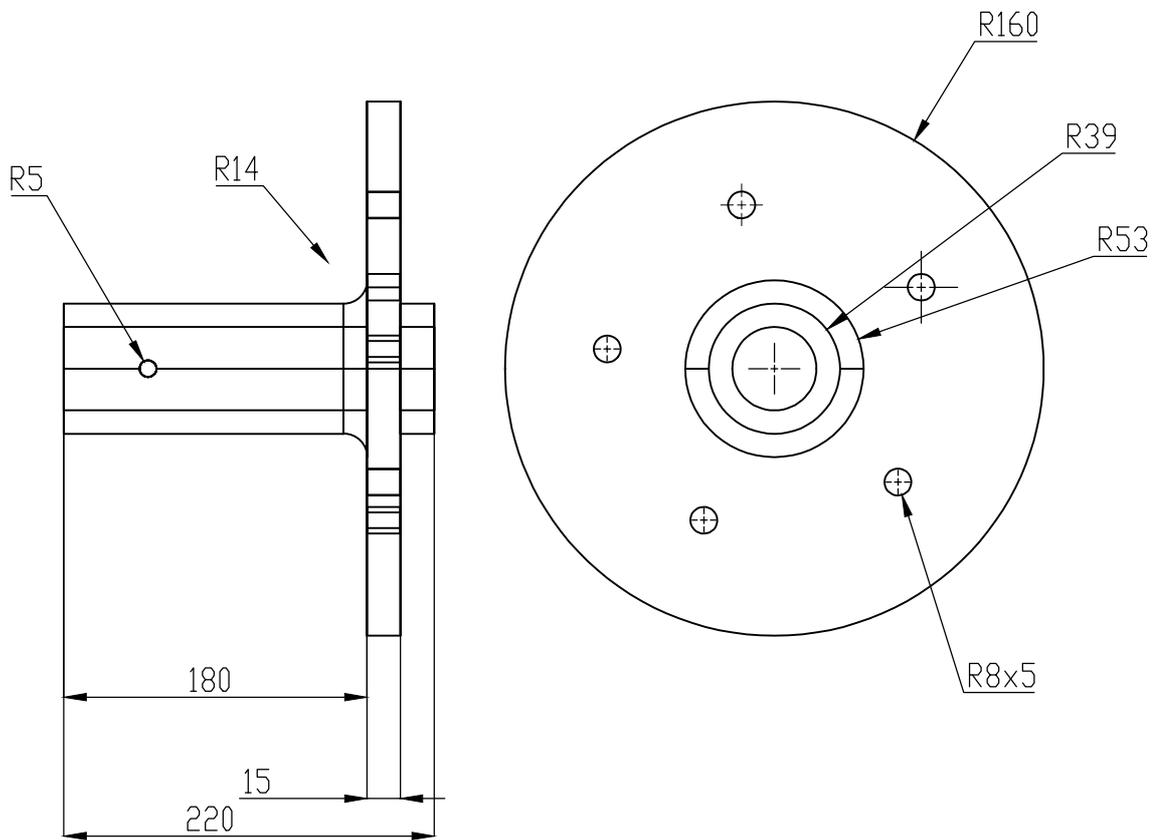


19h9	19h9
	19h9

NOTAS

chaflanes a 45 grados.

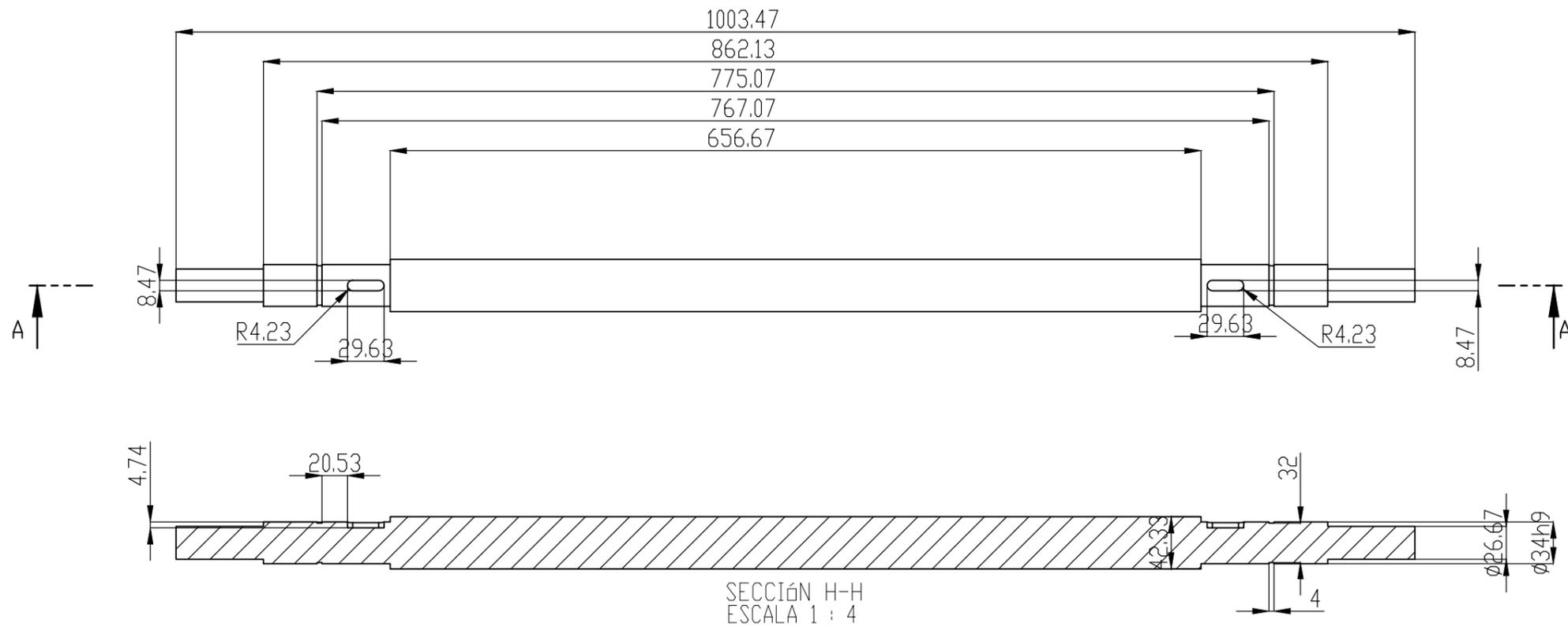
TRATAMIENTO TÉR.:	Ninguno	EPN	FACULTAD DE INGENIERÍA MECÁNICA				
TRATAMIENTO SUP.:	Ninguno		DIB.:	Luis Alfredo Sandoval			
MATERIAL:	ACERO AISI 1020	TOL.GRL.:	± 0.2	ESCALA	1 : 5	DIS.:	Luis Alfredo Sandoval
						REV.:	Ing. P. Rodríguez PhD.
EJE DE LLANTAS		CPTM.105		FECHA:	03-01-23		



NOTAS

Se debe eliminar aristas vivas

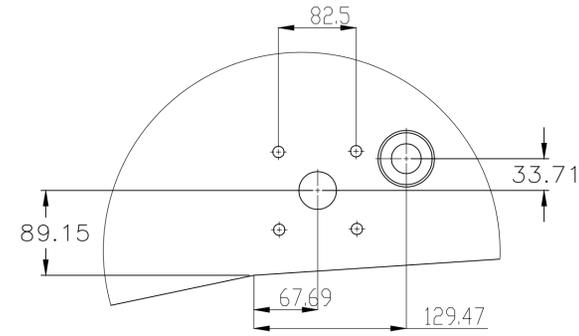
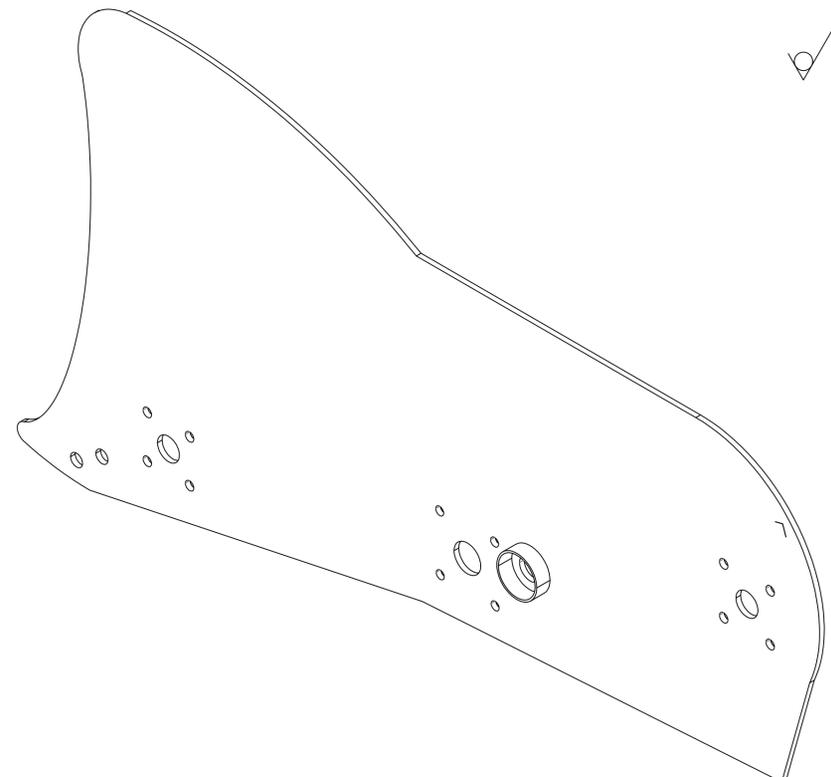
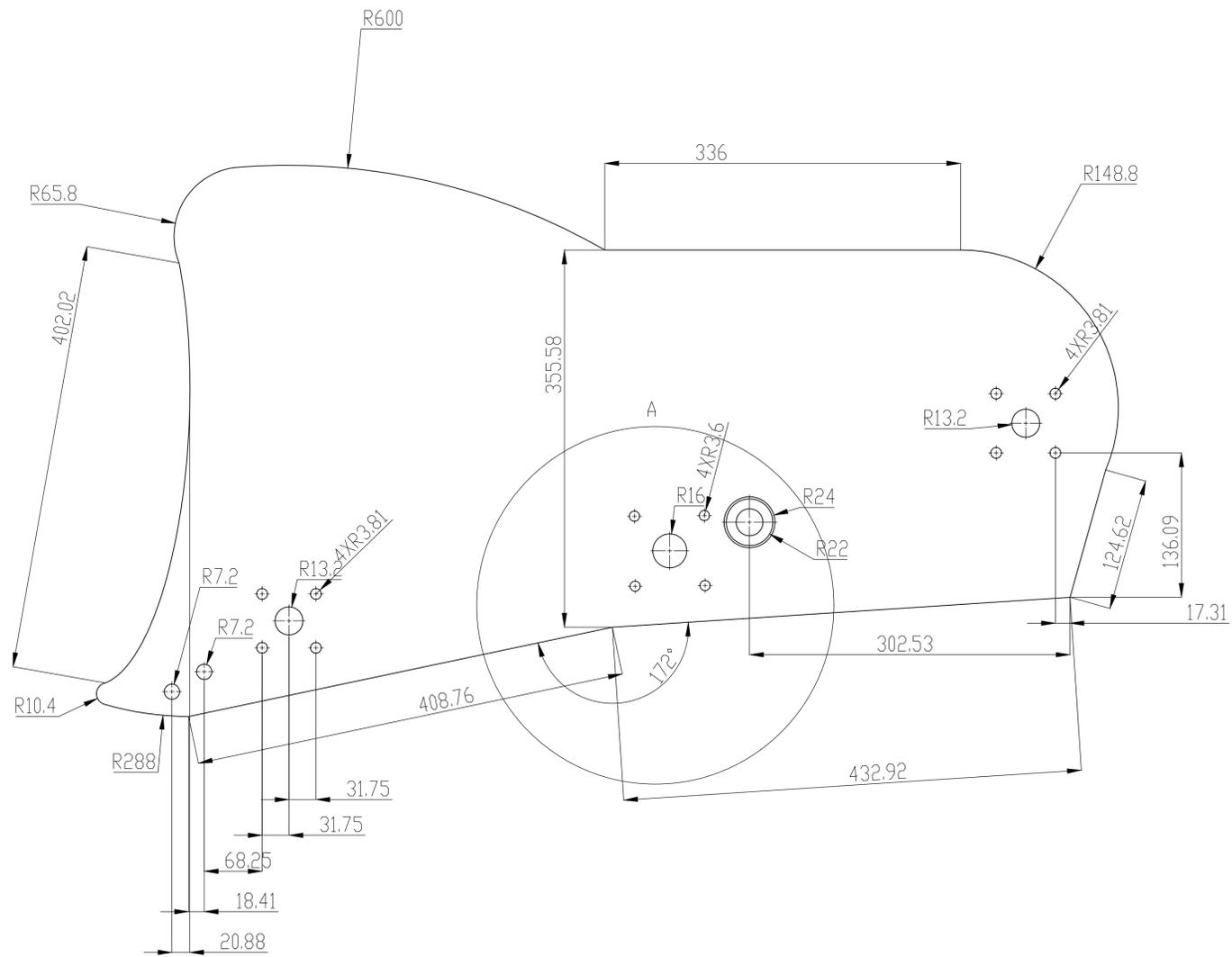
TRATAMIENTO TÉR.:	Ninguno	EPN	FACULTAD DE INGENIERÍA MECÁNICA		
TRATAMIENTO SUP.:	Ninguno		DIB.:	Luis Alfredo Sandoval	
MATERIAL: ACERO ASTM A36		TOL.GRL.: ± 0.2	ESCALA 1 : 5	DIS.:	Luis Alfredo Sandoval
				REV.:	Ing. P. Rodríguez PhD.
ACOPLE DE RUEDAS			CPTM.106		FECHA: 03-01-23



SECCIÓN H-H
ESCALA 1 : 4

34h9	34h9
	34h9

TRATAMIENTO TÉR.:	Ninguno	EPN	FACULTAD DE INGENIERÍA MECÁNICA				
TRATAMIENTO SUP.:	Ninguno		DIB.:	Luis Alfredo Sandoval			
MATERIAL:	ACERO AISI 1020	TOL.GRL.:	± 0.02	ESCALA	1 : 5	DIS.:	Luis Alfredo Sandoval
				REV.:	Ing. P. Rodríguez PhD.		
EJE CONDUCTOR				CPTM.107	FECHA:	03-01-23	



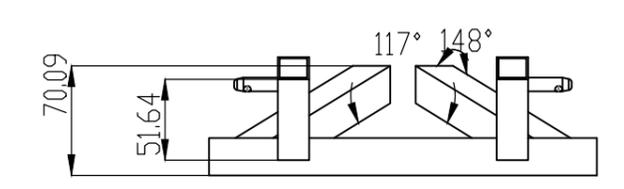
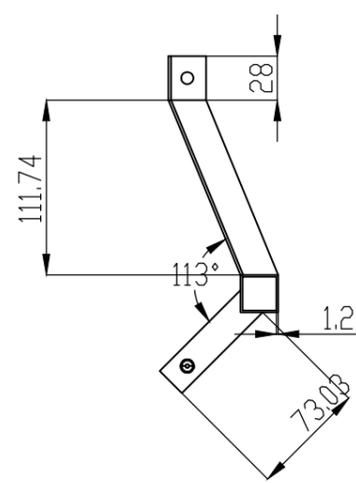
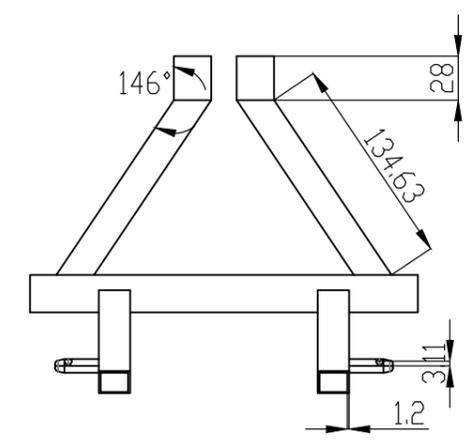
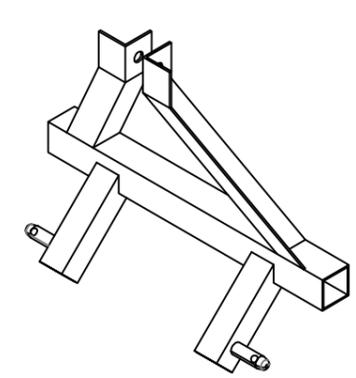
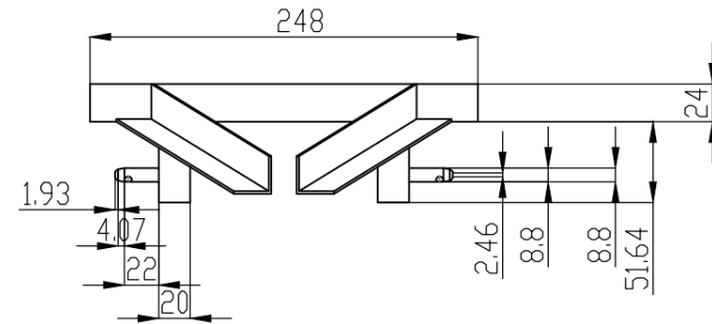
DETALLE A



NOTAS

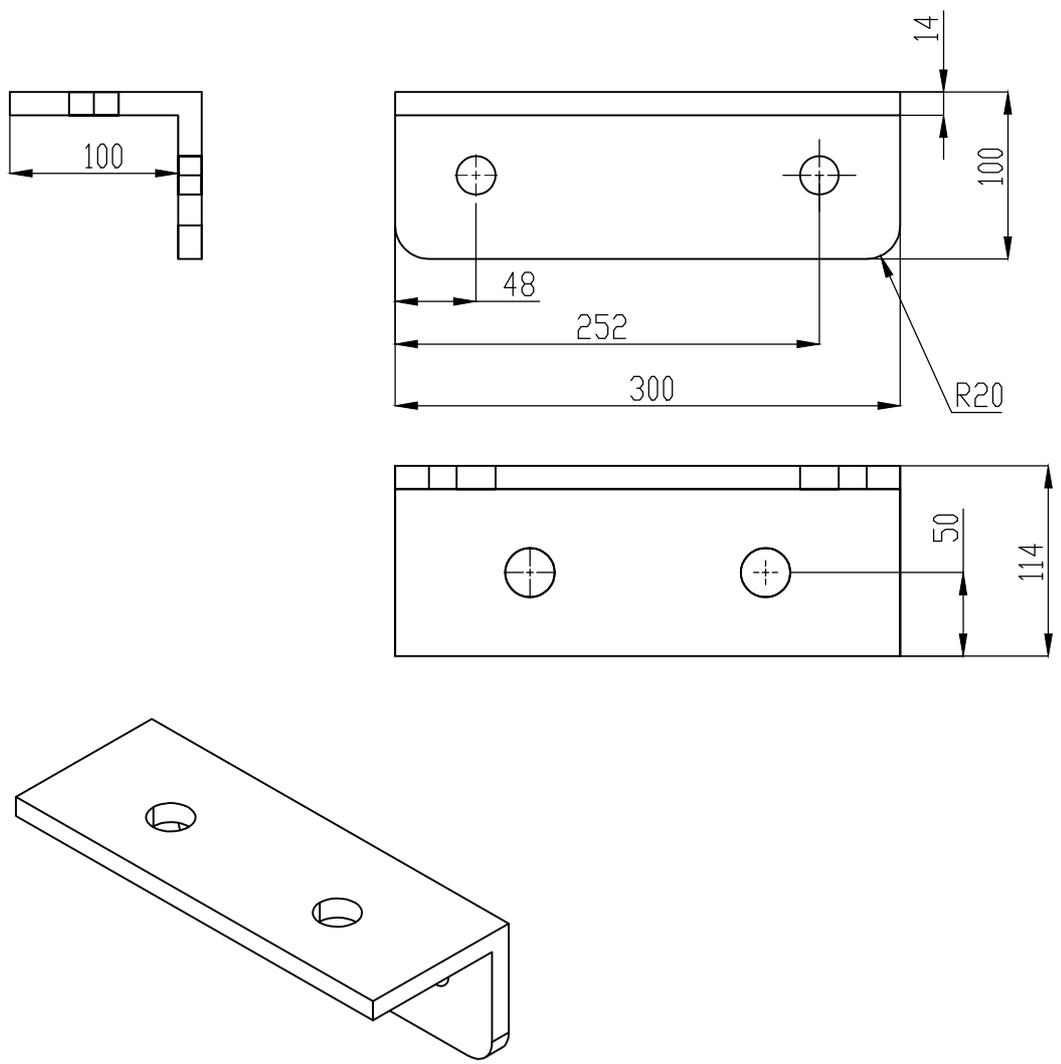
La soldadura se realiza con electrodo AWS E 6011
 Eliminar aristas vivas
 Todos los agujeros son taladrados

TRATAMIENTO TÉR.:	Ninguno	EPN	FACULTAD DE INGENIERÍA MECÁNICA
TRATAMIENTO SUP.:	Ninguno		
MATERIAL:	ACERO ASTM A36	ESCALA	DIB.: Luis Alfredo Sandoval
		TOL.GRL.: ± 0.2	DIS.: Luis Alfredo Sandoval
		1 : 5	REV.: Ing. P. Rodríguez PhD.
BASTIDOR		CPTM.108	FECHA: 03-01-23



NOTAS
 La soldadura se realiza con electrodo AWS E 6011
 Eliminar aristas vivas
 Todos los agujeros son taladrados

TRATAMIENTO TÉR.:	Ninguno	EPN	FACULTAD DE INGENIERÍA MECÁNICA	
TRATAMIENTO SUP.:	Ninguno		DIB.:	Luis Alfredo Sandoval
MATERIAL:	ACERO ASTM A36	TOL.GRL.:	± 0.2	ESCALA
				1 : 5
				DIS.:
				Luis Alfredo Sandoval
				REV.:
				Ing. P. Rodríguez PhD.
ENGANCHE		CPTM.109		FECHA:
				03-01-23



NOTAS

Se debe eliminar aristas vivas

TRATAMIENTO TÉR.:	Ninguno	EPN	FACULTAD DE INGENIERÍA MECÁNICA		
TRATAMIENTO SUP.:	Ninguno				
MATERIAL:	ACERO ASTM A36	TOL.GRL.: ± 0.2	ESCALA 1 : 5	DIB.:	Luis Alfredo Sandoval
				DIS.:	Luis Alfredo Sandoval
				REV.:	Ing. P. Rodríguez PhD.
S. CHUMACERA		CPTM.110		FECHA: 03-01-23	