

PONTIFICIA UNIVERSIDAD CATÓLICA DEL PERÚ

FACULTAD DE CIENCIAS E INGENIERÍA



DISEÑO MECÁNICO DE MÁQUINA SEMBRADORA DE SEMILLAS DE MAÍZ AMILÁCEO BLANCO A TRACCIÓN ANIMAL CON UNA CAPACIDAD DE 0,25 ha/h EN EL CENTRO POBLADO DE COTARMA, DISTRITO DE PICHIRHUA, PROVINCIA DE ABANCAY, APURÍMAC

Tesis para obtener el título profesional de Ingeniero Mecánico

AUTOR:

DIEGO ALFREDO TORRES MARQUEZ

ASESOR:

DR. ING. JORGE HERNAN ALENCASTRE MIRANDA

Lima, Octubre del 2023

Informe de Similitud

Yo, Jorge Hernán Alencastre Miranda, docente de la Facultad de Ciencias e Ingeniería de la Pontificia Universidad Católica del Perú, asesor de la tesis titulado:

Diseño mecánico de máquina sembradora de semillas de maíz amiláceo blanco a tracción animal con una capacidad máxima de 0,25 ha/h en el centro poblado de Cotarma, distrito de Pichirhua, provincia de Abancay, Apurímac

del autor: Diego Alfredo Torres Marquez

dejo constancia de lo siguiente:

- El mencionado documento tiene un índice de puntuación de similitud de 22%. Así lo consigna el reporte de similitud emitido por el software *Turnitin* el 19/09/2023.
- He revisado con detalle dicho reporte y la Tesis o Trabajo de Suficiencia Profesional, y no se advierte indicios de plagio.
- Las citas a otros autores y sus respectivas referencias cumplen con las pautas académicas.

Lugar y fecha: Lima, 06 de octubre 2023

Apellidos y nombres del asesor / de la asesora: <u>Alencastre Miranda, Jorge Hernan</u>	
DNI: 10588073	Firma 
ORCID: https://orcid.org/0000-0001-8442-8255	

RESUMEN

El presente documento inicia resaltando la importancia del cultivo de maíz amiláceo en el centro poblado de Cotarma, donde su siembra funge como la principal actividad económica. Lamentablemente, el difícil acceso a la zona limita el ingreso de tecnología agraria, por lo que los agricultores se ven acorralados a seguir utilizando métodos tradicionales de siembra, generando pérdidas por bajos rendimientos y altos costos de producción.

En el primer capítulo se presenta el estudio de la tecnología actual de siembra en Cotarma, donde se describe el proceso de cultivo del maíz amiláceo, los recursos de los que disponen y los parámetros de siembra recomendados. En el segundo capítulo se desarrolló el diseño conceptual de una máquina sembradora que realice la abertura del surco, el depósito de la semilla, y el tapado del surco de manera automática; para ello se empleó la metodología del diseño basado en la norma VDI 2221 y 2225, donde se revisó el estado de la tecnología, se bosquejaron conceptos de solución y evaluaron proyectos preliminares hasta obtener un diseño definitivo. El tercer capítulo presenta la ingeniería del detalle, donde se realizaron los cálculos pertinentes a los diferentes elementos mecánicos, así como la selección de piezas normadas. En el último capítulo se llevó a cabo una estimación de costos basado en los precios de los elementos seleccionados, así como de los materiales y de la fabricación de las piezas requeridas.

Finalmente, se cumplió el objetivo general y los objetivos específicos de diseñar una máquina que cumpla la función de sembrar semillas de maíz de manera automática, siguiendo los parámetros de siembra recomendados; que sea de fácil transporte y montaje, y que se desempeñe en terrenos accidentados.

AGRADECIMIENTOS

En primer lugar, agradezco a Dios por haber guiado mis pasos durante toda mi vida, en especial durante el transcurso de mi carrera universitaria.

A mis padres y a mi familia, por su paciencia, comprensión y apoyo incondicional.

A mis compañeros y amigos, cuyo apoyo y motivación fue fundamental en mi formación profesional.

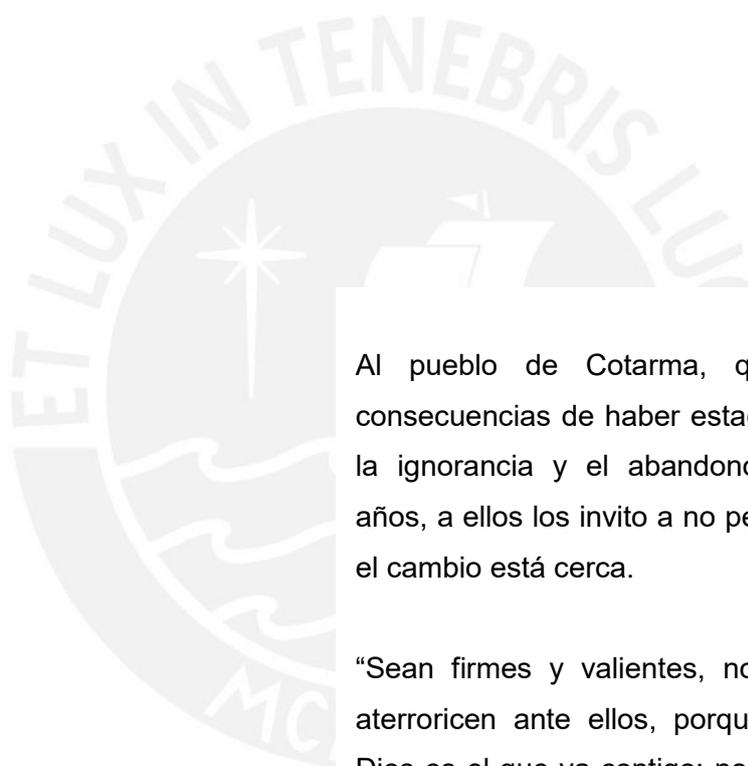
Agradezco a mi asesor Dr. Ing. Jorge Alencastre Miranda, por su valiosa guía y asesoramiento en la realización de este trabajo.

Agradezco al Dipl. Ing. Benjamín Barriga por brindarme su tiempo para darme consejos y asesorías.

A los profesores de la especialidad de Mecánica de la PUCP, en especial a los profesores Kurt Paulsen y Aníbal Rozas.

Al Ing. Rodolfo Marquez, ingeniero agrónomo y productor de maíz en Cotarma, por permitirme el ingreso a sus terrenos de cultivo, y brindarme información referida al proceso de siembra de maíz.

Finalmente, agradezco al Dr. Miguel Hadzich, cuya entrega y dedicación al apoyo rural inspiró el presente tema de tesis.



Dedicado,
Al pueblo de Cotarma, que sufre las consecuencias de haber estado sumidos en la ignorancia y el abandono por muchos años, a ellos los invito a no perder la fe, que el cambio está cerca.

“Sean firmes y valientes, no teman ni se aterroricen ante ellos, porque el Señor tu Dios es el que va contigo; no te dejara ni te desamparará”

(Deuteronomio 31:6)



PONTIFICIA UNIVERSIDAD CATÓLICA DEL PERÚ
FACULTAD DE CIENCIAS E INGENIERÍA

TEMA DE TESIS PARA OPTAR EL TÍTULO DE INGENIERO MECÁNICO

TÍTULO : **DISEÑO MECÁNICO DE MÁQUINA SEMBRADORA DE SEMILLAS DE MAÍZ AMILÁCEO BLANCO A TRACCIÓN ANIMAL CON UNA CAPACIDAD MÁXIMA DE 0,25 ha/h EN EL CENTRO POBLADO DE COTARMA, DISTRITO DE PICHIRHUA, PROVINCIA DE ABANCAY, APURIMAC**

ÁREA : Diseño

PROPUESTO POR : Prof. Dr. Ing. Jorge Alencastre Miranda

ASESOR : Prof. Dr. Ing. Jorge Alencastre Miranda

TESISTA : Diego Alfredo Torres Marquez

CÓDIGO : 20141064

FECHA : 20 de abril del 2023

DESCRIPCIÓN Y OBJETIVOS:

El maíz amiláceo es el cuarto cultivo más sembrado en el Perú. Según el Ministerio de Desarrollo Agrario y Riego, solo en el 2021, se sembraron 212 mil hectáreas de maíz a nivel nacional. Apurímac es el segundo departamento con mayor producción y se estima que cerca de 150 mil familias con bajos recursos económicos dependen de este cultivo. En ese sentido, el poblado de Cotarma tiene como principal actividad económica la siembra de maíz, sin embargo, debido a la falta de políticas que hayan tecnificado la agricultura en la región, se siguen empleando métodos artesanales de siembra, lo cual genera pérdidas en las cosechas, bajo rendimiento y alto costo de producción. Por lo expuesto, el presente trabajo propone el diseño de una máquina a tracción animal para sembrar 0,25 hectáreas por hora. Además, la máquina debe ser capaz de trazar el surco, depositar la semilla y tajar el surco de manera automática, y desempeñarse en terrenos accidentados, inclinados y con presencia de rocas. Para ello, se revisará el estado de la tecnología, se empleará las recomendaciones de la metodología de diseño en ingeniería VDI 2221 y se evaluará técnica y económicamente los conceptos de solución. Como alcance de la tesis, se desarrollará cálculos ingenieriles, planos y costos de fabricación.



PONTIFICIA UNIVERSIDAD CATÓLICA DEL PERÚ
FACULTAD DE CIENCIAS E INGENIERÍA

TEMA DE TESIS PARA OPTAR EL TÍTULO DE INGENIERO MECÁNICO

**DISEÑO MECÁNICO DE MÁQUINA SEMBRADORA DE SEMILLAS DE MAÍZ
AMILÁCEO BLANCO A TRACCIÓN ANIMAL CON UNA CAPACIDAD MÁXIMA DE
0,25 ha/h EN EL CENTRO POBLADO DE COTARMA, DISTRITO DE PICHIRHUA,
PROVINCIA DE ABANCAY, APURIMAC**

Introducción

1. Estado de la tecnología de siembra
2. Diseño Conceptual
3. Ingeniería de detalle
4. Planos y estimación de costos

Conclusiones

Bibliografía

Anexos

Dr. Ing. Jorge Alencastre Miranda

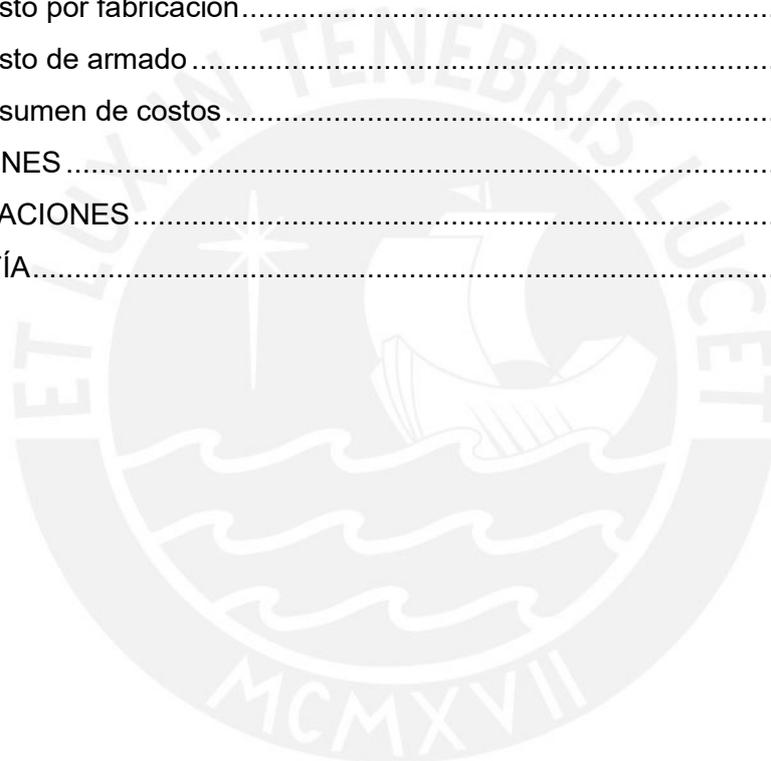
Asesor

INDICE DE CONTENIDO

INTRODUCCIÓN.....	1
1. ESTADO DE LA TECNOLOGÍA DE SIEMBRA.....	3
1.1. Características del maíz amiláceo blanco.....	3
1.2. Caracterización de la tierra de sembrado	4
1.3. Parámetros de siembra de maíz.....	5
1.4. Cadena productiva del maíz amiláceo blanco.....	6
1.4.1. Descripción del proceso de cultivo de maíz amiláceo blanco.....	6
1.4.2. Costos involucrados en el cultivo de maíz amiláceo blanco.....	9
1.4.3. Rentabilidad e impacto económico del cultivo de maíz amiláceo blanco	10
1.4.4. Impacto económico de una máquina sembradora en Cotarma	11
2. DISEÑO CONCEPTUAL.....	12
2.1. Estado de la tecnología	12
2.1.1. Máquina sembradora traccionada por tractor	12
2.1.2. Máquinas sembradoras accionadas por tracción animal.....	13
2.1.3. Máquinas sembradoras manuales	13
2.2. Lista de exigencias.....	14
2.3. Obtención del proyecto optimo	15
2.3.1. Estructura de funciones	15
2.3.2. Matriz morfológica	16
2.3.3. Concepto de solución	18
2.3.4. Proyecto preliminar.....	19
3. INGENIERÍA DE DETALLE	22
3.1. Cálculos generales.....	22
3.1.1. Cálculo de la capacidad de sembrado de la máquina.....	22
3.1.2. Cálculo del requerimiento de semillas	24
3.1.3. Cálculo de capacidad de la tolva	24
3.1.4. Dimensionamiento de las ruedas tractoras	26
3.1.5. Cálculo de la fuerza de tiro	27
3.1.6. Cálculo de potencia de tiro	31
3.1.7. Cálculo de potencia de la máquina sembradora	31
3.2. Diseño del rodillo dosificador.....	31
3.2.1. Cálculo de la velocidad de giro de la rueda tractora	31
3.2.2. Cinemática de la semilla.....	32
3.2.3. Dimensionamiento de rodillo dosificador.....	34
3.3. Sistema de transmisión	36

3.3.1. Selección de cadena y ruedas dentadas	36
3.3.2. Determinación del momento torsor	39
3.3.3. Transmisión de fuerzas	39
3.4. Dimensionamiento de árbol conductor	40
3.4.1. Calculo por resistencia del árbol conductor	40
3.4.2. Calculo a fatiga del árbol conductor	43
3.4.3. Cálculo de deformación transversal por flexión.....	47
3.4.4. Cálculo de deformación angular por flexión	49
3.5. Dimensionamiento de árbol conducido	50
3.5.1. Cálculo por resistencia del árbol conducido.....	50
3.5.2. Calculo a fatiga del árbol conducido	53
3.5.3. Cálculo de deformación transversal por flexión.....	57
3.5.4. Cálculo de deformación angular por flexión	59
3.6. Dimensionamiento del árbol de la rueda compactadora	60
3.6.1. Descripción del funcionamiento de la rueda compactadora	60
3.6.2. Cálculo de la fuerza de compactación de la rueda.....	60
3.6.3. Cálculo por resistencia del árbol de la rueda compactadora	62
3.6.4. Cálculo de deformación transversal por flexión.....	64
3.7. Selección de chavetas.....	67
3.8. Verificación de rodamientos	68
3.9. Cálculo de la estructura	72
3.9.1. Análisis del perfil S-R-T	73
3.9.2. Análisis del perfil K-S-L, I-J.....	73
3.9.3. Análisis del perfil G-J-L-P	74
3.9.4. Análisis del perfil F-I-K-N	75
3.9.5. Análisis del perfil E-F-G, H y M-N-O-P-Q.....	75
3.9.6. Análisis del perfil D-H-Q-V.....	76
3.9.7. Verificación de falla por resistencia del perfil M-N-O-P-Q	77
3.9.8. Análisis por deflexión en el perfil S-R-T	77
3.9.9. Verificación de falla por pandeo del perfil S-R-T	78
3.9.10. Verificación de unión por soldadura.....	79
3.10. Selección de tornillos.....	81
3.10.1. Tornillos para sujetar chumaceras	81
3.10.2. Cálculo de la constante de rigidez del tornillo	82
3.10.3. Cálculo de la constante de rigidez de las placas.....	82
3.10.4. Cálculo de la fuerza de asentamiento	83

3.10.5. Cálculo de la fuerza de montaje	83
3.10.6. Verificación de falla por resistencia.....	84
3.10.7. Momento de ajuste durante montaje.....	84
4. PLANOS Y ESTIMACIÓN DE COSTOS	85
4.1. Especificaciones de la máquina	85
4.2. Lista de planos	85
4.3. Estimación de costos.....	86
4.3.1. Costo de Diseño	86
4.3.2. Costos de elementos seleccionados.....	86
4.3.3. Costo de material de los elementos fabricados	88
4.3.4. Costo por fabricación.....	89
4.3.5. Costo de armado	89
4.3.6. Resumen de costos	89
CONCLUSIONES	90
RECOMENDACIONES.....	92
BIBLIOGRAFÍA.....	93



INDICE DE TABLAS

Tabla 1.1. Características físicas del maíz amiláceo blanco	3
Tabla 1.2. Resumen de procesos involucrados en el cultivo de maíz	9
Tabla 1.3. Costos involucrados en el cultivo de maíz.....	10
Tabla 2.1. Matriz morfológica de Zwicky	17
Tabla 2.2. Calificación de los conceptos de solución	18
Tabla 2.3. Evaluación de proyectos preliminares según el valor técnico	20
Tabla 2.4. Evaluación de proyectos preliminares según el valor técnico	21
Tabla 3.1. Velocidades de operación y eficiencia de campo de algunas labores mecanizadas	23
Tabla 3.2. Variación del volumen real de tolva en función de H y A.....	25
Tabla 3.3. Variación de W_{MS} y x_2 respecto al diámetro de la rueda tractora	27
Tabla 3.4. Fricción unitaria para diferentes implementos	28
Tabla 3.5. Valores representativos de resistencia a la rodadura de diferentes tipos de llantas sobre diversas superficies	29
Tabla 3.6. Fuerza de tiro típica para diferentes animales.....	30
Tabla 3.7. Evaluación de dosificadores para diferentes relaciones de transmisión y número de alveolos	35
Tabla 3.8. Resumen del cálculo de verificación por aplastamiento de chavetas	68
Tabla 3.9. Resumen cálculo de verificación del rodamiento de rueda compactadora .	71
Tabla 3.10. Propiedades geométricas del cordón de soldadura.....	80
Tabla 3.11. Longitudes características del tornillo para sujetar chumaceras.....	82
Tabla 4.1. Lista de planos de máquina sembradora.....	86
Tabla 4.2. Costo de diseño de máquina.....	86
Tabla 4.3. Costos específicos de elementos seleccionados.....	87
Tabla 4.4. Costo por materia prima.....	88
Tabla 4.5. Resumen de costos parciales	89

INDICE DE FIGURAS

Figura 1.1. Maíz amiláceo blanco	3
Figura 1.2. Terreno agrícola inclinado.....	4
Figura 1.3. Pequeñas parcelas agrícolas repartidas a lo largo del territorio	4
Figura 1.4. Separación entre surcos	5
Figura 1.5. Separación entre semillas.....	5
Figura 1.6. Preparación de la tierra.....	6
Figura 1.7. Dos plantas de maíz creciendo en un mismo punto	7
Figura 1.8. Variación del tamaño de grano según su posición en el maíz	8

Figura 2.1. Máquina sembradora de rodillo dosificador.....	12
Figura 2.2. Máquina sembradora a tracción animal modelo 2BX-1	13
Figura 2.3 Máquina sembradora manual modelo B01-05.....	13
Figura 2.4. Caja negra	15
Figura 2.5. Estructura de funciones	16
Figura 2.6. Concepto de solución 01 y 02.....	18
Figura 2.7. Concepto de solución 03 y 04	18
Figura 2.8. Proyectos preliminares 01 y 02	20
Figura 2.9. Proyecto preliminar 03	20
Figura 2.10. Diagrama de evaluación según norma VDI2225	21
Figura 3.1. Recorrido de la máquina en una hectárea agrícola	22
Figura 3.2. Vistas de la tolva propuesta: a) Vista frontal y b) Vista lateral	25
Figura 3.3. Diseño final de la tolva.....	26
Figura 3.4. Bosquejo de máquina sembradora.....	26
Figura 3.5. DCL de la máquina sembradora	28
Figura 3.6. Propuesta de llanta tractora: a) Llanta con garras b) Llanta lisa	29
Figura 3.7. Esquema de rueda tractora.....	31
Figura 3.8. Esquema del mecanismo de dosificación.....	32
Figura 3.9. Posición de la semilla en diferentes instantes	33
Figura 3.10. Representación del dosificador	34
Figura 3.11. Vistas del rodillo dosificador: a) Vista isométrica b) Vista de corte	35
Figura 3.12. Disposición de ruedas dentadas	36
Figura 3.13. Distancia entre centros de ruedas dentadas	36
Figura 3.14. Fuerzas y momentos en las ruedas dentadas.....	39
Figura 3.15. Fuerza resultante en las ruedas dentadas	40
Figura 3.16. Fuerzas y momentos en el árbol	40
Figura 3.17. Diagrama de fuerzas y momentos del árbol conductor.....	41
Figura 3.18. Zonas del árbol conductor.....	43
Figura 3.19. Sección C del árbol conductor	43
Figura 3.20. Sección B' del árbol conductor.....	45
Figura 3.21. DCL del árbol conductor en el plano X-Y	47
Figura 3.22. Curva elástica del árbol conductor en el plano X-Y	48
Figura 3.23. DCL del árbol conductor en el plano X-Z.....	48
Figura 3.24. Curva elástica del árbol conductor en el plano X-Z	48
Figura 3.25. Fuerzas y momentos en el árbol conducido	50
Figura 3.26. Diagrama de fuerzas y momentos del árbol conducido	51
Figura 3.27. Zonas del árbol conducido	53

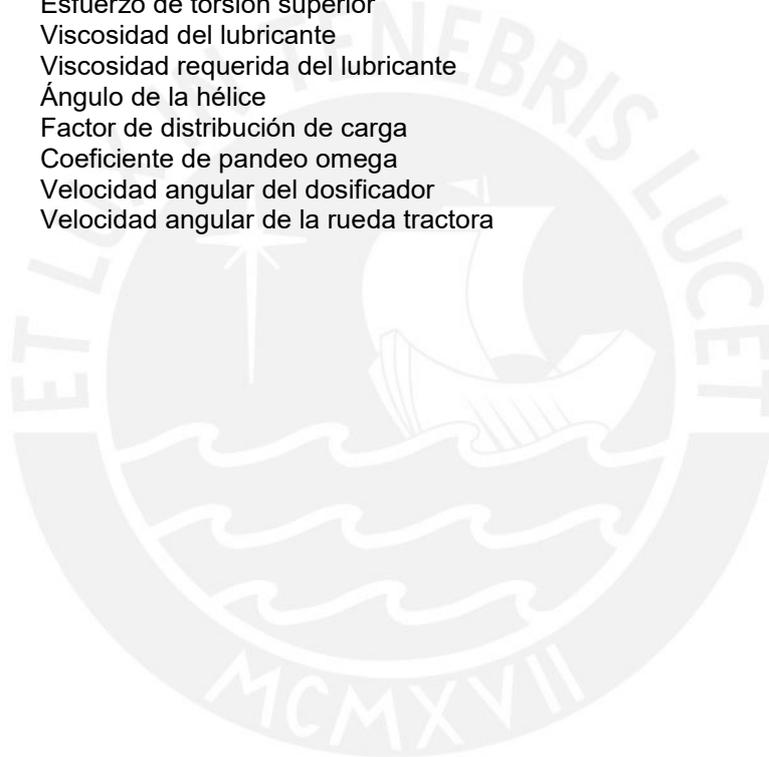
Figura 3.28. Sección C del árbol conducido	53
Figura 3.29. Sección B del árbol conducido	55
Figura 3.30. DCL del árbol conducido en el plano X-Y	57
Figura 3.31. Curva elástica del árbol conducido en el plano X-Y	57
Figura 3.32. DCL del árbol conducido en el plano X-Z	58
Figura 3.33. Curva elástica del árbol conducido en el plano X-Z	58
Figura 3.34. Mecanismo de compactación	60
Figura 3.35. Comportamiento del resorte: a) comprimido b) reposo	60
Figura 3.36. DCL de brazo compactador	61
Figura 3.37. Zonas del árbol de la rueda compactadora	62
Figura 3.38. Fuerzas y momentos en el árbol de la rueda compactadora	62
Figura 3.39. Diagrama de fuerzas y momentos del árbol de rueda compactadora	63
Figura 3.40. DCL del árbol de rueda compactadora en el plano X-Y	65
Figura 3.41. Curva elástica del árbol de la rueda compactadora en el plano X-Y	65
Figura 3.42. DCL del árbol de rueda compactadora en el plano X-Z	66
Figura 3.43. Curva elástica del árbol de rueda compactadora en el plano X-Z	66
Figura 3.44. Unión por chaveta según DIN 6885A	67
Figura 3.45. Máquina sembradora: a) Ensamble b) Estructura metálica	72
Figura 3.46. Esquema simplificado de estructura metálica con fuerzas actuantes	73
Figura 3.47. DCL de perfil S-R-T	73
Figura 3.48. DCL de perfiles K-S-L e I-J de la estructura delantera	74
Figura 3.49. DCL de perfil G-J-L-P	74
Figura 3.50. DCL de perfil F-I-K-N	75
Figura 3.51. DCL de perfiles E-F-G-H y M-N-O-P-Q de la estructura delantera	76
Figura 3.52. DCL de perfil D-H-Q-V	76
Figura 3.53. DFC y DMF del perfil M-N-O-P-Q	77
Figura 3.54. Viga empotrada y carga puntual F aplicada en el extremo libre	78
Figura 3.55. Barra con extremo libre y el otro empotrado	78
Figura 3.56. Vistas de la unión por soldadura: a) isométrico b) frontal c) lateral	79
Figura 3.57. Perfil S-T: a) DCL resuelto b) Vista isométrica	80
Figura 3.58. Chumacera sujeta a la estructura: a) Vista frontal b) Fuerzas actuantes	81
Figura 3.59. Esquema de los tramos presentes en el tornillo	82

LISTA DE SÍMBOLOS

Símbolo	Descripción	Unidad
A_i	Área de sección transversal en toda la longitud L_i	[mm ²]
a_{SKF}	Factor de ajuste de vida SKF	
a_1	Factor de ajuste de vida	
C	Capacidad de carga estática	[kN]
C_c	Coefficiente de confiabilidad	
C_{carga}	Coefficiente de carga	
C_{cono}	Constante de rigidez del cono	[N/mm]
C_p	Constante de rigidez de la placa	[N/mm]
C_s	Coefficiente por acabado superficial	
C_t	Coefficiente por tamaño	
C_{temp}	Coefficiente por temperatura	
C_{tor}	Constante de rigidez del tornillo	[N/mm]
CP_{MS}	Capacidad de la máquina sembradora	[ha/h]
D_{ag}	Diámetro del agujero	[mm]
D_{ext}	Diámetro de circunferencia igual al ancho de la placa	[mm]
D_{max}	Diámetro máximo del cono	[mm]
D_{prim1}	Diámetro primitivo de la rueda conductora	[mm]
D_{prim2}	Diámetro primitivo de la rueda conducida	[mm]
$D_{rueda.comp}$	Diámetro de rueda compactadora	[m]
$D_{rueda.trac}$	Diámetro de ruedas tractoras	[m]
D_m	Diámetro medio de rodamiento	[mm]
d_0	Diámetro resistente de la longitud roscada	[mm]
d	Diámetro nominal del tornillo	[mm]
d_1	Diámetro de la zona de apoyo de cabeza del tornillo	[mm]
d_2	Diámetro primitivo del tornillo	[mm]
d_3	Diámetro de raíz del tornillo	[mm]
E	Módulo de elasticidad	[N/mm ²]
F	Fuerza normal	[N]
F_{as}	Fuerza perdida por el asentamiento	[N]
F_{cadena}	Fuerza de tracción en la cadena	[N]
F_{ext}	Carga externa	[N]
$F_{ext/p}$	Componente de la fuerza exterior sobre las placas	[N]
F_{NA1}	Fuerza normal de contacto de la rueda tractora	[N]
F_{NB1}	Fuerza normal de contacto con el surcador	[N]
F_p	Fuerza de pandeo	[N]
F_{res}	Fuerza residual	[N]
$F_{resorte}$	Fuerza que ejerce el resorte	[N]
$F_{rueda.trac}$	Fuerza que se opone al giro de las ruedas tractoras	[kg]
F_{sem}	Eficiencia de sembrado	
F_{surco}	Fuerza que ejerce la tierra al resistirse a formar un surco	[kg]
F_{tiro}	Fuerza de tiro ejercida por un animal	[kg]
FM_{min}	Fuerza de montaje mínima	[N]
FM_{max}	Fuerza de montaje máxima	[N]
FS	Factor de seguridad	
FS_R	Factor de seguridad recomendado	
f_{CMS}	Factor de cansancio por sembrado de maíz	
h_{tubo}	Altura del tubo dosificador	[m]
I	Momento de inercia	[mm ⁴]
K_f	Factor geométrico de concentración de esfuerzos flexión	
K_t	Factor geométrico de concentración de esfuerzos torsión	
L_{ef}	Longitud efectiva de chaveta	[mm]
L_i	Longitud del tramo correspondiente	[mm]
L_p	Espesor de la placa sometida a compresión	[mm]
$L_{p.ef}$	Longitud efectiva de pandeo	[mm]
L_{10m}	Duración del rodamiento	
M_{ajuste}	Momento torsor total para ajuste	[N·mm]

M_f	Momento flector	[N.mm]
$M_{fr.ta.p}$	Momento torsor para vencer fricción entre tuerca y placa	[N.mm]
M_t	Momento torsor	[N.mm]
M_{tM}	Momento torsor de ajuste en el montaje	[N.mm]
M_{T1}	Momento torsor en la rueda dentada conductora	[N.mm]
M_{T2}	Momento torsor en la rueda dentada conducida	[N.mm]
$N_{alveolos}$	Numero de alveolos que tiene el dosificador	
N_{golpe}	Número de golpes por hectárea	[golpe/ha]
N_{hilera}	Número de hileras en una hectárea	[hilera/ha]
$N_{sem.ha}$	Número de semillas sembradas por hectárea	[semilla/ha]
n_c	Factor de grado de contaminación del lubricante	
n_f	Esfuerzo normal de flexión en el cateto	[N/mm ²]
n_n	Esfuerzo normal directo en el cateto	[N/mm ²]
P_{dsf}	Potencia requerida para accionar el dosificador	[W]
P_{HORSE}	Potencia nominal que ejerce un caballo	[W]
P_{MS}	Potencia de la máquina sembradora	[W]
P_{tiro}	Potencia de tiro	[W]
P_u	Carga limite a fatiga	[kN]
p	Paso de rosca	[mm]
p_{adm}	Presión admisible del cubo	[N/mm ²]
RR	Resistencia a la rodadura	[kg/ton]
S_{giro}	Margen de distancia destinada a las maniobras	[m]
S_{golpe}	Separación entre semillas sembradas	[m]
S_{MS}	Recorrido de la máquina sembradora en una hectárea	[m/ha]
S_{surco}	Separación entre surcos	[m]
$t_{a.c}$	Esfuerzo de corte longitudinal en el cateto	[N/mm ²]
$t_{caída}$	Tiempo que le toma a un maíz caer desde la descarga	[s]
t_{dsf}	Tiempo que le toma al dosificador posicionar una semilla	[s]
$t_{n.c}$	Esfuerzo de corte perpendicular en el cateto	[N/mm ²]
t_{sem}	Tiempo entre sembrado de semilla y semilla	[s]
V	Fuerza cortante	[N]
V_{MS}	Velocidad de avance de la máquina sembradora	[m/s]
Vol_{tolva}	Volumen real de tolva	[cm ³]
$Vol_{tolva.req}$	Volumen de tolva requerido	[cm ³]
W_{MS}	Peso de máquina sembradora	[kg]
W_{mz}	Peso promedio de una semilla de maíz	[kg]
$W_{rueda.comp}$	Peso de rueda compactadora	[N]
$W_{rueda.trac}$	Peso de rueda tractora	[N]
$W_{R.Dent 1}$	Peso de rueda dentada conductora	[N]
$W_{R.Dent 2}$	Peso de rueda dentada conducida	[N]
$W_{sem.ha}$	Peso del total de semillas sembradas por hectárea	[kg/ha]
α_A	Coeficiente de ajuste	
β_{dsf}	Separación angular entre alveolos del dosificador	[°]
β_f	Factor de concentración de esfuerzos efectivos a flexión	
β_t	Factor de concentración de esfuerzos efectivos a torsión	
β_w	Factor de soldadura en función del material base	
γ	Semiángulo del cono	[°]
γ_{Mw}	Factor de seguridad de unión soldada	
δ	Deflexión	[mm]
η	Factor de sensibilidad al entalle	
λ	Grado de esbeltez	
μ_f	Coeficiente de fricción entre tuerca y placa	
ρ'	Ángulo efectivo de fricción	[°]
$\rho_{mz.corregido}$	Densidad corregida de una semilla de maíz	[kg/m ³]
σ_{Alt}	Esfuerzo limite a la fatiga	[N/mm ²]
$\sigma'_{a eq}$	Esfuerzo alternante aumentado equivalente	[N/mm ²]
σ_B	Esfuerzo resistencia máxima a la tracción	[N/mm ²]
σ_{eq}	Esfuerzo equivalente	[N/mm ²]
σ_{eqM}	Esfuerzo de montaje equivalente	[N/mm ²]
σ_F	Esfuerzo limite a la fluencia	[N/mm ²]

σ_f	Esfuerzo normal debido a momento flector	[N/mm ²]
$\sigma_{F adm}$	Esfuerzo limite a fluencia admisible	[N/mm ²]
σ'_{fa}	Esfuerzo de flexión alternante aumentado	[N/mm ²]
σ_{fa}	Esfuerzo de flexión alternante	[N/mm ²]
σ_{fi}	Esfuerzo de flexión inferior	[N/mm ²]
σ_{fm}	Esfuerzo de flexión medio	[N/mm ²]
σ_{fs}	Esfuerzo de flexión superior	[N/mm ²]
σ_M	Esfuerzo axial a tracción	[N/mm ²]
$\sigma_{m eq}$	Esfuerzo medio equivalente	[N/mm ²]
σ_n	Esfuerzo normal debido a fuerza cortante	[N/mm ²]
τ_c	Esfuerzo cortante debido a fuerza de corte	[N/mm ²]
τ_t	Esfuerzo cortante debido a momento torsor	[N/mm ²]
τ'_{ta}	Esfuerzo de torsión alternante aumentado	[N/mm ²]
τ_{ta}	Esfuerzo de torsión alternante	[N/mm ²]
τ_{ti}	Esfuerzo de torsión inferior	[N/mm ²]
τ_{tm}	Esfuerzo de torsión medio	[N/mm ²]
τ_{tM}	Esfuerzo de cizallamiento por torsión	[N/mm ²]
τ_{ts}	Esfuerzo de torsión superior	[N/mm ²]
ν	Viscosidad del lubricante	[mm ² /s]
ν_1	Viscosidad requerida del lubricante	[mm ² /s]
ϕ	Ángulo de la hélice	[°]
\emptyset	Factor de distribución de carga	[°]
ω	Coefficiente de pandeo omega	
ω_{dsf}	Velocidad angular del dosificador	[rad/s]
$\omega_{rueda.trac}$	Velocidad angular de la rueda tractora	[rad/s]



INTRODUCCIÓN

El maíz amiláceo es el cuarto cultivo más sembrado en el Perú; según el MIDAGRI [20], solo en el 2021 se sembraron unas 212 mil hectáreas de maíz a nivel nacional y se estima que cerca de 150 mil familias con bajos recursos económicos dependen de este, ya que es su principal actividad económica. Según el INEI [12], Apurímac es el segundo departamento donde más maíz amiláceo se produjo en el 2019, simbolizando el 18.3 % de la producción nacional total, equivalente a 55 955 toneladas, solo siendo superado por Cusco con 58 330 toneladas.

Sin embargo, pese a que Apurímac es un gran productor de maíz amiláceo, en los centros poblados como Cotarma, el rendimiento promedio de las tierras es muy bajo, encontrándose cerca de los 2800 kg/ha, mientras que, según el Gobierno Regional de Apurímac [9], en las demás provincias el rendimiento se encuentra entre los 3000 a 4000 kg/ha. Estos pobres rendimientos se deben, entre otras cosas, a que el difícil acceso a la zona limita el acceso a la tecnología agraria.

Aunado a esto, hay que sumarle la dificultad de la siembra por la presencia de piedras en la parte superficial de los suelos, situación que provoca que un porcentaje significativo de semillas no se incorpore en la línea de siembra, quedando estas sobre la superficie, perdiéndose por desecación e insolación, afectando finalmente la población de plantas y la uniformidad del cultivo

Todo ello conlleva a que los agricultores se ven acorralados a seguir utilizando métodos tradicionales de siembra; generando pérdidas, bajos rendimientos y altos costos de producción, lo que no permite al cultivo expresar su máximo potencial.

Diseñar una máquina que realice la abertura del surco, el depósito de la semilla, y el tapado del surco de manera automática puede simbolizar el ingreso de la siembra tecnificada a Cotarma; además, esto podría incrementar sus ingresos, puesto que un

mejor sembrado, repercute en un mejor rendimiento de las tierras; y no se puede dejar de mencionar el ahorro en semillas y jornaleros durante el sembrado.

El objetivo principal es diseñar una máquina enfocada para los pequeños agricultores, que cumpla la función de sembrar semillas de maíz siguiendo los parámetros de siembra recomendados. Asimismo, debe ser accionada mediante tracción animal y ser capaz de trabajar en terrenos accidentados, inclinados y con presencia de piedras. Por último, la máquina en cuestión debe requerir mínima intervención humana, debe ser capaz de sembrar 0,25 ha cada hora y tiene que ser de desmontable para un fácil transporte.

Para alcanzar el objetivo principal, se han trazado los siguientes objetivos específicos:

- Caracterizar el proceso productivo del maíz en Cotarma
- Caracterizar el terreno presente en Cotarma.
- Evaluar mecanismos que abren surcos
- Evaluar mecanismos para dosificar de semillas
- Evaluar elementos de transmisión de torque
- Establecer un concepto de solución óptima haciendo uso de la metodología del diseño (estado del arte, matriz morfología, estructura de funciones y evaluación tecnico-económica).
- Realizar los cálculos pertinentes propios del diseño mecánico en ingeniería mecánica y dimensionar la máquina.
- Realizar el dimensionamiento de la máquina sembradora en base a los cálculos.
- Elaborar planos de ensamble y despiece
- Estimar los costos de involucrados en la máquina.

CAPÍTULO I

ESTADO DE LA TECNOLOGÍA DE SIEMBRA

1.1. Características del maíz amiláceo blanco

El maíz amiláceo se caracteriza por tener un grano harinoso, blando, suave y de colores variados. Este maíz se cultiva principalmente en las zonas altoandinas del Perú y se estima que nuestro país posee entre 51 y 55 variedades, entre las que se encuentra el maíz amiláceo blanco.



Figura 1.1. Maíz amiláceo blanco

Fuente: propia

Los granos de maíz varían de forma según su posición en la mazorca (los granos de la base tienden a ser más grandes que los superiores); sin embargo, los que se usan como semillas se obtienen del centro de la mazorca, donde los tamaños son más uniformes. En la tabla 1.1. se presenta un resumen de las características de la semilla.

Tabla 1.1. Características físicas del maíz amiláceo blanco

Masa por unidad [gr]	0,4
Forma	Alargada
Dimensiones: Largo x ancho [mm]	Pequeño: 18x7 Grande: 19x5
Peso específico [kg/m ³]	520

Fuente: propia

1.2. Caracterización de la tierra de sembrado

SENAMHI [29] sostiene que el suelo de Pichirhua-Cotarma posee una textura franco arenosa, con buen drenaje, alto contenido de materia orgánica y presencia de piedras. Además, los terrenos en Cotarma presentan una geografía accidentada propias del ande peruano; es por ello que los agricultores se ven forzados a tener sus sembríos en parcelas inclinadas e irregulares, casi siempre a las faldas de los cerros como se aprecia en la figura 1.2.



Figura 1.2. Terreno agrícola inclinado

Fuente: propia

Por otro lado, la tenencia de terrenos en Cotarma está altamente fragmentada entre los pobladores hasta el punto que, según el Gobierno Regional de Apurímac [9], el tamaño promedio de las superficies administradas por pequeños productores es apenas un tercio de hectárea. (ver figura 1.3); esto afecta negativamente su rentabilidad, pues incrementa los costos de traslado de jornaleros, semillas, herramientas, etc.



Figura 1.3. Pequeñas parcelas agrícolas repartidas a lo largo del territorio

Fuente: propia

1.3. Parámetros de siembra de maíz

Los parámetros de siembra se resumen en la separación entre semillas, entre surcos, profundidad de sembrado y número de semillas por golpe. Según el Instituto Nacional de Investigación y Extensión Agraria INIA [17], la separación recomendada entre surcos es de 80cm, esto con el fin de facilitar el riego de las plantaciones y el posterior trabajo de laboreo.



Figura 1.4. Separación entre surcos

Fuente: propia

Así mismo, INIA recomienda que la separación entre golpes se encuentre entre los 40 a 50cm para maximizar el uso del terreno agrícola sin comprometer el desarrollo de las plantas, ya que, de estar muy juntas, estas podrían competir por el acceso a nutrientes (agua, minerales y luz solar).



Figura 1.5. Separación entre semillas

Fuente: propia

Finalmente, MIDAGRI [20] recomienda colocar las semillas a una profundidad entre los 3,8 a 5cm, para garantizar un óptimo desarrollo de las raíces. Además, debido a que las condiciones climáticas en Cotarma suelen ser contraproducentes para los cultivos, se recomienda sembrar de 2 a 3 semillas de maíz por cada golpe (agujero en la tierra), con el fin de contrarrestar las pérdidas de las semillas que no llegaran a brotar.

1.4. Cadena productiva del maíz amiláceo blanco

1.4.1. Descripción del proceso de cultivo de maíz amiláceo blanco

Ahora procederemos a describir los procesos necesarios para obtener maíz amiláceo blanco. Además, para fines prácticos de cálculo, todos los requerimientos de semilla y mano de obra serán contemplados para cultivar 01 hectárea agrícola.

- **Preparación de la tierra**

Consiste en revolver la tierra para que esta esté menos compacta; además, también se destruye la maleza y se facilita la correcta circulación de agua. Para este proceso hacen falta 02 cuadrillas, cada uno consta de 01 caballo que tire de un arado, 01 peón que guie al caballo y 01 peón que guie el arado.



Figura 1.6. Preparación de la tierra

Fuente: Propia

- **Siembra**

Este proceso se da al día siguiente de preparar la tierra, y consiste en realizar el sembrado de las semillas. Para ello, un peón deja caer una semilla dentro del surco que forma el caballo cuando tira del arado, y repite el proceso dejando un paso de distancia entre semilla y semilla. Posteriormente, dichas semillas son tapadas con la tierra que se desprende del surco que se forma al costado. Para la siembra hacen falta 04 arrobas de semillas y 02 cuadrillas, donde cada cuadrilla consta de 01 caballo que tire de un arado, 01 peón que guie al caballo, 01 peón que guie el arado y 01 peón que haga el sembrado.

- **Primer aporque**

Pasadas 6 semanas después de la siembra, es necesario realizar el primer aporque, el cual consiste en arrimar la tierra a las plantas y eliminar la maleza que pudiese estar creciendo. Para este proceso serán necesarios 08 peones.

- **Segundo aporque**

Pasadas 3 semanas desde el primer aporque, es necesario llevar a cabo el segundo. Además, en caso de que más de una semilla haya germinado en un mismo punto, se procederá a arrancarlas hasta dejar solo una (la que tenga mejores características). Para este proceso serán necesarios solo 06 peones.



Figura 1.7. Dos plantas de maíz creciendo en un mismo punto

Fuente: propia

- **Desbroce del maíz**

Pasados 3 meses después de la siembra, se debe cortar la maleza que haya crecido entre las plantaciones, esto a fin de evitar la diseminación de semillas de maleza y que estas compitan por recursos con las plantas de maíz. Para este proceso serán necesarios 03 peones.

- **Cosecha (corte de mazorca)**

Pasados 7 meses desde la siembra, es momento de llevar a cabo la cosecha. Esta se dará en 2 etapas, la primera consta cortar la mazorca de la planta y apiñarlos en otro ambiente. Para este proceso serán necesarios 3 peones.

- **Cosecha (Despanque)**

Al día siguiente desde el corte de mazorca, se procederá a retirarles la panca. Para este proceso serán necesarios 8 peones.

- **Transporte**

Después de realizar el despanque, el cargamento de maíz es transportado hacia una locación especial donde será secado. Para esta etapa se considerará los costos del camión de transporte y de un peón para el embarque y desembarque.

- **Secado**

Esta etapa dura de 3 a 4 semanas, y consiste en dejar secar el maíz bajo el sol, debido a que el marlo (coronta) aún presenta cierto grado de humedad. Este proceso no tiene mayores costos involucrados.

- **Desgrane**

Por último, en esta etapa se desgranará el maíz, clasificándolos entre granos comerciales y no comerciales. Los granos comerciales son los que tienen valor de venta, y mayormente se encuentran en la base y parte central del maíz, debido a que tienen un tamaño uniforme. Por otro lado, los granos no comerciales tienen valor de venta muy bajo por ser muy pequeños; generalmente se encuentran en la parte superior del maíz y están destinados a servir de alimento para los animales. Como este proceso es completamente manual, serán necesarios 15 peones.



Figura 1.8. Variación del tamaño de grano según su posición en el maíz

Fuente: Instituto Interamericano de Cooperación para la Agricultura

En la tabla 1.2 podemos observar como todos los procesos son realizados de forma manual y con métodos tradicionales; si bien esta tesis está enfocada en tecnificar la siembra en Cotarma, para que haya un incremento económico significativo en la producción de maíz, se deberían implementar nuevas tecnologías en todos los demás procesos

Tabla 1.2. Resumen de procesos involucrados en el cultivo de maíz

Procesos	Tecnologías usadas	Inversión económica relativa
1. Preparación de tierra	→ Tradicional	→ 8%
2. Siembra	→ Manual	→ 20%
3. Primer aporque	→ Manual	→ 11%
4. Segundo aporque	→ Manual	→ 8%
5. Desbroce	→ Manual	→ 4%
6. Cosecha (Corte de mazorca)	→ Manual	→ 4%
7. Cosecha (Despanque)	→ Manual	→ 11%
8. Transporte	→ Tradicional	→ 13%
9. Secado	→ Tradicional	→ 0%
10. Desgrane	→ Manual	→ 21%

Fuente: propia

1.4.2. Costos involucrados en el cultivo de maíz amiláceo blanco

Ahora procederemos a construir una tabla donde se contemplen los costos de cada uno de los procesos requeridos en la obtención de maíz amiláceo blanco que se han expuesto anteriormente.

Tabla 1.3. Costos involucrados en el cultivo de maíz

Concepto	Unidad de medida	Cantidad	Precio unitario	Monto por ha
1. PREPARACIÓN DE LA TIERRA				S/ 180.00
Caballo con arado	Jornal	2	S/ 30.00	S/ 60.00
Peón (controla el arado)	Jornal	2	S/ 30.00	S/ 60.00
Peón (guia el caballo)	Jornal	2	S/ 30.00	S/ 60.00
2. SIEMBRA				S/ 440.00
Semillas de maíz	Arroba	4	S/ 50.00	S/ 200.00
Caballo con arado	Jornal	2	S/ 30.00	S/ 60.00
Peón (controla el arado)	Jornal	2	S/ 30.00	S/ 60.00
Peón (guia el caballo)	Jornal	2	S/ 30.00	S/ 60.00
Peón (siembra semillas)	Jornal	2	S/ 30.00	S/ 60.00
3. PRIMER APORQUE				S/ 240.00
Peón	Jornal	8	S/ 30.00	S/ 240.00
4. SEGUNDO APORQUE				S/ 180.00
Peón	Jornal	6	S/ 30.00	S/ 180.00
5. DESBROCE				S/ 90.00
Peón	Jornal	3	S/ 30.00	S/ 90.00
6. COSECHA (CORTE DE MAZORCA)				S/ 90.00
Peón	Jornal	3	S/ 30.00	S/ 90.00
7. COSECHA (DESPANQUE)				S/ 240.00
Peón	Jornal	8	30.00	S/ 240.00
8. TRANSPORTE				S/ 280.00
Peón	Jornal	1	S/ 30.00	S/ 30.00
Camión	-	1	S/ 250.00	S/ 250.00
9. SECADO				S/ -
-	-	-	-	S/ -
10. DESGRANE				S/ 450.00
Peón	Jornal	15	S/ 30.00	S/ 450.00
TOTAL				S/ 2,190.00

Fuente: propia

De la tabla 1.3 observamos que la inversión total requerida para el cultivo de una hectárea de maíz amiláceo es de S/. 2 190. Además, podemos apreciar las etapas donde más se invierte dinero es en el desgrane y la siembra, simbolizando el 21% y 20% de la inversión total respectivamente.

1.4.3. Rentabilidad e impacto económico del cultivo de maíz amiláceo blanco

Prosiguiendo con el ejemplo de cálculo, con la inversión total mostrada en la tabla 1.3, habremos podido obtener teóricamente una hectárea de maíz amiláceo blanco; si se sabe que el rendimiento promedio de las tierras en Cotarma es de 2 800 kg/ha, entonces tendríamos 2,8 ton de maíz para vender.

Sin embargo, el Instituto Interamericano de Cooperación para la Agricultura (IICA) [14] afirma que cerca del 47% del maíz cultivado es usado para el autoconsumo, ya sea tostado (cancha serrana), sancochado (mote), en bebidas (chicha de jora) o en harinas. Entonces, solo contamos con el 53% de la cosecha (1,48 Tn), del cual consideraremos que solo el 70% es de granos comerciales, dejando así un total de 1,04 Tn de maíz. Si ponemos dicha producción en arrobas de 12 kilos, se tendrían 86 arrobas de maíz. Vendiendo cada arroba a 50 soles, se conseguiría una ganancia bruta de 4 328 soles; si se le resta la inversión inicial de 2190 soles, entonces obtendríamos una utilidad de 2190 soles después de 8 meses de haber realizado la siembra.

A pesar que la utilidad sea pequeña y que el maíz cultivado no esté principalmente destinado a la venta, el IICA [14] afirma que el cultivo de maíz amiláceo es una fuente generadora de empleo, esto debido a que, al realizarse de forma completamente manual desde el inicio del cultivo hasta la cosecha, se llegan a utilizar un promedio de 40 a 50 jornales.

1.4.4. Impacto económico de una máquina sembradora en Cotarma

El acceso a una siembra tecnificada que les brindaría la máquina sembradora significaría un aumento en el rendimiento por hectárea de sus tierras, permitiéndoles acercarse al rendimiento promedio del resto de provincias. Además, reduciría la cantidad de semillas y peones usados para la siembra, ya que, la dosificación de semillas sería más exacta y solo haría falta 2 peones (uno para guiar la máquina sembradora y otro para guiar el caballo); esto último resultaría también en una disminución de la inversión requerida en la etapa de sembrado, ya que, como vemos en la tabla 1.3, esta es la segunda etapa donde más se invierte dinero por debajo del desgrane.

CAPÍTULO II

DISEÑO CONCEPTUAL

2.1. Estado de la tecnología

En el mercado hay una variedad de máquinas que cumplen la función de sembrar semillas en la tierra. A continuación, describiremos algunas características de estas, sin embargo, el detalle de los mecanismos existentes en estas y en otras máquinas, se encuentra en el ANEXO 01.

2.1.1. Máquina sembradora traccionada por tractor

Esta máquina es compacta, tiene un peso aproximado de 9,5 kg y es de fácil montaje y transporte. El avance de la máquina lo da la fuerza de tiro del tractor, sin embargo, el accionamiento del dosificador es provisto por la rueda trasera, la cual le transmite el giro a través de un engranaje cónico.

El tren de siembra consta de una surcadora de reja que abre el surco, dos rodillos acanalados para realizar la dosificación de semillas, y una rueda compactadora; cabe resaltar que en esta máquina no se arrima la tierra antes de la compactación.



Figura 2.1. Máquina sembradora de rodillo dosificador

Fuente: Catálogo Agroanuncios

2.1.2. Máquinas sembradoras accionadas por tracción animal

Esta máquina sembradora de semillas requiere de un animal de tracción para ser accionado, así como de un operario que controle la estabilidad de la misma.

El tren de siembra consta de un surcador de reja que abre el surco; además posee un dosificador de rodillo acanalado el cual gira gracias a que este acoplado al mismo eje que las ruedas delanteras; finalmente, 2 arados posicionados a los costados del surco le arriman tierra, y una rueda compactadora termina de cerrar el surco.



Figura 2.2. Máquina sembradora a tracción animal modelo 2BX-1

Fuente: Catalogo Yunhai

2.1.3. Máquinas sembradoras manuales

Esta máquina está diseñada para uso en tierras suaves y con poca presencia de piedras como vendría siendo un jardín o una huerta. Dado que el avance de la máquina lo da la fuerza de empuje del operario, esta es ligera (16 kg), de fácil transporte y con una capacidad de 0,3ha/h. El tren de siembra consta de una surcadora fina que abre el surco, dos rodillos acanalados para realizar la dosificación de semillas y fertilizante, y una rueda compactadora.



Figura 2.3 Máquina sembradora manual modelo B01-05

Fuente: Catálogo BSM

2.2. Lista de exigencias

LISTA DE REQUERIMIENTOS			Pág. 1 de 2
			Edición: Rev. 3.
Proyecto:		DISEÑO DE MÁQUINA SEMBRADORA DE SEMILLAS DE MAÍZ CON UNA CAPACIDAD DE 0,25 ha/h	Fecha: 24/09/20
Cliente		Pontificia Universidad Católica del Perú	Revisado: J.A.M.
Fecha: (cambios)	Deseo ó Exigencia	Descripción	Elaborado: D.T.M.
			Responsable:
27/10/18	E	Función principal: Sembrar semillas de maíz amiláceo blanco siguiendo los parámetros de siembra recomendados	D.T.M.
21/09/21	E	Dimensiones: Las dimensiones máximas de la máquina deben ser: 0,5 x 2 x 1m	D.T.M.
05/09/19	E	Cinemática: La velocidad de la máquina debe garantizar la buena distribución de la semilla.	D.T.M.
27/10/18	E	Seguridad: Garantizar la integridad de la semilla y su siembra adecuada. Se debe contemplar los ciclos de uso, debido a que la máquina será traccionada por animales que pueden fatigarse.	D.T.M.
05/09/19	E	Materia: Se trabajarán con semillas de maíz amiláceo blanco propios de la localidad	D.T.M.
05/09/19	E	Señales Las indicaciones de operación estarán claramente señalizadas para el operario.	D.T.M.
05/09/19	D	Fabricación: La máquina debe ser diseñada para que pueda fabricarse en cualquier taller local.	D.T.M.
27/10/18	E	Montaje El montaje de la máquina debe ser rápido y de fácil comprensión para los operarios.	D.T.M.
27/10/18	E	Fuerzas: La tracción animal permitirá trabajar en terrenos escabrosos y aun así mantener una velocidad constante de avance.	D.T.M.
27/10/18	E	Ergonomía: El manubrio y los puntos de anclaje del collarín del animal deben ser regulables a fin de garantizar su comodidad.	D.T.M.
27/10/18	E	Energía: La energía necesaria para el funcionamiento de la máquina será obtenida por tracción animal.	D.T.M.
27/10/18	E	Mantenimiento: El mantenimiento de la máquina será fácil y sin complicaciones gracias a la disposición de componentes. El tiempo estimado de mantenimiento lo determinara el desgaste de las piezas involucradas. La pintura exterior será anticorrosiva.	D.T.M.

		Los repuestos deben estar disponibles en el mercado nacional.	
27/10/18	E	Transporte: La sembradora debe poder ser transportada hasta las tierras de trabajo sin mayor inconveniente.	D.T.M.
05/09/19	E	Terreno: La máquina debe ser capaz de trabajar sobre terrenos accidentados, con presencia de arcilla y piedras. La máquina trabajara sobre terrenos previamente arados.	D.T.M.
21/09/21	E	Limpieza: Luego de su uso, la limpieza debe ser una tarea fácil y rápida.	D.T.M.

2.3. Obtención del proyecto optimo

2.3.1. Estructura de funciones

La función general de la máquina sembradora puede representarse en forma de una caja negra, la cual se muestra en la figura 2.4:

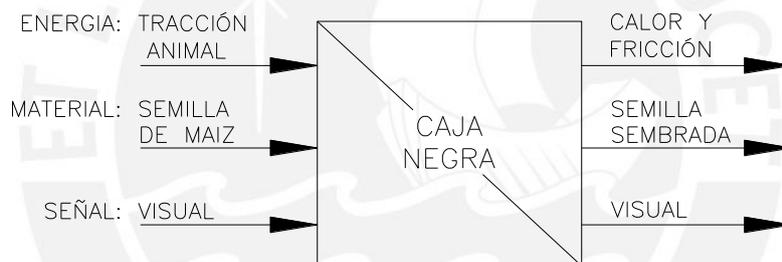


Figura 2.4. Caja negra

Fuente: propia

Se define el ingreso y salida de: la materia, energía y señales.

INGRESO

- **Materia:** Semilla de maíz
- **Energía:** Fuerza animal y humana
- **Señales:** Señal visual de movimiento de máquina

SALIDA

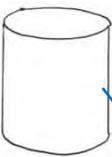
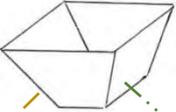
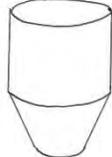
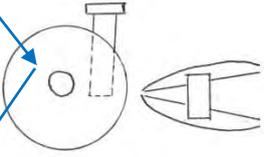
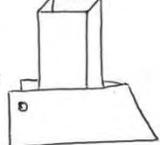
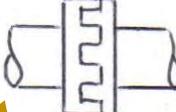
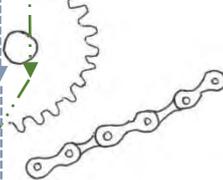
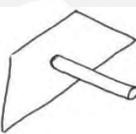
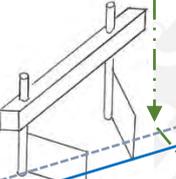
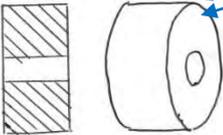
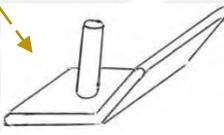
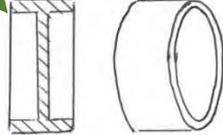
- **Materia:** Semilla sembrada en la tierra
- **Energía:** Calor, vibraciones y ruido
- **Señales:** Señal visual de surco abierto y semilla sembrada

DESCRIPCIÓN DE FUNCIONES

- **Almacenar:**

Consiste en tener una zona donde el maíz sea almacenado antes de ser dosificado.

Tabla 2.1. Matriz morfológica de Zwicky

1	Almacenar			
2	Abrir surco			
3	Transmitir potencia			
4	Dosificar			
5	Cerrar surco			
6	Compactar tierra			

Solución 1 Solución 2 Solución 3 Solución 4 

2.3.3. Concepto de solución

Se realizaron los conceptos de solución, los cuales se muestran a continuación:

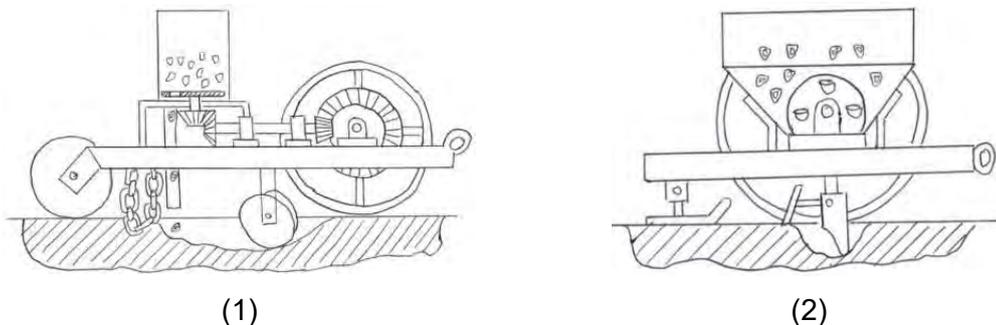


Figura 2.6. Concepto de solución 01 y 02

Fuente: propia

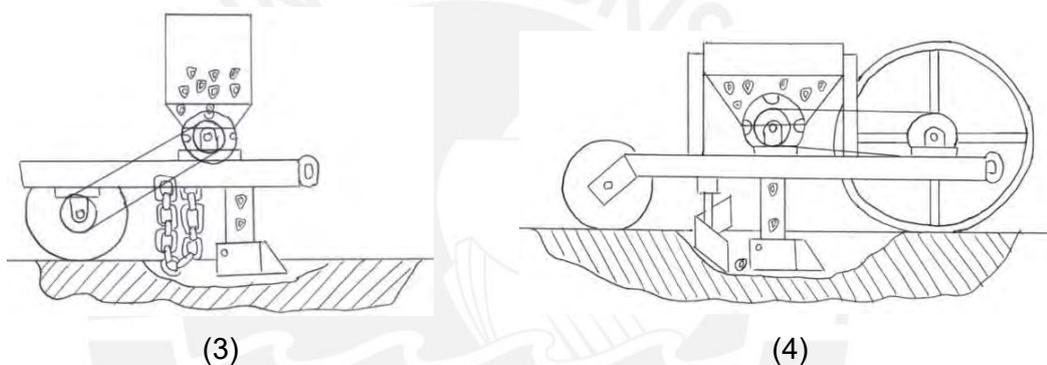


Figura 2.7. Concepto de solución 03 y 04

Fuente: propia

Se procede a hacer una evaluación tomando valores del 1 al 4, donde:

0: No aceptable 2: Suficiente 4: Muy satisfactorio
1: Poco satisfactorio 3: Satisfactorio

La evaluación se muestra a continuación:

Tabla 2.2. Calificación de los conceptos de solución

No.	Criterios técnicos y económicos	Soluciones			
		01	02	03	04
1	Facilidad de fabricación	1	4	3	3
2	Facilidad de montaje	2	3	3	3
3	Facilidad de mantenimiento	2	3	3	3
4	Estabilidad	4	1	2	4
5	Peso	1	3	3	2
6	Precisión en la dosificación	2	4	3	3
7	Eficiencia en la transmisión de potencia	1	4	3	3
8	Eficiencia en la compactación	3	1	1	3
Suma total		16	23	23	24

Fuente: propia

De la tabla 2.2 podemos apreciar que el concepto 04 fue el que obtuvo el mayor puntaje; este cuenta con las siguientes características:

- La tolva tiene forma trapezoidal
- La rueda delantera acciona el movimiento del dosificador mediante una cadena
- El dosificador consiste de un rodillo con agujeros en su periferia.
- El surcador es delgado y permite formar un surco estrecho.
- La rueda trasera se encarga de compactar la tierra.

2.3.4. Proyecto preliminar

Se realizaron 3 proyectos preliminares para el concepto optimo obtenido; a continuación, se hace las descripciones de cada uno de estos:

Proyecto preliminar 1

- Las ruedas tractoras giran sobre un par de rodamiento dentro del buje, ya que el eje es estático.
- Los apoyos del eje deben ser manufacturados, debido a que tienen que mantener el eje estático mediante un tornillo prisionero.
- La rueda dentada delantera está unida directamente al buje de la rueda mediante tornillos, de tal forma que comparten el par motor.
- La rueda compactadora esta acoplada a un resorte de tracción

Proyecto preliminar 2

- Las ruedas tractoras giran con el eje mediante transmisión por chaveta.
- Los apoyos del eje son chumaceras de pared.
- La rueda dentada delantera está unida directamente al buje de la rueda mediante tornillos, de tal forma que comparten el par motor.
- La rueda compactadora esta acoplada directamente al chasis

Proyecto preliminar 3

- Las ruedas tractoras giran con el eje mediante transmisión por chaveta.
- Los apoyos del eje son chumaceras de pie.
- La rueda dentada delantera está acoplada mediante chaveta al eje.
- La rueda compactadora esta acoplada a un resorte a compresión

En el ANEXO 04 se pueden ver a detalle los esquemas de los proyectos preliminares.

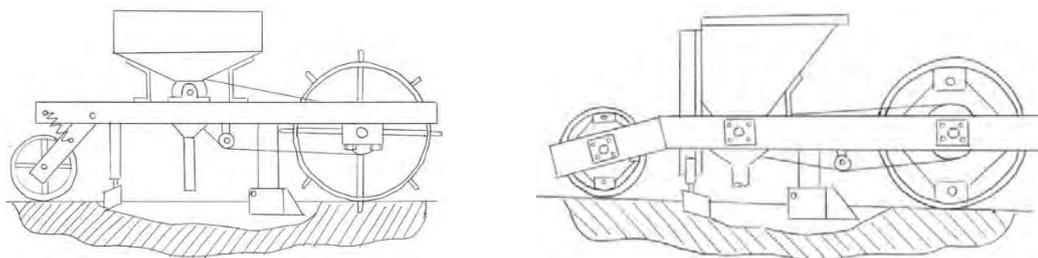


Figura 2.8. Proyectos preliminares 01 y 02
Fuente: propia

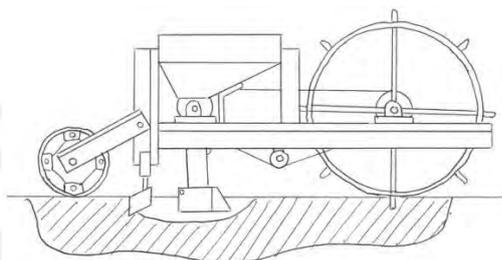


Figura 2.9. Proyecto preliminar 03
Fuente: propia

Se presenta la evaluación técnica y económica de los proyectos preliminares usando las tablas 2.3 y 2.4 respectivamente; para ello se tendrán las siguientes consideraciones:

p: puntaje de 0 a 4 (Escala de valores según VDI 2225)

0= No satisface, 1= Casi aceptable, 2= Suficiente, 3= Bien, 4= Muy bien (ideal)

g: el peso ponderado en función de los criterios de evaluación

Tabla 2.3. Evaluación de proyectos preliminares según el valor técnico

DISEÑO MECÁNICO- EVALUACIÓN DE PROYECTOS PRELIMINARES									Área de Diseño	
Valor técnico (xi)										
Proyecto: MÁQUINA SEMBRADORA DE SEMILLAS DE MAÍZ										
Criterios de evaluación para diseño en fase de conceptos o proyectos										
Variantes de proyectos			Solución 1		Solución 2		Solución 3		Solución ideal	
Nr.	Criterios de evaluación	g	p	gp	p	gp	p	gp	p	gp
1	Función	3	3	9	3	9	3	9	4	12
2	Peso	2	2	4	3	6	2	4	4	8
3	Estabilidad	3	3	9	1	3	3	9	4	12
4	Facilidad de operación	1	3	3	1	1	3	3	4	4
5	Facilidad de montaje	3	1	3	1	3	3	9	4	12
6	Fabricación	2	2	4	2	4	2	4	4	8
7	Tamaño	1	1	1	3	3	1	1	4	4
Puntaje máximo Σp ó Σgp				33		29		39		60
Valor técnico x_i				0,55		0,48		0,65		1,00

Fuente: propia

Tabla 2.4. Evaluación de proyectos preliminares según el valor técnico

DISEÑO MECÁNICO- EVALUACIÓN DE PROYECTOS PRELIMINARES										Área de Diseño	
Valor técnico (y_i)											
Proyecto: MÁQUINA SEMBRADORA DE SEMILLAS DE MAÍZ											
Criterios de evaluación para diseño en fase de conceptos o proyectos											
Variantes de proyectos			Solución 1			Solución 2		Solución 3		Solución ideal	
Nr.	Criterios de evaluación	g	p	gp	p	gp	p	gp	p	gp	
1	Simplicidad de diseño	3	2	6	3	9	2	6	4	12	
2	Fácil adquisición de materiales	1	3	3	2	2	3	3	4	4	
3	Costo de materiales	2	2	4	2	4	2	4	4	8	
4	Montaje	2	2	4	2	4	3	6	4	8	
5	Facilidad de fabricación	3	2	6	2	6	3	9	4	12	
6	Costo de fabricación	3	1	3	2	6	3	9	4	12	
7	Mantenimiento	1	2	2	1	1	3	3	4	4	
Puntaje máximo Σp ó Σgp				28		32		40		60	
Valor técnico y_i				0,47		0,53		0,7		1,00	

Fuente: propia

Finalmente se realizó el diagrama de evaluación de proyectos preliminares según VDI 2225 de la figura 2.9. La alternativa que se acerca más al valor ideal y que está más cerca de la línea diagonal es el proyecto preliminar 3, por lo que será tomado como el proyecto óptimo.

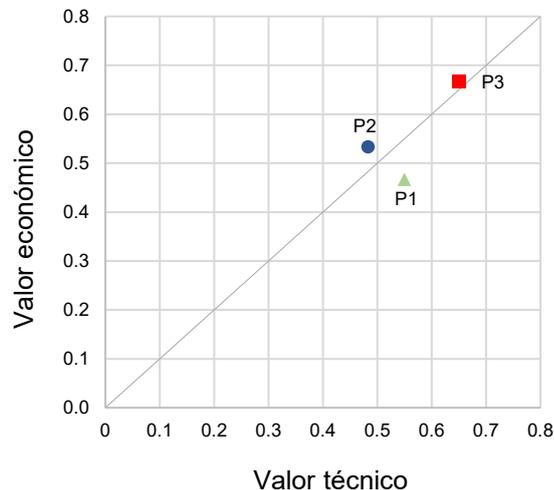


Figura 2.10. Diagrama de evaluación según norma VDI2225

Fuente: propia

CAPÍTULO III

INGENIERÍA DE DETALLE

3.1. Cálculos generales

3.1.1. Cálculo de la capacidad de sembrado de la máquina

Según el Instituto Nacional de Investigación y Extensión Agraria INIA [17], la separación recomendada entre surcos (S_{surco}) es de 0,8m; con dicho parámetro, podemos establecer el recorrido de la máquina sembradora en una hectárea de tierra como se muestra en la figura 3.1

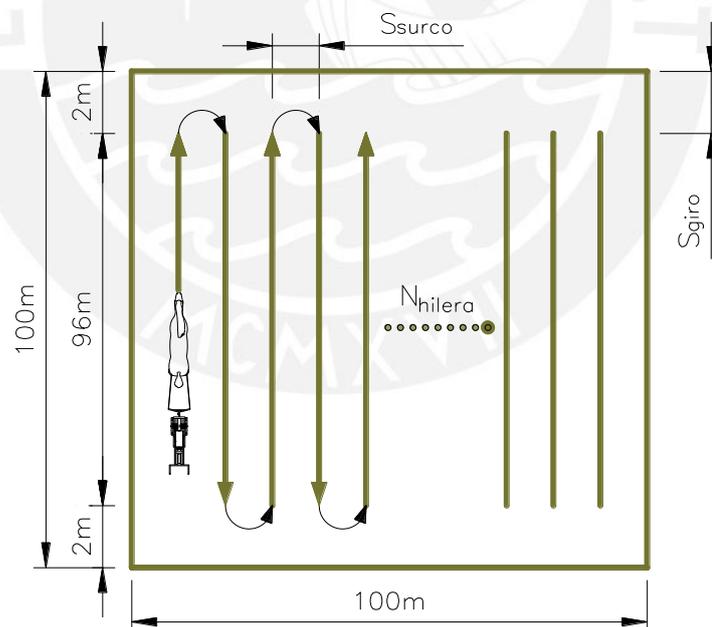


Figura 3.1. Recorrido de la máquina en una hectárea agrícola

Fuente: propia

En el cálculo solo tendremos en cuenta la longitud recta recorrida, descontando el margen de tierra considerado para el giro de la máquina S_{giro} . Así mismo, para hallar el número de hileras por hectárea usaremos la ecuación 3.1.

$$N_{\text{hilera}} = \frac{100}{S_{\text{surco}}} - 1 = \frac{100}{0,8} - 1 = 124 \frac{\text{hilera}}{\text{ha}} \quad (3.1)$$

Ahora que sabemos cuántas hileras de maíz hay en una hectárea agrícola, y que cada hilera mide 96m, procederemos a hallar el recorrido total S_{MS} que hace la máquina con la ecuación 3.2

$$S_{MS} = N_{\text{hilera}} \times 96 = 11\,904 \frac{\text{m}}{\text{ha}} \quad (3.2)$$

Para definir la velocidad de avance de la máquina sembradora, usaremos las recomendaciones de CAMACHO, H. [6] que se observan en la tabla 3.1

Tabla 3.1. Velocidades de operación y eficiencia de campo de algunas labores mecanizadas

Labor	Velocidad km/h	Eficiencia %
Labranza		
Arada	4 – 6,5	75 – 90
Rastrillada	4,5 – 8,8	80 - 90
Pulida	4,5 – 8,0	80 - 90
Rastre de púas	3,5 – 5,5	70 - 90
Surcada	5,5 – 8,0	80 - 90
Packers	6,0 – 9,0	80 - 90
Nivelación	5,0 – 7,0	80 - 90
Siembra		
Sembradora de maíz	4,0 – 6,5	65 - 80
Sembradora de chorro	3,0 – 4,5	65 - 80

Fuente: Camacho, H. y otros. Maquinaria Agrícola. 1991.

Para la aplicación requerida (sembradora de maíz), y considerando que es accionada por tracción animal, consideraremos una velocidad de avance V_{MS} de 4 km/h (1m/s).

Con los valores previamente obtenidos, haremos uso de la ecuación 3.3 para calcular la capacidad de la máquina sembradora CP_{MS} ; cabe resaltar que a dicha capacidad se le multiplicara un factor de cansancio fc_{MS} del 80%, este comprende los tiempos muertos por relleno de tolva, maniobras, descanso del animal y de los trabajadores.

$$CP_{MS} = V_{MS} \times \frac{1}{S_{MS}} \times fc_{MS} \quad (3.3)$$

$$CP_{MS} = 1 \frac{\text{m}}{\text{s}} \times \frac{1}{11\,904 \frac{\text{m}}{\text{ha}}} \times \left(\frac{3600 \text{ s}}{1 \text{ h}} \right) \times 0,8 = 0,25 \frac{\text{ha}}{\text{h}}$$

3.1.2. Cálculo del requerimiento de semillas

De la ecuación 3.2 se calculó un recorrido S_{MS} de 11 904 metros por hectárea; además, según INIA [17] la mínima separación entre golpes (semillas sembradas) S_{golpe} debe ser de 0,4m; con estos valores hallaremos el número de golpes N_{GOLPE} por hectárea haciendo uso de la ecuación 3.4

$$N_{golpe} = \frac{S_{MS}}{S_{golpe}} = \frac{11\,904}{0,4} = 29\,760 \frac{\text{golpe}}{\text{ha}} \quad (3.4)$$

Del capítulo 1, sabemos que se recomienda depositar como mínimo 2 semillas por golpe para garantizar la germinación de las mismas. Por otro lado, de la tabla 3.1 seleccionaremos una eficiencia de sembrado f_{sem} del 80%, este contempla las semillas desperdiciadas en maniobras y por errores humanos. Finalmente procederemos a obtener el requerimiento de semillas por hectárea $N_{sem.ha}$ mediante la ecuación 3.5

$$N_{sem.ha} = \frac{N_{golpe} \times 2}{f_{sem}} \quad (3.5)$$

$$N_{sem.ha} = \frac{29\,760 \frac{\text{golpe}}{\text{ha}} \times 2 \frac{\text{semilla}}{\text{golpe}}}{0.8} = 74\,400 \frac{\text{semilla}}{\text{ha}}$$

Del ANEXO 05 se conoce el peso promedio de cada semilla de maíz W_{mz} , por lo que se puede hacer la conversión a kilogramos y a arrobas.

$$W_{sem.ha} = N_{sem.ha} \times W_{mz} = \frac{74\,400 \text{ sem}}{\text{ha}} \times \frac{4 \times 10^{-4} \text{ kg}}{\text{sem}} = 29,8 \frac{\text{kg}}{\text{ha}} = 2,5 \frac{\text{arroba}}{\text{ha}} \quad (3.6)$$

La ecuación 3.6 nos muestra que es necesario 2,5 arrobas de semillas para hacer el sembrado de una hectárea; sin embargo, como se vio en el capítulo 1, debido a la geografía accidentada de Cotarma, las parcelas agrícolas en su mayoría no superan en extensión un tercio de hectárea, por tal motivo, para el diseño de la tolva, contemplaremos que este debe tener una capacidad de 12kg (01 arroba), de esta forma se optimiza la siembra al evitar tiempos muertos rellenando la tolva.

3.1.3. Cálculo de capacidad de la tolva

Para el cálculo del volumen requerido $Vol_{tolva.req}$ que debe albergar la tolva, usaremos la densidad corregida de la semillas de maíz $\rho_{mz.corregido}$ hallado en el ANEXO 05.

$$Vol_{tolva.req} = \frac{12 \text{ kg}}{\rho_{mz.corregido}} = 12 \text{ kg} \times \frac{\text{m}^3}{520 \text{ kg}} \times \left(\frac{10^6 \text{ cm}^3}{1 \text{ m}^3} \right) = 23\,100 \text{ cm}^3 \quad (3.7)$$

La geometría de la tolva estará constituida por dos partes, la primera tiene la forma de una pirámide trunca, y la segunda de un prisma rectangular recto, como se ve en la figura 3.2.

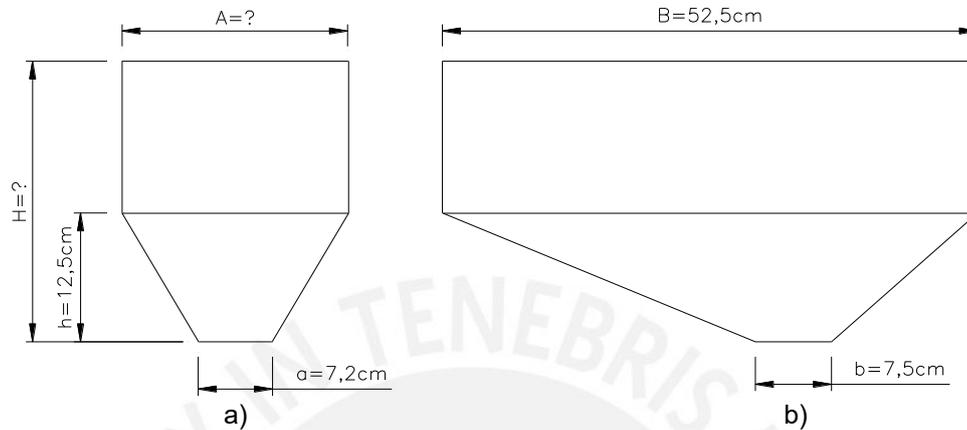


Figura 3.2. Vistas de la tolva propuesta: a) Vista frontal y b) Vista lateral

Fuente: propia

Para hallar el volumen real de la tolva Vol_{tolva} , lo calcularemos como la suma de dos cuerpos independientes (pirámide trunca y prisma rectangular) como se ve en la ecuación 3.8.

$$Vol_{tolva} = Vol_{prmd} + Vol_{prism} = \frac{h}{3} (A \times B + a \times b + \sqrt{A \times B \times a \times b}) + A \times B \times (H - h) \quad (3.8)$$

Las dimensiones longitudinales (a, b y B) de la tolva están restringidas por el chasis y la posición del rodillo dosificador; sin embargo, el ancho y la altura de la tolva (A y H) no tienen restricciones, es por ello que iremos variando dichas dimensiones como se ve en la tabla 3.2, hasta encontrar un volumen que satisfaga nuestros requerimientos

Tabla 3.2. Variación del volumen real de tolva en función de H y A

H [cm]	A [cm]	Vol_{tolva} [cm ³]	¿Cumple $Vol_{tolva} > Vol_{tolva.req}$?
35,0	15	22 084,23	¡No cumple!
32,5	18	24 003,74	¡Cumple!
30,0	20	23 967,16	¡Cumple!
27,5	22	23 403,08	¡Cumple!
25,0	25	23 209,26	¡Cumple!
22,5	30	23 752,64	¡Cumple!
20,0	35	22 975,00	¡No cumple!

Fuente: propia

Para aprovechar el máximo espacio disponible del que se dispone sin afectar la maniobrabilidad de la máquina, se decidió seleccionar un ancho $A=22\text{cm}$ y una altura $H=27,5\text{cm}$.

Habiendo definido las dimensiones, se tiene finalmente el diseño final de la tolva que se observa en la figura 3.3. Su fabricación será en chapa, y cada cara contará con una pestaña que servirá para unir las planchas mediante puntos de soldadura.

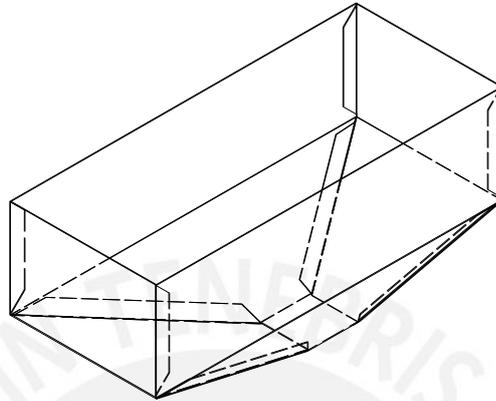


Figura 3.3. Diseño final de la tolva

Fuente: propia

3.1.4. Dimensionamiento de las ruedas tractoras

Para hallar el diámetro óptimo de las ruedas delanteras $D_{\text{rueda.trac}}$, debemos tener en cuenta que, a mayor diámetro, la sembradora se desplazara más rápido, sin embargo, esto también ocasionaría un incremento en el peso final de la máquina.

En la figura 3.4 se presenta un bosquejo de la máquina sembradora en estado de reposo, en esta se destaca su centro de gravedad, y la distancia que existe entre esta, el centro de giro de la rueda tractora y el rodillo dosificador de semillas (x_1 y x_2 respectivamente).

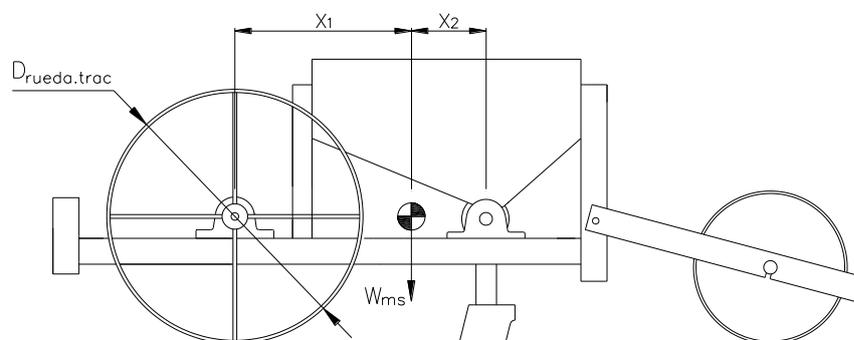


Figura 3.4. Bosquejo de máquina sembradora

Fuente: propia

La condición que garantiza un correcto sembrado es que el centro de masa de la máquina se encuentre posicionado próximo al surcador, ya que la surcadora se enterraría en la tierra por el propio peso de la sembradora, haciendo más efectivo el sembrado e involucrando menos fuerza e intervención humana.

Además, también se tiene la condición de que la distancia entre centros de la rueda tractora y el dosificador ($x_1 + x_2$) debe ser 490 mm según recomendaciones que se verán en el inciso 3.3.1.

En la tabla 3.3, haciendo uso del software Inventor, se muestra la variación de W_{MS} y x_2 para diferentes valores de $D_{rueda.trac}$.

Tabla 3.3. Variación de W_{MS} y x_2 respecto al diámetro de la rueda tractora

$D_{rueda.trac}$ [mm]	W_{MS} [kg]	x_2 [mm]
300	72.79	116,07
350	73.79	120,41
400	74.78	124,62
450	75.78	128,74
<u>500</u>	<u>76.77</u>	<u>133,58</u>
550	77.72	136,54
600	78.57	139,82
650	79.79	144,35

Fuente: propia

Para garantizar un correcto desplazamiento y maniobrabilidad de la sembradora, sin comprometer la ergonomía del operario, elegiremos un diámetro de rueda de 500mm; y con ello también habremos definido el peso de la máquina sembradora W_{MS} que es de 76.77kg (≈ 77 kg)

3.1.5. Cálculo de la fuerza de tiro

En la figura 3.5 se presenta un DCL general de la máquina sembradora sobre un plano inclinado; en esta se indica las fuerzas actuantes como son la fuerza de tiro ejercida por el caballo F_{tiro} , la fuerza que se opone al movimiento de las ruedas $F_{rueda.trac}$, la fuerza que ejerce la tierra al resistirse a formar un suco F_{surco} y la fuerza normal del contacto de la rueda tractora con la tierra F_{NA1} y con el surcador F_{NB1}

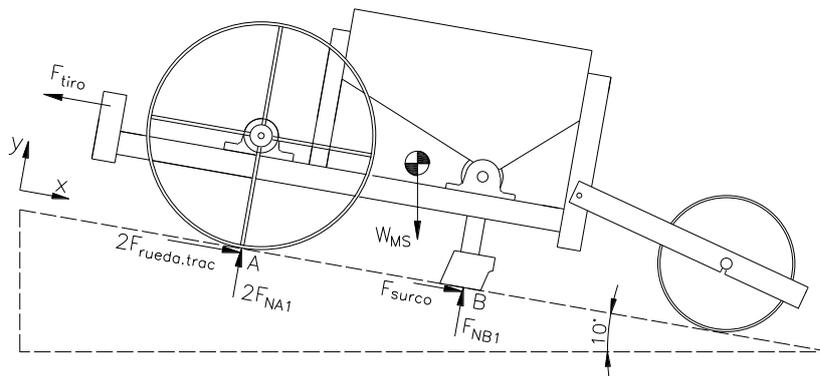


Figura 3.5. DCL de la máquina sembradora

Fuente: propia

La fuerza de tiro F_{tiro} se hallará mediante la ecuación 3.9

$$\Sigma F_x = 0 \quad F_{\text{tiro}} = 2F_{\text{rueda.trac}} + F_{\text{surco}} + W_{\text{MS}} \times \sin(10) \quad (3.9)$$

Para resolver la ecuación 3.9, es necesario primero hallar las fuerzas $F_{\text{rueda.trac}}$ y F_{surco} ; el primero lo hallaremos haciendo uso de la tabla 3.4 de CAMACHO, H. [6].

Tabla 3.4. Fricción unitaria para diferentes implementos

Implementos	Fricción unitaria
Arada en suelos livianos	0,21-0,42 kg/cm ²
Arada en suelos francos	0,35-0,63
Arada en suelos arcillosos	0,56-1,00
Rastrillos offset 2 cuerpos	298-572 kg/m de ancho
Rastrillos 4 cuerpos pesado	300-470
Rastrillos púas rígidas	150-268
Rastrillos púas o dientes flexibles	29-89
Arado rastra 8-12 cm de profundidad	149-596
Rastrillo pulverizador un cuerpo	29-89
Rastrillo pulverizador cuatro cuerpos	60-179
Escarificadores y subsoladores (suelos livianos)	12-20 kg/cm de profundidad
Escarificadores y subsoladores (suelos pesados)	18-27 kg/cm de profundidad
Cultivadoras 8-12cm de profundidad	15-27 kg/m de ancho/ cm prof.
<u>Sembradoras de maíz y algodón</u>	<u>45-82 kg/surco</u>
Sembradoras de chorro continuo	45-119 kg/m de ancho

Fuente: Camacho, H. y otros. Maquinaria Agrícola. 1991.

De la tabla 3.4, para la aplicación de sembradora de maíz, corresponde una fuerza de 45 a 82 kg/surco. Dado que el suelo de Cotarma se considera como franco arcilloso (blando), elegiremos una F_{surco} de 45 kg.

Por otro lado, para hallar la fuerza que se opone a la rodadura de la rueda haremos uso de la tabla 3.5. considerando al suelo de Cotarma como uno con poco mantenimiento.

Tabla 3.5. Valores representativos de resistencia a la rodadura de diferentes tipos de llantas sobre diversas superficies

Valores de resistencia a la rodadura RR				
Superficie	Llantas de cero liso [kg/ton]	Llantas de acero con orugas [kg/ton]	Neumáticos de caucho de alta presión [kg/ton]	Neumáticos de caucho de baja presión [kg/ton]
Concreto	20	27	18	23
Asfalto	25-35	30-35	20-33	25-30
Tierra compactada con mantenimiento	30-50	30-40	20-35	25-35
Tierra con poco mantenimiento	<u>50-75</u>	<u>40-55</u>	50-70	35-50
Tierra, lodosa sin mantenimiento	100-125	70-90	90-110	75-100
Arena suelta y grava	140-160	80-100	130-145	110-130
Tierra muy lodosa y suave	175-200	100-120	150-200	140-170

Fuente: Peurifoy, R. Construction Planning, Equipment and Methods. 2002. Pág. 144

La tabla 3.5 nos muestra valores de resistencia a la rodadura RR por tonelada de peso del vehículo; por ello, para el cálculo de la fuerza $F_{\text{rueda.trac}}$, usaremos la ecuación 3.10

$$F_{\text{rueda.trac}} = W_{\text{MS}} \times (RR \times 10^{-3}) \quad (3.10)$$

La RR está vinculada al material de la llanta y a la geometría de la misma. El material elegido para las ruedas será el acero, dado que soportan mejor la abrasión y es de fácil manufactura y reparación. Para determinar la geometría de la llanta (ver figura 3.6), evaluaremos ambas posibilidades en la ecuación 3.10.

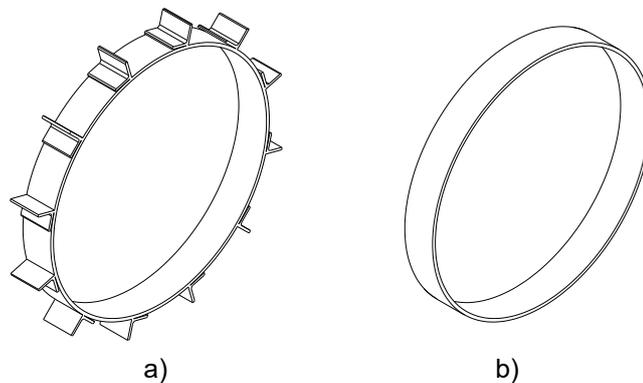


Figura 3.6. Propuesta de llanta tractora: a) Llanta con garras b) Llanta lisa

Fuente: propia

Llanta de acero liso: $F_{\text{rueda.trac}} = 77 \times (75 \times 10^{-3}) = 4,35 \text{ kg}$

Llanta de acero con orugas: $F_{\text{rueda.trac}} = 77 \times (55 \times 10^{-3}) = 3.19 \text{ kg}$

Como era de esperarse, la llanta de acero liso ofrece mayor resistencia al desplazamiento del vehículo. Para la máquina sembradora, usaremos la rueda que cuenta con garras en su periferia, no solo por su menor resistencia a la rodadura, sino también por su mejor agarre en la tierra, garantizando así el giro de la rueda, y, por tanto, el accionamiento del dosificador de semillas.

Finalmente, podemos reemplazar los valores hallados en la ecuación 3.9, obteniendo una fuerza de tiro F_{tiro} de 61,45 kg

$$\Sigma F_x = 0 \quad F_{\text{tiro}} = 2 \times 3,19 + 45 + 77 \times \sin(10) = 61,45 \text{ kg} = 602,8\text{N}$$

Para corroborar que la fuerza de tiro F_{tiro} hallada pueda ser ejercido por un animal, es preciso recordar que, según la FAO [7], la potencia de tiro de un animal es directamente proporcional a su peso y equivalente a aproximadamente al 10% de este; sin embargo, los caballos pueden desarrollar una fuerza de tiro de hasta el 15% de su peso.

La tabla 3.6. nos muestra una recopilación de fuerzas de tiro típicas para diversos animales, y según dicha tabla, podemos ver que la F_{tiro} necesaria para mover la máquina sembradora (61,45 kg) se encuentra dentro del margen de fuerza de tiro que un caballo puede ejercer.

Tabla 3.6. Fuerza de tiro típica para diferentes animales

Animal	Peso Medio [kg]	Tiro aprox. [kg]	Velocidad [m/s]	Trabajo desarrollado [kg.m/s]	CV
Caballo	400-700	<u>60-80</u>	1	75	1,0
Buey	500-900	60-90	0,6-0,95	56	0,75
Vaca	400-600	50-60	0,7	35	0,45
Mula	350-500	50-60	0,9-1,0	52	0,7
Burro	200-300	30-40	0,7	25	0,35

Fuente: LEDGARD, R. Mecanización de la Pequeña Propiedad Rural. 1965.

3.1.6. Cálculo de potencia de tiro

La potencia de tiro ejercida por el animal se calculará usando la ecuación 3.11

$$P_{\text{tiro}} = F_{\text{tiro}} \times V_{\text{MS}} = 602,8 \text{ N} \times 1 \frac{\text{m}}{\text{s}} = 602,8 \text{ W} \quad (3.11)$$

3.1.7. Cálculo de potencia de la máquina sembradora

La potencia requerida por la máquina sembradora P_{MS} , será la potencia que se necesita para su desplazamiento, es decir P_{tiro} .

$$P_{\text{MS}} = P_{\text{tiro}} = 602,8 \text{ W}$$

Ahora deberemos realizar la comprobación que la potencia que puede ofrecer el animal de tiro (caballo) sea mayor a la requerida por la máquina. Para fines prácticos, asumiremos que la potencia de tiro que ofrece el equino P_{HORSE} es de 746 W, entonces se cumple que:

$$P_{\text{MS}} < P_{\text{HORSE}}$$

$$602,8 \text{ W} < 746 \text{ W}$$

¡Cumple!

3.2. Diseño del rodillo dosificador

3.2.1. Cálculo de la velocidad de giro de la rueda tractora

Para diseñar el rodillo dosificador, primero será necesario hallar la velocidad angular de la rueda que le transmite el giro. En la figura 3.7 se muestra un esquema de la rueda tractora indicando el punto A como el centro de giro de la rueda, y el punto B como el punto de contacto de esta con el suelo.

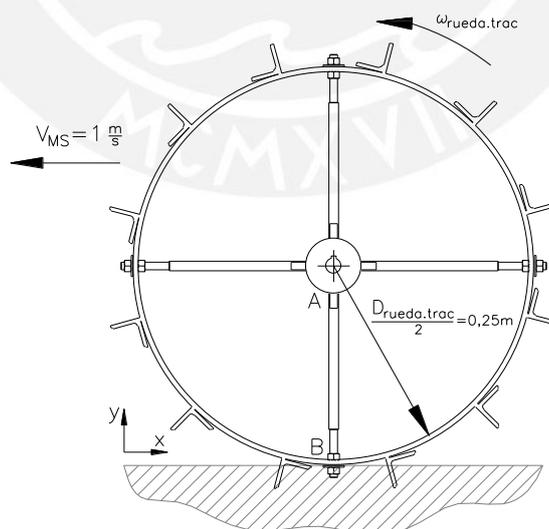


Figura 3.7. Esquema de rueda tractora

Fuente: propia

Para los cálculos, tomaremos la rueda tractora como una rodadura pura, y para hallar la velocidad en el punto A usaremos la ecuación 3.12 del sólido rígido:

$$\overline{V}_A = \overline{V}_B + \omega_{\text{rueda.trac}} \times \overline{BA} \quad (3.12)$$

Como el punto B está en contacto con el suelo, este vendría a ser el centro instantáneo de rotación del sólido, y por lo tanto la velocidad en este punto sería cero ($V_B=0$).

Por otro lado, como el punto A pertenece a la máquina sembradora, dicho punto se moverá también a su misma velocidad (1 m/s). Además, ya que en el capítulo 3.1.4. definimos las dimensiones de la rueda, sabemos que el vector BA es (0; 0,25; 0). Con dichos datos reemplazamos en la ecuación 3.12

$$(1,0,0) = (0,0,0) + \begin{vmatrix} \hat{i} & \hat{j} & \hat{k} \\ 0 & 0 & \omega_{\text{rueda.trac}} \\ 0 & 0,25 & 0 \end{vmatrix}$$

Despejando en \hat{i} :

$$1 = 0,25 \times \omega_{\text{rueda.trac}}$$

$$\omega_{\text{rueda.trac}} = 4 \text{ rad/s} = 0,63 \text{ rev/s} = 38,2 \text{ rev/min}$$

Finalmente, la velocidad angular del rodillo dosificador dependerá de la relación de transmisión que existe entre este y la rueda tractora como se ve en la ecuación 3.13:

$$i = \frac{\omega_{\text{dsf}}}{\omega_{\text{rueda.trac}}} = \frac{\omega_{\text{dsf}}}{4} \quad (3.13)$$

3.2.2. Cinemática de la semilla

Para definir el movimiento de la semilla, primero debemos hallar el tiempo que le toma a una semilla caer del dosificador a la tierra ($t_{\text{caída}}$) tal como se ve en la figura 3.8.

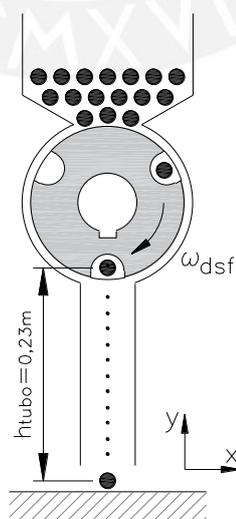


Figura 3.8. Esquema del mecanismo de dosificación

Fuente: propia

Suponiendo que parte del reposo, y habiendo definido la altura del tubo dosificador (h_{tubo}), se puede resolver la ecuación 3.14 que toma el movimiento de la semilla como una caída libre.

$$X_f = X_i + V_0 \times t + \frac{1}{2} \times g \times t^2 \quad (3.14)$$

$$(0, 0) = (0, 0,23) + (0, 0) \times t + \frac{1}{2} \times (0, -9,8) \times t^2$$

Resolviendo en x: $0 = -\frac{1}{2} \times 9,8 \times t^2 \rightarrow t_{\text{caída}} = 0,22 \text{ s}$

Ahora procederemos a definir el movimiento y posición de la semilla en cuatro instantes como se ve en la figura 3.9. En el instante t_0 el dosificador está a punto de dejar caer una semilla; 0,22 segundos después, en el instante t_1 , la semilla ha caído al suelo. Posteriormente, después de t_{dsf} segundos, el dosificador se encuentra nuevamente en posición para dejar caer una semilla para que 0,22 segundos después esta caiga al suelo.

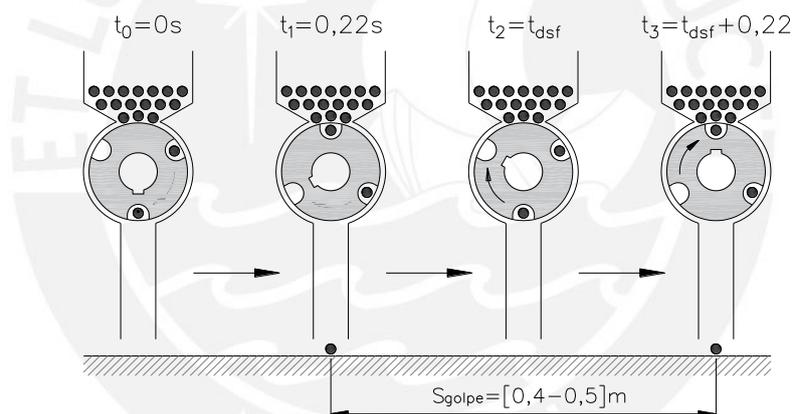


Figura 3.9. Posición de la semilla en diferentes instantes

Fuente: propia

De la figura 3.9 podemos ver que tanto en el instante t_1 como en el t_3 hubo depósito de semilla, es decir que la diferencia entre esos instantes es lo que demoraría la máquina entre sembrado de semilla y semilla (t_{sem}).

$$t_{\text{sem}} = t_3 - t_1 = t_{\text{dsf}} + 0,22 - 0,22 \quad (3.15)$$

$$t_{\text{sem}} = t_{\text{dsf}}$$

De la ecuación 3.15 podemos concluir que el tiempo que demora el dosificador entre posicionar una semilla y otra para sembrado, es el mismo tiempo que le toma a la máquina el sembrado entre semillas.

3.2.3. Dimensionamiento de rodillo dosificador

El dosificador tendrá la geometría de un rodillo circular con diferentes cavidades (alveolos) repartidas en su periferia que servirá de alojamiento para las semillas (ver figura 3.10).

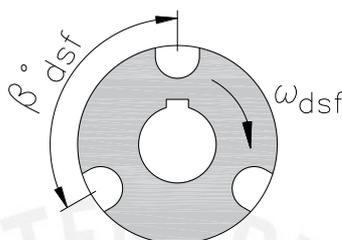


Figura 3.10. Representación del dosificador

Fuente: propia

Para el cálculo del dimensionamiento, primero tendremos que determinar el tiempo le toma al rodillo dosificador cambiar de posición entre alveolo y alveolo (t_{dsf}).

En la ecuación 3.16 y 3.17 podemos observar que el t_{dsf} está relacionado con el número de alveolos que tiene el dosificador; es decir, que para una misma velocidad angular (ω_{dsf}), a mayor numero alveolos, menor será el t_{dsf} .

$$\omega_{dsf} \left[\frac{\text{rad}}{\text{s}} \right] = \frac{\beta_{dsf} [\text{rad}]}{t_{dsf} [\text{s}]} \rightarrow t_{dsf} = \frac{\beta_{dsf}}{\omega_{dsf}} \quad (3.16)$$

$$\beta_{dsf} [\text{deg}] = \frac{360^\circ}{N_{\text{alveolos}}} \quad (3.17)$$

Si definimos un ω_{dsf} y una separación angular entre alveolos (β_{dsf}), podremos hallar el instante t_{dsf} ; el cual, según la ecuación 3.15, es igual al t_{sem} .

El instante hallado ha de ser reemplazarlo en la ecuación 3.18 del movimiento rectilíneo uniforme de la máquina sembradora, la cual nos dirá la distancia que se ha recorrido entre depósitos de semilla S_{golpe} ; dicha separación se debe encontrar dentro del rango establecido $[0,4-0,5]\text{m}$.

$$S_{golpe} = V_{MS} \times t_{sem} \quad (3.18)$$

En la tabla 3.7. evaluaremos diferentes tipos de dosificadores (2, 3 y 4 alveolos) para distintas relaciones de transmisión, de tal forma que podremos descartar aquellos que dosifican las semillas fuera del rango establecido.

Tabla 3.7. Evaluación de dosificadores para diferentes relaciones de transmisión y número de alveolos

Relación de transmisión	$\omega_{dsf} = i \times \omega_{rueda.trac}$ [rad/s]	$N_{alveolos} (\beta_{dsf})$	$t_{dsf} = \frac{\beta_{dsf}}{\omega_{dsf}}$ [s]	$S_{golpe} = t_{sem} \times V_{MS}$ [m]	¿Cumple?
i = 1	4	2 (180°)	0,79	0,79	NO
		3 (120°)	0,52	0,52	<u>SI</u>
		4 (90°)	0,39	0,39	<u>SI</u>
i = 1,52	6,08	2 (180°)	0,52	0,52	<u>SI</u>
		3 (120°)	0,34	0,34	NO
		4 (90°)	0,26	0,26	NO
i = 2	8	2 (180°)	0,39	0,39	<u>SI</u>
		3 (120°)	0,26	0,26	NO
		4 (90°)	0,20	0,20	NO

Fuente: propia

De la tabla 3.7 obtenemos las posibles combinaciones a usar para obtener una correcta dosificación de semilla; si bien todas aquellas que cumplen la condición de espaciamento son válidas, para los cálculos venideros usaremos una relación de transmisión $i=2$, y un dosificador con 2 alveolos en su periferia; esto debido a que se prefiere maximizar la densidad de siembra al seleccionar el valor mínimo de separación entre semillas.

Finalmente, como se observa en la figura 3.11, se ha podido diseñar el dosificador con los parámetros previamente establecidos. Cabe resaltar que el rodillo cuenta con 2 alveolos por fila para que así se puedan sembrar 2 semillas por golpe.

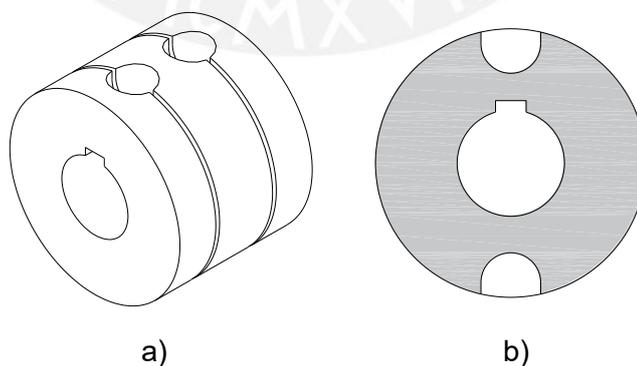


Figura 3.11. Vistas del rodillo dosificador: a) Vista isométrica b) Vista de corte

Fuente: propia

3.3. Sistema de transmisión

El sistema consta de 2 ruedas dentadas, un rodillo tensador y una cadena. La rueda dentada más grande recibe el momento torsor de la rueda tractora y lo transmite a la rueda dentada pequeña, la cual está conectada al mecanismo dosificador. Además, se ha colocado un rodillo tensador para la cadena, de tal forma que esta funcione correctamente. En la figura 3.12 se muestra el giro correspondiente de cada rueda dentada.

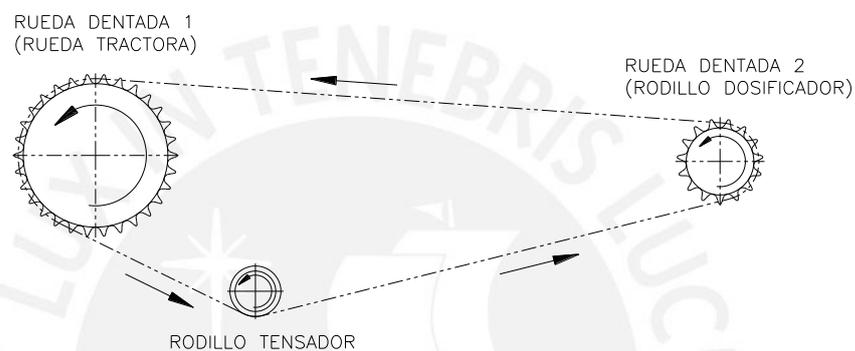


Figura 3.12. Disposición de ruedas dentadas

Fuente: propia

3.3.1. Selección de cadena y ruedas dentadas

En la figura 3.13 se presentan las distancias entre ejes de las ruedas dentadas. El criterio utilizado para dicha separación es que los componentes sean de fácil montaje; además, de ser dicha distancia más pequeña, se corre el riesgo que la cadena roce con el chasis. Todas las distancias son fijas con excepción de la separación vertical del rodillo tensador (107mm), el cual puede variar dependiendo de la elongación y desgaste de la cadena.

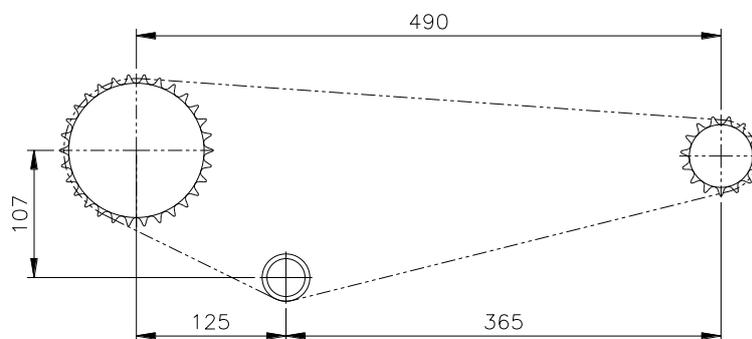


Figura 3.13. Distancia entre centros de ruedas dentadas

Fuente: propia

Pasos para la selección de cadenas y ruedas dentadas

Para la selección de cadenas y ruedas dentadas se seguirá el método de selección del catálogo RENOLD [27], que consta de 7 pasos. (las gráficas usadas se muestran en el ANEXO 11).

- **Selección de la relación de transmisión y ruedas dentadas:**

Como se vio en el capítulo 3.2.3, se ha decidido que la relación de transmisión debe ser igual a 2 para maximizar la densidad de siembra. Por otro lado, pese a que la cantidad mínima de dientes recomendada es 25, por un tema de aprovechamiento del espacio y reducción de peso, se seleccionaron una rueda dentada conductora(Z1) y conducida(Z2) de 30 y 15 dientes respectivamente.

- **Factores de selección f1y f2:**

- Factor de aplicación: Al ser accionado por tracción animal, y por la presencia de piedras en las tierras de Cotarma se considera que tiene un choque moderado, $f_1=1,1$
- Factor diente: Como la rueda dentada conductora tiene 30 dientes, entonces: $f_2=0,63$

- **Cálculo de potencia de selección:**

En el capítulo 3.1.6 se calculó una potencia de tiro P_{tiro} de 602,8W para mover la máquina sembradora. Para fines prácticos, asumiremos que la potencia requerida para accionar el mecanismo dosificador P_{dsf} es igual al 70% de P_{tiro} .

$$P_{\text{dsf}} = P_{\text{tiro}} \times 0,7 = 421,96 \text{ W} \quad (3.19)$$

Ahora procedemos a calcular la potencia de selección usando la ecuación 3.20

$$P_{\text{selección}} = P_{\text{dsf}} \times f_1 \times f_2 \quad (3.20)$$

$$P_{\text{selección}} = 421,96 \times 1,1 \times 0,63 = 292,4 \text{ W}$$

- **Selección del paso de cadena:**

Con la potencia de selección (0,29kW) y la velocidad de giro de la rueda dentada conductora (38,2 rpm), ingresamos a la Tabla ANSI de selección de cadenas. Elegiremos una cadena simple por ocupar menos espacio y ser más económica. Finalmente obtendremos un paso de ½”.

- **Cantidad de eslabones:**

Para calcular el número de eslabones, usaremos ecuación 3.21 que nos ofrece el catálogo.

$$L = \frac{Z_1 + Z_2}{2} + \frac{2 \times C}{P} + \frac{\left(\frac{Z_1 + Z_2}{2 \times \pi}\right)^2 \times P}{C} \quad (3.21)$$

$$L = \frac{30+15}{2} + \frac{2 \times 490}{12,7} + \frac{\left(\frac{30+15}{2 \times \pi}\right)^2 \times 12,7}{490} = 100,9 \approx 101 \text{ eslabones}$$

Al tratarse de una cadena de rodillos, el número de eslabones debe ser par; por otro lado, el catálogo recomienda agregar 2 eslabones adicionales si se hace uso de un tensor. Por lo tanto, la cadena contendrá 104 eslabones.

La información de cadena y rueda dentadas es la siguiente:

- Marca: Renold
- Norma: ISO 606
- Paso de la cadena [mm]: 12,7
- Cantidad de eslabones 104
- Numero de dientes de rueda dentada conductora: 30
- Diámetro primitivo de la rueda dentada conductora [mm]: 121,5
- Numero de dientes de rueda dentada conducida: 15
- Diámetro primitivo de la rueda dentada conducida [mm]: 61,09
- Material de ruedas dentadas: AISI 1045

- **Distancia entre centros**

Para una óptima vida útil, el proveedor (RENOLD) recomienda que la distancia entre centros entre dos ruedas dentadas debe estar entre el rango de 30 a 50 veces el paso de la cadena como se aprecia en la ecuación 3.22.

$$30 \times p < C < 50 \times p \quad (3.22)$$

Reemplazamos el paso p de ½”(12.7mm)

$$381\text{mm} < C < 635\text{mm}$$

Como la distancia entre centros elegida previamente fue de 490mm, podemos decir que nos encontramos dentro del rango.

3.3.2. Determinación del momento torsor

Para hallar el momento torsor que se transmiten por las ruedas tractoras M_{T1} , haremos uso de la siguiente ecuación 3.23, y reemplazaremos las incógnitas previamente halladas.

$$M_{T1}[\text{N.m}] = \frac{P_{\text{dsf}} [\text{W}]}{\omega_{\text{rueda.trac}} [\text{rad/s}]} = \frac{421,96}{4} = 105,49 \text{ N.m} \quad (3.23)$$

3.3.3. Transmisión de fuerzas

Al ser una cadena, solo uno de los dos tramos que están en contacto con las ruedas esta tenso, ya que el otro estará flojo. El lado tenso de esta produce unas fuerzas tangenciales que a su vez generan un momento torsor; dichas fuerzas están representadas en el DCL de la figura 3.14.

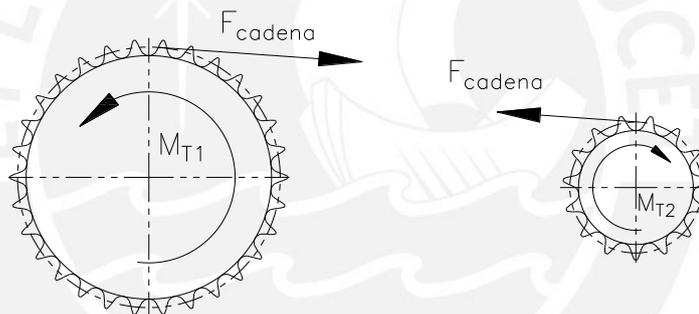


Figura 3.14. Fuerzas y momentos en las ruedas dentadas

Fuente: propia

En la rueda dentada $Z=30$:

$$\Sigma M=0 \quad M_{T1} = \frac{F_{\text{cadena}} \times D_{\text{prim 1}}}{2000} \quad (3.24)$$

Despejando F_{cadena}

$$F_{\text{cadena}} = \frac{105,49 \times 2000}{121,5} = 1736,46 \text{ N}$$

En la rueda dentada $Z=15$:

$$\Sigma M=0 \quad M_{T2} = \frac{F_{\text{cadena}} \times D_{\text{prim 2}}}{2000} = \frac{1736,46 \times 61,09}{2000} = 53,04 \text{ N.m} \quad (3.25)$$

Con ayuda del software AutoCAD se han podido hallar los ángulos de inclinación mostrado en la figura 3.15.

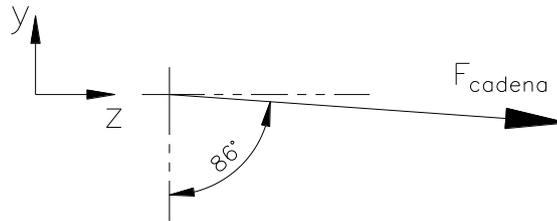


Figura 3.15. Fuerza resultante en las ruedas dentadas

Fuente: propia

Con dichos ángulos podemos hallar las componentes de F_{cadena} :

$$F_{cadena\ z} = 1732,02\ \text{N} \quad \text{y} \quad F_{cadena\ y} = -124,15\ \text{N}$$

3.4. Dimensionamiento de árbol conductor

3.4.1. Cálculo por resistencia del árbol conductor

Para determinar las fuerzas que actúan en los apoyos ubicados en los puntos en B y D se debe resolver el DCL del eje conductor mostrado en la figura 3.16. (El cálculo de las fuerzas F_{NA1} , $W_{rueda.trac}$ y $W_{R.Dent\ 1}$ se encuentran en el ANEXO 06)

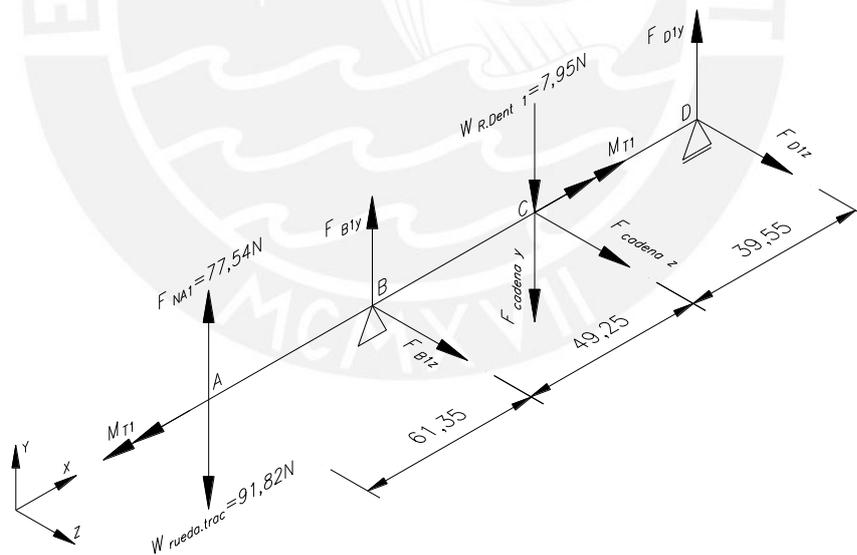


Figura 3.16. Fuerzas y momentos en el árbol

Fuente: propia

$$\begin{aligned} \Sigma M_{ZD} = 0 \quad & M_{W_{R.Dent\ 1}} + M_{F_{cadena\ 1y}} + M_{F_{B1y}} + M_{F_{NA1}} + M_{W_{rueda.trac}} = 0 \quad (3.26) \\ 7,95 \times (39,55) + 124,15 \times (39,55) - F_{B1y} \times (88,8) + 91,82 \times (150,15) - 77,5 \times (150,15) &= 0 \Rightarrow F_{B1y} = 83,05\text{N} \end{aligned}$$

En el eje Y:

$$\begin{aligned} \Sigma F_Y = 0 \quad & F_{NA1} - W_{rueda.trac} + F_{B1y} - F_{cadena\ y} - W_{R.Dent\ 1} + F_{D1y} = 0 \quad (3.27) \\ 77,5 - 91,82 + 83,05 - 124,15 - 7,95 + F_{D1y} &= 0 \Rightarrow F_{D1y} = 63,37\text{N} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \Sigma M_{YD} = 0 \quad M_{F_{\text{cadena } z}} + M_{F_{B1z}} = 0 \quad (3.28) \\ 1732,02 \times (39,55) + F_{B1z} \times (88,8) = 0 \quad \Rightarrow F_{B1z} = -771,41\text{N} \end{aligned}$$

En el eje Z:

$$\begin{aligned} \Sigma F_z = 0 \quad F_{B1z} + F_{\text{cadena } z} + F_{D1z} = 0 \quad (3.29) \\ -771,41 + 1732,02 + F_{D1z} = 0 \quad \Rightarrow F_{D1z} = -960,61\text{N} \end{aligned}$$

En base a las fuerzas halladas y las dimensiones del árbol se procedió a realizar el diagrama de fuerzas cortantes (DFC), de momentos flectores (DMF) y de momentos torsores (DMT) en los planos X-Y, X-Z, ver figura 3.17.

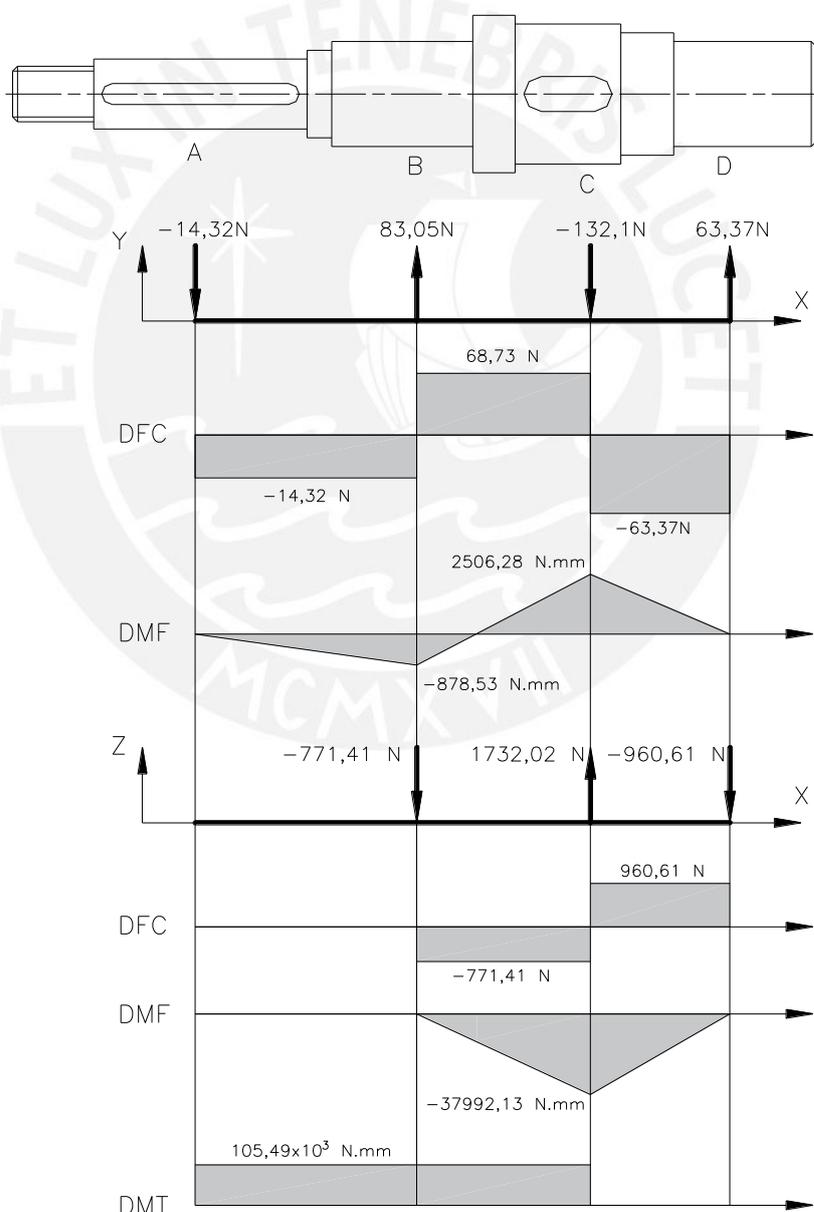


Figura 3.17. Diagrama de fuerzas y momentos del árbol conductor

Fuente: propia

En la figura 3.17 se observa que la sección "C" está sometida al mayor momento flector, cuyos valores son de 2506,28 N.mm en el plano X-Y, y de 37992,13 N.mm en el plano X-Z; es por ello que se tomara dicha sección como la más crítica.

Las fuerzas internas en la sección C son:

$$\text{Fuerza normal} \quad F = 0 \text{ N} \quad (3.30)$$

$$\text{Momento flector} \quad M_f = \sqrt{M_{fy}^2 + M_{fz}^2} \quad (3.31)$$

$$M_f = \sqrt{2506,28^2 + 37992,13^2} = 38074,71 \text{ N.mm}$$

$$\text{Momento torsor} \quad M_t = 105,49 \times 10^3 \text{ N.mm} \quad (3.32)$$

$$\text{Fuerza cortante} \quad V = \sqrt{F_{cy}^2 + F_{cz}^2} \quad (3.33)$$

$$V = \sqrt{68,73^2 + 960,61^2} = 963,07 \text{ N}$$

Los esfuerzos correspondientes serán ($\Phi=40\text{mm}$):

$$\text{Esfuerzo normal:} \quad \sigma_n = \frac{F}{A} = 0 \text{ MPa} \quad (3.34)$$

$$\text{Esfuerzo flexión:} \quad \sigma_f = \frac{32 \times M_f}{\pi \times d^3} = \frac{32 \times 38074,71}{\pi \times 40^3} = 6,05 \text{ MPa} \quad (3.35)$$

$$\text{Esfuerzo torsión:} \quad \tau_t = \frac{16 \times M_t}{\pi \times d^3} = \frac{16 \times 105,49 \times 10^3}{\pi \times 40^3} = 8,39 \text{ MPa} \quad (3.36)$$

$$\text{Esfuerzo corte:} \quad \tau_c = \frac{4 \times V}{\pi \times d^2} = \frac{4 \times 963,07}{\pi \times 40^2} = 0,77 \text{ MPa} \quad (3.37)$$

El esfuerzo equivalente según Von Mises será:

$$\sigma_{eq} = \sqrt{(\sigma_f + \sigma_n)^2 + 3 \times (\tau_t^2 + \tau_c^2)} \quad (3.38)$$

$$\sigma_{eq} = \sqrt{(6,05 + 0)^2 + 3 \times (8,39^2 + 0,77^2)} = 15,8 \text{ MPa}$$

El material seleccionado para el árbol conductor será el acero AISI 1045, el cual es muy usado en la fabricación de eje y arboles por su fácil maquinabilidad y buena resistencia. Según el ANEXO 16, el límite de fluencia de dicho material es $\sigma_F=370\text{N/mm}^2$, su esfuerzo máximo a tracción es $\sigma_B=650\text{N/mm}^2$ y su esfuerzo alternante es $\sigma_{Alt}=370\text{N/mm}^2$.

Hallamos el factor de seguridad con la ecuación 3.39

$$FS = \frac{\sigma_F}{\sigma_{eq}} = \frac{370}{15,8} = 23,4 \quad (3.39)$$

VIDOSIC [32] recomienda un factor de seguridad FS_R mayor a 2,5 puesto que se trata de un material promedio sujeto a cargas y esfuerzos que pueden calcularse.

Se debe cumplir: $FS_R < FS$ (3.40)

$$2,5 < 23,4 \quad \text{¡CUMPLE!}$$

De la ecuación 3.40 podemos concluir que el árbol no falla por fluencia.

3.4.2. Calculo a fatiga del árbol conductor

El diagrama de fuerzas y momentos de la figura 3.17 nos indica que debemos analizar la sección C debido a que es la más esforzada, además, como se puede ver en la figura 3.18, en dicha sección hay un canal chavetero que actúa como un concentrador de esfuerzos.

Por otro lado, también analizaremos la sección B' debido a que presenta el mayor cambio de diámetro del árbol, y por contar con un redondeo que sirve de descanso para el rodamiento.

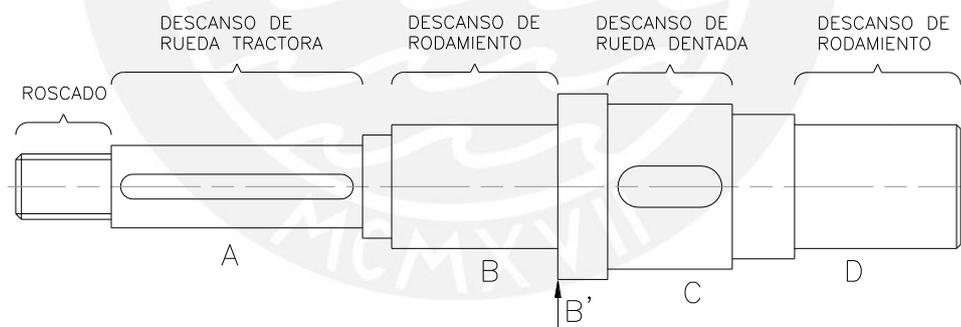


Figura 3.18. Zonas del árbol conductor

Fuente: propia

A) Análisis de la sección "C"

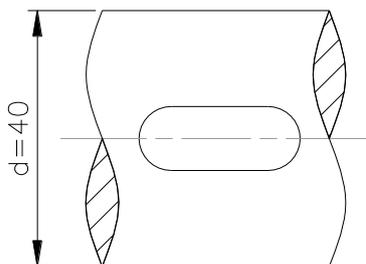


Figura 3.19. Sección C del árbol conductor

Fuente: propia

Según PAULSEN [23], para el cálculo por fatiga de árboles, debemos asumir que el momento flector y torsor varían en forma alternante y pulsante respectivamente.

Asumiendo que el esfuerzo de flexión es alternante puro, se generan los siguientes esfuerzos superior e inferior: $\sigma_{fs}=6,05 \text{ N/mm}^2$ y $\sigma_{fi}=-6,05 \text{ N/mm}^2$. Se determina el esfuerzo de flexión medio y el esfuerzo de flexión alternante con las ecuaciones en 3.41:

$$\sigma_{fm} = \frac{(\sigma_{fs} + \sigma_{fi})}{2} \quad \text{y} \quad \sigma_{fa} = \frac{(\sigma_{fs} - \sigma_{fi})}{2} \quad (3.41)$$

$$\sigma_{fm} = 0 \text{ N/mm}^2 \quad \text{y} \quad \sigma_{fa} = 6,05 \text{ N/mm}^2$$

Por otro lado, si se asume que el esfuerzo de torsión es pulsante puro, se generarán los siguientes esfuerzos superior e inferior: $\tau_{ts}=16,78 \text{ N/mm}^2$ y $\tau_{ti}=0 \text{ N/mm}^2$. Se determina el esfuerzo de torsión medio y el esfuerzo de torsión alternante con las ecuaciones en 3.42:

$$\tau_{tm} = \frac{(\tau_{ts} + \tau_{ti})}{2} \quad \text{y} \quad \tau_{ta} = \frac{(\tau_{ts} - \tau_{ti})}{2} \quad (3.42)$$

$$\tau_{tm} = 8,39 \text{ N/mm}^2 \quad \text{y} \quad \tau_{ta} = 8,39 \text{ N/mm}^2$$

En la sección analizada no hay un cambio de diámetro, sin embargo, nos encontramos con un canal chavetero. Del ANEXO 13, en la tabla 13.4, obtenemos los siguientes factores efectivos de concentración de esfuerzos:

$$\beta_f = 1,6 \text{ (Para flexión)}$$

$$\beta_t = 1,3 \text{ (Para torsión)}$$

Asimismo, del ANEXO 13 obtenemos los siguientes coeficientes aumentadores:

- Coeficiente de superficie (C_s):0,9
- Coeficiente de tamaño (C_t):0,71
- Coeficiente de temperatura (C_{temp}):1
- Coeficiente de carga (C_{carga}):1
- Coeficiente de confiabilidad (C_c):1

Ahora calcularemos el esfuerzo alternante aumentado σ'_{fa} para flexión y torsión haciendo uso de las ecuaciones 3.43 y 3.44 respectivamente.

$$\sigma'_{fa} = \left(\frac{\beta_f}{C_s \times C_t \times C_{temp} \times C_{carga} \times C_c} \right) \times \sigma_{fa} = \left(\frac{1,6}{0,9 \times 0,71} \right) \times 6,05 = 15,15 \text{ N/mm}^2 \quad (3.43)$$

$$\tau'_{ta} = \left(\frac{\beta_t}{C_s \times C_t \times C_{temp} \times C_{carga} \times C_c} \right) \times \tau_{ta} = \left(\frac{1,3}{0,9 \times 0,71} \right) \times 8,39 = 17,07 \text{ N/mm}^2 \quad (3.44)$$

La sección "C" está sometida a esfuerzos combinados de flexión y torsión, procedemos a hallar los esfuerzos equivalentes medio y alternante usando la ecuación 3.45 y 3.46 respectivamente.

$$\sigma_{m\text{ eq}} = \sqrt{\sigma_{f m}^2 + 3 \times \tau_{t m}^2} = \sqrt{0^2 + 3 \times 8,39^2} = 14,53 \text{ N/mm}^2 \quad (3.45)$$

$$\sigma'_{a\text{ eq}} = \sqrt{\sigma'_{f a}^2 + 3 \times \tau'_{t a}^2} = \sqrt{15,15^2 + 3 \times 17,07^2} = 33,22 \text{ N/mm}^2 \quad (3.46)$$

Para determinar el factor de seguridad a la fatiga usaremos la ecuación 3.47.

$$\frac{1}{FS} = \frac{\sigma'_{a\text{ eq}}}{\sigma_{Alt}} + \frac{\sigma_{m\text{ eq}}}{\sigma_B} = \frac{33,22}{370} + \frac{14,53}{650} \rightarrow FS = 8,52 > FS_R = 2,5 \quad (3.47)$$

El factor de seguridad a la fatiga en la sección C resulta ser mayor al factor de seguridad recomendado de 2,5 cuando las cargas se pueden medir [32], por lo tanto, podemos asegurar que no falla por fatiga.

B) Análisis de la sección B'

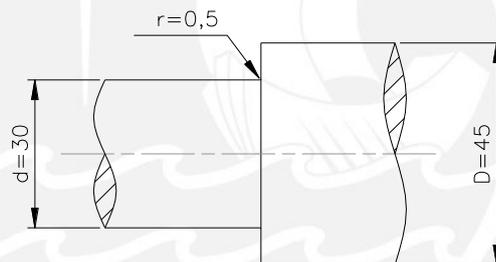


Figura 3.20. Sección B' del árbol conductor

Fuente: propia

Tomando el esfuerzo de flexión como alternante puro, se generan los siguientes esfuerzos superior e inferior: $\sigma_{f s}=4,63 \text{ N/mm}^2$ y $\sigma_{f i}=-4,63 \text{ N/mm}^2$. Se determina el esfuerzo de flexión medio y el esfuerzo de flexión alternante con las ecuaciones en 3.48:

$$\sigma_{f m} = \frac{(\sigma_{f s} + \sigma_{f i})}{2} \quad \text{y} \quad \sigma_{f a} = \frac{(\sigma_{f s} - \sigma_{f i})}{2} \quad (3.48)$$

$$\sigma_{f m} = 0 \text{ N/mm}^2 \quad \text{y} \quad \sigma_{f a} = 4,63 \text{ N/mm}^2$$

Por otro lado, si se asume que el esfuerzo de torsión es pulsante puro, se generaran los siguientes esfuerzos superior e inferior: $\tau_{t s}=16,78 \text{ N/mm}^2$ y $\tau_{t i}=0 \text{ N/mm}^2$. Se determina el esfuerzo de torsión medio y el esfuerzo de torsión alternante con las ecuaciones en 3.49:

$$\tau_{t m} = \frac{(\tau_{t s} + \tau_{t i})}{2} \quad \text{y} \quad \tau_{t a} = \frac{(\tau_{t s} - \tau_{t i})}{2} \quad (3.49)$$

$$\tau_{t m} = 8,39 \text{ N/mm}^2 \quad \text{y} \quad \tau_{t a} = 8,39 \text{ N/mm}^2$$

En la sección analizada hay un cambio de diámetro que sirve de tope para alojar el rodamiento. El radio de dicho tope debe ser menor a la medida del chaflán del rodamiento. Según el ANEXO 18, el rodamiento tiene un chaflán de 0,6 mm, por lo tanto, tomaremos un $r=0,5\text{mm}$. Una vez que hemos definido el radio de redondeo, calcularemos el factor de sensibilidad al entalle η mediante la ecuación 3.50

$$\eta = \frac{1}{1 + \frac{8}{r} \times \left(1 - \frac{\sigma_f}{\sigma_B}\right)^3} = \frac{1}{1 + \frac{8}{0,5} \times \left(1 - \frac{370}{650}\right)^3} = 0,44 \quad (3.50)$$

Los factores geométricos de concentración de esfuerzos dependen de:

$$\frac{r}{d} = \frac{0,5}{30} = 0,017 \quad \text{y} \quad \frac{D}{d} = \frac{45}{30} = 1,5 \quad (3.51)$$

Del ANEXO 13, obtenemos los siguientes factores geométricos de concentración de esfuerzos: $K_f=2,69$ (para flexión) y $K_t=2,2$ (para torsión).

Procedemos a calcular el factor efectivo de concentración de esfuerzos mediante la ecuación 3.52

$$\beta = 1 + \eta \times (K-1) \quad (3.52)$$

$$\text{Flexión: } \beta_f = 1 + 0,44 \times (2,69-1) = 1,74$$

$$\text{Torsión: } \beta_t = 1 + 0,44 \times (2,2-1) = 1,53$$

Asimismo, del ANEXO 13 obtenemos los siguientes coeficientes aumentadores:

- Coeficiente de superficie (C_s):0,9
- Coeficiente de tamaño (C_t):0,77
- Coeficiente de temperatura (C_{temp}):1
- Coeficiente de carga (C_{carga}):1
- Coeficiente de confiabilidad (C_c):1

Ahora calcularemos el esfuerzo alternante aumentado σ'_a para flexión y torsión haciendo uso de las ecuaciones 3.53 y 3.54 respectivamente.

$$\sigma'_{fa} = \left(\frac{\beta_f}{C_s \times C_t \times C_{temp} \times C_{carga} \times C_c} \right) \times \sigma_{fa} = \left(\frac{1,74}{0,9 \times 0,77} \right) \times 4,63 = 11,64 \text{ N/mm}^2 \quad (3.53)$$

$$\tau'_{ta} = \left(\frac{\beta_t}{C_s \times C_t \times C_{temp} \times C_{carga} \times C_c} \right) \times \tau_{ta} = \left(\frac{1,53}{0,9 \times 0,77} \right) \times 8,39 = 18,5 \text{ N/mm}^2 \quad (3.54)$$

La sección B' está sometida a esfuerzos combinados de flexión y torsión, procedemos a hallar los esfuerzos equivalentes medio y alternante usando la ecuación 3.55 y 3.56 respectivamente.

$$\sigma_{m \text{ eq}} = \sqrt{\sigma_{f m}^2 + 3 \times \tau_{t m}^2} = \sqrt{0^2 + 3 \times 8,39^2} = 14,53 \text{ N/mm}^2 \quad (3.55)$$

$$\sigma'_{a \text{ eq}} = \sqrt{\sigma'_{f a}^2 + 3 \times \tau'_{t a}^2} = \sqrt{4,63^2 + 3 \times 8,39^2} = 34,1 \text{ N/mm}^2 \quad (3.56)$$

Para determinar el factor de seguridad a la fatiga usaremos la ecuación 3.57.

$$\frac{1}{FS} = \frac{\sigma'_{a \text{ eq}}}{\sigma_{\text{Alt}}} + \frac{\sigma_{m \text{ eq}}}{\sigma_B} = \frac{34,1}{370} + \frac{14,53}{650} \rightarrow FS = 8,34 > FS_R = 2,5 \quad (3.57)$$

El factor de seguridad a la fatiga en la sección B' resulta ser mayor al factor de seguridad recomendado de 2,5 cuando las cargas se pueden medir [32], por lo tanto, podemos asegurar que no falla por fatiga.

3.4.3. Cálculo de deformación transversal por flexión

Como se vio en la figura 3.18, el árbol está apoyado sobre 2 rodamientos en los puntos B y D; mientras que en los puntos A y C está sometido a fuerzas que harán que esta se deforme transversalmente.

La ecuación de la curva elástica de deformación por flexión para los planos X-Y y X-Z ha sido calculada previamente en el ANEXO 07, por lo que solo tendremos que reemplazar las variables usadas con los valores de sus respectivos planos; iniciaremos con el plano X-Y.

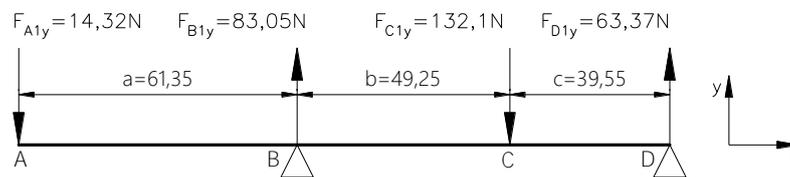


Figura 3.21. DCL del árbol conductor en el plano X-Y

Fuente: propia

Como podemos ver en la figura 3.21, para el plano X-Y reemplazaremos los siguientes valores: $a=61,35$ [mm], $b=49,25$ [mm], $c=39,55$ [mm], $F_{A1y}=14,32$ [N], $F_{B1y}=83,05$ [N], $F_{C1y}=132,1$ [N], $F_{D1y}=63,37$ [N]

Nos valdremos del software Excel para graficar la curva elástica; la cual consta de la función $f_{1(x)}$, $f_{2(x)}$ y $f_{3(x)}$ en sus respectivos dominios. Para graficar dichas ecuaciones deberemos reemplazar sus variables y, además, el módulo de elasticidad $E=2,1 \times 10^5$ N/mm² y un momento de inercia del eje $I=0,25 \times \pi \times \text{radio}^4$. (Usaremos un diámetro promedio de 30mm en todos los tramos para simplificar el cálculo).

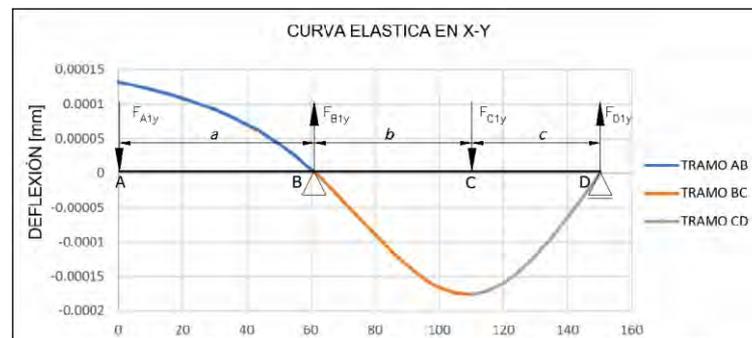


Figura 3.22. Curva elástica del árbol conductor en el plano X-Y

Fuente: propia

De la figura 3.22 podemos observar la deflexión en el punto A ($\delta_{A,y}=13,23 \times 10^{-5}$ mm) y en el punto C ($\delta_{C,y}=17,59 \times 10^{-5}$ mm).

Ahora procederemos a hallar la curva elástica en el plano X-Z.

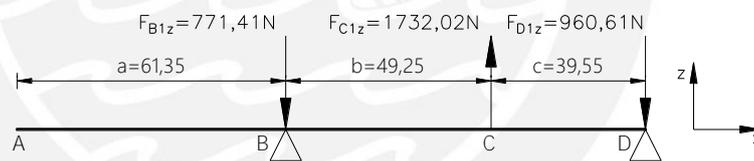


Figura 3.23. DCL del árbol conductor en el plano X-Z

Fuente: propia

Como podemos ver en la figura 3.23, para el plano X-Z reemplazaremos los siguientes valores: $a=61,35$ [mm], $b=49,25$ [mm], $c=39,55$ [mm], $F_{A1z}=0$ [N], $F_{B1z}=-771,41$ [N], $F_{C1z}=1732,02$ [N], $F_{D1z}=-960,61$ [N]

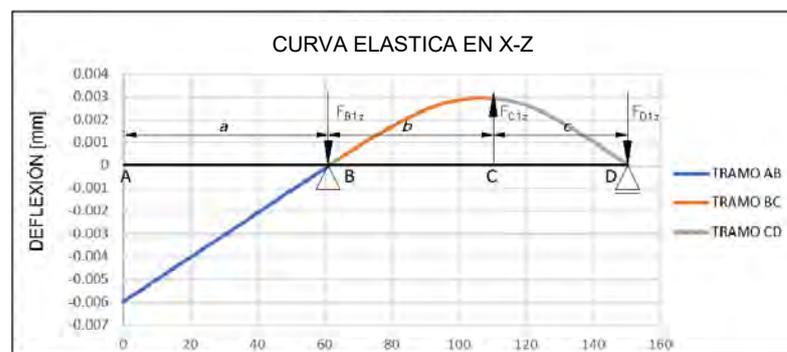


Figura 3.24. Curva elástica del árbol conductor en el plano X-Z

Fuente: propia

De la figura 3.24 podemos observar la deflexión en el punto A ($\delta_{A,z}=59,71 \times 10^{-4}$ mm) y en el punto C ($\delta_{C,z}=29,54 \times 10^{-4}$ mm).

Ahora hallaremos la deformación resultante en los puntos A y C con las siguientes ecuaciones:

$$\delta_{A,R} = \sqrt{\delta_{A,y}^2 + \delta_{A,z}^2} = \sqrt{0,00013238^2 + 0,0059714^2} = 0,005972 \text{ mm} \quad (3.58)$$

$$\delta_{C,R} = \sqrt{\delta_{C,y}^2 + \delta_{C,z}^2} = \sqrt{0,00017595^2 + 0,0029542^2} = 0,002959 \text{ mm} \quad (3.59)$$

Las deformaciones no deben sobrepasar los valores recomendados; se recomienda una máxima deflexión para arboles de 0,5 mm por cada metro de longitud entre apoyos o por la longitud de voladizo [30]; para ello haremos uso de la ecuación 3.60.

$$\delta^* = \frac{\delta \text{ [mm]}}{\text{Longitud [m]}} < 0,5 \frac{\text{mm}}{\text{m}} \quad (3.60)$$

Resolviendo para los puntos A Y C:

$$\text{En A:} \quad \frac{0,005972 \text{ [mm]}}{61,35 \times 10^{-3} \text{ [m]}} = 0,097 \frac{\text{mm}}{\text{m}} < 0,5 \frac{\text{mm}}{\text{m}} \text{ (Cumple)} \quad (3.61)$$

$$\text{En C:} \quad \frac{0,002959 \text{ [mm]}}{88,8 \times 10^{-3} \text{ [m]}} = 0,033 \frac{\text{mm}}{\text{m}} < 0,5 \frac{\text{mm}}{\text{m}} \text{ (Cumple)} \quad (3.62)$$

De la ecuación 3.61 y 3.62 podemos concluir que las deflexiones en los puntos A y C del árbol conductor se encuentran dentro del rango recomendado.

3.4.4. Cálculo de deformación angular por flexión

Debemos comprobar que la deformación angular en los puntos donde se montan los rodamientos (B y D) se encuentre dentro del rango establecido por el fabricante, o en su defecto, de las recomendaciones.

Entonces, si resolvemos la ecuación de deformación angular del ANEXO 07 en el punto B ($x=61,35$ mm) obtenemos un desplazamiento angular $\theta_{1(x=61,35)}$ de $4,31 \times 10^{-6}$ [rad] en el plano X-Y, y $9,73 \times 10^{-5}$ [rad] en X-Z. Asimismo, en el punto D ($x=150,15$ mm) se obtendrá un desplazamiento angular $\theta_{3(x=150,15)}$ de $6,43 \times 10^{-6}$ [rad] en el plano X-Y, y $10,46 \times 10^{-5}$ [rad] en X-Z

Ahora hallaremos la deformación angular resultante en los puntos D y B con las siguientes ecuaciones:

$$\theta_{1(x=61,35)} = \sqrt{(4,31 \times 10^{-6})^2 + (9,73 \times 10^{-5})^2} = 9,74 \times 10^{-5} \text{ rad} \left(\frac{180^\circ}{\pi \text{ rad}} \right) = 0,01^\circ \quad (3.63)$$

$$\theta_{3(x=150,15)} = \sqrt{(6,43 \times 10^{-6})^2 + (10,46 \times 10^{-5})^2} = 1,05 \times 10^{-4} \text{ rad} \left(\frac{180^\circ}{\pi \text{ rad}} \right) = 0,01^\circ \quad (3.64)$$

De la ecuación 3.63 y 3.64 obtuvimos una deformación angular en el punto B y D de $0,01^\circ$ en cada punto. Según SKF [31], para rodamientos rígidos de bolas, la desalineación admisible debe ser menos de 2° ; entonces podemos afirmar que se cumple con la recomendación del fabricante.

3.5. Dimensionamiento de árbol conducido

3.5.1. Cálculo por resistencia del árbol conducido

Para determinar las fuerzas que actúan en los apoyos ubicados en los puntos en B y D se debe resolver el DCL del árbol conducido mostrado en la figura 3.25. (El cálculo de las fuerzas $W_{R, Dent 2}$ y W_{dsf} se encuentran en el ANEXO 06)

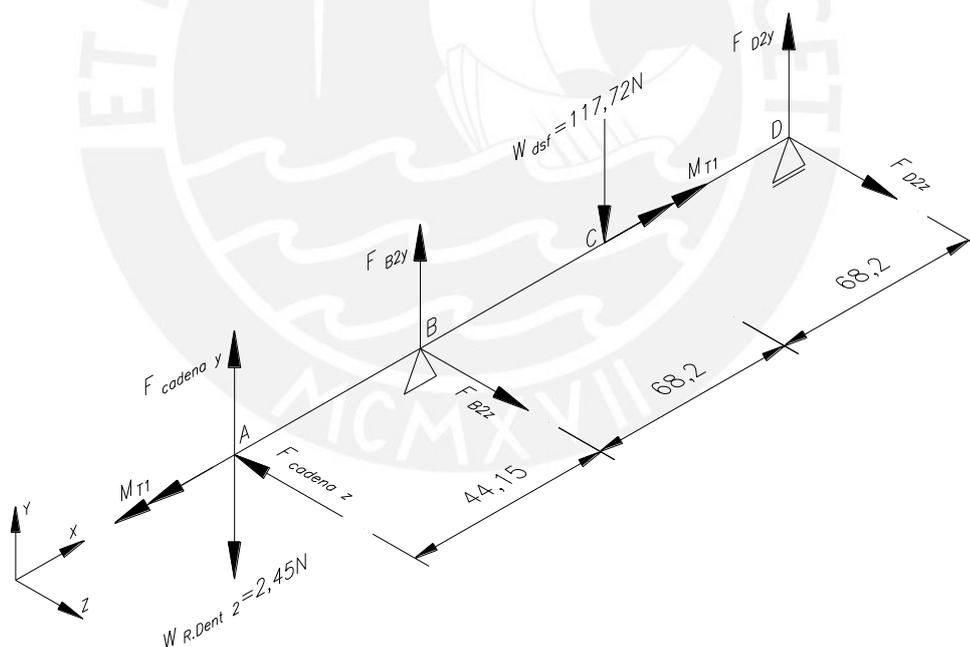


Figura 3.25. Fuerzas y momentos en el árbol conducido

Fuente: propia

$$\begin{aligned} \sum M_{zD} = 0 & \quad M_{W_{R, Dent 2}} + M_{F_{cadena y}} + M_{F_{B2y}} + M_{W_{dsf}} = 0 & (3.65) \\ 2,45 \times (180,55) - 124,15 \times (180,55) - F_{B2y} \times (136,4) + 117,72 \times (68,2) = 0 & \Rightarrow F_{B2y} = -102,23N \end{aligned}$$

En el eje Y:

$$\begin{aligned} \sum F_y = 0 & \quad F_{cadena y} - W_{R, Dent 2} + F_{B2y} - W_{dsf} + F_{D2y} = 0 & (3.66) \\ 124,15 - 2,45 - 102,23 - 117,72 + F_{D2y} = 0 & \Rightarrow F_{D2y} = 98,25N \end{aligned}$$

$$\Sigma M_{YD} = 0$$

$$M_{F_{cadena z}} + M_{F_{B 2 z}} = 0 \quad (3.67)$$

$$-1732,02 \times (180,55) + F_{B 2 z} \times (136,4) = 0 \quad \Rightarrow F_{B 2 z} = 2292,64N$$

En el eje Z:

$$\Sigma F_z = 0$$

$$-F_{cadena z} + F_{B 2 z} + F_{D 2 z} = 0 \quad (3.68)$$

$$-1732,02 + 2292,64 + F_{D 2 z} = 0 \quad \Rightarrow F_{D 2 z} = -560,62N$$

En base a las fuerzas halladas y las dimensiones del árbol se procedió a realizar el diagrama de fuerzas cortantes (DFC), de momentos flectores (DMF) y de momentos torsores (DMT) en los planos X-Y y X-Z, ver figura 3.26.

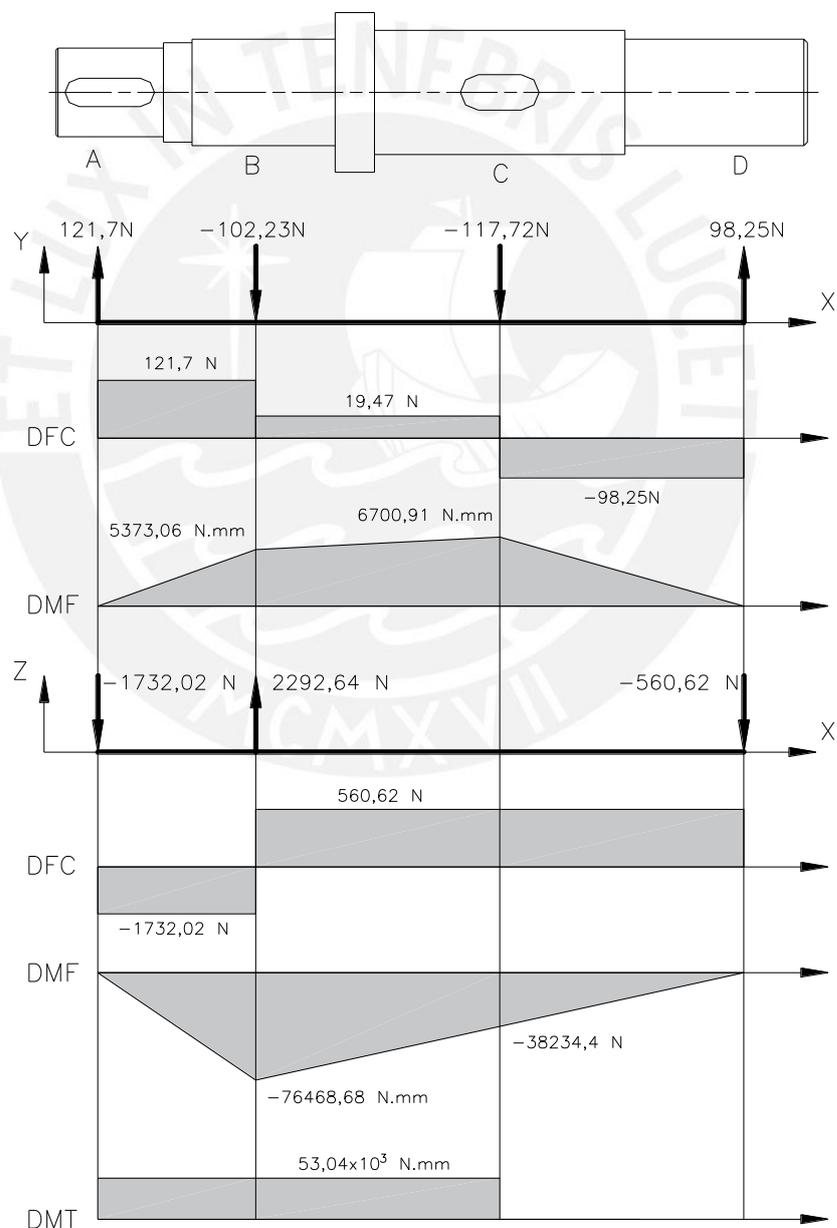


Figura 3.26. Diagrama de fuerzas y momentos del árbol conducido

Fuente: propia

En la figura 3.26 se observa que la sección “B” está sometida al mayor momento flector, cuyos valores son de 5373,06 N.mm en el plano X-Y, y de 76468,68 N.mm en el plano X-Z; es por ello que se tomara dicha sección como la más crítica.

Las fuerzas internas en la sección B son:

$$\text{Fuerza normal} \quad F = 0 \text{ N} \quad (3.69)$$

$$\text{Momento flector} \quad M_f = \sqrt{M_{fy}^2 + M_{fz}^2} \quad (3.70)$$

$$M_f = \sqrt{5373,06^2 + 76468,68^2} = 76657,22 \text{ N.mm}$$

$$\text{Momento torsor} \quad M_t = 53,04 \times 10^3 \text{ N.mm} \quad (3.71)$$

$$\text{Fuerza cortante} \quad V = \sqrt{F_{cy}^2 + F_{cz}^2} \quad (3.72)$$

$$V = \sqrt{121,7^2 + 1732,02^2} = 1736,3 \text{ N.mm}$$

Los esfuerzos correspondientes serán ($\Phi=30\text{mm}$):

$$\text{Esfuerzo normal:} \quad \sigma_n = \frac{F}{A} = 0 \text{ MPa} \quad (3.73)$$

$$\text{Esfuerzo flexión:} \quad \sigma_f = \frac{32 \times M_f}{\pi \times d^3} = \frac{32 \times 76657,22}{\pi \times 30^3} = 28,92 \text{ MPa} \quad (3.74)$$

$$\text{Esfuerzo torsión:} \quad \tau_t = \frac{16 \times M_t}{\pi \times d^3} = \frac{16 \times 53,04 \times 10^3}{\pi \times 30^3} = 10,01 \text{ MPa} \quad (3.75)$$

$$\text{Esfuerzo corte:} \quad \tau_c = \frac{4 \times V}{\pi \times d^2} = \frac{4 \times 1736,3}{\pi \times 30^2} = 2,46 \text{ MPa} \quad (3.76)$$

El esfuerzo equivalente según Von Mises será:

$$\sigma_{eq} = \sqrt{(\sigma_f + \sigma_n)^2 + 3 \times (\tau_t^2 + \tau_c^2)} \quad (3.77)$$

$$\sigma_{eq} = \sqrt{(28,92 + 0)^2 + 3 \times (10,01^2 + 2,46^2)} = 33,98 \text{ MPa}$$

El material seleccionado para el árbol conducido será el acero AISI 1045, el cual es muy usado en la fabricación de eje y arboles por su fácil maquinabilidad y buena resistencia. Según el ANEXO 16, el límite de fluencia de dicho material es $\sigma_F=370\text{N/mm}^2$, su esfuerzo máximo a tracción es $\sigma_B=650\text{N/mm}^2$ y su esfuerzo alternante es $\sigma_{Alt}=370\text{N/mm}^2$.

Hallamos el factor de seguridad con la ecuación 3.78.

$$FS = \frac{\sigma_F}{\sigma_{eq}} = \frac{370}{33,98} = 10,9 \quad (3.78)$$

VIDOSIC [32] recomienda un factor de seguridad FS_R mayor a 2,5 puesto que se trata de un material promedio sujeto a cargas y esfuerzos que pueden calcularse.

Se debe cumplir: $FS_R < FS$ (3.79)

$$2,5 < 10,9 \quad \text{¡CUMPLE!}$$

De la ecuación 3.79 podemos concluir que el árbol no falla por fluencia.

3.5.2. Calculo a fatiga del árbol conducido

El diagrama de fuerzas y momentos de la figura 3.26 nos indica que debemos analizar la sección B por ser la zona más esforzada al servir de apoyo para la chumacera.

Por otro lado, también analizaremos la sección C, ya que, pese a no ser la sección más esforzada, en dicha sección hay un canal chavetero que actúa como un concentrador de esfuerzos, como se puede ver en la figura 3.27.

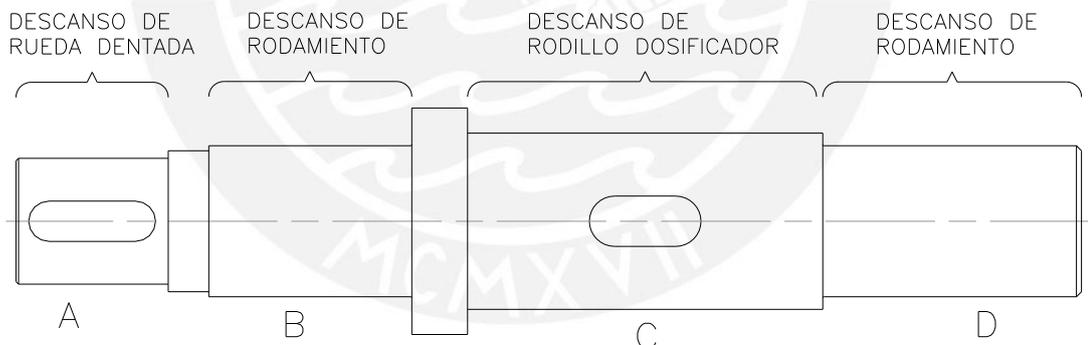


Figura 3.27. Zonas del árbol conducido

Fuente: propia

A) Análisis de la sección "C"

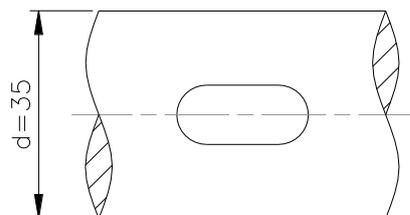


Figura 3.28. Sección C del árbol conducido

Fuente: propia

Según PAULSEN [23], para el cálculo por fatiga de árboles, debemos asumir que el momento flector y torsor varían en forma alternante y pulsante respectivamente.

Asumiendo que el esfuerzo de flexión es alternante puro, se generan los siguientes esfuerzos superior e inferior: $\sigma_{fs}=9,22 \text{ N/mm}^2$ y $\sigma_{fi}=-9,22 \text{ N/mm}^2$. Se determina el esfuerzo de flexión medio y el esfuerzo de flexión alternante con las ecuaciones en 3.80:

$$\sigma_{fm} = \frac{(\sigma_{fs} + \sigma_{fi})}{2} \quad \text{y} \quad \sigma_{fa} = \frac{(\sigma_{fs} - \sigma_{fi})}{2} \quad (3.80)$$

$$\sigma_{fm} = 0 \text{ N/mm}^2 \quad \text{y} \quad \sigma_{fa} = 9,22 \text{ N/mm}^2$$

Por otro lado, si se asume que el esfuerzo de torsión es pulsante puro, se generaran los siguientes esfuerzos superior e inferior: $\tau_{ts}=20,02 \text{ N/mm}^2$ y $\tau_{ti}=0 \text{ N/mm}^2$. Se determina el esfuerzo de torsión medio y el esfuerzo de torsión alternante con las ecuaciones en 3.81:

$$\tau_{tm} = \frac{(\tau_{ts} + \tau_{ti})}{2} \quad \text{y} \quad \tau_{ta} = \frac{(\tau_{ts} - \tau_{ti})}{2} \quad (3.81)$$

$$\tau_{tm} = 10,01 \text{ N/mm}^2 \quad \text{y} \quad \tau_{ta} = 10,01 \text{ N/mm}^2$$

En la sección analizada no hay un cambio de diámetro, sin embargo, nos encontramos con un canal chavetero. Del ANEXO 13, en la tabla 13.4, obtenemos los siguientes factores efectivos de concentración de esfuerzos:

$$\beta_f = 1,6 \quad (\text{Para flexion})$$

$$\beta_t = 1,3 \quad (\text{Para torsión})$$

Asimismo, del ANEXO 13 obtenemos los siguientes coeficientes aumentadores:

- Coeficiente de superficie (C_s):0,9
- Coeficiente de tamaño (C_t):0,74
- Coeficiente de temperatura (C_{temp}):1
- Coeficiente de carga (C_{carga}):1
- Coeficiente de confiabilidad (C_c):1

Ahora calcularemos el esfuerzo alternante aumentado σ'_{fa} para flexión y torsión haciendo uso de las ecuaciones 3.82 y 3.83 respectivamente.

$$\sigma'_{fa} = \left(\frac{\beta_f}{C_s \times C_t \times C_{temp} \times C_{carga} \times C_c} \right) \times \sigma_{fa} = \left(\frac{1,6}{0,9 \times 0,74} \right) \times 9,22 = 22,15 \text{ N/mm}^2 \quad (3.82)$$

$$\tau'_{ta} = \left(\frac{\beta_t}{C_s \times C_t \times C_{temp} \times C_{carga} \times C_c} \right) \times \tau_{ta} = \left(\frac{1,3}{0,9 \times 0,74} \right) \times 10,01 = 19,54 \text{ N/mm}^2 \quad (3.83)$$

La sección "C" está sometida a esfuerzos combinados de flexión y torsión, procedemos a hallar los esfuerzos equivalentes medio y alternante usando la ecuación 3.84 y 3.85 respectivamente.

$$\sigma_{m\text{eq}} = \sqrt{\sigma_{f_m}^2 + 3 \times \tau_{t_m}^2} = \sqrt{0^2 + 3 \times 10,01^2} = 17,34 \text{ N/mm}^2 \quad (3.84)$$

$$\sigma'_{a\text{eq}} = \sqrt{\sigma'_{f_a}{}^2 + 3 \times \tau'_{t_a}{}^2} = \sqrt{9,22^2 + 3 \times 10,01^2} = 19,64 \text{ N/mm}^2 \quad (3.85)$$

Para determinar el factor de seguridad a la fatiga usaremos la ecuación 3.86.

$$\frac{1}{\text{FS}} = \frac{\sigma'_{a\text{eq}}}{\sigma_{\text{Alt}}} + \frac{\sigma_{m\text{eq}}}{\sigma_{\text{B}}} = \frac{19,64}{370} + \frac{17,34}{650} \rightarrow \text{FS} = 12,01 > \text{FS}_R = 2,5 \quad (3.86)$$

El factor de seguridad a la fatiga en la sección C resulta ser mayor al factor de seguridad recomendado de 2,5 cuando las cargas se pueden medir [32], por lo tanto, podemos asegurar que no falla por fatiga.

B) Análisis de la sección B

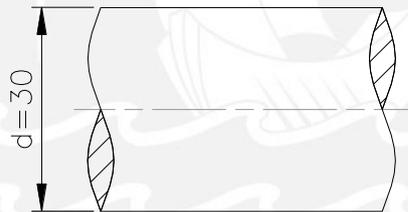


Figura 3.29. Sección B del árbol conducido

Fuente: propia

Tomando el esfuerzo de flexión como alternante puro, se generan los siguientes esfuerzos superior e inferior: $\sigma_{f_s} = 28,92 \text{ N/mm}^2$ y $\sigma_{f_i} = -28,92 \text{ N/mm}^2$. Se determina el esfuerzo de flexión medio y el esfuerzo de flexión alternante con las ecuaciones en 3.87

$$\sigma_{f_m} = \frac{(\sigma_{f_s} + \sigma_{f_i})}{2} \quad \text{y} \quad \sigma_{f_a} = \frac{(\sigma_{f_s} - \sigma_{f_i})}{2} \quad (3.87)$$

$$\sigma_{f_m} = 0 \text{ N/mm}^2 \quad \text{y} \quad \sigma_{f_a} = 28,92 \text{ N/mm}^2$$

Por otro lado, si se asume que el esfuerzo de torsión es pulsante puro, se generaran los siguientes esfuerzos superior e inferior: $\tau_{t_s} = 20,02 \text{ N/mm}^2$ y $\tau_{t_i} = 0 \text{ N/mm}^2$. Se determina el esfuerzo de torsión medio y el esfuerzo de torsión alternante con las ecuaciones en 3.88:

$$\tau_{t_m} = \frac{(\tau_{t_s} + \tau_{t_i})}{2} \quad \text{y} \quad \tau_{t_a} = \frac{(\tau_{t_s} - \tau_{t_i})}{2} \quad (3.88)$$

$$\tau_{t_m} = 10,01 \text{ N/mm}^2 \quad \text{y} \quad \tau_{t_a} = 10,01 \text{ N/mm}^2$$

De la figura 3.29 podemos observar que no hay cambios de sección ni concentradores de esfuerzos, por lo tanto, el factor geométrico de concentración de esfuerzos K y el factor efectivo de concentración de esfuerzos β serán igual a 1 tanto para flexión como para torsión.

Por otro lado, del ANEXO 13 obtenemos los siguientes coeficientes aumentadores:

- Coeficiente de superficie (C_s):0,9
- Coeficiente de tamaño (C_t):0,76
- Coeficiente de temperatura (C_{temp}):1
- Coeficiente de carga (C_{carga}):1
- Coeficiente de confiabilidad (C_c):1

Ahora calcularemos el esfuerzo alternante aumentado σ'_{fa} para flexión y torsión haciendo uso de las ecuaciones 3.89 y 3.90 respectivamente.

$$\sigma'_{fa} = \left(\frac{\beta_f}{C_s \times C_t \times C_{temp} \times C_{carga} \times C_c} \right) \times \sigma_{fa} = \left(\frac{1}{0,9 \times 0,76} \right) \times 28,92 = 42,28 \text{ N/mm}^2 \quad (3.89)$$

$$\tau'_{ta} = \left(\frac{\beta_t}{C_s \times C_t \times C_{temp} \times C_{carga} \times C_c} \right) \times \tau_{ta} = \left(\frac{1}{0,9 \times 0,76} \right) \times 2,46 = 3,6 \text{ N/mm}^2 \quad (3.90)$$

La sección B está sometida a esfuerzos combinados de flexión y torsión, procedemos a hallar los esfuerzos equivalentes medio y alternante usando la ecuación 3.91 y 3.92 respectivamente.

$$\sigma_{m\text{eq}} = \sqrt{\sigma_{fm}^2 + 3 \times \tau_{tm}^2} = \sqrt{0^2 + 3 \times 2,46^2} = 4,26 \text{ N/mm}^2 \quad (3.91)$$

$$\sigma'_{a\text{eq}} = \sqrt{\sigma'_{fa}^2 + 3 \times \tau'_{ta}^2} = \sqrt{42,28^2 + 3 \times 3,6^2} = 42,74 \text{ N/mm}^2 \quad (3.92)$$

Para determinar el factor de seguridad a la fatiga usaremos la ecuación 3.93.

$$\frac{1}{FS} = \frac{\sigma'_{a\text{eq}}}{\sigma_{Alt}} + \frac{\sigma_{m\text{eq}}}{\sigma_B} = \frac{42,74}{370} + \frac{4,26}{650} \rightarrow FS = 7,77 > FS_R = 2,5 \quad (3.93)$$

El factor de seguridad a la fatiga en la sección B resulta ser mayor al factor de seguridad recomendado de 2,5 cuando las cargas se pueden medir [32], por lo tanto, podemos asegurar que no falla por fatiga.

3.5.3. Cálculo de deformación transversal por flexión

Como se vio en la figura 3.27, el árbol conducido está apoyado sobre 2 rodamientos en los puntos B y D; mientras que en los puntos A y C está sometido a fuerzas que harán que esta se deforme transversalmente; dicha deformación se hallara mediante la curva elástica del árbol conducido.

La ecuación de la curva elástica de deformación por flexión para los planos X-Y y X-Z ha sido calculada previamente en el ANEXO 07, por lo que solo tendremos que reemplazar las variables usadas con los valores de sus respectivos planos; iniciaremos con el plano X-Y.

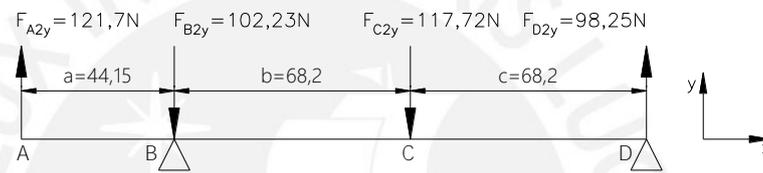


Figura 3.30. DCL del árbol conducido en el plano X-Y

Fuente: propia

Como podemos ver en la figura 3.30, para el plano X-Y reemplazaremos los siguientes valores: $a=44,15$ [mm], $b=68,2$ [mm], $c=68,2$ [mm], $F_{A1y}=-121,7$ [N], $F_{B1y}=-102,23$ [N], $F_{C1y}=117,72$ [N], $F_{D1y}=98,25$ [N]

Nos valdremos del software Excel para graficar la curva elástica; además, tomaremos un módulo de elasticidad $E=2,1 \times 10^5$ N/mm² y un momento de inercia del eje $I=0,25 \times \pi \times \text{radio}^4$. (Usaremos un diámetro promedio de 30mm en todos los tramos para simplificar el cálculo).

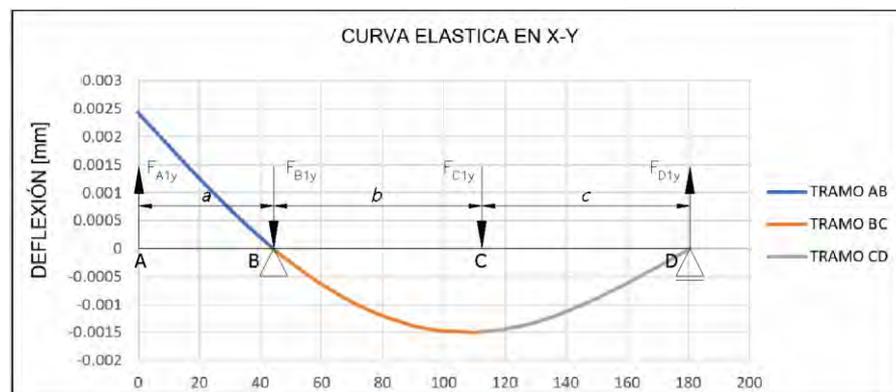


Figura 3.31. Curva elástica del árbol conducido en el plano X-Y

Fuente: propia

De la figura 3.31 podemos observar la deflexión en el punto A ($\delta_{A,y}=24,34 \times 10^{-4} \text{ mm}$) y en el punto C ($\delta_{C,y}=14,94 \times 10^{-4} \text{ mm}$).

Ahora procederemos a hallar la curva elástica en el plano X-Z.

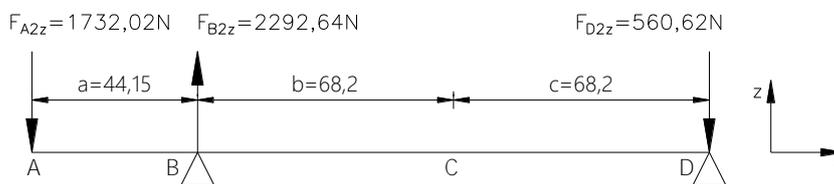


Figura 3.32. DCL del árbol conducido en el plano X-Z

Fuente: propia

Como podemos ver en la figura 3.32, para el plano X-Z reemplazaremos los siguientes valores: $a=44,15$ [mm], $b=68,2$ [mm], $c=68,2$ [mm], $F_{A1z}=1732,02$ [N], $F_{B1z}=2292,64$ [N], $F_{C1y}=0$ [N], $F_{D1y}=-560,62$ [N]

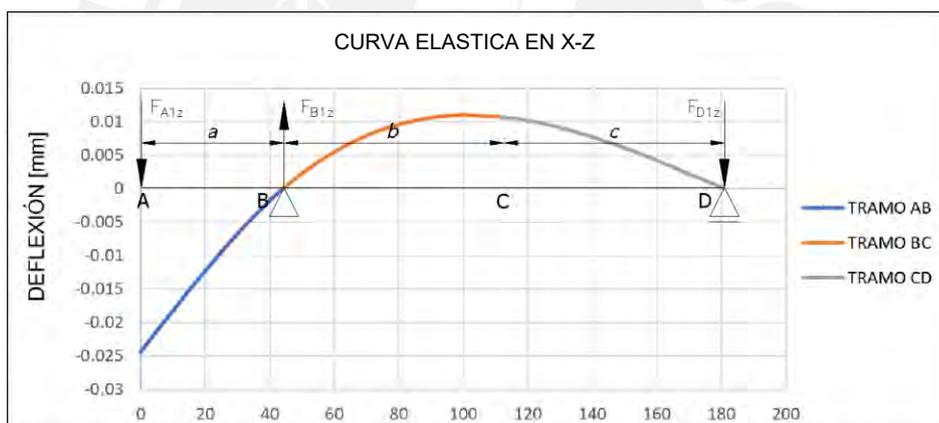


Figura 3.33. Curva elástica del árbol conducido en el plano X-Z

Fuente: propia

De la figura 3.33 podemos observar la deflexión en el punto A ($\delta_{A,z}=24,33 \times 10^{-3} \text{ mm}$) y en el punto C ($\delta_{C,z}=10,65 \times 10^{-3} \text{ mm}$).

Ahora hallaremos la deformación resultante en los puntos A y C con las siguientes ecuaciones:

$$\delta_{A,R} = \sqrt{\delta_{A,y}^2 + \delta_{A,z}^2} = \sqrt{0,0024^2 + 0,0243^2} = 0,0245 \text{ mm} \quad (3.94)$$

$$\delta_{C,R} = \sqrt{\delta_{C,y}^2 + \delta_{C,z}^2} = \sqrt{0,0015^2 + 0,0106^2} = 0,0108 \text{ mm} \quad (3.95)$$

Las deformaciones no deben sobrepasar los valores recomendados; SHIGLEY [30] recomienda una máxima deflexión para arboles de 0,5 mm por cada metro de longitud entre apoyos o por la longitud de voladizo; para ello haremos uso de la ecuación 3.96.

$$\delta^* = \frac{\delta \text{ [mm]}}{\text{Longitud [m]}} < 0,5 \frac{\text{mm}}{\text{m}} \quad (3.96)$$

Resolviendo para los puntos A Y C:

$$\text{En A:} \quad \frac{0,0245 \text{ [mm]}}{44,15 \times 10^{-3} \text{ [m]}} = 0,455 \frac{\text{mm}}{\text{m}} < 0,5 \frac{\text{mm}}{\text{m}} \text{ (Cumple)} \quad (3.97)$$

$$\text{En C:} \quad \frac{0,0108 \text{ [mm]}}{136,4 \times 10^{-3} \text{ [m]}} = 0,079 \frac{\text{mm}}{\text{m}} < 0,5 \frac{\text{mm}}{\text{m}} \text{ (Cumple)} \quad (3.98)$$

De la ecuación 3.97 y 3.98 podemos concluir que las deflexiones en los puntos A y C del árbol conductor se encuentran dentro del rango recomendado.

3.5.4. Cálculo de deformación angular por flexión

Debemos comprobar que la deformación angular en los puntos donde se montan los rodamientos (B y D) se encuentre dentro del rango establecido por el fabricante, o en su defecto, de las recomendaciones.

Entonces, si resolvemos la ecuación de deformación angular del ANEXO 07 en el punto B ($x=44,15\text{mm}$) obtenemos un desplazamiento angular $\theta_{1(x=44,15)}$ de $4,56 \times 10^{-5}$ [rad] en el plano X-Y, y $6,19 \times 10^{-4}$ [rad] en X-Z. Asimismo, en el punto D ($x=180,55\text{mm}$) se obtendrá un desplazamiento angular $\theta_{3(x=180,55)}$ de $3,1 \times 10^{-5}$ [rad] en el plano X-Y, y $2,08 \times 10^{-4}$ [rad] en X-Z

Ahora hallaremos la deformación angular resultante en los puntos D y B con las siguientes ecuaciones:

$$\theta_{1(x=44,15)} = \sqrt{(4,56 \times 10^{-5})^2 + (6,19 \times 10^{-4})^2} = 6,21 \times 10^{-4} \text{ rad} \left(\frac{180^\circ}{\pi \text{ rad}} \right) = 0,04^\circ \quad (3.99)$$

$$\theta_{3(x=180,55)} = \sqrt{(3,1 \times 10^{-5})^2 + (2,08 \times 10^{-4})^2} = 2,10 \times 10^{-4} \text{ rad} \left(\frac{180^\circ}{\pi \text{ rad}} \right) = 0,01^\circ \quad (3.100)$$

De la ecuación 3.99 y 3.100 obtuvimos una deformación angular en el punto B y D de $0,04^\circ$ y $0,01^\circ$ respectivamente. Según SKF [31], para rodamientos rígidos de bolas, la desalineación admisible debe ser menos de 2° ; entonces podemos afirmar que se cumple con la recomendación del fabricante.

3.6. Dimensionamiento del árbol de la rueda compactadora

3.6.1. Descripción del funcionamiento de la rueda compactadora

La rueda compactadora está acoplada en un brazo que está pivoteado directamente al chasis de la máquina sembradora. El mecanismo de compactación, como se aprecia en la figura 3.34, consta de una rueda que está constantemente presionando la tierra gracias a la fuerza que ejerce un resorte acoplado en un extremo.

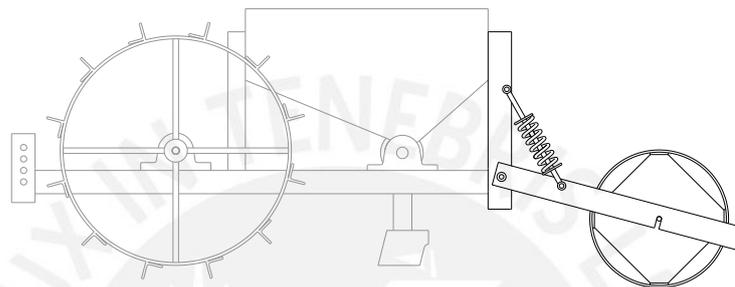


Figura 3.34. Mecanismo de compactación

Fuente: propia

Como podemos apreciar en la figura 3.35 b), el resorte originalmente se encontrará en reposo sin ejercer ninguna fuerza sobre la tierra; sin embargo, cuando la sembradora empiece a trabajar, y el surcador se entierre en la tierra, el desnivel ocasionado comprimirá el resorte y hará que la rueda compacte la tierra surcada como se aprecia en la figura 3.35 a).

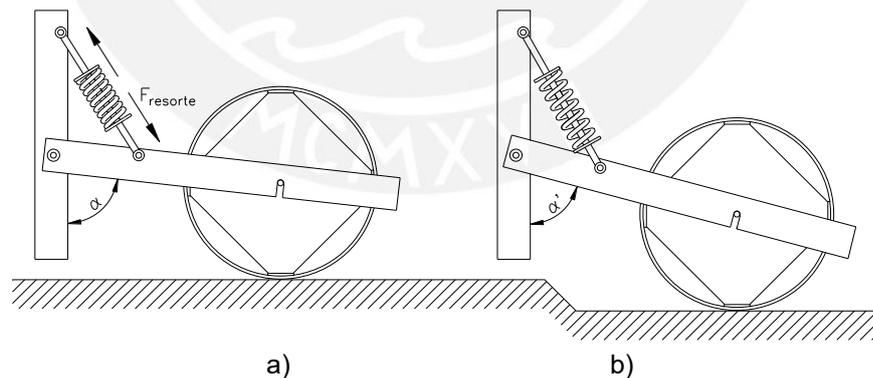


Figura 3.35. Comportamiento del resorte: a) comprimido b) reposo

Fuente: propia

3.6.2. Cálculo de la fuerza de compactación de la rueda

Para el cálculo del dimensionamiento del árbol de la rueda compactadora, es imperativo hallar primero la fuerza de compactación sobre la tierra, la cual es producida por la fuerza que antepone el resorte a ser deformado como se ve en la ecuación 3.101.

$$F_{\text{resorte}} [\text{kg}] = k [\text{kg/mm}] \cdot \Delta x [\text{mm}] \quad (3.101)$$

Haciendo uso del software AutoCAD, se pudo medir una deformación máxima del resorte Δx de 5mm cuando el surcador está enterrado en posición de trabajo.

Por otro lado, para la máquina sembradora se ha seleccionado un amortiguador cuya constante del resorte k es de 350lb/in (6.25kg/mm). Dicha selección se hizo debido a que es un modelo altamente comercial en el mercado peruano y, por tanto, de fácil adquisición.

Con los datos recolectados, procederemos a resolver la ecuación 3.101

$$F_{\text{resorte}} = 6,25 \times 5 = 31,25 \text{ kg} = 306,57 \text{ N}$$

Una vez hallado F_{resorte} , haremos uso del DCL del brazo compactador de la figura 3.36 para hallar las reacciones en T, que es donde esta acoplado la rueda compactadora

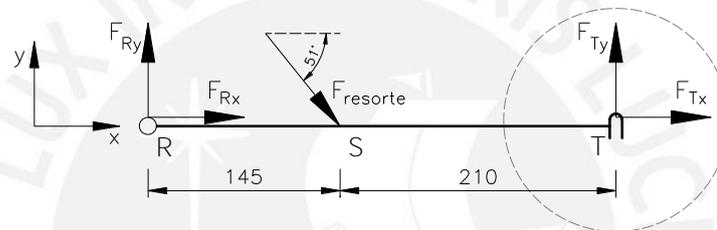


Figura 3.36. DCL de brazo compactador

Fuente: propia

$$\begin{aligned} \Sigma M_R = 0 & \qquad \qquad \qquad M_{F_{\text{resorte}}} + M_{F_{T_y}} = 0 & (3.102) \\ 306,6 \times \text{sen}(51) \times (145) - F_{T_y} \times (355) = 0 & \Rightarrow F_{T_y} = 97,32 \text{ N} \end{aligned}$$

En el eje X:

$$\Sigma F_y = 0 \qquad \qquad F_{R_x} + F_{\text{resorte}} \times \cos(51) + F_{T_x} = 0 \qquad (3.103)$$

Tomaremos las reacciones en x de los puntos R y T como iguales ($F_{T_x} = F_{R_x}$)

$$F_{T_x} + 306,6 \times \cos(51) + F_{T_x} = 0 \qquad \Rightarrow F_{T_x} = -96,47 \text{ N}$$

La fuerza de compactación debe ser menor a los 10kg, puesto que, si está muy compactada puede retrasar la germinación de las semillas y no permitir el ingreso de agua. De la ecuación 3.102 obtuvimos que la fuerza normal a la tierra que ejerce la compactadora F_{T_y} es de 97,32 N ($\approx 9,92 \text{ kg}$), la cual se encuentra dentro del margen.

En la figura 3.37 se pueden identificar las zonas del árbol de la rueda compactadora. En los puntos A y C se posicionarán los rodamientos sobre los cuales girará el árbol; mientras que el punto B servirá de apoyo para el buje.

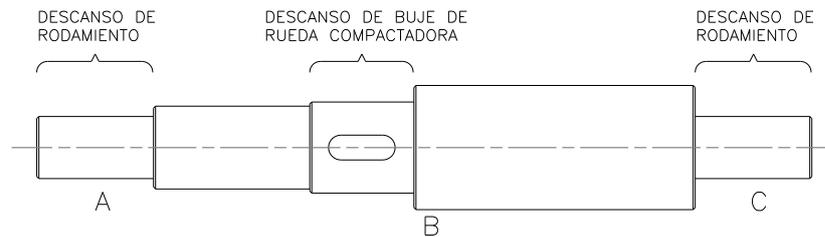


Figura 3.37. Zonas del árbol de la rueda compactadora

Fuente: propia

Para los cálculos posteriores, las fuerzas F_{Tx} y F_{Ty} hallados en las ecuaciones 3.102 y 3.103 respectivamente, serán aplicados en el punto B del eje de la figura 3.37.

3.6.3. Cálculo por resistencia del árbol de la rueda compactadora

Para determinar las fuerzas y momentos que actúan en los apoyos ubicados en los puntos en A y C se debe resolver el DCL del árbol de la rueda compactadora mostrado en la figura 3.38. (La estimación de la fuerza $W_{\text{rueda.comp}}$ se encuentran en el ANEXO 06)

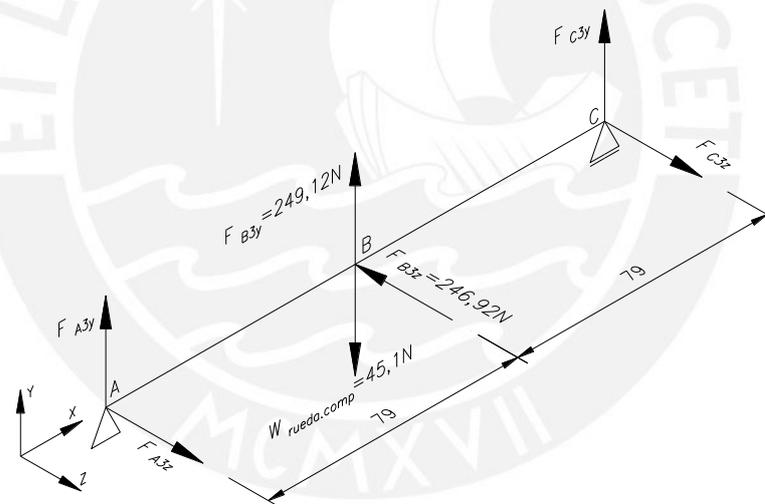


Figura 3.38. Fuerzas y momentos en el árbol de la rueda compactadora

Fuente: propia

$$\begin{aligned} \Sigma M_{zC} = 0 & \quad M_{FA3y} + M_{FB3y} + M_{WRueda.comp} = 0 & (3.104) \\ -F_{A3y} \times (158) - 249,12 \times (79) + 45,1 \times (79) = 0 & \quad \Rightarrow F_{A3y} = -102,01N \end{aligned}$$

En el eje Y:

$$\begin{aligned} \Sigma F_y = 0 & \quad F_{A3y} - W_{\text{rueda.comp}} + F_{B3y} + F_{C3y} = 0 & (3.105) \\ -102,01 - 45,1 + 249,12 + F_{C3y} = 0 & \quad \Rightarrow F_{C3y} = -102,01N \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \Sigma M_{yC} = 0 & \quad M_{FA3z} + M_{FB3z} = 0 & (3.106) \\ F_{A3z} \times (158) - 246,92 \times (79) = 0 & \quad \Rightarrow F_{A3z} = 123,46N \end{aligned}$$

En el eje Z:

$$\begin{aligned} \Sigma F_z = 0 & \quad F_{A3z} - F_{B3z} + F_{C3z} = 0 & (3.107) \\ 123,46 - 246,92 + F_{C3z} = 0 & \quad \Rightarrow F_{C3z} = 123,46N \end{aligned}$$

En base a las fuerzas halladas y las dimensiones del árbol se procedió a realizar el diagrama de fuerzas cortantes (DFC), de momentos flectores (DMF) y de momentos torsores (DMT) en los planos X-Y y X-Z, ver figura 3.39.

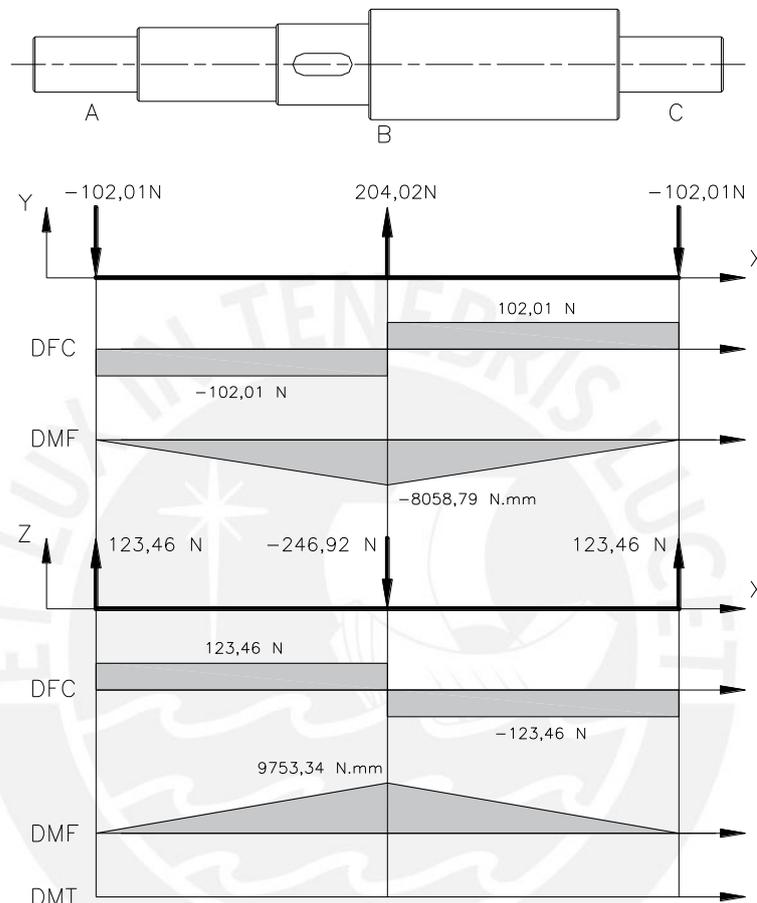


Figura 3.39. Diagrama de fuerzas y momentos del árbol de rueda compactadora

Fuente: propia

En la figura 3.39 se observa que la sección "B" está sometida al mayor momento flector, cuyos valores son de $8058,79\text{ N.mm}$ en el plano X-Y, y de $9753,34\text{ N.mm}$ en el plano X-Z; es por ello que se tomara dicha sección como la más crítica.

Las fuerzas internas en la sección B son:

$$\text{Fuerza normal} \quad F = 0\text{ N} \quad (3.108)$$

$$\text{Momento flector} \quad M_f = \sqrt{M_{fy}^2 + M_{fz}^2} \quad (3.109)$$

$$M_f = \sqrt{8058,79^2 + 9753,34^2} = 12651,95\text{ N.mm}$$

$$\text{Momento torsor} \quad M_t = 0\text{ N.mm} \quad (3.110)$$

$$\text{Fuerza cortante} \quad V = \sqrt{F_{cy}^2 + F_{cz}^2} \quad (3.111)$$

$$V = \sqrt{102,01^2 + 123,46^2} = 160,15 \text{ N.mm}$$

Los esfuerzos correspondientes serán ($\Phi=22\text{mm}$):

$$\text{Esfuerzo normal:} \quad \sigma_n = \frac{F}{A} = 0 \text{ MPa} \quad (3.112)$$

$$\text{Esfuerzo flexión:} \quad \sigma_f = \frac{32 \times M_f}{\pi \times d^3} = \frac{32 \times 12651,95}{\pi \times 22^3} = 12,1 \text{ MPa} \quad (3.113)$$

$$\text{Esfuerzo torsión:} \quad \tau_t = \frac{16 \times M_t}{\pi \times d^3} = 0 \text{ MPa} \quad (3.114)$$

$$\text{Esfuerzo corte:} \quad \tau_c = \frac{4 \times V}{\pi \times d^2} = \frac{4 \times 160,15}{\pi \times 22^2} = 0,42 \text{ MPa} \quad (3.115)$$

El esfuerzo equivalente según Von Mises será:

$$\sigma_{eq} = \sqrt{(\sigma_f + \sigma_n)^2 + 3 \times (\tau_t^2 + \tau_c^2)} \quad (3.116)$$

$$\sigma_{eq} = \sqrt{(12,1 + 0)^2 + 3 \times (0^2 + 0,42^2)} = 12,13 \text{ MPa}$$

El material seleccionado para el eje será el acero AISI 1045, el cual es muy usado en la fabricación de eje y arboles por su fácil maquinabilidad y buena resistencia.

Según el ANEXO 16, el límite de fluencia de dicho material es $\sigma_F=370\text{N/mm}^2$, su esfuerzo máximo a tracción es $\sigma_B=650\text{N/mm}^2$ y su esfuerzo alternante es $\sigma_{Alt}=370\text{N/mm}^2$. Hallamos el factor de seguridad con la ecuación 3.137

$$FS = \frac{\sigma_F}{\sigma_{eq}} = \frac{370}{12,13} = 30,51 \quad (3.117)$$

VIDOSIC [32] recomienda un factor de seguridad FS_R mayor a 2,5 puesto que se trata de un material promedio sujeto a cargas y esfuerzos que pueden calcularse.

$$\begin{aligned} \text{Se debe cumplir:} \quad & FS_R < FS & (3.118) \\ & 2,5 < 30,51 & \text{¡CUMPLE!} \end{aligned}$$

De la ecuación 3.118 podemos concluir que el eje no falla por fluencia.

3.6.4. Cálculo de deformación transversal por flexión

Como se vio en la figura 3.37, el árbol está apoyado sobre 2 rodamientos en los puntos A y C; mientras que en el punto B está sometido a fuerzas que harán que esta se deforme transversalmente

La ecuación de la curva elástica de deformación por flexión para los planos X-Y y X-Z ha sido calculada previamente en el ANEXO 07, por lo que solo tendremos que reemplazar las variables usadas con los valores de sus respectivos planos; iniciaremos con el plano X-Y.

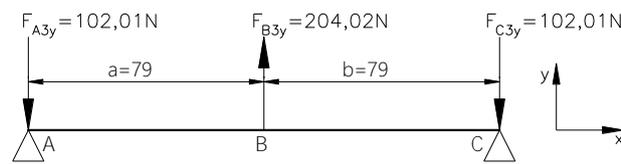


Figura 3.40. DCL del árbol de rueda compactadora en el plano X-Y

Fuente: propia

Como podemos ver en la figura 3.40, para el plano X-Y reemplazaremos los siguientes valores: $a=79$ [mm], $b=79$ [mm], $F_{A3y}=-102,01$ [N], $F_{B3y}=-204,02$ [N], $F_{E3y}=-102,01$ [N].

Nos valdremos del software Excel para graficar la curva elástica; la cual consta de la función $f_{1(x)}$ y $f_{2(x)}$ en sus respectivos dominios. Para ello, tomaremos el módulo de elasticidad $E=2,1 \times 10^5$ N/mm² y un momento de inercia del eje $I=0,25 \times \pi \times \text{radio}^4$. (Usaremos un diámetro promedio de 22mm en ambos los tramos para simplificar el cálculo).

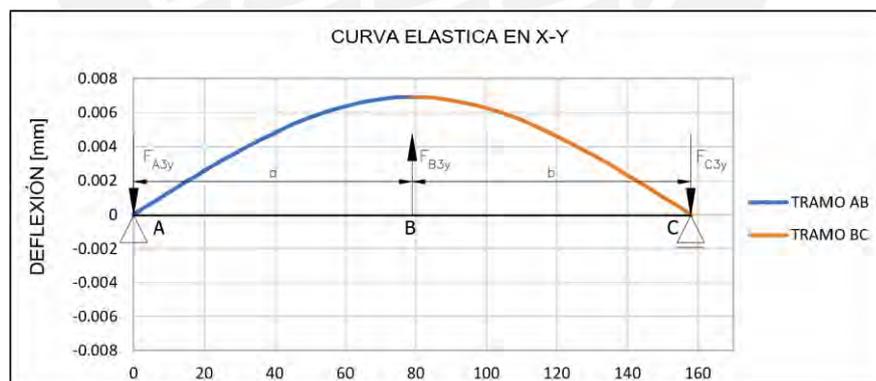


Figura 3.41. Curva elástica del árbol de la rueda compactadora en el plano X-Y

Fuente: propia

De la figura 3.41 podemos observar que la deflexión en el punto B ($\delta_{B,y}$) es de $6,9 \times 10^{-3}$ mm.

Ahora procederemos a hallar la curva elástica en el plano X-Z.

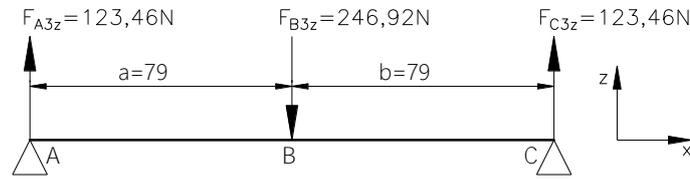


Figura 3.42. DCL del árbol de rueda compactadora en el plano X-Z

Fuente: propia

Como podemos ver en la figura 3.42, para el plano X-Z reemplazaremos los siguientes valores: $a=79$ [mm], $b=79$ [mm], $F_{A3z}=123,46$ [N], $F_{C3z}=246,92$ [N], $F_{E3z}=123,46$ [N]

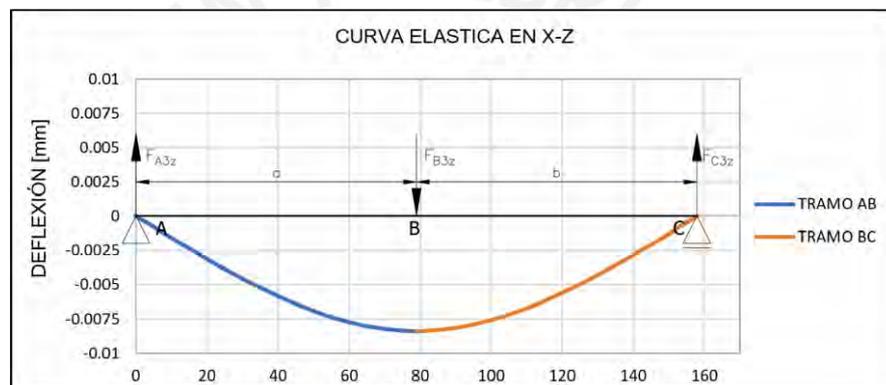


Figura 3.43. Curva elástica del árbol de rueda compactadora en el plano X-Z

Fuente: propia

De la figura 3.43 podemos observar que la deflexión en el punto B ($\delta_{B,z}$) es de $8,4 \times 10^{-3}$ mm.

Ahora hallaremos la deformación resultante con la siguiente ecuación:

$$\delta_{B,R} = \sqrt{\delta_{B,y}^2 + \delta_{B,z}^2} = \sqrt{0,0069^2 + 0,0084^2} = 0,0109 \text{ mm} \quad (3.119)$$

Las deformaciones no deben sobrepasar los valores recomendados; SHIGLEY [30] recomienda una máxima deflexión para arboles de $0,5 \text{ mm}$ por cada metro de longitud entre apoyos o por la longitud de voladizo; para ello haremos uso de la ecuación 3.152.

$$\delta^* = \frac{\delta \text{ [mm]}}{\text{Longitud [m]}} < 0,5 \frac{\text{mm}}{\text{m}} \quad (3.120)$$

Resolvemos:
$$\frac{0,0109 \text{ [mm]}}{158 \times 10^{-3} \text{ [m]}} = 0,069 \frac{\text{mm}}{\text{m}} < 0,5 \frac{\text{mm}}{\text{m}} \text{ (Cumple)} \quad (3.121)$$

De la ecuación 3.121 podemos concluir que la deflexión en C del eje se encuentra dentro del rango recomendado.

3.7. Selección de chavetas

Las chavetas son las encargadas de transmitir el momento torsor entre elementos que estén dispuestos en sentido axial. Para seleccionar una chaveta, debemos definir sus dimensiones dependiendo de su geometría; para la máquina sembradora usaremos chavetas de caras planas paralelas como se aprecia en la figura 3.44.

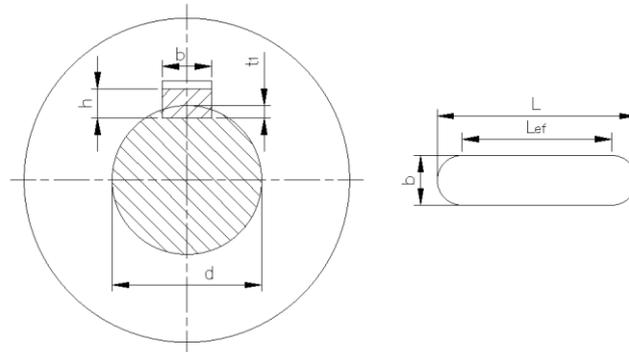


Figura 3.44. Unión por chaveta según DIN 6885A

Fuente: DIN 6885A

Debido a que la máquina cuenta con múltiples chavetas, solo mostraremos el cálculo y verificación de la chaveta que se encarga de transmitir el torque de la rueda tractora (ver figura 3.18) y el resto de chavetas serán resumidas en la tabla 3.8.

Todas las dimensiones de la chaveta están normadas, según el ANEXO 15, para un diámetro de eje de 20mm corresponde un ancho b de 6mm, una altura h de 6mm y un t_1 de 3,5mm. Para hallar la longitud de la chaveta L , debemos verificar que esta no falle ante la presión de aplastamiento; esta verificación se hace con el fin de evitar deformaciones plásticas entre los elementos en contacto. La longitud L y longitud efectiva L_{ef} de la chaveta nos la dará la ecuación 3.122 y 3.123 respectivamente:

$$L_{ef} \geq \frac{2 \times Mt}{d \times (h - t_1) \times p_{adm}} \quad (3.122)$$

$$L = L_{ef} + b \quad (3.123)$$

En este caso, el buje de la rueda tractora actúa como cubo de la chaveta; dicho buje es de acero, por lo que, según PAULSEN [23], la presión admisible p_{adm} para este material es de 100 N/mm². Además, como podemos ver en el diagrama de momentos torsores de la figura 3.17, en ese tramo se transmite un momento torsor de 105,49x10³N.mm.

Con los datos obtenidos podemos resolver la ecuación 3.122 y 3.123.

$$L_{ef} \geq \frac{2 \times 105,49 \times 10^3}{20 \times (6 - 3,5) \times 100} = 42,2\text{mm}$$

$$L = 42,2 + 6 = 48,2\text{mm}$$

Observamos que la longitud de la chaveta debe ser mayor a 48,2mm para que no falle por aplastamiento; entonces, del ANEXO 15 seleccionamos una longitud L de 50mm. Finalmente, tendremos una chaveta 6x6x50.

En la tabla 3.8 se muestra un resumen de cálculo de verificación para todas las uniones por chaveta existentes en la máquina.

Tabla 3.8. Resumen del cálculo de verificación por aplastamiento de chavetas

	Rueda tractora	Rueda dentada 1	Rueda dentada 2	Rodillo dosificador
Diámetro [mm]	20	40	25	35
Ancho b [mm]	6	12	8	10
Altura h [mm]	6	8	7	8
t_1 [mm]	3,5	5	4	5
$t = h - t_1$ [mm]	2,5	3	3	3
Mt [N.mm]	$105,49 \times 10^3$	$105,49 \times 10^3$	$53,04 \times 10^3$	$53,04 \times 10^3$
p_{adm} del cubo [N/mm ²]	100	100	100	70
$L_{ef}^* = 2 \cdot Mt / (d \cdot t \cdot p_{adm})$	42,2	17,6	14,1	14,4
$L = L_{ef}^* + b$	48,2	29,6	22,1	24,4
$L_{seleccionado}$ [mm]	50	32	25	25
$L_{seleccionado} > L$	cumple	cumple	cumple	cumple

Fuente: propia

3.8. Verificación de rodamientos

En la máquina sembradora se deben verificar 02 diferentes rodamientos rígidos de bolas insertados dentro de chumaceras; el primero sirve de apoyo tanto para el árbol conductor como para el conducido; y el segundo permite el giro de la rueda compactadora.

Empezaremos verificando el rodamiento del árbol conductor y conducido; sin embargo, al tratarse del mismo modelo, solo se hará el cálculo de aquel que este sujeto a las mayores cargas. En el diagrama de fuerzas y momentos del árbol conductor y conducido (figuras 3.17 y 3.26 respectivamente), podemos observar que es en este último donde se encuentran las mayores fuerzas.

Pasos para la verificación de rodamientos

La verificación consiste en calcular la vida del rodamiento en horas, y corroborar si se encuentra dentro de la duración recomendada. El elemento a verificar es un rodamiento rígido de bolas de una hilera YAR 206-2F con las siguientes características:

- Capacidad de carga dinámica $C=19,5$ [kN]
- Carga limite a la fatiga $P_u=0,475$ [kN]
- Diámetro exterior $D= 62$ [mm]
- Diámetro interior $d=30$ [mm]

- **Hallando carga dinámica equivalente:**

El diagrama de fuerzas y momentos del árbol conducido de la figura 3.26 nos indica que el rodamiento situado cerca a la rueda dentada 2 (punto B) es el que esta solicitado a mayor carga radial. Para calcular la carga dinámica equivalente P en dicho punto usaremos la siguiente ecuación:

$$P = \sqrt{F_{B2y}^2 + F_{B2z}^2} \quad (3.124)$$

$$P = \sqrt{102,23^2 + 2292,64^2} = 2294,92 \text{ N}$$

- **Hallando la viscosidad requerida del lubricante:**

Primero, debemos hallar el diámetro medio del rodamiento D_m y la velocidad de giro del árbol conducido ω_{dsf} , usando las siguientes ecuaciones:

$$D_m = 0,5 \times (D+d) = 0,5 \times (62+30) = 46\text{mm} \quad (3.125)$$

$$\omega_{dsf} = i \times \omega_{rueda.trac} \times \frac{60}{2 \times \pi} = 2 \times 4 \times \frac{60}{2 \times \pi} = 76,4 \text{ [rpm]} \quad (3.126)$$

Con dichos valores ingresaremos a la gráfica de la figura 19.1 en el ANEXO 19, y obtenemos una viscosidad nominal del lubricante ν_1 de $180 \text{ mm}^2/\text{s}$.

- **Hallando la viscosidad del lubricante a la temperatura de operación:**

Con el valor de ν_1 y la temperatura de trabajo de $50 \text{ }^\circ\text{C}$, ingresamos a la gráfica de la figura 19.2 en el ANEXO 19, y el punto de intersección cae entre las curvas de lubricante ISO 320 e ISO 220, sin embargo, para garantizar una mejor lubricación, tomaremos la segunda opción. Finalmente, con dicho lubricante, a 50°C , volvemos a ingresar a la gráfica y obtenemos una viscosidad del lubricante ν de $190 \text{ mm}^2/\text{s}$.

- **Cálculo de factor k:**

El factor k se calculará mediante la ecuación 3.127:

$$k = \frac{v}{v_1} = \frac{190}{180} = 1,06 \quad (3.127)$$

- **Factor η_c para el grado de contaminación del aceite:**

La máquina sembradora trabajará en chacras y parcelas agrícolas con alta presencia de polvo y tierra que contaminarán el lubricante, por tal motivo tomaremos un factor de contaminación del aceite alto, con un η_c de 0,1 de la tabla 19.2 del ANEXO 19.

- **Hallando factor de ajuste de vida a_{SKF} :**

Resolvemos la siguiente ecuación:

$$\eta_c \times \frac{P_u}{P} = 0,1 \times \frac{0,475}{2,29} = 0,021 \quad (3.128)$$

Con el resultado de la ecuación 3.128 y el factor k ingresamos a la gráfica de la figura 19.3 en el ANEXO 19, y obtenemos un factor a_{skf} de 0,4.

- **Hallando factor de ajuste a_1 :**

Asumiremos una fiabilidad del 90%, y con ello ingresaremos a la tabla 19.1 del ANEXO 19 y obtendremos un factor de ajuste a_1 de 1.

- **Hallando duración o vida del rodamiento:**

Ahora procedemos a hallar la duración del rodamiento mediante la ecuación 3.129:

$$L_{10m} = a_1 \times a_{SKF} \times \left(\frac{C}{P}\right)^3 \quad (3.129)$$

$$L_{10m} = 1 \times 0,4 \times \left(\frac{19,5}{2,29}\right)^3 = 246,98 \text{ millones de revoluciones}$$

Convertimos a horas usando la siguiente ecuación:

$$L_{10mh} = L_{10m} \times \frac{10^6}{60 \times \omega_{dsf}} = 246,98 \times \frac{10^6}{60 \times 76,4} = 53\,875 \text{ horas} \quad (3.130)$$

El tiempo de vida calculado es extremadamente elevado si se tiene en cuenta que SKF [31] recomienda una duración máxima de 3000 horas para máquinas agrícolas. Sin embargo, podemos afirmar que la selección es correcta debido a que, para un diámetro interno de 30mm, no existe rodamientos con menores capacidades estáticas ni dinámicas.

Ahora realizaremos la verificación del rodamiento que permite el giro de la rueda compactadora, el cual es un rodamiento rígido de bolas de una hilera YAR 203/15-2F con las siguientes características:

- Capacidad de carga dinámica $C=9,56$ [kN]
- Carga limite a la fatiga $P_u=0,2$ [kN]
- Diámetro exterior $D= 40$ [mm]
- Diámetro interior $d=15$ [mm]

El diagrama de fuerzas y momentos del árbol de la rueda compactadora nos indica que el punto A y C están sometidos a las mismas cargas radiales, por lo que es indistinto en qué punto se calcule la carga dinámica equivalente P (usaremos la ecuación 3.124).

$$P = \sqrt{102,01^2 + 123,46^2} = 160,15 \text{ N}$$

Ahora calcularemos la velocidad de giro de la rueda compactadora:

$$\omega_{\text{rueda.comp}} = \frac{V_{MS}}{0,5 \times D_{\text{rueda.comp}}} \cdot \frac{60}{2\pi} = \frac{1}{0,5 \times 0,3} \cdot \frac{60}{2\pi} = 63,7 \text{ [rpm]} \quad (3.131)$$

Procedemos a calcular la duración del rodamiento siguiendo los pasos de verificación usados anteriormente. Los resultados están expuestos en la tabla 3.9.

Tabla 3.9. Resumen cálculo de verificación del rodamiento de rueda compactadora

$D_m = \frac{D+d}{2}$	27,5 [mm]
v_1	310 [mm ² /s]
v	400 [mm ² /s]
$k = \frac{v}{v_1}$	1,3
η_c	0,1
$\eta_c \times \frac{P_u}{P}$	0,12
a_{SKF}	1,5
a_1	1
L_{10m}	3,19x10 ⁵ millones de revoluciones
L_{10mh}	8,3x10 ⁷ horas

Fuente: propia

Como podemos ver en la tabla 3.9, la vida útil del rodamiento en horas excede por mucho a la recomendada (3000 horas), sin embargo, daremos dicha selección como válida por tratarse del rodamiento de 15mm más económico y comercial disponible en el mercado.

3.9. Cálculo de la estructura

La estructura ha sido diseñada para que en ella se puedan acoplar las ruedas, el timón, el manubrio, la tolva y otros elementos que se aprecian en la figura 3.45 a). Asimismo, como se puede ver en la figura 5.45 b), la estructura metálica se divide en una parte delantera y otra trasera, donde la mayor parte de estas se encuentran conformadas por perfiles angulares ASTM A36 de 2"x2"x3/16", a excepción del tubo donde se apoya la surcadora, el cual es un perfil rectangular LAC 40x20x2mm ASTM A500.

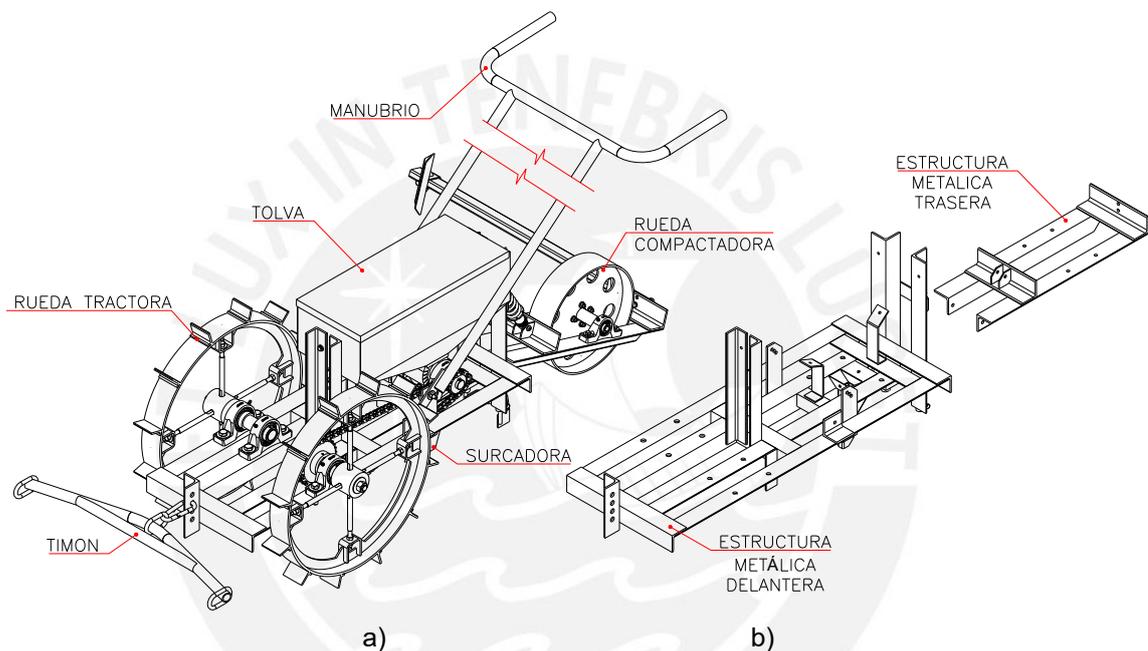


Figura 3.45. Máquina sembradora: a) Ensamble b) Estructura metálica

Fuente: propia

Para el cálculo, solo consideraremos la parte delantera de la estructura, puesto que allí es donde se sitúan la mayoría de cargas y por ende es la que se encuentra más esforzada. Además, no tomaremos en cuenta todos los perfiles, ya que algunos solo sirven de apoyo para otros elementos.

Para el análisis, se ha tenido que simplificar la estructura original al esquema de la figura 3.46, en donde se indican las fuerzas que se presentan durante la operación de la máquina: en los puntos I, II, III y IV se encuentran las reacciones presentes en los apoyos de los árboles, en el punto T se localizan las reacciones de la surcadora, las fuerzas en el punto V corresponden a las reacciones del manubrio, en el punto VII se encuentra la fuerza de tiro ejercida por el animal, y finalmente las fuerzas en los puntos VI y O son debido al apoyo de la tolva (Ver ANEXO 08).

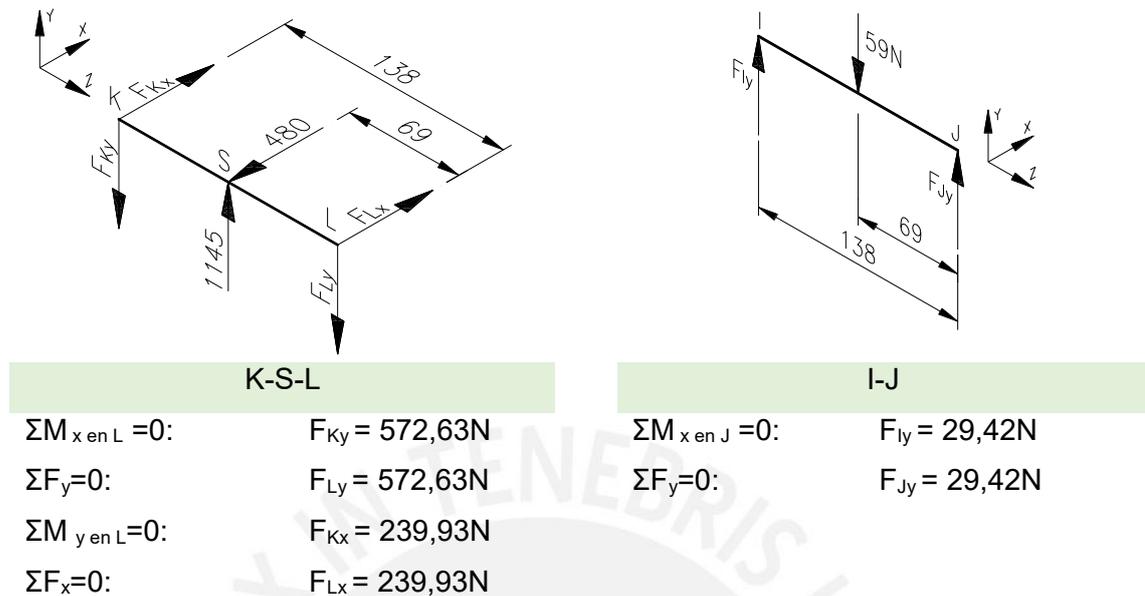


Figura 3.48. DCL de perfiles K-S-L e I-J de la estructura delantera

Fuente: propia

3.9.3. Análisis del perfil G-J-L-P

En la figura 3.49 se muestra el DCL del perfil G-J-L-P, donde se han trasladado las fuerzas halladas recientemente en el perfil K-S-L e I-J.

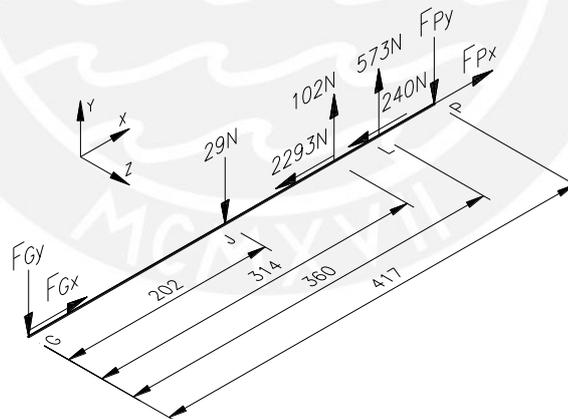


Figura 3.49. DCL de perfil G-J-L-P

Fuente: propia

El perfil G-J-L-P, respecto al eje X, es hiperestático; sin embargo, podemos hallar un valor aproximado de los valores de F_{Gx} y F_{Px} por medio de las deformaciones que genera cada fuerza. Se asume que los extremos G y P no sufren desplazamiento.

$$\delta_P = \delta_{F_{Px}} - \delta_{F_{Lx}} - \delta_{2292,64} = 0$$

$$\delta_P = 0 \quad \frac{F_{Px} \times 417}{E \times A} - \frac{239,93 \times 360}{E \times A} - \frac{2292,64 \times 314}{E \times A} = 0 \quad \Rightarrow F_{Px} = 1933,5\text{N} \quad (3.136)$$

$$\Sigma F_x = 0 \quad F_{Gx} - 2292,64 - 239,93 + 1933,48 = 0 \Rightarrow F_{Gx} = 599,1 \text{ N} \quad (3.137)$$

$$\Sigma M_{z \text{ en } G} = 0 \quad -29,4 \times (202) + 102,2 \times (314) + 572,6 \times (360) - F_{Py} \times (417) = 0 \Rightarrow F_{Py} = 557,1 \text{ N} \quad (3.138)$$

$$\Sigma F_y = 0 \quad -F_{Gy} - 29,42 + 102,23 + 572,63 - 557,1 = 0 \Rightarrow F_{Gy} = 88,36 \text{ N} \quad (3.139)$$

3.9.4. Análisis del perfil F-I-K-N

En la figura 3.50 se muestra el DCL del perfil F-I-K-N, donde se han trasladado las fuerzas halladas recientemente en el perfil K-S-L e I-J.

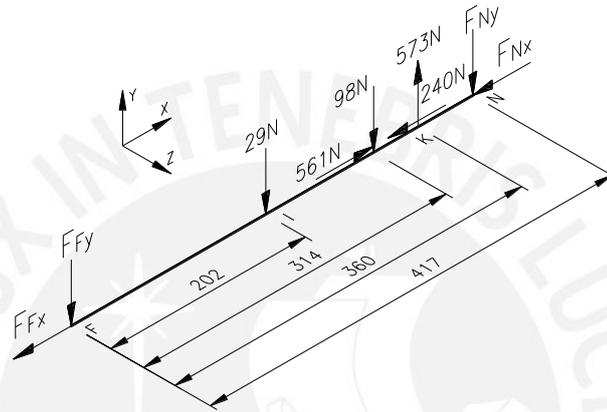


Figura 3.50. DCL de perfil F-I-K-N

Fuente: propia

El perfil F-I-K-N, respecto al eje X, es hiperestático; sin embargo, podemos hallar un valor aproximado de los valores de F_{Fx} y F_{Nx} por medio de las deformaciones que genera cada fuerza. Se asume que los extremos F y N no sufren desplazamiento.

$$\delta_N = -\delta_{F_{Nx}} - \delta_{F_{Kx}} + \delta_{560,62} = 0$$

$$\delta_N = 0 \quad -\frac{F_{Nx} \times 417}{E \times A} - \frac{239,93 \times 360}{E \times A} + \frac{560,62 \times 314}{E \times A} = 0 \Rightarrow F_{Nx} = 215 \text{ N} \quad (3.140)$$

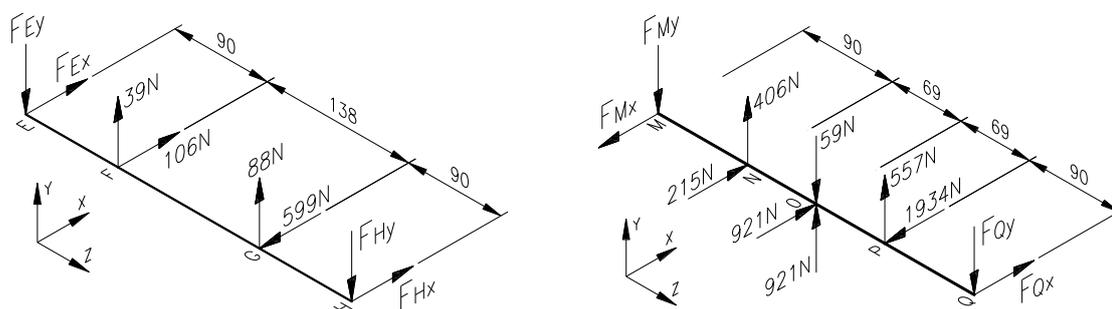
$$\Sigma F_x = 0 \quad -F_{Fx} + 560,62 - 239,93 - 215,01 = 0 \Rightarrow F_{Fx} = 105,7 \text{ N} \quad (3.141)$$

$$\Sigma M_{z \text{ en } F} = 0 \quad -29,4 \times (202) - 98,3 \times (314) + 572,6 \times (360) - F_{Ny} \times (417) = 0 \Rightarrow F_{Ny} = 406,1 \text{ N} \quad (3.142)$$

$$\Sigma F_y = 0 \quad -F_{Fy} - 29,42 - 98,25 + 572,63 - 406,12 = 0 \Rightarrow F_{Fy} = 38,84 \text{ N} \quad (3.143)$$

3.9.5. Análisis del perfil E-F-G, H y M-N-O-P-Q

En la figura 3.51, se muestra el DCL de los perfiles E-F-G-H y M-N-O-P-Q



E-F-G-H		M-N-O-P-Q	
$\Sigma M_{y \text{ en H}} = 0:$	$F_{Ex} = 93,78\text{N}$	$\Sigma M_{y \text{ en Q}} = 0:$	$F_{Mx} = 67,53\text{N}$
$\Sigma F_x = 0:$	$F_{Hx} = 399,62\text{N}$	$\Sigma F_x = 0:$	$F_{Qx} = 864,84\text{N}$
$\Sigma M_{x \text{ en H}} = 0:$	$F_{Ey} = 52,85\text{N}$	$\Sigma M_{x \text{ en Q}} = 0:$	$F_{My} = 880,01\text{N}$
$\Sigma F_y = 0:$	$F_{Hy} = 74,34\text{N}$	$\Sigma F_y = 0:$	$F_{Qy} = 945,52\text{N}$

Figura 3.51. DCL de perfiles E-F-G-H y M-N-O-P-Q de la estructura delantera

Fuente: propia

3.9.6. Análisis del perfil D-H-Q-V

En la figura 3.52 se muestra el DCL del perfil D-H-Q-V

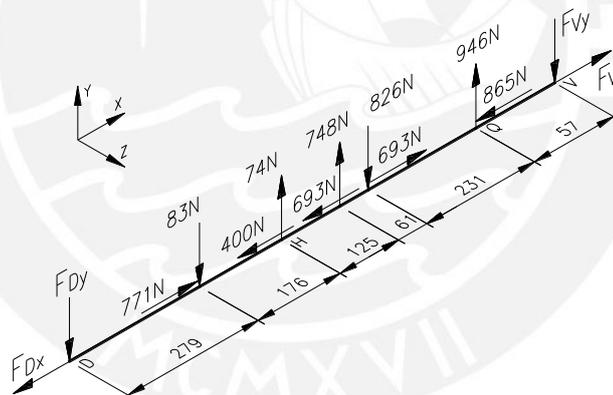


Figura 3.52. DCL de perfil D-H-Q-V

Fuente: propia

El perfil D-H-Q-V, respecto al eje X, es hiperestático; sin embargo, podemos hallar un valor aproximado de los valores de F_{Dx} y F_{Vx} por medio de las deformaciones que genera cada fuerza. Se asume que los extremos D y V no sufren desplazamiento.

$$\delta_V = \delta_{F_{Vx}} - \delta_{864,84} + \delta_{693,4} - \delta_{693,4} - \delta_{399,62} - \delta_{771,41} = 0$$

$$\delta_V = 0 \quad \frac{F_{Vx} \times 929}{E \times A} - \frac{864,84 \times 872}{E \times A} + \frac{693,4 \times 641}{E \times A} - \frac{693,4 \times 580}{E \times A} - \frac{399,6 \times 455}{E \times A} + \frac{771,4 \times 279}{E \times A} = 0 \quad \Rightarrow F_{Vx} = 730,3\text{N} \quad (3.144)$$

$$\Sigma F_x = 0 \quad -F_{Dx} + 771,41 - 399,62 - 864,84 + 730,3 = 0 \quad \Rightarrow F_{Dx} = 237,3\text{N} \quad (3.145)$$

$$\Sigma M_{z \text{ en D}} = 0 \quad -83,1 \times (279) + 74,3 \times (455) + 747,9 \times (580) - 826,4 \times (641) + 945,5 \times (872) - F_{Vy} \times (929) = 0 \quad \Rightarrow F_{Vy} = 795,7\text{N} \quad (3.146)$$

$$\Sigma F_y = 0 \quad -F_{Dy} - 83,05 + 74,34 + 747,9 - 826,36 + 945,52 - 795,8 = 0 \quad \Rightarrow F_{Dy} = 62,6\text{N} \quad (3.147)$$

3.9.7. Verificación de falla por resistencia del perfil M-N-O-P-Q

Verificaremos el perfil M-N-O-P-Q debido a que, según el diagrama de fuerzas y momentos de la figura 3.53, es el que está solicitado a las mayores cargas.

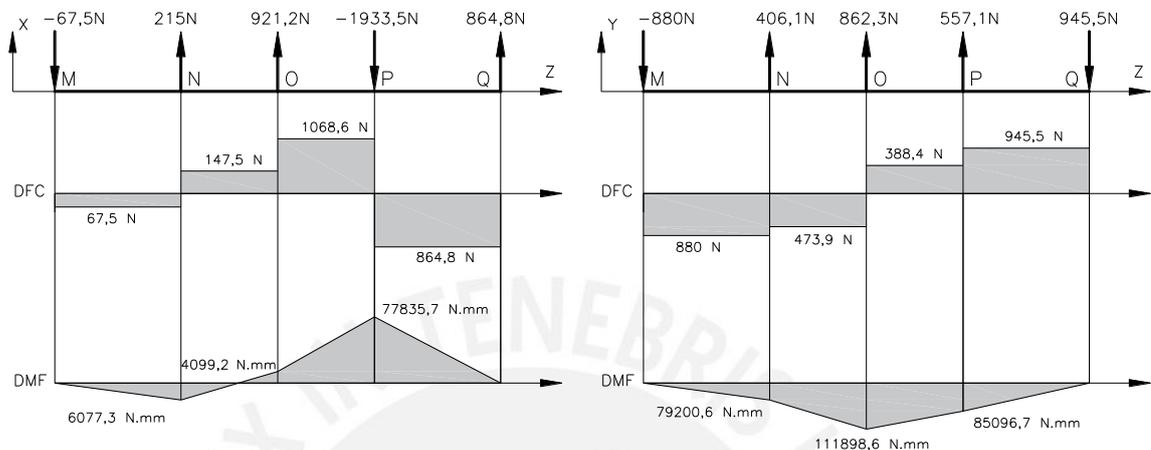


Figura 3.53. DFC y DMF del perfil M-N-O-P-Q

Fuente: propia

En la figura 3.53 se observa que la sección P está sometida al mayor momento flector, cuyos valores son de 77835,7 N.mm en el plano X-Z, y de 85096,7 N.mm en el plano Y-Z; es por ello que se tomara dicha sección como la más crítica.

$$\text{Momento flector} \quad M_f = \sqrt{M_{f_x}^2 + M_{f_z}^2} \quad (3.148)$$

$$M_f = \sqrt{77835,7^2 + 85096,7^2} = 115324,92 \text{ N.mm}$$

$$\text{Esfuerzo flexión:} \quad \sigma_f = \frac{M_f \times C}{I} = \frac{115324,9 \times 36,3}{11,33 \times 10^4} = 36,95 \text{ MPa} \quad (3.149)$$

Hallamos el factor de seguridad con la ecuación 3.150

$$FS = \frac{\sigma_F}{\sigma_f} = \frac{250}{36,95} = 6,8 \quad (\text{CUMPLE}) \quad (3.150)$$

VIDOSIC [32] recomienda un factor de seguridad FS_R mayor a 2,5 ya que se trata de un material promedio sujeto a cargas y esfuerzos que pueden calcularse; por lo tanto, podemos afirmar que no falla por fluencia.

3.9.8. Análisis por deflexión en el perfil S-R-T

Este perfil no está sometido a la mayor carga transversal, sin embargo, este presenta una configuración de viga empotrada en un extremo y carga puntual F aplicada en un extremo libre, por lo que podemos presumir que en el extremo crítico se producirá la máxima deflexión.

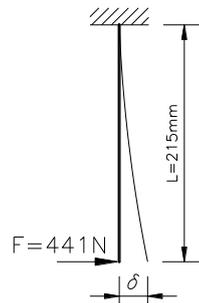


Figura 3.54. Viga empotrada y carga puntual F aplicada en el extremo libre

Fuente: propia

Debido a que se trata de una configuración familiar, su deflexión es conocida y está dada por la siguiente fórmula:

$$\delta = \frac{F \times L^3}{3 \times E \times I} \quad (3.151)$$

$$\delta = \frac{441,3 \times 215^3}{3 \times (2 \times 10^5) \times (4,05 \times 10^4)} = 0,18 \text{ mm}$$

SHIGLEY [30] recomienda una máxima deflexión de 1 mm por cada metro de longitud entre apoyos o por la longitud de voladizo; para ello haremos uso de la ecuación 3.152.

$$\delta^* = \frac{\delta \text{ [mm]}}{\text{Longitud [m]}} < 1 \frac{\text{mm}}{\text{m}} \quad (3.152)$$

Resolvemos: $\frac{0,18 \text{ [mm]}}{0,215 \text{ [m]}} = 0,84 \frac{\text{mm}}{\text{m}} < 1 \frac{\text{mm}}{\text{m}}$ (Cumple)

De la solución de la ecuación 3.152 podemos concluir que la deflexión del perfil S-R-T se encuentra dentro del rango recomendado.

3.9.9. Verificación de falla por pandeo del perfil S-R-T

Haremos la verificación del perfil S-R-T, ya que es el que está sometido a la mayor fuerza de compresión (2066,4N). Se ha considerado que este tiene un extremo libre y otro empotrado como se aprecia en la figura 3.55:

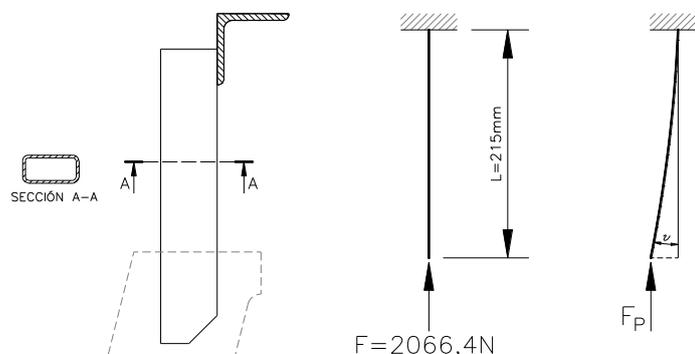


Figura 3.55. Barra con extremo libre y el otro empotrado

Fuente: propia

Para el cálculo por pandeo haremos uso del método omega; para ello, primero hallaremos el radio de giro i_{y-y} y el grado de esbeltez λ haciendo uso de las ecuaciones 3.153 y 3.154 respectivamente; cabe resaltar que, debido a que uno de los extremos es libre, la longitud efectiva de pandeo L_p será igual a $2L$ (ver ANEXO 20).

$$i_{y-y} = \sqrt{\frac{I [\text{mm}^4]}{A [\text{mm}^2]}} = \sqrt{\frac{1,34 \times 10^4}{2,14 \times 10^2}} = 7,91 \text{ mm} \quad (3.153)$$

$$\lambda = \frac{L_p [\text{mm}]}{i_{y-y} [\text{mm}]} = \frac{2 \times 215}{7,91} = 54,3 \quad (3.154)$$

De la tabla 20.2 del ANEXO 20 podemos observar que para un grado de esbeltez λ de 54,3, corresponde un coeficiente de pandeo omega ω de 1,24. Ahora hallaremos el esfuerzo de compresión y el esfuerzo admisible a la fluencia haciendo uso de las ecuaciones 3.155 y 3.156 respectivamente:

$$\sigma_n = \frac{F [\text{N}]}{A [\text{mm}^2]} = \frac{2066,4}{2,14 \times 10^2} = 9,66 \text{ N/mm}^2 \quad (3.155)$$

$$\sigma_{F \text{ adm}} = \frac{\sigma_F}{1,71} = \frac{269}{1,71} = 157,3 \text{ N/mm}^2 \quad (3.156)$$

Para que el perfil no falle por pandeo, debe cumplirse la siguiente expresión:

$$\omega \times \sigma_n < \sigma_{F \text{ adm}} \rightarrow 11,97 < 157,3 \rightarrow \text{No falla por pandeo} \quad (3.157)$$

La comprobación de la ecuación 3.157 nos asegura que el perfil S-R-T no fallara por pandeo.

3.9.10. Verificación de unión por soldadura

El perfil S-R-T esta soldado a la estructura en solo uno de sus extremos, mientras que el otro se encuentra en voladizo; con ese análisis previo podemos concluir que el cordón de soldadura de este perfil (mostrado en la figura 3.56) será el más crítico de la estructura y por tanto debe verificarse.

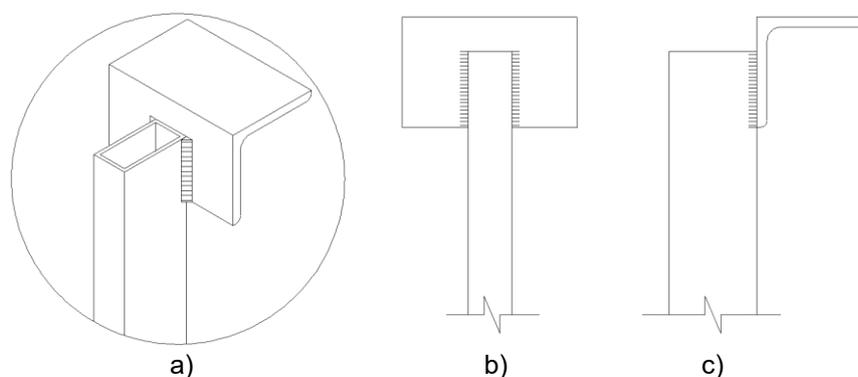


Figura 3.56. Vistas de la unión por soldadura: a) isométrico b) frontal c) lateral

Fuente: propia

Solo para el cálculo de soldadura se ha considerado que el perfil está empotrado en su extremo, y, por lo tanto, se presentan fuerzas y momentos que han sido calculados en el ANEXO 09, los resultados se muestran en el DCL de la figura 3.57:

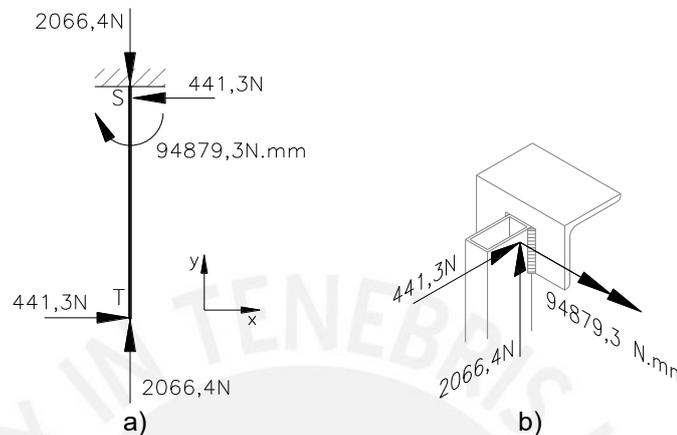


Figura 3.57. Perfil S-T: a) DCL resuelto b) Vista isométrica

Fuente: propia

Verificación por carga estática

Para este cálculo analizaremos la sección S, puesto que es la parte más esforzada del perfil según se observa en la figura 3.57. La forma y las propiedades geométricas del cordón se muestran en la tabla 3.10

Tabla 3.10. Propiedades geométricas del cordón de soldadura

	Garganta:	2,5 [mm]
	Área:	210 [mm ²]
	Inercia a-a:	21 437,5 [mm ⁴]
	Inercia b-b:	27 930 [mm ⁴]

Fuente: propia

Procederemos a calcular los esfuerzos de flexión n_f , esfuerzo de corte $t_{a,c}$ y esfuerzo normal n_n , que actúan en el cordón de soldadura usando las siguientes ecuaciones:

$$\text{Esfuerzo flexión: } n_f = \frac{M_f \times C}{I_{a-a}} = \frac{94\,879,3 \times 17,5}{21\,437,5} = 77,5 \text{ MPa} \quad (3.158)$$

$$\text{Esfuerzo de corte: } t_{a,c} = \frac{F}{A} = \frac{2066,4}{210} = 9,84 \text{ MPa} \quad (3.159)$$

$$\text{Esfuerzo normal: } n_n = \frac{F}{A} = \frac{441,3}{210} = 2,1 \text{ MPa} \quad (3.160)$$

Ahora calcularemos los esfuerzos nominales en la garganta, sabiendo que $n = n_n + n_f$

$$\sigma_n = \frac{n + t_n}{\sqrt{2}} = \frac{(2,1 + 77,5) + 0}{\sqrt{2}} = 56,3 \text{ MPa} \quad (3.161)$$

$$\tau_n = \frac{n - t_n}{\sqrt{2}} = \frac{(2,1 + 77,4) - 0}{\sqrt{2}} = 56,3 \text{ MPa} \quad (3.162)$$

$$\tau_a = t_a = 9,84 \text{ MPa} \quad (3.163)$$

El esfuerzo equivalente se calcula según el Eurocódigo 3:

$$\sigma_{\text{eq}} = \sqrt{\sigma_n^2 + 3 \cdot (\tau_n^2 + \tau_a^2)} = \sqrt{56,3^2 + 3 \cdot (56,3^2 + 5,78^2)} = 113,79 \text{ MPa} \quad (3.164)$$

Para que el cordón de soldadura no falle, se debe cumplir la expresión 3.165 si se sabe que: $\sigma_B = 360 \text{ N/mm}^2$, $\beta_w = 0,8$ y $\gamma_M = 1,25$.

$$\sigma_{\text{eq}} < \frac{\beta_w \times \sigma_B}{\gamma_M} \quad (3.165)$$

$$113,79 < \frac{0,8 \times 360}{1,25} = 230 \rightarrow \text{No falla}$$

3.10. Selección de tornillos

La selección de los tornillos se hará según la norma VDI 2230, la cual deviene en el cálculo del torque de ajuste en los pernos para que las placas que sujeta no deslicen entre sí y que la unión atornillada no trabaje a corte.

3.10.1. Tornillos para sujetar chumaceras

Cada chumacera está sujeta a la estructura mediante 2 tornillos de cabeza hexagonal 1/2"x2"-12 UNC- 2A- A325 con tuerca hexagonal (unión UTT), tal como se muestra en la figura 3.58 a).

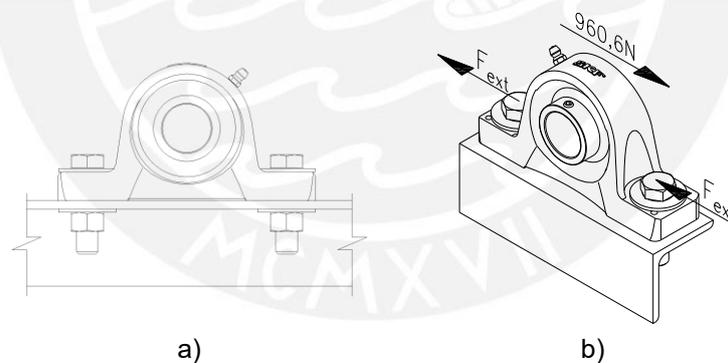


Figura 3.58. Chumacera sujeta a la estructura: a) Vista frontal b) Fuerzas actuantes

Fuente: propia

Para los cálculos venideros, tomaremos los pernos de la chumacera en el punto D del árbol conductor, puesto que, según la ecuación 3.29, es en donde se producen las mayores fuerzas de corte (ver figura 3.58 b)). Para hallar la fuerza exterior de trabajo F_{ext} usaremos la siguiente ecuación:

$$F_{\text{ext}} = \frac{960,6 \text{ [N]}}{2} = 480,3 \text{ N} \quad (3.166)$$

3.10.2. Cálculo de la constante de rigidez del tornillo

El cálculo está basado en la norma VDI 2230, donde se emplea la ley de Hook, planteando un modelo matemático de resorte en serie, uno por uno en cada tramo, y se suma las deformaciones parciales de cada uno de ellos. Dichos tramos se visualizan en la siguiente figura:

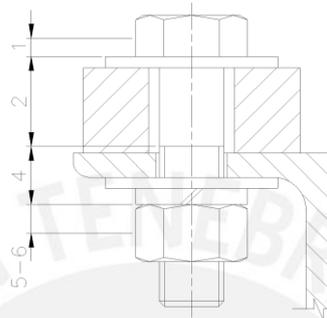


Figura 3.59. Esquema de los tramos presentes en el tornillo

Fuente: propia

Se sabe que $d=12,7$ mm, $d_3= 10,16$ mm y $E=2 \times 10^5$ N/mm². Empezamos el cálculo organizando las dimensiones características del tornillo en la tabla 3.11.

Tabla 3.11. Longitudes características del tornillo para sujetar chumaceras

Tramo	Descripción	D_i [mm]	A_i [mm ²]	L_i [mm]
1	Cabeza	$d=12,7$	126,68	$0,5 \cdot d= 6,35$
2	Tramo sin rosca	$d=12,7$	126,68	19,05
4	Tramo roscado libre	$d_3=10,16$	81,11	10,34
5	Tramo roscado dentro de la tuerca	$d_3=10,16$	81,11	$0,5 \cdot d= 6,35$
6	Filetes en contacto	$d=12,7$	126,68	$0,4 \cdot d= 5,08$

Fuente: propia

Resolvemos la ecuación 3.167 para hallar la constante de rigidez del tornillo C_{tor}

$$\frac{1}{C_{tor}} = \frac{1}{E} \cdot \sum_{i=1}^n \frac{L_i}{A_i} \rightarrow C_t = 4,48 \times 10^5 \text{ N} \quad (3.167)$$

3.10.3. Cálculo de la constante de rigidez de las placas

Primero debemos determinar el caso (1, 2 ó 3) en que se encuentra esta configuración; para ello sabemos que $d_1=22,23$ mm, $D_{ext}=47,63$ mm, $L_p=29,39$ mm.

$$\beta_L = \frac{L_p}{d_1} = \frac{29,39}{22,23} = 1,32 \quad \text{y} \quad \varepsilon = \frac{D_{ext}}{d_1} = \frac{47,63}{22,23} = 2,14 \quad (3.168)$$

$$\tan \gamma = 0,362 + 0,032 \cdot \ln \left(\frac{\beta_L}{2} \right) + 0,153 \cdot \ln \varepsilon \rightarrow \gamma = 24,95^\circ \quad (3.169)$$

$$D_{m\acute{a}x} = d_1 + L_p \cdot \tan \gamma = 22,23 + 29,39 \cdot \tan (24,95^\circ) = 35,9 \text{ mm} \quad (3.170)$$

Dado que $D_{\max} > d_{\text{ext}}$, la configuración presentada se encuentra en el caso 2, por lo que el área de presión sobre las placas tendrá la forma de dos troncos de cono. Ahora hallaremos la constante de rigidez del cono C_{cono} si se sabe que $D_{\text{ag}} = 17\text{mm}$.

$$C_{\text{cono}} = \frac{\pi \cdot E_{\text{cono}} \cdot D_{\text{ag}} \cdot \tan \gamma}{\ln \left(\frac{(D_{\max} - D_{\text{ag}}) \cdot (d_1 + D_{\text{ag}})}{(D_{\max} + D_{\text{ag}}) \cdot (d_1 - D_{\text{ag}})} \right)} \quad (3.171)$$

$$C_{\text{cono}} = 5,04 \times 10^6 \text{ N/mm}$$

Como se trata de dos troncos, el C_p se hallará de la siguiente manera:

$$\frac{1}{C_p} = \frac{1}{C_{\text{cono}}} + \frac{1}{C_{\text{cono}}} \rightarrow C_p = 2,52 \times 10^6 \text{ N/mm} \quad (3.172)$$

3.10.4. Cálculo de la fuerza de asentamiento

El asentamiento total se da bajo las condiciones de cargas transversal o de corte y una rugosidad promedio R_z de $25\mu\text{m}$, con estos datos hallaremos las deformaciones entre tornillo y placa:

$$\delta_{\text{as}} = \delta_{\text{hilos}} + \delta_{\text{cabeza}} + \delta_{\text{placas}} \quad (3.173)$$

$$\delta_{\text{as}} = 3 + 4,5 + 2(2,5) = 12,5\mu\text{m} = 12,5 \times 10^{-3} \text{ mm}$$

Ahora hallaremos la fuerza de asentamiento usando la siguiente expresión:

$$F_{\text{as}} = \frac{C_{\text{tor}} \cdot C_p}{C_{\text{tor}} + C_p} \cdot \delta_{\text{as}} \quad (3.174)$$

$$F_{\text{as}} = \frac{4,48 \times 10^5 \cdot 2,52 \times 10^6}{4,48 \times 10^5 + 2,52 \times 10^6} \cdot 12,5 \times 10^{-3} = 4754,33 \text{ N}$$

3.10.5. Cálculo de la fuerza de montaje

Dado que la unión atornillada está sometida a una carga transversal F_{ext} de $480,3\text{N}$, se debe cumplir la condición estática de la ecuación 3.175 para asegurar que las placas no deslicen entre sí, tomaremos un coeficiente de fricción μ_f de $0,15$

$$\mu_f \cdot F_{\text{res}} > F_{\text{ext}} \rightarrow F_{\text{res}} > 3202,03 \text{ N} \quad (3.175)$$

De acuerdo a la expresión 3.175 tomaremos una fuerza residual F_{res} de 3300N .

Para hallar la fuerza de montaje mínima FM_{min} usaremos la siguiente ecuación:

$$FM_{\text{min}} = F_{\text{res}} + F_{\text{ext}/p} + F_{\text{as}} = F_{\text{res}} + F_{\text{ext}} \cdot \frac{C_p}{C_t + C_p} + F_{\text{as}} \quad (3.176)$$

$$FM_{\text{min}} = 8462,1 \text{ N}$$

Por emplear un torquímetro para el montaje, el coeficiente de ajuste α_A es igual a $1,5$.

La fuerza de montaje máxima FM_{max} se determina de la siguiente forma:

$$FM_{\text{max}} = \alpha_A \cdot FM_{\text{min}} \quad (3.177)$$

$$FM_{\text{max}} = 1,5 \times 8462,1 = 12693,15 \text{ N}$$

3.10.6. Verificación de falla por resistencia

Ahora hallaremos el momento torsor de ajuste $M_{t,M}$ si se conoce el diámetro $d_2=11,43\text{mm}$

$$M_{t,M} = \frac{d_2}{2} \cdot FM_{\max} \cdot \tan(\rho' + \phi) \quad (3.178)$$

Sabemos que:

$$\rho' = \text{atan}\left(\frac{\mu_f}{\cos 30}\right) \quad \text{y} \quad \phi = \text{atan}\left(\frac{P}{\pi \cdot d_2}\right) \quad (3.179)$$

$$\rho' = \text{atan}\left(\frac{0,15}{\cos 30}\right) = 9,83^\circ \quad \text{y} \quad \phi = \text{atan}\left(\frac{1,81}{\pi \cdot 11,43}\right) = 2,89^\circ$$

Reemplazamos en la ecuación 3.178:

$$M_{t,M} = \frac{11,43}{2} \cdot 12693,15 \cdot \tan(9,83+2,89) = 16374,51 \text{N}\cdot\text{mm}$$

Durante el montaje se origina un esfuerzo axial de tracción σ_M y un esfuerzo de cizallamiento por torsión τ_{tM} ; a continuación calcularemos dichos esfuerzos sabiendo

que: $d_3=10,16\text{mm}$ y $d_0 = \frac{d_2+d_3}{2} = \frac{11,43+10,16}{2} = 10,8\text{mm}$

$$\sigma_M = \frac{4 \times FM_{\max}}{\pi \times d_0^2} \quad \text{y} \quad \tau_{tM} = \frac{16 \times M_{tM}}{\pi \times d_0^3} \quad (3.180)$$

$$\sigma_M = \frac{4 \times 12693,15}{\pi \times 10,8^2} = 138,65 \text{ N/mm}^2 \quad \text{y} \quad \tau_{tM} = \frac{16 \times 16374,51}{\pi \times 10,8^3} = 66,27 \text{ N/mm}^2$$

El esfuerzo equivalente según Von Mises es:

$$\sigma_{\text{eq } M} = \sqrt{\sigma_M^2 + 3 \cdot \tau_M^2} = \sqrt{138,65^2 + 3 \cdot (66,27)^2} = 180 \text{ N/mm}^2 \quad (3.181)$$

El tornillo seleccionado es de grado A325, por lo tanto, su esfuerzo de fluencia será de: $\sigma_f=640 \text{ N/mm}^2$. Para que el tornillo no falle por fluencia se debe cumplir lo siguiente:

$$\sigma_{\text{eq } M} \leq 0,9 \times \sigma_f \quad (3.182)$$

$$180 \leq 576 \rightarrow \text{No falla}$$

3.10.7. Momento de ajuste durante montaje

El momento de ajuste consta de la suma del momento torsor para vencer las fuerzas de interacción entre tornillo y tuerca ($M_{t,M}$) y la fuerza de fricción entre la tuerca y la placa en contacto ($M_{fr.ta,p}$) como se muestra a continuación:

$$M_{\text{ajuste}} = M_{t,M} + M_{fr.ta,p} \quad (3.183)$$

Primero hallaremos el $M_{fr.ta,p}$:

$$M_{fr.ta,p} = \mu_f \cdot FM_{\max} \cdot \frac{d_1 + D_{ag}}{4} \quad (3.184)$$

$$M_{fr.ta,p} = 0,15 \cdot 12693,15 \cdot \frac{22,23+17}{4} = 18670,83 \text{ N}\cdot\text{mm}$$

Ahora reemplazamos en la ecuación 3.183:

$$M_{\text{ajuste}} = 16374,51 + 18670,83 = 35045,34 \text{ N}\cdot\text{mm} \approx 26 \text{ lb}\cdot\text{ft}$$

Dicho torque es fácilmente obtenible con un torquímetro; por lo que es aceptable.

CAPÍTULO IV

PLANOS Y ESTIMACIÓN DE COSTOS

4.1. Especificaciones de la máquina

Las especificaciones técnicas de la máquina son las siguientes:

Potencia	: 0,6 kW
Velocidad de avance	: 1 m/s
Tipo de accionamiento	: Tracción animal
Capacidad de tolva	: 12 kg
Profundidad de siembra	: 3,8-5cm
Semillas por golpe	: 2 semillas mínimo
Alto	: 0,56 m
Largo	: 1,54 m
Ancho	: 0,51 m
Peso	:77 kg

Toda la estructura metálica se fabricará con acero estructural ASTM A36, lo que la vuelve susceptible ante la corrosión. Para protegerla, deberá recubrirse con pintura anticorrosiva; para ello se requiere un galón es esmalte anticorrosivo y medio litro de disolvente.

4.2. Lista de planos

En la tabla 4.1 se listan los planos de ensamble y despiece requeridos para la fabricación y armado de la máquina; estos cuentan con los detalles y secciones necesarias para su fácil entendimiento. Los planos de ensamble estarán identificados de la siguiente manera: MS-ENS-PXY-AZ, donde XY corresponde al número correlativo del plano, y Z corresponde al tamaño de hoja. Asimismo, los planos de despiece estarán identificados como: MS-DES-PXY-AZ siguiendo la misma codificación que los planos de ensamble

Tabla 4.1. Lista de planos de máquina sembradora

ABREVIACIÓN Y NOMBRE DE PLANOS	
Abreviación	Nombre
MS-ENS-P01-A0	Plano de ensamble de la máquina sembradora
MS-DES-P01-A3	Plano de despiece de árbol conductor izquierdo
MS-DES-P02-A3	Plano de despiece de árbol derecho
MS-DES-P03-A3	Plano de despiece de buje delantero
MS-DES-P04-A3	Plano de despiece de rayo de rueda tractora
MS-DES-P05-A2	Plano de despiece de rueda tractora
MS-DES-P06-A3	Plano de despiece de elementos de transmisión de potencia
MS-DES-P07-A3	Plano de despiece de árbol conducido
MS-DES-P08-A3	Plano de despiece de elementos de dosificación de semilla
MS-DES-P09-A3	Plano de despiece de buje de rueda compactadora y chaveta
MS-DES-P10-A3	Plano de despiece de árbol de rueda compactadora
MS-DES-P11-A2	Plano de despiece de aro de rueda compactadora
MS-DES-P12-A3	Plano de despiece de elementos del tensador de cadena
MS-DES-P13-A3	Plano de despiece de surcador y barra guía
MS-DES-P14-A2	Plano de despiece de surcadora, reja, placa anti-obstrucciones y cubierta de rodillo
MS-DES-P15-A3	Plano de despiece de jalador
MS-DES-P16-A3	Plano de despiece de manubrio
MS-DES-P17-A2	Plano de despiece de tolva de alimentación y tapa
MS-DES-P18-A2	Plano de despiece de estructura metálica delantera
MS-DES-P19-A3	Plano de despiece de estructura metálica trasera

4.3. Estimación de costos

4.3.1. Costo de Diseño

Se ha considerado que el diseño tomo 3 meses de trabajo de un ing. Junior y de 25 horas de asesoría por parte de un ing. Senior; los costos se muestran a continuación:

Tabla 4.2. Costo de diseño de máquina

	Costo	Tiempo	Total
Asesor	S/. 200.00 / hora	25 horas	S/. 5 000.00
Ing. junior	S/. 1 500.00 / mes	3 meses	S/. 4 500.00
		Subtotal	S/. 9 500.00

Se obtiene un total de S/. 9 500; sin embargo, este costo se prorrateará entre las primeras 10 unidades fabricadas, por lo que el costo de diseño seria de S/. 950.

4.3.2. Costos de elementos seleccionados

En este grupo se ha considerado a los elementos normados y estandarizados que se han seleccionado. Los precios parciales y cantidades a necesitar se muestran en la tabla 4.3.

Tabla 4.3. Costos específicos de elementos seleccionados

ID	Elemento	Cant.	Precio unitario (S/.)	Precio parcial (S/.)
1	Chumacera de pie SY 30 TF	6	17.50	105.00
2	Chumacera de pie SY 15 TF	2	14.00	28.00
3	Rodamiento de bolas 608-RS	2	2.00	4.00
4	Cadena de rodillos P=1/2"	3m	18.88	57.58
5	Rueda dentada Z=15, P=1/2"	1	20.05	20.05
6	Rueda dentada Z=30, P=1/2"	1	47.90	47.90
7	Amortiguador 350 lb/in	1	90.00	90.00
8	Chaveta 10x8x25	1	15.00	15.00
9	Chaveta 6x6x56	2	10.00	20.00
10	Chaveta 10x8x22	1	15.00	15.00
11	Chaveta 8x7x25	1	12.00	12.00
12	Bisagra 3"x3"	1	9.90	9.90
13	Gancho mosquetón de seguridad 4"	1	9.90	9.90
14	Tornillo prisionero allen punta plana M6x8	2	0.90	1.80
15	Tornillo hexagonal 1/4" x 3/4"	11	0.65	7.15
16	Tornillo hexagonal 1/4" x 1"	8	0.50	4.00
17	Tornillo hexagonal 5/16" x 1 1/4"	7	0.30	2.10
18	Tornillo hexagonal 1/2" x 2"	12	2.70	32.40
19	Tuerca hexagonal 1/4"	17	0.22	3.74
20	Tuerca hexagonal 5/16"	9	0.62	5.58
21	Tuerca hexagonal 3/8"	18	0.25	4.50
22	Tuerca hexagonal 1/2"	12	0.25	3.00
23	Tuerca hexagonal 5/8"	2	1.10	2.20
24	Arandela plana 1/4"	34	0.24	8.16
25	Arandela plana 5/16"	15	0.16	2.40
26	Arandela plana 3/8"	12	0.25	3.00
27	Arandela plana 1/2"	24	0.10	2.40
28	Arandela plana 5/8"	2	0.12	0.24
29	Arandela de presión 1/4"	8	0.05	0.40
30	Arandela de presión 3/8"	2	0.07	0.14
31	Arandela de presión 1/2"	12	0.12	1.44
32	Arandela de presión 5/8"	2	0.30	0.60
			Subtotal	S/. 464.75

4.3.3. Costo de material de los elementos fabricados

En la tabla 4.4 se muestra el costo de la materia prima necesaria para la fabricación de los elementos de la máquina, así como de la estructura. Las dimensiones de los materiales están basados en la oferta del mercado peruano y los precios están de acuerdo a la cotización ofrecida por la empresa COVEMA.

Tabla 4.4. Costo por materia prima

ID	Elemento	Ítem	Cant.	Unidad	Precio parcial (S/.)
1	Rueda tractora				
1.1	Arbol conductor	Barra Φ 1 3/4" - 460 mm AISI 1045	460	mm	85.26
1.2	Buje de rueda conductora	Barra Φ 3" - 130 mm AISI 1045	130	mm	70.29
1.3	Rayo de rueda conductora	Barra Φ 1/2" - 1960 mm AISI 1020	1960	mm	30.06
1.4	Aro de rueda tractora	Platina 2 1/2"x3/16" - ASTM A36	3.2	m	74.32
1.5		Perfil L 2"x2"x3/16 - ASTM A36	1.6	m	40.18
2	Dosificador				
2.1	Arbol conducido	Barra Φ 1 3/4" - 215 mm AISI 1045	215	mm	39.85
2.2	Anillo espaciador	Barra Φ 1 3/4" - 12 mm AISI 1020	12	mm	2.22
3	Rueda compactadora				
3.1	Eje de rueda compactadora	Barra Φ 1 1/4" - 140 mm AISI 1045	160	mm	25.94
3.2	Buje de rueda compactadora	Barra Φ 3" - 60 mm AISI 1020	20	mm	10.81
3.3	Placa de rueda compactadora	Plancha e=3/16" - ASTM A36	0.05	m ²	4.50
3.4	Aro de rueda compactadora	Platina 3"x3/16" - ASTM A36	0.95	m	23.11
4	Tensador de cadena				
4.1	Eje de tensador	Barra Φ 5/8" - 65 mm AISI 1045	65	mm	3.72
4.2	Espaciador de tensador	Barra Φ 1/2" - 15 mm AISI 1020	15	mm	2.71
4.3	Anillo espaciador	Barra Φ 1/2" - 6 mm AISI 1020	6	mm	1.62
4.4	Tensador de cadena	Barra Φ 1 3/4" - 28 mm AISI 1020	28	mm	12.21
5	Tolva				
5.1	Tolva	Plancha Galv 1mm -ASTM A653	0.5	m ²	28.89
5.2	Tapa de tolva	Plancha Galv 1mm -ASTM A653	0.15	m ²	8.67
6	Estructura metalica				
6.1	Estructura metalica delantera	Perfil L 2"x2"x3/16 - ASTM A36	6.5	m	163.25
6.2		Perfil L 1 1/2"x1 1/2"x3/16" - ASTM A36	0.8	m	14.52
6.3		Tubo LAC rectangular 40x20x1.5 - ASTM A500	0.4	m	4.96
6.4	Estructura trasera	Perfil L 2"x2"x3/16" - ASTM A36	1.4	m	35.16
7	Accesorios				
7.1	Manubrio	Tubo acero LAC Φ 3/4" -ASTM A500	3.6	m	35.13
7.2	Timon	Tubo acero LAC Φ 3/4" -ASTM A500	1.2	m	11.71
7.3	Marcador	Barra cuadrada 9mm - ASTM 36	0.5	m	2.27
7.4		Platina 3/4"x3/16" - ASTM A36	0.25	m	1.38
Subtotal					S/ 732.75

4.3.4. Costo por fabricación

Los costos de fabricación comprenden el precio de todas las operaciones de torneado, fresado, taladrado, soldadura, rolado, corte de planchas, etc., que deban hacerse para obtener los elementos de la máquina sembradora.

Dichas operaciones varían de precio según la dificultad y el total de horas requeridas; para simplificar el cálculo, se ha establecido un costo promedio de 50 soles por hora de trabajo, ello incluye mano de obra del técnico y el costo por hora de máquina. Si se considera que la fabricación toma 5 días, trabajando 8 horas al día, resulta en un costo de S/. 2 000.00

4.3.5. Costo de armado

El armado contempla el ensamble de los elementos de la máquina en el chasis; desde las labores más sencillas como el ajuste de tuercas y tornillos, hasta las más complejas como el tensado de la cadena.

Se estima que el armado dura 3 horas, y que requiere de dos personas. Considerando que el costo es de 20 soles/h.hombre, el costo total de armado es de S/. 120.00.

4.3.6. Resumen de costos

El resumen de los costos expuestos anteriormente se muestra en la tabla 4.5

Tabla 4.5. Resumen de costos parciales

ID	Ítem	Precio parcial (S/.)
1	Costo de diseño	950,00
2	Costos de elementos seleccionados	464,75
3	Costo de material de los elementos fabricados	732,75
4	Costo por fabricación	2 000,00
5	Costo armado	120,00
6	Transporte de materiales y logística	75,00
	Costo total	4 342,50

CONCLUSIONES

- 1) El diseño de la máquina sembradora cumple con el objetivo principal de sembrar hasta 0,25ha/h siguiendo parámetros de siembra recomendados para optimizar el rendimiento de las parcelas agrícolas y minimizar el uso de semilla. Asimismo, al ser accionada mediante tracción animal, esta puede trabajar en terrenos accidentados, inclinados y con presencia de piedras. Además, la máquina puede ser manufacturada y ensamblada en talleres del medio local gracias a que los materiales son de fácil obtención en el mercado peruano.
- 2) El uso de la metodología del diseño basada en la norma VDI 2221 fue crucial para poder obtener un diseño final, puesto que nos permitió delimitar la problemática mediante una lista de exigencias, se estudiaron diferentes tecnologías usadas en cada función de la máquina y se plasmaron en una matriz morfológica para finalmente evaluarlas mediante criterios técnico-económicos hasta obtener una solución óptima
- 3) Las visitas técnicas al centro poblado de Cotarma fueron de vital importancia para el diseño de la máquina, ya que nos permitió caracterizar el proceso productivo del cultivo de maíz, y así ofrecer una solución apropiada para la comunidad, enfocada en sus requerimientos, necesidades y usando los recursos de los que disponen.
- 4) La implementación de la máquina sembradora presentada en el centro poblado de Cotarma tendría un impacto económico positivo para la comunidad, ya que un mejor sembrado simboliza un mejor rendimiento de las tierras, ahorro de semillas y de jornaleros. Sin embargo, dicho impacto no es lo suficientemente relevante para ser significativo, ya que el resto de la cadena productiva del maíz se sigue realizando de forma manual con métodos tradicionales.

- 5) De los cálculos anteriores se obtuvo que para una velocidad de avance de 1m/s la máquina tiene una capacidad de siembra de 0,25 ha/h; es decir que, si desea sembrar 1 hectárea agrícola, la máquina podría acabarlo en 4 horas haciendo uso de 3 arrobas de maíz ,2 peones y 1 caballo; mientras que, haciéndolo de la forma artesanal, para acabar en el mismo tiempo, harían falta 4 arrobas de maíz, 9 jornaleros y 3 caballos. Con esto podemos concluir que la máquina puede reducir el costo del proceso de sembrado hasta en un 45%.
- 6) El incremento en las ganancias debido al aumento del rendimiento de las tierras por el uso de la máquina sembradora es evidente; sin embargo, la rentabilidad del negocio puede crecer aún más si se tecnifican los demás procesos involucrados en el cultivo de maíz, puesto que disminuiría la inversión inicial. Haciendo los cálculos para una hectárea, estimando la reducción de los costes de siembra en un 45% (S/.198), del aporque en 60% (s/.252) y del desgrane en 70% (S/. 315); pasaremos de una inversión de S/. 2190 a S/. 1425, es decir un ahorro del 35%.
- 7) La máquina sembradora está diseñada para garantizar la ergonomía durante el trabajo; ya que cuenta con reguladores de altura en el manubrio, evitando que el operario adopte posturas que encorven la espalda y que le permite mantener los hombros relajados; así mismo, el punto de anclaje de las correas de la collera del animal puede ser ajustado, para evitar lesiones en su pelaje por exceso de tensión.
- 8) La inversión estimada total del prototipo es de S/.4342,5 si se prorratea el costo de diseño entre las primeras 10 unidades, el precio resultara atractivo a los pequeños agricultores si considera el ahorro que ofrece durante la etapa de sembrado y un mejor rendimiento de sus plantaciones al ser sembradas dentro de los parámetros recomendados.
- 9) Debido a que todas las uniones de la máquina son atornilladas, esta puede ser desmontada fácilmente para ser transportada a terrenos lejanos y de difícil acceso; además, dado que posee unas dimensiones de 0,5 x 1,6 x 1 m y un peso de 77kg, puede ser accionado sin problemas por un caballo, lo que lo vuelve ideal para para los pequeños agricultores,

RECOMENDACIONES

- 1) El documento describe a detalle la cadena productiva del maíz amiláceo en Cotarma, en ella se evidencia que todos los procesos involucrados se hacen de forma manual y con métodos tradicionales. En esta tesis se realizó el diseño de una máquina sembradora como respuesta al bajo rendimiento de las tierras del poblado, sin embargo, si se desea un incremento económico significativo, se recomienda tecnificar los demás procesos, haciendo especial hincapié en el desgranado, que es el proceso donde hay mayor inversión al requerir mayor mano de obra.
- 2) Después de haber tecnificado el proceso de cultivo de maíz, debería considerarse procesar los granos de maíz obtenidos del cultivo para poder ofrecer un terminado; esto debido a que el precio al que se ofertan los sacos de granos de maíz como materia prima, es considerablemente menor si se compara por el precio que tendría como producto terminado, ya sea en harinas (ponche de maíz) o bebidas (chicha de jora).
- 3) Las máquinas sembradoras disponibles actualmente en el mercado están enfocadas a la alta producción (parcelas de más de 10 hectáreas); requieren ser accionadas mediante un tractor y solo trabajan en superficies planas. Por lo que, el presente diseño, además de ser una propuesta para el desarrollo tecnológico del país, constituye una fuente generadora de trabajo para aquellas personas que potencialmente puedan dedicarse a la fabricación de este tipo de maquinaria agrícola dirigida a los pequeños productores de la serranía del Perú.
- 4) En los cálculos se considera al caballo como animal de tiro debido a que es el animal más común usado en el laboreo agrícola en Cotarma, sin embargo, si se desea implementar la máquina sembradora en otras comunidades, el animal podría variar a otro con más potencia de tiro (buey o toro) en función a la dureza de la tierra.

BIBLIOGRAFÍA

- [1] ACEROS AREQUIPA
2020 *Catálogo de productos*. Consulta: 1 de setiembre de 2020.

<https://www.acerosarequipa.com/download/file/Catalogoproductos/acerosarequipa.pdf/catalogo/2020-02>
- [2] AGRARIA.PE
2020 *El maíz es el cultivo más importante en extensión para el Perú*. Consulta: 1 de setiembre de 2020.

<https://agraria.pe/noticias/el-maiz-es-el-cultivo-mas-importante-en-extension-para-el-pe-22033>
- [3] BARRIGA, Benjamin
2016 *Métodos de diseño en Ingeniería Mecánica*. Material de enseñanza. Lima: Pontificia Universidad Católica del Perú
- [4] BEER, Ferdinand y otros
2017 *Mecánica de materiales*. Séptima edición. México DF: McGraw-Hill Education.
- [5] BERLIJIN, Johan y RIJK, Pieter
1982 *Elementos de maquinaria agrícola*. Primera edición. México DF: Trillas.
- [6] CAMACHO, Hernando
1991 *Maquinaria agrícola*. Tercera edición. Bogotá: Instituto colombiano agropecuario
- [7] FAO
1970 *Aperos de labranza para las regiones áridas y tropicales*. Primera edición. Roma: FAO.
- [8] GALINDEZ, Armenio
1981 *Diagnos de los implementos agrícolas tradicionales, modificaciones y nuevos diseños en el arado de palo en el Valle del Mantaro*. Tesis para optar el título de Ingeniero Agrícola. Lima: Universidad Agraria La Molina, Facultad de Ingeniería Agrícola. Consulta: 1 de setiembre de 2021.

<http://repositorio.lamolina.edu.pe/bitstream/handle/UNALM/1844/S683.G34-T.pdf?sequence=1&isAllowed=y>

- [9] GOBIERNO REGIONAL DE APURIMAC
2013 *Agenda Agraria Regional Apurímac 2013-2016*. Apurímac. Consulta: 1 de setiembre de 2020.

<http://www.regionapurimac.gob.pe/2013/transparencia/wp-content/uploads/2013/04/AAR-APU2013-2016-08.pdf>
- HIBBELER, Russell
- [10] 1997 *Análisis estructural*. Tercera edición. México DF: Prentice Hall Hispanoamérica.
- [11] 2006 *Mecánica de materiales*. Sexta edición. México DF: Pearson Educación.
- [12] INSTITUTO NACIONAL DE ESTADÍSTICA E INFORMÁTICA (INEI)
2020 *Producción Departamental. Agrario. Compendio Estadístico Perú 2020*. Lima. Consulta: 1 de setiembre de 2020.

https://www.inei.gob.pe/media/MenuRecursivo/publicaciones_digita/es/Est/Lib1758/cap13/ind13.htm
- INSTITUTO INTERAMERICANO DE COOPERACIÓN PARA LA AGRICULTURA (IICA)
- [13] 2013 *La cadena de valor de maíz en el Perú- Diagnostico del estado actual, tendencias y perspectivas*. Lima. Consulta: 1 de setiembre de 2020.

<https://repositorio.iica.int/bitstream/handle/11324/2654/BVE17038732e.pdf?sequence=1&isAllowed=y>
- [14] 2020 *Marco orientador de cultivos*. Lima. Consulta: 1 de setiembre de 2020.

<https://gestionparticipativa.pe.iica.int/Procesos/Marco-Orientador-Cultivos/Presentacion/Descarga-el-documento-completo.aspx>
- INSTITUTO NACIONAL DE INNOVACIÓN AGRARIA (INIA)
- [15] 2004 *Choclero prolífico* [folleto]. Consulta: 1 de setiembre de 2020.

https://www.inia.gob.pe/wp-content/uploads/investigacion/programa/sistProductivo/variedad/maiz-amilaceo/INIA_606.pdf
- [16] 2012 *Manejo de maíz amiláceo* [manual]. Cusco. Consulta: 1 de setiembre de 2020.

http://repositorio.inia.gob.pe/bitstream/20.500.12955/113/1/Maiz_amilaceo.pdf

- [17] 2021 *Manual de producción de maíz amiláceo*. Lima. Consulta: 1 de setiembre de 2020.
- <https://repositorio.inia.gob.pe/bitstream/20.500.12955/1310/1/MANUAL%20DE%20PRODUCCI%c3%93N%20DE%20MA%c3%8dZ%20AMIL%c3%81CEO.pdf>
- [18] LEDGARD, Reginald
1965 *Mecanización de la pequeña propiedad rural*. Primera edición. Lima: Universidad Agraria La Molina.
- [19] MARQUEZ, Luis
2010 *“La mecanización agrícola en pequeñas propiedades rurales”*. Ponencia presentada en el IX Congreso Latinoamericano y del Caribe en Ingeniería Agrícola 2010. CLIA. Brasil, 26 de julio. Consulta: 1 de setiembre de 2020.
- https://www.coiaanpv.org/recursos/files/web/documentacion/articulos_de_colegiados/prensa_escrita/luis_marquez_mecanizacion_agraria.pdf
- [20] MIDAGRI
2017 *Requerimientos agroclimáticos del cultivo de maíz amiláceo* [folleto]. Lima. Consulta: 1 de setiembre de 2020.
- <https://bibliotecavirtual.midagri.gob.pe/index.php/material-de-divulgacion/fichas-tecnicas/2019-4/27-requerimientos-agroclimaticos-del-cultivo-de-maiz-amilaceo/file>
- [21] OCEANO/ CENTRUM
1999 *Enciclopedia practica de la agricultura y la ganadería*. Primera edición. Madrid: Océano.
- [22] ORTIZ-CAVAÑATE, Jaime
1989 *Las máquinas agrícolas y su aplicación*. Tercera edición. Madrid: Mundi-Prensa Libros
- [23] PAULSEN, Kurt
2017 *Elementos de máquinas 1*. Material de enseñanza. Lima: Pontificia Universidad Católica del Perú.
- [24] PEURIFOY, R.
2018 *Construction planning, equipment, and methods*. Novena edición. New York: McGraw-Hill Education.

- [25] PROYECTO HERRANDINA y COOPERACIÓN TÉCNICA DEL GOBIERNO SUIZO (COTESU)
1993 *Mecanización agrícola*. Primera edición. Lima: Herrandina
- [26] RENOLD
2014a *Transmission chain. Product catalogue*. Consulta: 1 de setiembre de 2020.

<https://www.renold.es/media/165414/transmission-chain-ren1-eng-07-14.pdf>
- [27] 2014b *Transmission chain. Installation, maintenance & designer guide*.
Consulta: 1 de setiembre de 2020.

<https://www.renold.es/media/165418/transmission-i-and-m-ren12-eng-10-10.pdf>
- [28] RODRIGUEZ, Jorge
2006 *Resistencia de materiales 2*. Material de enseñanza. Lima: Pontificia Universidad Católica del Perú.
- [29] SENAMHI, COSUDE y PACCPERÚ
2011 *Caracterización agroclimática de la región Apurímac*. Lima. Consulta: 1 de setiembre de 2020.

<https://www.senamhi.gob.pe/load/file/01401SENA-14.pdf>
- [30] SHIGLEY, Joseph
2010 *Mechanical Engineering Design*. Novena edición. London: McGraw-Hill Education- Europe.
- [31] SKF
2008 *Catálogo general*. s.l.: SKF
- [32] VIDOSIC, Joseph
1957 *Machine Design Projects*. New York: The Ronald Press.

PONTIFICIA UNIVERSIDAD CATÓLICA DEL PERÚ

FACULTAD DE CIENCIAS E INGENIERÍA



DISEÑO MECÁNICO DE MÁQUINA SEMBRADORA DE SEMILLAS DE MAÍZ AMILÁCEO BLANCO A TRACCIÓN ANIMAL CON UNA CAPACIDAD DE 0,25 ha/h EN EL CENTRO POBLADO DE COTARMA, DISTRITO DE PICHIRHUA, PROVINCIA DE ABANCAY, APURÍMAC

ANEXOS

Tesis para obtener el título profesional de Ingeniero Mecánico

AUTOR:

DIEGO ALFREDO TORRES MARQUEZ

ASESOR:

DR. ING. JORGE HERNAN ALENCASTRE MIRANDA

Lima, Octubre del 2023

ÍNDICE DE ANEXOS

Anexo	Título	Pág
01	Estado de la tecnología	1
02	Estructura de funciones	12
03	Conceptos de solución	13
04	Proyectos preliminares	15
05	Cálculo de la densidad del maíz amiláceo blanco	18
06	Consideraciones previas para el dimensionamiento del árbol conductor, árbol conducido y eje de rueda compactadora	20
07	Cálculo de la ecuación de la curva elástica en árboles	24
08	Consideraciones previas para el cálculo de la estructura metálica	29
09	Consideraciones previas para el cálculo del cordón de soldadura del perfil S-R-T	34
10	Diagramas de fuerza cortante y momento flector	35
11	Gráficos Renold usados para selección de cadena y rueda dentada	38
12	Factores de seguridad recomendados	41
13	Coefficientes usados para el cálculo a fatiga	42
14	Deformaciones admisibles recomendados para ejes y arboles	46
15	Dimensiones normadas de chaveta paralela según DIN 6885	47
16	Propiedades mecánicas de los aceros usados	48
17	Dimensiones y propiedades de los perfiles usados	50
18	Dimensiones normalizadas de los rodamientos usados	52
19	Gráficos usados para el cálculo de duración de rodamiento SKF	54
20	Coefficientes usados para el cálculo por pandeo	57
21	Coefficientes del cálculo de soldadura	58
22	Gráfico y tablas usados para el cálculo de uniones atornilladas	59
23	Proformas y cotizaciones de materiales	62
24	Diagrama de Gantt	64

Anexo 01

ESTADO DE LA TECNOLOGÍA

1.1. Métodos de siembra

A. Siembra a voleo

En este método se esparcen las semillas sobre la parcela de cultivo sin un orden determinado (al azar), volviéndolo el método más rápido. Sin embargo, el voleo manual tiene la desventaja de utilizar una mayor cantidad de semillas, ocasionando un aumento de los costos; además, dicho método presenta poca capacidad germinativa debido a la distribución poco uniforme de las semillas.

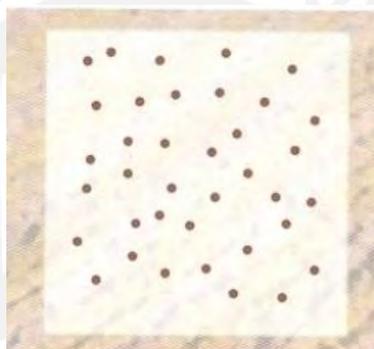


Figura 1.1. Sembrado al voleo

Fuente: MARQUEZ, L. Maquinaria Agrícola. 2017

B. Siembra a chorrillo

En este método, las semillas se colocan en surcos rectilíneos previamente formados, los cuales están separados entre sí a una distancia fija. Esta distribución permite usar de manera más eficiente las semillas, puesto que se reduce la cantidad de estas y la competencia entre plantas por nutrientes disminuye, facilitando su germinación.

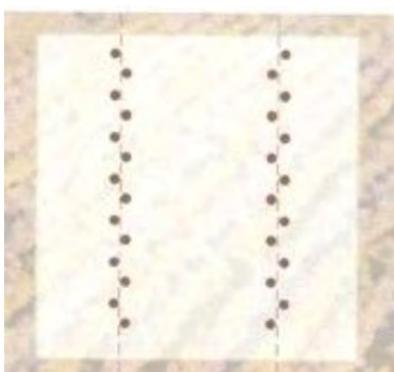


Figura 1.2. Siembra a chorrillo

Fuente: MARQUEZ, L. Maquinaria Agrícola. 2017

C. Siembra de precisión o por golpes

Al igual que en la siembra a chorrillo, este método también se realiza en surcos, con la diferencia de que la distancia de separación entre semillas es fija. En este tipo de sembrado se hace un uso más eficiente de las semillas, puesto que, al regular la separación entre estas, se están garantizando la germinación de las mismas.

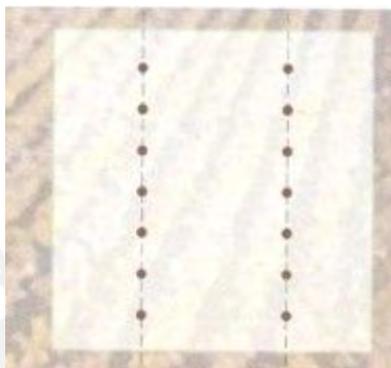


Figura 1.3. Siembra de precisión

Fuente: MARQUEZ, L. Maquinaria Agrícola. 2017

1.2. Principales elementos de máquina usados para la siembra de maíz

A. Abrir surcos

- **Arado tradicional de madera**

El arado de madera es usado para abrir surcos y remover el suelo antes de sembrar; sus materiales de fácil adquisición y simple manufactura lo convierten en uno de los implementos agrícolas más antiguos e importantes de la historia. Este instrumento requiere ser traccionado por un animal de tiro, y necesita de un operario que sostenga el timón del arado para controlar la profundidad del surco y su dirección.

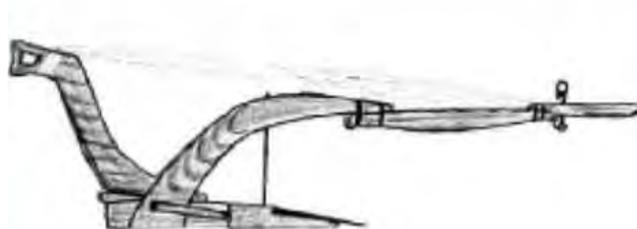


Figura 1.4. Arado tradicional de madera

Fuente: MACO, M. Herramientas tradicionales para operaciones agrícolas. 2016

- **Surcadora con reja metálica**

Este surcador consta de un cuerpo metálico recubierto por una plancha curvada (reja) que abre el surco; dicha reja esta hecha de un material altamente resistente (acero al boro) que soporta la abrasión de la tierra. Generalmente, se agrupan 3 o 5 surcadores de este tipo, y se sujetan a un bastidor que es traccionado por un tractor; dicha configuración permite que, con el avance del vehículo, se puedan formar 3 o 5 surcos de manera simultánea.

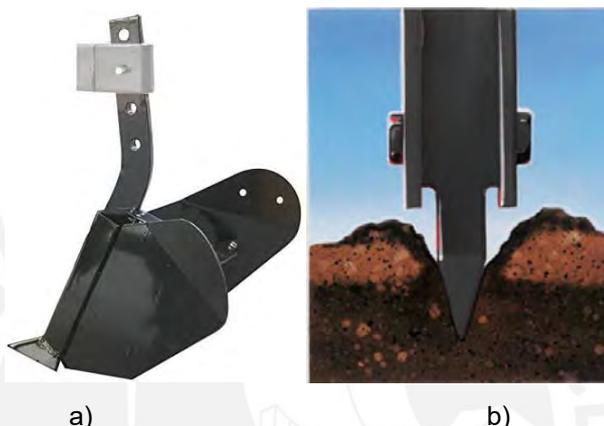


Figura 1.5. Reja surcadora: a) Vista isométrica b) Vista transversal

Fuente: Revista AGROTÉCNICA

- **Surcador de discos**

Este implemento consta de discos dobles convexos descentrados, y sobresale frente a los demás métodos por ofrecer el surco en forma de “V” mejor definido (sin tierra en el fondo y con las paredes laterales compactadas con igual presión), lo que permite ubicar la semilla de forma más precisa. Entre sus principales desventajas, esta que el elevado peso de los discos hace difícil regular la profundidad del surco.

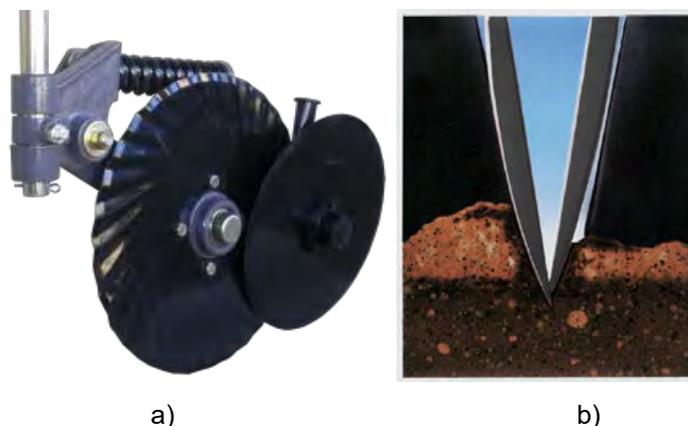


Figura 1.6. Surcador de discos: a) Vista isométrica b) Vista transversal

Fuente: Revista AGROTÉCNICA

B. Dosificar semillas

- **Dosificador neumático de semillas por succión**

Este dosificador consta de una cámara con un disco de siembra con alveolos girando en su interior. En cada alveolo está actuando una fuerza de vacío (presión negativa), la cual captura una semilla y la retiene haciendo que siga el recorrido del disco hasta que llegue a la boca de salida. Este mecanismo es altamente usado por las maquinas sembradoras modernas, debido a que garantiza una máxima precisión de sembrado. Por otro lado, debido a la necesidad de un compresor para generar una presión negativa, este dosificador presenta altos costos de adquisición y mantenimiento.



Figura 1.7. Dosificador neumático por succión

Fuente: MARQUEZ, L. Maquinaria Agrícola. 2017

- **Dosificador neumático de semillas por soplado**

Este mecanismo consta de un dosificador con alveolos cónicos repartidos por su periferia; cuando dicho dosificador gira, los orificios cónicos se llenan de semillas; sin embargo, estas son desalojadas por soplado dejando solo una (la que ocupa la parte más estrecha del cono). La principal ventaja del sistema radica en el manejo del aire en forma positiva, puesto que soplar es mucho más económico que aspirar. Sin embargo, debido a que esta dosificación consta de que las semillas se acomoden en las muescas del dosificador, este puede llegar a atorarse. Este método ya no es muy aplicado en la industria, puesto que ha sido reemplazado por la dosificación neumática por succión

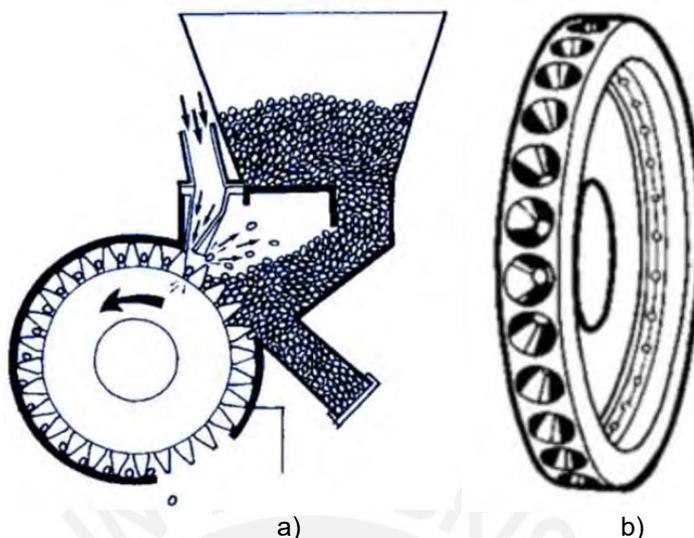


Figura 1.8. Dosificador neumático por soplado: a) Funcionamiento b) Dosificador con alveolos cónicos

Fuente: MARQUEZ, L. Maquinaria Agrícola. 2017

- **Rodillo dosificador acanalado**

Este dosificador consta de una carcasa fija en cuyo interior se localiza un rodillo dotado de acanaladuras rectas. Su funcionamiento consta de que, cuando el rodillo realice un giro, cada acanaladura se llene de una determinada cantidad de semillas, las cuales caerán por gravedad cuando el dosificador complete el giro hacia la boca de salida. Debido a su practicidad y fácil manufactura, es uno de los dosificadores más ampliamente usados en la industria agrícola.



Figura 1.9. Rodillo acanalado

Fuente: FERRARI, H. Manual de Equipos para Siembra de Granos. 2011

- **Plato horizontal**

Este mecanismo consta de un plato circular con orificios (alveolos) en el borde. Su funcionamiento está basado en que las semillas ingresen por forma en los agujeros del plato, y sean arrastradas, siguiendo el recorrido del dosificador, hasta que el alveolo pase por el tubo de descarga y la semilla caiga por gravedad.

Debido a su simplicidad es el método menos costoso de dosificación; además, es muy versátil, puesto que puede ser usado para todo tipo de semilla solo variando el diámetro de los alveolos y su separación angular.

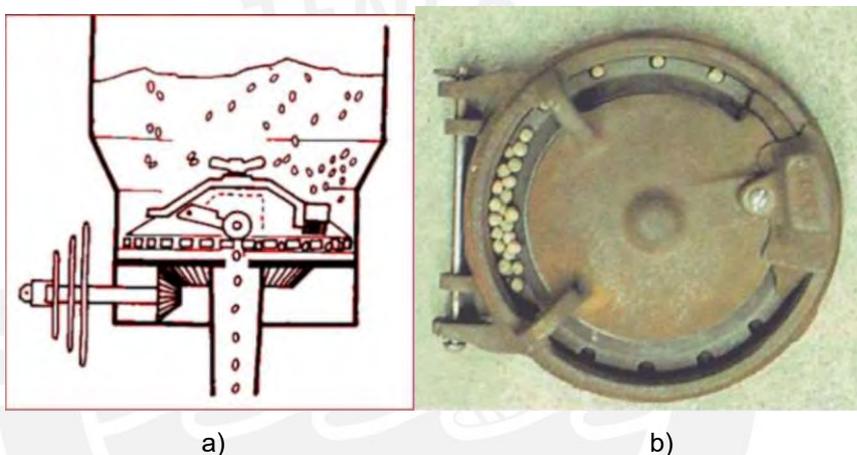
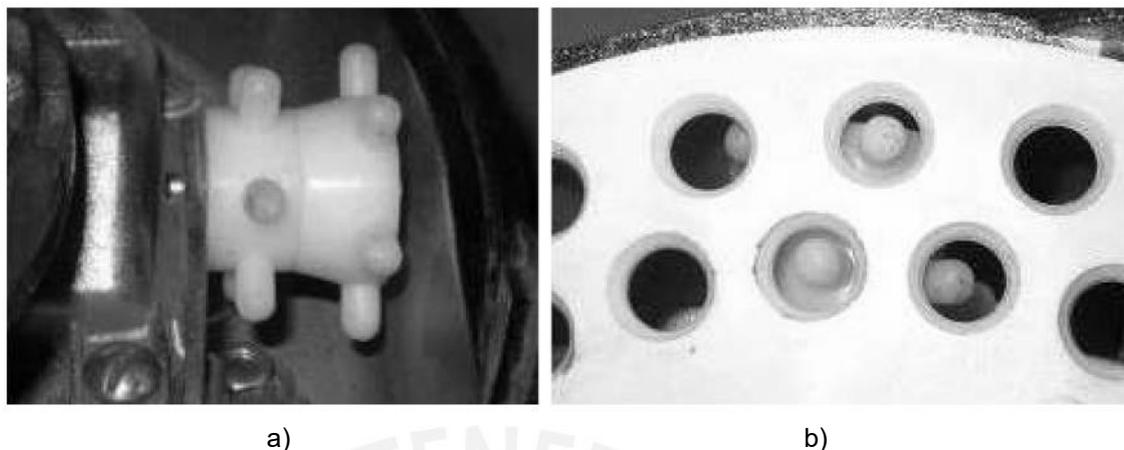


Figura 1.10. Dosificador de plato horizontal: a) Gatillo expulsador b) Plato con alveolos

Fuente: FERRARI, H. Manual de Equipos para Siembra de Granos. 2011

- **Plato horizontal con expulsador**

Este mecanismo es idéntico al dosificador de plato horizontal, al cual se le ha adicionado un gatillo expulsador sincronizado con los alveolos del plato. Este se encuentra localizado cerca al tubo de descarga y se encarga de expulsar las semillas que hayan quedado atoradas en los alveolos. La adición de este gatillo incrementa ligeramente los costos del equipo, puesto que tiene que cambiarse cada vez que se cambia el plato; sin embargo, otorga la seguridad de que las semillas serán expulsadas.



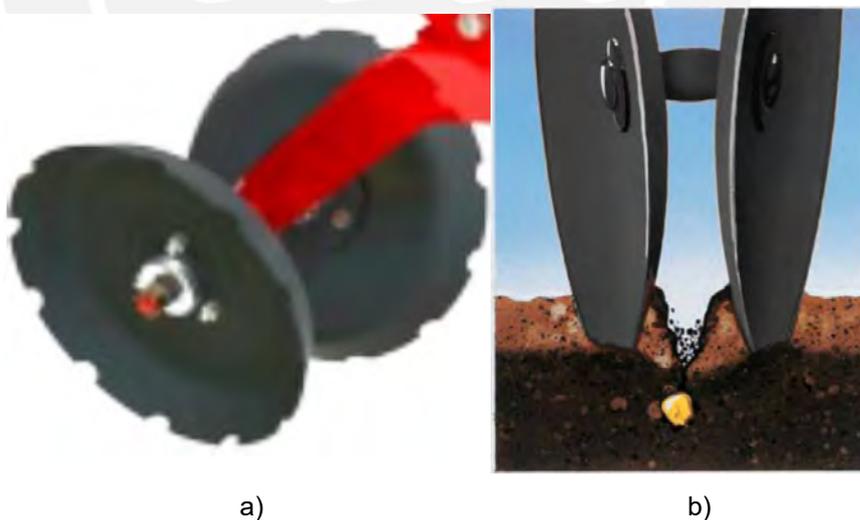
a) b)
 Figura 1.11. Placas de siembra: a) Gatillo expulsador b) Plato con alveolos

Fuente: FERRARI, H. Manual de Equipos para Siembra de Granos. 2011

C. Cerrar surcos

- **Rueda tapadora doble**

Este implemento consta de discos dobles cóncavos invertidos, cuya geometría les permite arrimar la tierra aledaña al surco para cubrir la semilla. Entre sus principales desventajas se encuentran que, debido a su elevado peso, son de uso casi exclusivo de máquinas traccionadas por tractores.



a) b)
 Figura 1.12. Rueda tapadora doble: a) Vista isométrica b) Vista transversal

Fuente: Revista AGROTÉCNICA

- **Cadena de eslabones**

Este método es el más simple para arrimar tierra al surco; consiste en poner la cadena en posición de “U”, y por acción del peso de la propia cadena, este arrastrará la tierra removida por el arado e irá rellenando el surco a medida que la sembradora se desplaza.



Figura 1.13. Cadena de eslabones

Fuente: MARQUEZ, L. Maquinaria Agrícola. 2017

D. Compactar tierra

- **Rueda solida compactadora**

Esta alternativa consta de una rueda solida que avanza sobre el surco previamente tapado y le proporciona una presión uniforme, optimizando el contacto de la semilla con el suelo. La compactación debe ser ligera, de manera que no interrumpa el flujo de humedad a la semilla, aumentando así el índice de germinación. Por lo general, estas ruedas están fabricadas por fundición, lo que las vuelve ideal para compactar (por ser más pesadas); sin embargo, también hace que sus costos de manufactura aumenten.

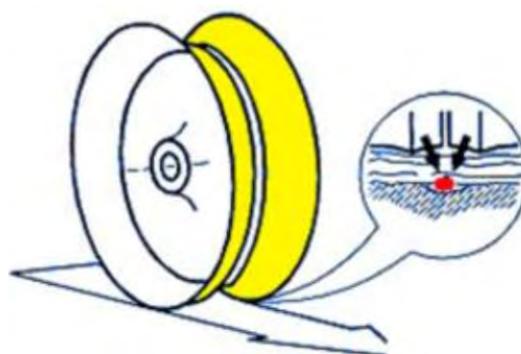


Figura 1.14. Rueda compactadora

Fuente: MARQUEZ, L. Maquinaria Agrícola. 2017

1.3. Tipos de máquinas sembradoras

A. Máquinas sembradora traccionadas por tractor

- **Máquina sembradora neumática de grano grueso MONTANA PLB4SD**

Esta máquina consta de un bastidor principal de 3,6m de largo en el cual se encuentran las tolvas y el compresor de aire.

Este modelo en particular (PLB4SD) permite acoplar hasta 4 sembradoras, donde cada tren de sembrado consta de unos surcadores de discos dobles que abren la tierra, un dosificador neumático de semillas por succión, y el cierre de surco lo hace una rueda tapadora doble.

Debido a sus dimensiones, esta máquina tiene un peso aproximado de 1300 kg y requiere una potencia de 90 a 110 HP para ser accionada.



Figura 1.15. Máquina sembradora neumática de grano grueso PLB4SD

Fuente: Catálogo MAQUINARIA MONTANA

- **Máquina sembradora por rodillo dosificador**

Esta máquina es compacta, tiene un peso aproximado de 9,5 kg y es de fácil montaje y transporte. El avance de la máquina lo da la fuerza de tiro del tractor, sin embargo, el accionamiento del dosificador es provisto por la rueda trasera, la cual le transmite el giro a través de un engranaje cónico.

El tren de siembra consta de una surcadora de reja que abre el surco, dos rodillos acanalados para realizar la dosificación de semillas, y una rueda compactadora; cabe resaltar que en esta máquina no se arrima la tierra antes de la compactación.



Figura 1.16. Máquina sembradora de rodillo dosificador

Fuente: Catálogo Agroanuncios

B. Máquinas sembradora accionadas por tracción animal

- **Máquina sembradora modelo 2BX-1**

Esta máquina sembradora de semillas requiere de un animal de tracción para ser accionado, así como de un operario que controle la estabilidad de la misma.

El tren de siembra consta de un surcador de reja que abre el surco; además posee un dosificador de rodillo acanalado el cual gira gracias a que este acoplado al mismo eje que las ruedas delanteras; finalmente, 2 arados posicionados a los costados del surco le arriman tierra, y una rueda compactadora termina de cerrar el surco.

Este fabricado completamente en hierro forjado, tiene un peso aproximado de 45kg y posee unas dimensiones de 1,5x0,57x1 m; además, la tolva tiene una capacidad de 10L.



Figura 1.17. Máquina sembradora a tracción animal modelo 2BX-1

Fuente: Catalogo Yunhai

C. Máquinas sembradora manuales

- **Máquina sembradora manual modelo B01-05**

Esta máquina está diseñada para uso en tierras suaves y con poca presencia de piedras como vendría siendo un jardín o una huerta. Dado que el avance de la máquina lo da la fuerza de empuje del operario, esta es ligera (16 kg), de fácil transporte y con una capacidad de 0,3ha/h.

Por otro lado, debido a su naturaleza doméstica, esta máquina cuenta con una tolva dividida donde alberga semillas y fertilizante; por ese motivo, esta sembradora cuenta con 2 dosificadores los cuales son accionados por la rueda delantera, la cual le transmite el giro a través de una cadena.

El tren de siembra consta de una surcadora fina que abre el surco, dos rodillos acanalados para realizar la dosificación de semillas y fertilizante, y una rueda compactadora.



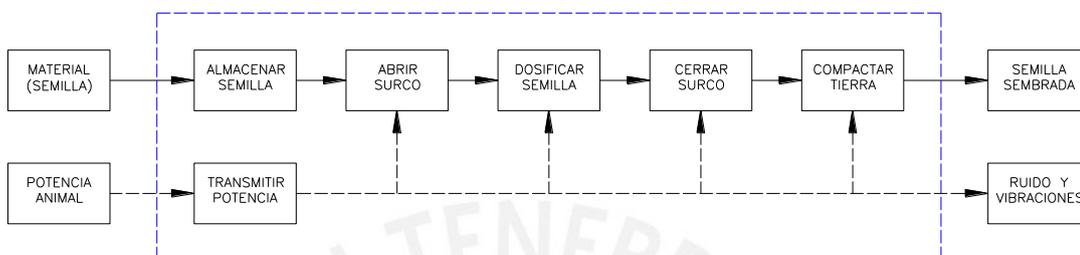
Figura 1.18. Máquina sembradora manual modelo B01-05

Fuente: Catálogo BSM

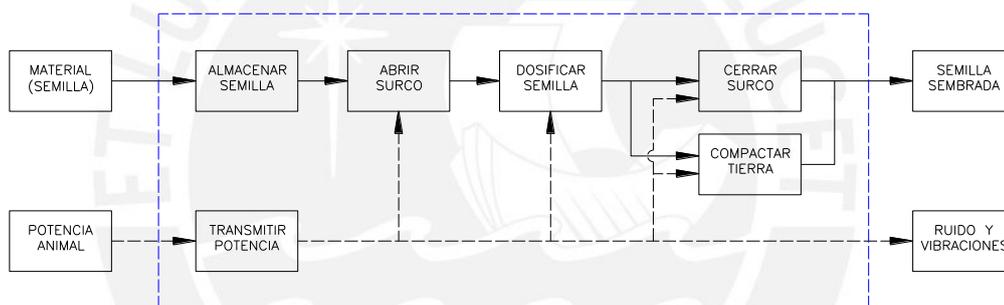
Anexo 02

ESTRUCTURA DE FUNCIONES

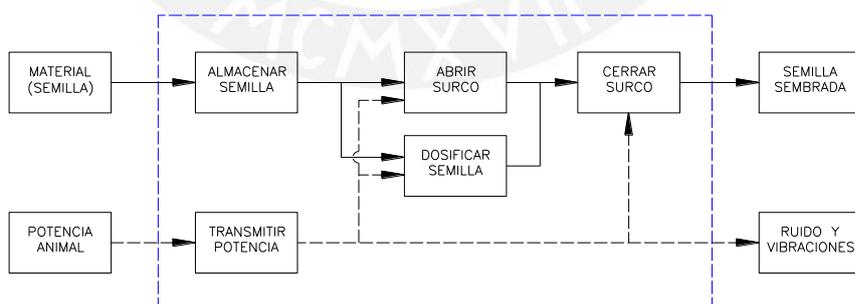
- Estructura de funciones 01:



- Estructura de funciones 02:



- Estructura de funciones 03:



Anexo 03**CONCEPTOS DE SOLUCIÓN**

- **Concepto de solución 01:**

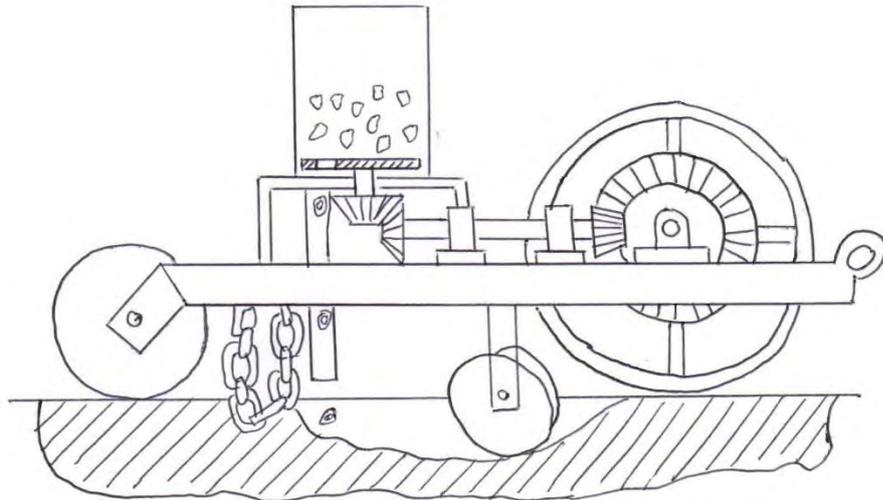


Figura 3.1. Concepto de solución 01
Fuente: propia

- **Concepto de solución 02:**

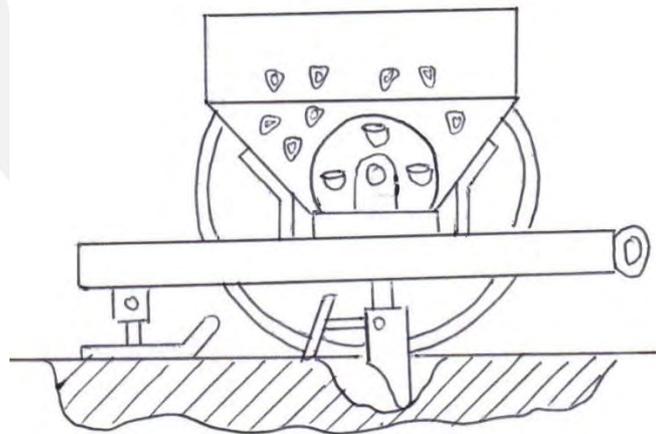


Figura 3.2. Concepto de solución 02
Fuente: propia

- **Concepto de solución 03:**

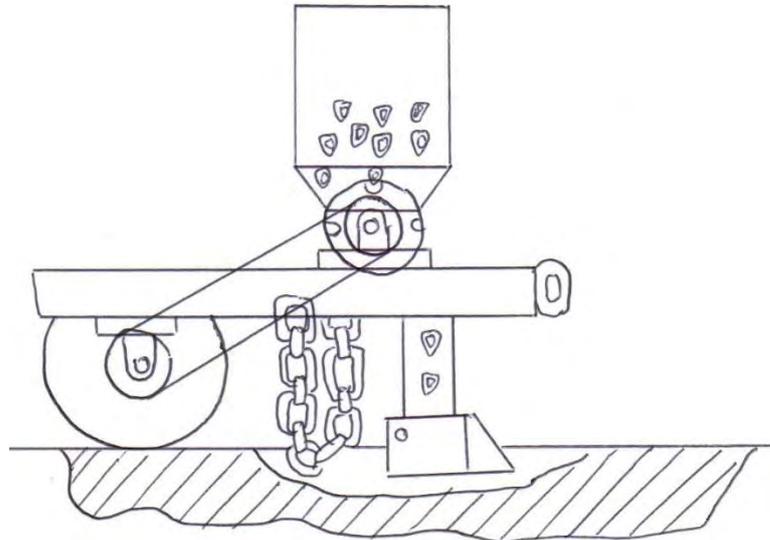


Figura 3.3. Concepto de solución 03
Fuente: propia

- **Concepto de solución 04:**

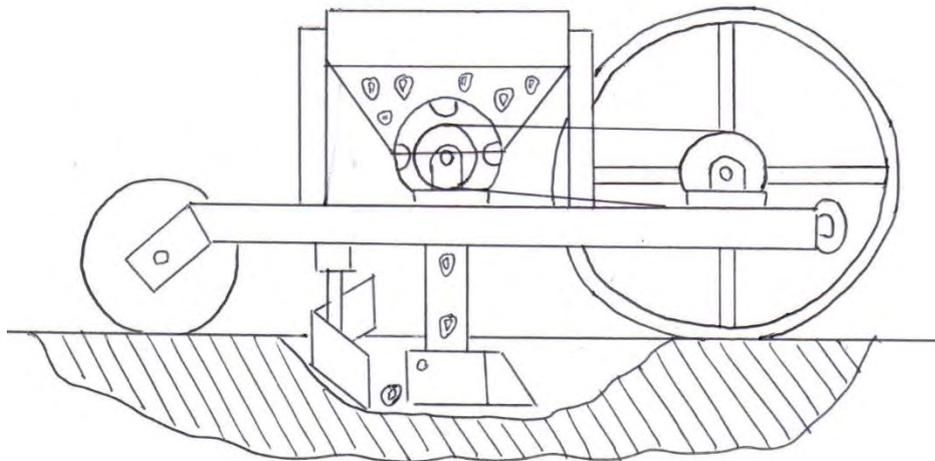


Figura 3.4. Concepto de solución 04
Fuente: propia

Anexo 04

PROYECTOS PRELIMINARES

- Proyecto preliminar 01:

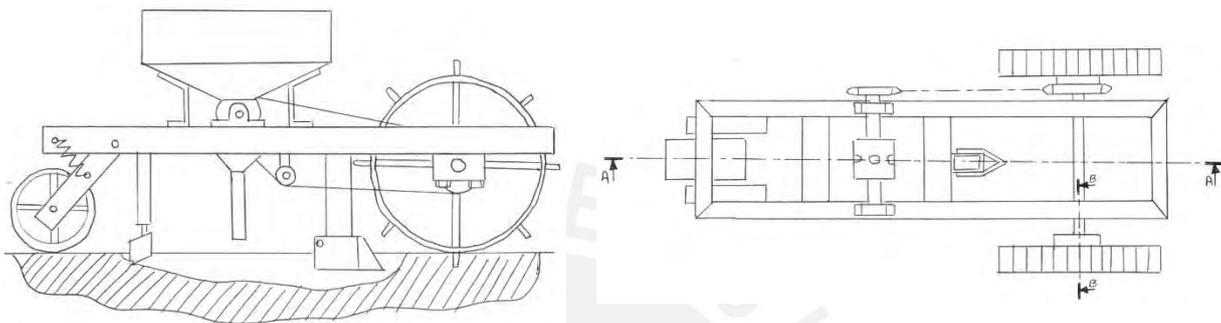


Figura 4.1. Vista lateral y superior del proyecto preliminar 01

Fuente: propia

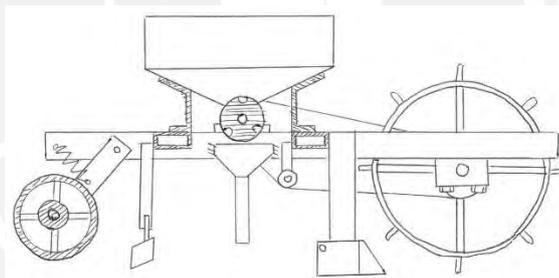


Figura 4.2. Sección A-A

Fuente: propia

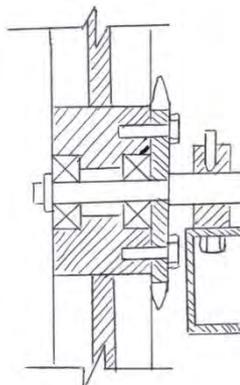


Figura 4.3. Sección B-B

Fuente: propia

- **Proyecto preliminar 02:**

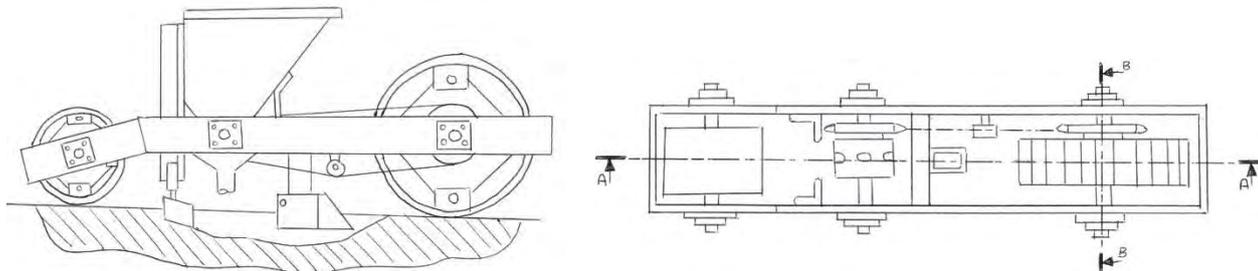


Figura 4.4. Vista lateral y superior del proyecto preliminar 02
Fuente: propia

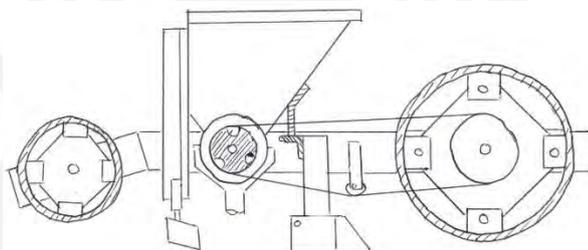


Figura 4.5. Sección A-A
Fuente: propia

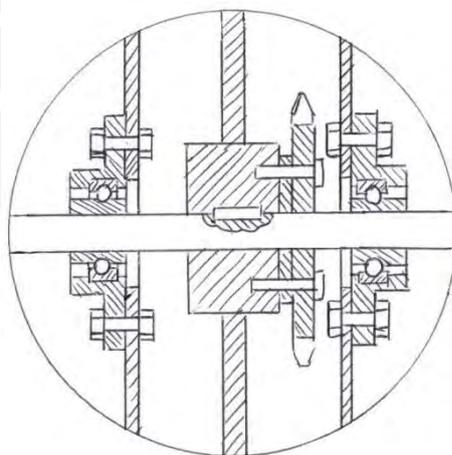


Figura 4.6. Sección B-B
Fuente: propia

- **Proyecto preliminar 03:**

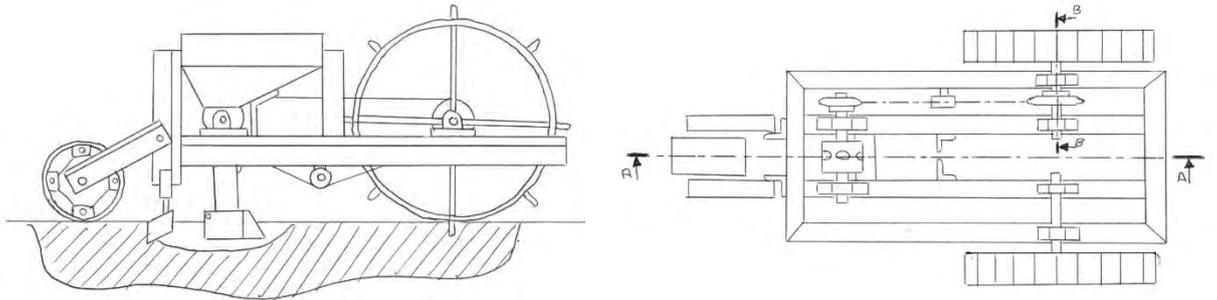


Figura 4.7. Vista lateral y superior del proyecto preliminar 02
Fuente: propia

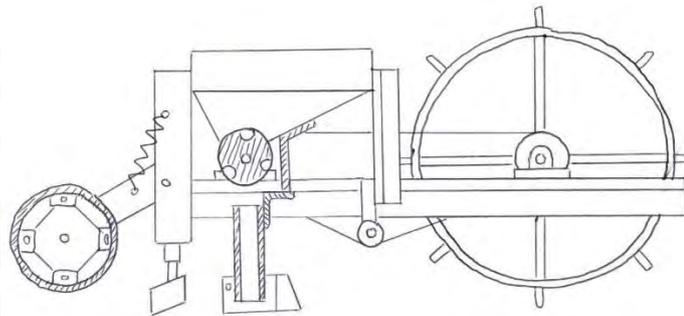


Figura 4.8. Sección A-A
Fuente: propia

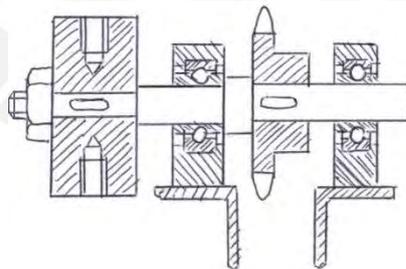


Figura 4.9. Sección B-B
Fuente: propia

Anexo 05

CÁLCULO DE LA DENSIDAD DEL MAÍZ AMILÁCEO BLANCO

Para hallar la densidad de la semilla de maíz, primero debemos saber su masa; para ello se tomó una muestra de 50 semillas, las cuales se pesaron usando una balanza gramera como se aprecia en la siguiente figura



Figura 5.1. Pesado de una semilla de maíz

Fuente: propia

Para apreciar mejor los resultados del muestreo, se hizo uso de un histograma de frecuencias

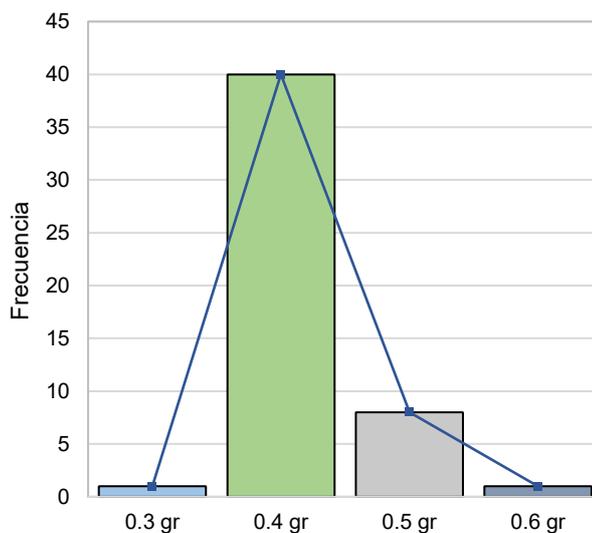


Figura 5.2. Histograma de frecuencias

Fuente: propia

Con la siguiente información recopilada, se procede a hallar la media:

$$\bar{x} = \frac{0,4+0,4+0,4+\dots+0,5+0,4+0,4}{50} = 0,42 \text{ gr} \quad (5.1)$$

Ahora hallamos el error absoluto:

$$Ea = \frac{|0,42 - 0,4| + \dots + |0,42 - 0,4|}{50} = 0,03352 \quad (5.2)$$

Ahora hallamos el error relativo:

$$Er = \frac{Ea}{\bar{x}} \cdot 100 = 7,98 \% \quad (5.3)$$

Finalmente, podemos obtener un valor estadístico de la masa de una semilla; sin embargo, hay que recordar que la sensibilidad de la balanza es solo de 1 decima, es decir que a los valores hallados a partir de esa medición deberán truncarse en el primer decimal, entonces:

$$W_{mz} = 0,4 \pm 0,0 \text{ gr} \quad (5.4)$$

El maíz, al ser un sólido, no termina de ocupar toda la forma del envase que lo contiene, como si se da con los líquidos; esto quiere decir que quedarán espacios vacíos cuando se agrupen varios maíces; es por ello que se realizó un experimento en el cual se introdujo maíces dentro de una probeta hasta que marque 20 ml (ver figura 5.3).



Figura 5.3. 20ml de maíz dentro de una probeta

Fuente: propia

Posteriormente se contaron la cantidad de maíces que entraron en la probeta, habiendo un total de 26 semillas; ahora usaremos la ecuación 5.5 para hallar la densidad:

$$\rho_{mz.corregido} = \frac{(26) \cdot (4 \times 10^{-4}) \text{ [kg]}}{20 \times 10^{-6} \text{ [m}^3\text{]}} = 520 \text{ kg/m}^3 \quad (5.5)$$

Anexo 06

CONSIDERACIONES PREVIAS PARA EL DIMENSIONAMIENTO DEL ÁRBOL CONDUCTOR, ÁRBOL CONDUcido Y EJE DE RUEDA COMPACTADORA

- **Cargas debido al peso de la máquina**

Cuando la máquina sembradora esta en reposo, esta se encuentra apoyada en tres puntos (ver figura 6.1), los cuales originan las siguientes fuerzas: reacciones normales en las llantas delanteras (F_{NA1}) y la reaccion normal en el surcador (F_{NB1}).

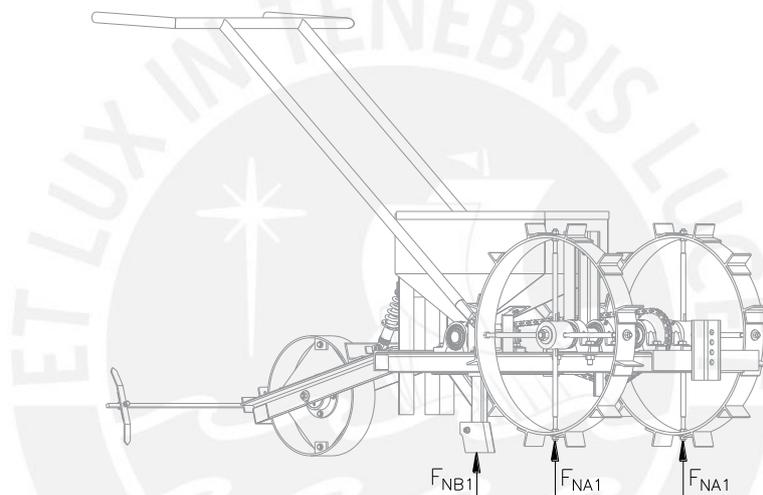


Figura 6.1. Máquina sembradora en reposo

Fuente: propia

Cabe resaltar que, si bien la rueda compactadora esta apoyada en el suelo, esta no ejerce presión sobre la tierra hasta que la máquina este operando y la surcadora se encuentre enterrada.

Para hallar las reacciones, haremos uso de DCL de la maquina sembradora mostrado en la figura 6.2, el cual se encuentra en posición de reposo.

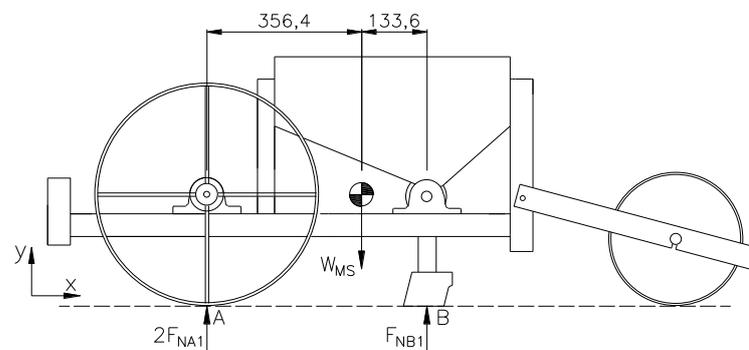


Figura 6.2. DCL de máquina sembradora en reposo

Fuente: propia

Planteamos momentos en B sabiendo que el peso de la máquina (W_{MS}) es de 58kg:

$$\Sigma M_B = 0 \quad W_{MS} \times 133,6 - 2 \cdot F_{NA1} \times 490 = 0 \quad (6.1)$$

$$F_{NA1} = 7,91 \text{kg} = 77,54 \text{N}$$

Sumatoria de fuerzas en el eje Y:

$$\Sigma F_Y = 0 \quad F_{NB1} = W_{MS} - 2 \cdot F_{NA1} \quad (6.2)$$

$$F_{NB1} = 58 - 2 \cdot (7,91) = 42,19 \text{kg} = 413,71 \text{N}$$

Podemos concluir que, debido al peso de la máquina, los árboles conductores están sujetos a una fuerza transversal (F_{NA1}) de 77,54N, mientras que la barra del surcador está sometida a una fuerza axial (F_{NB1}) de 413,71N.

- **Cargas debido al peso de piezas y elementos mecánicos**

Con la ayuda del software INVENTOR, estimaremos el peso de los elementos que se encuentran acoplados a los árboles y ejes:

- Rueda tractora

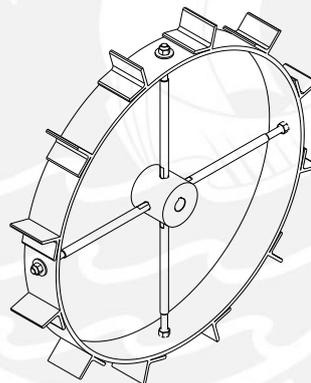


Figura 6.3. Vista isométrica de rueda tractora

Fuente: propia

Como se puede apreciar en la imagen 6.3, la rueda tractora está compuesta por los siguientes elementos:

Tabla 6.1. Componentes de rueda tractora

Cant.	Elemento	Masa unitaria (kg)	Masa total (kg)
01	Buje	1,70	1,70
04	Rayo	0,19	0,76
01	Aro de rueda	6,90	6,90
Total			9,36

Fuente: propia

De la tabla 6.1 obtenemos la masa de la rueda tractora ($W_{rued.trac}$):

$$W_{rued.trac} = 9,36 \text{ kg} = 91,82 \text{ N} \quad (6.3)$$

- Rueda compactadora

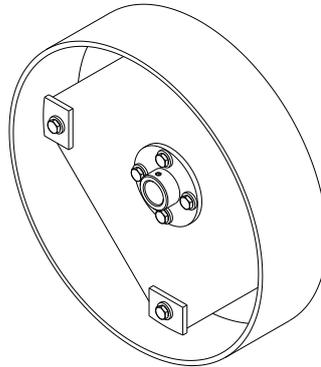


Figura 6.4. Vista isométrica de rueda compactadora

Fuente: propia

Como se puede apreciar en la figura 6.4, la rueda compactadora está compuesta por los siguientes elementos:

Tabla 6.2. Componentes de rueda compactadora

Cant.	Elemento	Masa unitaria (kg)	Masa total (kg)
01	Buje	0,20	0,20
01	Placa	1,60	1,60
01	Aro de rueda	2,80	2,80
Total			4,60

Fuente: propia

De la tabla 6.2 obtenemos la masa de la rueda compactadora ($W_{\text{rueda.comp}}$):

$$W_{\text{rueda.comp}} = 4,6 \text{ kg} = 45,1 \text{ N} \quad (6.4)$$

- Rueda dentada conductora y conducida

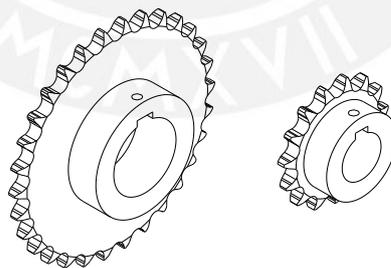


Figura 6.5. Vista isométrica de rueda dentada conductora y conducida

Fuente: propia

El software INVENTOR calcula el volumen de ambas piezas, y con una densidad aproximada de $7,87 \text{ g/cm}^3$ para el acero AISI 1045 nos entrega el peso de la rueda dentada conductora ($W_{\text{R.Dent1}}$) y el peso de la rueda dentada conducida ($W_{\text{R.Dent2}}$):

$$W_{\text{R.Dent1}} = 0,81 \text{ kg} = 7,95 \text{ N} \quad (6.5)$$

$$W_{\text{R.Dent2}} = 0,25 \text{ kg} = 2,45 \text{ N} \quad (6.6)$$

- Rodillo dosificador

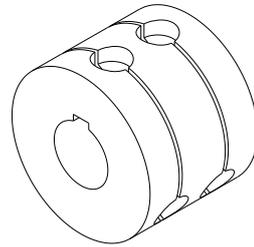


Figura 6.6. Vista isométrica de rodillo dosificador

Fuente: propia

El rodillo dosificador este hecho en madera, por lo que su peso se puede considerar despreciable; sin embargo, como se aprecia en la figura 6.7, el dosificador soporta todo el peso del contenido de la tolva, por lo que, para fines prácticos, tomaremos el peso de dosificador como el de la tolva.

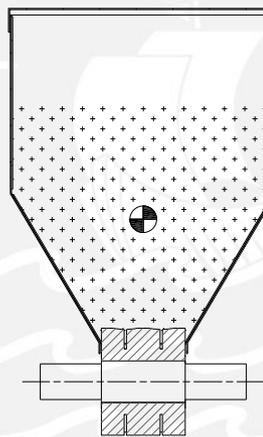


Figura 6.7. Rodillo dosificador soportando contenido de la tolva

Fuente: propia

Sabemos que la tolva está diseñada para contener hasta 01 arroba de maíz, donde cada arroba equivale a 12kg, entonces tenemos que:

$$W_{dsf} = 12 \text{ kg} = 117,72 \text{ N} \quad (6.7)$$

Anexo 07

CÁLCULO DE LA ECUACIÓN DE LA CURVA ELÁSTICA EN ÁRBOLES

- **Curva elástica del árbol conductor y conducido**

Según HIBBELER [11], para calcular la ecuación de la curva elástica debemos recurrir al método de la doble integración por tramos en ambos planos. Para aplicar dicho método se parte de la ecuación 3.58, donde sí se integra una vez se obtiene la pendiente de la curva (def. angular), y si se integra una segunda vez se obtiene la def. transversal.

$$E \cdot I \cdot \frac{d^2 y}{dx^2} = M_{(x)} \quad (7.1)$$

Para el cálculo, plantearemos un DCL genérico como se ve en la figura 7.1, de tal manera que cuando queramos hallar las deflexiones en los planos X-Y y X-Z, bastara con reemplazar el valor de las fuerzas en dichos planos.

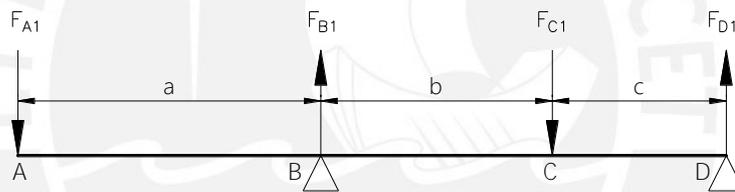


Figura 7.1. DCL genérico del árbol conductor

Fuente: propia

Analizamos el tramo AB:



Figura 7.2. DCL del tramo AB

Fuente: propia

De la figura 7.2 podemos hallar el momento flector M_1

$$\sum M_o = 0 \quad E \cdot I \cdot y'' = M_{1(x)} = -F_{A1} \cdot x \quad [0 < x < a] \quad (7.2)$$

Procedemos a integrar una y dos veces para hallar $\theta_{(x)}$ y $f_{(x)}$ respectivamente:

$$E \cdot I \cdot y' = \theta_{1(x)} = -F_{A1} \cdot \frac{x^2}{2} + C_1 \quad (7.3)$$

$$E \cdot I \cdot y = f_{1(x)} = -F_{A1} \cdot \frac{x^3}{6} + C_1 \cdot x + C_2 \quad (7.4)$$

Analizamos el tramo BC:

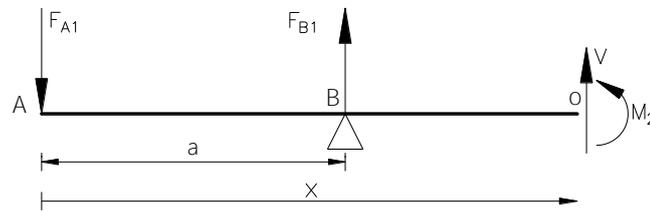


Figura 7.3. DCL del tramo BC

Fuente: propia

De la figura 7.3 podemos hallar el momento flector M_2

$$\Sigma M_o = 0 \quad E \cdot I \cdot y'' = M_{2(x)} = F_{B1} \cdot (x-a) - F_{A1} \cdot x \quad [a < x < a+b] \quad (7.5)$$

Procedemos a integrar una y dos veces para hallar $\theta_{(x)}$ y $f_{(x)}$ respectivamente:

$$E \cdot I \cdot y' = \theta_{2(x)} = F_{B1} \cdot \frac{(x-a)^2}{2} - F_{A1} \cdot \frac{x^2}{2} + C_3 \quad (7.6)$$

$$E \cdot I \cdot y = f_{2(x)} = F_{B1} \cdot \frac{(x-a)^3}{6} - F_{A1} \cdot \frac{x^3}{6} + C_3 \cdot x + C_4 \quad (7.7)$$

Analizamos el tramo CD:

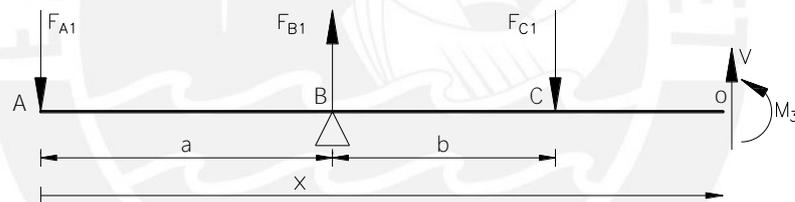


Figura 7.4. DCL del tramo CD

Fuente: propia

De la figura 7.4 podemos hallar el momento flector M_3

$$\Sigma M_o = 0 \quad E \cdot I \cdot y'' = M_{3(x)} = F_{B1} \cdot (x-a) - F_{C1} \cdot (x-a-b) - F_{A1} \cdot x \quad [a+b < x < a+b+c] \quad (7.8)$$

Procedemos a integrar una y dos veces para hallar $\theta_{(x)}$ y $f_{(x)}$ respectivamente:

$$E \cdot I \cdot y' = \theta_{3(x)} = F_{B1} \cdot \frac{(x-a)^2}{2} - F_{C1} \cdot \frac{(x-a-b)^2}{2} - F_{A1} \cdot \frac{x^2}{2} + C_5 \quad (7.9)$$

$$E \cdot I \cdot y = f_{3(x)} = F_{B1} \cdot \frac{(x-a)^3}{6} - F_{C1} \cdot \frac{(x-a-b)^3}{6} - F_{A1} \cdot \frac{x^3}{6} + C_5 \cdot x + C_6 \quad (7.10)$$

Condiciones de borde:

- En el apoyo del punto B, para el tramo AB, no hay deformación; entonces, para $x = a$ se tiene que $f_{1(x)}=0$.

$$-F_{A1} \cdot \frac{a^3}{6} + C_1 \cdot a + C_2 = 0 \quad (7.11)$$

- En el apoyo del punto B, para el tramo BC, no hay deformación; entonces, para $x = a$ se tiene que $f_{2(x)}=0$.

$$-F_{A1} \cdot \frac{a^3}{6} + C_3 \cdot a + C_4 = 0 \quad (7.12)$$

- En el apoyo del punto D, para el tramo CD, no hay deformación; entonces, para $x = a+b+c$ se tiene que $f_{3(x)}=0$.

$$F_{B1} \cdot \frac{(b+c)^3}{6} - F_{C1} \cdot \frac{(c)^3}{6} - F_{A1} \cdot \frac{(a+b+c)^3}{6} + C_5 \cdot (a+b+c) + C_6 = 0 \quad (7.13)$$

- En el punto B, la pendiente de la curva es la misma para el tramo AB y BC; entonces, para $x=a$ se tiene que $\theta_{1(x)} = \theta_{2(x)}$.

$$-F_{A1} \cdot \frac{a^2}{2} + C_1 = -F_{A1} \cdot \frac{a^2}{2} + C_3 \quad (7.14)$$

- En el punto C, la pendiente de la curva es la misma para el tramo BC y CD; entonces para $x = a+b$ se tiene que $\theta_{2(x)} = \theta_{3(x)}$.

$$F_{B1} \cdot \frac{(b)^2}{2} - F_{A1} \cdot \frac{(a+b)^2}{2} + C_3 = F_{B1} \cdot \frac{(b)^2}{2} - F_{A1} \cdot \frac{(a+b)^2}{2} + C_5 \quad (7.15)$$

- En el punto C, la deflexión de la curva es la misma para el tramo BC y CD; entonces para $x=a+b$ se tiene que $f_{2(x)} = f_{3(x)}$.

$$F_{B1} \cdot \frac{(b)^3}{6} - F_{A1} \cdot \frac{(a+b)^3}{6} + C_3 \cdot (a+b) + C_4 = F_{B1} \cdot \frac{(b)^3}{6} - F_{A1} \cdot \frac{(a+b)^3}{6} + C_5 \cdot (a+b) + C_6 \quad (7.16)$$

Relacionando las ecuaciones desde la 7.11 hasta la 7.16, obtenemos lo siguiente:

$$C_1 = C_2 = C_3 = C_k \quad (7.17)$$

$$C_2 = C_4 = C_6 = C_m \quad (7.18)$$

Resolvemos el sistema de ecuaciones desde la ecuación 7.11 hasta la 7.16 para hallar las constantes C_k y C_m .

$$C_k = \frac{1}{6 \cdot (b+c)} \cdot (F_{C1} \cdot C^3 + F_{A1} \cdot ((a)^3 - ((a+b+c)^3)) - F_{B1} \cdot (b+c)^3) \quad (7.19)$$

$$C_m = \frac{1}{6 \cdot (b+c)} \cdot (-a^3 \cdot F_{C1} \cdot C^3 + F_{A1} \cdot ((a)^3 \cdot (b+c) + a^3 - ((a+b+c)^3)) + F_{B1} \cdot (b+c)^3) \quad (7.20)$$

- **Curva elástica del árbol de rueda compactadora**

Para el cálculo de la ecuación de la curva elástica, plantearemos un DCL genérico del cómo se ve en la figura 7.5, de tal manera que cuando queramos hallar las deflexiones en los planos X-Y y X-Z, bastara con reemplazar el valor de las fuerzas en dichos planos.

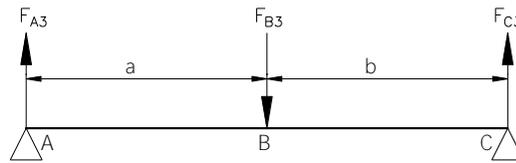


Figura 7.5. DCL genérico del árbol de rueda compactadora

Fuente: propia

Analizamos el tramo AB:

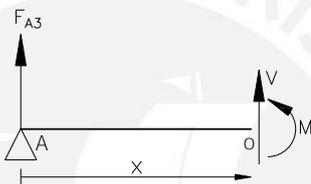


Figura 7.6. DCL del tramo AB

Fuente: propia

De la figura 7.6 podemos hallar el momento flector M_1

$$\sum M_o = 0 \quad E \cdot I \cdot y'' = M_{1(x)} = F_{A3} \cdot x \quad [0 < x < a] \quad (7.21)$$

Procedemos a integrar una y dos veces para hallar $\theta_{(x)}$ y $f_{(x)}$ respectivamente:

$$E \cdot I \cdot y' = \theta_{1(x)} = F_{A3} \cdot \frac{x^2}{2} + C_1 \quad (7.22)$$

$$E \cdot I \cdot y = f_{1(x)} = F_{A3} \cdot \frac{x^3}{6} + C_1 \cdot x + C_2 \quad (7.23)$$

Analizamos el tramo BC:

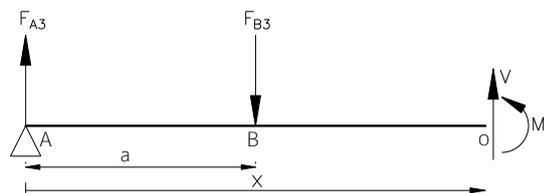


Figura 7.7. DCL del tramo CE

Fuente: propia

De la figura 7.7 podemos hallar el momento flector M_2

$$\sum M_o = 0 \quad E \cdot I \cdot y'' = M_{2(x)} = F_{A3} \cdot x - F_{B3} \cdot (x-a) \quad [a < x < a+b] \quad (7.24)$$

Procedemos a integrar una y dos veces para hallar $\theta_{(x)}$ y $f_{(x)}$ respectivamente:

$$E \cdot I \cdot y' = \theta_{2(x)} = F_{A3} \cdot \frac{x^2}{2} - F_{B3} \cdot \frac{(x-a)^2}{2} + C_3 \quad (7.25)$$

$$E \cdot I \cdot y = f_{2(x)} = F_{A3} \cdot \frac{x^3}{6} - F_{B3} \cdot \frac{(x-a)^3}{6} + C_3 \cdot x + C_4 \quad (7.26)$$

Condiciones de borde:

- En el apoyo del punto A, para el tramo AB, no hay deformación; entonces, para $x = 0$ se tiene que $f_{1(x)} = 0$.

$$C_2 = 0 \quad (7.27)$$

- En el apoyo del punto C, para el tramo BC, no hay deformación; entonces, para $x = a+b$ se tiene que $f_{2(x)} = 0$.

$$F_{A3} \cdot \frac{(a+b)^3}{6} - F_{B3} \cdot \frac{(a+b-a)^3}{6} + C_3 \cdot (a+b) + C_4 = 0 \quad (7.28)$$

- En el punto B, la deflexión de la curva es la misma para el tramo AB y BC; entonces para $x=a$ se tiene que $f_{1(x)} = f_{2(x)}$.

$$F_{A3} \cdot \frac{a^3}{6} + C_1 \cdot a + C_2 = F_{A3} \cdot \frac{a^3}{6} - F_{B3} \cdot \frac{(a-a)^3}{6} + C_3 \cdot a + C_4 \quad (7.29)$$

- En el punto B, la pendiente de la curva es la misma para el tramo AB y BC; entonces, para $x=a$ se tiene que $\theta_{1(x)} = \theta_{2(x)}$.

$$F_{A3} \cdot \frac{a^2}{2} + C_1 = F_{A3} \cdot \frac{a^2}{2} - F_{B3} \cdot \frac{(a-a)^2}{2} + C_3 \quad (7.30)$$

Relacionando las ecuaciones desde la 7.27 hasta la 7.30, obtenemos lo siguiente:

$$C_1 = C_3 = \frac{1}{6 \cdot (a+b)} \cdot (F_{B3} \cdot b^3 - F_{A3} \cdot (a+b)^3) \quad (7.31)$$

$$C_2 = C_4 = 0 \quad (7.32)$$

Anexo 08

CONSIDERACIONES PREVIAS PARA EL CÁLCULO DE LA ESTRUCTURA METÁLICA

Cuando la máquina se encuentra trabajando, el surcador debe estar constantemente enterrado en la tierra para el sembrado de las semillas de maíz, como se aprecia en la figura 8.1.

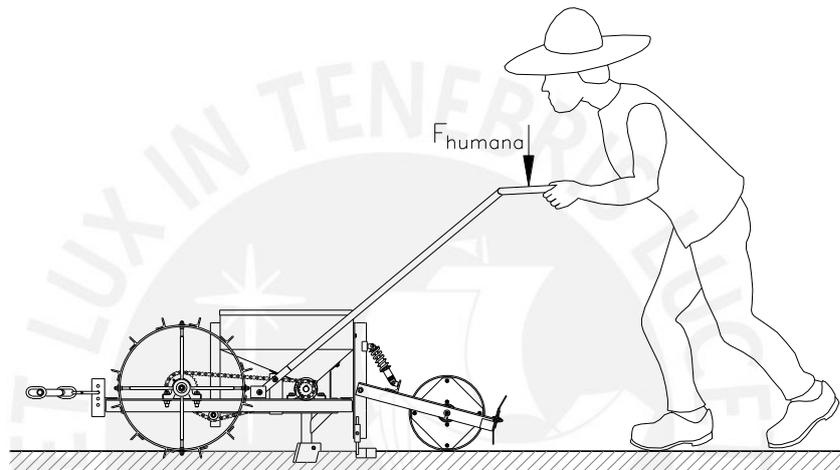


Figura 8.1. Máquina sembradora trabajando

Fuente: propia

Para asegurar que el surcador se encuentre enterrado, el operario debe aplicar una fuerza en sentido vertical (F_{humana}); la magnitud de esta fuerza será dada en base a la Norma EN 1005-3, la cual recomienda que para un trabajo sostenido de 8 horas, la fuerza ejercida no debe ser mayor al 20% del peso del trabajador; suponiendo un peso promedio del operario de 80kg, obtenemos lo siguiente:

$$F_{humana} = 16\text{kg} = 156,91\text{N} \quad (8.1)$$

Sin embargo, la fuerza aplicada por el operario (F_{humana}) para enterrar el surcador, no es necesariamente la fuerza que recibe este; puesto que, debido al efecto palanca que forma el manubrio, este recibe una fuerza amplificada $F_{humana.amp}$.

Primero debemos resolver las fuerzas que originan en el manubrio, para ello, nos guiaremos de la figura 8.2a, en la cual podemos observar que este se encuentra pivotado en el punto A, y el punto B es el que se encarga de presionar a la máquina para enterrar el surcador.

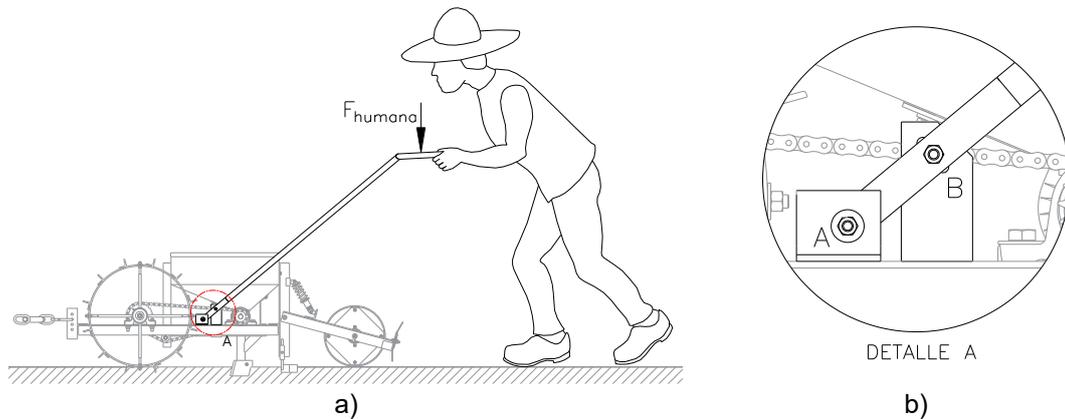


Figura 8.2. Vistas: a) Operario ejerciendo fuerza sobre el manubrio b) Apoyo y pivote de manubrio

Fuente: propia

Ahora procederemos a hallar las reacciones en el manubrio haciendo uso del DCL mostrado en la figura 8.3.

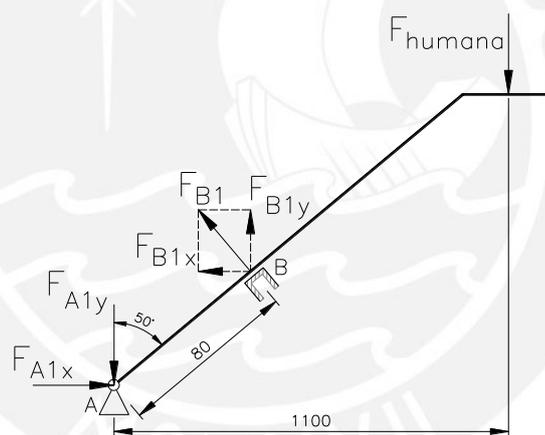


Figura 8.3. DCL de fuerzas actuantes en manubrio

Fuente: propia

$$\begin{aligned} \Sigma M_A = 0 \quad M_{F_{B1}} - M_{F_{humana}} &= 0 & (8.2) \\ F_{B1} \times (80) - 156,91 \times (1100) &= 0 & \Rightarrow F_{B1} = 2157,46\text{N} \end{aligned}$$

Descomponiendo la fuerza F_{B1} :

$$F_{B1x} = F_{B1} \times \cos(50) = 1386,79 \text{ N} \quad (8.3)$$

$$F_{B1y} = F_{B1} \times \sin(50) = 1652,71 \text{ N} \quad (8.4)$$

En el eje X:

$$\begin{aligned} \Sigma F_x = 0 \quad F_{A1x} - F_{B1x} &= 0 & (8.5) \\ F_{A1x} - 1386,79 &= 0 & \Rightarrow F_{A1x} = 1386,79\text{N} \end{aligned}$$

En el eje Y:

$$\begin{aligned} \Sigma F_y = 0 \quad F_{B1y} - F_{A1y} - F_{humana} &= 0 & (8.6) \\ 1652,71 - F_{A1y} - 156,91 &= 0 & \Rightarrow F_{A1y} = 1495,81\text{N} \end{aligned}$$

- **Fuerzas en el perfil S-R-T durante la operación de la máquina**

Debido a que el punto B pertenece a la estructura, tomaremos la componente vertical de la fuerza aplicada en ese punto (F_{B1y}) como la fuerza amplificada $F_{humana.amp}$ que recibe el surcador para ser enterrado. Por otro lado, para los cálculos estructurales, tomaremos que toda fuerza aplicada al surcador, esta siendo aplicada en el punto T del perfil S-R-T, puesto que es allí donde se apoya.

Además, del anexo 06, sabemos que, por acción del propio peso de la máquina, el perfil S-R-T esta sometido a una fuerza F_{NB1} de 413,7 N; por lo que ahora deberemos adicionarle la fuerza $F_{humana.amp}$ como se ve en la figura 8.4.

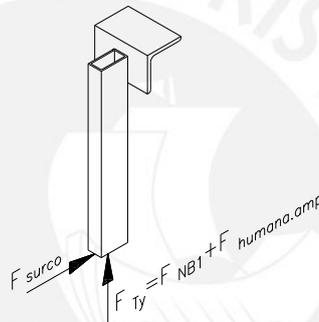


Figura 8.4. Fuerzas actuantes en perfil S-R-T

Fuente: propia

Hacemos la sumatoria de fuerzas:

$$F_{Ty} = F_{NB1} + F_{humana.amp} \quad (8.7)$$

$$F_{Ty} = 413,71 + 1652,71 = 2066,42 \text{ N}$$

Finalmente, podemos concluir que el perfil S-R-T se encuentra sometido a una fuerza de 2066,42 N en el punto T.

- **Cargas en la estructura metálica durante la operación de la máquina**

Debido a la fuerza que aplica el operario en el manubrio, este generara reacciones en los puntos A y B, las cuales fueron halladas en las ecuaciones del 8.2 al 8.6, sin embargo, el manubrio se encuentra apoyado en el extremo izquierdo y derecho de la estructura metálica, por lo procederemos a dividir las reacciones por la mitad:

$$F_{A2x} = \frac{F_{A1x}}{2} = \frac{1386,79}{2} = 693,4 \text{ N} \quad (8.8)$$

$$F_{A2y} = \frac{F_{A1y}}{2} = \frac{1459,81}{2} = 729,9 \text{ N} \quad (8.9)$$

$$F_{B2x} = \frac{F_{B1x}}{2} = \frac{1386,79}{2} = 693,4 \text{ N} \quad (8.10)$$

$$F_{B2y} = \frac{F_{B1y}}{2} = \frac{1652,71}{2} = 826,36 \text{ N} \quad (8.11)$$

Ahora ubicaremos dichas fuerzas en la estructura metálica, recordando de cambiar el sentido del vector, puesto que estamos trasladando las fuerzas del manubrio a la estructura.

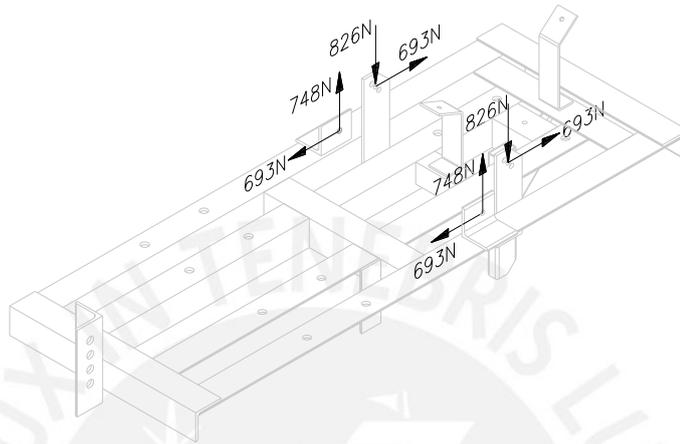


Figura 8.5. Reacciones del manubrio en la estructura metálica
Fuente: propia

- **Cargas en la estructura metálica debido al peso de la tolva**

La tolva se encuentra apoyada en 02 puntos de la estructura metálica; para fines prácticos del cálculo, supondremos que la carga se divide equitativamente en ambos puntos, como se aprecia en la figura 8.6:

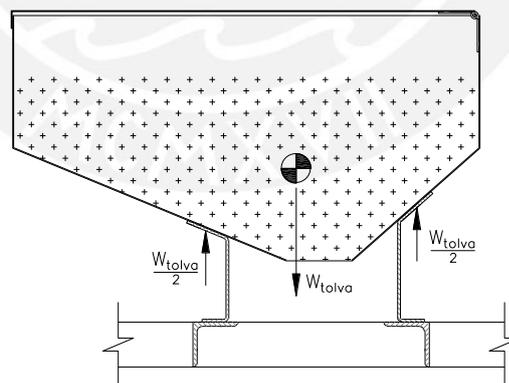


Figura 8.6. DCL de tolva apoyada en la estructura metálica
Fuente: propia

Si se sabe que la tolva está diseñada para almacenar 12kg de semillas (117,72N), entonces en cada apoyo se tendrá una reacción de 58,86N.

Ahora trasladaremos dichas reacciones a la estructura, como se ve en la siguiente figura:

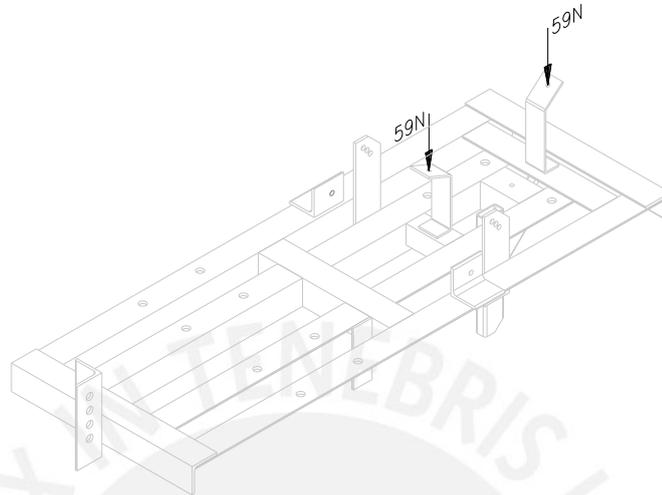


Figura 8.7. Reacciones en la estructura metálica debido al peso de la tolva
Fuente: propia

Anexo 09

CONSIDERACIONES PREVIAS PARA EL CÁLCULO DEL CORDÓN DE SOLDADURA DEL PERFIL S-R-T

Para el cálculo de soldadura del perfil S-R-T se ha simulado que este se encuentra empotrado en el punto S; ello provocará la aparición de dos fuerzas cardinales (F_{Sy} y F_{Sx}) y un momento torsor M_S como se aprecia en la figura 9.1:

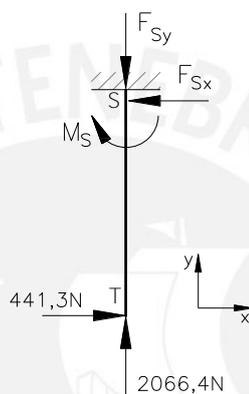


Figura 9.1. DCL del perfil S-R-T simulando un empotramiento

Fuente: propia

Para hallar las fuerzas actuantes en el punto S haremos uso de la siguiente ecuaciones:

$$\begin{aligned} \Sigma M_{zs} = 0 & & M_{Tx} - M_S = 0 & & (9.1) \\ 441,3 \times (215) - M_S = 0 & & & & \Rightarrow M_S = 94\,879,3 \text{ N.mm} \end{aligned}$$

En el eje Y:

$$\begin{aligned} \Sigma F_y = 0 & & F_{Ty} - F_{Sy} = 0 & & (9.2) \\ 2066,4 - F_{Sy} = 0 & & & & \Rightarrow F_{Sy} = 2066,4 \text{ N} \end{aligned}$$

En el eje X:

$$\begin{aligned} \Sigma F_x = 0 & & F_{Tx} - F_{Sx} = 0 & & (9.3) \\ 441,3 - F_{Sx} = 0 & & & & \Rightarrow F_{Sx} = 441,1 \text{ N} \end{aligned}$$

Finalmente, trasladamos las fuerzas halladas al cordón ubicado en el punto S

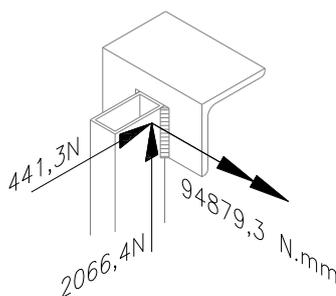


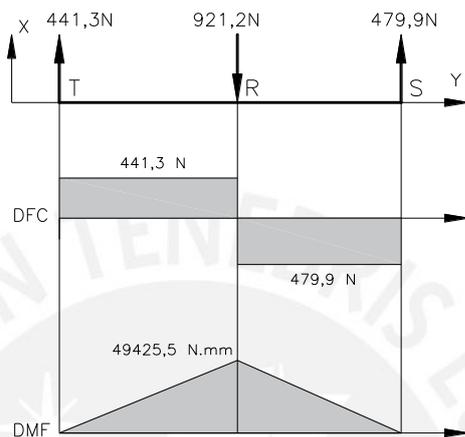
Figura 9.2. Fuerzas actuantes en el cordón de soldadura

Fuente: propia

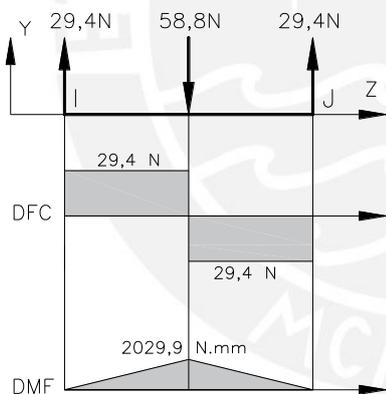
Anexo 10

DIAGRAMA DE FUERZA CORTANTE Y MOMENTO FLECTOR

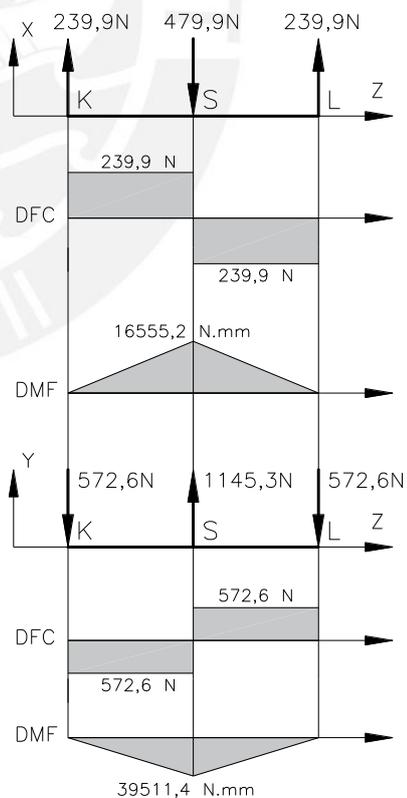
PERFIL S-R-T



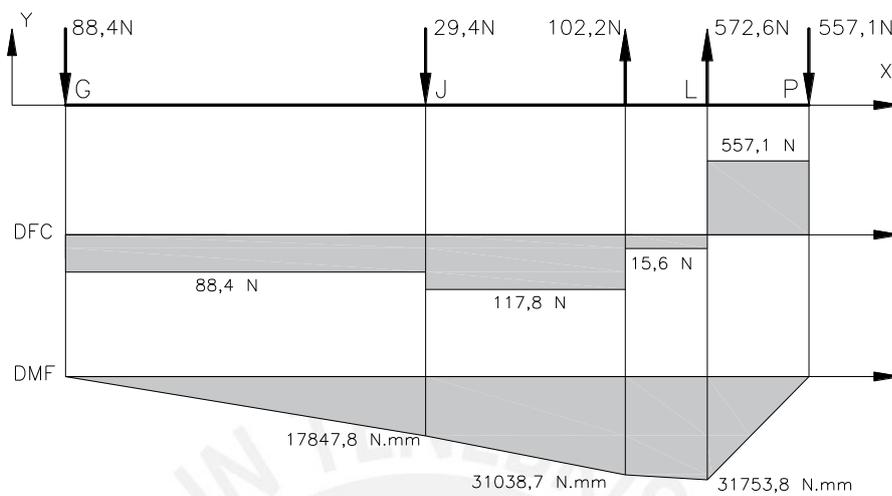
PERFIL I-J



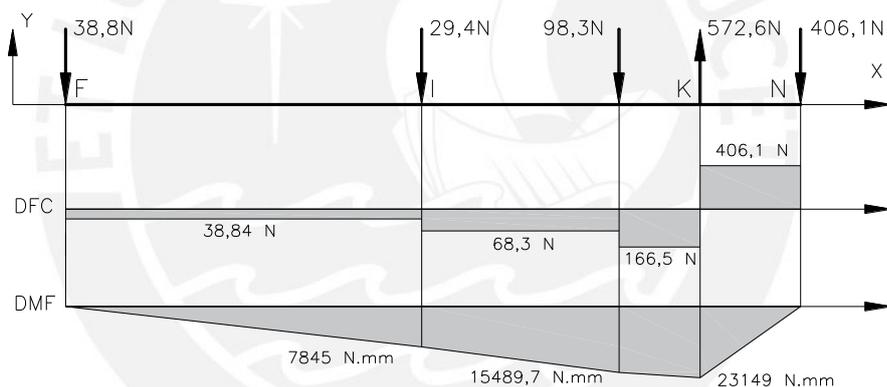
PERFIL K-S-L



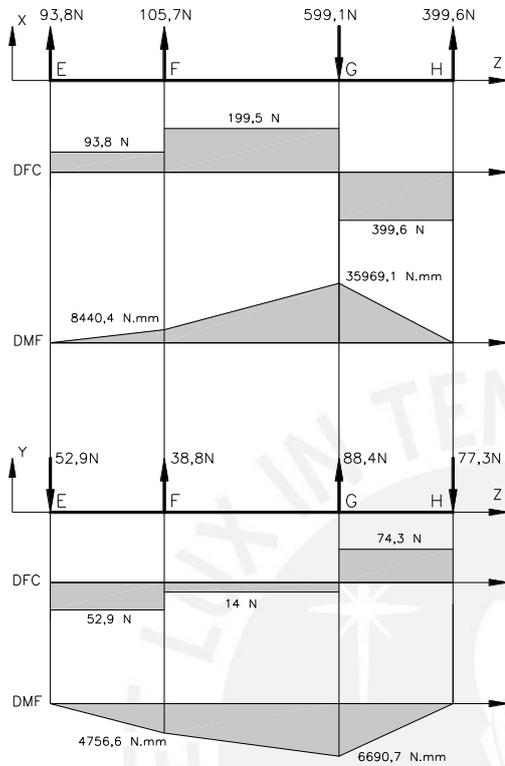
PERFIL G-J-L-P



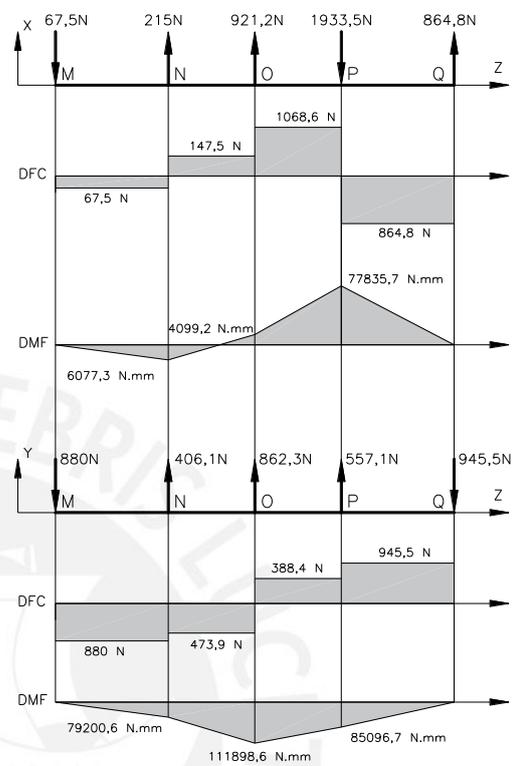
PERFIL F-I-K-N



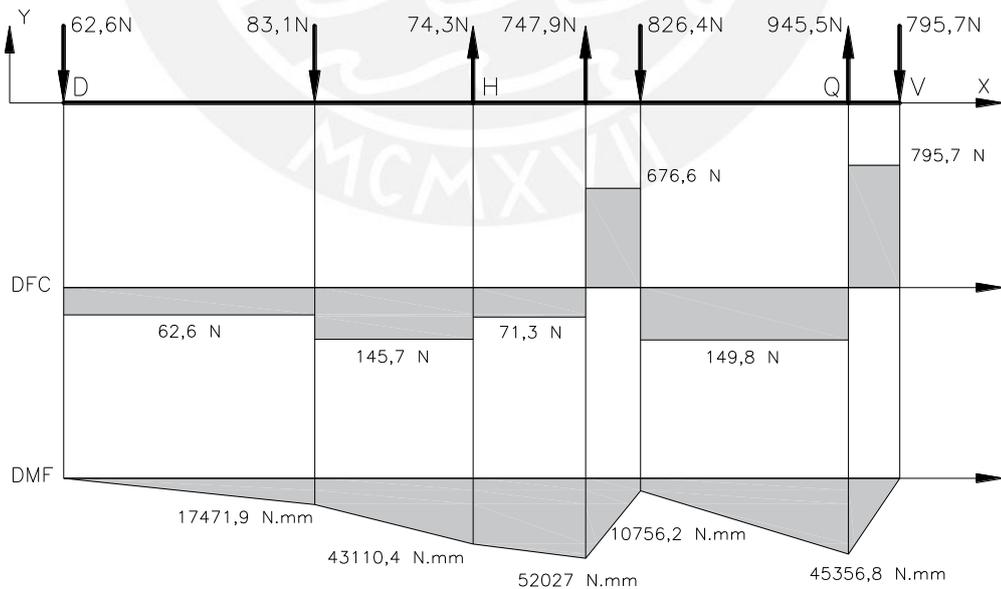
PERFIL E-F-G-H



PERFIL M-N-O-P-Q



PERFIL D-H-Q-V



Anexo 11

GRÁFICOS RENOLD USADOS PARA SELECCIÓN DE CADENA Y RUEDA DENTADA

Del catálogo Renold extraeremos las gráficas y tablas necesarias para la selección de cadenas.

- Paso 1: Selección de la relación de transmisión y ruedas dentadas**

1 - Select Drive and Ratio

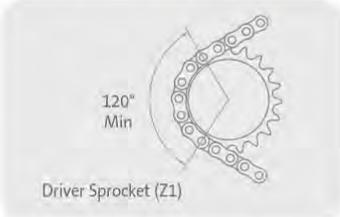
Chart 1 may be used to choose a ratio based on the standard sprocket sizes available. It is best to use an odd number of teeth combined with an even number of chain pitches.

Ideally, chain sprockets with a minimum of 19 teeth should be chosen. If the chain drive operates at high speed or is subjected to impulsive loads, the smaller sprockets should have at least 25 teeth and should be hardened. It is recommended that chain sprockets should have a maximum of 114 teeth.

Drive ratio can otherwise be calculated using the formula:

$$i = \frac{Z2}{Z1}$$

For large ratio drives, check that the angle of lap on Z1 is not less than 120 degrees.



SELECT DRIVE RATIO AND SPROCKETS - $\frac{Z2}{Z1}$

Figura 11.1. Selección de relación de transmisión
Fuente: Renold

- Paso 2: Factores de selección f1y f2**

Tabla 11.1. Tabla de selección de factor f1

DRIVEN MACHINE CHARACTERISTICS		CHARACTERISTICS OF DRIVER		
		SMOOTH RUNNING Electric Motors, Steam and Gas Turbines, Internal Combustion Engines with Hydraulic coupling	SLIGHT SHOCKS Internal Combustion Engines with 6 cysl or more with mechanical Coupling, Electric Motors with frequent starts	MODERATE SHOCKS Internal Combustion Engines with less than 6 cysl, with mechanical coupling
SMOOTH RUNNING	Centrifugal Pumps and Compressors, Printing Machines, Paper Colanders, Uniformly Loaded Conveyors, Escalators, Liquid Agitators and Mixers, Rotary Driers, Fans	1	1.1	1.3
MODERATE SHOCKS	Pumps and Compressors (3+ cysl), Concrete Mixing Machines, Non uniformly Loaded Conveyors, Solid Agitators and Mixers	1.4	1.5	1.7
HEAVY SHOCKS	Planers, Excavators, Roll and Ball Mills, Rubber Processing Machines, Presses and Shears 1 & 2 Cyl Pumps and Compressors, Oil Drilling Rigs	1.8	1.9	2.1

Fuente: Renold

Tooth Factor f2

The use of a tooth factor further modifies the final power selection. The choice of a smaller diameter sprocket will reduce the maximum power capable of being transmitted since the load in the chain will be higher.

Tooth factor f2 is calculated using the formula

$$f_2 = \frac{19}{Z_1}$$

Note that this formula arises due to the fact that selection rating curves shown in the rating charts (see pages 105 and 106) are those for a 19 tooth sprocket.

Figura 11.2. Factor f2

Fuente: Renold

- Paso 4: Selección de paso de cadena

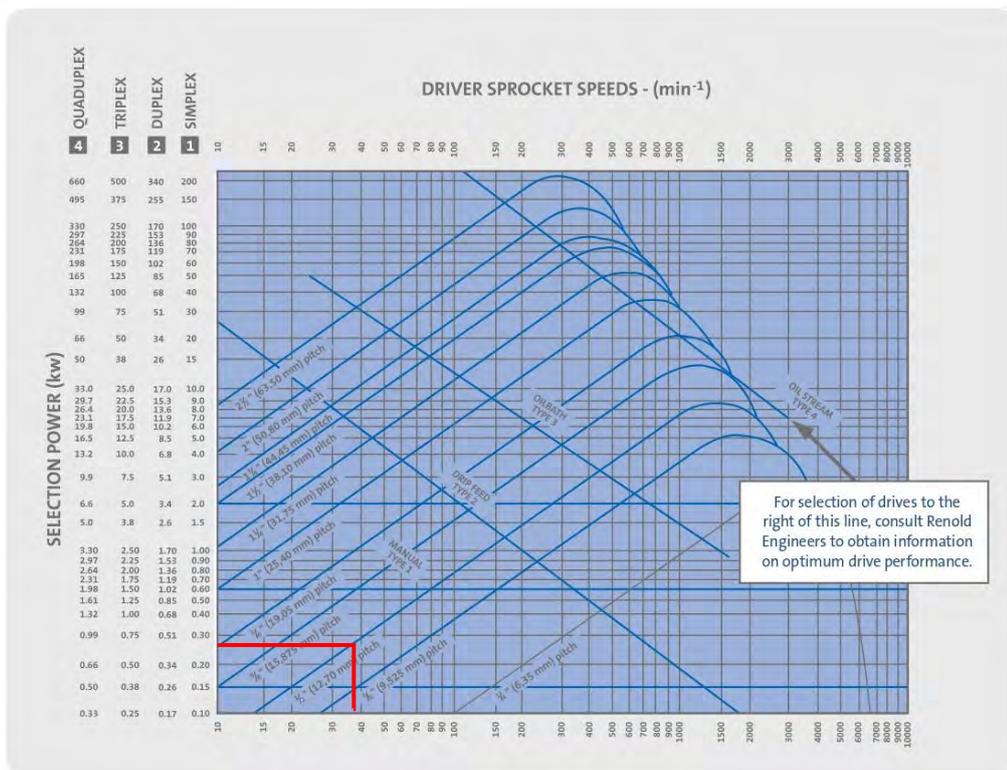
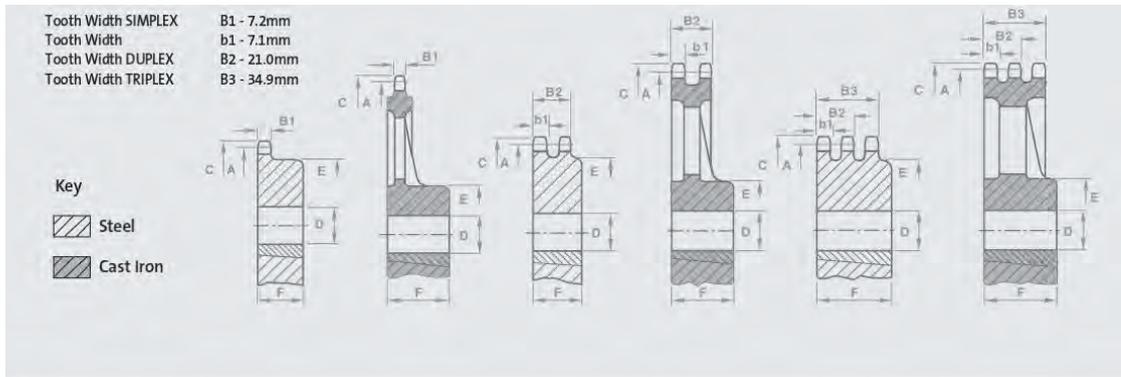


Figura 11.3. Gráfica ANSI de selección de cadenas

Fuente: Renold

En el catálogo Renold de selección de ruedas dentadas de 1/2" de paso, se muestran las principales dimensiones de estas en función al número de dientes:

Tabla 11.2. Tabla de dimensiones de ruedas dentadas de 1/2" de paso



Technical Details (mm)			Simplex				Duplex				Triplex						
No. of Teeth	PCD	Top Diam.	Part No.	Bore	Bore	Bore	Dist. Thro.	Part No.	Bore	Bore	Bore	Dist. Thro.	Part No.	Bore	Bore	Bore	Dist. Thro.
				MIN	MAX				MIN	MAX				MIN	MAX		
Plain Bore - steel																	
	A	C		D	D	E	F		D	D	E	F		D	D	E	F
11	45.07	49.9	08B1/11T	10.0	19.0	29.0	25.0	08B2/11T	12.0	20.0	32.0	35.0	08B3/11T	16.0	20.0	32.0	50.0
12	49.07	53.9	08B1/12T	10.0	22.0	33.0	28.0	08B2/12T	12.0	22.0	35.0	35.0	08B3/12T	16.0	22.0	35.0	50.0
13	53.07	57.9	08B1/13T	10.0	25.0	37.0	28.0	08B2/13T	12.0	25.0	38.0	35.0	08B3/13T	16.0	25.0	38.0	50.0
14	57.07	61.9	08B1/14T	10.0	25.0	41.0	28.0	08B2/14T	12.0	28.0	42.0	35.0	08B3/14T	16.0	28.0	42.0	50.0
15	61.09	65.9	08B1/15T	10.0	32.0	45.0	28.0	08B2/15T	12.0	32.0	46.0	35.0	08B3/15T	16.0	32.0	46.0	50.0
16	65.10	69.9	08B1/16T	12.0	33.0	50.0	28.0	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
17	69.11	74.0	08B1/17T	12.0	35.0	52.0	28.0	08B2/17T	16.0	38.0	54.0	38.0	08B3/17T	16.0	38.0	54.0	50.0
18	73.14	78.0	08B1/18T	12.0	35.0	56.0	28.0	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
19	77.16	82.0	08B1/19T	12.0	40.0	60.0	28.0	08B2/19T	16.0	42.0	62.0	38.0	08B3/19T	16.0	42.0	62.0	50.0
20	81.18	86.0	08B1/20T	12.0	42.0	64.0	28.0	08B2/20T	16.0	42.0	66.0	38.0	08B3/20T	16.0	42.0	66.0	50.0
21	85.22	90.1	08B1/21T	14.0	45.0	68.0	28.0	08B2/21T	16.0	45.0	70.0	40.0	08B3/21T	16.0	45.0	70.0	55.0
22	89.24	94.1	08B1/22T	14.0	45.0	70.0	28.0	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
23	93.27	98.1	08B1/23T	14.0	45.0	70.0	28.0	08B2/23T	16.0	45.0	70.0	40.0	08B3/23T	16.0	45.0	70.0	55.0
24	97.29	102.1	08B1/24T	14.0	45.0	70.0	28.0	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
25	101.33	106.2	08B1/25T	14.0	45.0	70.0	28.0	08B2/25T	16.0	48.0	80.0	40.0	08B3/25T	16.0	48.0	80.0	55.0
26	105.36	110.2	08B1/26T	16.0	45.0	70.0	30.0	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
27	109.40	114.2	08B1/27T	16.0	45.0	70.0	30.0	08B2/27T	16.0	58.0	85.0	40.0	08B3/27T	20.0	58.0	85.0	55.0
30	121.50	126.3	08B1/30T	16.0	48.0	80.0	30.0	08B2/30T	16.0	60.0	100.0	40.0	08B3/30T	20.0	60.0	100.0	55.0
38	153.80	158.6	08B1/38T	16.0	60.0	90.0	35.0	08B2/38T	20.0	60.0	100.0	40.0	08B3/38T	25.0	72.0	120.0	55.0

Fuente: Renold

Procedemos a hallar los diámetros primitivos de cada rueda dentada:

Para Z=30: $D_{PRIM1} = 121,5$

Para Z=15: $D_{PRIM2} = 61,09$

Anexo 12

FACTORES DE SEGURIDAD RECOMENDADOS

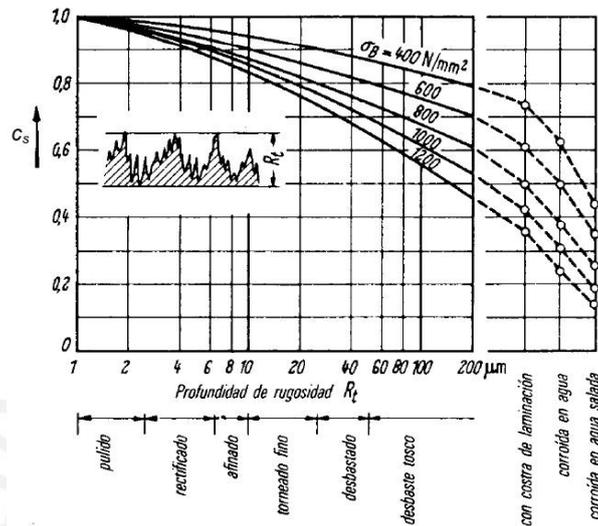
Tabla 12.1. Factores de seguridad recomendados para la construcción de maquinaria

1. $f_s = 1.25$ to 1.5 for exceptionally reliable materials used under controllable conditions and subjected to loads and stresses that can be determined with certainty. Used almost invariably where low weight is a particularly important consideration.
2. $f_s = 1.5$ to 2 for well-known materials under reasonably constant environmental conditions, subjected to loads and stresses that can be determined readily.
3. $f_s = 2$ to 2.5 for average materials operated in ordinary environments and subjected to loads and stresses that can be determined.
4. $f_s = 2.5$ to 3 for less tried or for brittle materials under average conditions of environment, load, and stress.
5. $f_s = 3$ to 4 for untried materials used under average conditions of environment, load, and stress.
6. $f_s = 3$ to 4 should also be used with better known materials that are to be used in uncertain environments or subjected to uncertain stresses.
7. Repeated loads: the factors established in items 1 to 6 are acceptable but must be applied to the endurance limit rather than the yield strength of the material.
8. Impact forces: the factors given in items 3 to 6 are acceptable but an impact factor should be included.
9. Brittle materials: where the ultimate strength is used as the theoretical maximum, the factors presented in items 1 to 6 should be approximately doubled.
10. Where higher factors might appear desirable, a more thorough analysis of the problem should be undertaken before deciding upon their use.

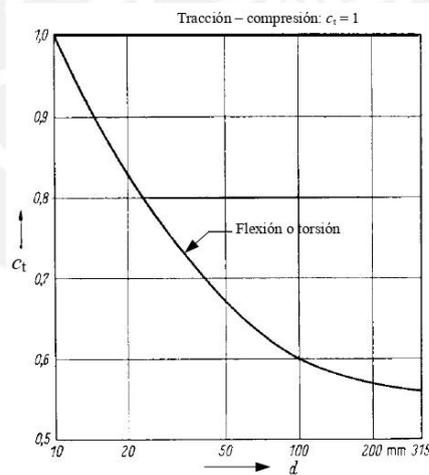
Fuente: VIDOSIC, J. Machine Design Projects. 1975

Anexo 13

COEFICIENTES USADOS PARA EL CÁLCULO A FATIGA

Figura 13.1. Coeficiente de superficie C_s

Fuente: Jorge Rodríguez Hernández: Resistencia de materiales 2

Figura 13.2. Coeficiente de tamaño C_t

Fuente: Jorge Rodríguez Hernández: Resistencia de materiales 2

Tabla 13.1. Factor de temperatura C_{temp}

T (°C)	c_{temp}
20	1,000
50	1,010
100	1,020
150	1,025
200	1,020
250	1,000
300	0,975
350	0,927
400	0,922
450	0,840
500	0,766
550	0,670
600	0,546

Fuente: Jorge Rodriguez Hernandez: Resistencia de materiales 2

Tabla 13.2. Factor de carga C_{carga}

Tipo de carga	c_{carga}
Flexión	1,0
Axial	0,85
Torsión	1,00

Fuente: Jorge Rodriguez Hernandez: Resistencia de materiales 2

Tabla 13.3. Factor de confiabilidad C_c

Confiabilidad R	c_c
0,50	1,000
0,90	0,897
0,95	0,868
0,99	0,814
0,999	0,753
0,999 9	0,702
0,999 99	0,659
0,999 999	0,620
0,999 999 9	0,584
0,999 999 99	0,551
0,999 999 999	0,520

Fuente: Jorge Rodriguez Hernandez: Resistencia de materiales 2

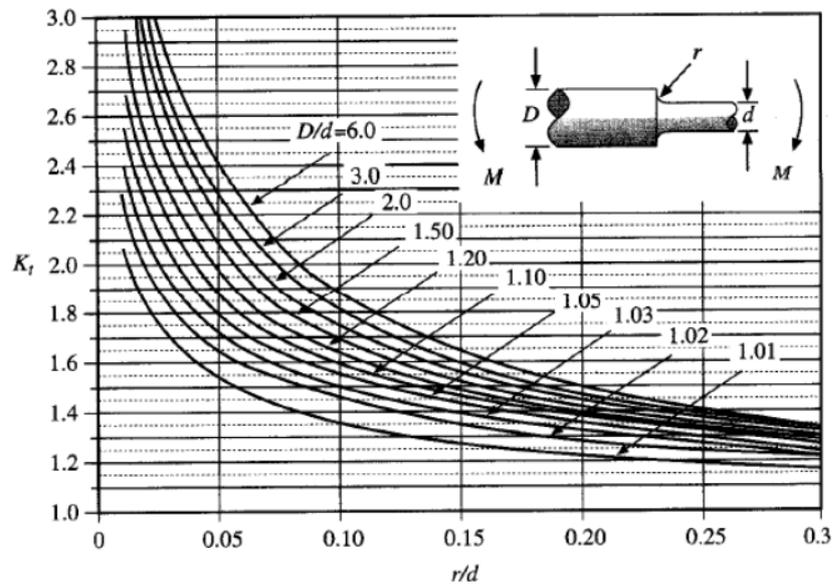


Figura 13.3. Factor de concentración de esfuerzos K_t para resalte en eje sometido a flexión
Fuente: Joseph Shigley & Larry Mitchell: Diseño en Ingeniería Mecánica

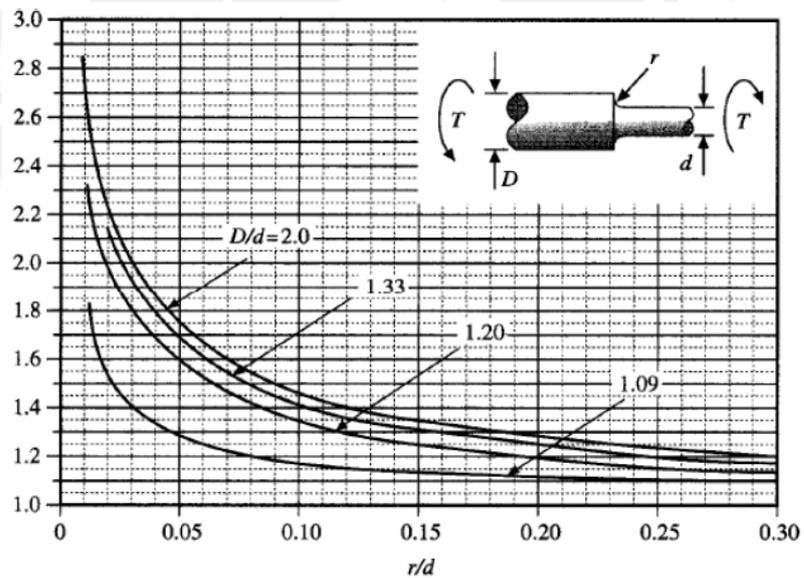


Figura 13.4. Factor de concentración de esfuerzos K_t para resalte en eje sometido a torsión
Fuente: Joseph Shigley & Larry Mitchell: Diseño en Ingeniería Mecánica

Tabla 13.4. Factores efectivos de concentración de esfuerzos para diferentes tipos de ranuras y canales en ejes de construcción St 37 a St 60

Tipo del concentrador de esfuerzos		Factor efectivo de concentración de esfuerzos β_K	
		Para flexión β_K	Para torsión β_K
Canal redondeado		1,5 ... 2	1,3 ... 1,8
Canal rectangular para anillos de seguridad (tipo Seeger)		2,5 ... 3,5	2,5 ... 3,5
Cambio de sección con redondeo (valores más exactos ver Capítulo 2)		$\approx 1,5$ para $\rho/d = 0,1$ y $d/D = 0,7$	$\approx 1,25$ para $\rho/d = 0,1$ y $d/D = 0,7$
Agujero transversal		1,4 ... 1,8 para $d/D = 0,7$	1,4 ... 1,8 para $d/D = 0,7$
Canal chavetero (fabricado con fresa de dedo)		1,6 ... 2	1,3
Canal chavetero (fabricado con fresa de disco)		1,3 ... 1,5	1,3 ... 1,5
Unión mediante apriete de interferencia (zumchado)		1,7 ... 1,9	1,3 ... 1,4
Unión mediante chaveta		2 ... 2,4	1,5 ... 1,6

Fuente: Jorge Rodriguez Hernandez: Resistencia de materiales 2

Anexo 14

DEFORMACIONES ADMISIBLES RECOMENDADOS PARA EJES Y ARBOLES

Tabla 14.1. Deformaciones admisibles en árboles y ejes

$$(\delta/L)_{\text{máx}} \leq \delta^*_{\text{Adm}}$$

δ^*_{Adm} (mm/m)	Aplicación
0,5	Árboles de transmisión
0,3	Máquinas en general
0,2	Máquinas herramientas

Fuente: Kurt Paulsen Moscoso: Elementos de máquinas 1

Tabla 14.2. Desplazamiento angular admisible en árboles y ejes

$$\phi_{\text{apoyo}} \leq \phi_{\text{Adm}}$$

ϕ_{Adm}	Aplicación
$0,2 \times 10^{-3}$ radián	Cojinete de contacto plano
2 a 10 minutos	Rodamiento rígido de bolas
1,5 a 3 grados	Rodamiento de bolas a rótula
3 a 4 minutos	Rodamiento de rodillos cilíndricos
1,5 a 3 grados	Rodamiento de rodillos a rótula

Fuente: Kurt Paulsen Moscoso: Elementos de máquinas 1

Anexo 16

PROPIEDADES MECÁNICAS DE LOS ACEROS USADOS



Figura 16.1. Propiedades mecánicas del acero AISI 1045

Fuente: Aceros Böhrler

Tabla 16.1. Resistencia alternante y pulsante de algunos aceros

Acero	Flexión (N/mm ²)		Torsión (N/mm ²)	
	σ_{PUL}	σ_{ALT}	τ_{PUL}	τ_{ALT}
Al carbono DIN EN 10025 (DIN17100)				
S 235 JR (St 37-2)	340	200	170	140
S 275 JR (St 44-2)	360	220	180	150
E 295 (St 50-2)	420	260	210	180
E 335 (St 60-2)	470	300	230	210
E360 (St 70-2)	520	340	260	240
Bonificado DIN EN 10083 (DIN17200)				
C 22, Ck 22	480	280	250	190
C 35, Ck 35	550	330	300	230
C 45, Ck 45	620	370	340	260
40 Mn4, 25 CrMo4, 37 Cr4, 46 Cr2	750	440	450	300
41Cr4, 34 CrMo4	820	480	550	330
42 CrMo2, 50 CrV4	940	530	630	370
30 CrNiMo8, 36 CrMoV4, 32 CrMo12	1040	600	730	420

Fuente: Kurt Paulsen Moscoso: Elementos de máquinas 1

NORMAS TÉCNICAS

- Propiedades Mecánicas: ASTM A36 / A36M y NTP 350.400
- Tolerancias Dimensionales:
- Sistema Inglés: ASTM A6 / A6M y NTP 241.105.
- Sistema Métrico: ISO 657 / V y NTP 241.105.

USOS

En la fabricación de estructuras de acero para plantas industriales, almacenes, techados de grandes luces, industrial naval, carrocerías, torres de transmisión. También se utiliza para la fabricación de puertas, ventanas, rejas, etc.

PRESENTACIÓN

Se comercializa en longitudes de 6 metros. Se suministra en paquetes de 1 t.

PROPIEDADES MECÁNICAS

Límite de Fluencia mínimo	= 250 MPa (2,530 kg/cm ²) mínimo
Resistencia a la Tracción	= 400 - 550 MPa (4,080 - 5,620 kg/cm ²)*
Alargamiento en 200 mm	
Esesores:	
2.0 mm, 2.5 mm, 3.0 mm, 1/8", 3/32",	
4.5 mm y 3/16"	= 15.0% mínimo
6.0 mm	= 17.0% mínimo
1/4"	= 17.5% mínimo
5/16", 3/8" y 1/2"	= 20.0% mínimo
Soldabilidad	= Buena

* Para los esesores de 2.0 mm a 2.5 mm, la resistencia a la tracción mínima es de 340 MPa.



Figura 16.2. Propiedades mecánicas del acero ASTM A36

Fuente: Aceros Arequipa



Tubo fabricado con acero al carbono laminado en caliente (LAC), utilizando el sistema de soldadura de resistencia eléctrica por inducción de alta frecuencia longitudinal (ERW). Las secciones de fabricación son redondas, cuadradas y rectangulares.

NORMAS TÉCNICAS

Las propiedades mecánicas, dimensiones, pesos y esesores se fabrican según la norma ASTM A500 - Grados A y B según lo solicitado.

USOS

Diversas estructuras livianas y pesadas, correceías, tijerales, postes, etc.

PRESENTACIÓN

- Longitud:
 - Redondos: 6.40 m y 6 m.
 - Cuadrados y rectangulares: 6 m.
 - Otras longitudes a pedido.
- Acabado de extremos: Refrentado (plano), limpios de rebordes.

PROPIEDADES MECÁNICAS

Sección	Norma técnica		Grado	Límite de fluencia (MPa)	Resistencia a la tracción (MPa)	Elongación mínimo
	Del tubo	Del acero				
Redondo	ASTM A 500/A 500 M	ASTM A 500 GRADO A	A	228	310	25
		ASTM A 1011 CS TIPO B				
Cuadrado	ASTM A 500/A 500 M	ASTM A 500 GRADO A	A	269	310	25
		ASTM A 1011 CS TIPO B				
Rectángulo	ASTM A 500/A 500 M	ASTM A 500 GRADO A	B	269	310	25
		ASTM A 1011 CS TIPO B				

Figura 16.3. Propiedades mecánicas del acero ASTM A500

Fuente: Aceros Arequipa

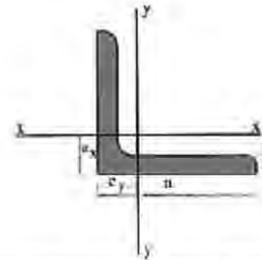
Anexo 17

DIMENSIONES Y PROPIEDADES DE LOS PERFILES USADOS

Tabla 17.1. Perfil angular L de lados iguales

Perfil ángulo de alas iguales

F = Sección
 G = Peso
 U = Superficie exterior por metro de perfil
 J = Momento de inercia
 W = Momento resistente
 i = Radio de giro



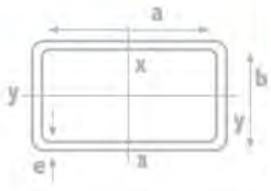
Denominación	Dimensiones			Eje flexión x-x=y-y				
	a	b	ex=ey	F	G	Jx=Jy	Wx=Wy	ix=iy
	mm	mm	cm	cm ²	Kg./m	cm ⁴	cm ³	cm
5/8" x 1/8"	15.9	3.2	0.51	0.91	0.7	0.20	0.18	0.46
3/4" x 1/8"	19.1	3.2	0.58	1.11	0.9	0.37	0.28	0.58
7/8" x 1/8"	22.2	3.2	0.66	1.31	1.0	0.58	0.37	0.66
1" x 1/8"	25.4	3.2	0.75	1.51	1.2	0.91	0.51	0.77
1" x 3/16"	25.4	4.8	0.81	2.19	1.8	1.25	0.72	0.75
1" x 1/4"	25.4	6.4	0.86	2.83	2.2	1.66	0.98	0.73
1 1/4" x 1/8"	31.7	3.2	0.91	1.92	1.5	1.83	0.80	0.98
1 1/4" x 3/16"	31.7	4.8	0.97	2.80	2.2	2.54	1.16	0.96
1 1/4" x 1/4"	31.7	6.4	1.01	3.61	2.8	3.32	1.47	0.93
1 1/2" x 1/8"	38.1	3.2	1.07	2.32	1.8	3.25	1.18	1.18
1 1/2" x 3/16"	38.1	4.8	1.13	3.40	2.7	4.58	1.70	1.16
1 1/2" x 1/4"	38.1	6.4	1.18	4.44	3.4	5.78	2.19	1.14
1 3/4" x 1/8"	44.4	3.2	1.23	2.73	2.1	5.24	1.62	1.39
1 3/4" x 3/16"	44.4	4.8	1.29	4.00	3.1	7.45	2.36	1.36
2" x 1/8"	50.8	3.2	1.39	3.13	2.4	7.91	2.14	1.59
2" x 3/16"	50.8	4.8	1.45	4.61	3.6	11.33	3.12	1.57
2" x 1/4"	50.8	6.4	1.50	6.05	4.7	14.48	4.04	1.55
2 1/4" x 3/16"	57.1	4.8	1.60	5.21	4.1	16.23	3.93	1.78
2 1/4" x 1/4"	57.1	6.4	1.68	6.85	5.4	21.23	5.24	1.75
2 1/2" x 3/16"	63.5	4.8	1.76	5.82	4.6	22.77	4.96	1.98
2 1/2" x 1/4"	63.5	6.4	1.82	7.66	6.1	29.26	6.45	1.95
3" x 1/4"	76.2	6.4	2.14	9.27	7.3	51.60	9.46	2.36
3" x 5/16"	76.2	7.9	2.20	11.47	9.1	62.80	11.58	2.34
3" x 3/8"	76.2	9.5	2.26	13.60	10.7	73.20	13.65	2.32
3 1/2" x 1/4"	88.9	6.4	2.46	10.89	8.6	83.60	13.01	2.77
3 1/2" x 5/16"	88.9	7.9	2.51	13.49	10.7	101.90	15.99	2.74
3 1/2" x 3/8"	88.9	9.5	2.57	16.02	12.6	119.40	18.85	2.71
4" x 1/4"	101.6	6.4	2.76	12.51	9.8	124.80	18.02	3.17
4" x 5/16"	101.6	7.9	2.84	15.50	12.2	154.60	21.10	3.15
4" x 3/8"	101.6	9.5	2.90	18.44	14.6	181.30	24.90	3.12
4" x 1/2"	101.6	12.7	3.00	24.19	19.0	231.40	32.30	3.10

Fuente: Ferretería industrial BUL-MAK

Tabla 17.2. Perfil rectangular

TUBOS RECTANGULARES NORMA ASTM A 500
TUBULARES

Esquema lineal



Largo Standard: 6 m.
Otros Largos: A pedido
Dimensiones (mm): Desde 20 x 10 x 1,0 hasta 150 x 50 x 5,0



TUBOS RECTANGULARES IMEL NORMA ASTM A 500											
Dimensiones			Peso	Propiedades							
a	b	e	P	Area	Eje X - X			Eje Y - Y			
mm	mm	mm	Kg/m	A	I	W	i	I	W	i	
				cm ²	cm ⁴	cm ³	cm	cm ⁴	cm ³	cm	
20	10	1,00	0,42	0,53	0,25	0,25	0,69	0,08	0,17	0,40	
		1,50	0,59	0,75	0,33	0,33	0,66	0,11	0,21	0,37	
25	15	1,00	0,58	0,73	0,60	0,48	0,90	0,27	0,36	0,61	
		1,50	0,83	1,05	0,80	0,64	0,87	0,36	0,48	0,58	
30	20	1,00	0,73	0,93	1,15	0,77	1,11	0,61	0,61	0,81	
		1,50	1,06	1,35	1,59	1,06	1,08	0,84	0,84	0,79	
		2,00	1,36	1,74	1,94	1,29	1,05	1,02	1,02	0,76	
40	20	1,00	0,89	1,13	2,33	1,17	1,44	0,80	0,80	0,84	
		1,50	1,30	1,65	3,27	1,63	1,41	1,10	1,10	0,82	
		2,00	1,68	2,14	4,05	2,02	1,38	1,34	1,34	0,79	
40	30	1,00	1,05	1,33	3,09	1,55	1,52	1,99	1,33	1,22	
		1,50	1,53	1,95	4,37	2,19	1,50	2,80	1,87	1,20	
		2,00	1,99	2,54	5,48	2,74	1,47	3,50	2,33	1,17	
50	20	1,00	1,05	1,33	4,08	1,63	1,75	0,97	0,97	0,85	
		1,50	1,53	1,95	5,76	2,31	1,72	1,35	1,35	0,83	
		2,00	1,99	2,54	7,22	2,89	1,69	1,66	1,66	0,81	
50	30	1,00	1,20	1,53	5,28	2,11	1,87	2,41	1,61	1,26	
		1,50	1,77	2,25	7,54	3,01	1,83	3,42	2,28	1,23	
		2,00	2,31	2,94	9,54	3,81	1,80	4,29	2,86	1,21	
60	40	3,00	3,30	4,21	12,80	5,11	1,74	5,66	3,77	1,16	
		1,50	2,24	2,85	14,40	4,79	2,26	7,71	3,85	1,65	
		2,00	2,93	3,74	18,40	6,13	2,24	9,81	4,91	1,63	
70	30	3,00	4,25	5,41	25,30	8,44	2,16	13,40	6,69	1,57	
		4,00	5,45	6,95	30,83	10,28	2,11	16,15	8,08	1,52	
		2,00	2,93	3,74	22,22	6,35	2,44	5,86	3,91	1,25	
80	40	3,00	4,25	5,41	30,57	8,74	2,38	7,90	5,26	1,21	
		2,00	3,56	4,54	37,36	9,34	2,87	12,72	6,36	1,67	
		3,00	5,19	6,61	52,16	13,04	2,81	17,49	8,74	1,63	
100	50	4,00	6,71	8,55	64,59	16,15	2,75	21,30	10,67	1,59	
		5,00	8,40	10,70	77,00	19,20	2,69	26,00	13,00	1,53	
		2,00	4,50	5,74	74,94	14,99	3,61	25,67	10,27	2,11	
150	50	3,00	6,60	8,41	106,34	21,27	3,56	35,97	14,39	2,07	
		4,00	8,59	10,59	133,88	26,78	3,50	44,76	17,90	2,03	
		5,00	10,48	13,36	157,70	31,54	3,44	52,09	20,83	1,98	
200	50	2,00	6,07	7,74	207,53	27,67	5,18	37,20	14,88	2,19	
		3,00	8,96	11,41	298,55	39,81	5,12	52,65	21,05	2,15	
		4,00	11,70	14,90	381,39	50,85	5,05	66,16	26,47	2,10	
250	50	5,00	14,41	18,36	456,29	60,70	5,00	77,87	31,15	2,06	

PRODUCTOS A EVALUACION DE TORRELAJE

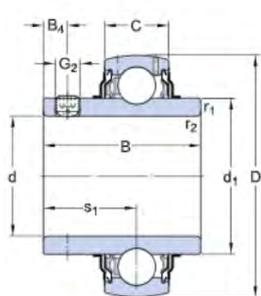
Fuente: Allegro Construcenter

Anexo 18

DIMENSIONES NORMALIZADAS DE LOS RODAMIENTOS USADOS

- **Rodamiento de inserción YAR 206-2F**

Este es el que se encuentra dentro de las chumaceras que sirven de apoyo tanto para el árbol conductor como para el conducido. A continuación, se mostrarán sus principales dimensiones y especificaciones técnicas:



d	30 mm
D	62 mm
B	38.1 mm
C	18 mm
d ₁	≈ 39.7 mm
B ₄	5 mm
r _{1,2}	min. 0.6 mm
s ₁	22.2 mm

Figura 18.1. Dimensiones de rodamiento de inserción YAR 206-2F

Fuente: SKF

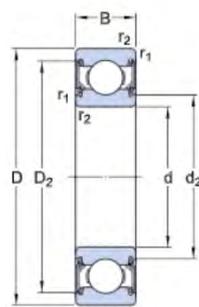
Capacidad de carga dinámica básica	C	19.5 kN
Capacidad de carga estática básica	C ₀	11.2 kN
Carga límite de fatiga	P _u	0.475 kN
Velocidad límite ¹⁾		6 300 r/min
Factor de cálculo	f ₀	14

Figura 18.2. Especificaciones técnicas de rodamiento de inserción YAR 206-2F

Fuente: SKF

- **Rodamiento rígido de bolas 6202-2RSH**

Este es el que se encuentra dentro del buje de la rueda compactadora, permitiendo el giro del mismo. A continuación, se mostrarán sus principales dimensiones y especificaciones técnicas:



d	15 mm	Diámetro del agujero
D	35 mm	Diámetro exterior
B	11 mm	Ancho
d ₂	≈ 18.6 mm	Diámetro del rebaje del aro interior (cara lateral mayor)
D ₂	≈ 30.5 mm	Diámetro del rebaje del resalte del aro exterior
r ₁	min. 0.6 mm	Dimensión del chaflán del aro exterior

Figura 18.3. Dimensiones de rodamiento rígido de bolas 6202-2RSH

Fuente: SKF

C	8.06 kN	Capacidad de carga dinámica básica
C ₀	3.75 kN	Capacidad de carga estática básica
P _u	0.16 kN	Carga límite de fatiga
	13 000 r/min	Velocidad límite
k _r	0.025	Factor de cálculo
f ₀	13.1	Factor de cálculo

Figura 18.4. Especificaciones técnicas de rodamiento rígido de bolas 6202-2RSH

Fuente: SKF

Anexo 19

GRÁFICOS USADOS PARA EL CÁLCULO DE DURACIÓN DE RODAMIENTO SKF

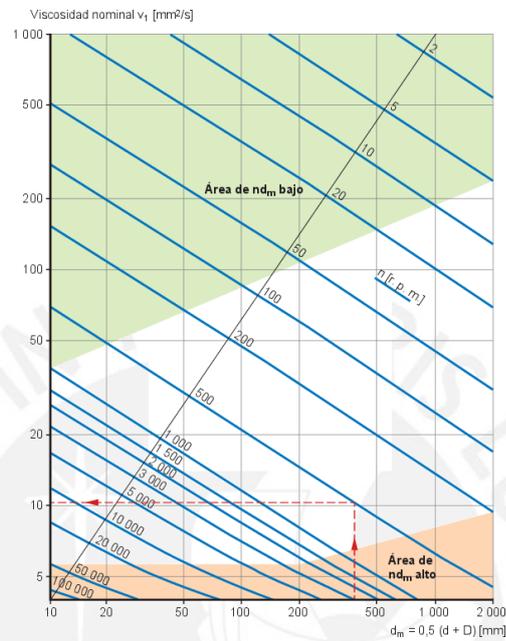


Figura 19.1. Viscosidad requerida v_1
Fuente: SKF

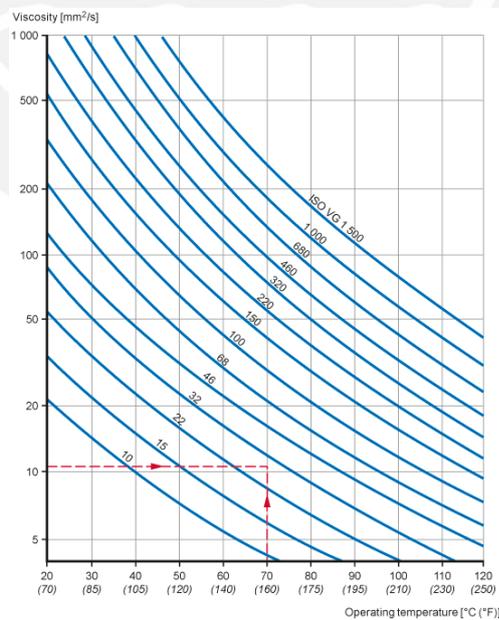


Figura 19.2. Viscosidad real de funcionamiento v
Fuente: SKF

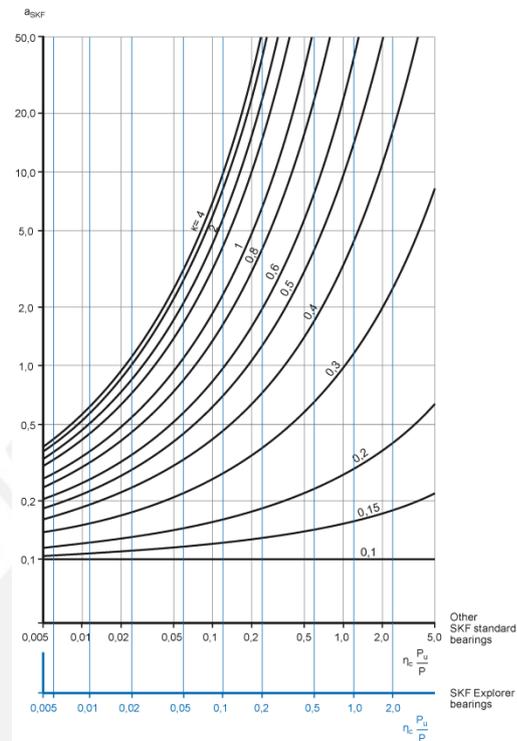


Figura 19.3. Factor de modificación de la vida útil a_{SKF} para rodamiento radial de bolas
Fuente: SKF

Tabla 19.1. Valores del factor de ajuste de la vida útil a_1

Confiabilidad	Probabilidad de falla	Vida nominal	Factor
	n	L_n	a_1
%	%	millones de revoluciones	—
90	10	L_{10}	1
95	5	L_5	0,64
96	4	L_4	0,55
97	3	L_3	0,47
98	2	L_2	0,37
99	1	L_1	0,25

Fuente: SKF

Tabla 19.2. Factor η_c para el grado de contaminación del aceite

Condiciones	Factor η_c ¹⁾	
	para rodamientos con diámetro	
	$d_m < 100$	$d_m \geq 100$ mm
Limpeza extrema	1	1
Tamaño de las partículas del orden del espesor de la película de lubricante		
Condiciones de laboratorio		
Gran limpieza	0,8 ... 0,6	0,9 ... 0,8
Aceite lubricante con filtración muy fina		
Condiciones típicas: rodamientos sellados lubricados de por vida		
Limpeza normal	0,6 ... 0,5	0,8 ... 0,6
Aceite lubricante con filtración fina		
Condiciones típicas: rodamientos con placas de protección lubricados de por vida		
Contaminación ligera	0,5 ... 0,3	0,6 ... 0,4
Condiciones típicas: rodamientos sin sello integral, filtrado grueso, partículas de desgaste y leve ingreso de contaminantes		
Contaminación típica	0,3 ... 0,1	0,4 ... 0,2
Condiciones típicas: rodamientos sin sello integral, filtrado grueso, partículas de desgaste e ingreso de partículas desde el exterior		
Contaminación severa	0,1 ... 0	0,1 ... 0
Condiciones típicas: altos niveles de contaminación debido a desgaste excesivo o sellos inefectivos		
Disposición de los rodamientos con sellos inefectivos o dañados		

Fuente: SKF

Tabla 19.3. Recomendaciones de rodamientos según su aplicación

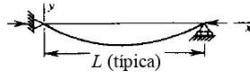
Tipo de máquina	Vida especificada
	Horas de funcionamiento
Electrodomésticos, máquinas agrícolas, instrumentos, equipos técnicos de uso médico	300 ... 3 000
Máquinas utilizadas intermitentemente o durante breves períodos: herramientas eléctricas portátiles, dispositivos de elevación en talleres, máquinas y equipos para la construcción	3 000 ... 8 000
Máquinas utilizadas intermitentemente o durante breves períodos donde se requiere una alta confiabilidad de funcionamiento: ascensores (elevadores), grúas para productos embalados o eslingas para tambores, etc.	8 000 ... 12 000
Máquinas para 8 horas de trabajo diario, no siempre utilizadas al máximo: transmisiones por engranajes de uso general, motores eléctricos para uso industrial, trituradoras giratorias	10 000 ... 25 000
Máquinas para 8 horas de trabajo diario utilizando plenamente sus capacidades: herramientas mecánicas, máquinas para carpintería, máquinas para la industria de la ingeniería, grúas para materiales a granel, ventiladores, cintas transportadoras, equipos de impresión, separadores y centrifugadoras	20 000 ... 30 000
Máquinas para 24 horas de trabajo continuo: unidades de engranajes para laminadoras, maquinaria eléctrica de tamaño medio, compresores, tornos de extracción para minas, bombas, maquinaria textil	40 000 ... 50 000
Maquinaria para energía eólica, incluidos los rodamientos del eje principal, de orientación, de la caja de engranajes de cambio de paso, del generador	30 000 ... 100 000
Maquinaria para abastecimiento de agua, hornos giratorios, máquinas de trenzado de cables, maquinaria de propulsión para buques de alta mar	60 000 ... 100 000
Máquinas eléctricas de gran tamaño, plantas de generación de energía, bombas para minas, ventiladores para minas, rodamientos para ejes en túnel para buques de alta mar	100 000 ... 200 000

Fuente: SKF

Anexo 20

COEFICIENTES USADOS PARA EL CÁLCULO POR PANDEO

Tabla 20.1. Comparación de longitudes efectivas o de pandeo para barras con diferentes tipos de apoyo

Condiciones de borde	Barra deformada	Carga crítica F_P	Longitud efectiva L_P
articulada-articulada		$F_P = \frac{\pi^2 EI}{L^2}$	L
empotrada-empotrada		$F_P = \frac{4\pi^2 EI}{L^2}$	$\frac{L}{2}$
empotrada-articulada		$F_P = \frac{2,04\pi^2 EI}{L^2}$	$0,7L$
empotrada-libre		$F_P = \frac{\pi^2 EI}{4L^2}$	$2L$
empotrada-empotrada monodeslizante		$F_P = \frac{\pi^2 EI}{L^2}$	L
articulada-empotrada monodeslizante		$F_P = \frac{\pi^2 EI}{4L^2}$	$2L$

Fuente: Jorge Rodriguez Hernandez: Resistencia de materiales 2

Tabla 20.2. Coeficientes de pandeo ω para los aceros St 33 y St 37 según DIN 4114

λ	$\lambda +$										λ
	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	
20	1,04	1,04	1,04	1,05	1,05	1,06	1,06	1,07	1,07	1,08	20
30	1,08	1,09	1,09	1,10	1,10	1,11	1,11	1,12	1,13	1,13	30
40	1,14	1,14	1,15	1,16	1,16	1,17	1,18	1,19	1,19	1,20	40
50	1,21	1,22	1,23	1,23	1,24	1,25	1,26	1,27	1,28	1,29	50
60	1,30	1,31	1,32	1,33	1,34	1,35	1,36	1,37	1,39	1,40	60
70	1,41	1,42	1,44	1,45	1,46	1,48	1,49	1,50	1,52	1,53	70
80	1,55	1,56	1,58	1,59	1,61	1,62	1,64	1,66	1,68	1,69	80
90	1,71	1,73	1,74	1,76	1,78	1,80	1,82	1,84	1,86	1,88	90
100	1,90	1,92	1,94	1,96	1,98	2,00	2,02	2,05	2,07	2,09	100
110	2,11	2,14	2,16	2,18	2,21	2,23	2,27	2,31	2,35	2,39	110
120	2,43	2,47	2,51	2,55	2,60	2,64	2,68	2,72	2,77	2,81	120
130	2,85	2,90	2,94	2,99	3,03	3,08	3,12	3,17	3,22	3,26	130
140	3,31	3,36	3,41	3,45	3,50	3,55	3,60	3,65	3,70	3,75	140
150	3,80	3,85	3,90	3,95	4,00	4,06	4,11	4,16	4,22	4,27	150
160	4,32	4,38	4,43	4,49	4,54	4,60	4,65	4,71	4,77	4,82	160
170	4,88	4,94	5,00	5,05	5,11	5,17	5,23	5,29	5,35	5,41	170
180	5,47	5,53	5,59	5,66	5,72	5,78	5,84	5,91	5,97	6,03	180
190	6,10	6,16	6,23	6,29	6,36	6,42	6,49	6,55	6,62	6,69	190
200	6,75	6,82	6,89	6,96	7,03	7,10	7,17	7,24	7,31	7,38	200
210	7,45	7,52	7,59	7,66	7,73	7,81	7,88	7,95	8,03	8,10	210
220	8,17	8,25	8,32	8,40	8,47	8,55	8,63	8,70	8,78	8,86	220
230	8,93	9,01	9,09	9,17	9,25	9,33	9,41	9,49	9,57	9,65	230
240	9,73	9,81	9,89	9,97	10,05	10,14	10,22	10,30	10,39	10,47	240
250	10,55										250

Valores intermedios no necesitan ser interpolados

Fuente: Jorge Rodriguez Hernandez: Resistencia de materiales 2

Anexo 21

COEFICIENTES USADOS PARA EL CÁLCULO DE SOLDADURA

Tabla 21.1. Factor según material base β_w

Acero *	σ_F (N/mm ²)	σ_B (N/mm ²)	β_w
S235	235	360	0,80
S275	275	430	0,85
S355	355	520	0,90
S420	420	540	1,0
S460	460	570	1,0

* designación según Euronorma

Los factores β_w de ser necesario se interpolan en función de σ_B
Ref. Eurocódigo 3

Fuente: Kurt Paulsen Moscoso: Elementos de máquinas 1

Tabla 21.2. Espesor de cordón mínimo en función del espesor a soldar

t (mm)	a _{mín} (mm)
4,0 a 7,0	2,5
7,1 a 8,4	3,0
8,5 a 9,9	3,5
10,0 a 12,0	4,0
12,1 a 13,4	4,5
13,5 a 15,5	5,0
15,6 a 18,3	5,5
18,4 a 21,2	6,0
21,3 a 24,0	6,5
24,1 a 26,8	7,0
26,9 a 31,1	7,5
31,2 a 36,0	8,0

Fuente: Kurt Paulsen Moscoso: Elementos de máquinas 1

Anexo 22

GRAFICOS Y TABLAS USADOS PARA EL CÁLCULO DE UNIONES ATORNILLADAS

Tabla 22.1. Propiedades mecánicas de tornillos

Clase	σ_B (N/mm ²)		σ_F (N/mm ²)		$\sigma_{0,2}$ (N/mm ²)	
	Nominal	Mínimo	Nominal	Mínimo	Nominal	Mínimo
3.6	300	330	180	190	-	-
4.6	400	400	240	240	-	-
4.8	400	420	320	340	-	-
5.6	500	500	300	300	-	-
5.8	500	520	400	420	-	-
6.8	600	600	480	480	-	-
8.8 ¹	800	800	-	-	640	640
8.8 ²	800	830	-	-	640	660
10.9	1000	1040	-	-	900	940
12.9	1200	1220	-	-	1080	1100

σ_B : resistencia a la tracción

σ_F : límite de fluencia

$\sigma_{0,2}$: límite convencional de fluencia

¹⁾ Hasta tornillos M16

²⁾ Tornillos mayores a M16

Fuente: ISO 898

Tabla 22.2. Presión superficial admisible

MATERIAL	p_{Adm} (N/mm ²)
St37	260
St50	420
C45	700
42CrMo4	850
30CrNiMo8	750
X5CrNiMo1810	210
X10CrNiMo189	220
Acero inoxidable	1000 a 1250
Titanio sin alear	300
T-6Al-4V	1000
GG15	600
GG25	800
GG35	900
GG40	1100
GGG35.3	480
GD MgAl9	220 (140)
GK MgAl9	140 (220)
GKAlSi6Cu4	200
AlZnMgCu0,5	370
Al99	140

Fuente: VDI 2230

Tabla 22.3. Coeficiente de fricción entre superficies

Clase	Rango para los coeficientes de fricción	Ejemplos típicos	
		Material / superficie	Lubricantes
A	0,04 a 0,10	Brillo metálico, fosfatado, galvanizado,	Lubricante sólido (MoS, grafito, PTFE, PA, PE, PI), barnices lubricados, protección en pasta
B	0,08 a 0,16	Brillo metálico, fosfatado, galvanizado.	Lubricante sólido (MoS, grafito, PTFE, PA, PE, PI), barnices lubricados, protección en pasta.
		Galvanizado en caliente	MoS, grafito
		Recubrimientos orgánicos	Con lubricante sólido integrado
		Acero austenítico	Lubricante sólido
C	0,14 a 0,24	Acero austenítico	Cera en pasta
		Brillo metálico. Fosfatado	Estado de entrega (ligeramente aceitado)
		Galvanizado	Ninguno
D	0,20 a 0,35	Acero austenítico	Aceite
		Galvanizado o galvanizado en caliente	Ninguno
		Galvanizado	Ninguno
E	$\geq 0,30$	Galvanizado	Ninguno

Se debe tender hacia el uso de la clase B, con el fin de aplicar una precarga lo más alta posible con baja dispersión.
Los valores se aplican a temperatura ambiente.

Fuente: VDI 2230

Tabla 22.4. Valores recomendados para asentamiento δ_{as}

Altura promedio de la rugosidad R_z (μm)	Carga	Valores para el asentamiento δ_{as} . Por par de superficies. (μm)		
		En los hilos	Cabeza o tuerca	Entre placas
$R_z < 10$	Normal	3,0	2,5	1,5
	Transversal (corte)	3,0	3,0	2,0
$10 \leq R_z < 40$	Normal	3,0	3,0	2,0
	Transversal (corte)	3,0	4,5	2,5
$40 \leq R_z < 160$	Normal	3,0	2,0	3,0
	Transversal (corte)	3,0	2,5	3,5

R_z : promedio de la profundidad de la rugosidad. Promedio aritmético de cinco profundidades significativas consecutivas en la longitud de medición.

Fuente: VDI 2230

Tabla 22.5. Valores recomendados para el factor de ajuste α_A

Factor de Ajuste α_A	Desviación $\frac{\Delta F_M}{2 \cdot F_{Mm}} \%$	Método de ajuste	Proceso de ajuste	Observaciones
(1)*	± 5 bis ± 12	Ajuste con límite de fluencia controlado, motorizado o manual		La dispersión de la fuerza de pretensión es determinada por la dispersión del límite de fluencia en los lotes de los tornillos fabricados. Los tornillos son aquí dimensionados para $F_{t,0.01}$; por eso el factor de ajuste α_A no le corresponde para estos métodos de ajuste.
(1)*	± 5 bis ± 12	Ajuste con ángulo de torsión controlado, motorizado o manual	De acuerdo a la práctica se determina el momento de torsión y el ángulo antes de ajustar.	
1,2 bis 1,6	± 9 bis ± 23	Ajuste hidráulico	Ajuste a través de medición de la deformación o de la presión.	Valores bajos para tornillos largos ($l_1/d \geq 5$) Valores altos para tornillos cortos ($l_1/d \leq 2$)
1,4 bis 1,6	± 17 bis ± 23	Ajuste con momento de torsión controlado, con torquímetro, llave con señal inductora o entornillador de precisión con medidor dinámico del momento de torsión	De acuerdo a la práctica se determina el momento nominal de ajuste con las partes originarias de la unión atornillada, p.e., a través de medición de la deformación del tornillo.	Valores bajos para: - gran número de pruebas de ajuste o pruebas de control (p.e. 20). Poca dispersión de los momentos dados. Limitación electrónica del momento durante el montaje con atornilladores de presión Valores altos para: - ángulos de torsión pequeños esto es, para uniones relativamente rígidas - para apoyos relativamente blandos - apoyos, los cuales no tienen inclinación o agrietarse p.e. fosfatado
1,6 bis 1,8	± 23 bis ± 28		Determinación del momento nominal de torsión a través de la apreciación del coeficiente de fricción, comportamiento del acabado superficial y la lubricación	Valores bajos para: - Llaves con medición de momentos - momentos de ajuste uniformes - atornilladores de presión Valores altos para: - Llave de torsión con indicadores o colapsables
1,7 bis 2,5	± 26 bis ± 43	Ajuste con momento de torsión controlado, con entornillador	Reajuste del tornillo con su momento, cuyo valor se comparado con el momento de ajuste nominal (con la apreciación del coeficiente de fricción) más un valor adicional!	Valores bajos para: - gran número de pruebas de ajuste o pruebas de control (momentos de reajuste) - atornillador con acoplamiento de desconexión
2,5 bis 4	± 43 bis ± 60	Ajuste de impulsos controlados, con entornillador de percusión	Ajuste del tornillo con su momento de reajuste como arriba, antes mencionado.	Valores bajos para: - gran número de pruebas de ajuste o pruebas de control (momentos de reajuste) - las características del atornillador en el eje horizontal - transmisión de los impulsos libre de juegos

*) α_A es siempre mayor que 1, pero para el dimensionamiento se usa $\alpha_A = 1$.

Fuente: VDI 2230



IMPORTADORA CH & H
E.I.R.L.

SELLOS MECÁNICOS, SILICIO, CARBÓN PARA MINERÍA,
ALIMENTARIO RODAJES, CHUMACERAS, FAJAS-SINCRÓNICAS,
GRASAS, FERRETERÍA EN GENERAL
Jr. Ramón Cárcamo N° 565 - Stand N° 108 - Lima - Lima - Lima
Telf: 404-5360 / 774-5883 Entel: 9461-87355 / 9949-47179

RUC 20601921279
BOLETA DE VENTA
ELECTRÓNICA
N° B001-57

Señor(es) : DIEGO ALFREDO TORRES MARQUEZ	Fecha Emisión : 30/11/2020
DNI : 70918975	Fecha Vcto. : 30/11/2020
Dirección : -	Moneda : SOLES
Vendedor : ADMINISTRADOR	
Cond. de Pago : CONTADO	

N°	Cant.	Cod.	U/M	Descripción	Precio Unit.	Importe Total
1	4.00	005329	UNID.	CHUMACERA UCP-30 MM	17.50	70.00
Información adicional					Total Precio de Venta	: S/ 70.00
SON: SETENTA Y DOCE SOLES						
BANCOS		"SIRVASE ABONAR EN NUESTRAS CUENTAS"				
BCP	MONEDA	CUENTA			CCI	
	SOLES	191-2416257-0-35			00279100241625703552	



"GRACIAS POR SU PREFERENCIA"
Puede descargar el presente documento en un archivo PDF al hacer clic en el ícono de su navegador.
Autenticado mediante la Resolución N° 024-020-00000331UNAT



Figura 23.4. Cotización de chumaceras
Fuente: IMPORTADORA CH&H E.I.R.L.

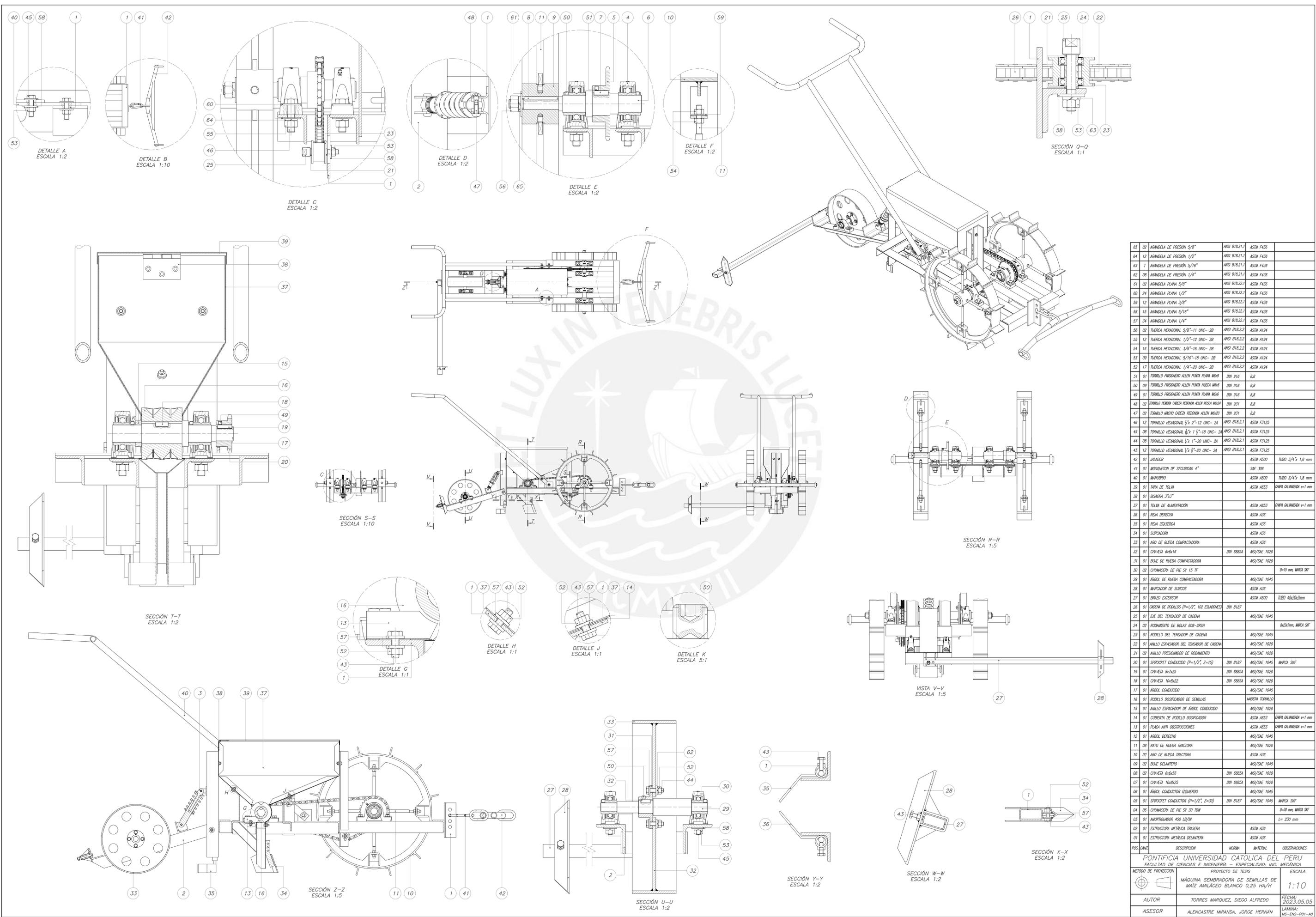
Anexo 24

DIAGRAMA DE GANTT

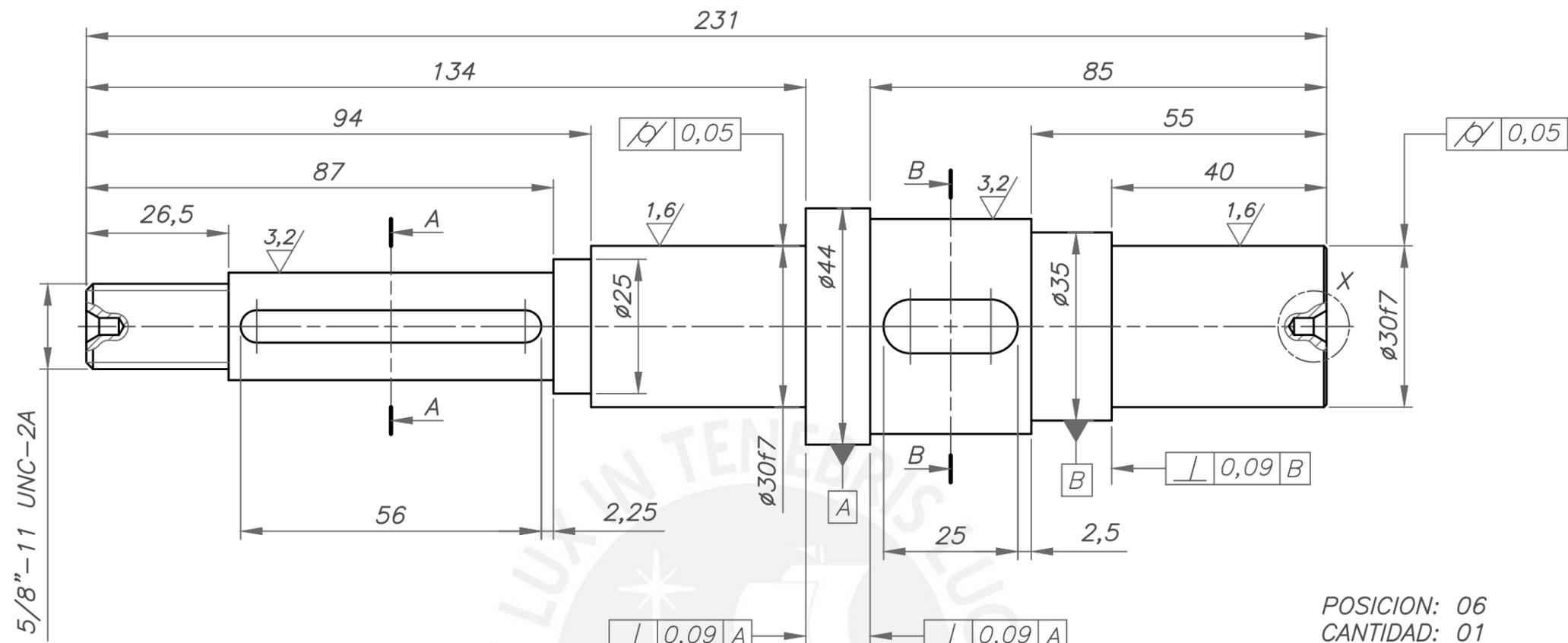
Tabla 24.1. Diagrama de Gantt

		SEMANA 01	SEMANA 02	SEMANA 03	SEMANA 04	SEMANA 05	SEMANA 06	SEMANA 07	SEMANA 08	SEMANA 09	SEMANA 10	SEMANA 11	SEMANA 12	SEMANA 13	SEMANA 14	SEMANA 15	
2018-2	Parametros de diseño																
	Caracterización del sembrado de maiz	100%	8														
	Cadena productiva del maiz amilaceo	100%		10	3												
	Plan de trabajo	100%			4												
	Metodología del diseño																
	Estado de la tecnología	100%				12											
	Lista de exigencias	100%					5										
	Estructura de funciones	100%						5									
	Estructura de función óptima	100%						3									
	Matriz morfológica	100%							12								
	Conceptos de solución	100%								12	5						
	Concepto de solución óptimo	100%									3						
Proyectos preliminares	100%											15	5				
Proyecto preliminar óptimo	100%													2			
2019-2	Ingeniería del detalle																
	Cálculos generales	100%	6														
	Cálculo del dosificador	100%		5													
	Cálculo de arboles	100%			18	5	5										
	Cálculo de rodamientos	100%				8											
	Cálculo de estructura metálica	100%					20	10									
	Cálculo de uniones soldadas	100%													10		
	Presentación de informe técnico	100%			12				12		5						5
	Elaboración de planos																
	Plano de ensamble	100%		5			20		8		15						
Plano explosionado	100%										15	5					
Planos de despiece	100%												15	7	5		
		Total de horas: 320															

Fuente: propia

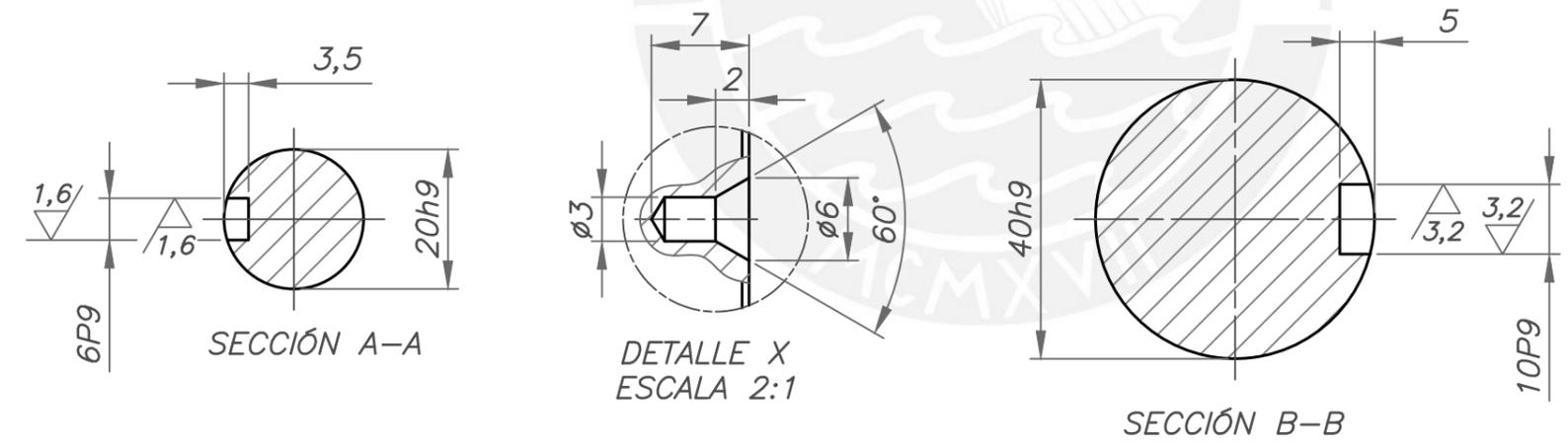


65	02	ARANDELA DE PRESIÓN 5/8"	ANSI B18.21.1	ASTM F436	
64	12	ARANDELA DE PRESIÓN 1/2"	ANSI B18.21.1	ASTM F436	
63	1	ARANDELA DE PRESIÓN 5/16"	ANSI B18.21.1	ASTM F436	
62	08	ARANDELA DE PRESIÓN 1/4"	ANSI B18.21.1	ASTM F436	
61	02	ARANDELA PLANA 5/8"	ANSI B18.22.1	ASTM F436	
60	24	ARANDELA PLANA 1/2"	ANSI B18.22.1	ASTM F436	
59	12	ARANDELA PLANA 3/8"	ANSI B18.22.1	ASTM F436	
58	15	ARANDELA PLANA 5/16"	ANSI B18.22.1	ASTM F436	
57	34	ARANDELA PLANA 1/4"	ANSI B18.22.1	ASTM F436	
56	02	TUERCA HEXAGONAL 5/8"-11 UNC- 2B	ANSI B18.2.2	ASTM A194	
55	12	TUERCA HEXAGONAL 1/2"-12 UNC- 2B	ANSI B18.2.2	ASTM A194	
54	16	TUERCA HEXAGONAL 3/8"-16 UNC- 2B	ANSI B18.2.2	ASTM A194	
53	09	TUERCA HEXAGONAL 5/16"-18 UNC- 2B	ANSI B18.2.2	ASTM A194	
52	17	TUERCA HEXAGONAL 1/4"-20 UNC- 2B	ANSI B18.2.2	ASTM A194	
51	01	TORNILLO PRESINERO ALLEN PUNTA PLANA M6x8	DIN 916	8.8	
50	09	TORNILLO PRESINERO ALLEN PUNTA HUESA M6x8	DIN 916	8.8	
49	01	TORNILLO PRESINERO ALLEN PUNTA PLANA M6x4	DIN 916	8.8	
48	02	TORNILLO REMORA CABEZA REDONDA ALLEN HUESA M6x4	DIN 931	8.8	
47	02	TORNILLO MACHO CABEZA REDONDA ALLEN M6x20	DIN 931	8.8	
46	12	TORNILLO HEXAGONAL 5/8" x 2"-12 UNC- 2A	ANSI B18.2.1	ASTM F3125	
45	08	TORNILLO HEXAGONAL 3/4" x 1 1/2"-18 UNC- 2A	ANSI B18.2.1	ASTM F3125	
44	08	TORNILLO HEXAGONAL 1/2" x 1"-20 UNC- 2A	ANSI B18.2.1	ASTM F3125	
43	12	TORNILLO HEXAGONAL 5/8" x 3"-20 UNC- 2A	ANSI B18.2.1	ASTM F3125	
42	01	ALJADOR	ASTM A500	TUBO 3/4" x 1,8 mm	
41	01	MOSQUETON DE SEGURIDAD 4"	SAE 308		
40	01	MANUBRIO	ASTM A500	TUBO 3/4" x 1,8 mm	
39	01	TAPA DE TOLVA	ASTM A553	DWV GALVANIZADA n=1 mm	
38	01	BISAGRA 3"x3"			
37	01	TOLVA DE ALIMENTACIÓN	ASTM A553	DWV GALVANIZADA n=1 mm	
36	01	REJA DERECHA	ASTM A36		
35	01	REJA IZQUIERDA	ASTM A36		
34	01	SURCADORA	ASTM A36		
33	01	ARO DE RUEDA COMPACTADORA	ASTM A36		
32	01	CHAVETA 6x6x16	DIN 6885A	ASIS/SAE 1020	
31	01	BLUJE DE RUEDA COMPACTADORA	ASIS/SAE 1020		
30	02	CHUMACERA DE PIE SY 15 IT		d=15 mm, MREDA SKF	
29	01	ÁRBOL DE RUEDA COMPACTADORA	ASIS/SAE 1045		
28	01	MANIPULADOR DE SURCOS	ASTM A36		
27	01	BRAZO EXTENSOR	ASTM A500	TUBO 40x20x2mm	
26	01	CAJERA DE RODILLOS (P=1/2", 102 ESABONES)	DIN 8187		
25	01	EJE DEL TENSOR DE CADENA	ASIS/SAE 1045		
24	02	RODAMIENTO DE BOLAS 608-2RSH	DIN 625	d=20mm, MREDA SKF	
23	01	RODILLO DEL TENSOR DE CADENA	ASIS/SAE 1045		
22	01	ANILLO ESPACIADOR DEL TENSOR DE CADENA	ASIS/SAE 1020		
21	01	ANILLO PRESIONADOR DE RODAMIENTO	ASIS/SAE 1020		
20	01	SPROCKET CONDUCTOR (P=1/2", Z=15)	DIN 8187	ASIS/SAE 1045	MARCA SKF
19	01	CHAVETA 8x7x25	DIN 6885A	ASIS/SAE 1020	
18	01	CHAVETA 10x8x22	DIN 6885A	ASIS/SAE 1020	
17	01	ÁRBOL CONDUCTOR	ASIS/SAE 1045		
16	01	RODILLO DOSIFICADOR DE SEMILLAS	MADERA TORNILLO		
15	01	ANILLO ESPACIADOR DE ÁRBOL CONDUCTOR	ASIS/SAE 1020		
14	01	CUBIERTA DE RODILLO DOSIFICADOR	ASTM A553	DWV GALVANIZADA n=1 mm	
13	01	PLACA ANTI OBSTRUCCIONES	ASTM A553	DWV GALVANIZADA n=1 mm	
12	01	ÁRBOL DERECHO	ASIS/SAE 1045		
11	08	RAYO DE RUEDA TRACTORA	ASIS/SAE 1020		
10	02	ARO DE RUEDA TRACTORA	ASTM A36		
09	02	BLUJE DELANTERO	ASIS/SAE 1045		
08	02	CHAVETA 6x6x56	DIN 6885A	ASIS/SAE 1020	
07	01	CHAVETA 10x8x25	DIN 6885A	ASIS/SAE 1020	
06	01	ÁRBOL CONDUCTOR IZQUIERDO	ASIS/SAE 1045		
05	01	SPROCKET CONDUCTOR (P=1/2", Z=30)	DIN 8187	ASIS/SAE 1045	MARCA SKF
04	06	CHUMACERA DE PIE SY 30 TDW		d=30 mm, MREDA SKF	
03	01	AMORTIGUADOR 450 LB/IN		l=230 mm	
02	01	ESTRUCTURA METÁLICA TRASERA	ASTM A36		
01	01	ESTRUCTURA METÁLICA DELANTERA	ASTM A36		
POSICIÓN		DESCRIPCIÓN	NORMA	MATERIAL	OBSERVACIONES
PONTIFICIA UNIVERSIDAD CATOLICA DEL PERU					
FACULTAD DE CIENCIAS E INGENIERIA - ESPECIALIDAD: ING. MECANICA					
METODO DE PROTECCION	PROYECTO DE TESIS		ESCALA		
⊕	MÁQUINA SEMBRADORA DE SEMILLAS DE MAÍZ AMILÁCEO BLANCO Q,25 HA/H		1:10		
AUTOR	TORRES MARQUEZ, DIEGO ALFREDO		FECHA: 2023.05.05		
ASESOR	ALENCASTRE MIRANDA, JORGE HERNAN		LAMINA: MS-ENS-P01-10		



POSICION: 06
 CANTIDAD: 01
 MATERIALES: AISI/SAE 1045
 ESCALA: 1:1

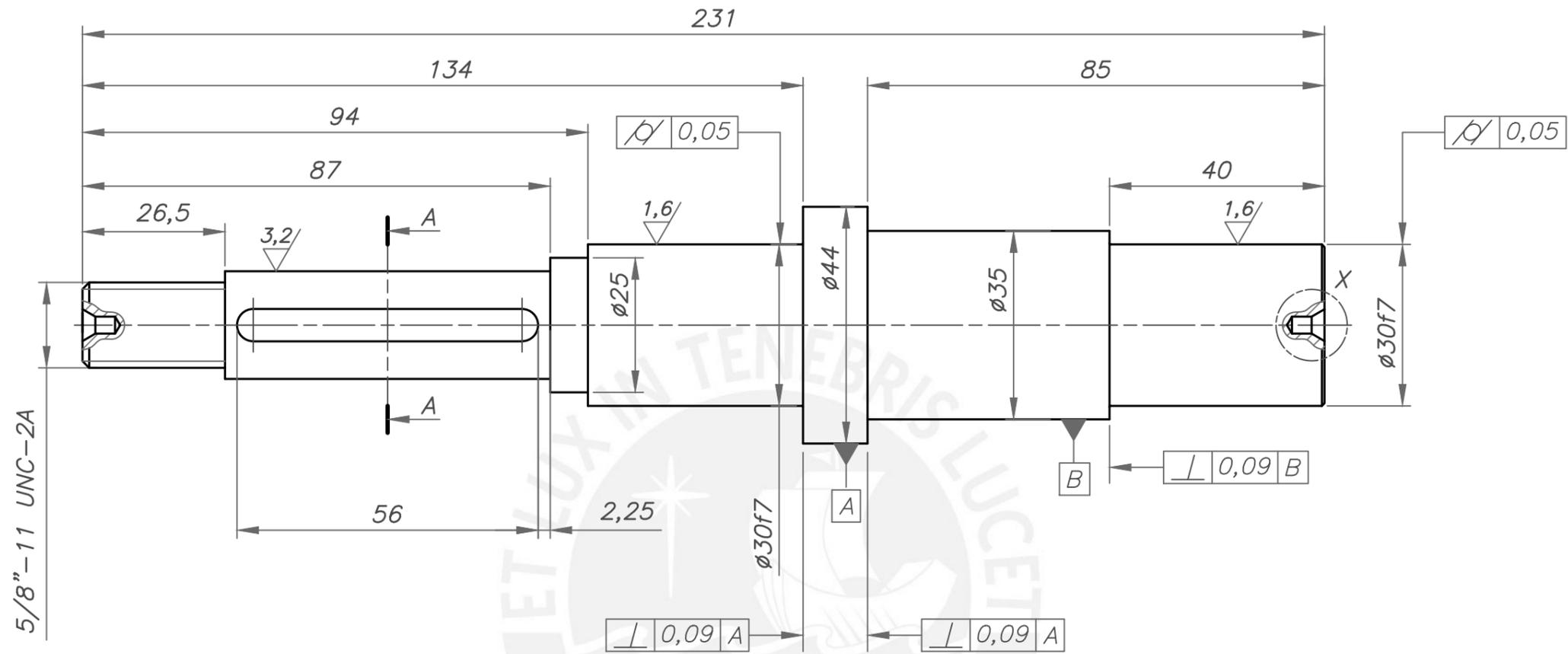
CHAFLANES NO INDICADOS 0,5x45°



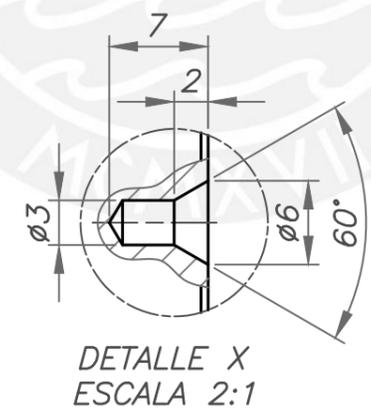
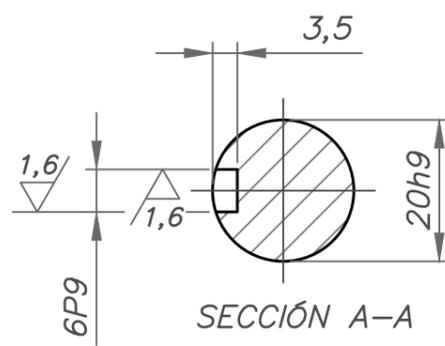
ACABADO SUPERFICIAL 6,3/3,2/1,6/ $\nabla(\nabla, \nabla)$	TOLERANCIA GENERAL SEGÚN DIN 7168- MEDIO	MATERIAL AISI/SAE 1045
PONTIFICIA UNIVERSIDAD CATÓLICA DEL PERÚ FACULTAD DE CIENCIAS E INGENIERÍA - ESPECIALIDAD: ING. MECÁNICA		
METODO DE PROYECCIÓN 	PROYECTO DE TESIS ÁRBOL CONDUCTOR IZQUIERDO	ESCALA 1:1
AUTOR	TORRES MARQUEZ, DIEGO ALFREDO	FECHA: 2023.05.05
ASESOR	ALENCASTRE MIRANDA, JORGE HERNÁN	LAMINA: MS-DES-P01-A3

TOLERANCIAS DIMENSIONALES SEGUN DIN 7168					
GRADO DE EXACTITUD	Más de 0,5 hasta 3	Más de 3 hasta 6	Más de 6 hasta 30	Más de 30 hasta 120	Más de 120 hasta 400
MEDIO	±0,1	±0,1	±0,2	±0,3	±0,5

40h9	40,000	39,938
30f7	29,980	29,959
20h9	20,000	19,948
10P9	9,985	9,949
6P9	5,988	5,958
COTA NOMINAL	COTA MÁXIMA	COTA MÍNIMA



5/8"-11 UNC-2A



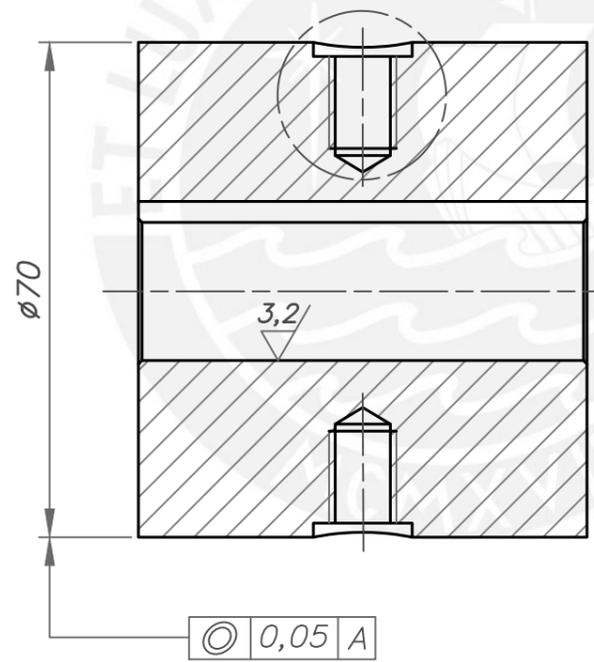
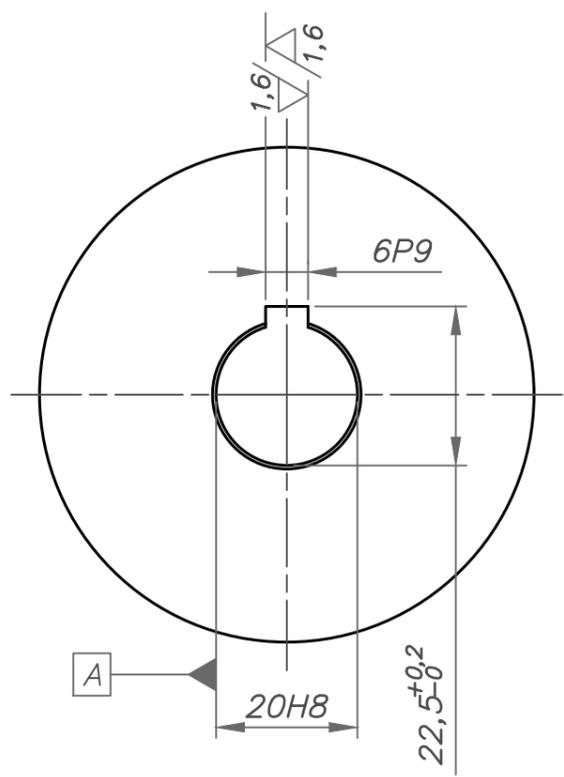
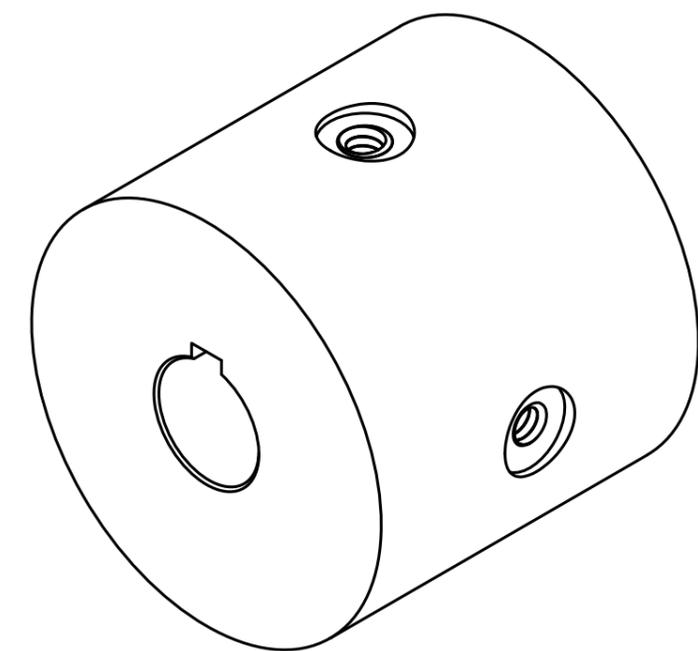
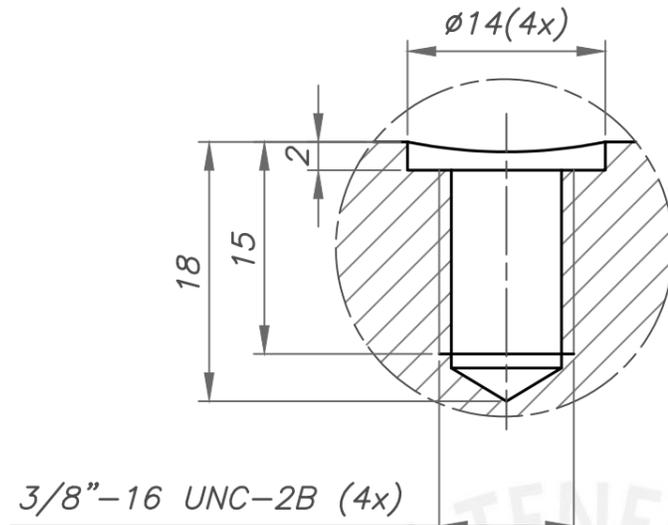
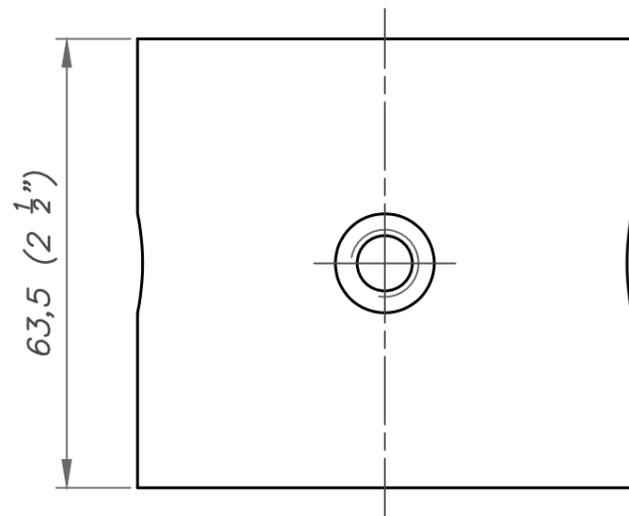
POSICION: 12
 CANTIDAD: 01
 MATERIALES: AISI/SAE 1045
 ESCALA: 1:1

CHAFLANES NO INDICADOS 0,5x45°

TOLERANCIAS DIMENSIONALES SEGUN DIN 7168					
GRADO DE EXACTITUD	Más de 0,5 hasta 3	Más de 3 hasta 6	Más de 6 hasta 30	Más de 30 hasta 120	Más de 120 hasta 400
MEDIO	±0,1	±0,1	±0,2	±0,3	±0,5

30f7	29,980	29,959
20h9	20,000	19,948
6P9	5,988	5,958
COTA NOMINAL	COTA MÁXIMA	COTA MÍNIMA

ACABADO SUPERFICIAL 6,3/3,2/1,6/	TOLERANCIA GENERAL SEGUN DIN 7168- MEDIO	MATERIAL AISI/SAE 1045
PONTIFICIA UNIVERSIDAD CATÓLICA DEL PERÚ FACULTAD DE CIENCIAS E INGENIERÍA - ESPECIALIDAD: ING. MECÁNICA		
METODO DE PROYECCIÓN	PROYECTO DE TESIS	ESCALA
	ÁRBOL DERECHO	1:1
AUTOR	TORRES MARQUEZ, DIEGO ALFREDO	FECHA: 2023.05.05
ASESOR	ALENCASTRE MIRANDA, JORGE HERNÁN	LAMINA: MS-DES-P02-A3



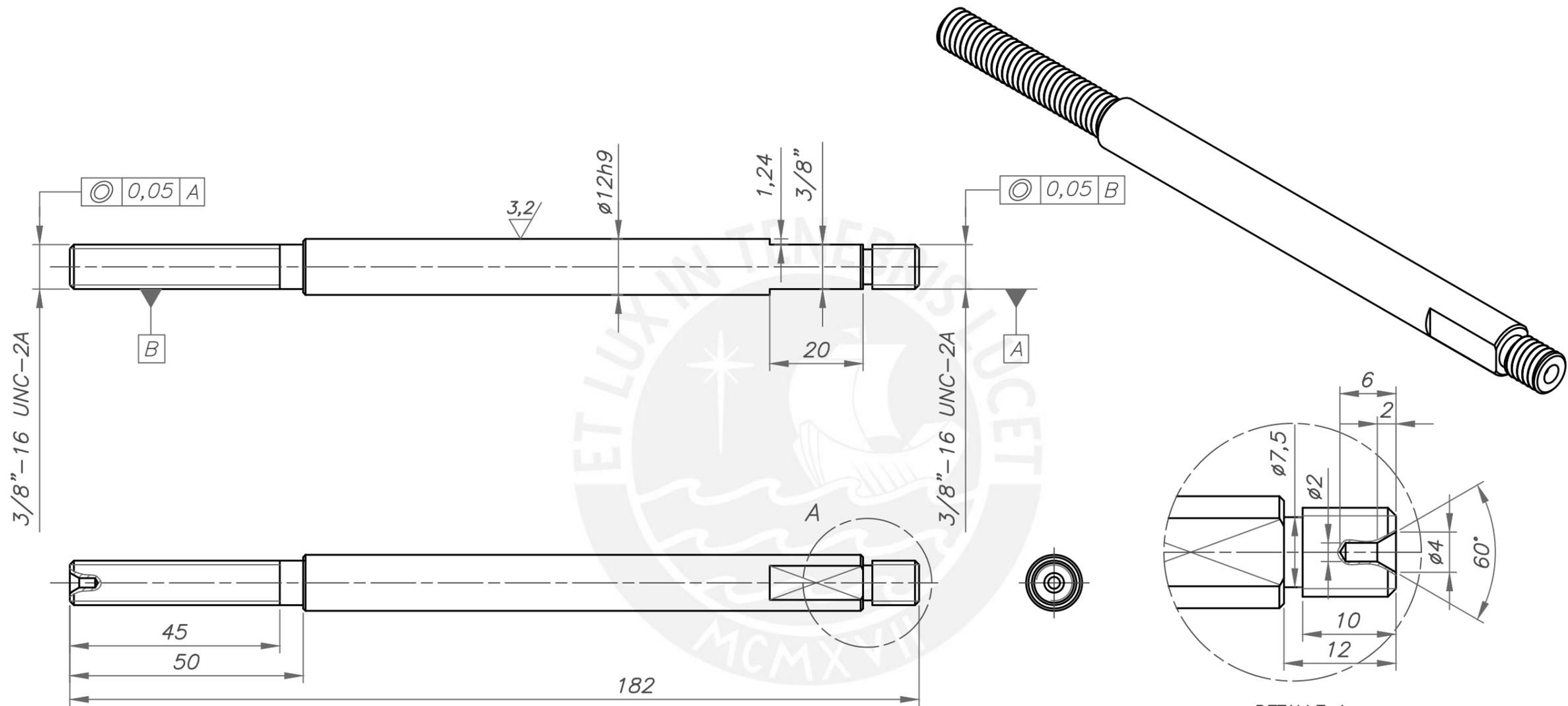
CHAFLANES NO INDICADOS 0,5x45°

POSICION: 09
 CANTIDAD: 02
 MATERIALES: AISI/SAE 1045
 ESCALA: 1:1

ACABADO SUPERFICIAL 6,3/3,2/1,6/ ▽(▽,▽)	TOLERANCIA GENERAL SEGUN DIN 7168- MEDIO	MATERIAL AISI/SAE 1045
PONTIFICIA UNIVERSIDAD CATÓLICA DEL PERÚ FACULTAD DE CIENCIAS E INGENIERÍA – ESPECIALIDAD: ING. MECÁNICA		
METODO DE PROYECCIÓN ⊕ ▭	PROYECTO DE TESIS BUJE DELANTERO	ESCALA 1:1
AUTOR	TORRES MARQUEZ, DIEGO ALFREDO	FECHA: 2023.05.05
ASESOR	ALENCASTRE MIRANDA, JORGE HERNÁN	LAMINA: MS-DES-P03-A3

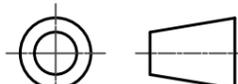
TOLERANCIAS DIMENSIONALES SEGUN DIN 7168					
GRADO DE EXACTITUD	Más de 0,5 hasta 3	Más de 3 hasta 6	Más de 6 hasta 30	Más de 30 hasta 120	Más de 120 hasta 400
MEDIO	±0,1	±0,1	±0,2	±0,3	±0,5

20H8	20,033	20,000
6P9	5,988	5,958
COTA NOMINAL	COTA MÁXIMA	COTA MÍNIMA



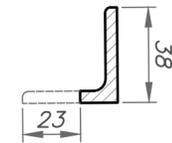
POSICION: 11
 CANTIDAD: 08
 MATERIALES: AISI/SAE 1020
 ESCALA: 1:1
 CHAFLANES NO INDICADOS 0,5x45°

DETALLE A
ESCALA 2:1

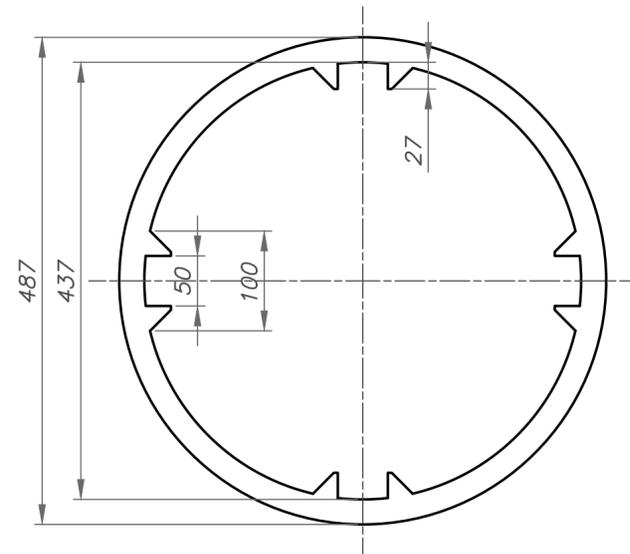
ACABADO SUPERFICIAL 6,3/3,2/	TOLERANCIA GENERAL SEGÚN DIN 7168- MEDIO	MATERIAL AISI/SAE 1020
PONTIFICIA UNIVERSIDAD CATÓLICA DEL PERÚ FACULTAD DE CIENCIAS E INGENIERÍA – ESPECIALIDAD: ING. MECÁNICA		
METODO DE PROYECCIÓN 	PROYECTO DE TESIS RAYO DE RUEDA TRACTORA	ESCALA 1:1
AUTOR	TORRES MARQUEZ, DIEGO ALFREDO	FECHA: 2023.05.05
ASESOR	ALENCASTRE MIRANDA, JORGE HERNÁN	LAMINA: MS-DES-P04-A3

TOLERANCIAS DIMENSIONALES SEGUN DIN 7168					
GRADO DE EXACTITUD	Más de 0,5 hasta 3	Más de 3 hasta 6	Más de 6 hasta 30	Más de 30 hasta 120	Más de 120 hasta 400
MEDIO	±0,1	±0,1	±0,2	±0,3	±0,5

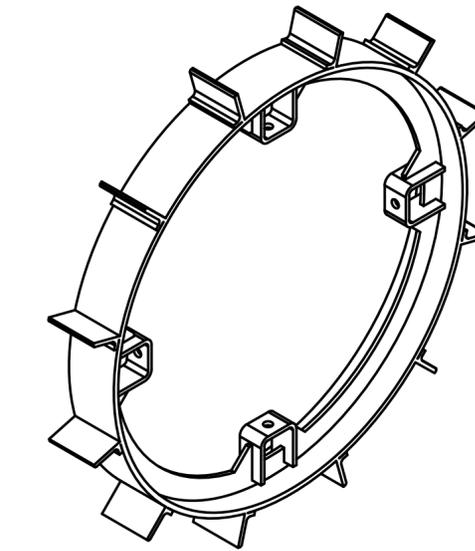
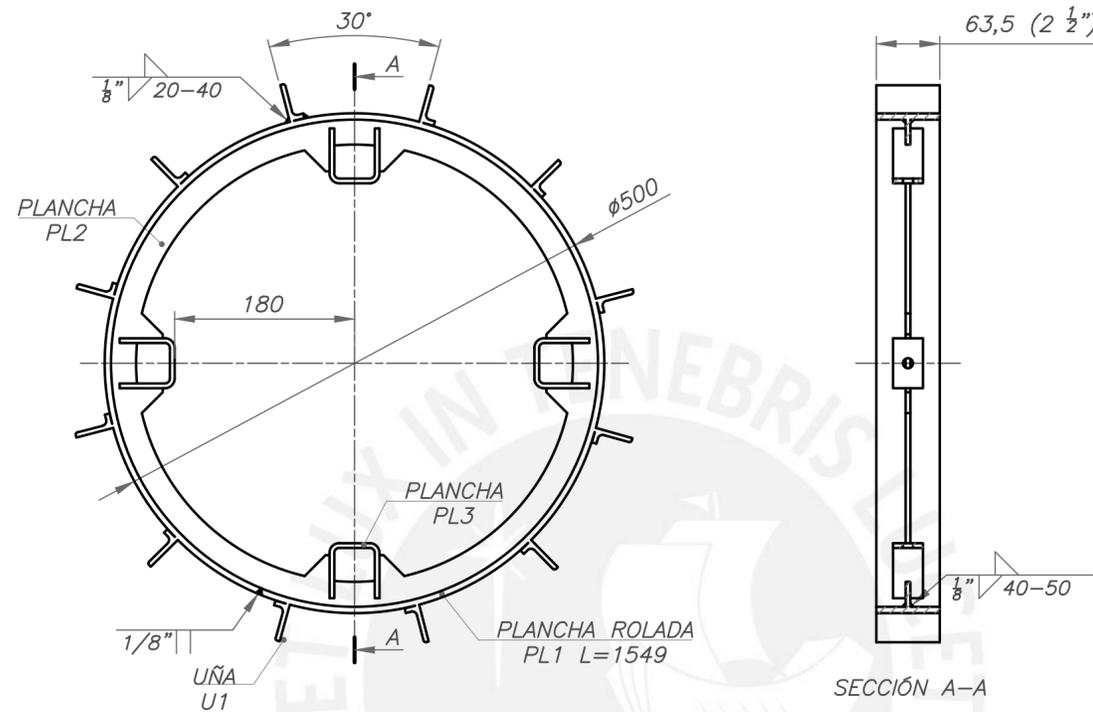
12h9	12,000	11,957
COTA NOMINAL	COTA MÁXIMA	COTA MÍNIMA



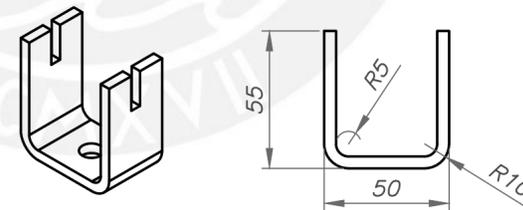
UÑA U1
 MATERIAL: ASTM A36
 L 1 1/2" X 1 1/2" X 3/16" L=2 1/2"
 ESCALA 1:2



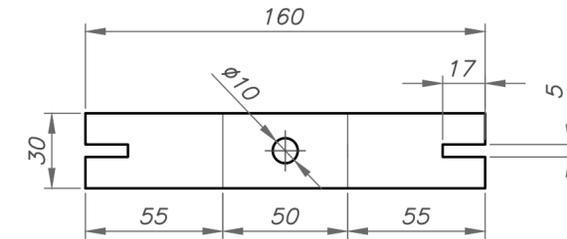
PLANCHA PL2
 MATERIAL: PLANCHA ASTM A36 e=3/16"
 ESCALA 1:5



POSICION: 10
 CANTIDAD: 02
 MATERIALES: ASTM A36
 ESCALA: 1:5



PLANCHA PL5
 MATERIAL: PLANCHA ASTM A36 e=3/16"
 ESCALA 1:2

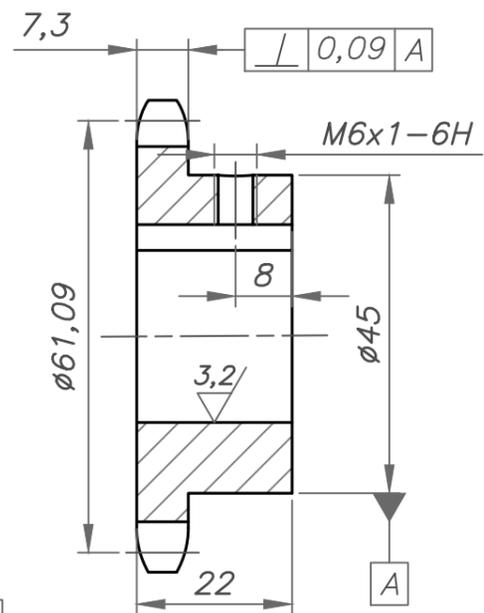
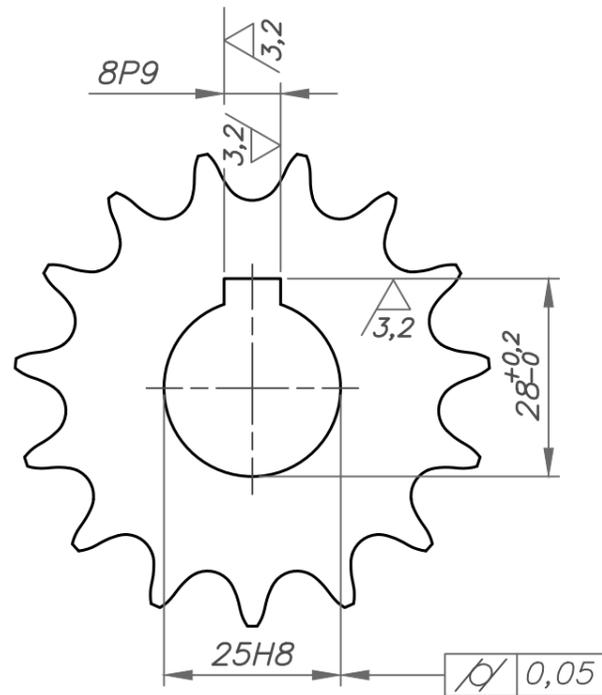


DESAROLLO PLANCHA PL5
 MATERIAL: PLANCHA ASTM A36 e=3/16"
 ESCALA 1:2

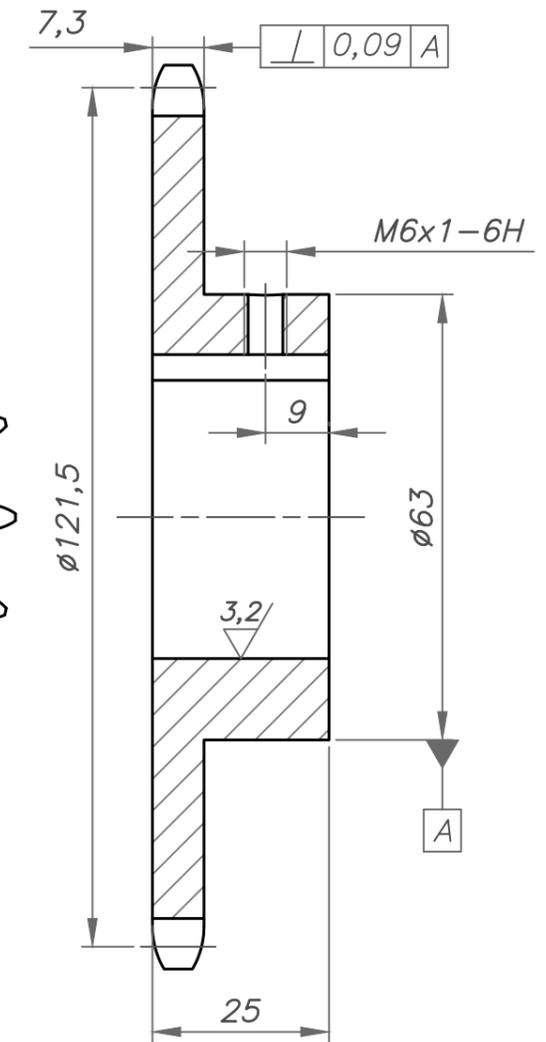
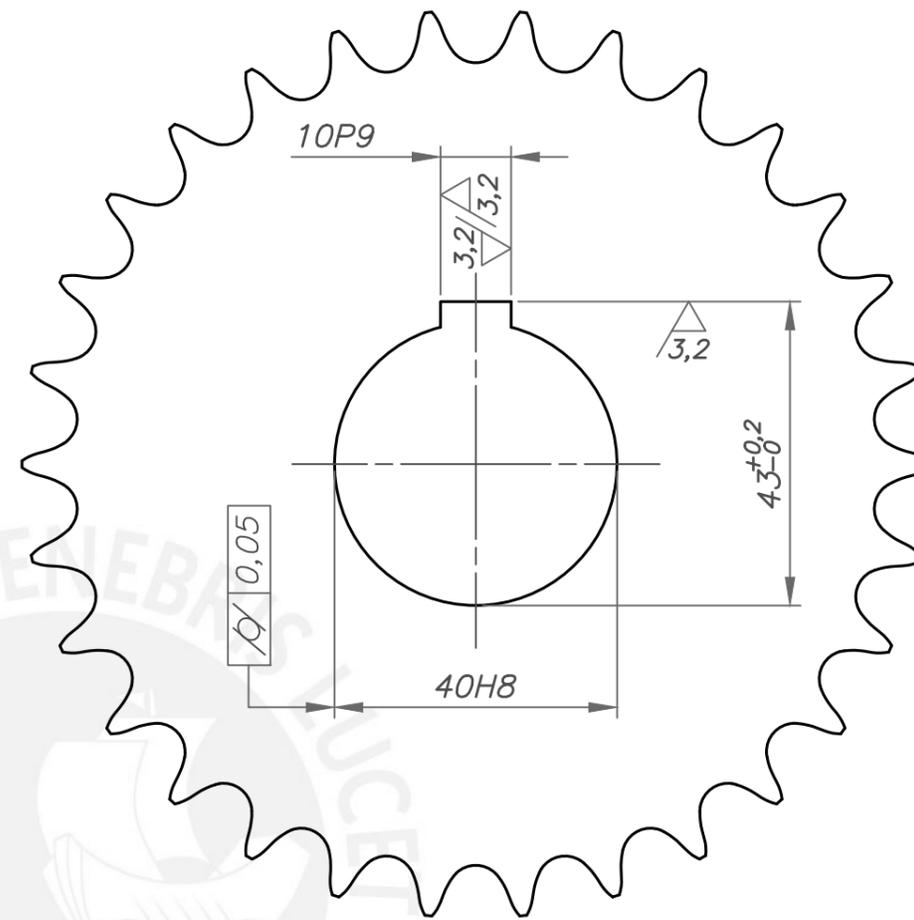
- PINTURA
1. PREPARACIÓN DE SUPERFICIES SEGUN NORMA SSPC-SP6
 2. DOS MANOS DE ANTICORROSIVO EPÓXICO (2 A 3 MILLS)
 3. UNA MANO DE ESMALTE EPÓXICO (2 A 3 MILLS)

TOLERANCIAS DIMENSIONALES SEGUN DIN 7168					
GRADO DE EXACTITUD	Más de 0,5 hasta 3	Más de 3 hasta 6	Más de 6 hasta 30	Más de 30 hasta 120	Más de 120 hasta 400
MEDIO	±0,1	±0,1	±0,2	±0,3	±0,5

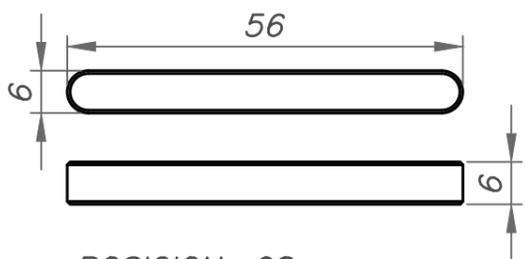
ACABADO SUPERFICIAL	TOLERANCIA GENERAL SEGUN DIN 7168-MEDIO	MATERIAL INDICADAS
PONTIFICIA UNIVERSIDAD CATÓLICA DEL PERÚ FACULTAD DE CIENCIAS E INGENIERÍA- ESPECIALIDAD: ING. MECÁNICA		
METODO DE PROYECCIÓN	PROYECTO DE TESIS	ESCALA
	RUEDA TRACTORA	IND.
AUTOR	TORRES MARQUEZ, DIEGO ALFREDO	FECHA: 2023.05.05
ASESOR	ALENCASTRE MIRANDA, JORGE HERNÁN	LAMINA: MS-DES-P05-A2



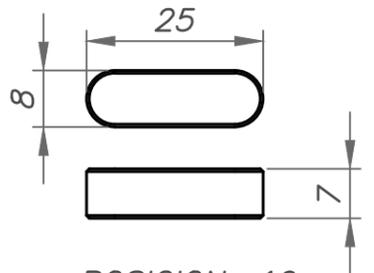
POSICION: 20
 CANTIDAD: 1
 MATERIALES: AISI/SAE 1045
 ESCALA: 1:1



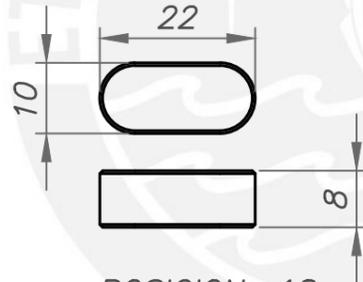
POSICION: 05
 CANTIDAD: 1
 MATERIALES: AISI/SAE 1045
 ESCALA: 1:1



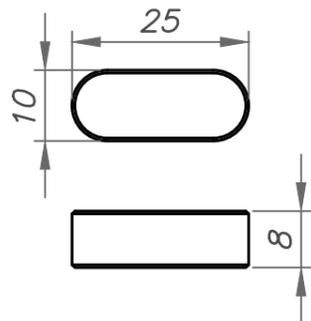
POSICION: 08
 CANTIDAD: 02
 MATERIALES: AISI/SAE 1020
 ESCALA: 1:1



POSICION: 19
 CANTIDAD: 01
 MATERIALES: AISI 1020
 ESCALA: 1:1



POSICION: 18
 CANTIDAD: 01
 MATERIALES: AISI 1020
 ESCALA: 1:1

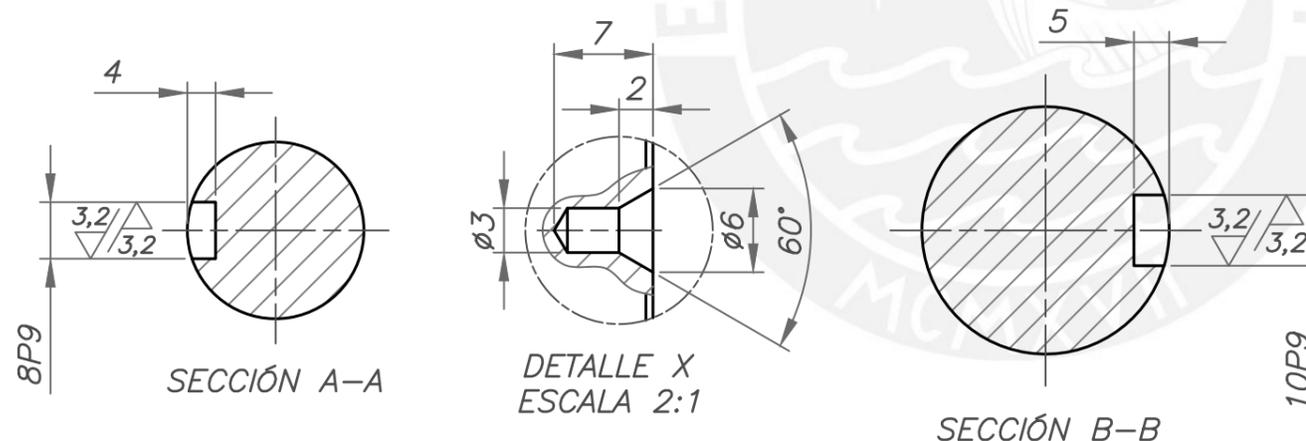
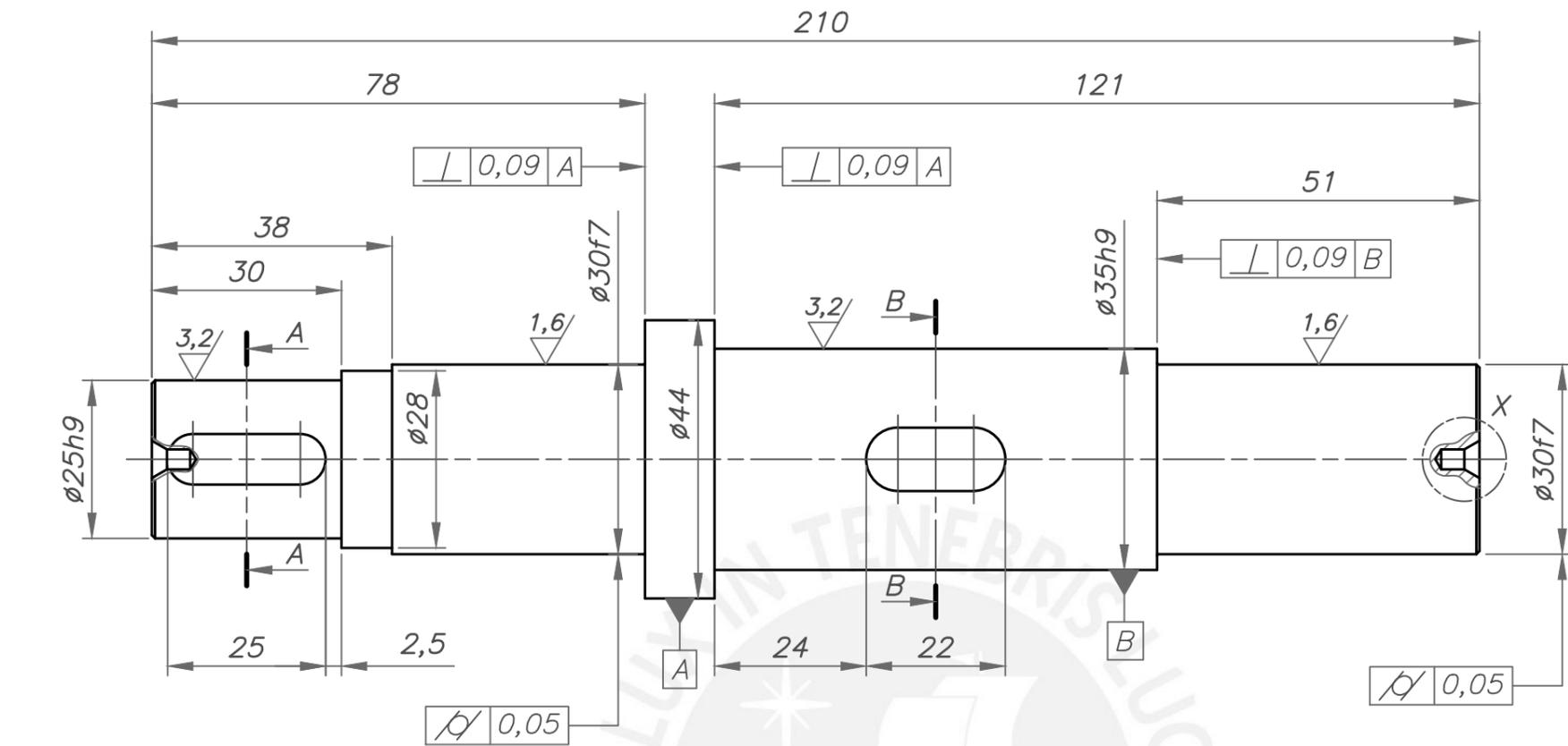


POSICION: 07
 CANTIDAD: 01
 MATERIALES: AISI/SAE 1020
 ESCALA: 1:1

TOLERANCIAS DIMENSIONALES SEGUN DIN 7168					
GRADO DE EXACTITUD	Más de 0,5 hasta 3	Más de 3 hasta 6	Más de 6 hasta 30	Más de 30 hasta 120	Más de 120 hasta 400
MEDIO	±0,1	±0,1	±0,2	±0,3	±0,5

40H8	40,039	40,000
25H8	25,033	25,000
10P9	9,985	9,949
8P9	7,985	7,949
COTA NOMINAL	COTA MÁXIMA	COTA MÍNIMA

ACABADO SUPERFICIAL 6,3/3,2 $\sqrt{0,32}$	TOLERANCIA GENERAL SEGUN DIN 7168- MEDIO	MATERIAL INDICADAS
PONTIFICIA UNIVERSIDAD CATÓLICA DEL PERÚ FACULTAD DE CIENCIAS E INGENIERÍA – ESPECIALIDAD: ING. MECÁNICA		
METODO DE PROYECCIÓN 	PROYECTO DE TESIS ELEMENTOS DE TRANSMISIÓN DE POTENCIA	ESCALA IND.
AUTOR	TORRES MARQUEZ, DIEGO ALFREDO	FECHA: 2023.05.05
ASESOR	ALENCASTRE MIRANDA, JORGE HERNÁN	LAMINA: MS-DES-P06-A3



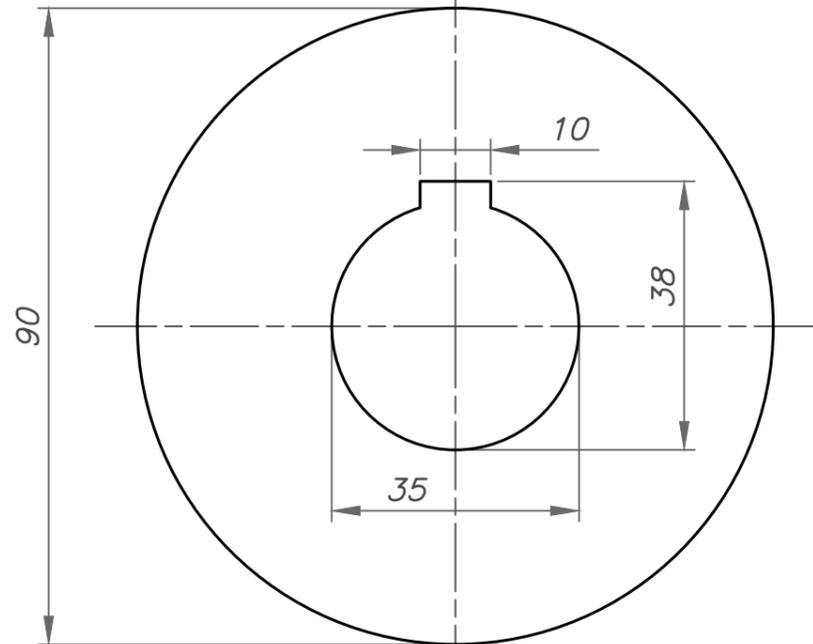
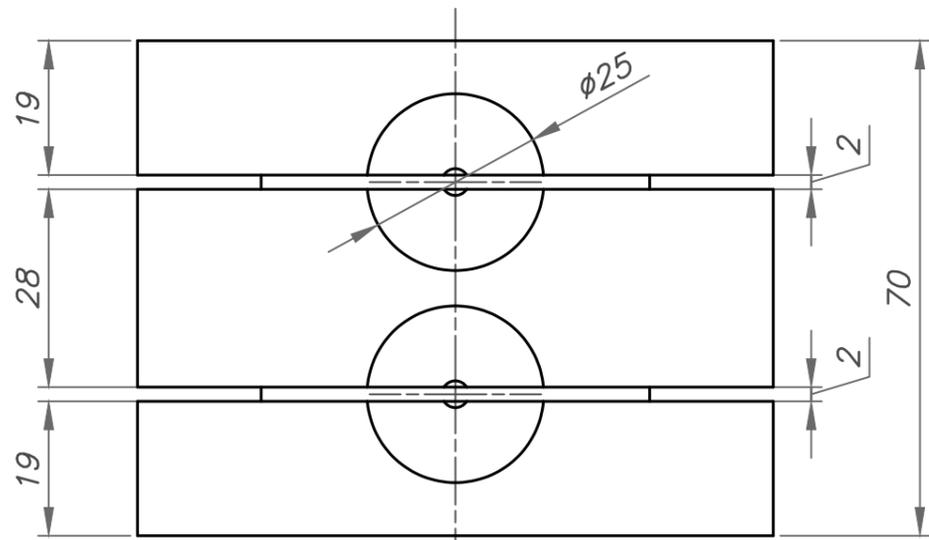
POSICION: 17
 CANTIDAD: 01
 MATERIALES: AISI/SAE 1045
 ESCALA: 1:1

CHAFLANES NO INDICADOS 0,5x45°

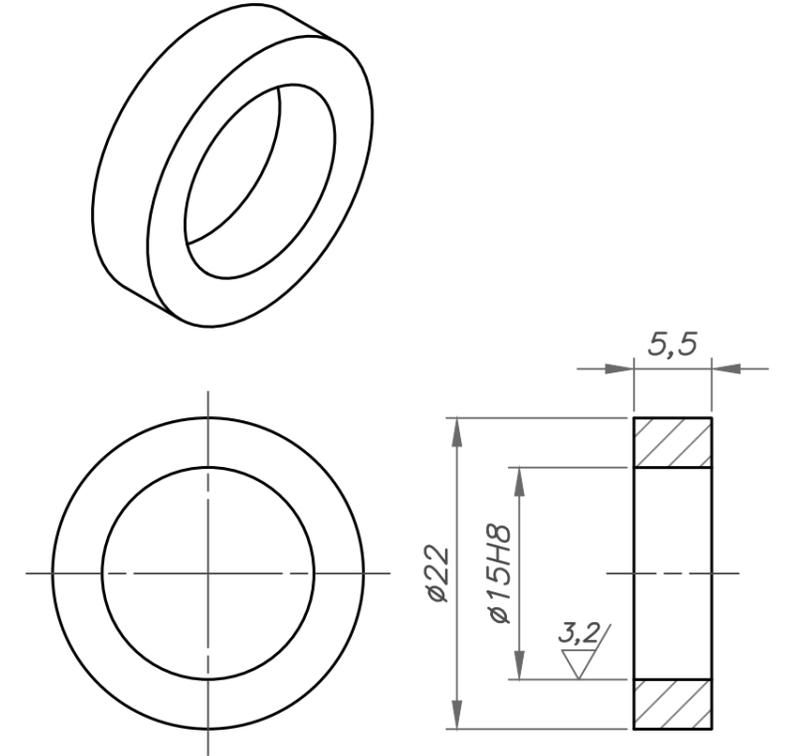
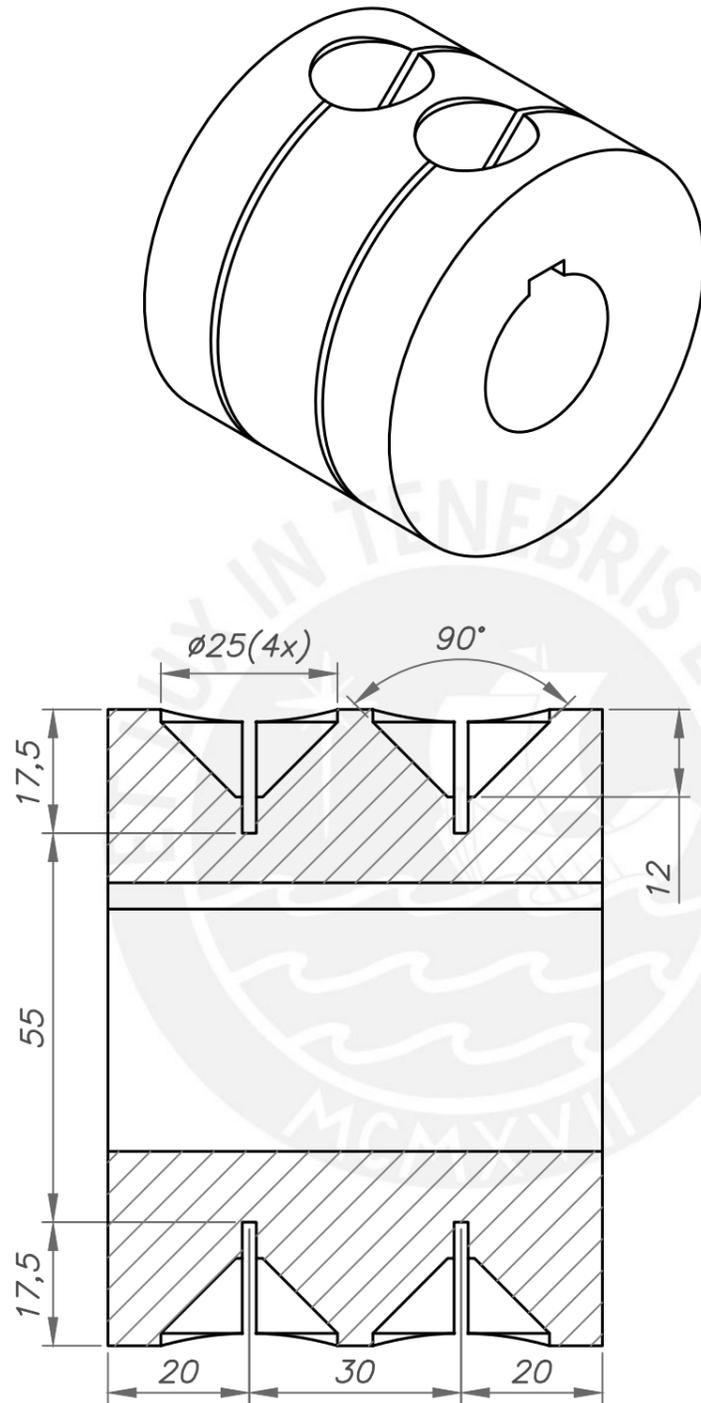
TOLERANCIAS DIMENSIONALES SEGUN DIN 7168					
GRADO DE EXACTITUD	Más de 0,5 hasta 3	Más de 3 hasta 6	Más de 6 hasta 30	Más de 30 hasta 120	Más de 120 hasta 400
MEDIO	±0,1	±0,1	±0,2	±0,3	±0,5

35h9	35,000	34,938
30f7	29,980	29,959
25h9	25,000	24,498
10P9	9,985	9,949
8P9	7,985	7,949
COTA NOMINAL	COTA MÁXIMA	COTA MÍNIMA

ACABADO SUPERFICIAL 6,3/3,2/1,6/	TOLERANCIA GENERAL SEGUN DIN 7168- MEDIO	MATERIAL AISI/SAE 1045
PONTIFICIA UNIVERSIDAD CATÓLICA DEL PERÚ FACULTAD DE CIENCIAS E INGENIERÍA – ESPECIALIDAD: ING. MECÁNICA		
METODO DE PROYECCIÓN	PROYECTO DE TESIS	ESCALA
	ÁRBOL CONDUcido	1:1
AUTOR	TORRES MARQUEZ, DIEGO ALFREDO	FECHA: 2023.05.05
ASESOR	ALENCASTRE MIRANDA, JORGE HERNÁN	LAMINA: MS-DES-P07-A3



POSICION: 16
 CANTIDAD: 01
 MATERIALES: MADERA TORNILLO
 ESCALA: 1:1

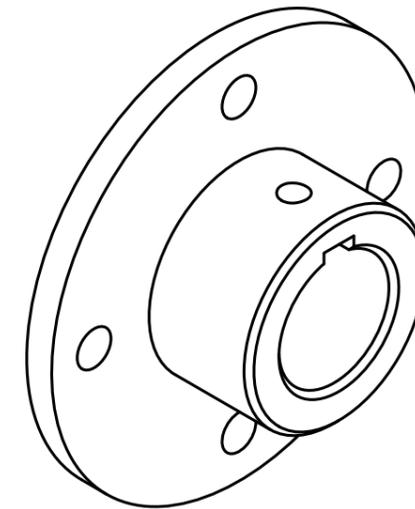
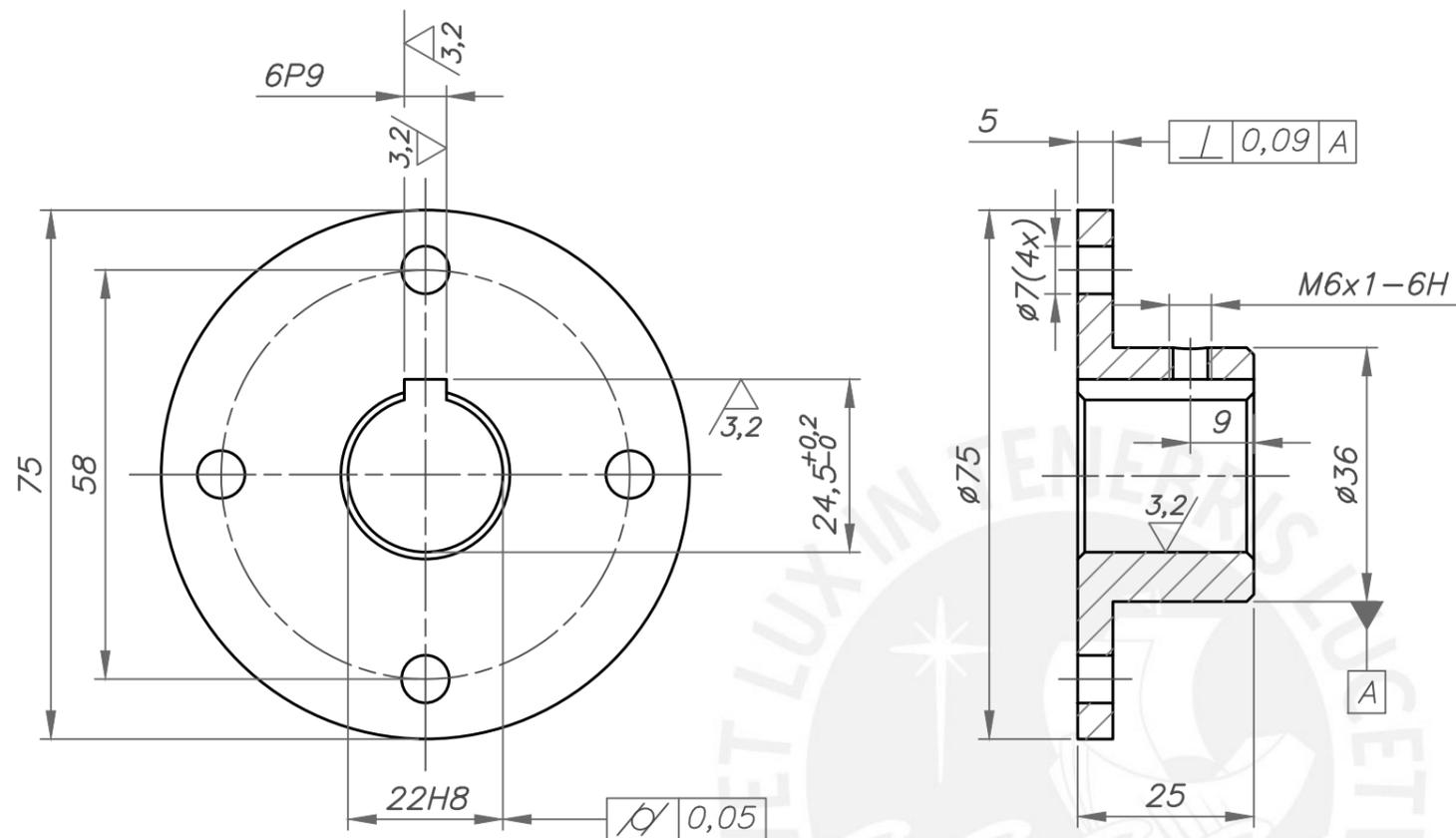


POSICION: 15
 CANTIDAD: 1
 MATERIALES: AISI/SAE 1020
 ESCALA: 1:1

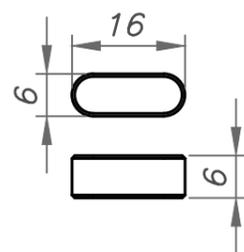
TOLERANCIAS DIMENSIONALES SEGUN DIN 7168					
GRADO DE EXACTITUD	Más de 0,5 hasta 3	Más de 3 hasta 6	Más de 6 hasta 30	Más de 30 hasta 120	Más de 120 hasta 400
MEDIO	$\pm 0,1$	$\pm 0,1$	$\pm 0,2$	$\pm 0,3$	$\pm 0,5$

15H8	15,000	14,957
COTA NOMINAL	COTA MÁXIMA	COTA MÍNIMA

ACABADO SUPERFICIAL 6,3/3,2/	TOLERANCIA GENERAL SEGUN DIN 7168- MEDIO	MATERIAL INDICADAS
PONTIFICIA UNIVERSIDAD CATÓLICA DEL PERÚ FACULTAD DE CIENCIAS E INGENIERÍA – ESPECIALIDAD: ING. MECÁNICA		
METODO DE PROYECCIÓN 	PROYECTO DE TESIS ELEMENTOS DE DOSIFICACIÓN DE SEMILLA	ESCALA IND.
AUTOR	TORRES MARQUEZ, DIEGO ALFREDO	FECHA: 2023.05.05
ASESOR	ALENCASTRE MIRANDA, JORGE HERNÁN	LAMINA: MS-DES-P08-A3



POSICION: 31
 CANTIDAD: 01
 MATERIALES: AISI/SAE 1020
 ESCALA: 1:1
 CHAFLANES NO INDICADOS 1x45°



POSICION: 32
 CANTIDAD: 01
 MATERIALES: AISI/SAE 1020
 ESCALA: 1:1

ACABADO SUPERFICIAL 6,3/3,2/ ▽(▽)	TOLERANCIA GENERAL SEGÚN DIN 7168- MEDIO	MATERIAL INDICADAS
---	---	-----------------------

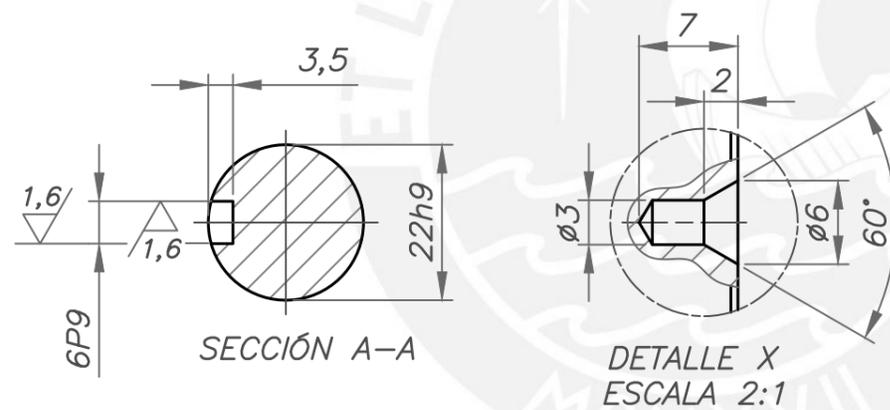
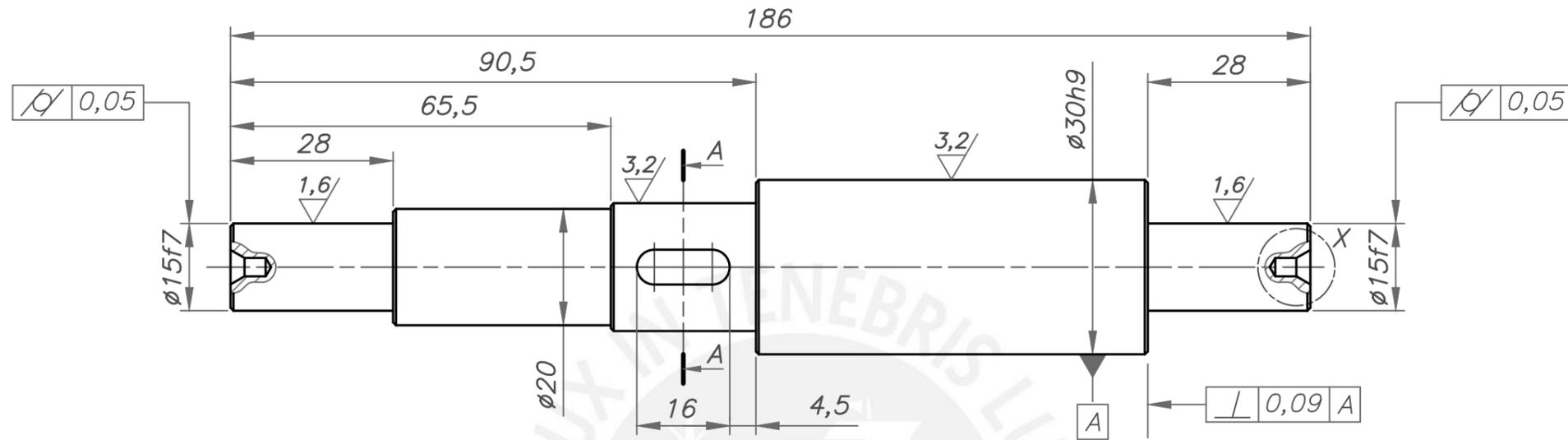
PONTIFICIA UNIVERSIDAD CATÓLICA DEL PERÚ
 FACULTAD DE CIENCIAS E INGENIERÍA – ESPECIALIDAD: ING. MECÁNICA

METODO DE PROYECCIÓN 	PROYECTO DE TESIS BUJE DE RUEDA COMPACTADORA Y CHAVETA	ESCALA IND.
--------------------------	--	----------------

22H8	22,000	22,016
6P9	5,958	5,988
COTA NOMINAL	COTA MÁXIMA	COTA MÍNIMA

AUTOR	TORRES MARQUEZ, DIEGO ALFREDO	FECHA: 2023.05.05
ASESOR	ALENCASTRE MIRANDA, JORGE HERNÁN	LAMINA: MS-DES-P09-A3

TOLERANCIAS DIMENSIONALES SEGUN DIN 7168					
GRADO DE EXACTITUD	Más de 0,5 hasta 3	Más de 3 hasta 6	Más de 6 hasta 30	Más de 30 hasta 120	Más de 120 hasta 400
MEDIO	±0,1	±0,1	±0,2	±0,3	±0,5

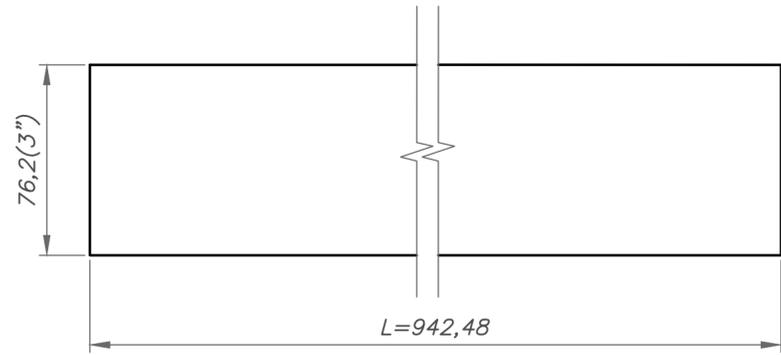


POSICION: 29
 CANTIDAD: 01
 MATERIALES: AISI/SAE 1045
 ESCALA: 1:1
 CHAFLANES NO INDICADOS 0,5x45°

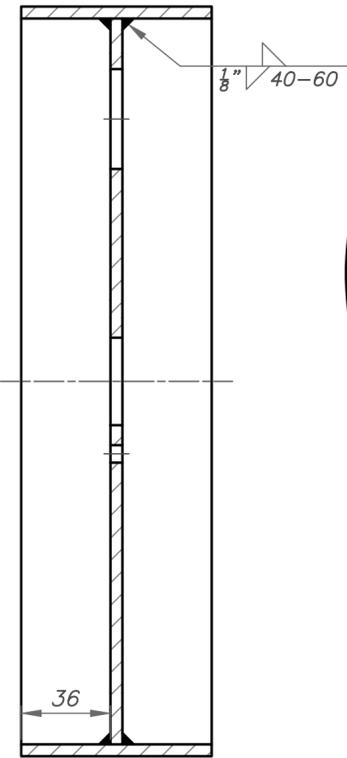
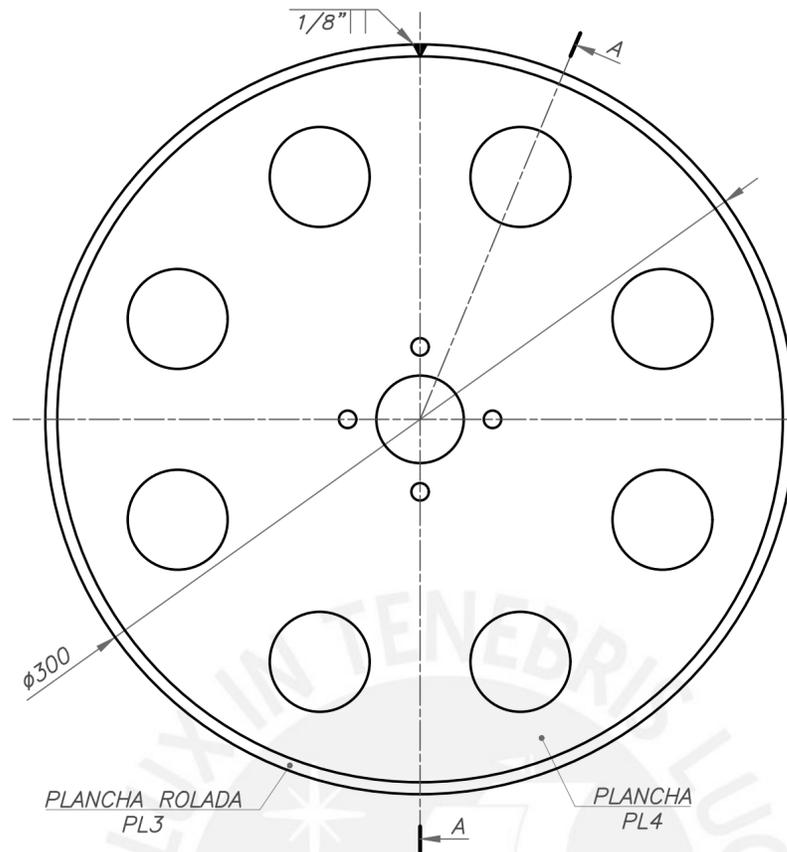
TOLERANCIAS DIMENSIONALES SEGUN DIN 7168					
GRADO DE EXACTITUD	Más de 0,5 hasta 3	Más de 3 hasta 6	Más de 6 hasta 30	Más de 30 hasta 120	Más de 120 hasta 400
MEDIO	±0,1	±0,1	±0,2	±0,3	±0,5

30h9	30,000	29,948
22h9	22,000	21,948
15f7	14,984	14,966
6P9	5,988	5,958
COTA NOMINAL	COTA MÁXIMA	COTA MÍNIMA

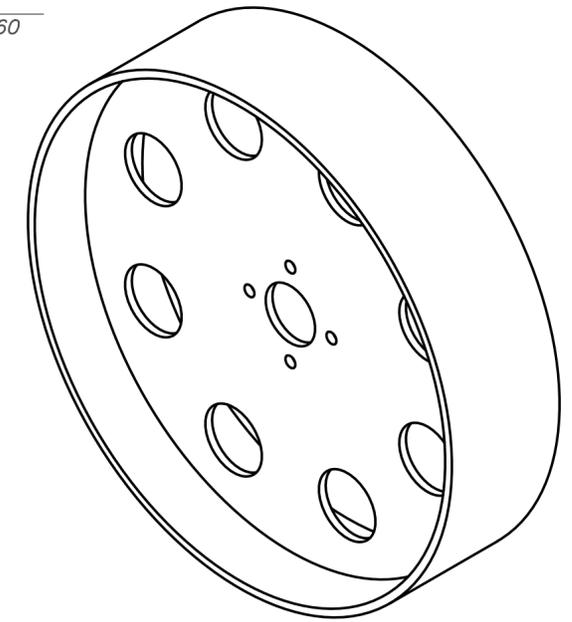
ACABADO SUPERFICIAL 6,3/3,2/1,6/ ▽(▽,▽)	TOLERANCIA GENERAL SEGUN DIN 7168- MEDIO	MATERIAL AISI/SAE 1045
PONTIFICIA UNIVERSIDAD CATÓLICA DEL PERÚ FACULTAD DE CIENCIAS E INGENIERÍA – ESPECIALIDAD: ING. MECÁNICA		
METODO DE PROYECCIÓN 	PROYECTO DE TESIS ÁRBOL DE RUEDA COMPACTADORA	ESCALA 1:1
AUTOR	TORRES MARQUEZ, DIEGO ALFREDO	FECHA: 2023.05.05
ASESOR	ALENCASTRE MIRANDA, JORGE HERNÁN	LAMINA: MS-DES-P10-A3



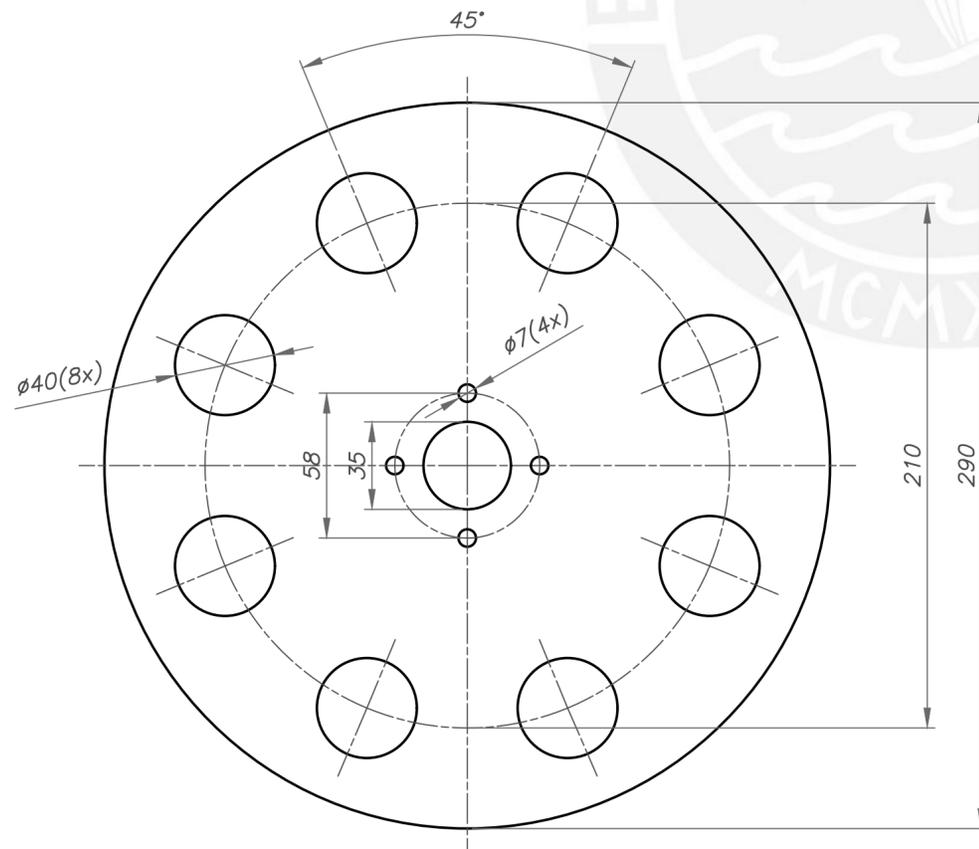
DESAROLLO PLANCHA PL3
MATERIAL: PLANCHA ASTM A36 $e=3/16$ "
ESCALA 1:2



SECCIÓN A-A



POSICION: 33
CANTIDAD: 01
MATERIALES: ASTM A36
ESCALA: 1:2



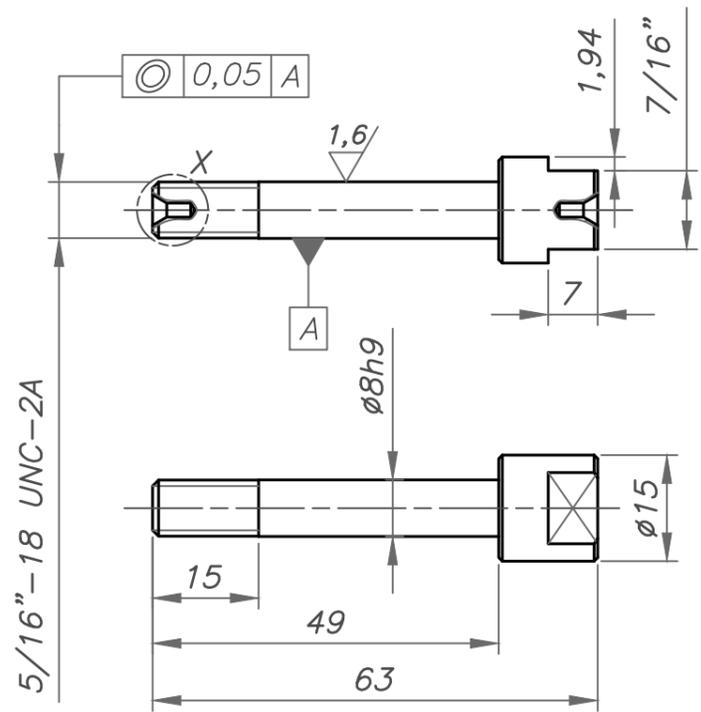
PLANCHA PL4
MATERIAL: PLANCHA ASTM A36 $e=3/16$ "
ESCALA 1:2

PINTURA

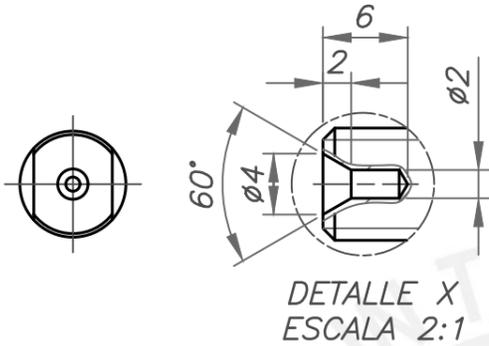
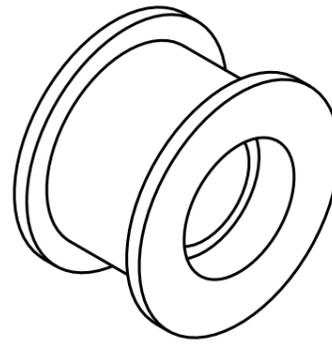
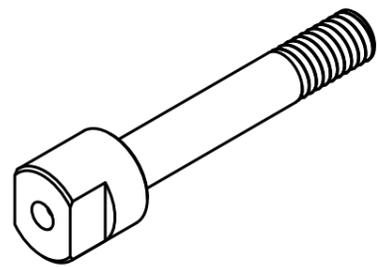
1. PREPARACIÓN DE SUPERFICIES SEGUN NORMA SSPC-SP6
2. DOS MANOS DE ANTICORROSIVO EPÓXICO (2 A 3 MILLS)
3. UNA MANO DE ESMALTE EPÓXICO (2 A 3 MILLS)

TOLERANCIAS DIMENSIONALES SEGUN DIN 7168					
GRADO DE EXACTITUD	Más de 0,5 hasta 3	Más de 3 hasta 6	Más de 6 hasta 30	Más de 30 hasta 120	Más de 120 hasta 400
MEDIO	±0,1	±0,1	±0,2	±0,3	±0,5

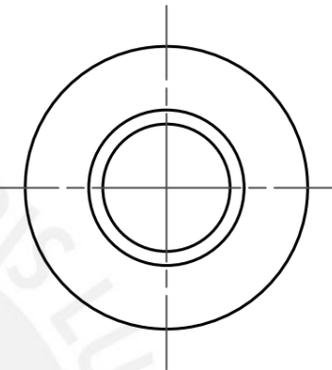
ACABADO SUPERFICIAL	TOLERANCIA GENERAL SEGUN DIN 7168-MEDIO	MATERIAL INDICADAS
PONTIFICIA UNIVERSIDAD CATÓLICA DEL PERÚ FACULTAD DE CIENCIAS E INGENIERÍA- ESPECIALIDAD: ING. MECÁNICA		
METODO DE PROYECCIÓN	PROYECTO DE TESIS ARO DE RUEDA COMPACTADORA	ESCALA IND.
AUTOR	TORRES MARQUEZ, DIEGO ALFREDO	FECHA: 2023.05.05
ASESOR	ALENCASTRE MIRANDA, JORGE HERNÁN	LAMINA: MS-DES-P11-A2



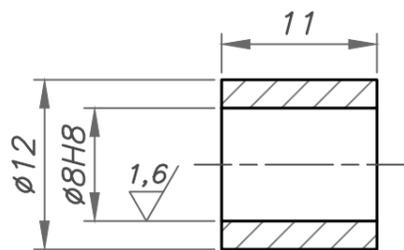
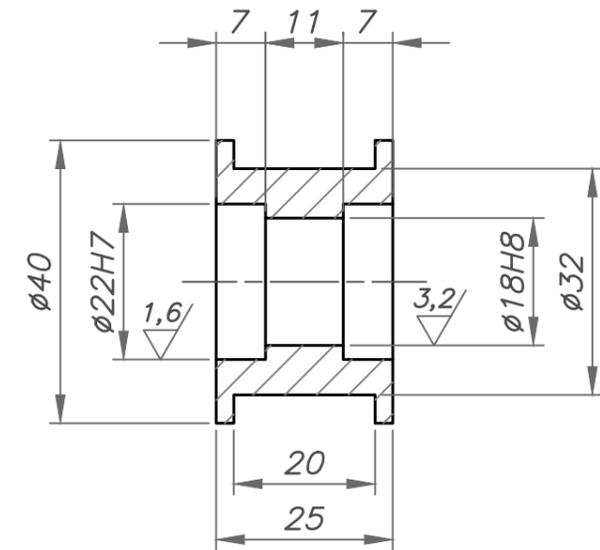
POSICION: 25
 CANTIDAD: 01
 MATERIALES: AISI/SAE 1045
 ESCALA: 1:1
 CHAFLANES NO INDICADOS 0,5x45°



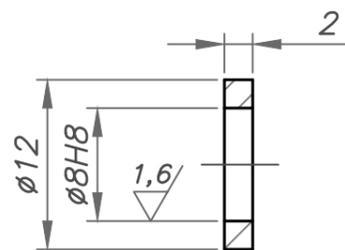
DETALLE X
 ESCALA 2:1



POSICION: 23
 CANTIDAD: 01
 MATERIALES: AISI/SAE 1045
 ESCALA: 1:1



POSICION: 22
 CANTIDAD: 01
 MATERIALES: AISI/SAE 1020
 ESCALA: 2:1



POSICION: 21
 CANTIDAD: 02
 MATERIALES: AISI/SAE 1020
 ESCALA: 2:1

ACABADO SUPERFICIAL 6,3/3,2/1,6/ ▽(▽,▽)	TOLERANCIA GENERAL SEGÚN DIN 7168- MEDIO	MATERIAL INDICADAS
---	---	-----------------------

PONTIFICIA UNIVERSIDAD CATÓLICA DEL PERÚ
 FACULTAD DE CIENCIAS E INGENIERÍA – ESPECIALIDAD: ING. MECÁNICA

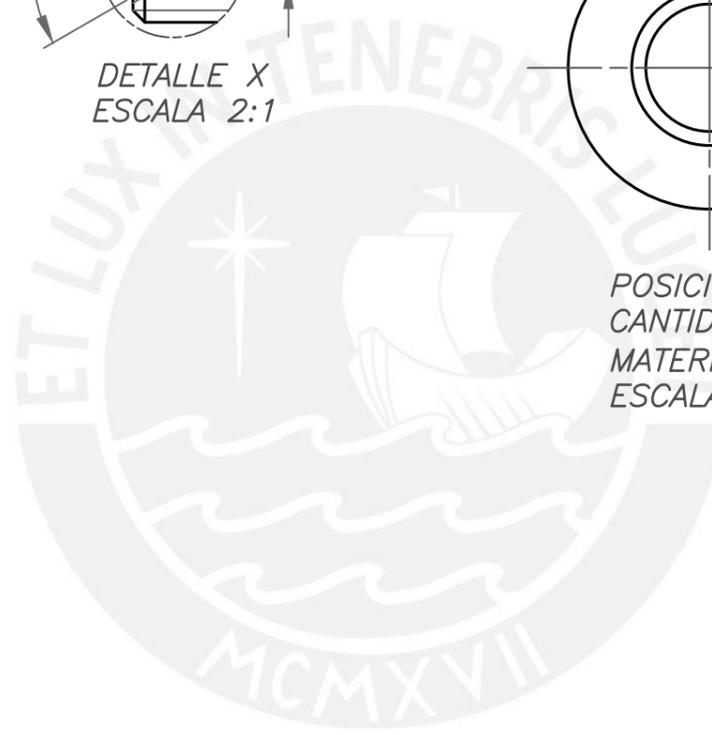
METODO DE PROYECCIÓN 	PROYECTO DE TESIS ELEMENTOS DEL TENSADOR DE CADENA	ESCALA IND.
--------------------------	---	----------------

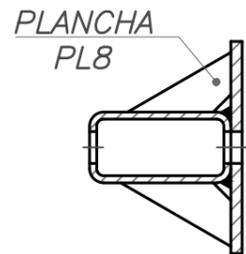
AUTOR	TORRES MARQUEZ, DIEGO ALFREDO	FECHA: 2023.05.05
ASESOR	ALENCASTRE MIRANDA, JORGE HERNÁN	LAMINA: MS-DES-P12-A3

TOLERANCIAS DIMENSIONALES
 SEGUN DIN 7168

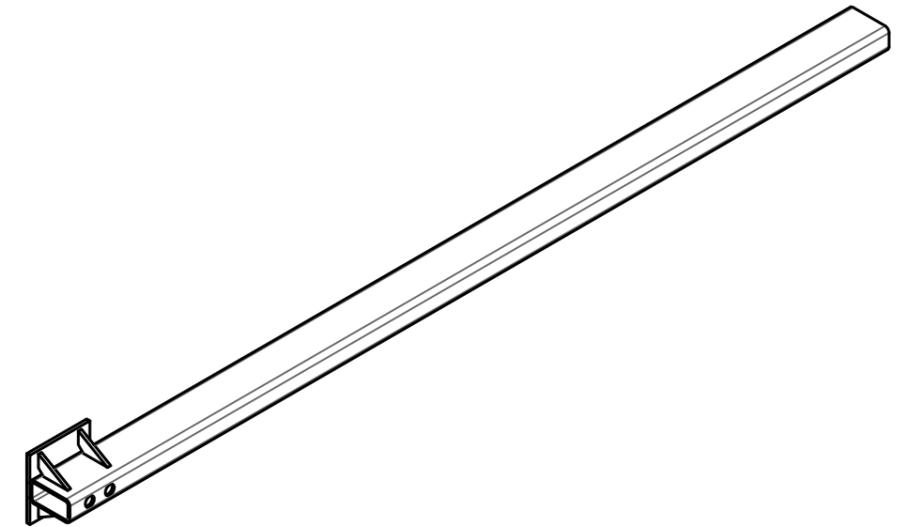
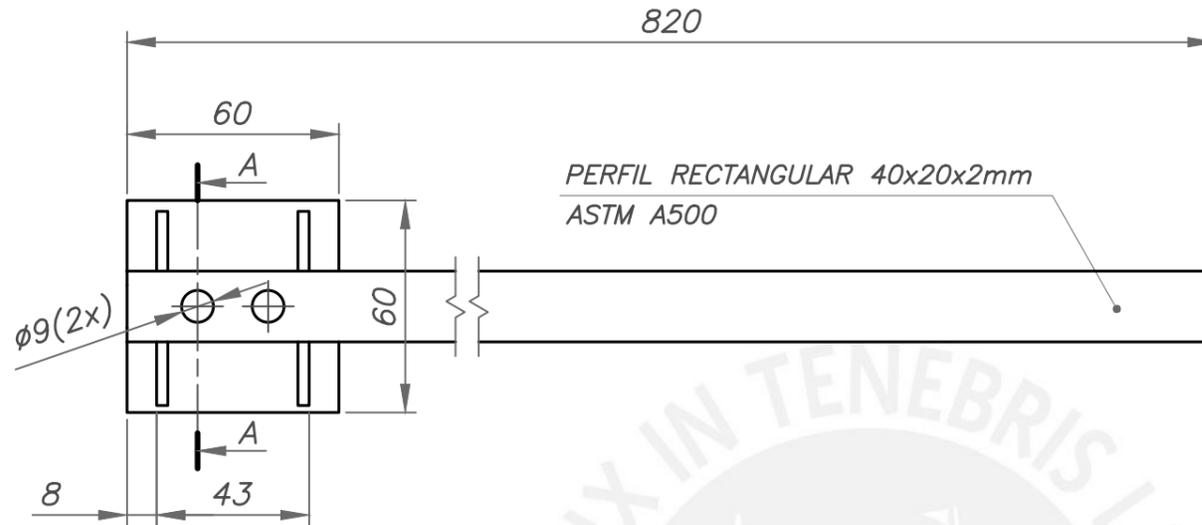
GRADO DE EXACTITUD	Más de 0,5 hasta 3	Más de 3 hasta 6	Más de 6 hasta 30	Más de 30 hasta 120	Más de 120 hasta 400
MEDIO	±0,1	±0,1	±0,2	±0,3	±0,5

22H7	22,021	22,000
18H8	18,027	18,000
8h9	8,000	7,964
8H8	8,022	8,000
COTA NOMINAL	COTA MÁXIMA	COTA MÍNIMA

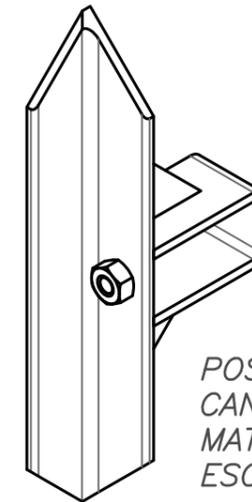
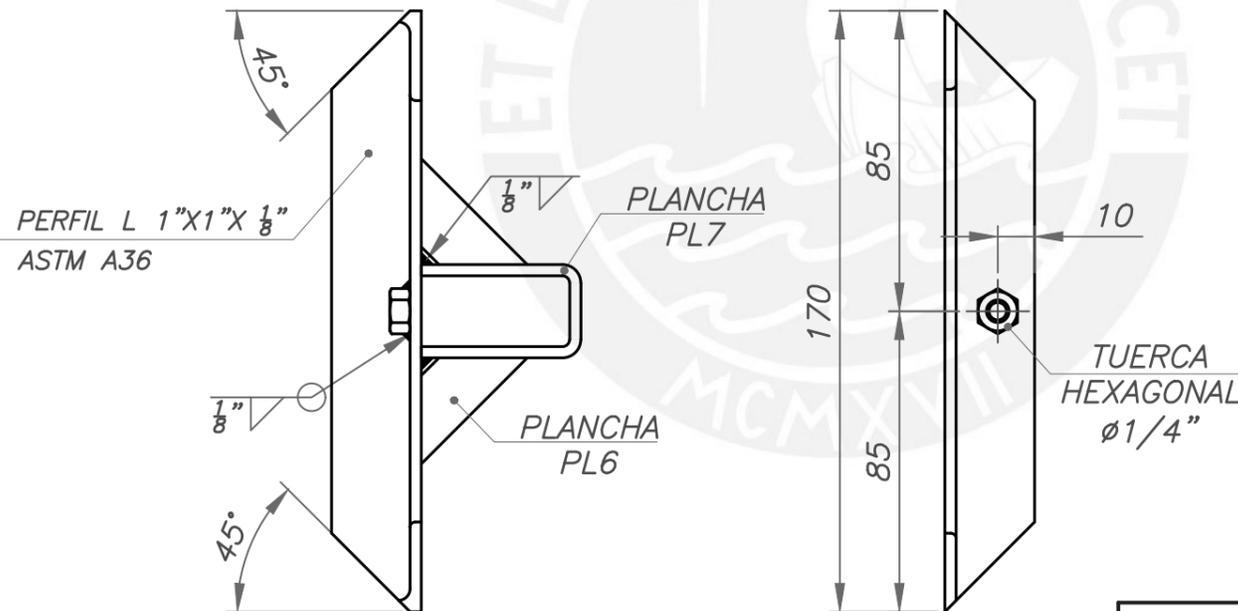




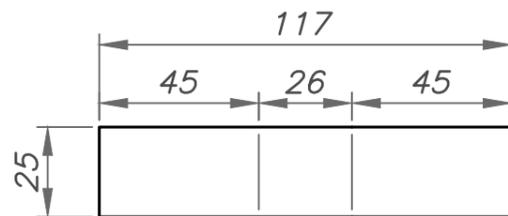
SECCIÓN A-A



POSICION: 27
 CANTIDAD: 01
 MATERIALES: ASTM A500
 ESCALA: 1:2



POSICION: 28
 CANTIDAD: 01
 MATERIALES: ASTM A36
 ESCALA: 1:2



DESAROLLO PLANCHA PL7
 MATERIAL: PLANCHA ASTM A36 $e=3/16"$
 ESCALA 1:2

PINTURA

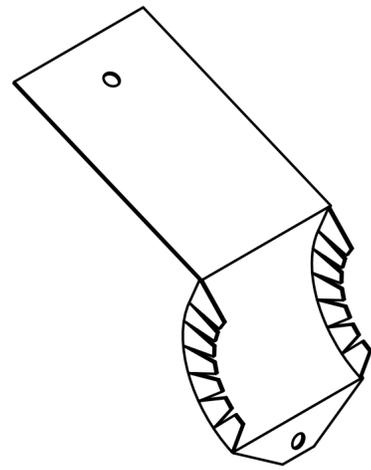
1. PREPARACIÓN DE SUPERFICIES SEGUN NORMA SSPC-SP6
2. DOS MANOS DE ANTICORROSIVO EPÓXICO (2 A 3 MILLS)
3. UNA MANO DE ESMALTE EPÓXICO (2 A 3 MILLS)

TOLERANCIAS DIMENSIONALES
 SEGUN DIN 7168

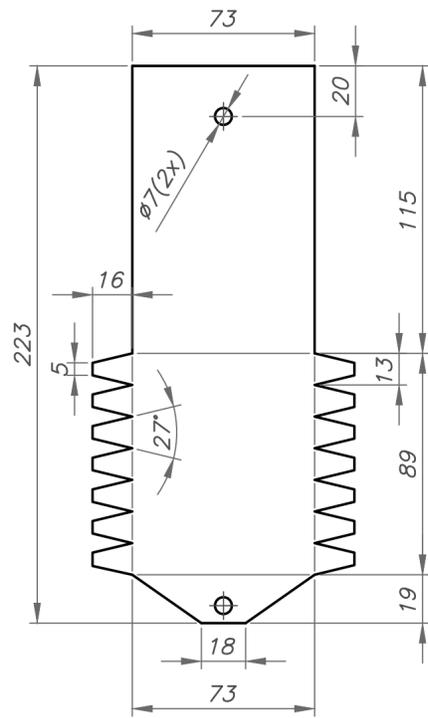
GRADO DE EXACTITUD	Más de 0,5 hasta 3	Más de 3 hasta 6	Más de 6 hasta 30	Más de 30 hasta 120	Más de 120 hasta 400
MEDIO	±0,1	±0,1	±0,2	±0,3	±0,5

COTA NOMINAL	COTA MÁXIMA	COTA MÍNIMA
--------------	-------------	-------------

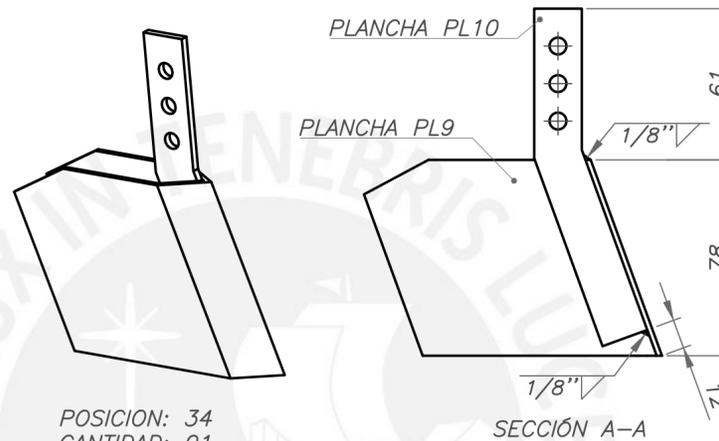
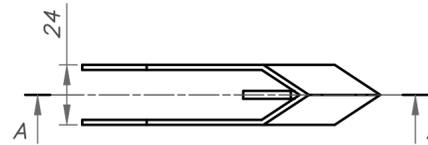
ACABADO SUPERFICIAL	TOLERANCIA GENERAL SEGUN DIN 7168- MEDIO	MATERIAL INDICADAS
PONTIFICIA UNIVERSIDAD CATÓLICA DEL PERÚ FACULTAD DE CIENCIAS E INGENIERÍA – ESPECIALIDAD: ING. MECÁNICA		
METODO DE PROYECCIÓN	PROYECTO DE TESIS	ESCALA
	SURCADOR Y BARRA GUIA	IND.
AUTOR	TORRES MARQUEZ, DIEGO ALFREDO	FECHA: 2023.05.05
ASESOR	ALENCASTRE MIRANDA, JORGE HERNÁN	LAMINA: MS-DES-P13-A3



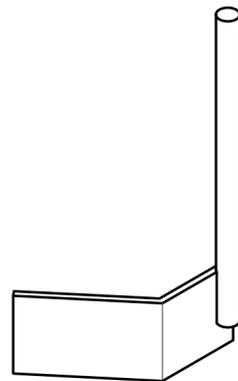
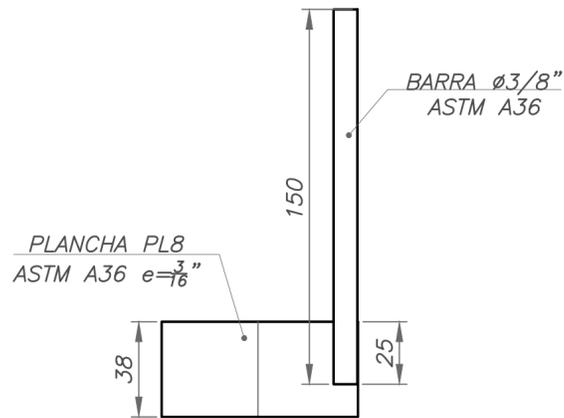
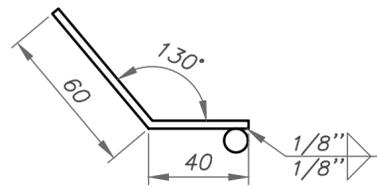
POSICION: 14
CANTIDAD: 01
MATERIALES: ASTM A653
ESCALA: 1:2



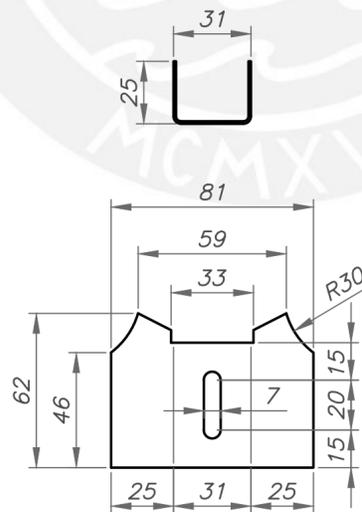
DESAROLLO CHAPA CH1
MATERIAL: CHAPA GALVANIZADA
ASTM A653 e=1mm
ESCALA 1:2



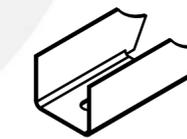
POSICION: 34
CANTIDAD: 01
MATERIALES: ASTM A36
ESCALA: 1:2



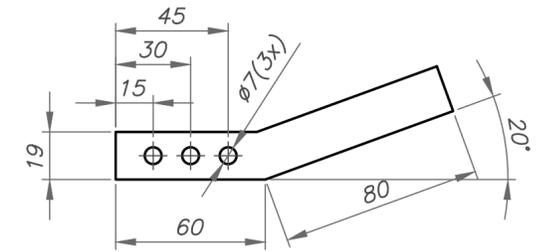
POSICION: 36
CANTIDAD: 01
MATERIALES: ASTM A36
ESCALA: 1:2



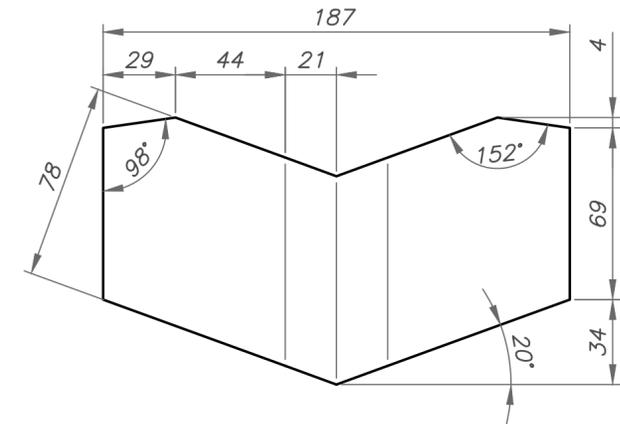
DESAROLLO CHAPA CH2
MATERIAL: CHAPA GALVANIZADA
ASTM A653 e=1mm
ESCALA 1:2



POSICION: 13
CANTIDAD: 01
MATERIALES: ASTM A653
ESCALA: 1:2



DESAROLLO PLANCHA PL10
MATERIAL: PLANCHA ASTM A36 e=3/16\"/>



DESAROLLO PLANCHA PL9
MATERIAL: PLANCHA ASTM A36 e=3/16\"/>

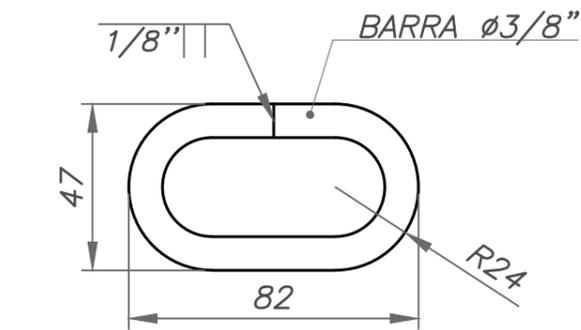
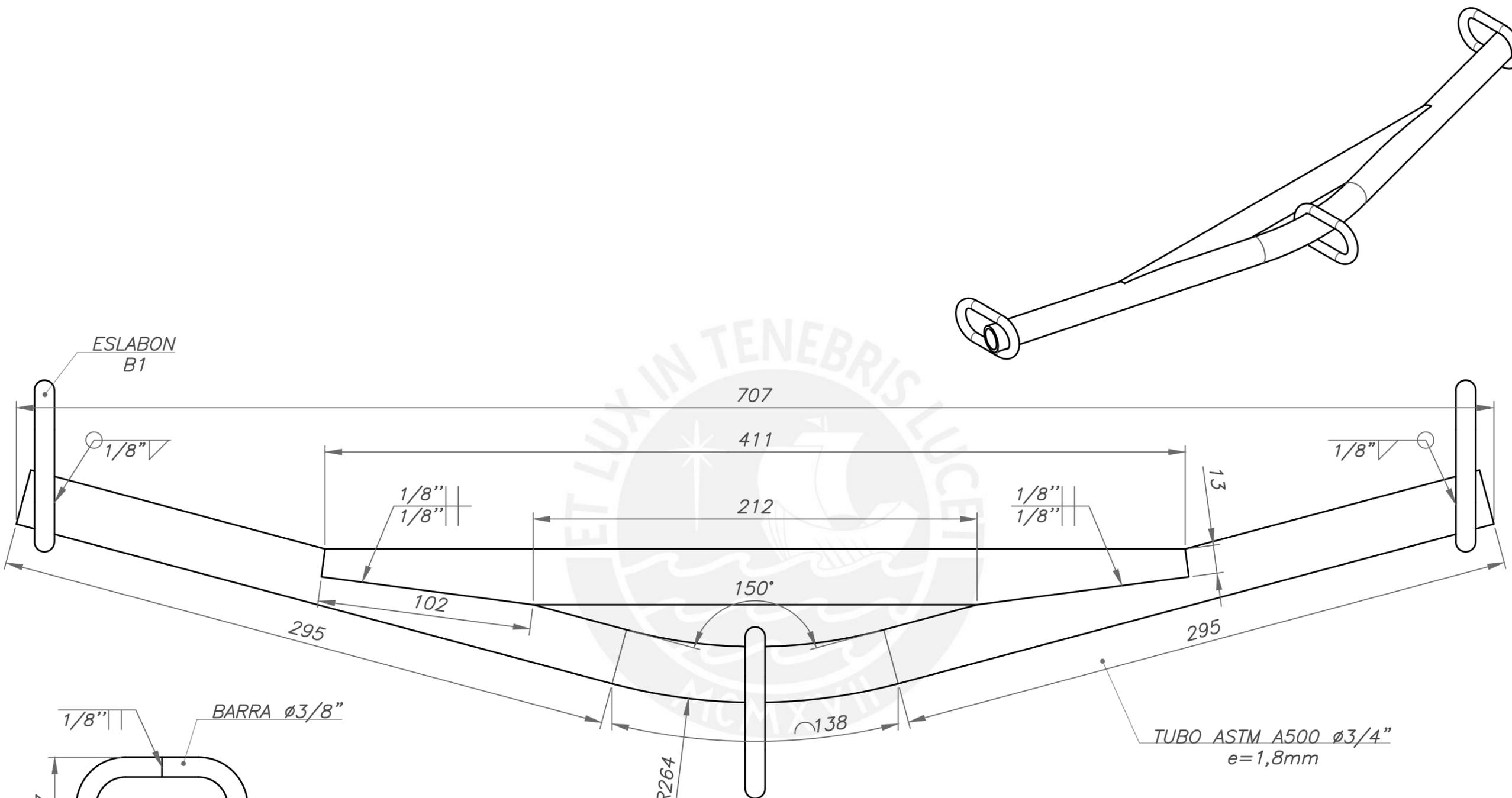
PINTURA

1. PREPARACIÓN DE SUPERFICIES SEGUN NORMA SSPC-SP6
2. DOS MANOS DE ANTICORROSIVO EPÓXICO (2 A 3 MILLS)
3. UNA MANO DE ESMALTE EPÓXICO (2 A 3 MILLS)

ACABADO SUPERFICIAL	TOLERANCIA GENERAL SEGÚN DIN 7168-MEDIO	MATERIAL INDICADAS
PONTIFICIA UNIVERSIDAD CATÓLICA DEL PERÚ FACULTAD DE CIENCIAS E INGENIERÍA- ESPECIALIDAD: ING. MECÁNICA		
METODO DE PROYECCIÓN	PROYECTO DE TESIS SURCADORA, REJA, PLACA ANTI-OBSTRUCCIONES Y CUBIERTA DE RODILLO	ESCALA IND.
AUTOR	TORRES MARQUEZ, DIEGO ALFREDO	FECHA: 2023.05.05
ASESOR	ALENCASTRE MIRANDA, JORGE HERNÁN	LAMINA: MS-DES-P14-A2

TOLERANCIAS DIMENSIONALES
SEGUN DIN 7168

GRADO DE EXACTITUD	Más de 0,5 hasta 3	Más de 3 hasta 6	Más de 6 hasta 30	Más de 30 hasta 120	Más de 120 hasta 400
MEDIO	±0,1	±0,1	±0,2	±0,3	±0,5



ESLABON B1
MATERIAL: ASTM A36
ESCALA 1:2

POSICION: 42
CANTIDAD: 01
MATERIALES: ASTM A500
ESCALA: 1:2

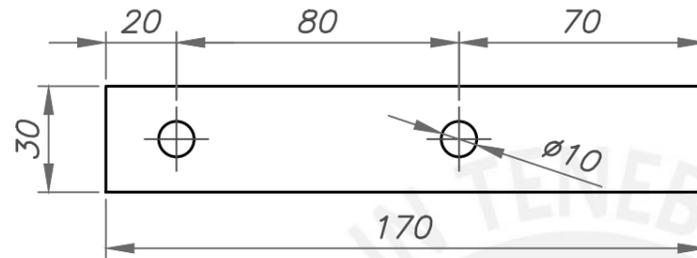
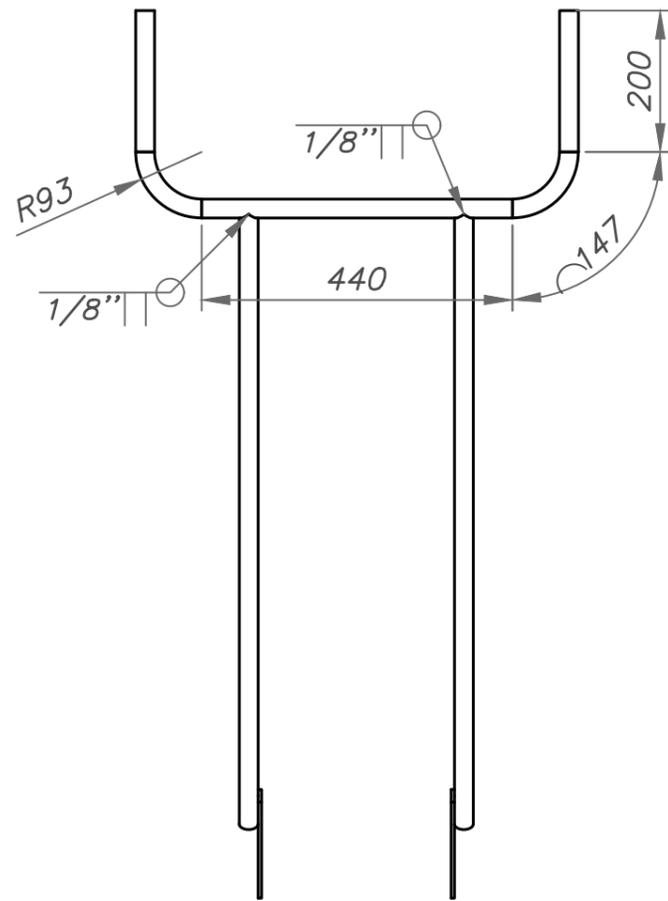
PINTURA

1. PREPARACIÓN DE SUPERFICIES SEGUN NORMA SSPC-SP6
2. DOS MANOS DE ANTICORROSIVO EPÓXICO (2 A 3 MILLS)
3. UNA MANO DE ESMALTE EPÓXICO (2 A 3 MILLS)

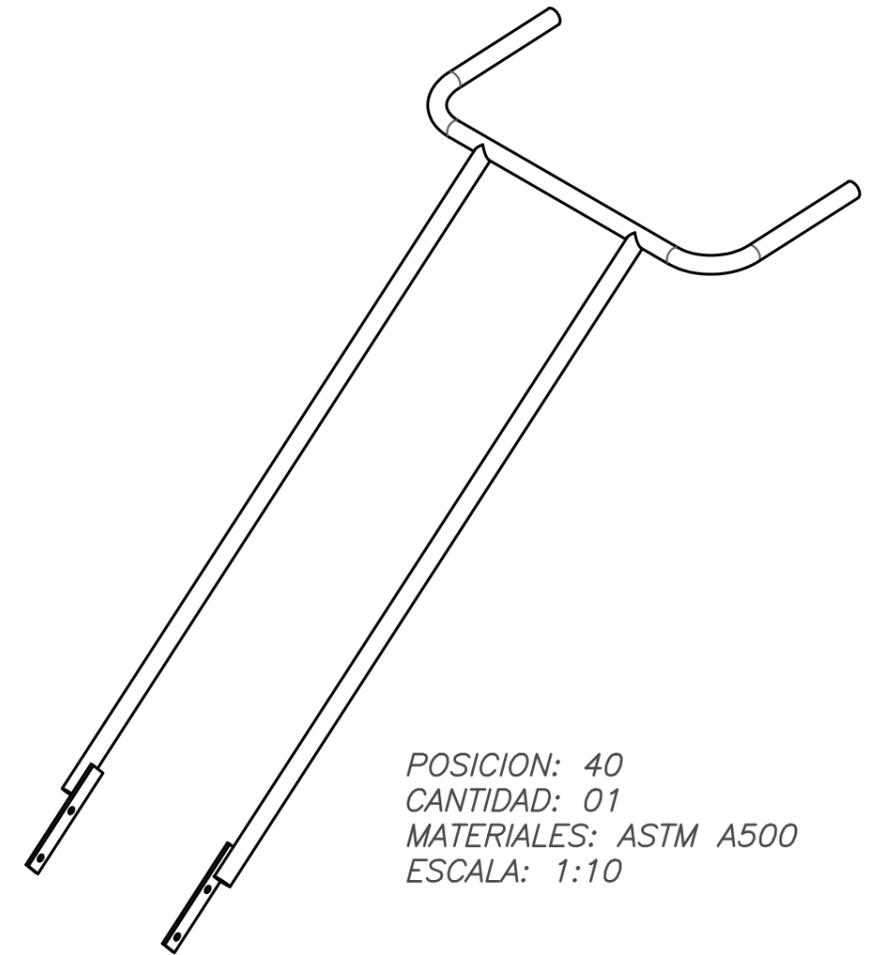
TOLERANCIAS DIMENSIONALES SEGUN DIN 7168					
GRADO DE EXACTITUD	Más de 0,5 hasta 3	Más de 3 hasta 6	Más de 6 hasta 30	Más de 30 hasta 120	Más de 120 hasta 400
MEDIO	±0,1	±0,1	±0,2	±0,3	±0,5

COTA NOMINAL	COTA MÁXIMA	COTA MÍNIMA

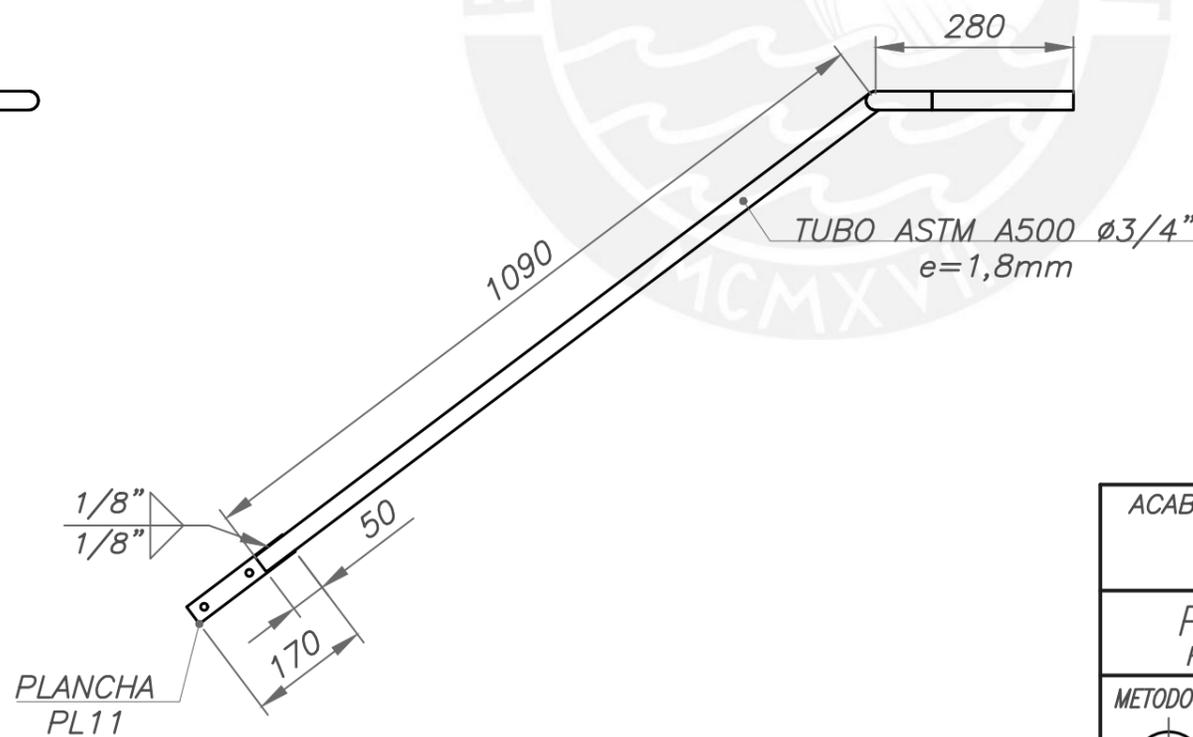
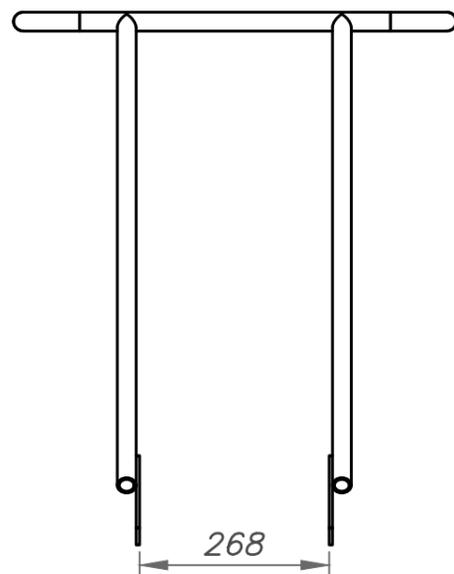
ACABADO SUPERFICIAL	TOLERANCIA GENERAL SEGUN DIN 7168- MEDIO	MATERIAL INDICADAS
PONTIFICIA UNIVERSIDAD CATÓLICA DEL PERÚ FACULTAD DE CIENCIAS E INGENIERÍA – ESPECIALIDAD: ING. MECÁNICA		
METODO DE PROYECCIÓN	PROYECTO DE TESIS	ESCALA
	JALADOR	IND.
AUTOR	TORRES MARQUEZ, DIEGO ALFREDO	FECHA: 2023.05.05
ASESOR	ALENCASTRE MIRANDA, JORGE HERNÁN	LAMINA: MS-DES-P15-A3



DESAROLLO PLANCHA PL11
 MATERIAL: PLANCHA ASTM A36 $e=3/16$ "
 ESCALA 1:2



POSICION: 40
 CANTIDAD: 01
 MATERIALES: ASTM A500
 ESCALA: 1:10



PINTURA

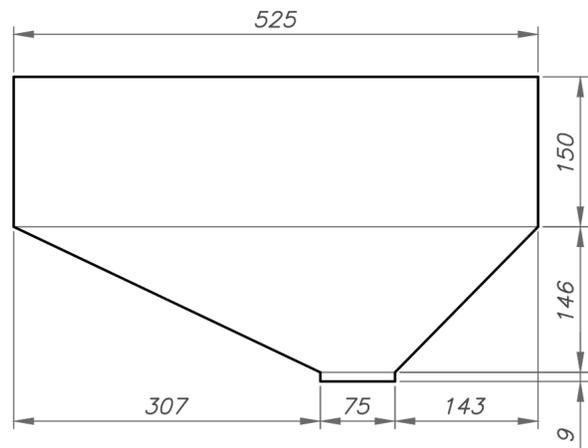
1. PREPARACIÓN DE SUPERFICIES SEGUN NORMA SSPC-SP6
2. DOS MANOS DE ANTICORROSIVO EPÓXICO (2 A 3 MILLS)
3. UNA MANO DE ESMALTE EPÓXICO (2 A 3 MILLS)

ACABADO SUPERFICIAL	TOLERANCIA GENERAL SEGUN DIN 7168- MEDIO	MATERIAL ASTM A500
PONTIFICIA UNIVERSIDAD CATÓLICA DEL PERÚ FACULTAD DE CIENCIAS E INGENIERÍA – ESPECIALIDAD: ING. MECÁNICA		
METODO DE PROYECCIÓN	PROYECTO DE TESIS MANUBRIO	ESCALA 1:10
AUTOR	TORRES MARQUEZ, DIEGO ALFREDO	FECHA: 2023.05.05
ASESOR	ALENCASTRE MIRANDA, JORGE HERNÁN	LAMINA: MS-DES-P16-A3

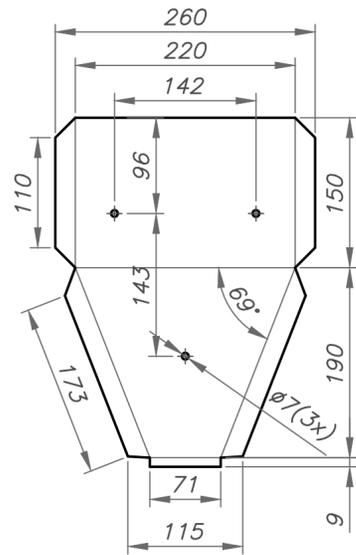
TOLERANCIAS DIMENSIONALES
 SEGUN DIN 7168

GRADO DE EXACTITUD	Más de 0,5 hasta 3	Más de 3 hasta 6	Más de 6 hasta 30	Más de 30 hasta 120	Más de 120 hasta 400
MEDIO	±0,1	±0,1	±0,2	±0,3	±0,5

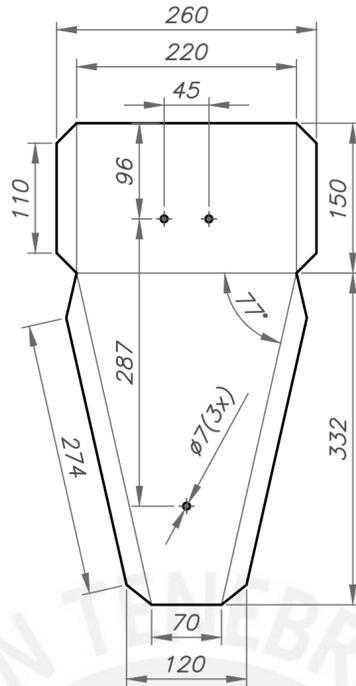
COTA NOMINAL	COTA MÁXIMA	COTA MÍNIMA



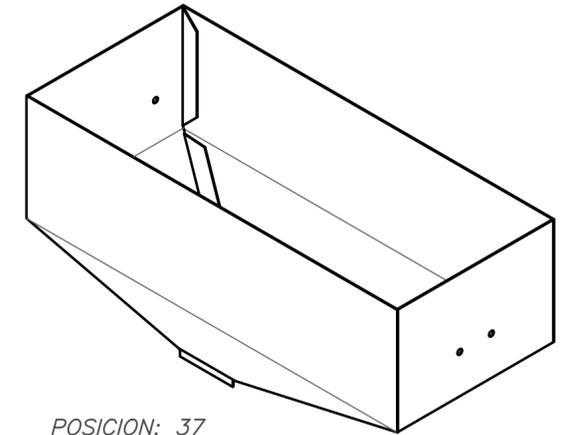
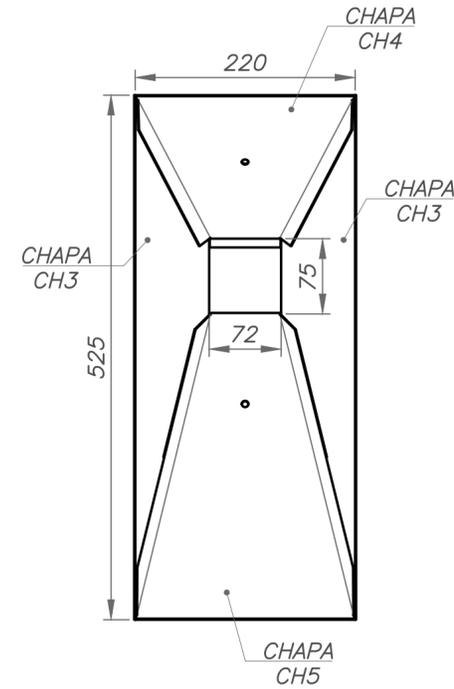
DESAROLLO CHAPA CH3
MATERIAL: CHAPA GALVANIZADA
ASTM A653 e=1mm
ESCALA 1:5



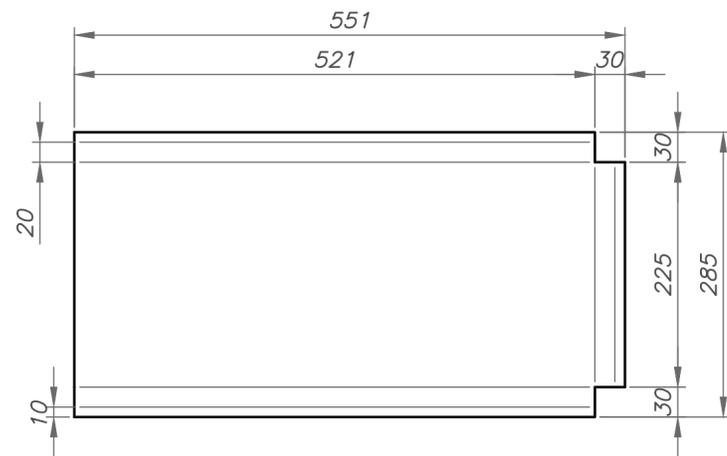
DESAROLLO CHAPA CH4
MATERIAL: CHAPA GALVANIZADA
ASTM A653 e=1mm
ESCALA 1:5



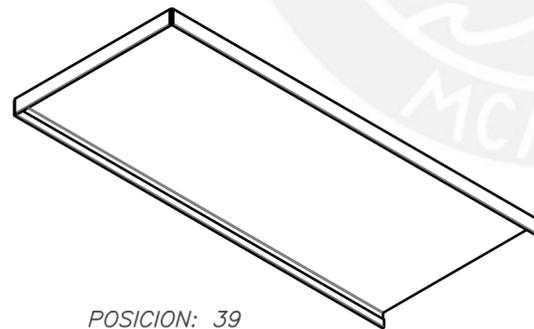
DESAROLLO CHAPA CH5
MATERIAL: CHAPA GALVANIZADA
ASTM A653 e=1mm
ESCALA 1:5



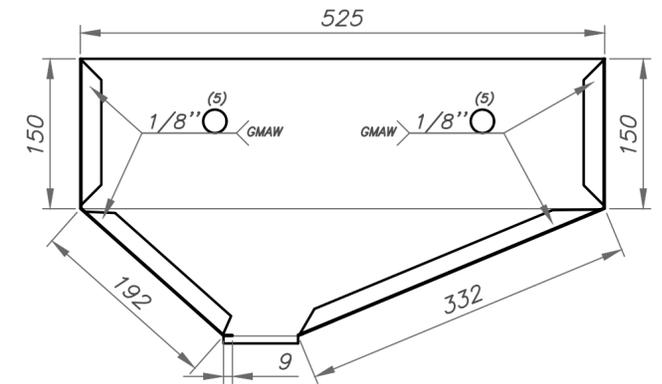
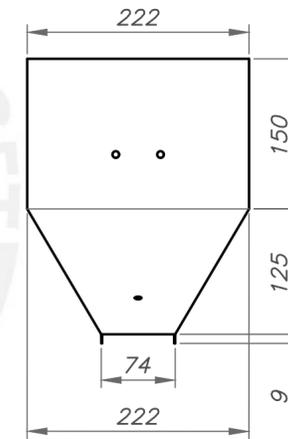
POSICION: 37
CANTIDAD: 01
MATERIALES: ASTM A653
ESCALA: 1:5



DESAROLLO CHAPA CH6
MATERIAL: CHAPA GALVANIZADA
ASTM A653 e=1mm
ESCALA 1:5



POSICION: 39
CANTIDAD: 01
MATERIALES: ASTM A653
ESCALA: 1:5

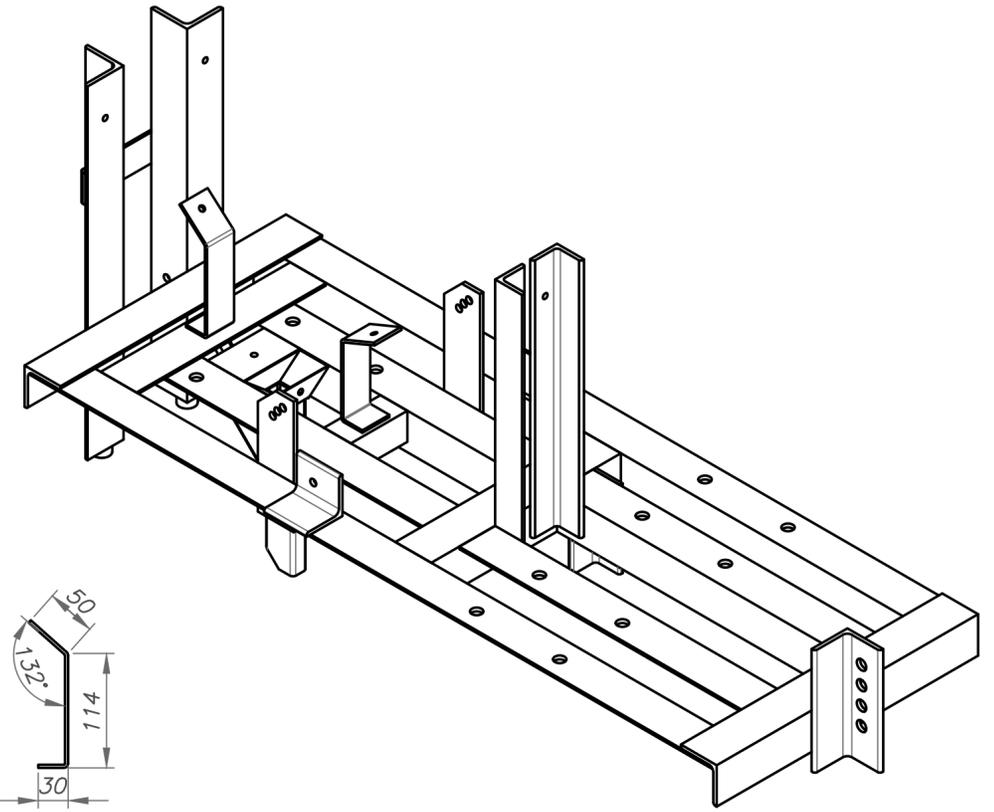
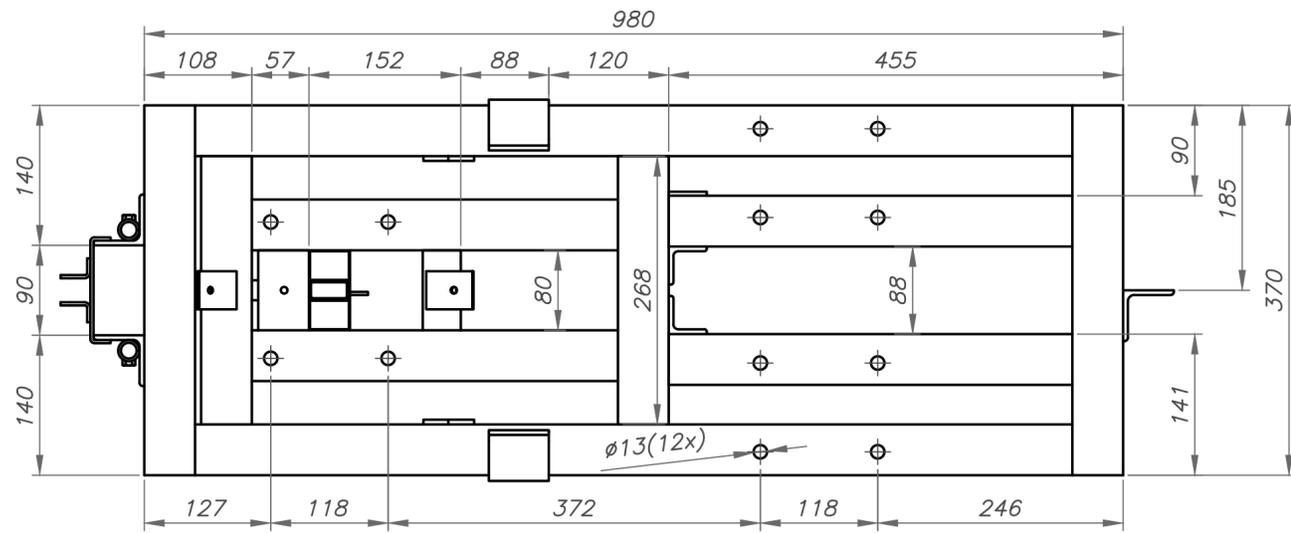


PINTURA

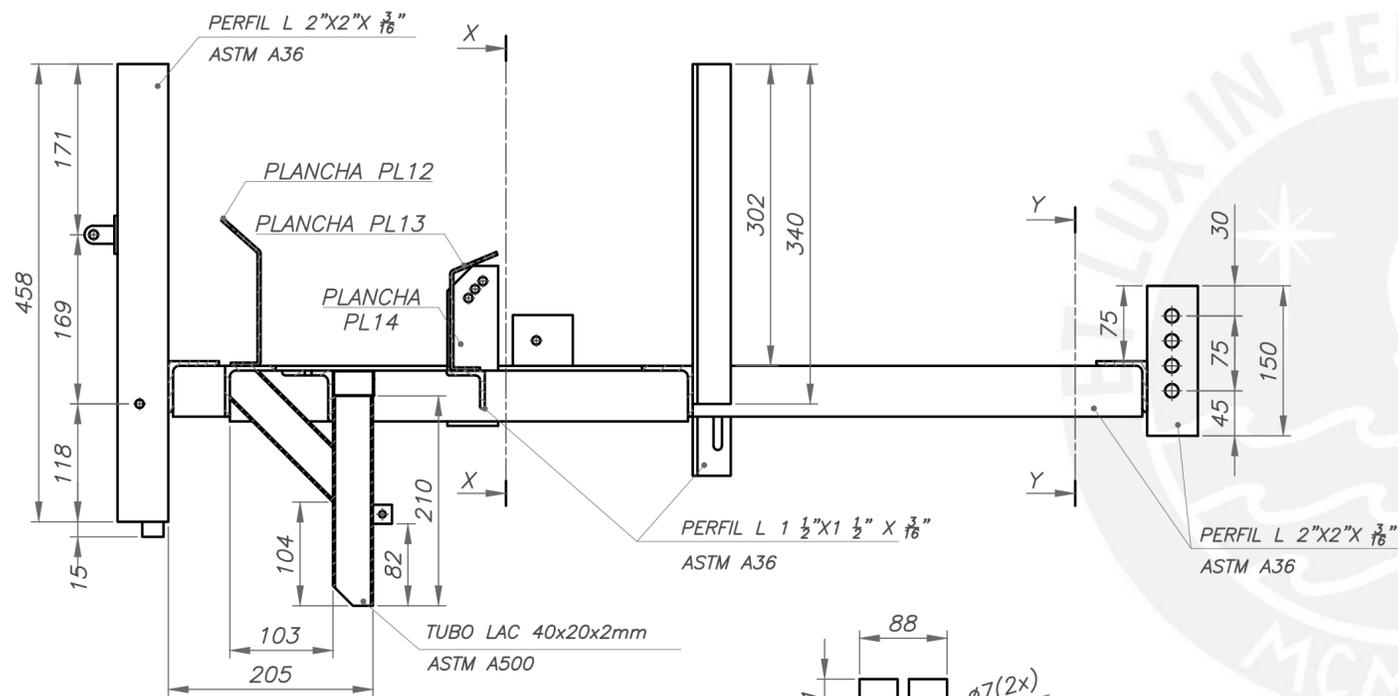
1. PREPARACIÓN DE SUPERFICIES SEGUN NORMA SSPC-SP6
2. DOS MANOS DE ANTICORROSIVO EPÓXICO (2 A 3 MILLS)
3. UNA MANO DE ESMALTE EPÓXICO (2 A 3 MILLS)

TOLERANCIAS DIMENSIONALES SEGUN DIN 7168					
GRADO DE EXACTITUD	Más de 0,5 hasta 3	Más de 3 hasta 6	Más de 6 hasta 30	Más de 30 hasta 120	Más de 120 hasta 400
MEDIO	±0,1	±0,1	±0,2	±0,3	±0,5

ACABADO SUPERFICIAL	TOLERANCIA GENERAL SEGUN DIN 7168-MEDIO	MATERIAL INDICADAS
PONTIFICIA UNIVERSIDAD CATÓLICA DEL PERÚ FACULTAD DE CIENCIAS E INGENIERÍA- ESPECIALIDAD: ING. MECÁNICA		
METODO DE PROYECCIÓN	PROYECTO DE TESIS	ESCALA
	TOLVA DE ALIMENTACIÓN Y TAPA	IND.
AUTOR	TORRES MARQUEZ. DIEGO ALFREDO	FECHA: 2023.05.05
ASESOR	ALENCASTRE MIRANDA, JORGE HERNÁN	LAMINA: MS-DES-P17-A2

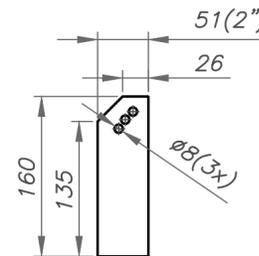


POSICION: 01
 CANTIDAD: 01
 MATERIALES: ASTM A36
 ESCALA: 1:5



DESAROLLO PLANCHA PL12
 MATERIAL: PLANCHA ASTM A36 e=3/16"
 ESCALA 1:5

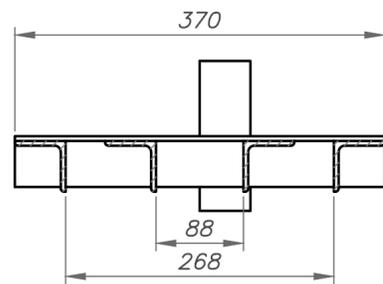
DESAROLLO PLANCHA PL13
 MATERIAL: PLANCHA ASTM A36 e=3/16"
 ESCALA 1:5



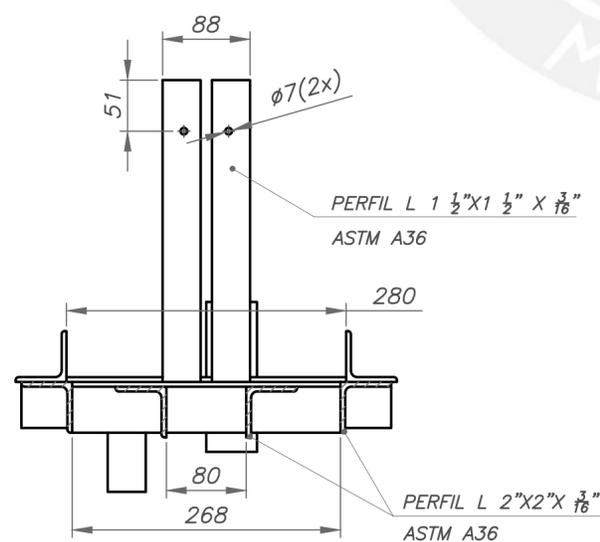
PLANCHA PL14
 MATERIAL: PLANCHA ASTM A36 e=3/16"
 ESCALA 1:5

PINTURA

1. PREPARACIÓN DE SUPERFICIES SEGUN NORMA SSPC-SP6
2. DOS MANOS DE ANTICORROSIVO EPÓXICO (2 A 3 MILLS)
3. UNA MANO DE ESMALTE EPÓXICO (2 A 3 MILLS)



SECCIÓN Y-Y

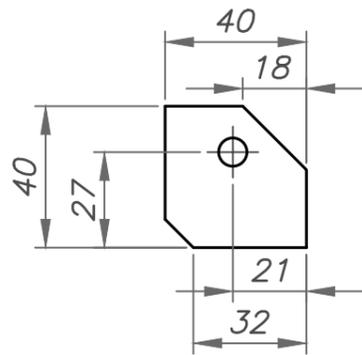
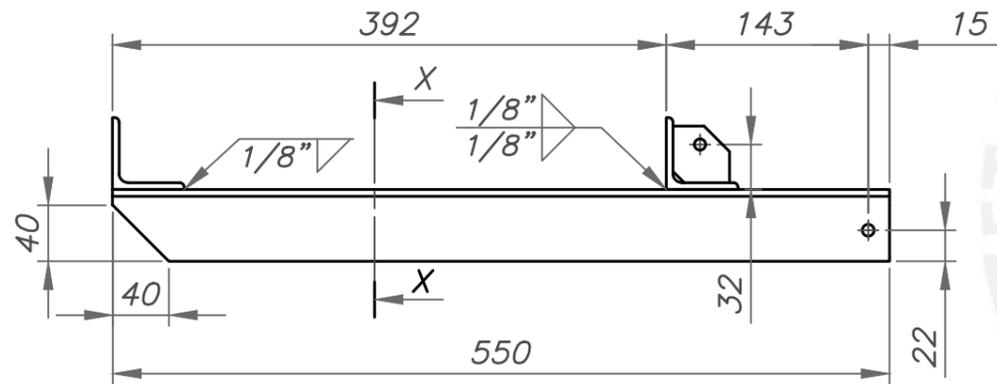
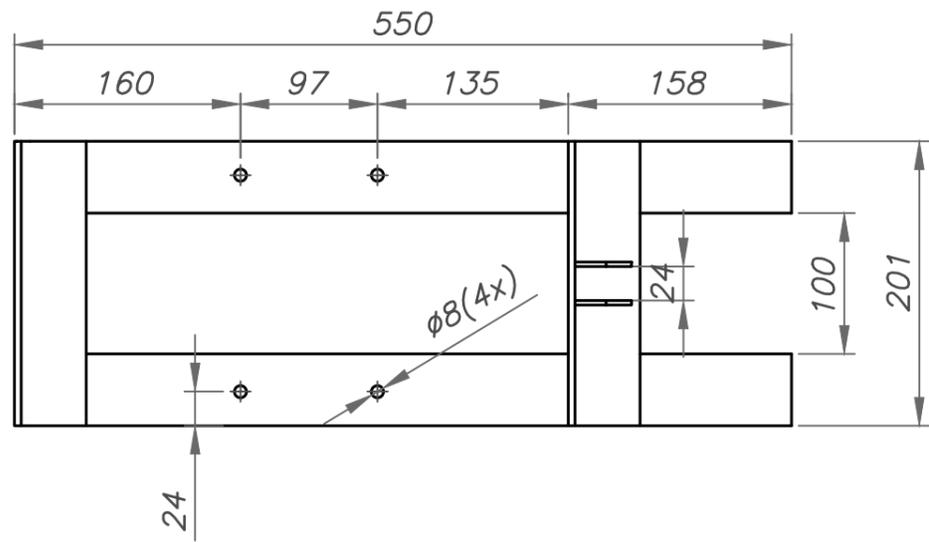


SECCIÓN X-X

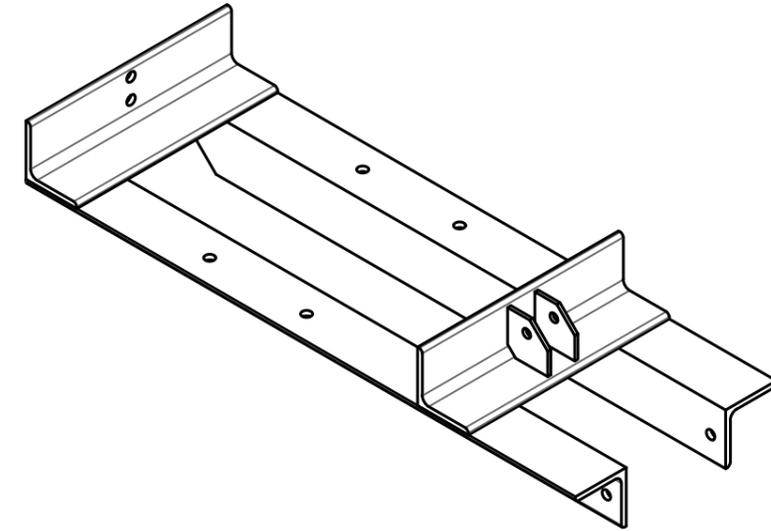
TOLERANCIAS DIMENSIONALES
 SEGUN DIN 7168

GRADO DE EXACTITUD	Más de 0,5 hasta 3	Más de 3 hasta 6	Más de 6 hasta 30	Más de 30 hasta 120	Más de 120 hasta 400
MEDIO	±0,1	±0,1	±0,2	±0,3	±0,5

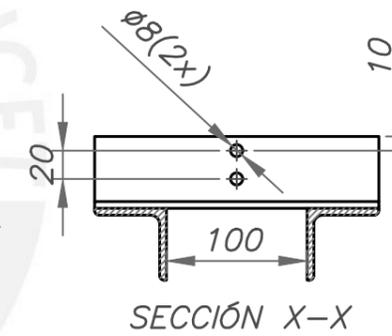
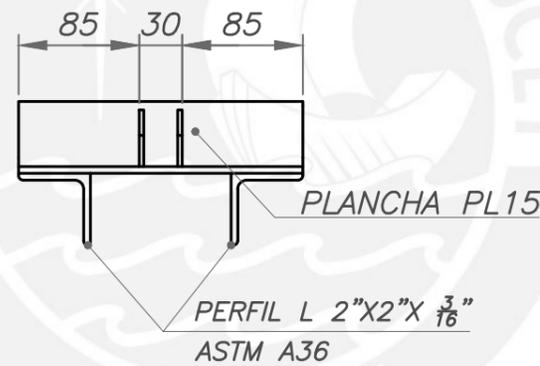
ACABADO SUPERFICIAL	TOLERANCIA GENERAL SEGUN DIN 7168-MEDIO	MATERIAL INDICADAS
PONTIFICIA UNIVERSIDAD CATÓLICA DEL PERÚ FACULTAD DE CIENCIAS E INGENIERÍA- ESPECIALIDAD: ING. MECÁNICA		
METODO DE PROYECCIÓN	PROYECTO DE TESIS ESTRUCTURA METÁLICA DELANTERA	ESCALA IND.
AUTOR	TORRES MARQUEZ. DIEGO ALFREDO	FECHA: 2023.05.05
ASESOR	ALENCASTRE MIRANDA, JORGE HERNÁN	LAMINA: MS-DES-P18-A2



DESAROLLO PLANCHA PL15
MATERIAL: PLANCHA ASTM A36 $e=3/16"$
ESCALA 1:2



POSICION: 02
CANTIDAD: 01
MATERIALES: ASTM A36
ESCALA: 1:5



PINTURA

1. PREPARACIÓN DE SUPERFICIES SEGUN NORMA SSPC-SP6
2. DOS MANOS DE ANTICORROSIVO EPÓXICO (2 A 3 MILLS)
3. UNA MANO DE ESMALTE EPÓXICO (2 A 3 MILLS)

TOLERANCIAS DIMENSIONALES SEGUN DIN 7168					
GRADO DE EXACTITUD	Más de 0,5 hasta 3	Más de 3 hasta 6	Más de 6 hasta 30	Más de 30 hasta 120	Más de 120 hasta 400
MEDIO	±0,1	±0,1	±0,2	±0,3	±0,5

COTA NOMINAL	COTA MÁXIMA	COTA MÍNIMA

ACABADO SUPERFICIAL	TOLERANCIA GENERAL SEGUN DIN 7168- MEDIO	MATERIAL ASTM A36
PONTIFICIA UNIVERSIDAD CATÓLICA DEL PERÚ FACULTAD DE CIENCIAS E INGENIERÍA – ESPECIALIDAD: ING. MECÁNICA		
METODO DE PROYECCIÓN 	PROYECTO DE TESIS ESTRUCTURA METÁLICA TRASERA	ESCALA 1:5
AUTOR	TORRES MARQUEZ, DIEGO ALFREDO	FECHA: 2023.05.05
ASESOR	ALENCASTRE MIRANDA, JORGE HERNÁN	LAMINA: MS-DES-P19-A3