

# **ESCUELA POLITÉCNICA DEL EJÉRCITO**

## **CARRERA DE INGENIERÍA MECÁNICA**

**“DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UNA MÁQUINA PARA  
DISTRIBUIR ABONO ORGÁNICO SÓLIDO SOBRE TERRENOS  
DE CULTIVO CON CAPACIDAD DE 1,4 TONELADAS DIRIGIDO  
A LA HACIENDA RIO CHICO UBICADA EN EL CANTÓN  
PATATE DE LA PROVINCIA DE TUNGURAHUA”**

**PROYECTO PREVIO A LA OBTENCIÓN DEL TÍTULO DE INGENIERO  
MECÁNICO**

**CARLOS FERNANDO ANDRADE ICAZA**

**BYRON ESTEBAN TAMAYO PAZOS**

**DIRECTOR: Ing. Hernán Ojeda**

**CODIRECTOR: Ing. Jaime Echeverría**

**Sangolquí, 2012-10**

## **CERTIFICACIÓN DE LA ELABORACIÓN DEL PROYECTO**

**El proyecto “DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UNA MÁQUINA PARA DISTRIBUIR ABONO ORGÁNICO SÓLIDO SOBRE TERRENOS DE CULTIVO CON CAPACIDAD DE 1,4 TONELADAS DIRIGIDO A LA HACIENDA RIO CHICO UBICADA EN EL CANTÓN PATATE DE LA PROVINCIA DE TUNGURAHUA” fue realizado en su totalidad por Carlos Fernando Andrade Icaza y Byron Esteban Tamayo Pazos, como requerimiento parcial para la obtención del título de Ingeniero Mecánico.**

---

**Ing. Hernán Ojeda**

**DIRECTOR**

---

**Ing. Jaime Echeverría**

**CODIRECTOR**

**Sangolquí, 2012-07-30**

# **LEGALIZACIÓN DEL PROYECTO**

**“DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UNA MÁQUINA PARA DISTRIBUIR ABONO ORGÁNICO SÓLIDO SOBRE TERRENOS DE CULTIVO CON CAPACIDAD DE 1,4 TONELADAS DIRIGIDO A LA HACIENDA RIO CHICO UBICADA EN EL CANTÓN PATATE DE LA PROVINCIA DE TUNGURAHUA”**

**ELABORADO POR:**

**CARLOS FERNANDO ANDRADE ICAZA  
EJECUTOR**

**BYRON ESTEBAN TAMAYO PAZOS  
EJECUTOR**

**CARRERA DE INGENIERÍA MECÁNICA**

---

**Ing. XAVIER SÁNCHEZ  
DIRECTOR DE CARRERA**

**Sangolquí, 2012-10**

## DEDICATORIA

*A mis padres,  
por su apoyo incondicional y amor constante,  
a mis familiares,  
por siempre creer en mí y alentarme a seguir adelante.*

**CARLOS ANDRADE I.**

*A mis papas,  
Por la ayuda y el cariño que siempre me han brindado,  
a mi familia,  
por el soporte que me han dado siempre para mirar hacia el frente,  
a mi novia,  
que siempre ha estado ahí alentándome en toda mi carrera,*

**ESTEBAN TAMAYO P.**

## **AGRADECIMIENTOS**

Hernán Ojeda, Ingeniero Mecánico. Profesor de la Carrera de Ingeniería Mecánica de la ESPE. Director de tesis.

Jaime Echeverría, Ingeniero Mecánico. Profesor de la Carrera de Ingeniería Mecánica de la ESPE. Codirector de tesis.

Carlos Suntaxi, Ingeniero Mecánico. Profesor de la Carrera de Ingeniería Mecánica de la ESPE.

Danny Cárdenas, Ingeniero Mecánico, F.M.S.B Santa Bárbara S.A

## ÍNDICE GENERAL

CERTIFICACIÓN DE LA ELABORACIÓN DEL PROYECTO.....	ii
LEGALIZACIÓN DEL PROYECTO.....	iii
DEDICATORIA.....	iv
AGRADECIMIENTOS.....	v
ÍNDICE GENERAL.....	viii
ÍNDICE DE TABLAS.....	xii
ÍNDICE DE CUADROS.....	xiii
ÍNDICE DE FIGURAS.....	xiv
ÍNDICE DE ANEXOS.....	xv
NOMENCLATURA.....	xvii
RESUMEN.....	xxxii
CAPÍTULO 1.....	1
1. GENERALIDADES.....	1
1.1. INTRODUCCIÓN.....	1
1.2. ANTECEDENTES.....	1
1.3. JUSTIFICACIÓN E IMPORTANCIA.....	2
1.4. OBJETIVOS.....	3
1.4.1. GENERAL.....	3
1.4.2. ESPECÍFICOS.....	3
1.5. ALCANCE.....	3
CAPITULO 2.....	4
2. MARCO TEÓRICO.....	4
2.1. PROCESOS DE ABONADO.....	4

2.1.1. GENERALIDADES.....	4
2.1.2. INTRODUCCIÓN.....	5
2.1.3. TIPOS DE ABONOS.....	5
2.1.4. SELECCIÓN DE MATERIA PRIMA.....	7
2.1.5. TIPOS DE PROCESOS DE ABONADO.....	9
2.1.6. VENTAJAS Y DESVENTAJAS DE PROCESOS DE ABONADO...	12
2.1.7. SELECCIÓN DEL PROCESO DE ABONADO.....	14
CAPITULO 3.....	16
3. DISEÑO DE LA MÁQUINA DISTRIBUIDORA DE ABONO.....	16
3.1. ALTERNATIVAS DE DISEÑO DE ABONADORAS PARA ABONO ORGÁNICO SÓLIDO.....	16
3.2. PARÁMETROS DE OPERACIÓN.....	17
3.2.1. VELOCIDAD DE AVANCE DEL VEHICULO DE ARRASTRE.....	17
3.2.2. VELOCIDAD DE GIRO DEL DOSIFICADOR.....	17
3.2.3. CAPACIDAD DE LA TOLVA.....	17
3.3. SELECCIÓN DE ALTERNATIVAS.....	18
3.4. DISEÑO DE ELEMENTOS.....	18
3.4.1. DISEÑO DE LOS DISCOS DISPERSORES.....	20
3.4.2. DISEÑO DE LAS BANDAS DE TRANSMISIÓN DE POTENCIA Y EJES DE CARDAN.....	26
3.4.3. DISEÑO DE LA BANDA TRANSPORTADORA Y CAJA DE ENGRANES RECTOS.....	38
3.4.4. DISEÑO DEL AGITADOR.....	78
3.4.5. DISEÑO DE LA CAJA REDUCTORA DE VELOCIDADES DE ENGRANES CÓNICOS.....	84
3.4.6. DISEÑO DEL CHASIS DE LA ABONADORA.....	123

CAPITULO 4.....	127
4. CONSTRUCCIÓN Y MONTAJE.....	127
4.1. DIAGRAMAS DE PROCESOS DE FABRICACIÓN.....	127
4.2. CRONOGRAMA DE ACTIVIDADES.....	147
4.3. RECURSOS DE FABRICACIÓN.....	153
4.3.1. MATERIALES.....	153
4.3.2. MANO DE OBRA.....	157
4.4. MONTAJE.....	159
4.4.1. TOLVA Y CHASIS.....	159
4.4.2. CAJA DE ENGRANES CÓNICOS.....	159
4.4.3. CAJA DE ENGRANES RECTOS.....	160
4.4.4. DISCOS DISPERSORES.....	160
4.4.5. AGITADOR.....	161
4.4.6. BANDA TRANSPORTADORA.....	161
4.4.7. EJE CARDAN.....	161
4.4.8. CATALINAS.....	161
CAPITULO 5.....	162
5. PRUEBAS DE FUNCIONAMIENTO.....	162
5.1. PARÁMETROS DE FUNCIONAMIENTO.....	162
5.2. INSTRUMENTOS DE MEDICIÓN.....	162
5.3. PROCEDIMIENTO DE PRUEBAS.....	163
5.4. TOMA DE DATOS.....	164
5.5. ANÁLISIS DE RESULTADOS.....	170
5.6. MANUAL DE OPERACIÓN Y MANTENIMIENTO.....	175
CAPITULO 6.....	176

6. ANÁLISIS ECONÓMICO Y FINANCIERO.....	176
6.1. ANÁLISIS ECONÓMICO.....	176
6.1.1. COSTOS DIRECTOS.....	176
6.1.2. COSTOS INDIRECTOS.....	180
6.1.3. RESUMEN DE COSTOS.....	180
6.2. ANÁLISIS FINANCIERO.....	181
CAPITULO 7.....	182
7. CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES.....	182
7.1. CONCLUSIONES.....	182
7.2. RECOMENDACIONES.....	183
BIBLIOGRAFÍA.....	184

## ÍNDICE DE TABLAS

Tabla 2.1 Cantidad de estiércol producida por algunas especies.....	8
Tabla 2.2 Nutrientes en estiércoles y otros subproductos de varias especies animales.....	8
Tabla 2.2 Nutrientes en estiércoles y otros subproductos de varias especies animales (Continuación).....	9
Tabla 2.3 Cuadro de ventajas y desventajas de los procesos de abonado.....	13
Tabla 2.4 Matriz de selección del sistema de distribución.....	15
Tabla 2.5 Matriz de selección del sistema de alimentación.....	15
Tabla 3.1 Matriz de selección de alternativas de abonadoras de discos.....	18
Tabla 4.1 Cronograma de actividades para la construcción de la máquina abonadora.....	148
Tabla 4.1 Cronograma de actividades para la construcción de la máquina abonadora (Continuación).....	149
Tabla 4.1 Cronograma de actividades para la construcción de la máquina abonadora (Continuación).....	150
Tabla 4.1 Cronograma de actividades para la construcción de la máquina abonadora (Continuación).....	151
Tabla 4.1 Cronograma de actividades para la construcción de la máquina abonadora (Continuación).....	152
Tabla 4.2 Rodamientos utilizados.....	156
Tabla 4.3 Chumaceras utilizadas.....	156
Tabla 5.1 Prueba 1.....	164
Tabla 5.2 Prueba 2.....	165
Tabla 5.3 Prueba 3.....	166

Tabla 5.4 Prueba 4.....	167
Tabla 5.5 Prueba 5.....	168
Tabla 5.6 Promedio de la tasa de aplicación de abono para la prueba #1.....	170
Tabla 5.7 Promedio de la tasa de aplicación de abono para la prueba #2.....	170
Tabla 5.8 Promedio de la tasa de aplicación de abono para la prueba #3.....	171
Tabla 5.9 Promedio de la tasa de aplicación de abono para la prueba #4.....	171
Tabla 5.10 Promedio de la tasa de aplicación de abono para la prueba #5.....	172
Tabla 5.6 Promedio de las pruebas de la tasa de aplicación.....	172
Tabla 6.1 Costos de materiales y accesorios.....	176
Tabla 6.1 Costos de materiales y accesorios (Continuación).....	177
Tabla 6.1 Costos de materiales y accesorios (Continuación).....	178
Tabla 6.1 Costos de materiales y accesorios (Continuación).....	179
Tabla 6.2 Costos de mano de obra.....	179
Tabla 6.3 Gastos varios.....	180
Tabla 6.4 Resumen de costos.....	180

## ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 3.1 Diagrama cinemático de la máquina.....	18
Figura 3.2 Diagrama de cuerpo libre del eje de los discos dispersores..	23
Figura 3.3 Diagrama de fuerza cortante del eje de los discos dispersores.....	23
Figura 3.4 Diagrama de momento flector del eje de los discos dispersores.....	23
Figura 3.5 Diagrama de cuerpo libre de las chavetas de las poleas de las bandas de transmisión de potencia.....	28
Figura 3.6 Diagrama de cuerpo libre de la chaveta de la catalina 1.....	32
Figura 3.7 Diagrama de cuerpo libre de la chaveta de la catalina 2.....	34
Figura 3.8 Esquema cinemático de los engranes rectos.....	42
Figura 3.9 Diagrama de cuerpo libre del eje del piñón.....	39
Figura 3.10 Diagrama de fuerza cortante xz del eje del piñón.....	55
Figura 3.11 Diagrama de momento flector xz del eje del piñón.....	56
Figura 3.12 Diagrama de fuerza cortante xy del eje del piñón.....	56
Figura 3.13 Diagrama de momento flector xy del eje del piñón.....	56
Figura 3.14 Esquema del eje del piñón.....	57
Figura 3.15 Diagrama de cuerpo libre de la chaveta del piñón.....	60
Figura 3.16 Diagrama de cuerpo libre del eje del engrane.....	62
Figura 3.17 Diagrama de fuerza cortante xz del eje del engrane.....	63
Figura 3.18 Diagrama de momento flector xz del eje del engrane.....	63
Figura 3.19 Diagrama de fuerza cortante xy del eje del engrane.....	64
Figura 3.20 Diagrama de momento flector xy del eje del engrane.....	64
Figura 3.21 Esquema del eje del engrane.....	65

Figura 3.22 Diagrama de cuerpo libre de la chaveta del engrane.....	68
Figura 3.23 Diagrama de cuerpo libre de la chaveta del eje de salida de la caja reductora de engranes rectos.....	70
Figura 3.24 Diagrama de cuerpo libre de la chaveta del eje de salida del rodillo motriz.....	71
Figura 3.25 Diagrama de cuerpo libre de la chaveta de la catalina 3.....	74
Figura 3.26 Diagrama de cuerpo libre de la chaveta de la catalina 4.....	76
Figura 3.27 Diagrama de cuerpo libre de la chaveta de la catalina 5.....	80
Figura 3.28 Diagrama de cuerpo libre de la chaveta de la catalina 6.....	82
Figura 3.29 Esquema cinemático de los engranes cónicos.....	84
Figura 3.30 Diagrama de cuerpo libre del eje del piñón.....	99
Figura 3.31 Diagrama de fuerza cortante xz del eje del piñón.....	101
Figura 3.32 Diagrama de momento flector xz del eje del piñón.....	101
Figura 3.33 Diagrama de fuerza cortante xy del eje del piñón.....	101
Figura 3.34 Diagrama de momento flector xy del eje del piñón.....	102
Figura 3.35 Esquema del eje del piñón.....	102
Figura 3.36 Diagrama de cuerpo libre de la chaveta del piñón.....	107
Figura 3.37 Diagrama de cuerpo libre del eje del engrane.....	109
Figura 3.38 Diagrama de fuerza cortante zy del eje del engrane.....	110
Figura 3.39 Diagrama de momento flector zy del eje del engrane.....	111
Figura 3.40 Diagrama de fuerza cortante xy del eje del engrane.....	111
Figura 3.41 Diagrama de momento flector xy del eje del engrane.....	111
Figura 3.42 Esquema del eje del engrane.....	112
Figura 3.43 Diagrama de cuerpo libre de la chaveta del engrane.....	116
Figura 3.44 Diagrama de cuerpo libre de la chaveta de la catalina 7.....	119

Figura 3.45 Diagrama de cuerpo libre de la chaveta de la catalina 8.....	121
Figura 3.46 Vista lateral de la tolva con sus dimensiones.....	123
Figura 3.47 Vista frontal de la tolva con sus dimensiones.....	123
Figura 3.48 Diagrama de cuerpo libre de la viga del chasis.....	124
Figura 3.49 Diagrama de fuerza cortante en la viga.....	125
Figura 3.50 Diagrama de momento flector en la viga.....	125
Figura 3.51 Corte transversal de la viga.....	125

## ÍNDICE DE ANEXOS

ANEXO A – Ruta de caminos de las ecuaciones de flexión y desgaste para engranes rectos.....	185
ANEXO B – Ruta de caminos de las ecuaciones de flexión y desgaste para engranes cónicos.....	188
ANEXO C – Planos constructivos.....	191
ANEXO D – Manual de operación y mantenimiento.....	241
ANEXO E – Facturas.....	249

# NOMENCLATURA

## Variables de los Discos Dispersores

$d_1$	Diámetro del disco
$d_2$	Diámetro del eje de los discos
$F_a$	Fuerza axial generada en el disco
$F_{e_1}$	Fuerza equivalente tomada a 10 mm de extremo de los discos
$F_{e_2}$	Fuerza equivalente ejercida en los rodamientos
$F_r$	Fuerza radial generada en el disco
$G_a$	Peso de abono sobre el disco en 1 segundo
$G_d$	Peso del disco
$I_x$	Inercia rotacional
$L_1$	Longitud del centro del disco al punto de acción de la fuerza equivalente
$L_2$	Longitud del eje
$L_3$	Distancia del punto A al punto de acción de las fuerzas
$M_{f_1}$	Momento Flector producido en el disco
$M_{t_1}$	Momento torsor de entrada
$m_a$	Masa de abono sobre el disco en 1 segundo
$m_d$	Masa del disco
$n_1$	Numero de revoluciones del disco dispersor
$P_1$	Potencia requerida en los discos
$Q$	Caudal del abono que va a ser depositado en los discos
$qG_d$	Carga distribuida del peso de los discos
$qG_a$	Carga distribuida del peso del abono
$S_{F1}$	Factor de seguridad de los ejes de los discos dispersores
$t_a$	Tiempo de aceleración
$t_d$	Espesor del disco
$V$	Vida requerida del rodamiento en horas
$V_a$	Volumen de abono sobre el disco en 1 segundo
$V_d$	Volumen del disco
$V_1$	Vida requerida del rodamiento en función del número de ciclos
$V_1'$	Vida calculada según catalogo de la FAG
$\delta_1$	Densidad del acero
$\delta_2$	Densidad del abono
$\gamma$	Peso específico
$\omega_1$	Velocidad angular del disco

$\alpha_1$	Aceleración angular del disco
$\sigma_1$	Esfuerzo Flexionante
$\sigma_2$	Esfuerzo Permisible

## Variables de las Bandas de Transmisión de Potencia

<b>B</b>	Ancho de la banda de transmisión
$C_1$	Distancia entre centros de poleas
$C_2$	Distancia entre centros de catalinas
$C_3$	Distancia entre centros recomendad
$d$	Diámetro tomado experimentalmente del dado
$d'$	Diámetro obtenido de cálculos
$d_e$	Diámetro exterior del estriado
$d_i$	Diámetro interior del estriado
$d_1$	Diámetro de la polea conductora
$d_2$	Diámetro de la polea conducida
$d_3$	Diámetro del eje del cardán secundario
$d_4$	Diámetro del eje del cardan principal
$F_{c1}$	Fuerza centrífuga
$F_{e1}$	Fuerza equivalente
$F_{f1}$	Fuerza en la superficie de la flecha 1
$F_{f2}$	Fuerza en la superficie de la flecha 2
$F_1$	Fuerza producida en el estriado y en el dado
$F_{1a}$	Fuerza permisible de tensión de la banda de transmisión
$H_1$	Altura de la chaveta 1
$H_2$	Altura de la chaveta 2
$H_3$	Altura de la chaveta de la catalina 1
$H_4$	Altura de la chaveta de la catalina 2
$h$	Altura del estriado
$J_1$	Momento polar de inercia
$J_2$	Momento polar de inercia
$K_d$	Factor de diseño de la cadena
$K_s$	Factor de servicio de la cadena
$L_1$	Longitud de la Banda de Transmisión
$L_2$	Longitud del estriado
$l_1$	Longitud de la chaveta por falla al corte en la chaveta de la polea
$l_2$	Longitud de la chaveta por falla al aplastamiento en la chaveta de la polea
$l_3$	Longitud de la chaveta por falla al corte en la chaveta de la catalina 1
$l_4$	Longitud de la chaveta por falla al aplastamiento en la chaveta de la catalina 1

$l_5$	Longitud de la chaveta por falla al corte en la chaveta de la catalina 2
$l_6$	Longitud de la chaveta por falla al aplastamiento en la chaveta de la catalina 2
$l_7$	Brazo de fuerza
$Mt_1$	Momento torsor en la banda de transmisión
$Mt_2$	Momento torsor producido en la polea
$Mt_3$	Momento torsor en el cardan secundario
$Mt_4$	Momento torsor producido en la catalina 2
$Mt_5$	Momento torsor en el cardan principal
$Mt_6$	Momento torsor producido en el estriado
$M_1$	Momento flector máximo
$n_1$	Número de revoluciones del disco dispersor
$O_1$	Numero de pasos en la cadena
$P$	Potencia total requerida por toda la maquina
$P_{s1}$	Presión superficial permisible
$P_{s2}$	Presión Superficial permisible
$P_1$	Potencia a transmitir por las dos bandas
$P_2$	Potencia de diseño
$P_3$	Potencia mínima soportada por la cadena
$P_4$	Potencia máxima soportada por la cadena
$p_1$	Paso de la cadena
$S_{F1}$	Factor de seguridad en la banda de transmisión
$S_{F2}$	Factor de seguridad de la chaveta
$S_{F3}$	Factor de seguridad del eje de cardan
$S_{F4}$	Factor de seguridad del eje de cardan
$S_p$	Resistencia a la presión
$S_t$	Resistencia a la tracción
$S_y$	Resistencia a la Fluencia
$t_1$	Espesor de la banda de transmisión
$v_1$	Velocidad de la banda de transmisión
$W$	Modulo de Inercia
$w_1$	Fuerza soportada por la banda por pie
$w_2$	Ancho de la chaveta
$w_3$	Ancho de la chaveta de la catalina 1
$w_4$	Ancho de la chaveta de la catalina 2
$z$	Numero de estrías

$z_2$	Numero de dientes de la catalina Conductora
$\gamma$	Peso especifico de la banda de transmisión
$\alpha_1$	Angulo de contacto en la polea conductora
$\alpha_2$	Angulo de contacto en la polea conducida
$\mu_1$	Coefficiente de Fricción
$\phi_1$	Diámetro del agujero de la polea
$\phi_2$	Diámetro del agujero de la catalina 1
$\phi_3$	Diámetro del agujero de la catalina 2
$\rho_1$	Distancia del centro a la fibra más alejada
$\rho_2$	Distancia del centro a la fibra más alejada
$\tau_{y1}$	Esfuerzo cortante permisible
$\tau_{y2}$	Esfuerzo cortante permisible
$\tau_1$	Esfuerzo cortante
$\tau_2$	Esfuerzo cortante
$\sigma'_1$	Limite permisible al Fleje o a la Fatiga

## Variables de la Banda Transportadora

$A_y$	Reacción en el eje y en el punto A
$A_z$	Reacción en el eje z en el punto A
$a_1$	Adendum en la caja de engranes rectos
<b>B</b>	Ancho de la banda transportadora
$B_y$	Reacción en el eje y en el punto B
$B_z$	Reacción en el eje z en el punto B
$b_1$	Dedendum en la caja de engranes rectos
$C_{e1}$	Factor de corrección de la alineación del acoplamiento piñón
$C_{e2}$	Factor de corrección de la alineación del acoplamiento engrane
$C_{ma1}$	Factor de alineación del acoplamiento piñón
$C_{ma2}$	Factor de alineación del acoplamiento engrane
$C_{mc1}$	Factor de corrección de carga piñón
$C_{mc2}$	Factor de corrección de carga engrane
$C_{pf1}$	Factor de proporción del piñón
$C_{pf2}$	Factor de proporción del engrane
$C_{pm1}$	Modificador de proporción del piñón
$C_{pm2}$	Modificador de proporción del engrane
$C_R$	Factor de confiabilidad

$C_s$	Factor de tamaño a la resistencia de fatiga
$C_y$	Reacción en el eje y en el punto C
$C_z$	Reacción en el eje z en el punto C
$C_1$	Coefficiente de mayoración de la potencia para vencer la fricción de los rodillos
$C_2$	Distancia entre centros primer escalón
$C_3$	Distancia entre centros de catalinas
$C_4$	Distancia entre centros recomendada
$c_1$	Capacidad de carga Dinámica en el rodamiento 1
$c_2$	Capacidad de carga Dinámica en el rodamiento 2
$c_3$	Capacidad de carga Dinámica en el rodamiento 3
$c_4$	Capacidad de carga Dinámica en el rodamiento 4
$D_y$	Reacción en el eje y en el punto D
$D_z$	Reacción en el eje z en el punto D
$d_{e1}$	Diámetro exterior piñón
$d_{e2}$	Diámetro exterior engrane
$d_{i1}$	Diámetro interior piñón
$d_{i2}$	Diámetro interior engrane
$d_{p1}$	Diámetro de paso piñón
$d_{p2}$	Diámetro de paso engrane
$d_1$	Diámetro Final de los Rodillos
$d_2$	Diámetro según la estimación de carga estática en la flecha 1
$d_3$	Diámetro según esfuerzos combinados en la flecha 1
$d_4$	Diámetro mínimo flecha dinámico
$d_5$	Diámetro según la estimación de carga estática en la flecha 2
$d_6$	Diámetro según esfuerzos combinados en la flecha 2
$d_7$	Diámetro mínimo flecha dinámico
$d_8$	Diámetro del eje del rodillo
$F$	Ancho de cara de los engranes
$F_{aA}$	Fuerza axial en el punto A en la flecha 1
$F_{aB}$	Fuerza axial en el punto B en la flecha 1
$F_{aC}$	Fuerza axial en el punto C en la flecha 2
$F_{aD}$	Fuerza axial en el punto D en la flecha 2
$F_{e1}$	Fuerza estática equivalente del rodamiento 1
$F_{e2}$	Fuerza estática equivalente en el rodamiento 2
$F_{e3}$	Fuerza estática equivalente del rodamiento 3

$F_{e4}$	Fuerza estática equivalente en el rodamiento 4
$Ff_1$	Fuerza en la superficie de la flecha
$Ff_2$	Fuerza en la superficie de la flecha
$Ff_3$	Fuerza en la superficie de la flecha
$Ff_4$	Fuerza en la superficie de la flecha
$Ff_5$	Fuerza en la superficie de la flecha
$Ff_6$	Fuerza en la superficie de la flecha
$Fr_A$	Fuerza radial en el punto A en la flecha 1
$Fr_B$	Fuerza radial en el punto B en la flecha 1
$Fr_C$	Fuerza radial en el punto C en la flecha 2
$Fr_D$	Fuerza radial en el punto D en la flecha 2
$Fr_1$	Fuerza radial en el piñón
$Fr_2$	Fuerza radial en el engrane
$Ft_1$	Fuerza tangencia en el piñón
$Ft_2$	Fuerza tangencia en el engrane
$f_1$	Coefficiente de fricción de rodamiento
H	Altura entre niveles
HB	Dureza brinell
$H_1$	Altura de la chaveta 1
$H_2$	Altura de la chaveta 2
$H_3$	Altura de la chaveta 3
$H_4$	Altura de la chaveta 4
$H_5$	Altura de la chaveta de la catalina 3
$H_6$	Altura de la chaveta de la catalina 4
$h_1$	Altura del diente en la caja de engranes rectos
$i$	Relación de transmisión de la caja reductora engranes rectos
$Kb_1$	Factor de espesor de aro piñón
$Kb_2$	Factor de espesor de aro engrane
Kd	Factor de diseño de la cadena
$Kh_1$	Factor de distribución de carga en el piñón
$Kh_2$	Factor de distribución de carga en el engrane
$Ko_1$	Factor de sobrecarga piñón
$Ko_2$	Factor de sobrecarga engrane
$Ks_1$	Factor de tamaño piñón
$Ks_2$	Factor de tamaño engrane

$K_t$	Concentrador de esfuerzos
$K'v_1$	Factor dinámico piñón
$Kv_2$	Factor dinámico engrane
$K_x$	Factor de servicio de la cadena
$k_1$	Factor de reducción para banda totalmente horizontal
$k_2$	Factor de trabajo
$k_3$	Coeficiente de interferencia
$L_1$	Distancia entre ejes
$L_2$	Longitud de la Flecha
$L_3$	Longitud del punto A al piñón
$l_1$	Longitud de la chaveta 1 al corte
$l_2$	Longitud de la chaveta 1 al aplastamiento
$l_3$	Longitud de la chaveta 2 al corte
$l_4$	Longitud de la chaveta 2 al aplastamiento
$l_5$	Longitud de la chaveta 3 al corte
$l_6$	Longitud de la chaveta 3 al aplastamiento
$l_7$	Longitud de la chaveta 4 al corte
$l_8$	Longitud de la chaveta 4 al aplastamiento
$l_9$	Longitud de la chaveta por falla al corte en la chaveta de la catalina 3
$l_{10}$	Longitud de la chaveta por falla al aplastamiento en la chaveta de la catalina 3
$l_{11}$	Longitud de la chaveta por falla al corte en la chaveta de la catalina 4
$l_{12}$	Longitud de la chaveta por falla al aplastamiento en la chaveta de la catalina 4
$Mr_1$	Momento resultante en la Flecha 1
$Mr_2$	Momento resultante en la Flecha 2
$Mt_1$	Momento torsor en el piñón
$Mt_2$	Momento torsor en el engrane
$Mt_3$	Momento torsor producido en la catalina 3
$Mt_4$	Momento torsor producido en la catalina 4
$m_c$	Capacidad de carga de la maquina
$m_1$	Modulo caja de engranes rectos
$N_p$	Número mínimo de dientes sin interferencia en el piñón
$N_G$	Número mínimo de dientes sin interferencia en el engrane
$n_L$	Numero de lonas
$n_4$	Numero de revoluciones de salida
$n_4$	Numero de revoluciones requerida por los rodillos
$n_5$	Numero de revoluciones de entrada

$n_6$	Numero de revoluciones de salida de la caja de engranes cónicos
$O_1$	Numero de pasos en la cadena
$P_L$	Potencia de la banda libre sin carga
$P_M$	Potencia necesaria para mover la banda con la carga que soporta
$P_N$	Potencia necesaria para el transporte de carga a otro nivel
$P_R$	Potencia para vencer la resistencia de los mecanismos de descarga obtenidos experimentalmente
$P_T$	Potencia necesaria para el transporte del material en el sentido horizontal
$P_5$	Potencia de entrada requerida por la banda transportadora
$P_6$	Potencia mínima soportada por la cadena
$P_7$	Potencia máxima soportada por la cadena
$p$	Paso Circular de los engranes rectos
$p_1$	Paso de la cadena
$Q_v$	Numero de nivel de precisión de la transmisión
$q_o$	Peso de los elementos en movimiento
$r_1$	Radio de los rodillos
$S_c$	Esfuerzo de contacto permisible
$S_{F1}$	Relación de seguridad a la fatiga por flexión en el piñón
$S_{F2}$	Relación de seguridad a la fatiga por flexión en el engrane
$S_{F3}$	Factor de seguridad estático en flechas
$S_{F4}$	Factor de seguridad en carga combinada
$S_{F5}$	Factor de seguridad de las chavetas
$S_{H1}$	Relación de seguridad por contacto a la picadura en el piñón
$S_{H2}$	Relación de seguridad por contacto a la picadura en el engrane
$S_{11}$	Desplazamiento del piñón desde el centro del claro
$S_{12}$	Desplazamiento del engrane desde el centro del claro
$S_n$	Resistencia a la fatiga
$S_n'$	Resistencia a la fatiga estimada real
$S_{sy1}$	Resistencia al cortante según la energía de la distorsión en la chaveta 1
$S_{sy2}$	Resistencia al cortante según la energía de la distorsión en la chaveta 2
$S_{sy3}$	Resistencia al cortante según la energía de la distorsión en la chaveta 3
$S_{sy4}$	Resistencia al cortante según la energía de la distorsión en la chaveta 4
$S_t$	Esfuerzo flexionante permisible
$S_u$	Esfuerzo a la ruptura
$S_{u1}$	Esfuerzo a la ruptura de la chaveta 1
$S_{u2}$	Esfuerzo a la ruptura de la chaveta 2

$Su_3$	Esfuerzo a la ruptura de la chaveta 3
$Su_4$	Esfuerzo a la ruptura de la chaveta 4
$S_y$	Esfuerzo a la fluencia
$S_{y1}$	Esfuerzo a la fluencia de la chaveta 1
$S_{y2}$	Esfuerzo a la fluencia de la chaveta 2
$S_{y3}$	Esfuerzo a la fluencia de la chaveta 3
$S_{y4}$	Esfuerzo a la fluencia de la chaveta 4
$S_1$	Claro entre rodamientos piñón
$S_2$	Claro entre rodamientos engrane
$s$	Velocidad de avance de la banda transportadora
$t_{R1}$	Espesor del aro debajo del diente del piñón
$t_{R2}$	Espesor del aro debajo del diente del engrane
$V$	Vida útil de la maquina
$V_1$	Numero de ciclos del rodamiento 1
$V_1'$	Vida real del rodamiento 1
$V_2$	Numero de ciclos del rodamiento 2
$V_2'$	Vida real del rodamiento 2
$V_3$	Numero de ciclos del rodamiento 3
$V_3'$	Vida real del rodamiento 3
$V_4$	Numero de ciclos del rodamiento 4
$V_4'$	Vida real del rodamiento 4
$v_{max}$	Velocidad máxima que representa el punto final de la curva $Q_v$
$v_1$	Velocidad en la línea de paso en el círculo de paso exterior del piñón
$v_2$	Velocidad en la línea de paso en el círculo de paso exterior del engrane
$W_0$	Eficiencia de la banda transportadora
$w_1$	Ancho de la chaveta 1
$w_2$	Ancho de la chaveta 2
$w_3$	Ancho de la chaveta 3
$w_4$	Ancho de la chaveta 4
$w_5$	Ancho de la chaveta de la catalina 3
$w_6$	Ancho de la chaveta de la catalina 4
$Y_{J1}$	Factor geométrico para resistencia a la flexión piñón
$Y_{J2}$	Factor geométrico para resistencia a la flexión engrane
$Y_N$	Factor de ciclos de esfuerzo flexionante
$Y_Z$	Factor de confiabilidad

$Y_1$	Factor de forma de Lewis piñón
$Y_2$	Factor de forma de Lewis engrane
$Y_\theta$	Factor de temperatura
$Z_{e1}$	Coefficiente elástico del piñón
$Z_{e2}$	Coefficiente elástico del engrane
$Z_{i1}$	Factor geométrico para la resistencia a la picadura en el piñón
$Z_{i2}$	Factor geométrico para la resistencia a la picadura en el engrane
$Z_N$	Factor de la vida de ciclos de esfuerzos
$Z_{r1}$	Factor de condición superficial a la picadura en el piñón
$Z_{r2}$	Factor de condición superficial a la picadura en el engrane
$Z_W$	Factor de relación de dureza
$z_1$	Numero de dientes del piñón
$z_2$	Numero de diente del engrane
$z_3$	Numero de dientes de la catalina Conducida
$z_4$	Numero de dientes de la catalina Conductora
$\phi_1$	Diámetro del agujero del piñón
$\phi_2$	Diámetro del agujero del engrane
$\phi_3$	Diámetro del agujero de la catalina 3
$\phi_4$	Diámetro del agujero de la catalina 4
$\Phi_1$	Ángulo de presión
$\sigma_1$	Esfuerzo de contacto a la picadura en el piñón
$\sigma_2$	Esfuerzo de contacto a la picadura en el engrane
$\sigma_1$	Esfuerzo a la fatiga por flexión en el piñón
$\sigma_2$	Esfuerzo a la fatiga por flexión en el engrane
$\delta_1$	Densidad del Estiércol
$\mu_1$	Coefficiente de rozamiento de la lona antifricción con el acero
$\omega_1$	Velocidad angular requerida por los rodillos

## **Variables del Agitador**

$C_1$	Distancia entre centros de catalinas
$C_2$	Distancia entre centros recomendada
$F$	Fuerza obtenida experimentalmente para vencer la resistencia del abono
$F_{f1}$	Fuerza en la superficie de la flecha 1
$F_{f2}$	Fuerza en la superficie de la flecha 2
$H_1$	Altura de la chaveta de la catalina 5

$H_2$	Altura de la chaveta de la catalina 6
$K_d$	Factor de diseño de la cadena
$K_x$	Factor de servicio de la cadena
$L_1$	Distancia media de la varilla
$l_1$	Longitud de la chaveta por falla al corte en la chaveta de la catalina 5
$l_2$	Longitud de la chaveta por falla al aplastamiento en la chaveta de la catalina 5
$l_3$	Longitud de la chaveta por falla al corte en la chaveta de la catalina 6
$l_4$	Longitud de la chaveta por falla al aplastamiento en la chaveta de la catalina 6
$m$	Masa obtenida experimentalmente para vencer la resistencia del abono
$M_{t1}$	Momento torsor en la varilla
$M_{t2}$	Momento torsor producido en la catalina 5
$n_3$	Numero de revoluciones de entrada al agitador
$O_1$	Numero de pasos en la cadena
$P_8$	Potencia requerida por cada varilla
$P_9$	Potencia requerida por el agitador
$P_{10}$	Potencia mínima soportada por la cadena
$P_{11}$	Potencia máxima soportada por la cadena
$p_1$	Paso de la cadena
$x$	Numero de varilla que se encuentran en el agitador
$w_1$	Ancho de la chaveta de la catalina 5
$w_2$	Ancho de la chaveta de la catalina 6
$z_1$	Numero de dientes de la catalina Conducida
$z_2$	Numero de dientes de la catalina Conductora
$\phi_1$	Diámetro del agujero de la catalina 5
$\phi_2$	Diámetro del agujero de la catalina 6

## **Variables de la Caja Reductora de Engranés Cónicos**

$A$	Generatriz de los engranes cónicos
$a_1$	Adendum del piñón
$a_2$	Adendum del engrane
$b_1$	Dedendum del piñón
$b_2$	Dedendum del engrane
$C_s$	Factor de tamaño a la resistencia de fatiga
$C_R$	Factor de confiabilidad
$C_1$	Distancia entre centros de catalinas

$C_2$	Distancia entre centros recomendada
$c_1$	Capacidad de carga Dinámica
$c_2$	Capacidad de carga Dinámica en el rodamiento 2
$c_3$	Capacidad de carga Dinámica
$c_4$	Capacidad de carga Dinámica en el rodamiento 2
$d_{e1}$	Diámetro exterior piñón
$d_{e2}$	Diámetro exterior engrane
$d_{i1}$	Diámetro interior piñón
$d_{i2}$	Diámetro interior engrane
$d_{m1}$	Diámetro medio piñón
$d_{m2}$	Diámetro medio engrane
$d_{p1}$	Diámetro de paso del piñón
$d_{p2}$	Diámetro de paso del engrane
$d_1$	Diámetro según la estimación de carga estática en la flecha 1
$d_2$	Diámetro según esfuerzos combinados en la flecha 1
$d_3$	Diámetro mínimo flecha dinámico
$d_4$	Diámetro según la estimación de carga estática en la flecha 2
$d_5$	Diámetro según esfuerzos combinados en la flecha 1
$F$	Ancho de cara de los engranes
$F_{aE}$	Fuerza axial en el punto E en la flecha 1
$F_{aF}$	Fuerza axial en el punto F en la flecha 1
$F_{aG}$	Fuerza axial en el punto G en la flecha 2
$F_{aH}$	Fuerza axial en el punto H en la flecha 2
$F_{a1}$	Fuerza axial en el piñón
$F_{a2}$	Fuerza axial en el engrane
$F_{e1}$	Fuerza estática equivalente del rodamiento 1
$F_{e2}$	Fuerza estática equivalente en el rodamiento 2
$F_{e3}$	Fuerza estática equivalente del rodamiento 3
$F_{e4}$	Fuerza estática equivalente en el rodamiento 2
$F_{f1}$	Fuerza en la superficie de la flecha 1
$F_{f2}$	Fuerza en la superficie de la flecha 1
$F_{f3}$	Fuerza en la superficie de la flecha
$F_{f4}$	Fuerza en la superficie de la flecha
$F_{rE}$	Fuerza radial en el punto E en la flecha 1
$F_{rF}$	Fuerza radial en el punto F en la flecha 1
$F_{rG}$	Fuerza radial en el punto G en la flecha 2

$Fr_H$	Fuerza radial en el punto H en la flecha 2
$Fr_1$	Fuerza radial en el piñón
$Fr_2$	Fuerza radial en el engrane
$Ft_1$	Fuerza tangencial en el piñón
$Ft_2$	Fuerza tangencial en el engrane
$H_1$	Altura de la chaveta 1
$H_2$	Altura de la chaveta 2
$H_3$	Altura de la chaveta de la catalina 7
$H_4$	Altura de la chaveta de la catalina 8
$h$	Huelgo
$hk$	Profundidad de trabajo
$h_1$	Altura del diente en la caja de engranes cónicos
$i$	Relación de transmisión de la caja reductora de engranes cónicos
$K_{a1}$	Factor de sobrecarga en el piñón
$K_{a2}$	Factor de sobrecarga en el engrane
$K_d$	Factor de diseño de la cadena
$K_{h\beta 1}$	Factor de distribución de carga en el piñón
$K_{h\beta 2}$	Factor de distribución de carga en el engrane
$K_{v1}$	Factor dinámico en el piñón
$K_t$	Concentrador de esfuerzos
$K_{v2}$	Factor dinámico en el engrane
$K_s$	Factor de servicio de la cadena
$K_\theta$	Factor de temperatura en el engrane
$K_\theta$	Factor de temperatura en el piñón
$k_1$	Coefficiente de interferencia
$L_1$	Longitud de la flecha 1
$L_2$	Longitud del punto E al punto de contacto de fuerzas
$L_3$	Longitud de la flecha 2
$L_4$	Longitud del punto G al punto de contacto de fuerzas
$l_1$	Longitud de la chaveta 1 al corte
$l_2$	Longitud de la chaveta 1 al aplastamiento
$l_3$	Longitud de la chaveta 2 al corte
$l_4$	Longitud de la chaveta 2 al aplastamiento
$l_5$	Longitud de la chaveta por falla al corte en la chaveta de la catalina 7
$l_6$	Longitud de la chaveta por falla al aplastamiento en la chaveta de la catalina 7

$l_7$	Longitud de la chaveta por falla al corte en la chaveta de la catalina 8
$l_8$	Longitud de la chaveta por falla al aplastamiento en la chaveta de la catalina 8
$Mf_1$	Momento flector alrededor del eje z en la flecha 1
$Mf_2$	Momento flector alrededor del eje z en la flecha 2
$Mr_1$	Momento resultante en la flecha 1
$Mr_2$	Momento resultante en la flecha 2
$Mt_1$	Momento torsor en el piñón
$Mt_1$	Momento torsor producido en la catalina 7
$Mt_1$	Momento torsor producido en la catalina 8
$Mt_2$	Momento torsor en el engrane cónico
$m_1$	Modulo de la caja reductora de engranes cónicos
$N_P$	Número mínimo de dientes sin interferencia en el piñón
$N_G$	Número mínimo de dientes sin interferencia en el engrane
$n_2$	Numero de revoluciones de entrada a la caja de engranes cónicos
$n_3$	Numero de revoluciones de salida a la caja de engranes cónicos
$O_1$	Numero de pasos en la cadena
$P_d$	Paso diametral
$P_{12}$	Potencia requerida en la caja reductora de engranes cónicos
$P_{13}$	Potencia mínima soportada por la cadena
$P_{14}$	Potencia máxima soportada por la cadena
$p_1$	Paso de la cadena
$S_{F3}$	Factor de seguridad estático en las flechas
$S_{F4}$	Factor de seguridad en carga combinada en las flechas
$S_{F5}$	Factor de seguridad de las chavetas
$S_{H1}$	Relación de seguridad por contacto a la picadura en el piñón
$S_{H2}$	Relación de seguridad por contacto a la picadura en el engrane
$S_n$	Resistencia a la Fatiga
$S_n'$	Resistencia a la fatiga estimada real
$Ssy_1$	Resistencia al cortante según la energía de la distorsión en la chaveta 1
$Ssy_2$	Resistencia al cortante según la energía de la distorsión en la chaveta 2
$Su_1$	Esfuerzo a la ruptura de la chaveta 1
$Su_2$	Esfuerzo a la ruptura de la chaveta 2
$Sy_1$	Esfuerzo a la fluencia de la chaveta 1
$Sy_2$	Esfuerzo a la fluencia de la chaveta 2
$\nabla$	Vida útil de la maquina
$V_1$	Numero de ciclos del Rodamiento 1
$V_1'$	Vida real del rodamiento 1

$V_2$	Numero de ciclos del Rodamiento 2
$V_2'$	Vida real del rodamiento 2
$V_3$	Numero de ciclos del Rodamiento 3
$V_3'$	Vida real del rodamiento 3
$V_4$	Numero de ciclos del Rodamiento 4
$V_4'$	Vida real del rodamiento 2
$w_1$	Ancho de la chaveta 1
$w_2$	Ancho de la chaveta 2
$w_3$	Ancho de la chaveta de la catalina 7
$w_4$	Ancho de la chaveta de la catalina 8
$Y_j$	Factor de Flexión
$Y_{NT1}$	Factor de ciclo de esfuerzo de resistencia a la flexión en el piñón
$Y_{NT2}$	Factor de ciclo de esfuerzo de resistencia a la flexión en el engrane
$Y_{x1}$	Factor de tamaño por flexión en el piñón
$Y_{x2}$	Factor de tamaño por flexión en el engrane
$Y_2$	Factor de Confiabilidad
$Y_{\beta 1}$	Factor de Curvatura en el sentido longitudinal de resistencia a la flexión en el piñón
$Y_{\beta 2}$	Factor de Curvatura en el sentido longitudinal de resistencia a la flexión en el engrane
$Z_{e1}$	Coeficiente elástico por picadura en el piñón
$Z_{e2}$	Coeficiente elástico por picadura en el engrane
$Z_{i1}$	Factor geométrico por resistencia a la picadura en el piñón
$Z_{i2}$	Factor geométrico por resistencia a la picadura en el engrane
$Z_{NT1}$	Factor de ciclos de esfuerzo por resistencia a la picadura en el piñón
$Z_{NT2}$	Factor de ciclos de esfuerzo por resistencia a la picadura en el engrane
$Z_w$	Factor de relación de dureza
$Z_{x1}$	Factor de tamaño por resistencia a la picadura en el piñón
$Z_{x2}$	Factor de tamaño por resistencia a la picadura en el engrane
$Z_{xc1}$	Factor de coronamiento por picadura en el piñón
$Z_{xc2}$	Factor de coronamiento por picadura en el engrane
$z_1$	Numero de dientes del piñón
$z_2$	Numero de diente del engrane
$z_3$	Numero de dientes de la catalina Conducida
$z_4$	Numero de dientes de la catalina Conductora
$\Phi_1$	Angulo de presión

$\phi_1$	Diámetro del agujero del piñón
$\phi_2$	Diámetro del agujero del engrane
$\phi_3$	Diámetro del agujero de la catalina 7
$\phi_4$	Diámetro del agujero de la catalina 8
$\varepsilon$	Angulo de cara
$\varepsilon$	Angulo de raíz
$\sigma_1$	Esfuerzo a la fatiga por flexión en el piñón
$\sigma_2$	Esfuerzo a la fatiga por flexión en el engrane
$\sigma_{H1}$	Esfuerzo flexionante permisible en el piñón
$\sigma_{H2}$	Esfuerzo flexionante permisible en el engrane
$\sigma_c_1$	Esfuerzo de contacto a la picadura en el piñón
$\sigma_c_2$	Esfuerzo de contacto a la picadura en el engrane
$\sigma_h_1$	Esfuerzo de contacto permisible en el piñón
$\sigma_h_2$	Esfuerzo de contacto permisible en el engrane
$\gamma$	Angulo de cono de paso del piñón
$\Gamma$	Angulo de cono de paso del engrane

## RESUMEN

El presente proyecto de grado titulado “DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UNA MÁQUINA PARA DISTRIBUIR ABONO ORGÁNICO SÓLIDO SOBRE TERRENOS DE CULTIVO CON CAPACIDAD DE 1,4 TONELADAS DIRIGIDO A LA HACIENDA RIO CHICO UBICADA EN EL CANTÓN PATATE DE LA PROVINCIA DE TUNGURAHUA” es una investigación en el campo de la agroindustria con el fin de mejorar los procesos de siembra.

El proyecto consiste en el diseño y construcción de una máquina capaz de esparcir y distribuir uniformemente el abono en las áreas preparadas para sembríos. Por medio de investigaciones bibliográficas y de campo se conocieron los diferentes procesos de abonado que son utilizados habitualmente en nuestro medio, es así que, en la investigación se opto por elegir el método más eficiente al igual que pensando en la economía y accesibilidad financiera de la muestra de personas que les sería útil la maquina se determino una opción no tan costosa.

La máquina abonadora elegida consiste en una serie de mecanismos de reducción de velocidad, los cuales van a accionar diferente sistemas de propulsión los que van a hacer que el abono fluya y se disperse en el terreno. Comenzando por la banda transportadora que es la encargada de mover el abono hacia una compuerta de escape la cual posee un sistema de dosificación, luego el abono cae sobre unos discos giratorios con aletas donde se distribuiría el abono en una forma uniforme sobre un área determinada del terreno. En la tolva existe un agitador el mismo que como su nombre mismo lo indica agita y mueve el abono para que el mismo no se pegue a las paredes o a su vez formen grumos o sedimentos no deseados.

Para el diseño de la máquina se tuvo que requerir el estudio de maquinas similares usadas en el medio actual, con el fin de encontrar el modelo adecuado y a su vez mejorarlo. Siendo así que funcione con las características deseadas de carga la cual es de 1,4 TON.

Una vez obtenida toda la información se procedió al diseño de los elementos, siguiendo conceptos y recomendaciones ingenieriles; este paso fue sucedido por la construcción, montaje y puesta en operación de la maquina abonadora.

Luego de la puesta en operación se procedió a las pruebas que nos ayudarían a la verificación de los parámetros de diseños aplicados a dicha maquina. El desarrollo de las pruebas fue muy satisfactorio ya que se comprobó que efectivamente la maquina abonadora esparció abono orgánico solido de manera rápida y eficiente por el terreno preparado para la siembra.

El presente proyecto fue desarrollado por dos estudiantes de la Carrera de Ingeniería Mecánica, como un requisito para la obtención del Título de Ingeniero Mecánico, además de ser un aporte para la futura fabricación de maquinas abonadoras en el país que brindarían beneficios a los agricultores así como un mejor desarrollo del país.

# **CAPITULO 1**

## **GENERALIDADES**

### **1.1 INTRODUCCION**

En el Ecuador existe gran potencial de producción agrícola, ya que nuestro país se encuentra ubicado en uno de los mejores lugares del mundo gracias a su diversidad de suelos, somos dichosos de contar con alimentos de primera calidad.

Por lo mismo, el propósito de este proyecto es diseñar y construir una alternativa viable para el mejoramiento de los procesos de sembrado, y en lo que nos enfocaremos específicamente es en el proceso de abonado. Donde se investigara las alternativas más eficaces para obtener el mejor rendimiento de la máquina abonadora, así también como se tomara en cuenta el factor económico para que la máquina sea asequible.

Mediante la realización de este proyecto brindaremos una idea clara sobre los beneficios que se obtendrían al usar maquinaria en el mejoramiento del proceso de sembrado.

### **1.2 ANTECEDENTES**

En todo el mundo a lo largo de los tiempos se han buscado maneras más fáciles de realizar actividades cotidianas, enfocándonos en el medio de la agricultura el hombre ha creado herramientas cada vez más eficaces para la realización de estos trabajos.

Hoy en día debido a la gran demanda de alimentos en el mundo, el hombre ha tenido que crear y diseñar herramientas cada vez más eficientes llevando a la creación de maquinaria pesada para realiza ciertas actividades agrícolas. Dichas máquinas son utilizadas alrededor del mundo optimizando los tiempos de trabajo destinados a dichas actividades generando así productos en menor tiempo para cubrir la demanda actual de alimentos.

### **1.3 JUSTIFICACION E IMPORTANCIA**

En el entorno del campo agrícola se hace importante el uso de abonos de varios tipos y clases ya que con estos se cubre la escasez de nutrientes que se presentan en el suelo por el cultivo continuo, así de esta forma el abono para el cual se va a concentrar este estudio es el denominado sólido proveniente de los desechos orgánicos del ganado.

En el mercado nacional existen muchos tipos de abonos orgánicos y dependiendo la necesidad del campo a ser cultivado se deber realizar las diferentes combinaciones entre los distintos tipo de estiércol proveniente del ganado vacuno, ovino, etc.

Las máquinas utilizadas para la distribución uniforme del abono son las abonadoras para abono sólido arrastradas pero en el entorno nacional no son altamente utilizadas por el costo que implica la inversión en una de estas máquinas, por esto la forma más popular de distribuir este tipo de abono es manualmente mediante palas y carretillas.

Se hace importante el diseño y la construcción de una máquina abonadora para abono orgánico sólido arrastrada ya que esto permite el mejoramiento en los tiempos de sembrado y la optimización del tiempo y recursos para la distribución del abono (estiércol).

Existen abonadoras similares de fabricación extranjera con capacidades superiores y similares al prototipo propuesto con precios mucho más elevados que pueden llegar a alcanzar los 23.000 USD (veinte y tres mil dólares americanos) de esta forma se justifica el diseño y la construcción de una abonadora arrastrada por un costo mucho menor al antes mencionado.

La importancia del proyecto de diseñar y construir esta máquina abonadora está en el desarrollo de herramientas de abonado agrícola que puedan ayudar a disminuir el costo de producción para llegar a ser más competitivos a nivel nacional e internacional.

## **1.4 OBJETIVOS**

### **1.4.1 GENERAL**

- Diseñar y construir una máquina para distribuir abono orgánico sólido con capacidad de 1,4 toneladas dirigido a la hacienda Rio Chico ubicada en el cantón Patate de la provincia del Tungurahua

### **1.4.2 ESPECÍFICOS**

1. Investigar y analizar los procesos de dosificación de abono orgánico sólido y sus aplicaciones para los diferentes tipos de siembra.
2. Seleccionar y analizar el tipo de dosificador a ser utilizado en la máquina abonadora.
3. Desarrollar los procesos más adecuados para la construcción de la máquina y encontrar los correctos materiales.
4. Realizar las pruebas experimentales de la máquina y sus componentes, para comparar con los parámetros propuestos.

## **1.5 ALCANCE**

El presente proyecto tiene como alcance el diseño y la construcción de una máquina abonadora para abono orgánico sólido arrastrada con las características necesarias en base a las propiedades físicas y químicas de los abonos sólidos, fundamentándose en un diseño práctico y económico, con el fin de obtener el máximo rendimiento del mismo de una manera continua.

Posterior al diseño y la construcción, se realizarán las respectivas pruebas de puesta en marcha y la determinación de controles de mando para la regulación de dosificación de abono sólido.

## **CAPITULO 2**

### **MARCO TEÓRICO**

#### **2.1 PROCESOS DE ABONADO**

Los diferentes abonos que existen en el mercado han conllevado a la utilización de diferentes procesos de abonado como también a la diferente utilización de máquinas abonadoras, en el presente capítulo se describirán los diferentes tipos de abono así como las máquinas abonadoras que son las más comercializadas en Ecuador.

##### **2.1.1 GENERALIDADES**

Las plantas para crecer necesitan de nutrientes en proporciones variables para completar su ciclo de vida y para su nutrición. Para que un suelo produzca adecuadamente un cultivo debe abastecer a la planta de los nutrientes en cantidad necesaria y en un balance proporcional con los otros elementos. En los ambientes naturales las plantas se adaptan a las condiciones de nutrientes y las diversas formaciones vegetales tienen que ver con la disponibilidad de los mismos. En cambio, en la agricultura moderna se deben emplear técnicas de aporte de nutrientes para garantizar buenas cosechas.

Existen diferentes técnicas de aporte de nutrientes, sean químicos o naturales, el proyecto está enfocado en la distribución de abonos orgánicos sólidos, siendo el mismo un nutriente natural, como material de aporte de nutriente para los suelos.

Los abonos orgánicos sólidos dejaron de emplearse bastante en la agricultura convencional por la aparición de abonos sintéticos, aunque ahora la agricultura ecológica los recupera por su valor ya que no sólo proporcionan nutrientes al suelo sino que aportan materia orgánica y favorecen la presencia de microorganismos del suelo, responsables de la fertilidad de la tierra. El estiércol es la base del compost o también llamado mantillo en la agricultura ecológica.

Así mismo existen diferentes formas de distribuir dichos abonos orgánicos sólidos y diferentes herramientas que se emplean para dicho trabajo, como son; herramientas manuales, herramientas de tiro animal y maquinaria agrícola.

### **2.1.2 INTRODUCCIÓN**

Como se explico anteriormente, para una buena producción de cosechas agrícolas es necesario un suelo con el correcto balance de nutrientes, en la agricultura moderna se utilizan técnicas de aporte de nutrientes para los suelos.

El cultivo continuo origina una escasez de nutrientes en los suelos que obliga a los agricultores al empleo de fertilizantes para poder obtener niveles elevados de producción, ya que, al extraer las cosechas importantes cantidades de nutrientes, para mantener los niveles de fertilidad, fueron consumidos por dichas cosechas las cuales son necesarios reponerlos, lo que se hace bien con abonos orgánicos o con abonos químicos o minerales, siendo necesario aportar mayor cantidad cuanto más intensiva es la explotación del terreno.

### **2.1.3 TIPOS DE ABONOS**

Los fertilizantes pueden clasificarse de distinta maneras, ya sea según su origen (inorgánico e orgánico), composición (pura y compuesta) o característica (líquida, sólida y gaseosa).

#### **2.1.3.1 Clasificación por origen**

##### **2.1.3.1.1 Abonos inorgánicos**

Pueden ser de Origen natural extraídos de la tierra, como el nitrato o bien sintéticos elaborados por el hombre.

Las plantas no distinguen entre procedencia natural o sintética, y ambos se descomponen antes de ser absorbidos. Generalmente los de este tipo son de acción rápida y estimulan el crecimiento y vigor de las plantas cuando se aplican sobre la superficie.

#### 2.1.3.1.2 Abonos orgánicos

Pueden ser de origen animal (guano) o vegetal (compost, abonos verdes). La mayoría son de acción lenta, pues proporcionan nitrógeno orgánico que debe ser transformado en inorgánico por las bacterias del suelo antes de ser absorbido por las raíces. Como estos organismos no actúan en suelos fríos, ácidos o empapados, su efectividad y rapidez de acción dependerá del terreno.

Con estos fertilizantes no es tan fácil que se quemen las hojas como con los inorgánicos y efectúan un suministro continuo de alimento a las plantas por mucho tiempo, pero resultan más caros

### 2.1.3.2 Clasificación por composición

#### 2.1.3.2.1 Abonos simples

Los abonos simples están formados por un solo ingrediente activo. Generalmente contiene un solo alimento vegetal básico o pequeñas cantidades de otros (como la harina de huesos).

#### 2.1.3.2.2 Abonos compuestos

Los abonos compuestos están formados por mezclas de ingredientes activos, y generalmente contienen los 3 nutrientes vegetales principales. Muchos de ellos contienen al mismo tiempo fuentes de sustancias nutritivas de acción rápida y lenta, lo que les permite mantener su acción nutritiva por más tiempo.

### 2.1.3.3 Clasificación por característica

#### 2.1.3.3.1 Abonos sólidos

Existe una amplia gama de abonos sólidos: en polvo, granulados, en gel, en pastillas y en bastones.

- Los polvos actúan más rápidamente que los granulados, pero son más incómodos de usar. Ambos se esparcen sobre el suelo con la mano o con equipo atomizador de abono.
- Los bastones son unas especies de "clavos" de fertilizante concentrado, que deben introducirse en el suelo.
- Las pastillas son fertilizantes completos, nutritivamente balanceados. Hay de dos tipos: para plantas de flor y de hoja.

#### 2.1.3.3.2 Abonos líquidos

Los abonos líquidos se aplican directamente sobre las plantas o disueltos en agua, con regadera o dosificador de manguera. Actualmente son muy utilizados los polvos solubles.

#### 2.1.3.3.3 Abonos gaseosos

En los abonos gaseosos únicamente se emplea el amoníaco anhidro, que es un gas a la temperatura y presión normal. Para que pase a estado líquido y facilitar el almacenaje y el transporte, se comprime y vuelve a transformarse en gas cuando se inyecta en el suelo.

### **2.1.4 SELECCIÓN DE MATERIA PRIMA**

Con el propósito de cumplir con los requisitos de la empresa auspiciante, la cual se rige a que el proyecto sea dirigido a la distribución de abono orgánico sólido, debido a puntos importantes como la gran producción del mismo en el área de ubicación de la hacienda y la demanda del mercado por la producción más sana y natural de los diferentes procesos agrícolas.

#### **2.1.4.1 Producción de abono orgánico sólido**

Gracias a que en la hacienda donde está dirigido el proyecto es un negocio lechero, la cantidad de estiércol obtenido del ganado vacuno es grande, así mismo existe ovejas y caballos que aportan con el estiércol para ser procesado como abono orgánico.

**Tabla 2.1 Cantidad de estiércol producida por algunas especies**

Especie animal	Cantidad diaria	Cantidad anual
Gallina ponedora	100 gramos	36.5 Kg.
Cabra y oveja	1.6 Kg.	584 Kg.
Cerdo	3.4 Kg.	1.2 toneladas
Caballo (380Kg.)	16 Kg.	5.8 toneladas
Vacuno (540 Kg.)	24 Kg.	8.7 toneladas

Fuente: Añasco, A. 2001. Uso de coberturas y abonos verdes

#### 2.1.4.2 Nutrientes del abono orgánico

Para aprovechar de manera más eficiente los nutrientes que se encuentran en los abonos, es conveniente procesarlos en aboneras protegidas de las condiciones ambientales que las puedan afectar.

Debe evitarse el estiércol proveniente de animales enfermos, porque sus patógenos pueden afectar la salud humana. Tampoco usar para aboneras el estiércol contaminado con desparasitantes o con herbicidas.

El estiércol expuesto al sol, la lluvia y el viento, pierde de un 50% a un 60 % de su riqueza. A continuación proporcionaremos datos sobre los nutrientes de varios abonos provenientes de ciertos animales.

**Tabla 2.2 Nutrientes en estiércoles y otros subproductos de varias especies animales.**

Especie	Humedad (%)	Nitrógeno (%)	Fosforo (%)	Potasio (%)	Calcio (%)	Magnesio (%)
Vaca(*)	83.2	1.67	1.08	0.56		
Caballo(*)	74.0	2.31	1.15	1.30		
Oveja(*)	64.0	3.81	1.63	1.25		
Llama(*)	62.0	3.93	1.32	1.34		
Vicuña(*)	65.0	3.62	2.00	1.31		
Alpaca(*)	63.0	3.60	1.12	1.29		

**Tabla 2.2 Nutrientes en estiércoles y otros subproductos de varias especies animales. (Continuación)**

Cerdo(*)	80.0	3.73	4.52			
Gallina(*)	53.0	6.11	5.21	3.20		
Conejo(**)	-----	2.40	1.40	0.60		
Lombriabono de vacuno(**)	-----	1.80	2.27	0.95	6.23	0.66
Lombriabono de conejo(**)	-----	1.76	2.95	1.18	7.29	0.97
Lombriabono de oveja(**)	-----	1.92	3.89	0.79	5.98	0.80
Harina de sangre(**)	-----	1.50	1.30	0.70		
Harina de huesos(**)	-----	2.0-4.0	22-25			

Fuentes: (\*) Fertilizantes Orgánicos T&C. 2005. (\*\*): Restrepo, 1998

El contenido de nutrientes del estiércol de un animal depende del animal mismo, de la dieta y del agua que consume.

### **2.1.5 TIPOS DE PROCESOS DE ABONADO**

El estado físico en que se presenta un abono, que puede ser sólido, líquido y gaseoso. Juega un papel importante en las condiciones de utilización y la eficacia del abono, ya que tanto la homogeneidad de la distribución como su integración más o menos completa en el suelo, van a depender de dicha presentación.

Como se explicó anteriormente el abono a utilizar será el abono orgánico sólido, por lo cual describiremos los diferentes modos distribuir dichos abonos en los campos de siembra

### **2.1.5.1 Distribución de abono manual**

En los tiempos pasados, los agricultores han fertilizado los suelos por medio de su propia mano, movilizandoo pequeñas cantidades de abono por medio de sacos en su espalda o bien por mecanismos tipo carretillas para así poder cubrir el área de sembrado.

En nuestro país debido a los bajos recursos que poseen las personas del campo, este proceso sigue vivo en determinadas zonas ya que no se utilizan herramientas costosas.

### **2.1.5.2 Distribución de abono con tiro animal**

En este proceso interviene ciertos animales utilizados para el arrastre de una carreta con mediana capacidad de abono, aquí se utilizaban dos operarios el primero tenía la función de guiar a los animales por la dirección correcta y el segundo tenía la función de esparcir el abono con herramientas simples como trinchas azadones o palas.

Este proceso es más eficiente que la distribución manual ya que tiene una mayor capacidad de carga y a su vez se puede cubrir un área más grande.

### **2.1.5.3 Distribución de abono con maquinaria**

En la actualidad la utilización de maquinaria para la agricultura es muy utilizada alrededor del mundo gracias a las ventajas que estas tienen, pero a su vez son un tanto costosas.

En una abonadora de abono orgánico solido los órganos principales que definen a esta máquina son:

- La caja de carga.
- El sistema de alimentación.
- El sistema de distribución.

#### 2.1.5.3.1 La caja de carga

La caja de carga es la de un remolque normal, con el fondo metálico o de madera y con laterales plegables hacia el exterior, de forma que se facilita la carga y descarga de materiales, cuando el repartidor es utilizado como remolque. Conviene señalar que la cantidad de estiércol transportada depende de la carga soportada por el eje, y de la altura de los molinetes de reparto, medida desde el fondo de la caja, que, evidentemente, es más elevada para los molinetes verticales que para los horizontales.

Las principales diferencias entre los repartidores de estiércol, se observan en el sistema de alimentación y en el sistema de distribución

#### 2.1.5.3.2 El sistema de alimentación

El sistema de alimentación tiene la misión de llevar el estiércol al sistema de distribución de forma regular. Están constituidos por barras metálicas unidas a dos cadenas paralelas, que las arrastran por el fondo del remolque. Las cadenas casi siempre se desplazan encastradas en ranuras practicadas en el fondo del remolque o a su vez bandas transportadoras de varias lonas anticorrosivas movidas por rodillos motrices. El sistema de alimentación, que puede ser de tipo de transportador continuo y de barras equidistantes, puede ser accionado por las propias ruedas del remolque, por la toma de fuerza del tractor y por transmisión hidráulica, si bien el accionamiento por las ruedas del remolque sólo es utilizado por los distribuidores de poca capacidad.

El accionamiento por la toma de fuerza, si ésta es sincronizada, es decir, que su velocidad de giro es proporcional a la velocidad de avance del tractor, la dosis aportada es independiente de la velocidad de marcha de la máquina, y para modificarla sólo es preciso actuar sobre la palanca de regulación del remolque distribuidor, en cambio, si la toma de fuerza es independiente, como el régimen de rotación es proporcional a la velocidad angular del motor y no a la velocidad de marcha, para obtener una dosis determinada de abono es necesario actuar simultáneamente sobre la velocidad de avance del tractor, sobre el régimen del motor y sobre la regulación de la propia máquina.

El accionamiento hidráulico aunque es más caro, permite una regulación cómoda y fácil de la dosis de abonado, pues, con un regulador de caudal, se controla de forma continua la velocidad angular del motor hidráulico que produce el desplazamiento del sistema de alimentación.

#### 2.1.5.3.3 El sistema de distribución

El sistema de distribución puede ser de molinetes y de discos. En los repartidores de molinetes, estos pueden ir montados en el remolque horizontal o verticalmente con respecto al fondo de la caja. En ambos casos, los molinetes suelen estar formados por barras que llevan colocados elementos de dispersión de formas diversas, con los que se lanza el estiércol sobre el terreno.

Los molinetes horizontales se montan siempre en número de uno o dos, mientras que los verticales lo son en número de dos, tres, llegándose a veces hasta cuatro. En cuanto a los discos usualmente suele ser dos colocados al extremo de la caja.

El sistema de accionamiento de los órganos de distribución, se puede hacer desde las ruedas del propio remolque, desde la toma de fuerza del tractor, y los más modernos, mediante transmisiones hidráulicas. Según su enganche al tractor, los remolques pueden ser suspendidos, semisuspendidos y arrastrados.

#### **2.1.6 VENTAJAS Y DESVENTAJAS DE LOS PROCESOS DE ABONADO**

En base a los estudios bibliográficos y a la investigación de experiencias en el campo de la agricultura, se analizará de forma detallada las ventajas y desventajas que presentan los diferentes métodos de distribución de abono para así poder determinar el óptimo para el actual proyecto.

**Tabla 2.3 Cuadro de ventajas y desventajas de los procesos de abonado**

Manual		Tiro Animal		Mecánico	
Ventajas	Desventajas	Ventajas	Desventajas	Ventajas	Desventajas
No tiene un costo de operación considerable	Es lenta e ineficaz La fuerza generada para el trabajo no es constante El trabajador necesita descanso	Costos bajos de operación Se emplea herramientas simples para su ejecución	Se trabaja poca área en demasiado tiempo Los animales necesitan agua y descanso para continuar el proceso de abonado No se puede dosificar la cantidad de abono de una manera exacta	El área trabajada es grande en tiempos considerados cortos No se necesita descanso, por lo tanto se puede trabajar en largas jornadas Es muy eficaz y su precisión es mayor Puede regular la dosificación de abonado	El costo es más elevado que los anteriores mencionados Se necesita mantenimiento regular dependiendo de los mecanismos

Por razones lógicas los procesos mecánicos son mejores en comparación a los otros cuando se habla de eficiencia y menor tiempo en el que se efectúa el trabajo.

Por ello ahora veremos las ventajas y desventajas de los procesos mecánicos antes descritos. Haciendo énfasis en los sistemas de distribución y alimentación ya que son estos los que caracterizan las diferencias de las maquinas.

### **2.1.6.1 Ventajas**

#### **2.1.6.1.1 Distribución por molinetes**

Este sistema de distribución proporciona un mejor desmenuzamiento del abono favoreciendo a la menor formación de grumos de abono en el área de sembrado.

#### 2.1.6.1.2 Distribución por discos

Los discos dispersores proporcionan una mayor área de esparción ya que pueden lanzar abono a 180 grados y no se limitan tan solo al ancho de la tolva como los de molinetes.

#### 2.1.6.1.3 Alimentación por barras metálicas

Proporciona una mayor resistencia a la corrosión provocado por los diferentes ácidos del abono a comparación de la banda transportadora

#### 2.1.6.1.4 Alimentación por banda transportadora

La banda transportadora entrega el abono al sistema de distribución de una manera más uniforme y continúa que la alimentación por barras metálicas.

### **2.1.6.2 Desventajas**

#### 2.1.6.2.1 Distribución por molinetes

El área en el que puede esparcir abono se limita al ancho de la tolva de la maquina en sí.

#### 2.1.6.2.2 Distribución por discos

Se necesita un agitador para que no se formen grumos en el abono a distribuir ya que los discos no lo podrán realizar por sus limitados elementos de dispersión colocados en los mismos.

#### 2.1.6.2.3 Alimentación por barras metálicas

En este tipo de alimentación se produce sedimentaciones en la base de la tolva ya que las barras son equidistantes y dejan espacios libres.

#### 2.1.6.2.4 Alimentación por banda transportadora

Con una banda transportadora se limita el tiempo de vida del sistema de alimentación ya que aun siendo anticorrosiva se tendrá que cambiar en un determinado tiempo.

### 2.1.7 SELECCIÓN DEL PROCESO DE ABONADO

Como ya se ha determinado las ventajas y desventajas de cada proceso de abona, se podrá llegar a la mejor alternativa para el presente proyecto.

**Tabla 2.4 Matriz de selección del sistema de distribución.**

Proceso	Factibilidad económica	Factibilidad de operación y mantenimiento	Distribución del abono	Área cubierta de trabajo	Total (/20)
Distribución por molinetes	2	5	5	2	14
Distribución por discos	4	5	4	4	17

Calificación: 5 muy alto, 4 alto, 3 medio, 2 bajo, 1 muy bajo

Tomando en cuenta los parámetros como costos, facilidad de operación y mantenimiento, distribución del abono y el área cubierta de trabajo, se ha llegado a elegir la alternativa del sistema de distribución más favorable para el proyecto de la abonadora.

**Tabla 2.5 Matriz de selección del sistema de alimentación.**

Proceso	Factibilidad económica	Factibilidad de operación y mantenimiento	Capacidad de carga	Continuidad de alimentación	Total (/20)
Alimentación por barras metálicas	2	5	5	3	15
Alimentación por banda transportadora	5	4	4	4	17

Calificación: 5 muy alto, 4 alto, 3 medio, 2 bajo, 1 muy bajo

Tomando en cuenta los parámetros como costos, facilidad de operación y mantenimiento, capacidad de carga y la continuidad de alimentación, se ha llegado a elegir la alternativa del sistema de alimentación más favorable para el proyecto de la abonadora.

## **CAPITULO 3**

### **DISEÑO DE LA MÁQUINA DISTRIBUIDORA DE ABONO**

#### **3.1 ALTERNATIVAS DE DISEÑO DE ABONADORAS PARA ABONO ORGÁNICO SÓLIDO**

Una vez obtenido los procesos óptimos para el desarrollo del proyecto, se debe primero analizar las diferentes disposiciones de los elementos de la misma, para poder elegir la opción más acertada.

##### **3.1.1 CARACTERÍSTICAS DE LA ABONADORA DE DISCOS**

Como ya se analizo anteriormente los sistemas y procesos que se van a utilizar en la abonadora son el sistema de alimentación por banda transportadora de lona y el sistema de distribución por discos.

En la actualidad fabrican muchos tipos de abonadoras con pequeñas diferencias en su diseño y disposición de sus elementos como también en los mecanismos de impulso de la misma.

Existen alternativas de mecanismos de impulsión tales como, los impulsados por las ruedas de la propia máquina mediante engranes que trasladen el movimiento y fuerza de las ruedas en movimiento hacia los diferentes mecanismos de la máquina, este sistema de impulsión generalmente se utiliza en abonadoras pequeñas con capacidades de carga no tan elevadas ya que no necesitan de mucha fuerza para accionar los mecanismos.

Otro sistema de impulsión seria mediante la toma de fuerzas del tractor, siendo este el más utilizado en la agricultura para accionar mecanismos y máquinas acopladas a la parte posterior del tractor. Ya que este sistema puede entregar tanta fuerza como pueda proporcionar el tractor, es recomendado para accionar mecanismos que demanden fuerzas considerables.

Por último tenemos el sistema hidráulico, este sistema es el más moderno para el accionamiento de mecanismos y se podría decir que el más eficiente ya que

gracias a el control del caudal del liquido hidráulico se puede tener un mejor control del régimen de giro de los mecanismos impulsores.

## **3.2 PARÁMETROS DE OPERACIÓN**

En el presente numeral se describirán los parámetros de operación, los cuales determinaran el correcto funcionamiento de los elementos así como también una eficiencia mecánica óptima para la distribución de abono.

### **3.2.1 VELOCIDAD DE AVANCE DEL VEHICULO DE ARRASTRE**

En pruebas de campo realizadas al tractor de la hacienda beneficiada cuyo modelo es CASE I.H CX 100, la velocidad máxima del tractor es de 25 Km/h. y la velocidad promedio al momento de trabajar el terreno de sembrado es de 6 Km/h.

### **3.2.2 VELOCIDAD DE GIRO DEL DOSIFICADOR**

La velocidad de giro de los dosificadores fue investigada en la compañía INDUSTRIAS ALES C.A. gracias a que son representantes exclusivos de CASE IH en Ecuador y a su vez importan equipos y herramientas para esta clase de tractores agrícolas. Así mismo importan desde el Brasil abonadoras de abono orgánico sólido.

Esta empresa nos ha facilitado documentos y manuales con características de las abonadoras así pudiendo obtener datos importantes sobre las velocidades de giro de los dosificadores que oscilan entre los 828 – 900rpm.

### **3.2.3 CAPACIDAD DE LA TOLVA**

La tolva deberá ser capaz de resistir 1,4 toneladas de carga, ya que el requerimiento inicial de los auspiciantes fue que la maquina distribuya 30 quintales de abono orgánico sólido lo que nos da un aproximado de 1400 Kg.

### 3.3 SELECCIÓN DE ALTERNATIVAS

Como ya se ha mencionado antes las alternativas que tenemos para la construcción de la máquina abonadora, en este punto se seleccionara la alternativa tomando en cuenta el costo la eficiencia y facilidad de mantenimiento y operación.

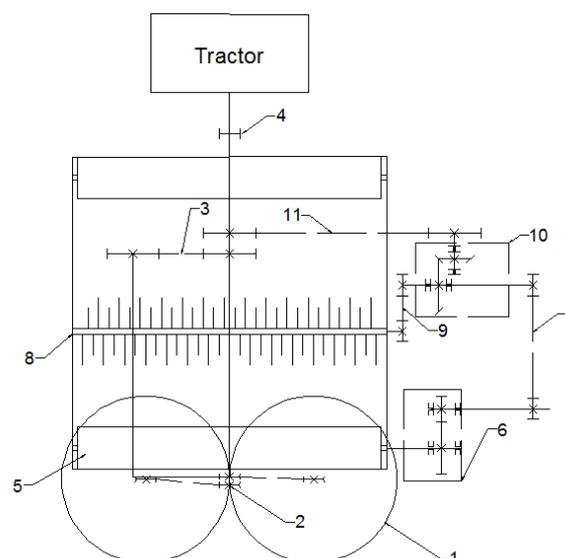
**Tabla 3.1 Matriz de selección de alternativas de abonadoras de discos**

Alternativa	Facilidad de mantenimiento	Facilidad de operación	Eficiencia mecánica	Factibilidad de costos	Total (/20)
Impulsado por el eje de ruedas	3	2	1	5	11
Impulsado por toma de fuerzas	3	4	4	3	14
Impulsado por sistema hidráulico	2	5	5	1	13

Calificación: 5 muy alto, 4 alto, 3 medio, 2 bajo, 1 muy bajo

Como podemos observar en la matriz de decisiones la mejor alternativa es diseñar la máquina abonadora impulsada por la toma de fuerzas del tractor agrícola.

### 3.4 DISEÑO DE LOS ELEMENTOS



**Figura 3.1 Diagrama cinemático de la máquina**

- 1.- Discos dispersores
- 2.- Bandas de transmisión de potencia
- 3.- Cadena catalinas del eje de poleas al eje principal del cardan
- 4.- Estriado de la toma de fuerzas del tractor
- 5.- Banda transportadora
- 6.- Caja de reducción de velocidad de engranes rector
- 7.- Cadena catalinas de la caja de engranes rectos a la caja de engranes cónicos
- 8.- Agitador
- 9.- Cadena catalinas del agitador a la caja de engranes cónicos
- 10.- Caja reductora de velocidad de engranes cónicos
- 11.- Cadena catalinas de la caja de engranes cónicos al eje principal del cardan

Como se puede observar en el diagrama cinemático de la maquina existe varios mecanismos los cuales deben ser diseñados, por lo tanto se ha optado por un orden de cálculos de atrás para adelante siendo el siguiente:

- Sección 1: Diseño de los discos dispersores

El cual comprenderá; potencia requerida en los discos, cálculo de ejes de los discos y rodamientos.

- Sección 2, 3 y 4: Diseño de la banda de transmisión de potencia y eje de cardan

El cual comprenderá; calculo de bandas de transmisión planas, calculo de chavetas de poleas, calculo de cadena catalinas entre el eje principal y el eje de poleas, chavetas de catalinas, comprobación del estriado del tractor y comprobación del dado de la cruceta.

- Sección 5, 6 y 7: Diseño de la banda transportadora y la caja reductora de engranes rectos

La cual comprenderá; cálculo de la banda transportadora, calculo de diámetro de los rodillos, potencia requerida por la banda transportadora, cálculo de la caja reductora de engranes rectos, chavetas del matrimonio entre eje del rodillo motriz con eje de salida de la caja reductora, cadenas y catalinas entre caja de engranes cónicos y caja de engranes rectos.

- Sección 8 y 9: Diseño del agitador

El cual comprenderá; cálculo experimental de la potencia requerida por el agitador, chavetas catalinas, cadena y catalinas del agitador a la caja de reducción de engranes cónicos.

- Sección 10 y 11: Diseño de la caja reductora de engranes cónicos.

El cual comprenderá; cálculo de la caja reductora de velocidad de engranes cónicos, chavetas de engranes, rodamientos, chavetas de catalinas y cadena y catalina de la caja de engranes cónicos a el eje principal del cardan.

### 3.4.1 DISEÑO DE LOS DISCOS DISPERSORES

#### 3.4.1.1 Cálculo de la potencia requerida en los discos dispersores

$$\delta_1 := 7850 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \quad \text{Densidad del acero}$$

$$\gamma := \delta_1 \cdot g = 76982.202 \cdot \frac{\text{N}}{\text{m}^3} \quad \text{Peso específico}$$

$$t_d := 3\text{mm} \quad \text{Espesor del disco}$$

$$d_1 := 0.9\text{m} \quad \text{Diámetro del disco}$$

$V_d := \frac{\pi \cdot d_1^2}{4} \cdot t_d = 0.002 \cdot m^3$	Volumen del disco
$G_d := V_d \cdot \gamma = 146.922 N$	Peso del disco
$m_d := V_d \cdot \delta_1 \cdot 2 = 29.964 kg$	Masa del disco
$I_x := \frac{m_d \cdot d_1^2}{8} = 3.034 m^2 \cdot kg$	Inercia rotacional
$t_a := 8s$	Tiempo de aceleración
$n_1 := 900rpm$	Numero de revoluciones del disco
$\omega_1 := n_1 = 94.248 \frac{1}{s}$	Velocidad angular del disco
$\alpha_1 := \frac{\omega_1}{t_a} = 11.781 \frac{1}{s^2}$	Aceleración angular del disco
$Mt_1 := I_x \cdot \alpha_1 = 35.741 \cdot N \cdot m$	Momento torsor de entrada
$P_1 := Mt_1 \cdot \omega_1 = 4.517 \cdot hp$	Potencia requerida en los discos

### 3.4.1.2 Análisis estático en los discos dispersores

Las fuerzas que se encuentran en los discos dispersores son:

$G_d := 146.992 N$	Peso del Disco
$Q := 69.31 \frac{m^3}{h}$	Caudal del abono que va a ser depositado en los discos

En un segundo habrá la siguiente cantidad de abono en los discos:

$$V_a := \frac{69.31 \cdot 1}{3600 \cdot 2} = 0.01 \quad m^3$$

La densidad del abono es:

$$\delta_2 := 296.75 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$$

Masa encontrada en ese instante en el disco es de:

$$m_a := \delta_2 \cdot V_a = 2.857 \quad \text{Kg}$$

Peso del abono en ese instante en los discos es de:

$$G_a := m_a \cdot 9.81 = 28.024 \quad \text{N}$$

Fuerza total axial que va a soportar los rodamientos

$$F_a := G_a + G_d = 175.016 \quad \text{N}$$

La fuerza radial en los discos será la fuerza de tensión en las bandas efectuadas sobre las poleas

$$F_r := 144.753 \quad \text{lb}\cdot\text{f}$$

$$F_r := \frac{F_r}{2.2} \cdot 9.81 = 645.467 \quad \text{N}$$

El número de revoluciones al que va a estar girando los discos es:

$$n_1 := 900 \quad \text{rpm}$$

El momento torsor en los discos es de:

$$M_{t_1} := 35.741 \quad \text{N}\cdot\text{m}$$

$$M_{t_1} := M_{t_1} \cdot 1000 = 35741 \quad \text{N}\cdot\text{mm}$$

El momento flector producido por el peso del propio disco y a su vez por el peso del abono

$$qG_d := \frac{G_d}{900} = 0.163 \quad \frac{\text{N}}{\text{mm}} \quad \text{Fuerza distribuida del peso de los discos}$$

$$qG_a := \frac{G_a}{900} = 0.031 \quad \frac{\text{N}}{\text{mm}} \quad \text{Fuerza distribuida del peso del abono}$$

$$F_{e_1} := (qG_d \cdot 10) + (qG_a \cdot 10) \quad \text{Fuerza equivalente tomada a 10 mm de extremo de los discos}$$
$$F_{e_1} = 1.945 \quad \text{N}$$

$$L_1 := 440$$

$$M_{f_1} := F_{e_1} \cdot L_1 = 855.632 \quad \text{N}\cdot\text{mm} \quad \text{Momento Flector}$$

### 3.4.1.3 Análisis del eje de los discos dispersores

$L_2 := 255.8 \text{ mm}$  Longitud del eje

$L_3 := 225.4 \text{ mm}$  Distancia del punto A al punto de acción de las fuerzas

Diagramas de Cuerpo libre

Diagramas de fuerza cortante en el plano xz

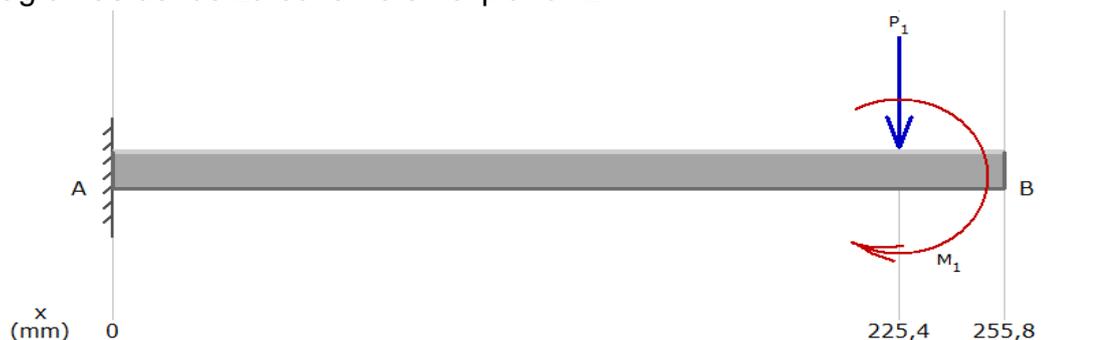


Figura 3.2 Diagrama de cuerpo libre del eje de los discos dispersores

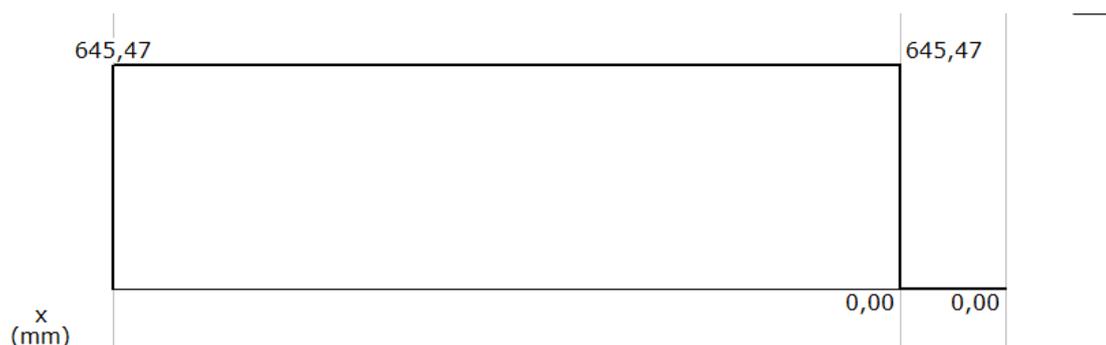


Figura 3.3 Diagrama de fuerza cortante del eje de los discos dispersores

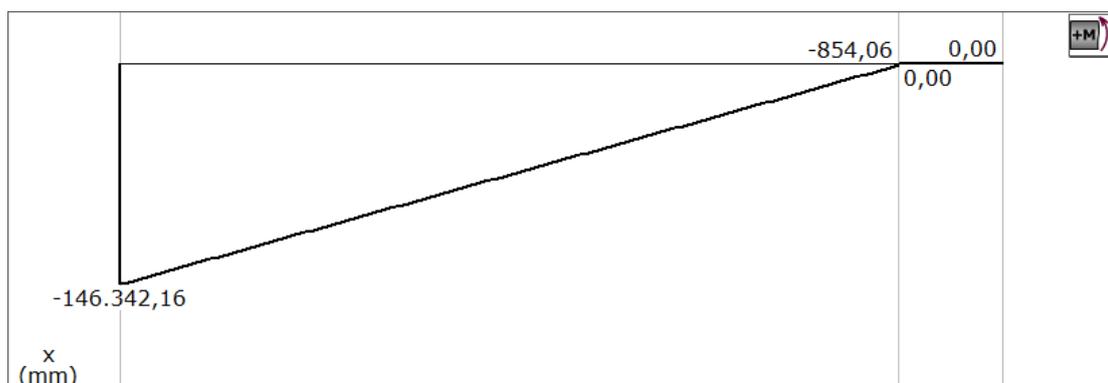


Figura 3.4 Diagrama de momento flector del eje de los discos dispersores

Vamos a comprobar la resistencia del eje de 20mm a la flexión

$$d_2 := 20 \text{ mm} \quad \text{Diámetro del eje de los discos}$$
$$I := \frac{\pi \cdot d_2^4}{64} = 7853.982 \text{ mm}^4 \quad \text{Momento de Inercia}$$
$$M_f := 146342.16 \text{ N}\cdot\text{mm} \quad \text{Momento Flector de las graficas}$$
$$\sigma_1 := \frac{M_f \cdot \frac{d_2}{2}}{I} = 186.329 \text{ MPa} \quad \text{Esfuerzo Flexionante}$$

Propiedades del material del eje de los discos dispersores

Material elegido = ANSI 1018

$$\sigma_2 := 31 \frac{\text{Kg}}{\text{mm}^2}$$
$$\sigma_2 := 31 \cdot 9.81 = 304.11 \text{ MPa} \quad \text{Esfuerzo Permisible}$$

Comprobamos entre el esfuerzo flexionante y el esfuerzo soportado por el material

$$S_{F1} := \frac{\sigma_2}{\sigma_1} = 1.632 \quad \text{Factor de seguridad}$$

#### 3.4.1.4 Rodamiento para los discos dispersores

Horas de trabajo

El rodamiento debe durar al menos 5 años, 12 meses por año, 15 días por mes, 6 horas por día:

$$V := 5 \cdot 12 \cdot 15 \cdot 6 = 5400 \text{ hr}$$

Vida del rodamiento en función al número de ciclos

$$V_1 := V \cdot 60 \cdot n_1 = 2.916 \times 10^8 \text{ ciclos}$$

Según el catalogo de rodamientos FAG

Del catálogo se prueba con rodamientos que tengan el diámetro interno requerido. Tomar en cuenta que es un caso de carga dinámica, cuando las rpm son mayores a 10

Para rodamiento individual cónico

Los valores de Y se muestran en las tablas de rodamientos

$$\frac{F_a}{F_r} = 0.271$$

$$F_{e2} = F_{rG} \quad \text{Para} \quad \frac{F_a}{F_r} \leq e$$

$$F_{e2} = 0.4F_{rG} + Y \cdot F_{aG} \quad \text{Para} \quad \frac{F_a}{F_r} > e$$

Valor de e elegido de la tabla de Rodamientos de la FAG

Denominación **32004X** página 329

Entonces:

$$e := 0.37$$

$$Y := 1.6$$

$$F_{e2} := F_r$$

$$F_{e2} = 645.467 \quad \text{N} \quad \text{Carga Estática equivalente}$$

Vida del rodamiento es

$$c_1 := 24000 \quad \text{N} \quad d_2 = 20 \quad \text{mm}$$

$$p := \frac{10}{3}$$

Se utiliza como exponente 3 para rodamientos con bolas y 10/3 para rodamientos con rodillos

Entonces:

$$V_{1'} := \left( \frac{c_1}{F_{e2}} \right)^p \cdot 10^6 \quad \text{Vida calculada según las tablas de Rodamientos de la FAG}$$

$$V_{1'} = 1.716 \times 10^{11}$$

Se compara el  $V_{1'}$  con la  $V_1$  para determinar si el rodamiento durara o no el tiempo estimado, en nuestro caso el rodamiento durara el tiempo estimado.

### 3.4.2 DISEÑO DE LAS BANDAS DE TRANSMISIÓN DE POTENCIA Y EJES DE CARDAN

#### 3.4.2.1 Banda de transmisión de potencia

Se va a emplear una banda de poliamida A-2 de ancho de 2plg para transmitir 4.517 hp bajo condiciones de impacto ligero donde  $K_s=1.2$ , sabiendo que el factor de seguridad adecuado es igual o mayor a 1.1.

$n_1 := 900\text{rpm}$	Velocidad necesaria en los discos
$S_{F1} := 1.1$	Factor de Seguridad
$K_{S1} := 1.2$	Factor de Servicio
$P_1 := 4.517\text{hp}$	Potencia a transmitir por las dos bandas

Donde:

$d_1 := 3$	in	Diámetro de la Polea Conductora
$d_2 := 3$	in	Diámetro de la Polea Conducida
$C_1 := 476.52$	mm	Distancia entre centros
$C_1 := \frac{C_1}{25.4} = 18.761$	in	Distancia entre centros en pulgadas

Ángulos de contacto:

$$\alpha_1 := \pi - 2 \cdot \text{asin} \left( \frac{d_1 - d_2}{2C_1} \right) = 3.142$$

$$\alpha_2 := \pi + 2 \cdot \text{asin} \left( \frac{d_1 - d_2}{2C_1} \right) = 3.142$$

Longitud de la banda

$$L_1 := \left[ 4C_1^2 - (d_1 - d_2)^2 \right]^{\frac{1}{2}} + \frac{1}{2} \cdot (d_1 \cdot \alpha_1 + d_2 \cdot \alpha_2) = 46.946 \text{ in}$$

Velocidad de la banda

$$v_1 := \frac{\pi \cdot d_1 \cdot n_1}{12} = 706.858 \frac{\text{pies}}{\text{min}}$$

### Peso de la banda

Donde  $\gamma$  y  $t$  se toma de la tabla 17-2 pág. 869 del libro de Shigley, 8ta Edición para una banda poliamida A-2

$$\gamma := 0.037 \frac{\text{lb}}{\text{in}^3} \quad \text{Peso específico}$$

$$B := 3 \quad \text{in} \quad \text{Ancho de banda}$$

$$t_1 := 0.21 \quad \text{in} \quad \text{Espesor}$$

$$w_1 := 12 \cdot \gamma \cdot B \cdot t_1$$

$$w_1 = 0.28 \frac{\text{lb}}{\text{pie}} \quad \text{Fuerza soportada por la banda por pie}$$

### Tensión centrífuga $F_{c1}$

Donde  $g$  es la gravedad en  $\text{pie}/\text{segundo}^2$

$$g := 32.17 \frac{\text{pie}}{\text{s}^2}$$

$$F_{c1} := \frac{w_1}{g} \left( \frac{v_1}{60} \right)^2 = 1.207 \quad \text{lb} \quad \text{Shigley, Ed 8, Pág. 865 (Ec e)}$$

### Par de Torsión $T$

$$Mt_1 := \frac{63025 \cdot \frac{P_1}{2} \cdot K_{S1} \cdot S_{F1}}{n_1}$$

$$Mt_1 = 208.768 \quad \text{lb} \cdot \text{in}$$

### Calculo de fuerzas en la banda

( $F_1$ ) a -  $F_2$  se denota como una Fuerza equivalente ( $F_{e1}$ )

$$F_{e1} := \frac{2 \cdot Mt_1}{d_1} = 139.179 \quad \text{lb}$$

( $F_1$ ) a de la tabla 17-2,  $F_a=60\text{lb}$ . En el caso de bandas poliamida,  $C_v=1$  y de la tabla 17-4  $C_p=0.73$ . De la ecuación 17-12, la máxima tensión permisible en la banda ( $F_1$ ) a es:

$$C_p := 0.86$$

$$C_v := 1$$

$$F_a := 60 \quad \text{lb}$$

$$F_{1a} := B \cdot F_a \cdot C_p \cdot C_v$$

$$F_{1a} = 154.8 \quad \text{lb}$$

Shigley, Ed 8, Tabla 17-2

Shigley, Ed 8, Ec 17-12

Entonces:

$$F2_a := F1_a - Fe_1$$

$$F2_a = 15.621 \quad \text{lbf}$$

$$F_i := \frac{(F1_a + F2_a)}{2} - Fc_1 \quad \text{Shigley, Ed 8, pág. 866 (EC i)}$$

$$F_i = 84.004 \quad \text{lbf}$$

Desarrollo de la Fricción se verifica con la ecuación:

$$\mu_1 := \frac{1}{\alpha_1} \cdot \ln\left(\frac{F1_a - Fc_1}{F2_a - Fc_1}\right) = 0.753$$

De la tabla 17-2,  $\mu=0.8$ . Puesto que  $\mu_1 < \mu$ , es decir  $0.753 < 0.8$  no existe peligro de deslizamiento

En la combinación de la (F1) a, F2 y Fi transmitirá la potencia de diseño de:

$$P_2 := P_1 \cdot (K_{S1} \cdot S_{F1}) = 5.962 \quad \text{hp}$$

Comprobando:

$$S_{F1} := \frac{P_2}{P_1 \cdot K_{S1}} = 1.1$$

### 3.4.2.2 Diseño de chaveta de las poleas de las bandas

Se elige una chaveta cuadrada, el diseño se basará en la resistencia a la fluencia de la chaveta, como se conoce la naturaleza de la carga se empleará un factor de seguridad de 1.2 siendo este menor que la flecha para proteger la misma

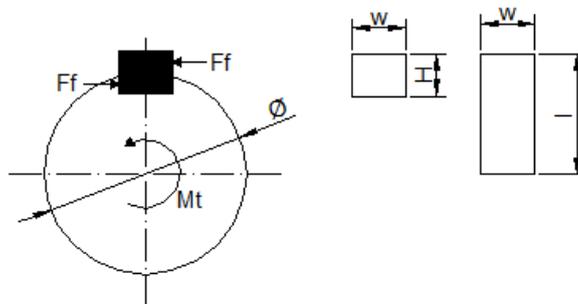


Figura 3.5 Diagrama de cuerpo libre de las chavetas.

El material que usaremos para la chaveta es un Acero estructural ASTM A36, con las siguientes características:

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

$$S_u := 400 \text{ MPa}$$

$$S_{F2} := 1.2$$

Factor de seguridad de la chaveta

$$\phi_1 := 25.4 \text{ mm}$$

Diámetro del agujero de la polea

Se toma un valor entero para la fabricación

$$w_2 := 4 \text{ mm}$$

Se plantea utilizar chavetas cuadradas, por lo que:

$$H_2 := w_2$$

$$H_2 = 4 \text{ mm}$$

Potencia requerida por los discos dispersores

$$P_1 = 4.517 \text{ hp}$$

$$P_1 := 0.746 \cdot P_1 = 3.37 \text{ kw}$$

$$M_{t2} := \frac{9550 \cdot P_1}{n_1} = 35.756 \text{ N} \cdot \text{m}$$

$$M_{t2} := 1000 \cdot M_{t2} = 3.576 \times 10^4 \text{ N} \cdot \text{mm} \quad \text{Momento Torsor producido en la polea}$$

$$F_{f1} := \frac{M_{t2}}{\frac{\phi_1}{2}} \quad \text{Fuerza en la superficie de la flecha}$$

$$F_{f1} = 2.815 \times 10^3 \text{ N}$$

Mediante la teoría de la energía de la distorsión, la resistencia al cortante corresponde a:

$$S_{sy} := 0.577 \cdot S_y$$

$$S_{sy} = 144.25 \text{ MPa}$$

La falla por cortante a lo largo del área paralela a la fuerza de corte creará un esfuerzo.

$$l_1 := \frac{F_{f1} \cdot S_{F2}}{S_{sy} \cdot w_2}$$

$$l_1 = 5.855 \text{ mm}$$

Para resistir al aplastamiento, se utilizará el área de la mitad de la cara de la chaveta.

$$l_2 := \frac{Ff_1 \cdot S_{F2}}{\left( \frac{S_y \cdot H_2}{2} \right)}$$

$$l_2 = 6.757 \text{ mm}$$

Se toma un valor de 6 mm de longitud de la chaveta para facilitar la fabricación de la misma

### 3.4.2.3 Cardan de transmisión de poleas

#### 3.4.2.3.1 Calculo del cardan de 1" de diámetro

Datos de entrada

$P_1 = 3.37$	kW	Potencia total requerida por los discos dispersores
$d_3 := 25.4$	mm	Diámetro del eje
$n_1 = 900$	rpm	Numero de revoluciones de entrada

$$M_{t3} := \frac{9550 \cdot P_1}{n_1} = 35.756 \quad \text{Nm} \quad \text{Momento torsor}$$

$$\rho_1 := \frac{d_3}{2} = 12.7 \quad \text{mm} \quad \text{Distancia del centro a la fibra más alejada}$$

$$J_1 := \frac{\pi \cdot d_3^4}{32} = 4.086 \times 10^4 \quad \text{mm}^4 \quad \text{Momento polar de inercia}$$

$$\tau_1 := \frac{1000 M_{t3} \cdot \rho_1}{J_1} = 11.113 \quad \text{MPa} \quad \text{Esfuerzo Cortante}$$

El acero elegido para el cardan es un AISI 1018

Propiedades del acero:

$$S_y := 31 \frac{\text{Kg}}{\text{mm}^2} \quad S_y := S_y \cdot 9.81 = 304.11 \text{ Mpa}$$

$$\tau_{y1} := \frac{S_y}{2} = 152.055 \text{ Mpa} \quad \text{Esfuerzo Cortante}$$

$$S_{F3} := \frac{\tau_{y1}}{\tau_1} = 13.683 \quad \text{Factor de seguridad}$$

Se elije este diámetro por la facilidad de fabricación de los distintos elementos que irán en este eje, como son chavetas, prisioneros etc.

### 3.4.2.4 Cadena del cardan al eje de bandas

#### Datos de Entrada

$n_2 := 540$ rpm	Numero de revoluciones de entrada
$K_d := 1.5$	Factor de diseño. Para maquinaria agrícola, trabajo de impacto modera, lubricación deficiente, ambientes sucios.
$P_1 := 4.517$ hp	Potencia requerida en los discos
$K_x := 1.2$	Factor de servicio Para impacto medio con características de par de torsión normal

Elegimos una cadena numero ANSI 60

$p_1 := 0.75$ in	Paso, Tabla 17-19, pág. 888, Shigley 8va edición
$z_1 := 11$	Dientes de la catalina Conducida
$z_2 := 18$	Dientes de la catalina Conductora

#### Factores de Corrección

$K_1 := 1$	Tabla 17-22, pág. 893, Shigley 8va edición
$K_2 := 1$	Numero de Torones es 1 Tabla 17-22, pág. 893, Shigley 8va edición

#### Potencia Nominal en la cadena

$$P_3 := 0.004(z_1)^{1.08} \cdot n_2^{0.9} \cdot p_1^{(3-0.07p_1)}$$

Ecuación 17-32, pág. 891, Shigley 8va Edición

$$P_3 = 6.571 \quad \text{hp}$$

$K_r := 17$	29	Para números de cadenas 25, 35
	3,4	Para números de cadenas 41
	17	Para números de cadenas 40-240

$$P_4 := \frac{1000 \cdot K_r \cdot z_1^{1.5} \cdot p_1^{0.8}}{n_2^{1.5}}$$

Ecuación 17-33, pág. 891, Shigley 8va edición

$$P_4 = 39.264 \quad \text{hp}$$

#### Distancia entre centros C

$$C_2 := 131.9 \quad \text{mm}$$

$$C_2 := \frac{C_2}{25.4} = 5.193 \quad \text{in}$$

$$O_1 := 2C_2 + \frac{z_1 + z_2}{2} + \frac{(z_2 - z_1)^2}{4\pi^2 \cdot C_2}$$

$$O_1 = 25.125 \quad \text{Se usan 26 pasos}$$

Por recomendación se toma un número par de pasos en la cadena para evitar un eslabón especial

$$O_1 := 26$$

$$A_1 := \frac{z_1 + z_2}{2} - O_1 = -11.5$$

$$C_3 := \frac{p_1}{4} \cdot \left[ -A_1 + \sqrt{A_1^2 - 8 \left( \frac{z_2 - z_1}{2\pi} \right)^2} \right] \cdot p_1$$

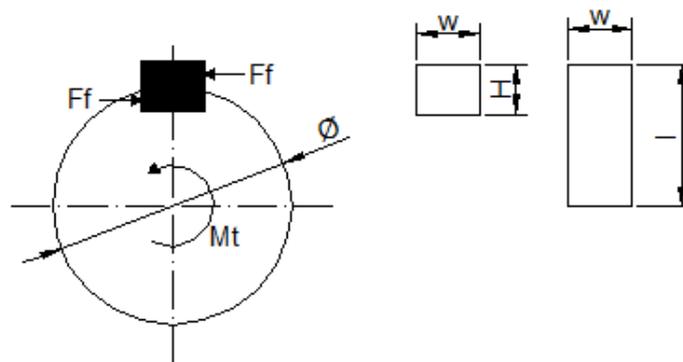
$$C_3 = 3.172 \quad \text{in}$$

Distancia entre centros en mm recomendada por el Libro de Shigley

$$C_3 := C_3 \cdot 25.4 = 80.581 \quad \text{mm}$$

### 3.4.2.5 Diseño de chaveta de la Catalina 1

Se elige una chaveta cuadrada, el diseño se basará en la resistencia a la fluencia de la chaveta, como se conoce la naturaleza de la carga se empleará un factor de seguridad de 1.2 siendo este menor que la flecha para proteger la misma.



**Figura 3.6 Diagrama de cuerpo libre de las chavetas.**

El material que usaremos para la chaveta es un Acero estructural ASTM A36, con las siguientes características:

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

$$S_u = 400 \text{ MPa}$$

$$S_{F2} = 1.2 \quad \text{Factor de seguridad de la chaveta}$$

$$\phi_2 := 25.4 \text{ mm} \quad \text{Diámetro del agujero de la catalina 1}$$

Se toma un valor entero para la fabricación

$$w_3 := 4 \text{ mm}$$

Se plantea utilizar chavetas cuadradas, por lo que:

$$H_3 := w_3$$

Shigley, Ed 8, Tabla 8-21, pág. 517

$$H_3 = 4 \text{ mm}$$

Potencia recibida a la Catalina 1 es la potencia requerida por los discos dispersores, por lo tanto el momento torsor y la fuerza en la superficie de la flecha serán los mismos que los ya calculados en las poleas ya que se encuentran en el mismo eje de 1"

$$M_{t2} = 3.576 \times 10^4 \text{ N}\cdot\text{m}$$

$$M_{t2} := 1000 \cdot M_{t2} = 3.576 \times 10^7 \text{ N}\cdot\text{mm} \quad \text{Torque producido en la catalina 1}$$

$$F_{f1} = 2.815 \times 10^3 \text{ N} \quad \text{Fuerza en la superficie de la flecha}$$

Mediante la teoría de la energía de la distorsión, la resistencia al cortante corresponde a:

$$S_{sy} := 0.577 \cdot S_y$$

$$S_{sy} = 144.25 \text{ MPa}$$

La falla por cortante a lo largo del área paralela a la fuerza de corte creará un esfuerzo.

$$l_3 := \frac{F_{f1} \cdot S_{F2}}{S_{sy} \cdot w_3}$$

$$l_3 = 5.855 \text{ mm}$$

Para resistir al aplastamiento, se utilizará el área de la mitad de la cara de la chaveta.

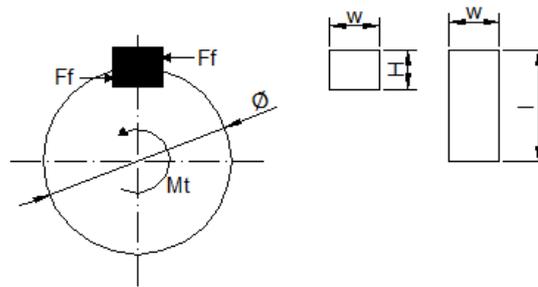
$$l_4 := \frac{Ff_1 \cdot S_{F2}}{\left( \frac{S_y \cdot H_3}{2} \right)}$$

$$l_4 = 6.757 \quad \text{mm}$$

Se toma un valor de 6 mm de longitud de la chaveta para facilitar la fabricación de la misma

### 3.4.2.6 Diseño de chaveta de la Catalina 2

Se elige una chaveta cuadrada, el diseño se basará en la resistencia a la fluencia de la chaveta, como se conoce la naturaleza de la carga se empleará un factor de seguridad de 1.2 siendo este menor que la flecha para proteger la misma.



**Figura 3.7 Diagrama de cuerpo libre de las chavetas.**

El material que usaremos para la chaveta es un Acero estructural ASTM A36, con las siguientes características:

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

$$S_u := 400 \quad \text{MPa}$$

$$S_{F2} = 1.2$$

Factor de seguridad de la chaveta

$$\phi_3 := 31.75 \quad \text{mm}$$

Diámetro del agujero de la catalina 2

Se toma un valor entero para la fabricación

$$w_4 := 4 \quad \text{mm}$$

Se plantea utilizar chavetas cuadradas, por lo que:

$$H_4 := w_4$$

$$H_4 = 4 \quad \text{mm}$$

Potencia requerida por los discos dispersores

$$P_1 = 4.517 \text{ hp}$$

$$P_1 := 0.746 \cdot P_1 = 3.37 \text{ kw}$$

$$Mt_4 := \frac{9550 \cdot P_1}{n_2} = 59.593 \text{ N}\cdot\text{m} \quad \text{Torque producido en la catalina 1}$$

$$Mt_4 := 1000 \cdot Mt_4 = 5.959 \times 10^4 \text{ N}\cdot\text{mm}$$

$$Ff_2 := \frac{Mt_4}{\frac{\phi_3}{2}} \quad \text{Fuerza en la superficie de la flecha}$$

$$Ff_2 = 3.754 \times 10^3 \text{ N}$$

Mediante la teoría de la energía de la distorsión, la resistencia al cortante corresponde a:

$$S_{sy} := 0.577 \cdot S_y$$

$$S_{sy} = 144.25 \text{ MPa}$$

La falla por cortante a lo largo del área paralela a la fuerza de corte creará un esfuerzo.

$$l_5 := \frac{Ff_2 \cdot S_{F2}}{S_{sy} \cdot w_3}$$

$$l_5 = 7.807 \text{ mm}$$

Para resistir al aplastamiento, se utilizará el área de la mitad de la cara de la chaveta.

$$l_6 := \frac{Ff_2 \cdot S_{F2}}{\left( \frac{S_y \cdot H_3}{2} \right)}$$

$$l_6 = 9.009 \text{ mm}$$

Se toma un valor de 8 mm de longitud de la chaveta para facilitar la fabricación de la misma

### 3.4.2.7 Cardan de transmisión

#### 3.4.2.7.1 Calculo del cardan de 1 1/4" de diámetro

Datos de entrada

$$P := P \cdot 0.746 = 13.413 \text{ kw} \quad \text{Potencia total requerida por toda la máquina}$$

$$P := 17.98 \text{ hp}$$

$$d_4 := 31.75 \text{ mm} \quad \text{Diámetro del eje principal}$$

$$n_2 = 540 \text{ rpm} \quad \text{Número de revoluciones de entrada}$$

$$Mt_5 := \frac{9550 \cdot P}{n_2} = 237.213 \text{ Nm} \quad \text{Momento torsor}$$

$$\rho_2 := \frac{d_4}{2} = 15.875 \text{ mm} \quad \text{Distancia del centro a la fibra más alejada}$$

$$J_2 := \frac{\pi \cdot d_4^4}{32} = 9.976 \times 10^4 \text{ mm}^4 \quad \text{Momento polar de inercia}$$

$$\tau_2 := \frac{1000 Mt_5 \cdot \rho_2}{J_2} = 37.747 \text{ MPa} \quad \text{Esfuerzo Cortante}$$

Propiedades del acero:

$$S_y := 31 \frac{\text{Kg}}{\text{mm}^2} \quad S_y := S_y \cdot 9.81 = 304.11 \text{ Mpa}$$

El acero elegido para el cardan es un AISI 1018

$$\tau_{y2} := \frac{S_y}{2} = 152.055 \text{ Mpa} \quad \text{Esfuerzo Cortante}$$

$$S_{F4} := \frac{\tau_{y2}}{\tau_2} = 4.028 \quad \text{Factor de seguridad}$$

### 3.4.2.8 Comprobación del estriado del toma de fuerza del tractor y el cardan

Datos de Entrada

$$P := 17.98 \text{ hp} \quad \text{Potencia requerida por toda la máquina}$$

$$n_2 = 540 \text{ rpm} \quad \text{Numero de revoluciones de entrada}$$

$$d_e := 35.4 \text{ mm} \quad \text{Diámetro exterior del estriado}$$

$$d_i := 29.6 \text{ mm} \quad \text{Diámetro interior del estriado}$$

$$z := 6 \quad \text{Numero de estrías}$$

$$L_2 := 72.1 \text{ mm} \quad \text{Longitud del estriado}$$

Comprobación 1 (Método donde interviene el Momento Torsor)

$$Mt_6 := \frac{716200 \cdot P}{n_2} = 2.385 \times 10^4 \text{ N} \cdot \text{mm} \quad \text{Momento torsor}$$

$$P_{s1} := \frac{8 Mt_6}{(d_e^2 - d_i^2) \cdot L_2 \cdot z} = 1.17 \frac{\text{kg}}{\text{mm}} \quad \text{Presión Superficial permisible}$$

## Comprobación 2 (Método donde interviene la Fuerza producida)

$$h := \frac{d_e - d_i}{2} = 2.9 \text{ mm} \quad \text{Altura del estriado}$$

$$F_1 := \frac{716200 \cdot P}{n_2 \cdot \left( \frac{d_e + d_i}{2} \right) \cdot 0.5} = 1.467 \times 10^3 \text{ kg}$$

$$P_{s2} := \frac{F_1}{z \cdot L_2 \cdot h} = 1.17 \frac{\text{kg}}{\text{mm}} \quad \text{Presión Superficial permisible}$$

El rango de la presión superficial permisible para el estriado de un cardan es de 1.5 a 3 kg/mm según las especificaciones que fueron consultadas

### 3.4.2.9 Comprobación del dado del cardan

Fórmula para el dado del cardan

$$W := \frac{\pi \cdot (d)^3}{32} \geq \frac{M_1}{\sigma'_1}$$

Donde:

$$W := \frac{\pi \cdot d^3}{32} \quad \text{Modulo de Inercia}$$

$$d := 22 \quad \text{Diámetro del dado}$$

$$M_1 := F_1 \cdot l_7 \quad \text{Momento Flector Máximo}$$

$$F_1 := \frac{F_1}{2} = 733.748 \text{ N} \quad \text{Fuerza aplicada en el dado}$$

$$l_7 := 20 \text{ mm} \quad \text{Brazo de fuerza}$$

$$\sigma'_1 := S_y \cdot 1.55 \quad \text{Limite permisible al fleje o fatiga}$$

Entonces:

Material ST7

$$S_y := 35 \frac{\text{Kg}}{\text{mm}^2} \quad \text{Resistencia a la Fluencia}$$

$$S_p := 32 \frac{\text{Kg}}{\text{mm}^2} \quad \text{Resistencia a la presión}$$

$$St := 70 \frac{\text{Kg}}{\text{mm}^2} \quad \text{Resistencia a la tracción}$$

$$\text{Elongación: } 10\%$$

$$\sigma_1 := Sp \cdot 0.55 = 17.6 \frac{\text{kg}}{\text{mm}^2}$$

$$M_1 := F_1 \cdot l_7 = 1.467 \times 10^4 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

Se toma la formula de la comprobación del dado y se despeja d para la comparación con el diámetro tomado experimentalmente

$$d' := \sqrt[3]{\frac{M_1 \cdot 32}{\sigma_1 \cdot \pi}}$$

$$d' = 20.403 \text{ mm}$$

Comparando  $d=22$  y  $d'=20.403$  nos damos cuenta que el diámetro del dado es el suficiente para poder aguantar las diferentes cargas

### 3.4.3 DISEÑO DE LA BANDA TRANSPORTADORA Y CAJA DE ENGRANES RECTOS

#### 3.4.3.1 Banda transportadora

Calculo de la potencia requerida y velocidad de la Banda transportadora

$$m_c := 1400 \text{ kg} \quad \text{Capacidad de carga de la máquina}$$

$$B := 0.9 \text{ m} \quad \text{Ancho de la banda}$$

$$s := 0.5 \frac{\text{m}}{\text{s}} \quad \text{Velocidad avance de la banda}$$

Eficiencia de la banda

$$W_o := 240(0.9 \cdot B - 0.05)^2 \cdot s$$

$$W_o = 69.312 \frac{\text{m}^3}{\text{h}}$$

$$k_1 := 1 \quad \text{Factor de reducción para banda totalmente horizontal}$$

Eficiencia corregida por el factor de reducción

$$W_n := k_1 \cdot W_o$$

$$W_n = 69.312 \frac{\text{m}^3}{\text{h}}$$

- $P_L$  Potencia de la banda libre sin carga
- $f_1$  Coeficiente de fricción de rodamiento
- $C_1$  Coeficiente de mayoración de la potencia para vencer la fricción de los rodillos, como también la resistencia de los rodillos y ejes; el valor del coeficiente  $C$  depende de la distancia entre ejes del tambor de propulsión y el propulsado
- $L_1$  Distancia entre ejes
- $q_o$  Peso de los elementos en movimiento

$$f_1 := 0.03 \text{ Por rodamientos}$$

$$L_1 := 2.2 \text{ m}$$

$$C_1 := -\frac{(5 - 2.2) \cdot (6.8 - 9)}{5 - 3} + 6.8 \quad \text{Extrapolación de la bibliografía pág. 225}$$

$$C_1 = 9.88$$

$$q_o := 62 \frac{\text{kg}}{\text{m}} \quad \text{Interpolando de la bibliografía tabla 21 pág. 225}$$

$$P_L := \frac{3.6 \cdot f_1 \cdot C_1 \cdot L_1 \cdot q_o \cdot s}{270} \quad \text{Pág. 225}$$

$$P_L = 0.27 \quad \text{HP}$$

- $P_T$  Potencia necesaria para el transporte del material en el sentido horizontal

$$\delta_1 := 296.75 \frac{\text{Kg}}{\text{m}^3} \quad \text{Densidad del estiércol}$$

$$W := \frac{W_n \cdot \delta_1}{1000} = 20.568 \frac{\text{ton}}{\text{h}}$$

$$P_T := \frac{f_1 \cdot C_1 \cdot L_1 \cdot W}{270} \quad \text{pág. 226}$$

$$P_T = 0.05 \quad \text{HP}$$

- $P_N$  Potencia necesaria para el transporte de carga a otro nivel

- $H$  Altura entre niveles

$$H := 0 \text{ m}$$

$$P_N := \frac{W \cdot H}{270} \quad \text{pág. 226}$$

$$P_N = 0 \quad \text{HP}$$

$P_R$  Potencia para vencer la resistencia de los mecanismos obtenidos experimentalmente

$$P_R := 2 \quad \text{HP} \quad \text{pág. 226}$$

$P_M$  Potencia necesaria para mover la banda con la carga que soporta

$\mu_1$  Coeficiente de rozamiento de la lona antifricción con el acero

$$\mu_1 := 0.20$$

$$g := 9.807 \frac{\text{m}}{\text{s}^2}$$

$$G := m_c \cdot g = 13729.8 \quad \text{N}$$

$$T := \mu_1 \cdot G = 2745.96 \quad \text{N}$$

$$P_M := T \cdot s$$

$$P_M = 1372.98 \quad \text{W}$$

$$P_M := \frac{P_M}{746} = 1.84 \quad \text{HP}$$

$P_5$  Potencia requerida por la banda transportadora

$$P_5 := P_T + P_N + P_R + P_M + P_L$$

$$P_5 = 4.16 \quad \text{HP}$$

$$P_5 := P_5 \cdot 0.746 = 3.103 \quad \text{kW}$$

Fuerza de tensión en la banda transportadora

$$S := \frac{75 \cdot P_5}{s}$$

$$S = 465.466 \quad \text{kg}$$

$$\mu_2 := 0.35 \quad \alpha_2 := 225$$

$$\alpha_2 := \alpha_2 \cdot \frac{\pi}{180}$$

$$\alpha_2 = 3.927 \quad \text{rad}$$

$$S1 := S \cdot \frac{e^{\mu_2 \cdot \alpha_2}}{e^{\mu_2 \cdot \alpha_2} - 1}$$

$$S1 = 623.096 \quad \text{kg}$$

$$S_{\text{max}} := S1 + 0.1 \cdot S1 = 685.406 \quad \text{kg}$$

40

## Calculo del número de lonas

$k_2 := 9$  De 9 a 13 dependiendo del trabajo

$$R_m := 65 \frac{\text{kg}}{\text{cm}}$$

$$B = 0.9 \quad \text{m}$$

$$B := B \cdot 100 = 90 \quad \text{cm}$$

$$n_L := \frac{k_2 \cdot S_{\max}}{B \cdot R_m} = 1.054$$

$$n_L := 1 \quad \text{lona}$$

Diámetro de rodillos entre 125 - 150 veces Numero de lonas ( $n_L$ )

$$d_{\min} := 125 \cdot n_L = 125$$

$$d_{\max} := 150 n_L = 150$$

$$d_{\min} := \frac{d_{\min}}{25.4} = 4.921 \quad \text{in}$$

$$d_{\max} := \frac{d_{\max}}{25.4} = 5.906 \quad \text{in}$$

$$d_1 := 4.5 \quad \text{in}$$

Diámetro Final de los Rodillos

$$d_1 := d_1 \cdot 25.4 = 114.3 \quad \text{mm}$$

Diámetro de los rodillos en mm

$$r_1 := \frac{d_1}{2000} = 0.057 \quad \text{m}$$

Radio de los rodillos

$$\omega_1 := \frac{s}{r_1} = 8.749 \quad \frac{\text{rad}}{\text{s}}$$

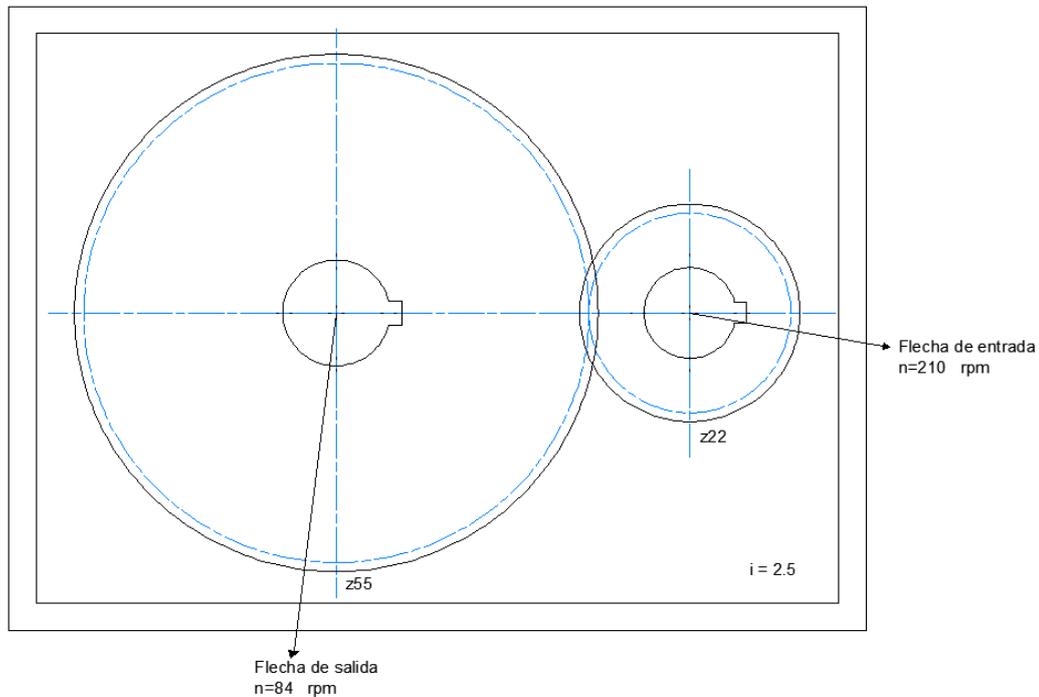
Velocidad angular requerida por los rodillos

$$n_4 := \omega_1 \cdot \frac{60}{2\pi}$$

$$n_4 = 83.546 \quad \text{rpm}$$

Número de revoluciones requerida por los rodillos

### 3.4.3.2 Caja reductora de velocidad de engranes rectos de un escalón



**Figura 3.8 Esquema cinemático de los engranes rectos**

Potencia de entrada requerida por la banda transportadora

$$P_5 = 3.103 \quad \text{KW}$$

$$n_5 := 210 \quad \text{rpm}$$

$$i := 2.5 \quad \text{Relación de Transmisión}$$

$$n_4 := \frac{n_5}{i} \quad \text{Número de Revoluciones de salida de la cada de engranes rectos}$$

$$n_4 = 84 \quad \text{rpm} \quad \text{El número de revoluciones de salida de la caja de engranes rectos debe ser igual o semejante al número de revoluciones requerido por la banda transportadora.}$$

Módulo:

$$m_1 := 3$$

Ángulo de presión:

$$\Phi_1 := 20$$

$$\Phi_1 := \Phi_1 \frac{\pi}{180}$$

$$\Phi_1 = 0.349 \quad \text{rad}$$

### Interferencia

$$k_3 := 1$$

$$N_P := \frac{2 \cdot k_3}{(1 + 2 \cdot m_1) \cdot (\sin(\Phi_1))^2} \left[ m_1 + \sqrt{m_1^2 + (1 + 2 \cdot m_1) \cdot (\sin(\Phi_1))^2} \right] \quad \text{Shigley Ed 8 Ec 13.11}$$

$$N_P = 14.981 \quad \text{Número mínimo de dientes sin interferencia en el piñón}$$

$$N_G := \frac{N_P^2 \cdot \sin(\Phi_1)^2 - 4 \cdot k_3^2}{4k_3 - 2N_P \cdot \sin(\Phi_1)^2}$$

$$N_G = 44.943 \quad \text{Número mínimo de dientes sin interferencia en el engrane}$$

### Geometría Piñón y Engrane

#### Número de dientes

$$\text{Piñón} \quad z_1 := 22$$

$$\text{Engrane} \quad z_2 := i \cdot z_1 = 55$$

#### Paso Circular

$$p := \pi \cdot m_1$$

$$p = 9.425 \quad \text{mm}$$

#### Adendum (Cabeza)

$$a_1 := m_1$$

$$a_1 = 3 \quad \text{mm}$$

#### Dedendum (Raíz)

$$b_1 := 1.25m_1$$

$$b_1 = 3.75 \quad \text{mm}$$

#### Diámetro primitivo o de paso

$$\text{Piñón} \quad dp_1 := m_1 \cdot z_1 = 66 \quad \text{mm}$$

$$\text{Engrane} \quad dp_2 := m_1 \cdot z_2 = 165 \quad \text{mm}$$

#### Diámetro exterior

$$\text{Piñón} \quad de_1 := dp_1 + 2 \cdot a_1 = 72 \quad \text{mm}$$

$$\text{Engrane} \quad de_2 := dp_2 + 2 \cdot a_1 = 171 \quad \text{mm}$$

#### Diámetro interior

$$\text{Piñón} \quad di_1 := dp_1 - 2 \cdot b_1 = 58.5 \quad \text{mm}$$

$$\text{Engrane} \quad di_2 := dp_2 - 2 \cdot b_1 = 157.5 \quad \text{mm}$$

### Altura del Diente

$$h_1 := a_1 + b_1 = 6.75 \quad \text{mm}$$

### Distancia entre centros

$$C_2 := \frac{dp_1 + dp_2}{2} = 115.5 \quad \text{mm}$$

### Ancho de Cara

$$3p < F < 5p$$

$$3 \cdot p = 28.274 \quad \text{mm}$$

$$5p = 47.124 \quad \text{mm}$$

$$F := 35 \quad \text{mm}$$

### Calculo de Fuerzas

#### Piñón

$$\text{Momento torsor } Mt_1 := \frac{9550000 \cdot P_5}{n_5} = 141117.353 \quad \text{Nmm}$$

$$\text{Fuerza Tangencial } Ft_1 := \frac{2 \cdot Mt_1}{dp_1} = 4276.283 \quad \text{N}$$

#### Engrane

$$\text{Momento torsor } Mt_2 := \frac{9550000 \cdot P_5}{n_4} = 352793.384 \quad \text{Nmm}$$

$$\text{Fuerza Tangencial } Ft_2 := \frac{2 \cdot Mt_2}{dp_2} = 4276.283 \quad \text{N}$$

#### 3.4.3.2.1 Piñón

### Calculo de la Resistencia a la Fatiga por Flexión Piñón

#### Método AGMA

$K_o$  Factor de sobrecarga

Criterio

1.- Fuente de potencia uniforme

2.- Impacto uniforme

$$K_{o1} := 1.0 \quad \text{Shigley Ed 8 fig. 14-17}$$

Estos criterios se aplican ya que la fuente de potencia es un tractor considerada uniforme y la máquina a ser impulsada en este caso la distribuidora de abono es uniforme.

### $K_v$ Factor dinámico

$Q_v := 6$  Engranés comerciales de buena calidad

$$B_1 := 0.25(12 - Q_v)^{\frac{2}{3}} \quad B_1 = 0.825 \quad \text{Shigley Ed 8 Fig. 14.9}$$

$$A_1 := 50 + 56(1 - B_1) \quad A_1 = 59.773 \quad \text{Shigley Ed 8 Ec. 14-28}$$

### Velocidad lineal máxima de los engranes

$$v_{\max} := \frac{[A_1 + (Q_v - 3)]^2}{200} = 19.702 \quad \frac{\text{m}}{\text{s}} \quad \text{Shigley Ed 8 Ec 14-29}$$

### Velocidad lineal

$$v_1 := 5.236(10^{-5}) \cdot dp_1 \cdot n_5 = 0.726 \quad \frac{\text{m}}{\text{s}} \quad \text{Shigley Ed 8 Ec 15-7}$$

### Entonces obtenemos

$$K'v_1 := \left( \frac{A_1 + \sqrt{200 \cdot v_1}}{A_1} \right)^{B_1} \quad K'v_1 = 1.164 \quad \text{Shigley Ed 8 Ec 14-27}$$

### $K_s$ Factor de Tamaño

Con este factor de forma de Lewis (Y) que depende del número de dientes tenemos que:

$$z_1 = 22$$
$$Y_1 := 0.331 \quad \text{Shigley Ed 8 Tabla 14-2}$$

$$K_{s1} := 1.192 \left( \frac{\frac{F}{25.4} \cdot \sqrt{Y_1}}{\frac{z_1}{\frac{dp_1}{25.4}}} \right)^{0.0535} \quad K_{s1} = 1.05 \quad \text{Shigley Ed 8 Pág. 739 Ec (a)}$$

### $K_h$ Factor de Distribución de carga

#### $C_{mc}$

$$C_{mc1} := 1 \quad \text{Dientes sin coronar} \quad \text{Shigley Ed 8 Ec 14-31}$$

#### $C_{pf}$

$$\frac{F}{10 \cdot dp_1} = 0.053 \quad \text{Mayor que 0.05 entonces}$$

$$C_{pf1} := \frac{F}{10 \cdot dp_1} - 0.0375 + 0.0125 \cdot \frac{F}{25.4} = 0.033 \quad \text{Shigley Ed 8 Ec 14-32}$$

Cpm

$$S_1 := 81 \quad S_{11} := 0 \quad \text{Shigley Ed 8 Fig 14-10}$$

$$\frac{S_{11}}{S_1} = 0 \quad \text{Menor que 0.175} \quad C_{pm1} := 1 \quad \text{Shigley Ed 8 Ec 14-33}$$

Cma

$$A_{ma} := 0.127 \quad B_{ma} := 0.0158 \quad C_{ma} := -0.093 \cdot (10^{-4}) \quad \text{Engranés comerciales cerrados} \quad \text{Shigley Ed 8 Tabla 14-9}$$

$$C_{ma1} := A_{ma} + B_{ma} \cdot \frac{F}{25.4} + C_{ma} \cdot \left( \frac{F}{25.4} \right)^2 \quad C_{ma1} = 0.149 \quad \text{Shigley Ed 8 Ec 14-34}$$

Ce

$$C_{e1} := 0.8 \quad \text{Engranés ajustados durante el ensamble} \quad \text{Shigley Ed 8 Ec 14-35}$$

$$K_{h1} := 1 + C_{mc1} \cdot (C_{pf1} \cdot C_{pm1} + C_{ma1} \cdot C_{e1}) \quad \text{Shigley Ed 8 Ec 14-30}$$

$$K_{h1} = 1.152$$

$Y_j$  Factor geométrico de resistencia a la flexión

Shigley Ed 8 Fig. 14-6

$$z_1 = 22 \quad Y_{j1} := 0.34$$
$$z_2 = 55$$

$K_b$  Factor de espesor de aro

A partir de la ecuación

$$t_{R1} := d_{i1} - 30 = 28.5$$

$$m_{B1} := \frac{t_{R1}}{h_1}$$

$$m_{B1} = 4.222$$

Shigley Ed 8 Ec 14-39

Como es mayor que 1.2

$$K_{b1} := 1$$

Shigley Ed 8 Ec 14-40

Con todos estos factores calculamos el valor de la resistencia a la fatiga por

flexión:

$$\sigma_1 := F_{t1} \cdot K_{o1} \cdot K_{v1} \cdot K_{s1} \cdot \frac{1}{F \cdot m_1} \cdot \frac{K_{h1} \cdot K_{b1}}{Y_{j1}} \quad \text{Shigley Ed 8 Ec 14-15}$$

$$\sigma_1 = 168.591 \quad \text{MPa}$$

## Calculo del esfuerzo flexionante permisible piñón

Para el diseño vamos a tomar un acero 705 bonificado para maquinaria AISI 4340

Propiedades:

$$\begin{aligned} \text{Dureza: } HB &:= 330 \quad HB \\ S_y &:= 70 \frac{\text{kg}}{\text{mm}^2} & S_y &:= S_y \cdot 9.81 = 686.7 \\ S_u &:= 90 \frac{\text{kg}}{\text{mm}^2} & S_u &:= S_u \cdot 9.81 = 882.9 \quad \text{MPa} \\ & & & \text{MPa} \end{aligned}$$

$S_t$  Esfuerzo Flexionante permisible

Para grado 2 se tiene:

$$\begin{aligned} S_t &:= 0.749 \cdot HB + 110 && \text{Shigley Ed 8 fig. 14-3} \\ S_t &= 357.17 \quad \text{MPa} \end{aligned}$$

$Y_N$  Factor de ciclos de esfuerzo para esfuerzo flexionante

$$\begin{aligned} N &:= 10^7 \quad \text{Ciclos} && \text{Shigley Ed 8 fig. 14-14} \\ Y_N &:= 1 \end{aligned}$$

$Y_\theta$  Factor de Temperatura  
Temperatura hasta 120C

Shigley Ed 8 14-15

$$Y_\theta := 1$$

$Y_Z$  Factor de Confiabilidad

Para una confiabilidad del 99% tenemos que:

$$Y_Z := 1 \quad \text{Shigley Ed 8 Tabla 14-10}$$

Con todos estos factores y el cálculo de resistencia a la fatiga por flexión vamos a calcular la relación de seguridad AGMA

$$S_{F1} := \frac{S_t}{\sigma_1} \cdot \frac{Y_N}{Y_\theta \cdot Y_Z} \quad \text{Shigley Ed 8 Ec 14-17}$$

$$S_{F1} = 2.119$$

## Calculo del Esfuerzo de Contacto o Resistencia a la Picadura Piñón

### Método AGMA

$Z_e$  Coeficiente elástico

Se elige este factor para un acero AISI 4340

$$Z_{e1} := 191 \text{ MPa}$$

Shigley Ed 8 Tabla 14-8

$Z_i$  Factor Geométrico para la resistencia a la picadura

$$m_{g1} := \frac{z_2}{z_1} = 2.5$$

$m_{n1} := 1$  En engranes rectos

$$Z_{i1} := \frac{\cos(\Phi_1) \cdot \sin(\Phi_1)}{2 \cdot m_{n1}} \cdot \frac{m_{g1}}{m_{g1} + 1} \quad \text{Shigley Ed 8 Ec 14-23}$$

$$Z_{i1} = 0.115$$

$Z_r$  Factor de condición superficial para resistencia a la picadura

Según la referencia este factor influye en las condiciones superficiales dependiendo el acabado, sin embargo este todavía no está establecido y se recomienda usar un valor mayor o igual a la unidad

$$Z_{r1} := 1$$

Utilizando todos estos factores se hace factible el cálculo de la resistencia a la picadura

$$\sigma_{c1} := Z_{e1} \cdot \sqrt{F_{t1} \cdot K_{o1} \cdot K'_{v1} \cdot \frac{K_{h1}}{d_{p1} \cdot F} \cdot \frac{Z_{r1}}{Z_{i1}}} \quad \text{Shigley Ed 8 Ec 14-16}$$

$$\sigma_{c1} = 888.004 \text{ MPa}$$

### Cálculo de Esfuerzo de Contacto Permisible Piñón

$S_c$  Esfuerzo de contacto permisible

$$S_c := 2.41 \cdot HB + 237$$

$$S_c = 1032.3 \text{ MPa}$$

Shigley Ed 8 Fig 14-5

$Z_N$  Factor de vida de ciclos de esfuerzos

$$N = 1 \times 10^7 \quad \text{ciclos}$$

Shigley Ed 8 Fig 14-15

$$Z_N := 1$$

$Z_W$  Factor de la relación de la dureza para la resistencia a la picadura

La dureza Brinell tanto del piñón como del engrane es la misma, por lo tanto dicha relación va a ser igual a 1 que es menor a 1.2 por lo tanto:

$$Z_W := 1$$

Shigley Ed 8 Sec 14-12

Con todos estos factores y el cálculo de resistencia a la picadura vamos a calcular la relación de seguridad AGMA

$$S_{HI} := \frac{S_c \cdot Z_N \cdot Z_W}{\sigma_1 \cdot Y_\theta \cdot Y_Z}$$

Shigley Ed 8 Ec 14-18

$$S_{HI} = 1.162$$

### 3.4.3.2.2 Engrane

Calculo de la resistencia a la fatiga por flexión engrane

Método AGMA

$K_o$  Factor de sobrecarga

Criterio

1.- Fuente de potencia uniforme  $K_{o2} := 1.0$  Shigley Ed 8 Fig. 14-17

2.- Impacto uniforme

Estos criterios se aplican ya que la fuente de potencia es un tractor considerada uniforme y la máquina a ser impulsada en este caso la distribuidora de abono es uniforme.

$Q_v = 6$  Engranes comerciales de buena calidad Shigley Ed 8 Fig 14.9

$$B_2 := 0.25(12 - Q_v)^{\frac{2}{3}} \quad B_2 = 0.825$$

$$A_2 := 50 + 56(1 - B_2) \quad A_2 = 59.773$$

Shigley Ed 8 Ec 14-28

Velocidad lineal máxima de los engranes

$$v_{\max} = 19.702 \frac{\mathbf{m}}{\mathbf{s}}$$

Shigley Ed 8 Ec 14-29

Velocidad lineal

$$v_2 := 5.236(10^{-5}) \cdot dp_2 \cdot n_4 = 0.726 \frac{\mathbf{m}}{\mathbf{s}}$$

Shigley Ed 8 Ec 15-7

Entonces obtenemos

$K_v$  Factor dinámico

$$K'v_2 := \left( \frac{A_2 + \sqrt{200 \cdot v_2}}{A_2} \right)^{B_2}$$

Shigley Ed 8 Ec 14-27

$$K'v_2 = 1.164$$

$K_s$  Factor de Tamaño

Con este factor de forma de Lewis (Y) que depende del número de dientes tenemos que:

$$z_2 = 55$$

$$Y_2 := 0.416$$

Shigley Ed 8 Tabla 14-2

$$Ks_2 := 1.192 \left( \frac{\frac{F}{25.4} \cdot \sqrt{Y_2}}{\frac{z_2}{\frac{dp_2}{25.4}}} \right)^{0.0535}$$

Shigley Ed 8 Pág. 739 Ec (a)  
 $Ks_2 = 1.057$

$K_h$  Factor de Distribución de carga

$C_{mc}$

$$C_{mc_2} := 1$$

Dientes sin coronar

Shigley Ed 8 Ec 14-31

$C_{pf}$

$$\frac{F}{10 \cdot dp_2} = 0.021 \quad \text{Menor que 0.05 entonces}$$

$$C_{pf_2} := 0.05 - 0.0375 + 0.0125 \cdot \frac{F}{25.4} = 0.03$$

Shigley Ed 8 Ec 14-32

$C_{pm}$

$$S_2 := 81$$

$$S_{1_2} := 0$$

Shigley Ed 8 Fig 14-10

$$\frac{S_{1_2}}{S_2} = 0$$

Menor a 0.175

$$C_{pm_2} := 1$$

Shigley Ed 8 Ec 14-33

$C_{ma}$

$$A_{ma} = 0.127 \quad B_{ma} = 0.0158 \quad C_{ma} = -0.093(10^{-4})$$

Engranés comerciales cerrados  
 Shigley Ed 8 Tabla 14-9

$$C_{ma_2} := A_{ma} + B_{ma} \cdot \frac{F}{25.4} + C_{ma} \cdot \left( \frac{F}{25.4} \right)^2$$

Shigley Ed 8 Ec 14-34

$$C_{ma_2} = 0.149$$

Ce

$Ce_2 := 0.8$       Engranés ajustados durante el ensamble

$$Kh_2 := 1 + Cmc_2 \cdot (Cpf_2 \cdot Cpm_2 + Cma_2 \cdot Ce_2) \quad \text{Shigley Ed 8 Ec 14-30}$$

$$Kh_2 = 1.149$$

$Y_j$       Factor geométrico de resistencia a la flexión

$$z_2 = 55$$

$$z_1 = 22$$

$$Y_{j2} := 0.41$$

Shigley Ed 8 fig. 14-6

$K_b$       Factor de espesor de aro

A partir de la ecuación

$$t_{R2} := di_2 - 35 = 122.5$$

$$m_{B2} := \frac{t_{R2}}{h_1}$$

$$m_{B2} = 18.148$$

Shigley Ed 8 Ec 14-39

Como es mayor que 1.2       $K_{b2} := 1$       Shigley Ed 8 Ec 14-40

Con todos estos factores calculamos el valor de la resistencia a la fatiga por flexión:

$$\sigma_2 := Ft_2 \cdot K_o2 \cdot K'v_2 \cdot K_s2 \cdot \frac{1}{F \cdot m_1} \cdot \frac{Kh_2 \cdot Kb_2}{Y_{j2}}$$
$$\sigma_2 = 140.294 \quad \text{MPa}$$

Calculo del Esfuerzo Flexionante Permisible Engrane

Para el diseño vamos a tomar un acero 705 bonificado para maquinaria AISI 4340

Propiedades:

Dureza:

$$HB = 330 \quad \mathbf{HB}$$

$$S_y = 686.7 \quad \mathbf{MPa}$$

$$S_u = 882.9 \quad \mathbf{MPa}$$

$S_t$  Esfuerzo Flexionante permisible

Para grado 2 se tiene:

$$S_t = 357.17 \quad \text{MPa} \quad \text{Shigley Ed 8 fig. 14-3}$$

$Y_N$  Factor de ciclos de esfuerzo para esfuerzo flexionante

$$N = 1 \times 10^7 \quad \text{Ciclos} \quad \text{Shigley Ed 8 fig. 14-14}$$

$$Y_N = 1$$

$Y_\theta$  Factor de Temperatura

Temperatura hasta 120C

Shigley Ed 8 14-15

$$Y_\theta = 1$$

$Y_Z$  Factor de Confiabilidad

Para una confiabilidad del 99% tenemos que:

$$Y_Z = 1 \quad \text{Shigley Ed 8 Tabla 14-10}$$

Con todos estos factores y el cálculo de resistencia a la fatiga por flexión vamos a calcular la relación de seguridad AGMA

$$S_{F2} := \frac{S_t \cdot Y_N}{\sigma_2 \cdot Y_\theta \cdot Y_Z} \quad \text{Shigley Ed 8 Ec 14-17}$$

$$S_{F2} = 2.546$$

Calculo del Esfuerzo de Contacto o Resistencia a la Picadura Engrane

Método AGMA

$Z_e$  Coeficiente elástico

Se elige este factor para un acero AISI 4340

$$Z_{e2} := 191 \quad \text{MPa} \quad \text{Shigley Ed 8 Tabla 14-8}$$

$Z_i$  Factor Geométrico para la resistencia a la picadura

$$m_{g1} = 2.5$$

$$m_{n1} = 1 \quad \text{En engranes rectos}$$

$$Z_{i2} := \frac{\cos(\Phi_1) \cdot \sin(\Phi_1)}{2 \cdot m_{n1}} \cdot \frac{m_{g1}}{m_{g1} + 1} \quad \text{Shigley Ed 8 Ec 14-23}$$

$$Z_{i2} = 0.115$$

$Z_r$  Factor de condición superficial para resistencia a la picadura

Según la referencia este factor influye en las condiciones superficiales dependiendo el acabado, sin embargo este todavía no está establecido y se recomienda usar un valor mayor o igual a la unidad

$$Z_{r2} := 1$$

Utilizando todos estos factores se hace factible el cálculo de la resistencia a la picadura

$$\sigma_c := Z_{e2} \cdot \sqrt{F_{t2} \cdot K_{o2} \cdot K_{v2} \cdot \frac{K_{h2}}{d_{p2} \cdot F} \cdot \frac{Z_{r2}}{Z_{i2}}}$$

$$\sigma_c = 560.884 \quad \text{MPa} \quad \text{Shigley Ed 8 Ec 14-16}$$

Cálculo de Esfuerzo de Contacto Permisible Engrane

$S_c$  Esfuerzo de contacto permisible

$$S_c = 1032.3 \quad \text{MPa} \quad \text{Shigley Ed 8 fig. 14-5}$$

$Z_N$  Factor de vida de ciclos de esfuerzos

$$N = 1 \times 10^7 \quad \text{ciclos} \quad \text{Shigley Ed 8 fig. 14-15}$$

$$Z_N = 1$$

$Z_W$  Factor de la relación de la dureza para la resistencia a la picadura

Shigley Ed 8 Sec 14-12

La dureza Brinell tanto del piñón como de la rueda es la misma por lo tanto dicha relación va a ser igual a 1 que es menor a 1.2 por lo tanto:

$$Z_W = 1$$

Con todos estos factores y el cálculo de resistencia a la picadura vamos a calcular la relación de seguridad AGMA

$$S_{H2} := \frac{S_c \cdot Z_N \cdot Z_W}{\sigma_c \cdot Y_\theta \cdot Y_Z} \quad \text{Shigley Ed 8 Ec 14-18}$$

$$S_{H2} = 1.84$$

### 3.4.3.2.3 Análisis de flechas, rodamientos y chavetas:

Análisis estático en el piñón:

Las fuerzas que se encuentran en el piñón:

$$Fr_1 := Ft_1 \cdot \tan(\Phi_1) = 1556.44 \quad \text{N} \quad \text{En el eje y}$$

$$Ft_1 = 4276.283 \quad \text{N} \quad \text{En el eje z}$$

$$Fa_1 := 0 \quad \text{N} \quad \text{En el eje x}$$

El piñón será construido con giro en sentido horario, con lo que tendremos las cargas dispuestas de la siguiente manera:

Tomando en cuenta que la flecha es una viga simplemente apoyada y haciendo un DCL tenemos:

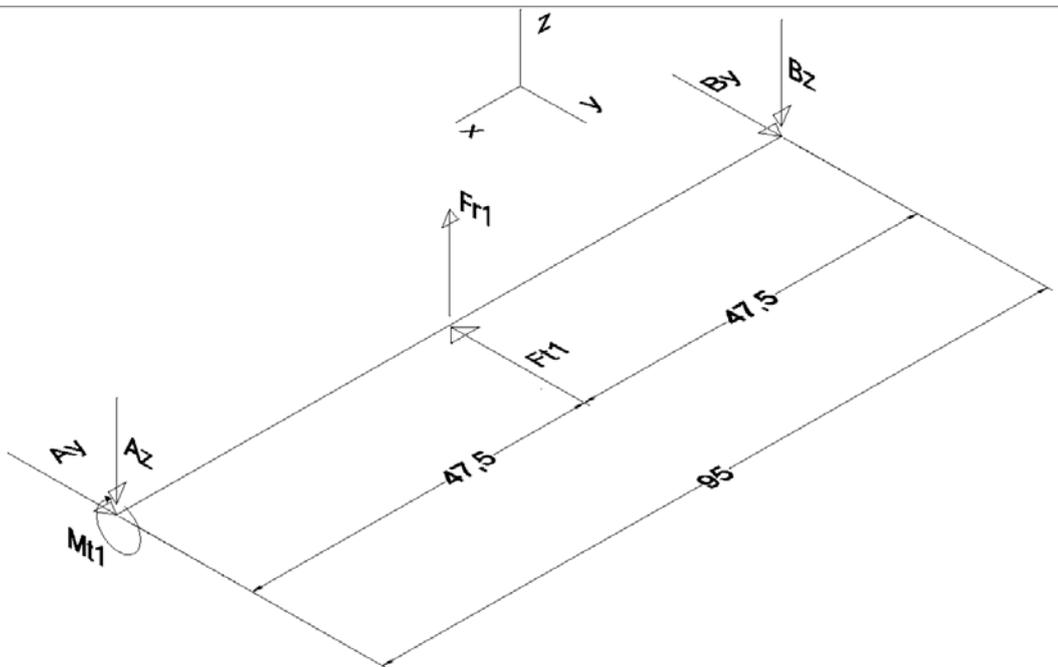


Figura 3.9 Diagrama de cuerpo libre del eje del piñón

Longitud estimada de la flecha

$$L_2 := 95 \quad \text{mm}$$

$$L_3 := 47.5 \quad \text{mm}$$

Ecuaciones de la estática:

$$A_y := 1 \quad A_z := 1 \quad B_y := 1 \quad B_z := 1$$

Dado

$$A_y + B_y - F_{r1} = 0 \quad \text{Fuerzas en Y}$$

$$F_{t1} - A_z - B_z = 0 \quad \text{Fuerzas en Z}$$

$$F_{r1} \cdot L_3 - B_y \cdot L_2 = 0 \quad \text{Momentos alrededor del eje z en el extremo A}$$

$$F_{t1} \cdot L_3 - B_z \cdot L_2 = 0 \quad \text{Momentos alrededor del eje y en el extremo A}$$

$$\text{Resp} := \text{Find}(A_y, A_z, B_y, B_z)$$

$$A_y := \text{Resp}_0 \quad A_y = 778.22 \quad \text{N}$$

$$A_z := \text{Resp}_1 \quad A_z = 2138.142 \quad \text{N}$$

$$B_y := \text{Resp}_2 \quad B_y = 778.22 \quad \text{N}$$

$$B_z := \text{Resp}_3 \quad B_z = 2138.142 \quad \text{N}$$

A continuación vamos a calcular diagramas de fuerza cortante y de momento flector, para lo cual utilizaremos el programa MD Solids.

Diagrama de Fuerza Cortante en el plano xz:

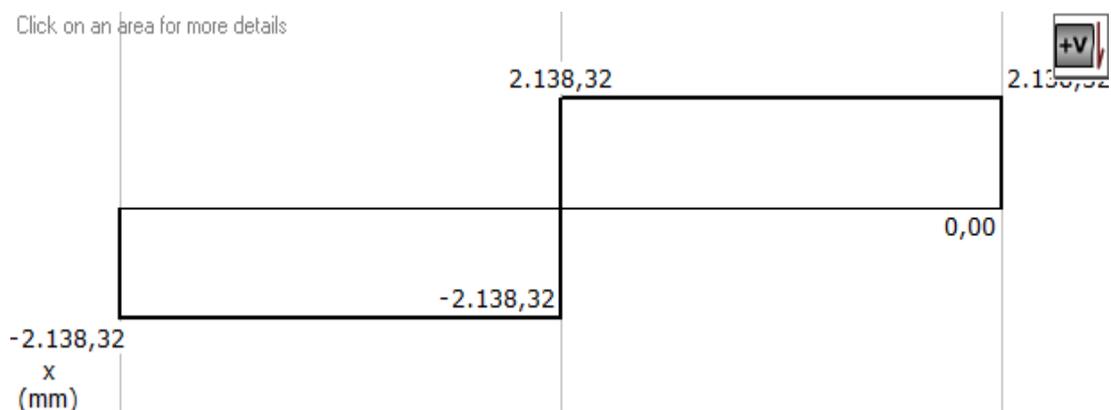
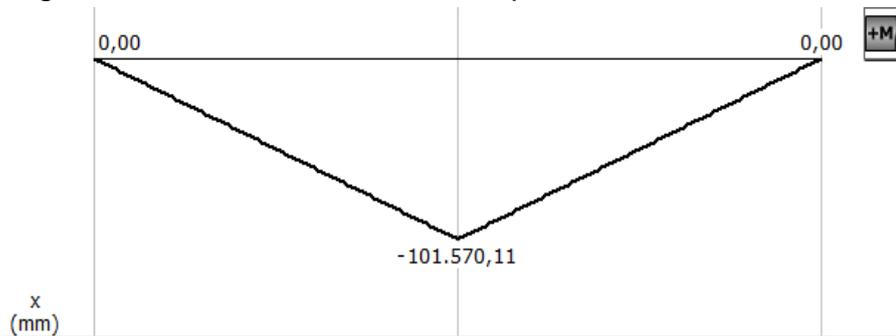


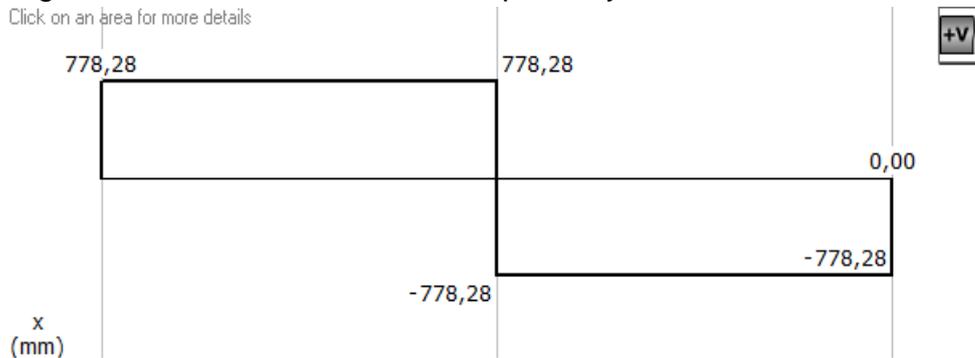
Figura 3.10 Diagrama de fuerza cortante xz del eje del piñón

Diagrama de Momento Flector en el plano xz:



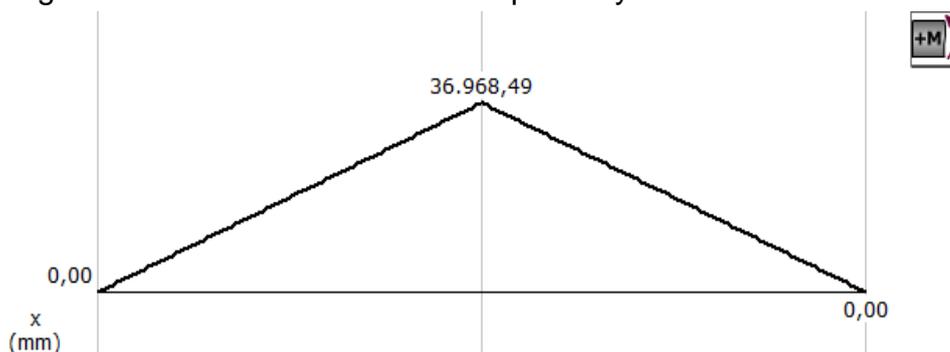
**Figura 3.11 Diagrama de momento flector xz del eje del piñón**

Diagrama de Fuerza Cortante en el plano xy:



**Figura 3.12 Diagrama de fuerza cortante xy del eje del piñón**

Diagrama de Momento Flector en el plano xy:



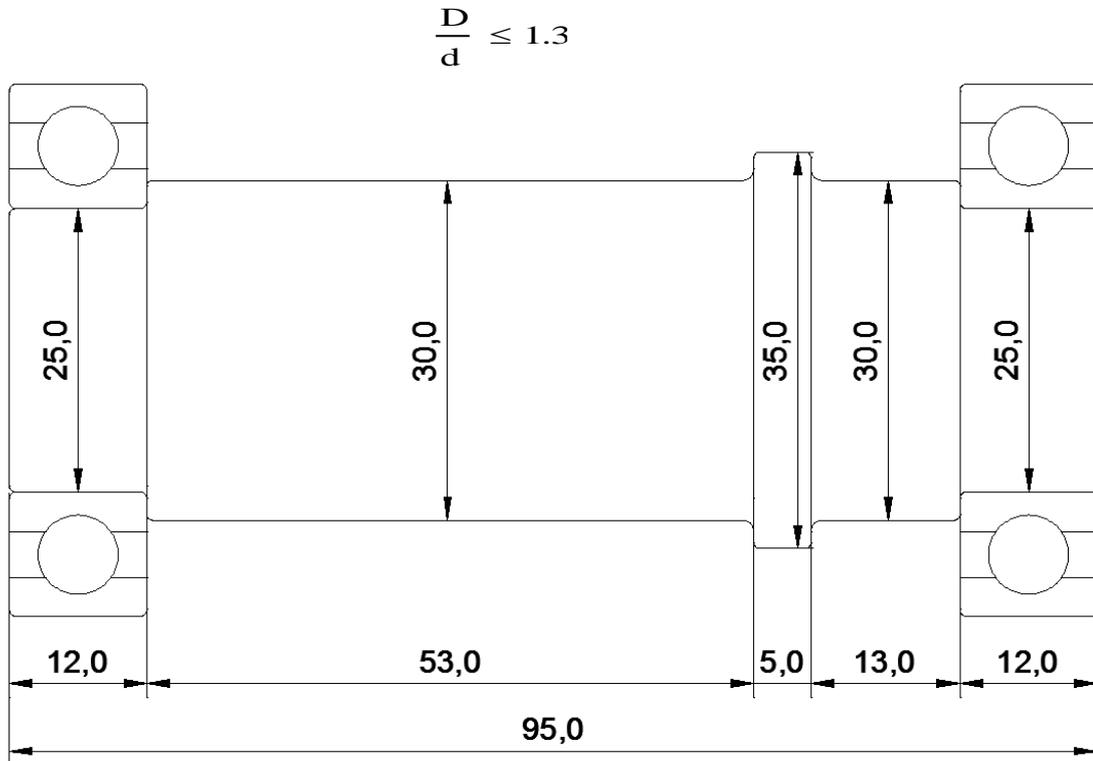
**Figura 3.13 Diagrama de momento flector xy del eje del piñón**

Como podemos observar la zona crítica la tenemos en la mitad del eje por lo que calculamos el momento resultante.

$$M_{r1} := \sqrt{(-101570.11)^2 + (36968.49)^2} \quad M_{r1} = 108088.651 \quad \text{Nmm} \quad \text{Momento resultante}$$

### Diseño geométrico de la flecha # 1

Para el esquema de la flecha se ha tomado en cuenta la siguiente consideración: La relación entre dos diámetros consecutivos no debe ser mayor a 1.3.



**Figura 3.14 Esquema del eje del piñón**

### Diseño estático de la flecha 1

Aplicamos en criterio de la teoría de la energía de distorsión

El material que vamos a utilizar para la flecha es la siguiente: 705 = AISI 4340, del catálogo de Materiales para ingeniería de Iván Bohman.

Propiedades mecánicas en condición de suministro.

HB = 330      HB      Dureza Brinell

Elongación 12%

$S_y = 686.7$       MPa

$S_u = 882.9$       MPa

$$S_{F3} := 5$$

Factor de seguridad estático

$$Mr_1 = 108088.651 \quad \text{N} \cdot \text{mm}$$

Momento resultante

$$Mt_1 = 141117.353 \quad \text{N} \cdot \text{mm}$$

Momento torsor

Diámetro de la flecha

Teoría de la energía de distorsión

Libro: Hamrock Jacobson Schmid  
Ed 1 Pág. 429 Ec 11-13

$$d_2 := \left( \frac{32 \cdot S_{F3}}{S_y \cdot \pi} \cdot \sqrt{Mr_1^2 + \frac{3}{4} \cdot Mt_1^2} \right)^{\frac{1}{3}}$$

$$d_2 = 22.958 \quad \text{mm}$$

Diseño a la fatiga de la flecha # 1

Usando la formula de ejes sometidos a torsión y flexión

$$S_{F4} := 1.4$$

$$S_n := 345 \quad \text{MPa} \quad \text{Mott, Ed 4, fig. 5-8, Pág. 175}$$

$$C_s := 0.82 \quad \text{Mott, Ed 4, fig. 5-9, Pág. 175}$$

$$C_R := 0.81 \quad \text{Mott, Ed 4, Tabla 5-1, Pág. 175}$$

$$K_t := 1.5 \quad \text{Mott, Ed 4, fig. 12-8, Pág. 542}$$

$$S_{n'} := S_n \cdot C_s \cdot C_R$$

$$S_{n'} = 229.149 \quad \text{MPa}$$

$$d_3 := \left[ \frac{32 S_{F4}}{\pi} \cdot \sqrt{\left( \frac{K_t \cdot Mr_1}{S_{n'}} \right)^2 + \frac{3}{4} \cdot \left( \frac{Mt_1}{S_y} \right)^2} \right]^{\frac{1}{3}} \quad \text{Mott, Ed 4, Ec 12-24, Pág. 548}$$

$$d_3 = 21.831 \quad \text{mm}$$

Rodamientos en los extremos A y B de la Flecha 1

Extremo A

Datos:

$$n_5 = 210 \quad \text{rpm}$$

$$Fr_A := \sqrt{Az^2 + Ay^2} = 2275.363 \quad \text{N}$$

$$Fa_A := 0 \quad \text{N}$$

$$d_3 = 21.831 \quad \text{mm}$$

Horas de trabajo

El rodamiento debe durar a lo menos 5 años, 12 meses por año, 15 días por mes, 6 horas por día

$$V := 5 \cdot 12 \cdot 15 \cdot 6 = 5400 \quad \text{hr}$$

Número de ciclos

$$V_1 := V \cdot 60 \cdot n_5 = 6.804 \times 10^7 \quad \text{ciclos}$$

Según el catalogo de rodamientos de la FAG

Del catalogo se prueba con rodamientos que tengan el diámetro interno requerido. Tomar en cuenta que es un caso de carga dinámica, cuando las rpm son mayores a 10

Rodamiento Rígido de bolas de una hilera

$$\frac{F_{aA}}{F_{rA}} = 0 \quad \text{entonces} \quad F_{e1} := F_{rA}$$

Denominación 6005 pág. 158

$$d_4 := 25 \quad \text{mm} \quad c_1 := 10000 \quad \text{N}$$

$$V_1' := \left( \frac{c_1}{F_{e1}} \right)^3 \cdot 10^6 = 8.489 \times 10^7 \quad \text{ciclos}$$

Se compara  $V_1'$  con  $V_1$  y determinamos que este rodamiento si cumple el número de ciclos necesarios

Extremo B

Datos:

$$n_5 = 210 \quad \text{rpm}$$

$$F_{rB} := \sqrt{B_z^2 + B_y^2} = 2275.363 \quad \text{N}$$

$$F_{aB} := 0 \quad \text{N}$$

$$d_4 = 25 \quad \text{mm}$$

Horas de trabajo

El rodamiento debe durar a lo menos 10 años, 12 meses por año, 15 días por mes, 6 horas por días

$$V = 5400 \quad \text{hr}$$

Número de ciclos

$$V_2 := V \cdot 60 \cdot n_5 = 6.804 \times 10^7 \quad \text{ciclos}$$

$$\frac{F_{aB}}{F_{rB}} = 0 \quad \text{entonces} \quad F_{e2} := F_{rB}$$

Rodamiento Rígido de bolas de una hilera

Catalogo FAG

Denominación 6005 pág. 158

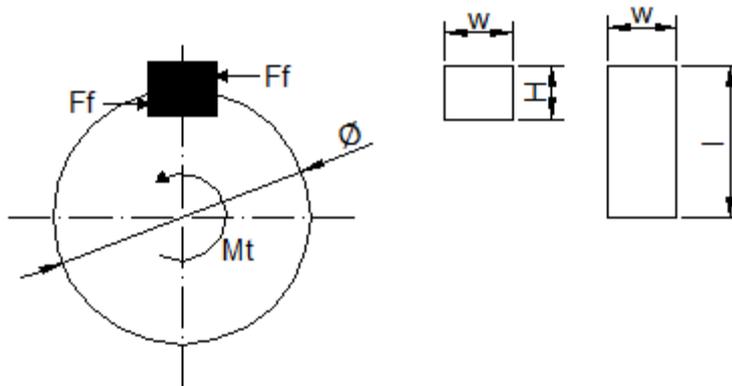
$$d_4 = 25 \quad \text{mm} \quad c_2 := 10000 \quad \text{N}$$

$$V_2' := \left( \frac{c_2}{Fe_2} \right)^3 \cdot 10^6 = 8.489 \times 10^7 \quad \text{ciclos}$$

Se compara  $V_2'$  con  $V_2$  y determinamos que este rodamiento si cumple el numero de ciclos necesarios

Diseño de Chaveta del Piñón (chaveta 1)

Se elige una chaveta cuadrada, el diseño se basará en la resistencia a la fluencia de la chaveta, como se conoce la naturaleza de la carga se empleará un factor de seguridad de 1.2 siendo este menor al de flecha y así proteger la misma



**Figura 3.15 Diagrama de cuerpo libre de las chavetas.**

El material que usaremos para la chaveta es acero estructural ASTM A36, con las siguientes características:

$$S_{y1} := 250 \quad \text{MPa}$$

$$S_{u1} := 400 \quad \text{MPa}$$

$$S_{F5} := 1.2$$

$$\phi_1 := 30 \quad \text{mm}$$

$$w_1 := 7 \quad \text{mm}$$

$$H_1 := 7 \quad \text{mm}$$

Factor de seguridad de la chaveta

Diámetro del agujero del piñón 1

Ancho de la chaveta

Altura de la chaveta

$$Mt_1 = 141117.353 \text{ Nm}$$

Torque producido en el piñón 1

$$Ff_1 := \frac{Mt_1}{\frac{\phi_1}{2}}$$

Fuerza en la superficie de la flecha

$$Ff_1 = 9407.824 \text{ N}$$

Mediante la teoría de la energía de la distorsión, la resistencia al cortante corresponde a:

$$Ssy_1 := 0.577 \cdot Sy_1 \text{ MPa}$$

$$Ssy_1 = 144.25 \text{ MPa}$$

La falla por cortante a lo largo del área paralela a la fuerza de corte creará un esfuerzo

$$l_1 := \frac{Ff_1 \cdot S_{F5}}{Ssy_1 \cdot w_1}$$

$$l_1 = 11.18 \text{ mm}$$

Para resistir al aplastamiento, se utilizará el área de la mitad de la cara de la chaveta.

$$l_2 := \frac{Ff_1 \cdot S_{F5}}{\frac{H_1}{2} \cdot Sy_1}$$

$$l_2 = 12.902 \text{ mm}$$

Longitud escogida 12 mm

Análisis estático en la engrane:

Las fuerzas que se encuentran en la engrane:

$$Ft_2 = 4276.283 \quad \text{N} \quad \text{En el eje z}$$

$$Fr_2 := Ft_2 \cdot \tan(\Phi_1) = 1556.44 \quad \text{N} \quad \text{En el eje y}$$

$$Fa_2 := 0 \quad \text{N} \quad \text{En el eje x}$$

El piñón será construido con giro en sentido horario, con lo que tendremos las cargas dispuestas de la siguiente manera:

Tomando en cuenta que la flecha es una viga simplemente apoyada y haciendo un DCL tenemos:

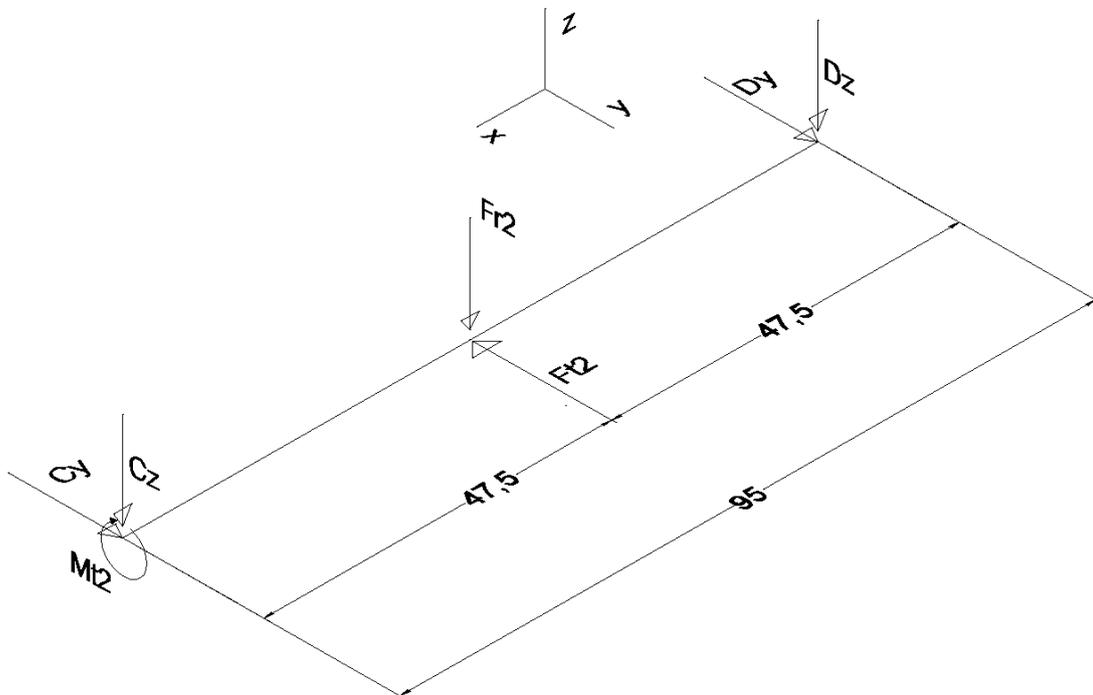


Figura 3.16 Diagrama de cuerpo libre del eje del engrane

Longitud estimada de la flecha

$$L_2 = 95 \quad \text{mm}$$

$$L_3 = 47.5 \quad \text{mm}$$

Ecuaciones de la estática:

$$C_y := 1 \quad C_z := 1 \quad D_y := 1 \quad D_z := 1$$

Dado

$$F_{r2} - C_y - D_y = 0$$

Fuerzas en Y

$$C_z + D_z - F_{t2} = 0$$

Fuerzas en Z

$$D_y \cdot L_2 - F_{r2} \cdot L_3 = 0$$

Momentos alrededor del eje z en el extremo C

$$D_z \cdot L_2 - F_{t2} \cdot L_3 = 0$$

Momentos alrededor del eje y en el extremo C

Resp := Find(Cy, Cz, Dy, Dz)

Cy := Resp<sub>0</sub>      Cy = 778.22      N

Cz := Resp<sub>1</sub>      Cz = 2138.142      N

Dy := Resp<sub>2</sub>      Dy = 778.22      N

Dz := Resp<sub>3</sub>      Dz = 2138.142      N

A continuación vamos a calcular diagramas de fuerza cortante y de momento flector, para lo cual utilizaremos el programa MD Solids.

Diagrama de Fuerza Cortante en el plano xz:

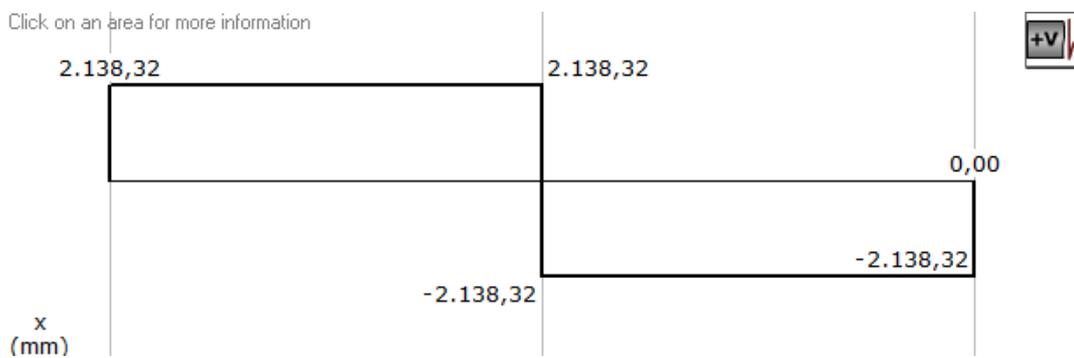


Figura 3.17 Diagrama de fuerza cortante xz del eje del engrane

Diagrama de Momento Flector en el plano xz:

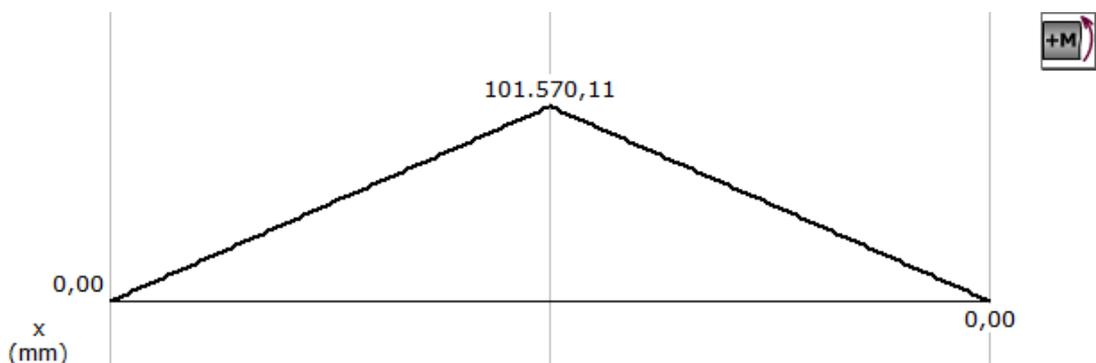
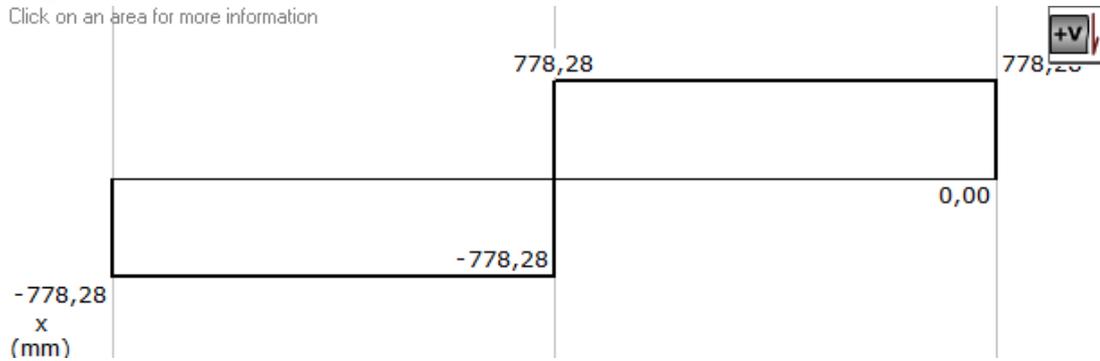


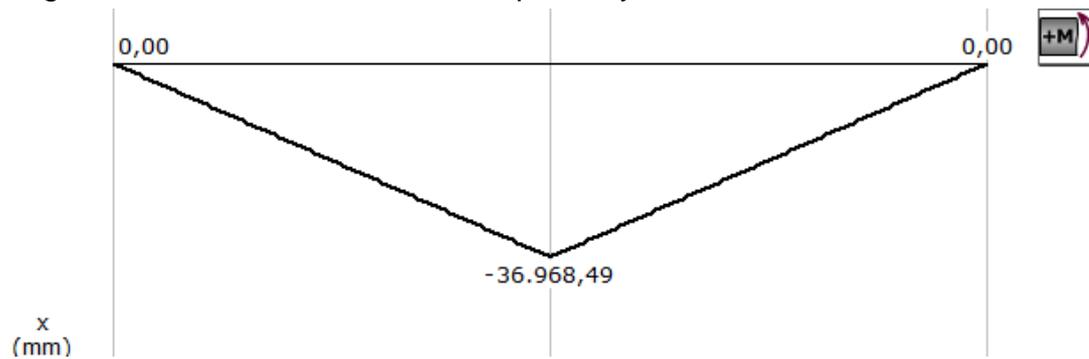
Figura 3.18 Diagrama de momento flector xz del eje del engrane

Diagrama de Fuerza Cortante en el plano xy:



**Figura 3.19 Diagrama de fuerza cortante xy del eje del engrane**

Diagrama de Momento Flector en el plano xy:



**Figura 3.20 Diagrama de momento flector xy del eje del engrane**

Como podemos observar la zona crítica la tenemos en la mitad del eje por lo que calculamos el momento resultante.

$$M_{r2} := \sqrt{(101570.11)^2 + (-36968.49)^2} \quad \text{Momento resultante}$$

$$M_{r2} = 108088.651 \quad \text{Nmm}$$

Diseño Geométrico de la Flecha # 2

Para el esquema de la flecha se ha tomado en cuenta la siguiente consideración: La relación entre dos diámetros consecutivos no debe ser mayor a 1.3.

$$\frac{D}{d} \leq 1.3$$

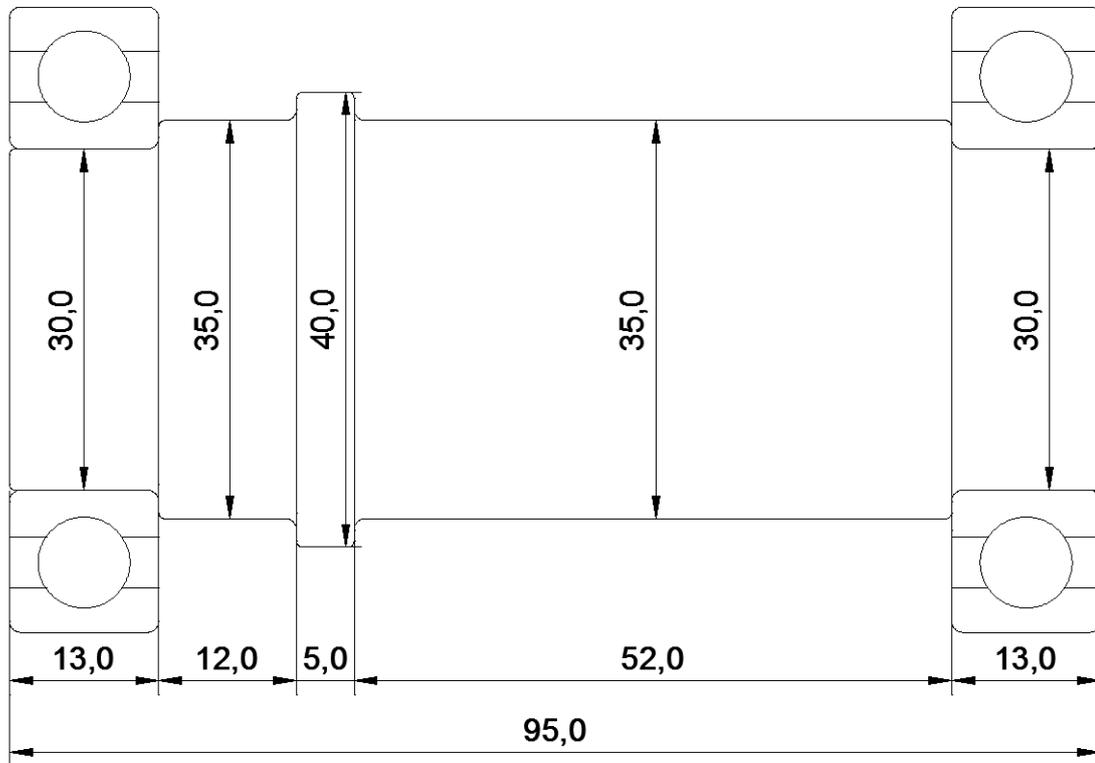


Figura 3.21 Esquema del eje del engrane

Diseño estático de la flecha 2

Aplicamos en Criterio de la Teoría de la Energía de Distorsión

El material que vamos a utilizar para la flecha es la siguiente: 705 = AISI 4340, del catálogo de Materiales para ingeniería de Iván Bohman.

Propiedades Mecánicas en condición de suministro.

HB = 330 HB Dureza Brinell

Elongación 12%

$S_y = 686.7$  MPa

$S_u = 882.9$  MPa

$S_{F3} = 5$

Factor de seguridad estático

$M_{r2} = 108088.651$

N·mm

Momento resultante

$M_{t2} = 352793.384$

N·mm

Torque

Diámetro de la flecha

$$d_5 := \left( \frac{32 \cdot S_{F3}}{S_y \cdot \pi} \cdot \sqrt{M r_2^2 + \frac{3}{4} \cdot M t_2^2} \right)^{\frac{1}{3}}$$

$$d_5 = 28.859 \quad \mathbf{mm}$$

Diseño a la fatiga de la flecha 2

Usando la formula de ejes sometidos a torsión y flexión

$$S_{F4} = 1.4$$

$$S_n = 345 \quad \mathbf{MPa} \quad \text{Mott, Ed 4, fig. 5-8, Pág. 175}$$

$$C_s = 0.82 \quad \text{Mott, Ed 4, fig. 5-9, Pág. 175}$$

$$C_R = 0.81 \quad \text{Mott, Ed 4, Tabla 5-1, Pág. 175}$$

$$K_t = 1.5 \quad \text{Mott, Ed 4, fig. 12-8, Pág. 542}$$

$$S_{n'} = 229.149 \quad \mathbf{MPa}$$

$$d_6 := \left[ \frac{32 S_{F4}}{\pi} \cdot \sqrt{\left( \frac{K_t \cdot M r_2}{S_{n'}} \right)^2 + \frac{3}{4} \cdot \left( \frac{M t_2}{S_y} \right)^2} \right]^{\frac{1}{3}}$$

Mott, Ed 4, Ec 12-24, Pág. 548

$$d_6 = 22.843 \quad \mathbf{mm}$$

Rodamientos en los extremos C y D de la flecha 2

Extremo C

Datos:

$$n_4 = 84 \quad \mathbf{rpm}$$

$$F_{rC} := \sqrt{C_z^2 + C_y^2} = 2275.363 \quad \mathbf{N}$$

$$F_{aC} := 0 \quad \mathbf{N}$$

$$d_6 = 22.843 \quad \mathbf{mm}$$

Horas de trabajo

El rodamiento debe durar a lo menos 10 años, 12 meses por año, 15 días por mes, 6 horas por días

$$V = 5400 \quad \mathbf{hr}$$

Número de ciclos

$$V_3 := V \cdot 60 \cdot n_4 = 2.722 \times 10^7 \quad \text{ciclos}$$

$$\frac{F_{aC}}{F_{rC}} = 0 \quad \text{entonces} \quad F_{e3} := F_{rC}$$

Rodamiento rígido de bolas de una hilera

Catálogo FAG

Denominación 6006 pág. 158

$$d_7 := 30 \quad \text{mm} \quad c_3 := 12700 \quad \text{N}$$

$$V_3' := \left( \frac{c_3}{F_{e3}} \right)^3 \cdot 10^6 = 1.739 \times 10^8 \quad \text{ciclos}$$

Se compara  $V_3'$  con  $V_3$  y determinamos que este rodamiento si cumple el número de ciclos necesarios

Extremo D

Datos:

$$n_4 = 84 \quad \text{rpm}$$

$$F_{rD} := \sqrt{Dz^2 + Dy^2} = 2275.363 \quad \text{N}$$

$$F_{aD} := 0 \quad \text{N}$$

$$d_6 = 22.843 \quad \text{mm}$$

Horas de trabajo

El rodamiento debe durar a lo menos 10 años, 12 meses por año, 15 días por mes, 6 horas por días

$$V = 5400 \quad \text{hr}$$

Número de ciclos

$$V_4 := V \cdot 60 \cdot n_4 = 2.722 \times 10^7 \quad \text{ciclos}$$

$$\frac{F_{aD}}{F_{rD}} = 0 \quad \text{entonces} \quad F_{e4} := F_{rD}$$

Rodamiento Rígido de bolas de una hilera

Catalogo FAG

Denominación 6006 pág. 158

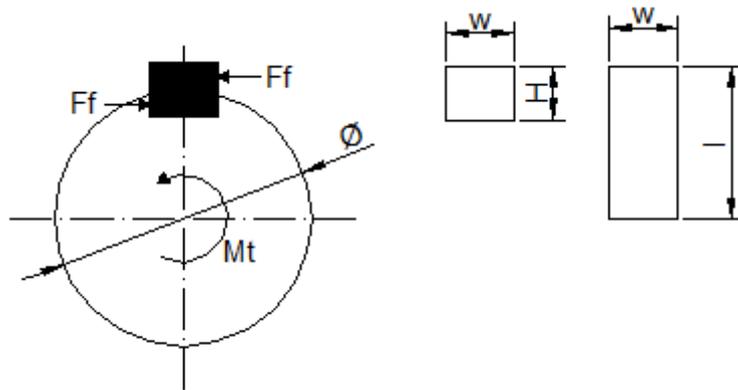
$$d_7 = 30 \quad \text{mm} \quad c_4 := 12700 \quad \text{N}$$

$$V_{4'} := \left( \frac{c_4}{Fe_4} \right)^3 \cdot 10^6 = 1.739 \times 10^8 \quad \text{ciclos}$$

Se compara  $V_{4'}$  con  $V_4$  y determinamos que este rodamiento si cumple el numero de ciclos necesarios

Diseño de Chaveta del Engrane (chaveta 2)

Se elige una chaveta cuadrada, el diseño se basará en la resistencia a la fluencia de la chaveta, como se conoce la naturaleza de la carga se empleará un factor de seguridad de 1.2 siendo este menor al de la flecha y así proteger la misma



**Figura 3.22 Diagrama de cuerpo libre de las chavetas.**

El material que usaremos para la chaveta es acero estructural ASTM A36, con las siguientes características:

$$S_{y2} := 250 \quad \text{MPa}$$

$$S_{u2} := 400 \quad \text{MPa}$$

$$\phi_2 := 35 \text{ mm} \quad \text{Diámetro del agujero engrane}$$

$$S_{F5} = 1.2 \quad \text{Factor de seguridad de la chaveta}$$

$$w_2 := 8 \text{ mm}$$

Ancho de la chaveta

$$H_2 := 8 \text{ mm}$$

Altura de la chaveta

$$Mt_2 = 352793.384 \text{ Nmm}$$

Torque producido en el engrane

$$Ff_2 := \frac{Mt_2}{\frac{\phi_2}{2}}$$

Fuerza en la superficie de la flecha

$$Ff_2 = 20159.622 \text{ N}$$

Mediante la teoría de la energía de la distorsión, la resistencia al cortante corresponde a:

$$Ssy_2 := 0.577Sy_2 \text{ MPa}$$

$$Ssy_2 = 144.25 \text{ MPa}$$

La falla por cortante a lo largo del área paralela a la fuerza de corte creará un esfuerzo

$$l_3 := \frac{Ff_2 \cdot S_{F5}}{Ssy_2 \cdot w_2}$$

$$l_3 = 20.963 \text{ mm}$$

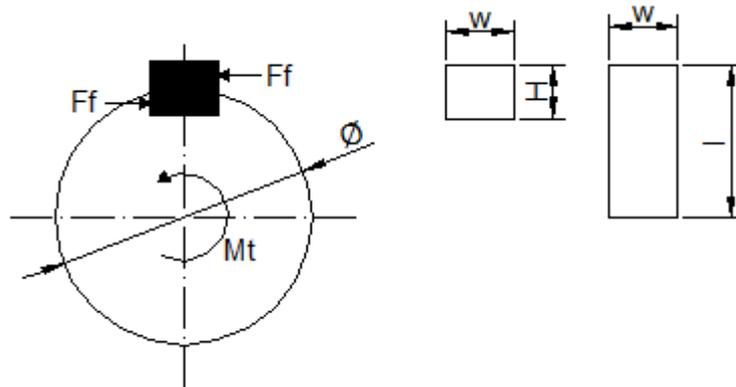
Para resistir al aplastamiento, se utilizará el área de la mitad de la cara de la chaveta.

$$l_4 := \frac{Ff_2 \cdot S_{F5}}{\frac{H_2}{2} \cdot Sy_2}$$

$$l_4 = 24.192 \text{ mm}$$

Se toma un valor de 22mm de longitud de la chaveta para facilitar la fabricación de la misma

Unión entre flecha de salida caja engranes rectos y flecha del rodillo motriz  
 Chaveta del eje de salida de la caja de engranes rectos (chaveta 3)



**Figura 3.23 Diagrama de cuerpo libre de las chavetas**

El material que usaremos para la chaveta es acero estructural ASTM A36, con las siguientes características:

$$S_{y3} := 250 \text{ MPa}$$

$$S_{u3} := 400 \text{ MPa}$$

$$S_{F5} = 1.2$$

$$d_7 = 30 \text{ mm}$$

$$w_3 := 10 \text{ mm}$$

$$H_3 := 10 \text{ mm}$$

$$M_{t2} = 352793.384 \text{ Nmm}$$

$$F_{f3} := \frac{M_{t2}}{\frac{d_7}{2}}$$

$$F_{f3} = 23519.559 \text{ N}$$

Factor de seguridad de la chaveta

Diámetro flecha salida caja

Ancho de la chaveta

Altura de la chaveta

Torque producido en el engrane

Fuerza en la superficie de la flecha

Mediante la teoría de la energía de la distorsión, la resistencia al cortante corresponde a:

$$S_{sy3} := 0.577S_{y2} \text{ MPa}$$

$$S_{sy3} = 144.25 \text{ MPa}$$

La falla por cortante a lo largo del área paralela a la fuerza de corte creará un esfuerzo

$$l_5 := \frac{Ff_3 \cdot S_{F5}}{S_{sy3} \cdot w_3}$$

$$l_5 = 19.566 \text{ mm}$$

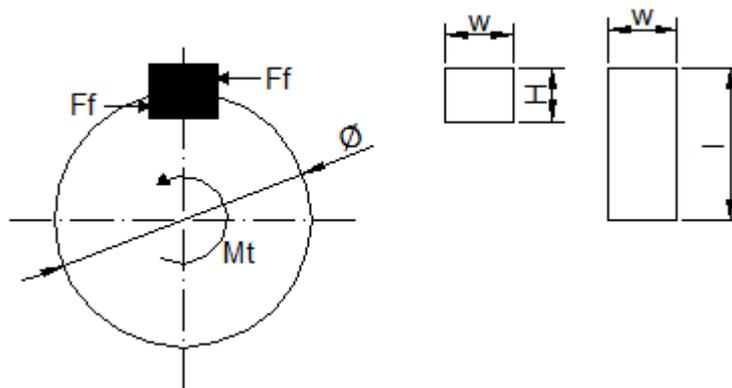
Para resistir al aplastamiento, se utilizará el área de la mitad de la cara de la chaveta.

$$l_6 := \frac{Ff_3 \cdot S_{F5}}{\frac{H_3}{2} \cdot S_{y3}}$$

$$l_6 = 22.579 \text{ mm}$$

Se toma un valor de 20mm de longitud de la chaveta para facilitar la fabricación de la misma

Chaveta del eje de salida del rodillo motriz (chaveta 4)



**Figura 3.24 Diagrama de cuerpo libre de las chavetas**

El material que usaremos para la chaveta es acero estructural ASTM A36, con las siguientes características:

$$S_{y4} := 250 \text{ MPa}$$

$$S_{F5} = 1.2$$

Factor de seguridad de la chaveta

$$d_8 := 38.1 \text{ mm}$$

$$S_{u4} := 400 \text{ MPa}$$

Diámetro flecha salida caja

$$w_4 := 10 \text{ mm}$$

Ancho de la chaveta

$$H_4 := 10 \text{ mm}$$

Altura de la chaveta

$$Mt_2 = 352793.384 \quad \text{Nmm}$$

Torque producido en el engrane

$$Ff_4 := \frac{Mt_2}{\frac{d_8}{2}}$$

Fuerza en la superficie de la flecha

$$Ff_4 = 18519.338 \quad \text{N}$$

Mediante la teoría de la energía de la distorsión, la resistencia al cortante corresponde a:

$$Ssy_4 := 0.577Sy_2 \text{ MPa}$$

$$Ssy_4 = 144.25 \text{ MPa}$$

La falla por cortante a lo largo del área paralela a la fuerza de corte creará un esfuerzo

$$l_7 := \frac{Ff_4 \cdot S_{F5}}{Ssy_4 \cdot w_4}$$

$$l_7 = 15.406 \text{ mm}$$

Para resistir al aplastamiento, se utilizará el área de la mitad de la cara de la chaveta.

$$l_8 := \frac{Ff_4 \cdot S_{F5}}{\frac{H_4}{2} \cdot Sy_2}$$

$$l_8 = 17.779 \text{ mm}$$

Se toma un valor de 16mm de longitud de la chaveta para facilitar la fabricación de la misma.

#### 3.4.3.2.4 Cadena de la caja de engranes cónicos a la caja de engranes rectos

##### Datos de Entrada

$n_6 := 270 \text{ rpm}$  Numero de revoluciones de salida de la caja de engranes cónicos

$K_d := 1.5$  Factor de diseño.  
Para maquinaria agrícola, trabajo de impacto modera, lubricación deficiente, ambientes sucios.

$K_x := 1.2$  Factor de servicio  
Para impacto medio con características de par de torsión normal

$P_5 := 4.16 \text{ Hp}$  Potencia Requerida por la banda transportadora

Elegimos una cadena numero ANSI 60

$$p_1 := 0.75 \quad \text{Paso, Tabla 17-19, pág. 888, Shigley 8va edición}$$

$$z_3 := 14 \quad \text{Dientes de la catalina piñón}$$

$$z_4 := 18 \quad \text{Dientes de la catalina corona}$$

Factores de Corrección

$$K_1 := 1 \quad \text{Tabla 17-22, pág. 893, Shigley 8va edición}$$

$$K_2 := 1 \quad \begin{array}{l} \text{Número de Torones es 1} \\ \text{Tabla 17-22, pág. 893, Shigley 8va edición} \end{array}$$

Potencia Nominal en la cadena

$$P_6 := 0.004(z_3)^{1.08} \cdot n_6^{0.9} \cdot p_1^{(3-0.07p_1)} \quad \text{Ecuación 17-32, pág. 891, Shigley 8va edición}$$

$$P_6 = 4.569 \quad \text{Hp}$$

$$K_r := \begin{array}{ll} 17 & 29 \\ & 3,4 \\ & 17 \end{array} \quad \begin{array}{l} \text{Para números de cadenas 25, 35} \\ \text{Para números de cadenas 41} \\ \text{Para números de cadenas 40-240} \end{array}$$

$$P_7 := \frac{1000 \cdot K_r \cdot z_3^{1.5} \cdot p_1^{0.8}}{n_6^{1.5}} \quad \text{Ecuación 17-33, pág. 891, Shigley 8va edición}$$

$$P_7 = 159.457$$

Distancia entre centros C

$$C_3 := 484.71 \quad \text{mm}$$

$$C_3 := \frac{C_3}{25.4} = 19.083 \quad \text{in}$$

$$O_1 := 2C_3 + \frac{z_3 + z_4}{2} + \frac{(z_4 - z_3)^2}{4\pi^2 \cdot C_3}$$

$$O_1 = 54.187 \quad \text{Se usan 56 pasos.}$$

Por recomendación se toma un número par de pasos en la cadena para evitar un eslabón especial

$$O_1 := 56$$

$$A_1 := \frac{z_3 + z_4}{2} - O_1 = -40$$

$$C_4 := \frac{p_1}{4} \cdot \left[ -A_1 + \sqrt{A_1^2 - 8 \left( \frac{z_4 - z_3}{2 \cdot \pi} \right)^2} \right] \cdot p_1$$

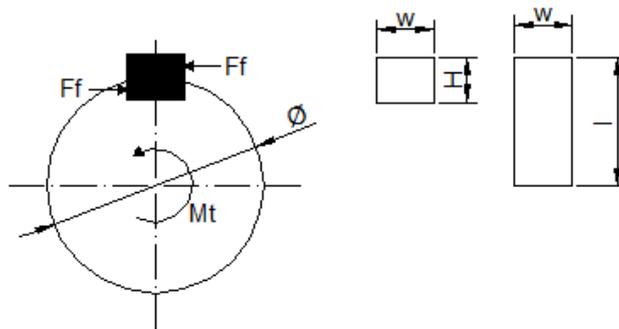
$$C_4 = 11.244 \quad \text{in}$$

Distancia entre centros en mm

$$C_4 := C_4 \cdot 25.4 = 285.605 \quad \text{mm}$$

Diseño de chaveta del Catalina 3 (chaveta 5)

Se elige una chaveta cuadrada, el diseño se basará en la resistencia a la fluencia de la chaveta, como se conoce la naturaleza de la carga se empleará un factor de seguridad de 1.2 siendo este menor que la flecha para proteger la misma.



**Figura 3.25 Diagrama de cuerpo libre de las chavetas.**

El material que usaremos para la chaveta es un Acero estructural ASTM A36, con las siguientes características:

$$S_{y5} := 250 \quad \text{MPa}$$

$$S_{u5} := 400 \quad \text{MPa}$$

$$S_{F5} = 1.2$$

$$\phi_3 := 40 \quad \text{mm}$$

Factor de seguridad de la chaveta

Diámetro del agujero de la catalina 3

Se toma un valor entero para la fabricación

$$w_5 := 8 \quad \text{mm}$$

Se plantea utilizar chavetas cuadradas, por lo que:

$$H_5 := w_5$$

$$H_5 = 8 \quad \text{mm}$$

Potencia requerida por la banda transportadora

$$P_5 = 4.16 \quad \text{hp}$$

$$P_5 := 0.746 \cdot P_5 = 3.103 \quad \text{kW}$$

$$Mt_3 := \frac{9550 \cdot P_5}{n_6} = 109.767 \quad \text{N} \cdot \text{m}$$

$$Mt_3 := 1000 \cdot Mt_3 = 109766.993 \quad \text{N} \cdot \text{mm} \quad \text{Torque producido en la catalina 3}$$

$$Ff_5 := \frac{Mt_3}{\frac{\phi_3}{2}} \quad \text{Fuerza en la superficie de la flecha}$$

$$Ff_5 = 5488.35 \quad \text{N}$$

Mediante la teoría de la energía de la distorsión, la resistencia al cortante corresponde a:

$$Ssy_5 := 0.577 \cdot Sy_5$$

$$Ssy_5 = 144.25 \quad \text{MPa}$$

La falla por cortante a lo largo del área paralela a la fuerza de corte creará un esfuerzo.

$$l_9 := \frac{Ff_5 \cdot S_{F5}}{Ssy_5 \cdot w_5}$$

$$l_9 = 5.707 \quad \text{mm}$$

Para resistir al aplastamiento, se utilizará el área de la mitad de la cara de la chaveta.

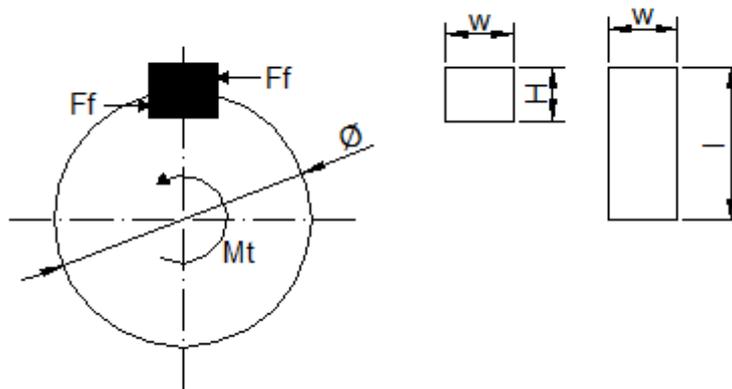
$$l_{10} := \frac{Ff_5 \cdot S_{F5}}{\left( \frac{Sy_5 \cdot H_5}{2} \right)}$$

$$l_{10} = 6.586 \quad \text{mm}$$

Se toma un valor de 6 mm de longitud de la chaveta para facilitar la fabricación de la misma

### Diseño de chaveta del Catalina 4 (chaveta 6)

Se elige una chaveta cuadrada, el diseño se basará en la resistencia a la fluencia de la chaveta, como se conoce la naturaleza de la carga se empleará un factor de seguridad de 1.2 siendo este menor que la flecha para proteger la misma.



**Figura 3.26 Diagrama de cuerpo libre de las chavetas**

El material que usaremos para la chaveta es un Acero estructural ASTM A36, con las siguientes características:

$$S_{y6} := 250 \text{ MPa}$$

$$S_{u6} := 400 \text{ MPa}$$

$$S_{F5} = 1.2$$

Factor de seguridad de la chaveta

$$\phi_4 := 25 \text{ mm}$$

Diámetro del agujero de la catalina 4

Se toma un valor entero para la fabricación

$$w_6 := 8 \text{ mm}$$

Se plantea utilizar chavetas cuadradas, por lo que:

$$H_6 := w_6$$

$$H_6 = 8 \text{ mm}$$

Potencia requerida por la banda transportadora

$$P_5 = 3.103 \quad \text{kw}$$

$$n_5 = 210 \quad \text{rpm}$$

Numero de revoluciones de entrada en la caja de engranes rectos

$$Mt_4 := \frac{9550 \cdot P_5}{n_5} = 141.129 \quad \text{N} \cdot \text{m}$$

$$Mt_4 := 1000 \cdot Mt_4 = 141128.99 \quad \text{N} \cdot \text{mm} \quad \text{Torque producido en la catalina 4}$$

$$Ff_6 := \frac{Mt_4}{\frac{\phi_4}{2}}$$

Fuerza en la superficie de la flecha

$$Ff_6 = 11290.319 \quad \text{N}$$

Mediante la teoría de la energía de la distorsión, la resistencia al cortante corresponde a:

$$Ssy_6 := 0.577 \cdot Sy_6$$

$$Ssy_6 = 144.25 \quad \text{MPa}$$

La falla por cortante a lo largo del área paralela a la fuerza de corte creará un esfuerzo.

$$l_{11} := \frac{Ff_6 \cdot SF_5}{Ssy_6 \cdot w_6}$$

$$l_{11} = 11.74 \quad \text{mm}$$

Para resistir al aplastamiento, se utilizará el área de la mitad de la cara de la chaveta.

$$l_{12} := \frac{Ff_6 \cdot SF_5}{\left( \frac{Sy_6 \cdot H_6}{2} \right)}$$

$$l_{12} = 13.548 \quad \text{mm}$$

Se toma un valor de 12 mm de longitud de la chaveta para facilitar la fabricación de la misma

### 3.4.4 DISEÑO DEL AGITADOR

#### 3.4.4.1 Agitador

Potencia Requerida en el agitador

Mediante el experimento realizado podemos observar la fuerza necesaria para mover a través de abono orgánico sólido una varilla de 3/8 in de diámetro por 200 mm de longitud con los siguientes resultados

$m := 6.395 \text{ kg}$  Masa obtenida experimentalmente para vencer la resistencia del abono

$F := m \cdot 9.81 = 62.735 \text{ N}$  Fuerza obtenida experimentalmente para vencer la resistencia del abono

$L_1 := 0.1 \text{ m}$  Distancia media de la varilla

$Mt_1 := F \cdot L_1 = 6.273 \text{ N} \cdot \text{m}$  Momento torsor

$n_3 := 270 \text{ rpm}$

$P_8 := \frac{Mt_1 \cdot n_3}{9550} = 0.177 \text{ kw}$  Potencia requerida por cada varilla

$x := 40$  Numero de varillas del agitador

$P_9 := P_8 \cdot x = 7.095 \text{ kw}$  Potencia requerida por el agitador en Kw

$P_9 := \frac{P_9}{0.746} = 9.51 \text{ hp}$

#### 3.4.4.2 Cadena de la caja de engranes cónicos al agitador

Datos de Entrada

$n_3 = 270 \text{ rpm}$  Factor de diseño.  
Para maquinaria agrícola, trabajo de impacto moderado, lubricación deficiente, ambientes sucios.

$K_d := 1.5$

$P_9 = 9.51 \text{ Hp}$  Potencia Nominal Agitador

$K_x := 1.2$  Factor de servicio  
Para impacto medio con características de par de torsión normal

Elegimos una cadena numero ANSI 80

$p_1 := 1$  in Paso, Tabla 17-19, pág. 888, Shigley 8va Edición

$z_1 := 14$  Dientes de la catalina Conducida

$z_2 := 14$  Dientes de la catalina Conductora

Factores de Corrección

$K_1 := 1$  Tabla 17-22, pág. 893, Shigley 8va edición

$K_2 := 1$  Número de Torones es 1

Tabla 17-22, pág. 893, Shigley 8va edición

Potencia Nominal en la cadena

$P_{10} := 0.004(z_1)^{1.08} \cdot n_3^{0.9} \cdot p_1^{(3-0.07p_1)}$  Ecuación 17-32, pág. 891, Shigley 8va Edición

$P_{10} = 10.669$  hp

$K_r := 17$  29 Para números de cadenas 25, 35

3,4 Para números de cadenas 41

17 Para números de cadenas 40-240

$P_{11} := \frac{1000 \cdot K_r \cdot z_1^{1.5} \cdot p_1^{0.8}}{n_3^{1.5}}$  Ec. 17-33, pág. 891, Shigley 8va Edición

$P_{11} = 200.722$  hp

Distancia entre centros C

$C_1 := 808.55$  mm

$C_1 := \frac{C_1}{25.4} = 31.833$  in

$O_1 := 2C_1 + \frac{z_1 + z_2}{2} + \frac{(z_2 - z_1)^2}{4\pi^2 \cdot C_1}$

$O_1 = 77.665$  Se usan 78 pasos

Por recomendación se toma un número par de pasos en la cadena para evitar un eslabón especial

$O_1 := 78$

$$A_1 := \frac{z_1 + z_2}{2} - O_1 = -64$$

$$C_2 := \frac{p_1}{4} \cdot \left[ -A_1 + \sqrt{A_1^2 - 8 \left( \frac{z_2 - z_1}{2 \cdot \pi} \right)^2} \right] \cdot p_1$$

$$C_2 = 32 \quad \text{in}$$

Distancia entre centros en mm

$$C_2 := C_2 \cdot 25.4 = 812.8 \quad \text{mm}$$

### 3.4.4.3 Diseño de chaveta del Catalina 5

Se elige una chaveta cuadrada, el diseño se basará en la resistencia a la fluencia de la chaveta, como se conoce la naturaleza de la carga se empleará un factor de seguridad de 1.2 siendo este menor que la flecha para proteger la misma.

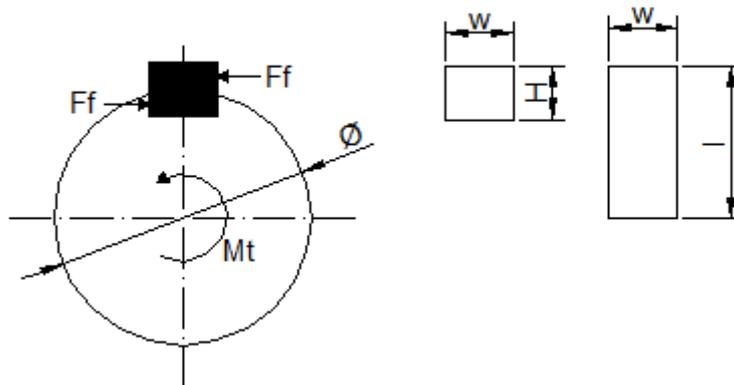


Figura 5.1 Diagrama de cuerpo libre de las chavetas

El material que usaremos para la chaveta es un Acero estructural ASTM A36, con las siguientes características:

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

$$S_u := 400 \quad \text{MPa}$$

$$S_{F1} := 1.2$$

Factor de seguridad de la chaveta

$$\phi_1 := 40 \quad \text{mm}$$

Diámetro del agujero de la catalina 5

Se toma un valor entero para la fabricación

$$w_1 := 8 \quad \text{mm}$$

Se plantea utilizar chavetas cuadradas, por lo que:

$$H_1 := w_1$$

$$H_1 = 8 \quad \text{mm}$$

Potencia en el Eje Principal

$$P_9 = 9.51 \quad \text{hp}$$

$$P_9 := 0.746 \cdot P_9 = 7.095 \quad \text{kW}$$

$$Mt_2 := \frac{9550 \cdot P_9}{n_3} = 250.94 \quad \text{N} \cdot \text{m}$$

$$Mt_2 := 1000 \cdot Mt_2 = 2.509 \times 10^5 \quad \text{N} \cdot \text{mm} \quad \text{Torque producido en la catalina 5}$$

$$Ff_1 := \frac{Mt_2}{\frac{\phi_1}{2}} \quad \text{Fuerza en la superficie de la flecha}$$

$$Ff_1 = 1.255 \times 10^4 \quad \text{N}$$

$$Ff_1 = 1.255 \times 10^4$$

Mediante la teoría de la energía de la distorsión, la resistencia al cortante corresponde a:

$$S_{sy} := 0.577 \cdot S_y$$

$$S_{sy} = 144.25 \quad \text{MPa}$$

La falla por cortante a lo largo del área paralela a la fuerza de corte creará un esfuerzo.

$$l_1 := \frac{Ff_1 \cdot S_{F1}}{S_{sy} \cdot w_1}$$

$$l_1 = 13.047 \quad \text{mm}$$

Para resistir al aplastamiento, se utilizará el área de la mitad de la cara de la chaveta.

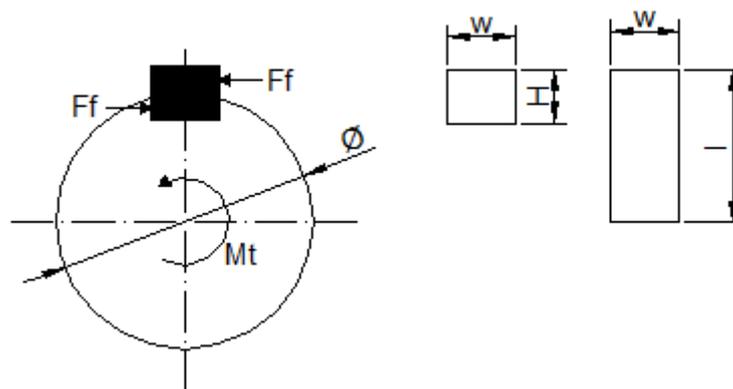
$$l_2 := \frac{Ff_1 \cdot S_{F1}}{\left( \frac{S_y \cdot H_1}{2} \right)}$$

$$l_2 = 15.056 \quad \text{mm}$$

Se toma un valor de 14 mm de longitud de la chaveta para facilitar la fabricación de la misma

### 3.4.4.4 Diseño de chaveta del Catalina 6

Se elige una chaveta cuadrada, el diseño se basará en la resistencia a la fluencia de la chaveta, como se conoce la naturaleza de la carga se empleará un factor de seguridad de 1.2 siendo este menor que la flecha para proteger la misma.



**Figura 3.28 Diagrama de cuerpo libre de las chavetas**

El material que usaremos para la chaveta es un Acero estructural ASTM A36, con las siguientes características:

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

$$S_u := 400 \text{ MPa}$$

$$S_{F1} = 1.2$$

Factor de seguridad de la chaveta

$$\phi_2 := 25 \text{ mm}$$

Diámetro del agujero de la catalina 6

Se toma un valor entero para la fabricación

$$w_2 := 8 \text{ mm}$$

Se plantea utilizar chavetas cuadradas, por lo que:

$$H_2 := w_2$$

$$H_2 = 8 \quad \text{mm}$$

Potencia requerida por el agitador

$$P_9 = 7.095 \quad \text{kW}$$

$$Mt_2 = 2.509 \times 10^5 \quad \text{N} \cdot \text{mm} \quad \text{Torque producido en la catalina 6}$$

$$Ff_2 := \frac{Mt_2}{\frac{\phi_2}{2}} \quad \text{Fuerza en la superficie de la flecha}$$

$$Ff_2 = 2.008 \times 10^4 \quad \text{N}$$

Mediante la teoría de la energía de la distorsión, la resistencia al cortante corresponde a:

$$S_{sy} := 0.577 \cdot S_y$$

$$S_{sy} = 144.25 \quad \text{MPa}$$

La falla por cortante a lo largo del área paralela a la fuerza de corte creará un esfuerzo.

$$l_3 := \frac{Ff_2 \cdot S_{F1}}{S_{sy} \cdot w_1}$$

$$l_3 = 20.875 \quad \text{mm}$$

Para resistir al aplastamiento, se utilizará el área de la mitad de la cara de la chaveta.

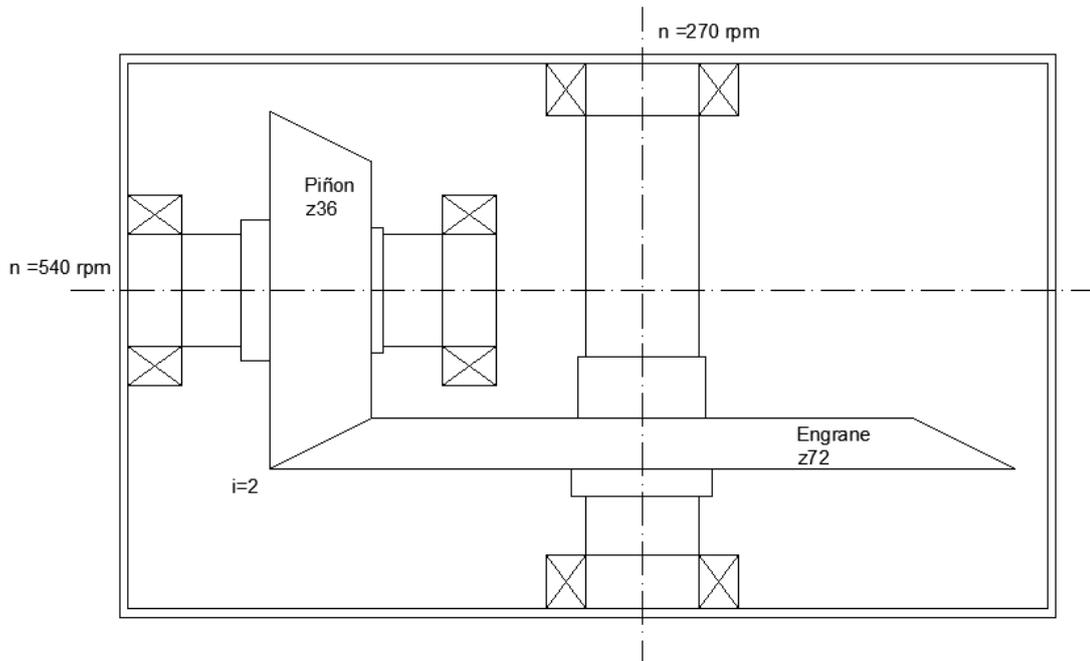
$$l_4 := \frac{Ff_2 \cdot S_{F1}}{\left( \frac{S_y \cdot H_1}{2} \right)}$$

$$l_4 = 24.09 \quad \text{mm}$$

Se toma un valor de 21 mm de longitud de la chaveta para facilitar la fabricación de la misma

### 3.4.5 DISEÑO DE LA CAJA REDUCTORA DE VELOCIDAD DE ENGRANES CÓNICOS

#### 3.4.5.1 Caja reductora de velocidad de engranes cónicos



**Figura 3.29 Esquema cinemático de los engranes cónicos**

Potencia Requerida en la caja reductora de engranes cónicos

$$P_9 := 9.51 \quad \text{Potencia requerida en el agitador}$$

$$P_5 := 4.16 \quad \text{Potencia requerida en la banda transportadora}$$

$$P_{12} := P_9 + P_5 = 13.67 \quad \text{hp}$$

Numero de revoluciones de entrada

$$n_2 := 540 \quad \text{rpm}$$

Numero de revoluciones en el agitador

$$n_3 := 270 \quad \text{rpm}$$

##### 3.4.5.1.1 Geometría de piñón y engrane cónicos

Modulo

$$m_1 := 3 \quad \text{Modulo caja de engranes cónicos} \quad \text{Shigley, Ed 8, Tabla 13-2}$$

### Angulo de Presión

$\Phi_1 := 20$  Es el más común, y el más utilizado

$$\Phi_1 := \frac{\Phi_1 \cdot \pi}{180} = 0.349 \text{ rad}$$

Debemos analizar la Interferencia

k es igual a 1 en el caso de dientes de profundidad completa

k es igual a 0,8 en el caso de dientes cortos

$$k_1 := 1$$

$$N_P := \frac{2k_1}{(1 + 2m_1)(\sin(\Phi_1))^2} \left[ m_1 + \sqrt{m_1^2 + (1 + 2m_1) \cdot [(\sin(\Phi_1))^2]} \right] \text{ Shigley, Ed 8, Ec 13-11}$$

$$N_P = 14.981$$

$$N_G := \frac{N_P^2 \cdot (\sin(\Phi_1))^2 - 4k_1^2}{4k_1 - 2N_P \cdot (\sin(\Phi_1))^2} \text{ Shigley, Ed 8, Ec 13-12}$$

$$N_G = 44.943$$

Numero de dientes del piñón

$$z_1 := 36$$

Relación de transmisión

$$i := \frac{n_2}{n_3}$$

$$i = 2$$

Numero de dientes del engrane

$$z_2 := i \cdot z_1$$

$$z_2 = 72$$

Diámetro primitivo o de paso del piñón

$$dp_1 := m_1 \cdot z_1$$

$$dp_1 = 108 \text{ mm}$$

Diámetro primitivo o de paso del engrane

$$dp_2 := m_1 \cdot z_2$$

$$dp_2 = 216 \quad \text{mm}$$

Paso diametral

$$Pd := \frac{z_1}{dp_1}$$

$$Pd = 0.333 \quad \text{mm}^{-1}$$

Ancho de Cara

$$F := 10 \cdot m_1$$

$$F = 30$$

Angulo de cono de paso del piñón

$$\gamma := \text{atan} \left( \frac{z_1}{z_2} \right)$$

$$\gamma = 0.464 \quad \text{rad}$$

Se transforma a grados

$$\gamma := \frac{\gamma \cdot 180}{\pi}$$

$$\gamma = 26.565 \quad \text{Grados}$$

Angulo de cono de paso del engrane

$$\Gamma := \text{atan} \left( \frac{z_2}{z_1} \right)$$

$$\Gamma = 1.107 \quad \text{rad}$$

Se transforma a grados

$$\Gamma := \frac{\Gamma \cdot 360}{2\pi}$$

$$\Gamma = 63.435$$

Se verifica los ángulos que den 90 grados

$$\beta := \Gamma + \gamma$$

$$\beta = 90$$

Si da 90 los cálculos son correctos

## Profundidad de trabajo

$$h_k := 2 \cdot m_1$$

$$h_k = 6 \quad \mathbf{mm}$$

## Huelgo

$$h := 0.188 \cdot m_1 + 0.002 \cdot (25.4)$$

$$h = 0.615 \quad \mathbf{mm}$$

## Adendum del engrane

$$a_2 := \frac{0.54}{Pd} + \frac{0.46}{Pd \cdot (i)^2}$$

$$a_2 = 1.965$$

## Dedendum del engrane

$$b_2 := h_k - a_2 + h$$

$$b_2 = 4.65$$

## Adendum del piñón

$$a_1 := b_2 - h$$

$$a_1 = 4.035$$

## Dedendum del piñón

$$b_1 := a_2 + h$$

$$b_1 = 2.58$$

## Diámetro medio

Se necesita los ángulos en radianes

$$\gamma := \frac{\gamma \cdot \pi}{180} = 0.464 \quad \mathbf{rad} \quad \Gamma := \frac{\Gamma \cdot \pi}{180} = 1.107 \quad \mathbf{rad}$$

## Piñón

$$dm_1 := dp_1 - F \cdot \sin(\gamma)$$

$$dm_1 = 94.584 \quad \mathbf{mm}$$

## Engrane

$$dm_2 := dp_2 - F \cdot \sin(\Gamma)$$

$$dm_2 = 189.167 \quad \mathbf{mm}$$

## Diámetro exterior

### Piñón

$$de_1 := dp_1 + 2 \cdot m_1 \cdot \cos(\gamma)$$

$$de_1 = 113.367 \quad \mathbf{mm}$$

### Engrane

$$de_2 := dp_2 + 2m_1 \cdot \cos(\Gamma)$$

$$de_2 = 218.683 \quad \mathbf{mm}$$

## Diámetro interior

### Piñón

$$di_1 := (dp_1 - 1.157 \cdot 2 \cdot m_1 \cdot \cos(\gamma))$$

$$di_1 = 101.791 \quad \mathbf{mm}$$

### Engrane

$$di_2 := dp_2 - 1.157 \cdot 2 \cdot m_1 \cdot \cos(\Gamma)$$

$$di_2 = 212.895 \quad \mathbf{mm}$$

## Generatriz

$$A := \frac{m_1}{2} \cdot \sqrt{(z_1^2) + (z_2^2)}$$

$$A = 120.748$$

## Angulo de cara

$$\varepsilon_c := \gamma + \operatorname{atan}\left(\frac{a_1}{A}\right)$$

$$\varepsilon_c = 0.497$$

## Angulo de raíz

$$\varepsilon_r := \Gamma - \operatorname{atan}\left(\frac{b_1}{A}\right)$$

$$\varepsilon_r = 1.086$$

## Altura total del diente Piñón y Engrane

$$h_1 := hk + h$$

$$h_1 = 6.615 \quad \mathbf{mm}$$

## Potencia

$$P_{12} = 13.67 \text{ Hp}$$

$$P_{12} := 0.746 \cdot P_{12} \quad \text{Potencia en Kw}$$

$$P_{12} = 10.198 \text{ Kw}$$

## Torque en el piñón cónico

$$Mt_1 := \frac{9550P_{12}}{n_2}$$

$$Mt_1 = 180.35 \text{ N}\cdot\text{m}$$

$$Mt_1 := Mt_1 \cdot 1000 \quad \text{Torque en Nmm}$$

$$Mt_1 = 180350.335 \text{ Nmm}$$

## Fuerza tangencial piñón

$$\Phi_1 := \frac{\Phi_1 \cdot 180}{\pi} = 20 \text{ grados}$$

$$Ft_1 := \frac{2Mt_1}{dm_1}$$

$$Ft_1 = 3813.565 \text{ N}$$

## Fuerza Radial piñón

$$Fr_1 := Ft_1 \cdot \tan(\Phi_1) \cdot \cos(\gamma)$$

$$Fr_1 = 7630.858 \text{ N}$$

## Fuerza axial piñón

$$Fa_1 := Ft_1 \cdot \tan(\Phi_1) \cdot \sin(\gamma)$$

$$Fa_1 = 3815.429 \text{ N}$$

## Torque en el engrane

$$Mt_2 := \frac{9550P_{12}}{n_3}$$

$$Mt_2 = 360.701 \text{ N}\cdot\text{m}$$

$$Mt_2 := Mt_2 \cdot 1000 \quad \text{Torque en Nmm}$$

$$Mt_2 = 360700.67 \text{ Nmm}$$

Fuerza tangencial engrane

$$F_{t2} := \frac{2Mt_2}{dm_2}$$

$$F_{t2} = 3813.565 \quad \mathbf{N}$$

Fuerza Radial engrane 3

$$F_{r2} := F_{t2} \cdot \tan(\Phi_1) \cdot \cos(\Gamma)$$

$$F_{r2} = 3815.429 \quad \mathbf{N}$$

Fuerza axial engrane 3

$$F_{a2} := F_{t2} \cdot \tan(\Phi_1) \cdot \sin(\Gamma)$$

$$F_{a2} = 7630.858 \quad \mathbf{N}$$

#### 3.4.5.1.2 Piñón

Calculo de la resistencia a la fatiga por flexión piñón

Método AGMA

$Y_J$  Factor de Flexión

$$z_1 = 36$$

$$z_2 = 72$$

Shigley, Ed 8, Fig. 15-7

$$Y_J := 0.29$$

$K_{a1}$  Factor de sobrecarga

En la tabla 15-2 se encuentran los valores para esta tesis vamos a utilizar un factor de carga uniforme - impacto mediano

$$K_{a1} := 1$$

Shigley, Ed 8, Tabla 15-2

$K_{v1}$  Factor Dinámico

$$Q_v := 6$$

$Q_v$  es igual de 5 - 6 con fresado y de 7-8 con fresa Madre

$$B_1 := 0.25(12 - Q_v) \left(\frac{2}{3}\right)$$

$$B_1 = 0.825$$

Shigley, Ed 8, Ec 15-6

$$A_1 := 50 + 56 \cdot (1 - B_1)$$

$$A_1 = 59.773$$

$$v_1 := 5.236(10^{-5}) \cdot d_{p1} \cdot n_2 = 3.054 \frac{m}{s}$$

$$K_{v1} := \left( \frac{A_1 + \sqrt{200v_1}}{A_1} \right)^{B_1}$$

Shigley, Ed 8, Ec 15-5

$$K_{v1} = 1.331$$

$Y_{x1}$  Factor de Tamaño por flexión

Shigley, Ed 8, Ec 15-10

$Y_{x1}$

Si m es menos a 1.6  $K_s=0.5$

Si  $Y_{x1}$  es mayor a 1.6 y menor a 50 entonces:

$$Y_{x1} := 0.4867 + 0.008339 \cdot m_1$$

$$Y_{x1} = 0.512$$

$K_{H\beta 1}$  Factor de distribución de Carga

Shigley, Ed 8, Ec 15-11

$K_{mb} =$	1	ambos miembros montados separados
	1.1	un miembro montado separado
	1.25	ningún miembro montado separado

En nuestra maquina ambos miembros están montados separados por lo tanto

$$K_{mb} := 1$$

$$K_{H\beta 1} := K_{mb} + [5.6 \cdot (10^{-6}) \cdot F^2]$$

$$K_{H\beta 1} = 1.005$$

$Y_{\beta 1}$  Factor de curvatura en el sentido longitudinal de resistencia a la flexión

Para engranes cónicos Rectos este valor es igual a 1 Shigley, Ed 8, Ec 15-13

$$Y_{\beta 1} := 1$$

$$\sigma_1 := \frac{F_{t1}}{F \cdot Y_J \cdot m_1} \cdot \frac{K_{a1} \cdot K_{v1} \cdot Y_{x1} \cdot K_{H\beta 1}}{Y_{\beta 1}}$$

Shigley, Ed 8, Ec 15-3

$$\sigma_1 = 99.99 \quad \text{MPa}$$

Calculo del esfuerzo flexionante permisible en el piñón

Depende del tipo de material que se elija, para nuestra tesis se elegirá el material más común que se pueda encontrar en Ecuador:

Para el diseño vamos a tomar un acero 705 bonificado para maquinaria AISI 4340

Propiedades

HB := 330	Dureza Brinell		
$S_y := 70 \frac{\text{kg}}{\text{mm}^2}$		$S_y := S_y \cdot 9.81 = 686.7$	MPa
$S_u := 90 \frac{\text{kg}}{\text{mm}^2}$		$S_u := S_u \cdot 9.81 = 882.9$	MPa

El esfuerzo flexionante permisible es:

$$\sigma_{H1} := 0.33HB + 41.24 \quad \text{Shigley, Ed 8, Ec 15-23}$$

$$\sigma_{H1} = 150.14 \quad \sigma_H \text{ Numero de esfuerzo flexionante permisible}$$

$Y_{NT1}$  factor de ciclo de esfuerzo de resistencia a la flexión

$N := 10^7$	Para un numero de ciclos $10^7$
Crítico	
$Y_{NT1} := 1.3558N^{-0.00323}$	

$$Y_{NT1} = 1.287$$

$K_\theta$  Factor de temperatura

La temperatura va a ser menos a los 120 grados Celsius por lo tanto

$$K_\theta := 1$$

$Y_z$  Factor de Confiabilidad

Deseamos una confiabilidad del 99% en la maquina esto quiere decir menos de una falla en 100

$Y_z := 1$	
$S_{F1} := \frac{\sigma_{H1} \cdot Y_{NT1}}{\sigma_1 \cdot K_\theta \cdot Y_z} = 1.933$	Shigley, Ed 8, Ec 15-4,

Calculo de esfuerzo de contacto o resistencia a la picadura piñón

Método AGMA

$Z_{e1}$  coeficiente elástico por picadura

$$Z_{e1} := 190 \quad \text{Coeficiente elástico } 190(\text{N/mm}^2)^{1/2} \text{ para acero}$$

$Z_{i1}$  Factor geométrico por resistencia a la picadura

$$Z_{i1} := 0.093 \quad \text{Shigley, Ed 8, Fig. 15-6}$$

$Z_{x1}$  Factor de tamaño por resistencia a picadura

$$Z_{x1} \text{ es igual a } \begin{array}{ll} 0.5 & \text{si } B \text{ menor a } 12.7\text{mm} \\ 0.00492 \cdot B + 0.4375 & B \text{ menor a } 114.4\text{mm y mayor a } 12.7 \text{ mm} \\ 1 & B \text{ mayor a } 114.4 \end{array}$$

Por lo tanto:

$$F = 30$$

$$Z_{x1} := 0.00492 \cdot F + 0.4375$$

$$Z_{x1} = 0.585$$

$Z_{xc1}$  Factor de Coronamiento por picadura

Los dientes de la mayoría de los engranes cónicos se coronan en la dirección longitudinal durante su manufactura para dar cabida a la deflexión de los montajes

$$Z_{xc1} \begin{array}{ll} 1.5 & \text{dientes coronados en forma adecuada} \\ 2.0 & \text{dientes más grandes o no coronados} \end{array}$$

$$Z_{xc1} := 1.5$$

Por lo tanto:

$$\sigma_1 := Z_{e1} \cdot \sqrt{\frac{F t_1}{d_{p1} \cdot Z_{i1} \cdot F} \cdot K_{a1} \cdot K_{v1} \cdot K_{H\beta1} \cdot Z_{x1} \cdot Z_{xc1}}$$

$$\sigma_1 = 732.291 \quad \text{MPa}$$

Calculo del esfuerzo de contacto permisible en el Piñón

Donde:

$\sigma_{h1}$  Esfuerzo de contacto permisible

$$\sigma_{h1} := 2.51HB + 230.86$$

$$\sigma_{h1} = 1059.16 \quad \text{MPa}$$

$Z_{NT1}$  Factor de ciclos de esfuerzo por resistencia a la picadura

$$N = 1 \times 10^7 \quad \text{Para un numero de ciclos } N^7$$

$$Z_{NT1} := 3.4822N^{-0.0602}$$

$$Z_{NT1} = 1.32$$

$Z_W$  Factor de relación de Dureza

La dureza Brinell tanto del piñón como la del engrane es la misma, por lo tanto dicha relación va a ser igual a 1 que es menor a 1.2 por lo tanto:

$$Z_W := 1$$

Entonces:

$$S_{H1} := \frac{\sigma_{h1} \cdot Z_{NT1} \cdot Z_W}{\sigma_c \cdot K_\theta \cdot Y_z}$$

$$S_{H1} = 1.909 \quad \text{MPa}$$

### 3.4.5.1.3 Engrane

Calculo del resistencia a la fatiga por flexión Engrane

Método AGMA

$Y_j$  Factor de Flexión

$$z_1 = 36$$

$$z_2 = 72$$

Shigley, Ed 8, Fig. 15-7

$$Y_j = 0.29$$

$K_{a2}$  Factor de sobrecarga

En la tabla 15-2 se encuentran los valores para esta tesis vamos a utilizar un factor de carga uniforme - impacto mediano

$$K_{a2} := 1 \quad \text{Shigley, Ed 8, Tabla 15-2}$$

$K_{v2}$  Factor Dinámico

$$Q_v = 6$$

$Q_v$  es igual de 5 - 6 con fresado y de 7-8 con fresa Madre

$$B_2 := 0.25(12 - Q_v)^{\left(\frac{2}{3}\right)}$$

Shigley, Ed 8, Ec 15-6

$$B_2 = 0.825$$

$$A_2 := 50 + 56 \cdot (1 - B_2)$$

$$A_2 = 59.773$$

$$v_2 := 5.236(10^{-5}) \cdot dp_2 \cdot n_3 = 3.054 \quad \frac{m}{s}$$

$$K_{v2} := \left( \frac{A_2 + \sqrt{200v_2}}{A_2} \right)^{B_2}$$

Shigley, Ed 8, Ec 15-5

$$K_{v2} = 1.331$$

$Y_{x2}$  Factor de tamaño por flexión

Shigley, Ed 8, Ec 15-10

$Y_{x2}$  Si  $m$  es menos a 1.6  $K_s=0.5$

Si  $m$  es mayor a 1.6 y menor a 50 entonces:

$$Y_{x2} := 0.4867 + 0.008339 \cdot m_1$$

$$Y_{x2} = 0.512$$

$K_{H\beta 2}$  Factor de distribución de Carga

Shigley, Ed 8, Ec 15-11

$K_{mb} =$

- 1      ambos miembros montados separados
- 1.1    un miembro montado separado
- 1.25   ningún miembro montado separado

En nuestra maquina ambos miembros están montados separados por lo tanto

$$K_{mb} = 1$$

$$K_{H\beta 2} := K_{mb} + \left[ 5.6 \cdot (10^{-6}) \cdot F^2 \right]$$

$$K_{H\beta 2} = 1.005$$

$Y_{\beta 2}$  Factor de Curvatura en el sentido longitudinal de resistencia a la flexión

Para engranes cónicos Rectos este valor es igual a 1

$$Y_{\beta 2} := 1$$

$$\sigma_2 := \frac{F_{t2}}{F \cdot Y_J \cdot m_1} \cdot \frac{K_{a2} \cdot K_{v2} \cdot Y_{x2} \cdot K_{H\beta 2}}{Y_{\beta 2}} \quad \text{Shigley, Ed 8, Ec 15-3}$$

$$\sigma_2 = 99.99$$

Calculo del esfuerzo flexionante permisible en el engrane

Depende del tipo de material que se elija, para nuestra tesis se elegirá el material más común que se pueda encontrar en Ecuador:

Para el diseño vamos a tomar un acero 705 bonificado para maquinaria AISI 4340

Propiedades

$$HB := 330 \quad \text{Dureza brinell}$$

$$S_y := 70 \frac{\text{kg}}{\text{mm}^2} \quad S_y := S_y \cdot 9.81 = 686.7 \quad \text{MPa}$$

$$S_u := 90 \frac{\text{kg}}{\text{mm}^2} \quad S_u := S_u \cdot 9.81 = 882.9 \quad \text{MPa}$$

El esfuerzo flexionante permisible en el engrane es:

$$\sigma_{H2} := 0.33HB + 41.24 \quad \text{Shigley, Ed 8, Ec 15-23}$$

$$\sigma_{H2} = 150.14 \quad \sigma_H \text{ Numero de esfuerzo flexionante permisible}$$

$Y_{NT2}$  factor de ciclo de esfuerzo de resistencia a la flexión

$$N := 10^7 \quad \text{Para un numero de ciclos } 10^7$$

Critico

$$Y_{NT2} := 1.3558N^{-0.00178}$$

$$Y_{NT2} = 1.317$$

$K_\theta$  factor de temperatura

La temperatura va a ser menos a los 120 grados Celsius por lo tanto

$$K_\theta = 1$$

$Y_Z$  Factor de Confiabilidad

Deseamos una confiabilidad del 99% en la maquina esto quiere decir menos de una falla en 100

$$Y_Z = 1$$

$$S_{F2} := \frac{\sigma_{H2} \cdot Y_{NT2}}{\sigma_2 \cdot K_\theta \cdot Y_Z} = 1.978 \quad \text{Shigley, Ed 8, Ec 15-4,}$$

Calculo de esfuerzo de contacto o resistencia a la picadura engrane

Método AGMA

$Z_{e2}$  coeficiente elástico por picadura

$$Z_{e2} := 190 \quad \text{Coeficiente elástico } 190(\text{N/mm}^2)^{1/2} \text{ para acero}$$

$Z_{i2}$  Factor geométrico por resistencia a la picadura

$$Z_{i2} := 0.093 \quad \text{Shigley, Ed 8, Fig. 15-6}$$

$Z_{x2}$  Factor de tamaño por resistencia a picadura

$$Z_{x2} \text{ es igual a } \begin{array}{ll} 0.5 & \text{si } B \text{ menor a } 12.7\text{mm} \\ 0.00492 \cdot B + 0.4375 & B \text{ menor a } 114.4\text{mm y mayor a } 12.7 \text{ mm} \\ 1 & B \text{ mayor a } 114.4 \end{array}$$

Por lo tanto:

$$F = 30$$

$$Z_{x2} := 0.00492 \cdot F + 0.4375$$

$$Z_{x2} = 0.585$$

$Z_{xc2}$  Factor de Coronamiento por picadura

Los dientes de la mayoría de los engranes cónicos se coronan en la dirección longitudinal durante su manufactura para dar cabida a la deflexión de los montajes

$Z_{xc2}$	1.5	dientes coronados en forma adecuada
	2.0	dientes más grandes o no coronados

$$Z_{xc2} := 1.5$$

Por lo tanto:

$$\sigma_c := Z_{e2} \cdot \sqrt{\frac{F_{t2}}{d_{p2} \cdot Z_{i2} \cdot F} \cdot K_{a2} \cdot K_{v2} \cdot K_{H\beta 2} \cdot Z_{x2} \cdot Z_{xc2}}$$

$$\sigma_c = 517.808 \quad \text{MPa}$$

Calculo del esfuerzo de contacto permisible en el engrane

Donde:

$\sigma_{H2}$  Esfuerzo de contacto permisible

$$\sigma_{H2} := 2.51HB + 230.86$$

$$\sigma_{H2} = 1059.16 \quad \text{MPa}$$

$Z_{NT2}$  Factor de ciclos de esfuerzo por resistencia a la picadura

$$N = 1 \times 10^7 \quad \text{Para un numero de ciclos } N^7$$

$$Z_{NT2} := 3.4822(N^{-0.0602})$$

$$Z_{NT2} = 1.32$$

$Z_W$  Factor de relación de Dureza

La dureza Brinell tanto del piñón como la del engrane es la misma, por lo tanto dicha relación va a ser igual a 1 que es menor a 1.2 por lo tanto:

$$Z_W = 1$$

Entonces:

$$S_{H2} := \frac{\sigma_{h2} \cdot Z_{NT2} \cdot Z_W}{\sigma_{c2} \cdot K_{\theta} \cdot Y_Z}$$

$$S_{H2} = 2.699 \quad \text{MPa}$$

Análisis de flechas rodamientos y chavetas:

Análisis estático en el piñón:

Las fuerzas que se encuentran en el piñón y engrane de la caja reductora de engranes cónicos son:

$F_{t1} = 3813.565$	N	En el eje z
$F_{r1} = 7630.858$	N	En el eje y
$F_{a1} = 3815.429$	N	En el eje x

El piñón será construido con giro en sentido horario, con lo que tendremos las cargas dispuestas de la siguiente manera:

Tomando en cuenta que la flecha es una viga simplemente apoyada y haciendo un DCL tenemos:

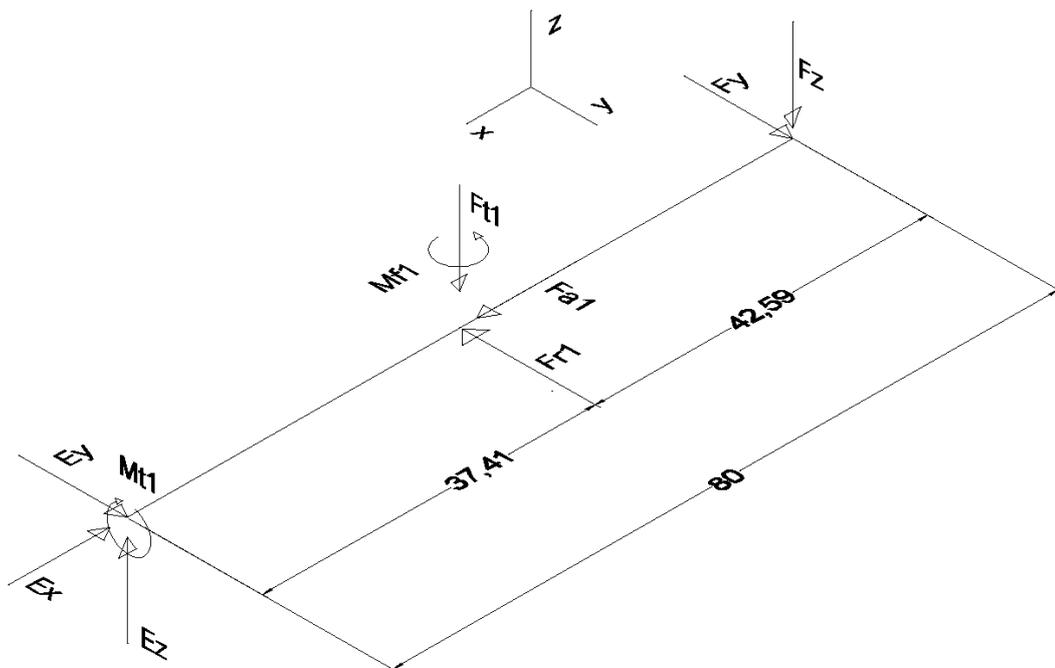


Figura 3.30 Diagrama de cuerpo libre del eje del piñón

Ecuaciones de la Estática:

$$M_{f1} := Fa_1 \cdot \frac{dm_1}{2}$$

$$M_{f1} = 180438.489 \quad \text{N} \cdot \text{mm} \quad \text{Momento Flector alrededor del eje z en la flecha 1}$$

Longitud estimada de la flecha

$$L_1 := 80 \quad \text{mm}$$

$$L_2 := 37.41 \quad \text{mm} \quad \text{Longitud del punto E al Punto de contacto de fuerzas}$$

$$P_{12} = 10.198 \quad \text{KW} \quad \text{Potencia en KW}$$

$$Mt_1 = 180350.335 \quad \text{Nmm}$$

Ecuaciones de la estática:

$$E_y := 1$$

$$E_x := 1$$

$$E_z := 1$$

$$F_y := 1$$

$$F_z := 1$$

Dado:

$$-E_x + Fa_1 = 0 \quad \text{Fuerzas en x}$$

$$E_y + F_y - Fr_1 = 0 \quad \text{Fuerzas en Y}$$

$$E_z + F_z - Ft_1 = 0 \quad \text{Fuerzas en z}$$

$$-Fr_1 \cdot L_2 + F_y \cdot L_1 - M_{f1} = 0 \quad \text{Momentos alrededor del eje z en el extremo E}$$

$$Ft_1 \cdot L_2 - Fz \cdot L_1 = 0 \quad \text{Momentos alrededor del eje y en el extremo E}$$

$$\text{Resp} := \text{Find}(E_x, E_y, E_z, F_y, F_z)$$

$$E_x := \text{Resp}_0 \quad E_x = 3815.429 \quad \text{N}$$

$$E_y := \text{Resp}_1 \quad E_y = 1806.997 \quad \text{N}$$

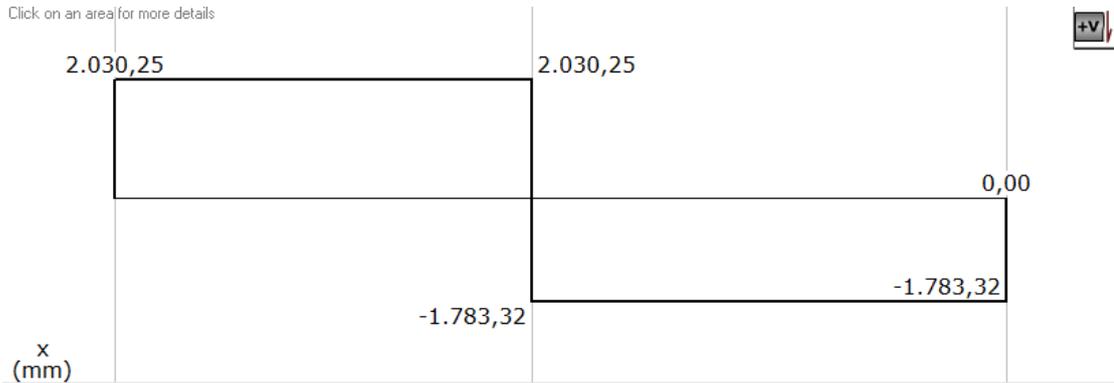
$$E_z := \text{Resp}_2 \quad E_z = 2030.247 \quad \text{N}$$

$$F_y := \text{Resp}_3 \quad F_y = 5823.861 \quad \text{N}$$

$$F_z := \text{Resp}_4 \quad F_z = 1783.318 \quad \text{N}$$

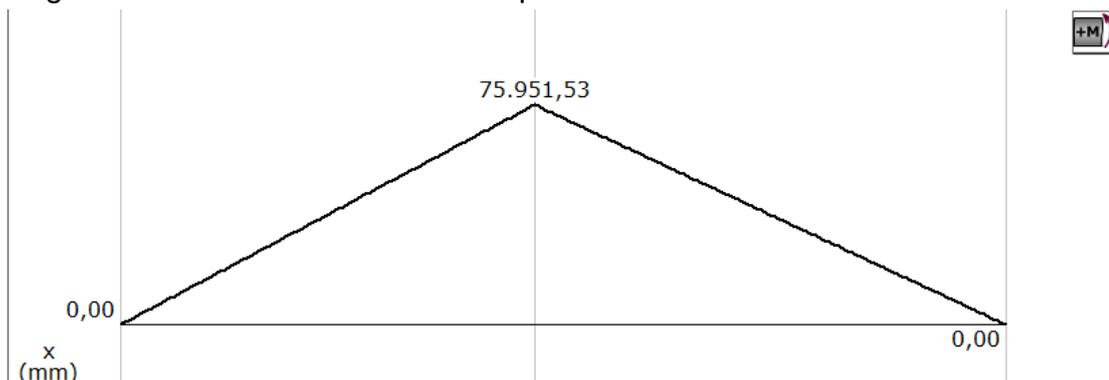
A continuación vamos a calcular diagramas de fuerza cortante y de momento flector, para lo cual utilizaremos el programa MD Solids.

Diagrama de Fuerza Cortante en el plano xz:



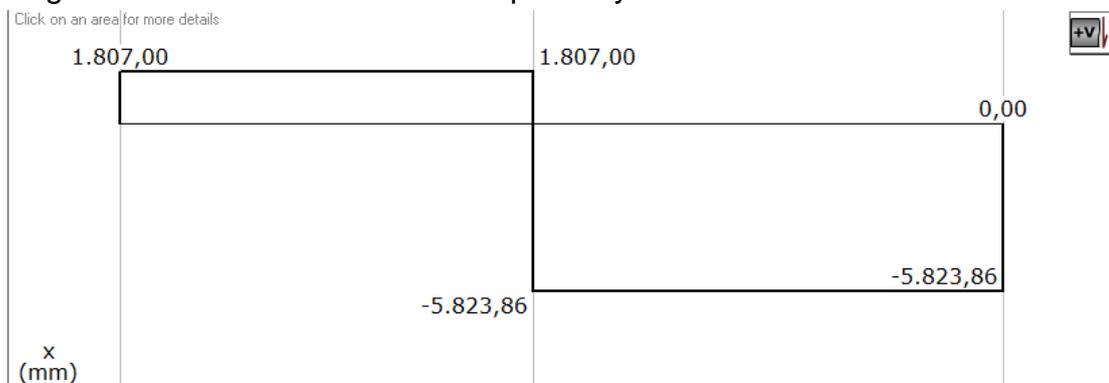
**Figura 3.31 Diagrama de fuerza cortante xz del eje del piñón**

Diagrama de Momento Flector en el plano xz:



**Figura 3.32 Diagrama de momento flector xz del eje del piñón**

Diagrama de Fuerza Cortante en el plano xy:



**Figura 3.33 Diagrama de fuerza cortante xy del eje del piñón**

Diagrama de Momento Flector en el plano xy:

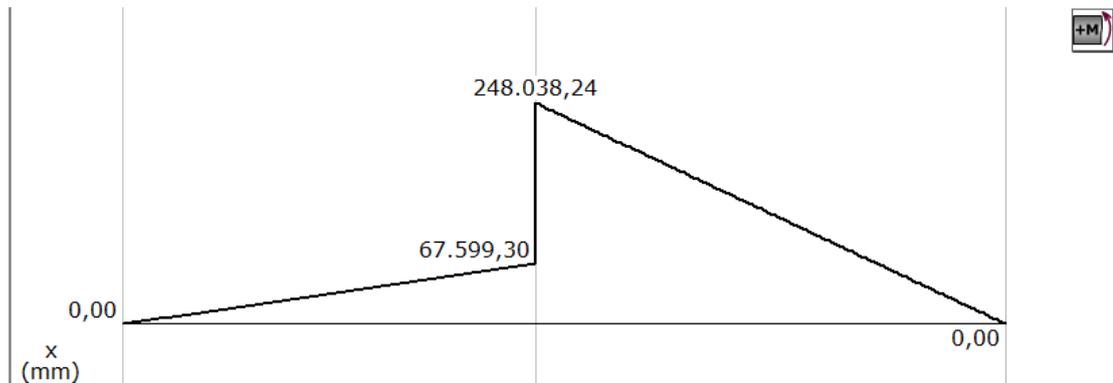


Figura 3.34 Diagrama de momento flector xy del eje del piñón

Como podemos observar la zona crítica la tenemos en la mitad del eje por lo que calculamos el momento resultante.

$$Mr_1 := \sqrt{(75951.53)^2 + (248038.24)^2}$$

Momento resultante

$$Mr_1 = 259406.252 \quad \text{Nmm}$$

Diseño geométrico de la flecha 1

Para el esquema de la flecha se ha tomado en cuenta la siguiente consideración: La relación entre dos diámetros consecutivos no debe ser mayor a 1.3.

$$\frac{D}{d} \leq 1.3$$

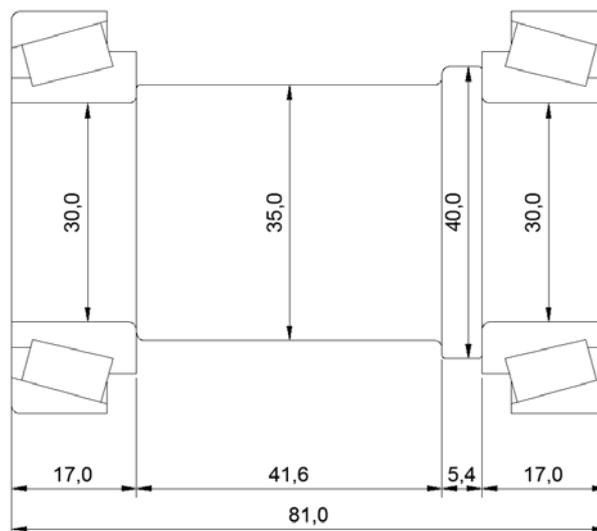


Figura 3.35 Esquema del eje del piñón

## Diseño estático de la flecha 1

Aplicamos en Criterio de la Teoría de la energía de la Distorsión

El material que vamos a utilizar para la flecha es la siguiente: 705 = AISI 4340, del catálogo de Materiales para ingeniería de Iván Bohman.

Propiedades Mecánicas en condición de suministro

HB = 330	HB	Dureza Brinell
Elongación = 12%		
Sy = 686.7	MPa	Esfuerzo de fluencia
Su = 882.9	MPa	Esfuerzo último
S <sub>F3</sub> := 5		Factor de seguridad estático
Mr <sub>1</sub> = 259406.252	N·mm	Momento resultante
Mt <sub>1</sub> = 180350.335	N·mm	Torque

Diámetro de la flecha

$$d_1 := \left[ \frac{32 \cdot S_{F3}}{S_y \cdot \pi} \cdot \left( Mr_1^2 + \frac{3}{4} \cdot Mt_1^2 \right)^{\frac{1}{2}} \right]^{\frac{1}{3}}$$

Teoría de la Energía de Distorsión  
Libro: Hamrock Jacobson Schmid  
Primera edición, Pág. 429  
Ecuación 11.13

$$d_1 = 28.213 \text{ mm}$$

Diámetro de la flecha

## Diseño a fatiga de la flecha 1

Usando la formula de ejes sometidos a torsión y flexión

S <sub>F4</sub> := 1.4	Factor de Seguridad
S <sub>n</sub> := 345 MPa	Mott, Ed 4, fig. 5-8, pág. 175
C <sub>s</sub> := 0.82	Factor de tamaño a la resistencia de fatiga Mott, Ed 4, fig. 5-9, pág. 175
C <sub>R</sub> := 0.81	Factor de Confiabilidad Mott, Ed 4, Tabla 5-1, pág. 175 Se elije para el 99% de confiabilidad
K <sub>t</sub> := 1.5	Para chaflán bien redondeado Mott, Ed 4, fig. 12-8, pág. 542

$$S_{n'} := S_n \cdot C_s \cdot C_R$$

$$S_{n'} = 229.149 \quad \text{MPa}$$

$$d_2 := \left[ \frac{32}{\pi} S_{F4} \cdot \sqrt{\left( \frac{K_t \cdot M r_1}{S_{n'}} \right)^2 + \frac{3}{4} \cdot \left( \frac{M t_1}{S_y} \right)^2} \right]^{\frac{1}{3}}$$

Mott, Ed 4, Ec12.24, pág. 548

$$d_2 = 29.017 \quad \text{mm}$$

Rodamientos en los extremos e y f de la flecha 1

Extremo E

Datos de entrada

$$Fr_E := \sqrt{E_y^2 + E_z^2}$$

$$Fr_E = 2717.929 \quad \text{N}$$

$$Fa_E := E_z$$

$$Fa_E = 2030.247 \quad \text{N}$$

$$d_2 = 29.017 \quad \text{mm}$$

$$n_2 = 540 \quad \text{rpm}$$

Horas de trabajo

El rodamiento debe durar al menos 5 años, 12 meses por año, 15 días por mes, 6 horas por día:

$$V := 5 \cdot 12 \cdot 15 \cdot 6 = 5400 \quad \text{hr}$$

Numero de ciclos

$$V_1 := V \cdot 60 \cdot n_2 = 1.75 \times 10^8$$

Según el catalogo de rodamientos FAG

Del catálogo se prueba con rodamientos que tengan el diámetro interno requerido. Tomar en cuenta que es un caso de carga dinámica, cuando las rpm son mayores a 10

Para rodamiento individual cónico

Los valores de Y se muestran en las tablas de rodamientos

$$\frac{F_{aE}}{F_{rE}} = 0.747$$

$$F_{e1} = F_{rE} \quad \text{Para} \quad \frac{F_a}{F_r} \leq e$$

$$F_{e1} = 0.4F_{rE} + Y \cdot F_{aE} \quad \text{Para} \quad \frac{F_a}{F_r} > e$$

Valor de e elegido de la tabla de Rodamientos de la FAG

Denominación 32006X página 329

$$e := 0.43$$

Entonces:

$$Y := 1.39$$

$$F_{e1} := 0.4 \cdot F_{rE} + Y \cdot F_{aE}$$

$$F_{e1} = 3909.214 \quad \text{N} \quad \text{Carga estática equivalente}$$

Vida del rodamiento es

$$c_1 := 39000 \quad \text{N} \quad d_3 := 30 \quad \text{mm}$$

$$p := \frac{10}{3}$$

Se utiliza como exponente 3 para rodamientos con bolas y 10/3 para rodamientos con rodillos

Entonces:

$$V_{1'} := \left( \frac{c_1}{F_{e1}} \right)^p \cdot 10^6$$

$$V_{1'} = 2.138 \times 10^9$$

Vida calculada según las tablas de Rodamientos de la FAG

Se compara el  $V_{1'}$  con la  $V_1$  para determinar si el rodamiento durara o no el tiempo estimado, en este caso el rodamiento elegido dura el tiempo estimado.

Extremo F  $F_{aF} := 0$  N

$$F_{rF} := \sqrt{F_y^2 + F_z^2}$$

$F_{rF} = 6090.778$  N

Horas de trabajo

El rodamiento debe durar al menos 10 años, 12 meses por año, 20 días por mes, 8 horas por día:

$$V = 5400 \quad \mathbf{hr}$$

Numero de ciclos

$$V_2 := V \cdot 60 \cdot n_2 = 1.75 \times 10^8$$

Según el catalogo de rodamientos FAG

Del catálogo se prueba con rodamientos que tengan el diámetro interno requerido. Tomar en cuenta que es un caso de carga dinámica, cuando las rpm son mayores a 10

$$\frac{F_{aF}}{F_{rF}} = 0 \quad F_{e2} = F_{rE} \quad \text{Para} \quad \frac{F_a}{F_r} \leq e$$

$$F_{e2} = 0.4F_{rF} + Y \cdot F_{aF} \quad \text{Para} \quad \frac{F_a}{F_r} > e$$

Valor de e elegido de la tabla de Rodamientos de la FAG

Denominación **32006X** página 329

Entonces:

$$F_{e2} := F_{rF}$$

$F_{e2} = 6090.778$  N Carga estática equivalente

Vida del rodamiento es

$d_3 = 30$  mm  $c_2 := 39000$  N

$p := \frac{10}{3}$  Se utiliza como exponente 3 para rodamientos con bolas y 10/3 para rodamientos con rodillos

Entonces:

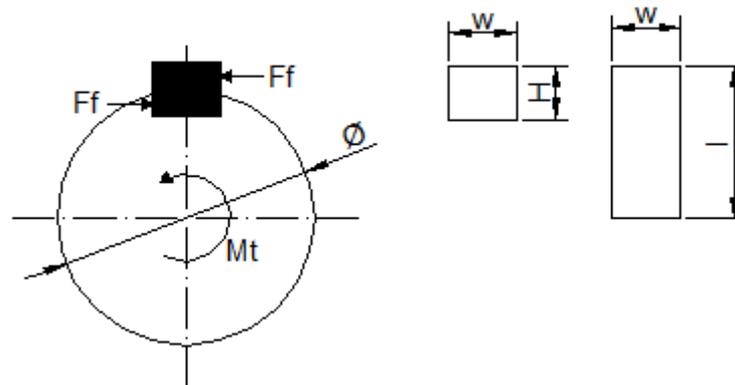
$$V_{2'} := \left( \frac{c_2}{Fe_2} \right)^P \cdot 10^6 \quad \text{Vida calculada según las tablas de Rodamientos de la FAG}$$

$$V_{2'} = 4.875 \times 10^8 \quad \text{FAG}$$

Se compara el  $V_{2'}$  con la  $V_2$  para determinar si el rodamiento durara o no el tiempo estimado, en este caso el rodamiento elegido dura el tiempo estimado.

Diseño de chaveta del piñón (chaveta 1)

Se elige una chaveta cuadrada, el diseño se basará en la resistencia a la fluencia de la chaveta, como se conoce la naturaleza de la carga se empleará un factor de seguridad de 1.2 siendo este menor que la flecha para proteger la misma.



**Figura 3.36 Diagrama de cuerpo libre de las chavetas**

El material que usaremos para la chaveta es un Acero estructural ASTM A36, con las siguientes características:

$$S_{y1} := 250 \quad \text{MPa}$$

$$S_{u1} := 400 \quad \text{MPa}$$

$$S_{F5} := 1.2$$

Factor de seguridad de la chaveta

$$\phi_1 := 35 \quad \text{mm}$$

Diámetro del agujero del piñón

$$w_1 := 8 \quad \text{mm}$$

Se plantea utilizar chavetas rectangulares, por lo que:

$$H_1 := w_1$$

$$H_1 = 8 \quad \text{mm}$$

$$Mt_1 = 180350.335 \quad \text{Nmm} \quad \text{Torque producido en el piñón}$$

$$Ff_1 := \frac{Mt_1}{\frac{\phi_1}{2}} \quad \text{Fuerza en la superficie de la flecha}$$

$$Ff_1 = 10305.733 \quad \text{N}$$

Mediante la teoría de la energía de la distorsión, la resistencia al cortante corresponde a:

$$Ssy_1 := 0.577 \cdot Sy_1$$

$$Ssy_1 = 144.25 \quad \text{MPa}$$

La falla por cortante a lo largo del área paralela a la fuerza de corte creará un esfuerzo.

$$l_1 := \frac{Ff_1 \cdot S_{F5}}{Ssy_1 \cdot w_1}$$

$$l_1 = 10.717 \quad \text{mm}$$

Para resistir al aplastamiento, se utilizará el área de la mitad de la cara de la chaveta.

$$l_2 := \frac{Ff_1 \cdot S_{F5}}{\left( \frac{Sy_1 \cdot H_1}{2} \right)}$$

$$l_2 = 12.367 \quad \text{mm}$$

Se toma un valor de 11 mm de longitud de la chaveta para facilitar la fabricación de la misma

## Análisis estático en el engrane

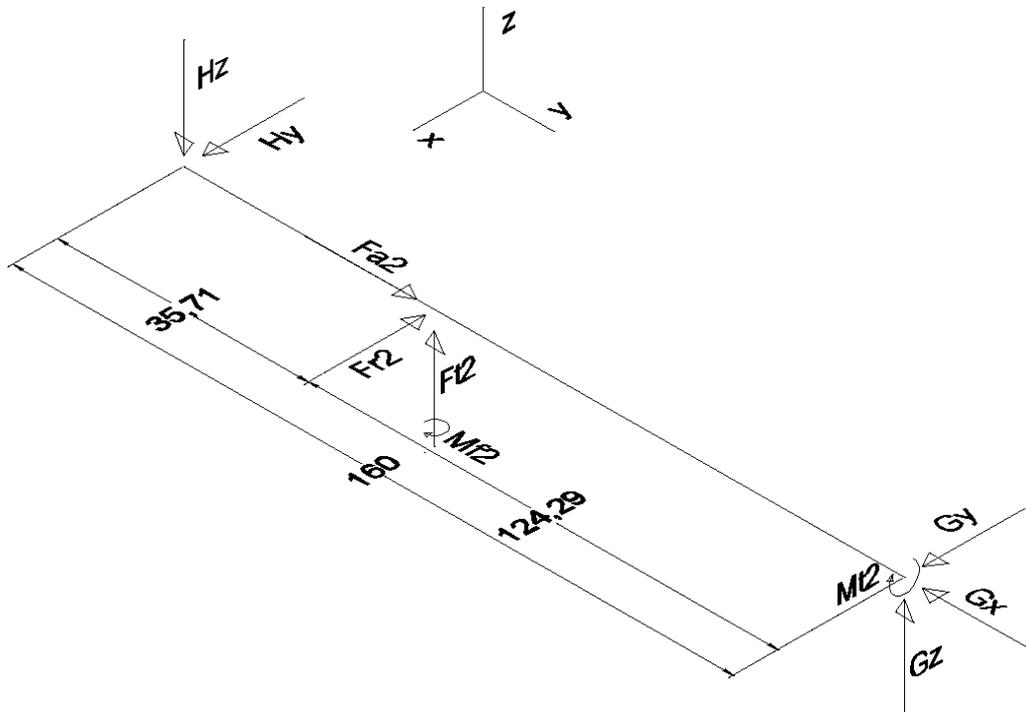
Las fuerzas que se encuentran en el engrane son:

$$F_{t2} = 3813.565 \quad \text{En el eje } y$$

$$F_{r2} = 3815.429 \quad \text{En el eje } z$$

$$F_{a2} = 7630.858 \quad \text{En el eje } x$$

Tomando en cuenta que la flecha es una viga simplemente apoyada y haciendo un DCL tenemos:



**Figura 3.37 Diagrama de cuerpo libre del eje del engrane**

Ecuaciones de la Estática:

$$L_3 := 160 \quad \text{mm}$$

$$L_4 := 124.29 \quad \text{mm} \quad \text{Longitud desde el punto G al punto de contacto de fuerzas}$$

Torque real de salida

$$M_{t2} = 360700.67$$

$$M_{f2} := F_{a2} \cdot \frac{d_{m2}}{2} \quad \text{Momento flector a rededor del eje } z \text{ de la flecha } 2$$

$$M_{f2} = 721753.954 \quad \text{Nmm}$$

Ecuaciones de la estática:

$$H_x := 1 \quad H_z := 1 \quad G_y := 1 \quad G_x := 1 \quad G_z := 1$$

Dado

$$H_x + G_x - F_{r2} = 0 \quad \text{Fuerzas en x}$$

$$-G_y + F_{a2} = 0 \quad \text{Fuerzas en Y}$$

$$F_{t2} - G_z - H_z = 0 \quad \text{Fuerzas en z}$$

$$-F_{r2} \cdot L_4 + G_x \cdot (L_3) + M_{f2} = 0 \quad \text{Momentos alrededor del eje z en el extremo G}$$

$$-F_{t2} \cdot L_4 + G_z \cdot (L_3) = 0 \quad \text{Momentos alrededor del eje x en el extremo G}$$

$$\text{Resp1} := \text{Find}(H_x, H_z, G_x, G_y, G_z)$$

$$H_x := \text{Resp1}_0 \quad H_x = 5362.518 \quad \text{N}$$

$$H_z := \text{Resp1}_1 \quad H_z = 851.14 \quad \text{N}$$

$$G_x := \text{Resp1}_2 \quad G_x = -1547.089 \quad \text{N}$$

$$G_y := \text{Resp1}_3 \quad G_y = 7630.858 \quad \text{N}$$

$$G_z := \text{Resp1}_4 \quad G_z = 2962.425 \quad \text{N}$$

A continuación vamos a calcular diagramas de fuerza cortante y de momento flector, para lo cual utilizaremos el programa MD Solids.

Diagrama de Fuerza Cortante en el plano zy:

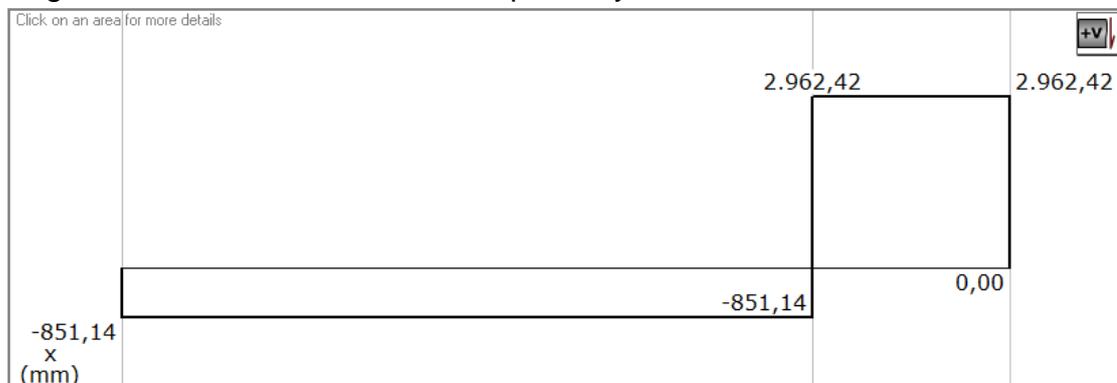
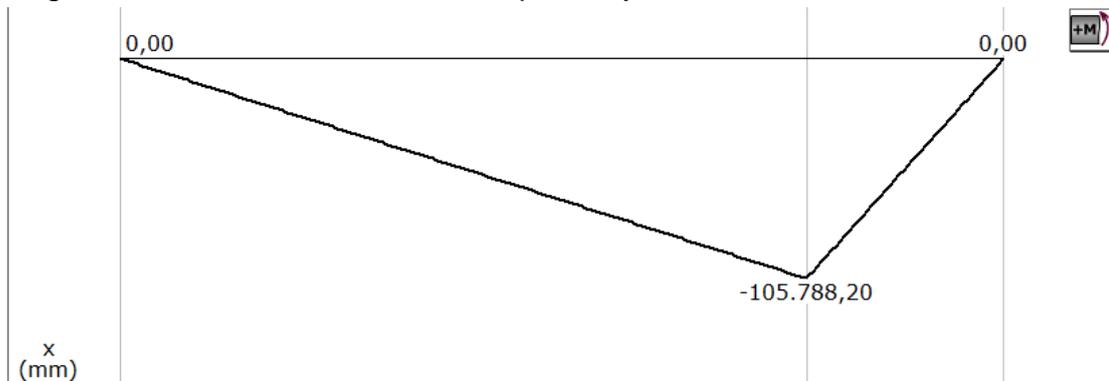


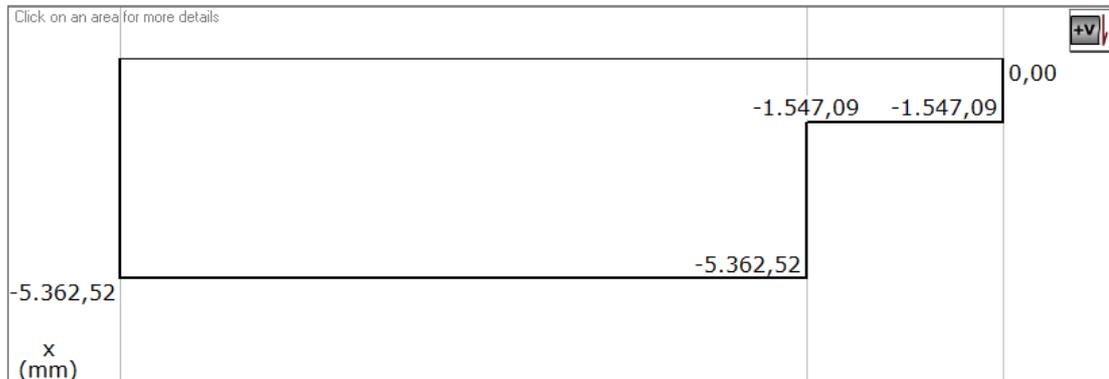
Figura 3.38 Diagrama de fuerza cortante zy del eje del engrane

Diagrama de Momento Flector en el plano zy:



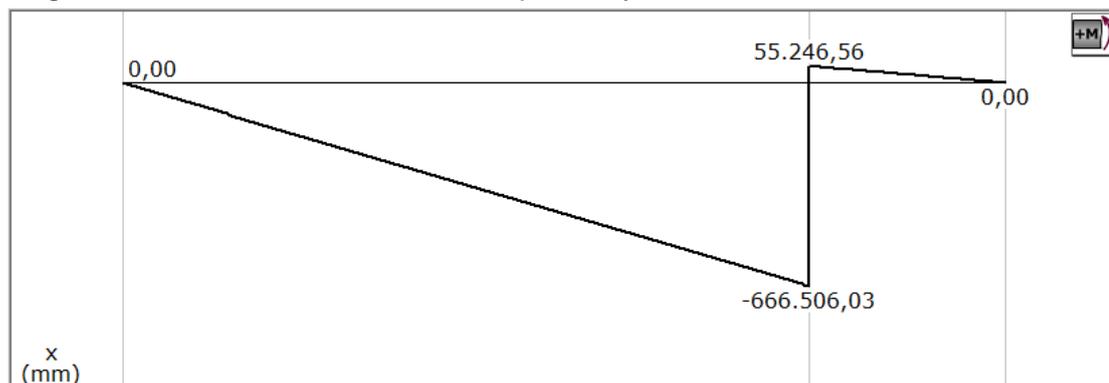
**Figura 3.39 Diagrama de momento flector zy del eje del engrane**

Diagrama de Fuerza Cortante en el plano xy:



**Figura 3.40 Diagrama de fuerza cortante xy del eje del engrane**

Diagrama de Momento Flector en el plano xy:



**Figura 3.41 Diagrama de momento flector xy del eje del engrane**

Momento Resultante

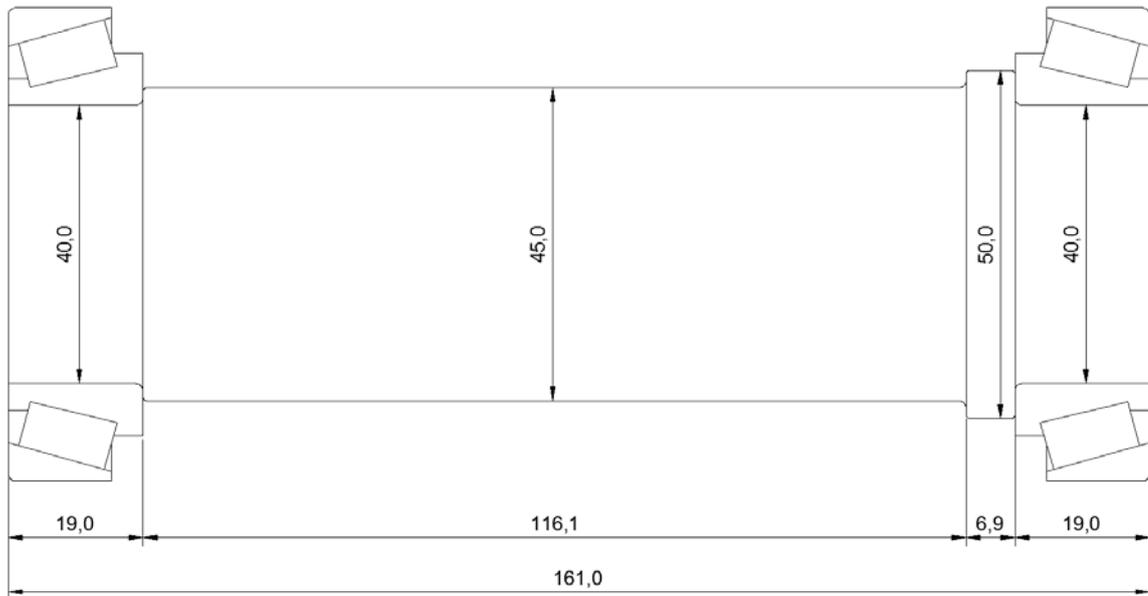
$$M_{r_2} := \sqrt{[(105788.20)^2 + (666506.03)^2]}$$

$$M_{r_2} = 674849.192 \quad \text{Nmm}$$

## Diseño geométrico de la flecha 2

Para el esquema de la flecha se ha tomado en cuenta la siguiente consideración: La relación entre dos diámetros consecutivos no debe ser mayor a 1.3.

$$\frac{D}{d} \leq 1.3$$



**Figura 3.42 Diagrama del eje del engrane**

## Diseño estático de la flecha 2

Aplicamos el Criterio de la Teoría de la energía de la Distorsión

El material que vamos a utilizar para la flecha es la siguiente: 705 = AISI 4340, del catálogo de Materiales para ingeniería de Iván Bohman.

## Propiedades Mecánicas en condición de suministro

HB = 330    HB    Dureza Birrell

Elongación = 12%

$S_y = 686.7$     MPa

$S_u = 882.9$     MPa

$S_{F3} = 5$

Factor de seguridad estático

$M_{r2} = 674849.192$     N·mm

Momento resultante

$M_{t2} = 360700.67$     N·mm

Torque

## Cálculo de la flecha como carga estática para la primera estimación

$$d_4 := \left[ \frac{32 \cdot S_{F3}}{S_y \cdot \pi} \cdot \left( M_{r2}^2 + \frac{3}{4} \cdot M_{t2}^2 \right)^{\frac{1}{2}} \right]^{\frac{1}{3}}$$

Teoría de la Energía de Distorsión  
Libro: Hamrock Jacobson Schmid  
Ed 1, Pág. 429, Ec 11.13

$d_4 = 38.065 \quad \text{mm}$       Diámetro de la flecha

## Diseño a fatiga de la flecha

Usando la formula de ejes sometidos a torsión y flexión

$S_{F4} = 1.4$	Factor de Seguridad
$S_n = 345 \quad \text{MPa}$	Mott, Ed 4, fig. 5-8, pág. 175
$C_s = 0.82$	Factor de tamaño a la resistencia de fatiga Mott, Ed 4, fig. 5-9, pág. 175
$C_R = 0.81$	Factor de Confiabilidad Mott, Ed 4, Tabla 5-1, pág. 175 Se elije para el 99% de confiabilidad
$K_t = 1.5$	Para chaflán bien redondeado Mott, Ed 4, fig. 12-8, pág. 542

$$S_{n'} = 229.149 \quad \text{MPa}$$

$$d_5 := \left[ \frac{32}{\pi} S_{F4} \cdot \sqrt{\left( \frac{K_t \cdot M_{r2}}{S_{n'}} \right)^2 + \frac{3}{4} \cdot \left( \frac{M_{t2}}{S_y} \right)^2} \right]^{\frac{1}{3}}$$

Mott, Ed 4, Ec12.24, pág. 548

$d_5 = 39.86 \quad \text{mm}$

## Rodamientos en los extremos g y h de la flecha 2

### Extremo H

Datos de entrada:

$$F_{rH} := \sqrt{H_x^2 + H_z^2}$$

$F_{rH} = 5429.645 \quad \text{N}$

$d_5 = 39.86 \quad \text{mm}$

$n_3 = 270 \quad \text{rpm}$

Horas de trabajo

El rodamiento debe durar al menos 5 años, 12 meses por año, 20 días por mes, 8 horas por día:

$$V := 5 \cdot 12 \cdot 15 \cdot 6 = 5400 \quad \mathbf{hr}$$

Numero de ciclos

$$V_3 := V \cdot 60 \cdot n_3 = 8.748 \times 10^7$$

Según el catalogo de rodamientos FAG

Del catálogo se prueba con rodamientos que tengan el diámetro interno requerido. Tomar en cuenta que es un caso de carga dinámica, cuando las rpm son mayores a 10

Para rodamientos rígidos de bolas:

$$\frac{F_{aH}}{F_{rH}} = 0 \quad F_{e3} = F_{rH} \quad \text{Para} \quad \frac{F_a}{F_r} \leq e$$
$$F_{e3} = 0.4F_{rH} + Y \cdot F_{aH} \quad \text{Para} \quad \frac{F_a}{F_r} > e$$

Valor de e elegido de la tabla de Rodamientos de la FAG

Denominación 32008XA página 331

Entonces:

$$F_{e3} := F_{rH}$$

$$F_{e3} = 5429.645 \quad \mathbf{N} \quad \text{Carga estática equivalente}$$

Vida del rodamiento es

$$d_6 := 40 \quad \mathbf{mm} \quad c_3 := 53000 \quad \mathbf{N}$$

$$p := \frac{10}{3}$$

Se utiliza como exponente 3 para rodamientos con bolas y 10/3 para rodamientos con rodillos

Entonces:

$$V_{3'} := \left( \frac{c_3}{Fe_3} \right)^P \cdot 10^6$$

$$V_{3'} = 1.988 \times 10^9$$

Se compara el  $V_{3'}$  con la  $V_3$  para determinar si el rodamiento durara o no el tiempo estimado

Extremo G

Datos de entrada:

$$Fr_G := \sqrt{Gy^2 + Gz^2}$$

$$Fr_G = 8185.716 \quad \text{N}$$

$$Fa_G := Gz$$

$$Fa_G = 2962.425 \quad \text{N}$$

Horas de trabajo

El rodamiento debe durar al menos 5 anos, 12 meses por ano, 20 días por mes, 8 horas por día:

$$V := 5 \cdot 12 \cdot 15 \cdot 6 = 5400 \quad \mathbf{hr}$$

Numero de ciclos

$$V_4 := V \cdot 60 \cdot n_3 = 8.748 \times 10^7$$

Según el catalogo de rodamientos FAG

Del catálogo se prueba con rodamientos que tengan el diámetro interno requerido. Tomar en cuenta que es un caso de carga dinámica, cuando las rpm son mayores a 10

Para rodamiento individual cónico

Los valores de Y se muestran en las tablas de rodamientos

$$\frac{Fa_G}{Fr_G} = 0.362$$

$$Fe_4 = Fr_G$$

$$\text{Para } \frac{F_a}{F_r} \leq e$$

$$Fe_4 = 0.4Fr_G + Y \cdot Fa_G \quad \text{Para } \frac{F_a}{F_r} > e$$

Valor de e elegido de la tabla de Rodamientos de la FAG

Denominación **32008XA** página 331

$$e := 0.36$$

Entonces:

$$Y := 1.58$$

$$F_{e4} := 0.4 \cdot Fr_G + Y \cdot Fa_G$$

$$F_{e4} = 7954.918 \quad \text{N} \quad \text{Carga estática equivalente}$$

Vida del rodamiento es

$$d_6 = 40 \quad \text{mm} \quad c_4 := 54000 \quad \text{N}$$

$$p := \frac{10}{3}$$

Se utiliza como exponente 3 para rodamientos con bolas y 10/3 para rodamientos con rodillos

Entonces:

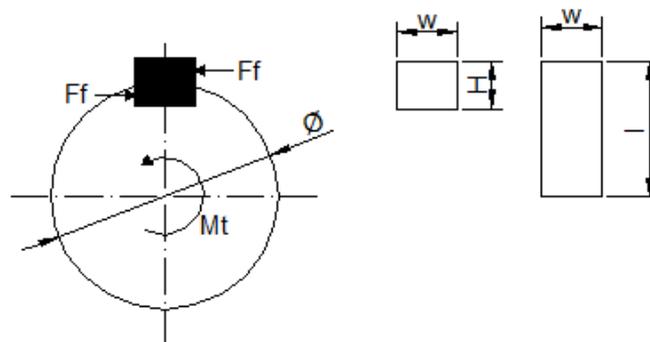
$$V_{4'} := \left( \frac{c_4}{F_{e4}} \right)^p \cdot 10^6$$

$$V_{4'} = 5.923 \times 10^8$$

Se compara el  $V_{4'}$  con la  $V_4$  para determinar si el rodamiento durara o no el tiempo estimado

Diseño de chaveta del engrane (chaveta 2)

Se elige una chaveta cuadrada, el diseño se basará en la resistencia a la fluencia de la chaveta, como se conoce la naturaleza de la carga se empleará un factor de seguridad de 1.2 siendo este menor que la flecha para proteger la misma.



**Figura 3.43 Diagrama de cuerpo libre de las chavetas**

El material que usaremos para la chaveta es un Acero estructural ASTM A36, con las siguientes características:

$$S_{y2} := 250 \text{ MPa}$$

$$S_{u2} := 400 \text{ MPa}$$

$$S_{F5} = 1.2 \quad \text{Factor de seguridad de la chaveta}$$

$$\phi_2 := 45 \text{ mm} \quad \text{Diámetro del agujero del engrane}$$

$$w_2 := 10 \text{ mm}$$

Se plantea utilizar chavetas rectangulares, por lo que:

$$H_2 := w_2$$

$$H_2 = 10 \quad \text{mm}$$

$$M_{t2} = 360700.67 \quad \text{Nmm} \quad \text{Torque producido en el engrane}$$

$$F_{f2} := \frac{M_{t2}}{\frac{\phi_2}{2}} \quad \text{Fuerza en la superficie de la flecha}$$

$$F_{f2} = 16031.141 \quad \text{N}$$

Mediante la teoría de la energía de la distorsión, la resistencia al cortante corresponde a:

$$S_{sy2} := 0.577 \cdot S_{y2}$$

$$S_{sy2} = 144.25 \quad \text{MPa}$$

La falla por cortante a lo largo del área paralela a la fuerza de corte creará un esfuerzo.

$$l_3 := \frac{F_{f2} \cdot S_{F5}}{S_{sy2} \cdot w_2}$$

$$l_3 = 13.336 \quad \text{mm}$$

Para resistir al aplastamiento, se utilizará el área de la mitad de la cara de la chaveta.

$$l_4 := \frac{F_{f2} \cdot S_{F5}}{\left( \frac{S_{y2} \cdot H_2}{2} \right)}$$

$$l_4 = 15.39 \quad \text{mm} \quad 117$$

## Cadena del eje principal a la caja de engranes cónicos

### Datos de Entrada

$$n_2 = 540 \quad \text{rpm}$$

$K_d := 1.5$  Factor de diseño.  
Para maquinaria agrícola, trabajo de impacto moderado, lubricación deficiente, ambientes sucios.

$$P_{12} := \frac{P_{12}}{0.746} = 13.67 \quad \text{hp} \quad \text{Potencia Nominal}$$

$K_x := 1.2$  Factor de servicio  
Para impacto medio con características de par de torsión normal

Elegimos una cadena numero ANSI 80

$p_1 := 1$  Paso, Tabla 17-19, pág. 888, Shigley 8va Edición

$z_3 := 11$  Dientes de la catalina piñón

$z_4 := 11$  Dientes de la catalina corona

Factores de corrección

$K_1 := 1$  Tabla 17-22, pág. 893, Shigley 8va edición  
Número de Torones es 1

$K_2 := 1$  Tabla 17-22, pág. 893, Shigley 8va edición

### Potencia Nominal en la cadena

$$P_{13} := 0.004(z_3)^{1.08} \cdot n_2^{0.9} \cdot p_1^{(3-0.07p_1)} \quad \text{Ec 17-32, pág. 891, Shigley 8va edición}$$

$$P_{13} = 15.343 \quad \text{Hp}$$

$K_r := 17$  29 Para números de cadenas 25, 35  
3,4 Para números de cadenas 41  
17 Para números de cadenas 40-240

$$P_{14} := \frac{1000 \cdot K_r \cdot z_3^{1.5} \cdot p_1^{0.8}}{n_2^{1.5}} \quad \text{Ec 17-33, pág. 891, Shigley 8va edición}$$

$$P_{14} = 49.425$$

Distancia entre centros C

$$C_1 := 552 \quad \text{mm}$$

$$C_1 := \frac{C_1}{25.4} = 21.732 \quad \text{in}$$

$$O_1 := 2C_1 + \frac{z_3 + z_4}{2} + \frac{(z_4 - z_3)^2}{4 \cdot \pi^2 \cdot C_1}$$

$$O_1 = 54.465 \quad \text{Se usan 56 pasos.}$$

Por recomendación se toma un número par de pasos en la cadena para evitar un eslabón especial

$$O_1 := 56$$

$$A_1 := \frac{z_3 + z_4}{2} - O_1 = -45$$

$$C_2 := \frac{p_1}{4} \cdot \left[ -A_1 + \sqrt{A_1^2 - 8 \left( \frac{z_4 - z_3}{2 \cdot \pi} \right)^2} \right] \cdot p_1$$

$$C_2 = 22.5 \quad \text{in}$$

Distancia entre centros en mm

$$C_2 := C_2 \cdot 25.4 = 571.5 \quad \text{mm}$$

Diseño de chaveta del Catalina 7 (chaveta 3)

Se elige una chaveta cuadrada, el diseño se basará en la resistencia a la fluencia de la chaveta, como se conoce la naturaleza de la carga se empleará un factor de seguridad de 1.2 siendo este menor que la flecha para proteger la misma.

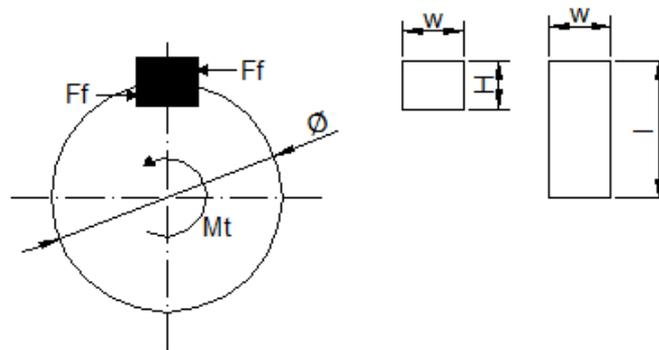


Fig. 11.9. Diseño de chaveta del Catalina 7 (chaveta 3)

El material que usaremos para la chaveta es un Acero estructural ASTM A36, con las siguientes características:

$$S_{y3} := 250 \text{ MPa}$$

$$S_{u3} := 400 \text{ MPa}$$

$$S_{F5} = 1.2 \quad \text{Factor de seguridad de la chaveta}$$

$$\phi_3 := 31.75 \text{ mm} \quad \text{Diámetro del agujero de la catalina 7}$$

Se toma un valor entero para la fabricación

$$w_3 := 8 \text{ mm}$$

Se plantea utilizar chavetas cuadradas, por lo que:

$$H_3 := w_3 \quad \text{Shigley, Ed 8, Tabla 8-21, pág. 517}$$

$$H_3 = 8 \text{ mm}$$

Potencia en el Eje Principal

$$M_{t1} = 180350.335 \text{ N}\cdot\text{mm} \quad \text{Torque producido en la catalina 7}$$

$$F_{f3} := \frac{M_{t1}}{\frac{\phi_3}{2}} \quad \text{Fuerza en la superficie de la flecha}$$

$$F_{f3} = 11360.651 \text{ N}$$

Mediante la teoría de la energía de la distorsión, la resistencia al cortante corresponde a:

$$S_{sy3} := 0.577 \cdot S_{y3}$$

$$S_{sy3} = 144.25 \text{ MPa}$$

La falla por cortante a lo largo del área paralela a la fuerza de corte creará un esfuerzo.

$$l_5 := \frac{F_{f3} \cdot S_{F5}}{S_{sy3} \cdot w_3}$$

$$l_5 = 11.814 \text{ mm}$$

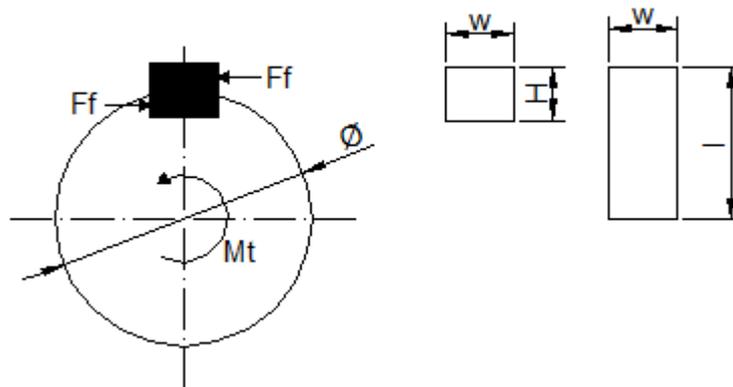
$$l_6 := \frac{Ff_3 \cdot S_{F5}}{\left( \frac{S_{y3} \cdot H_3}{2} \right)}$$

$$l_6 = 13.633 \quad \text{mm}$$

Se toma un valor de 12 mm de longitud de la chaveta para facilitar la fabricación de la misma

Diseño de chaveta del Catalina 8 (chaveta 7)

Se elige una chaveta cuadrada, el diseño se basará en la resistencia a la fluencia de la chaveta, como se conoce la naturaleza de la carga se empleará un factor de seguridad de 1.2 siendo este menor que la flecha para proteger la misma.



**Figura 3.45 Diagrama de cuerpo libre de las chavetas**

El material que usaremos para la chaveta es un Acero estructural ASTM A36, con las siguientes características:

$$S_{y4} := 250 \quad \text{MPa}$$

$$S_{u4} := 400 \quad \text{MPa}$$

$$S_{F5} = 1.2$$

$$\phi_4 := 30 \quad \text{mm}$$

Factor de seguridad de la chaveta

Diámetro del agujero de la catalina 8

Se toma un valor entero para la fabricación

$$w_4 := 8 \quad \text{mm}$$

Se plantea utilizar chavetas cuadradas, por lo que:

$$H_4 := w_4$$

$$H_4 = 8 \quad \text{mm}$$

Potencia en el Eje Principal

$$M_{t1} = 180350.335 \quad \text{N}\cdot\text{mm} \quad \text{Torque producido en la catalina 8}$$

$$F_{f4} := \frac{M_{t1}}{\frac{\phi_4}{2}} \quad \text{Fuerza en la superficie de la flecha}$$

$$F_{f4} = 12023.356 \quad \text{N}$$

Mediante la teoría de la energía de la distorsión, la resistencia al cortante corresponde a:

$$S_{sy4} := 0.577 \cdot S_{y4}$$

$$S_{sy4} = 144.25 \quad \text{MPa}$$

La falla por cortante a lo largo del área paralela a la fuerza de corte creará un esfuerzo.

$$l_7 := \frac{F_{f4} \cdot S_{F5}}{S_{sy4} \cdot w_4}$$

$$l_7 = 12.503 \quad \text{mm}$$

Para resistir al aplastamiento, se utilizará el área de la mitad de la cara de la chaveta.

$$l_8 := \frac{F_{f4} \cdot S_{F5}}{\left( \frac{S_{y4} \cdot H_4}{2} \right)}$$

$$l_8 = 14.428 \quad \text{mm}$$

Se toma un valor de 13 mm de longitud de la chaveta para facilitar la fabricación de la misma

### 3.4.6 DISEÑO DEL CHASIS DE LA ABONADORA

#### 3.4.6.1 Cálculo de la masa soportada por la máquina

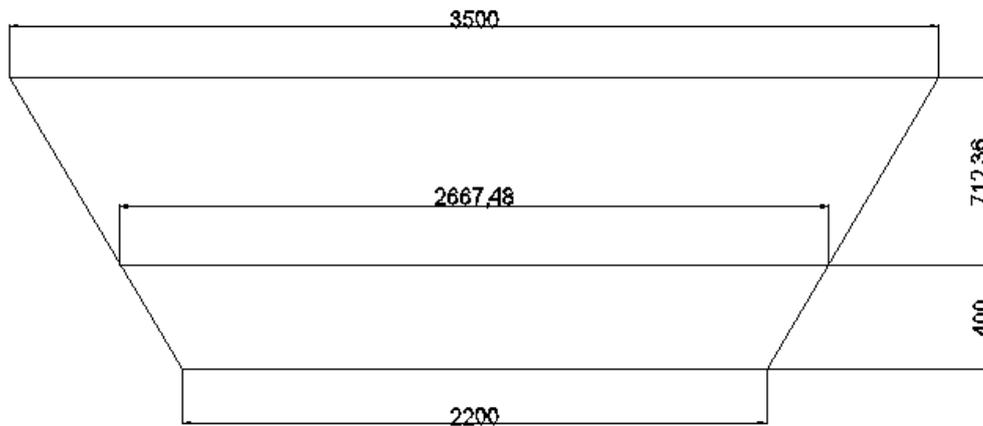


Figura 3.46 Vista lateral de la tolva con sus dimensiones

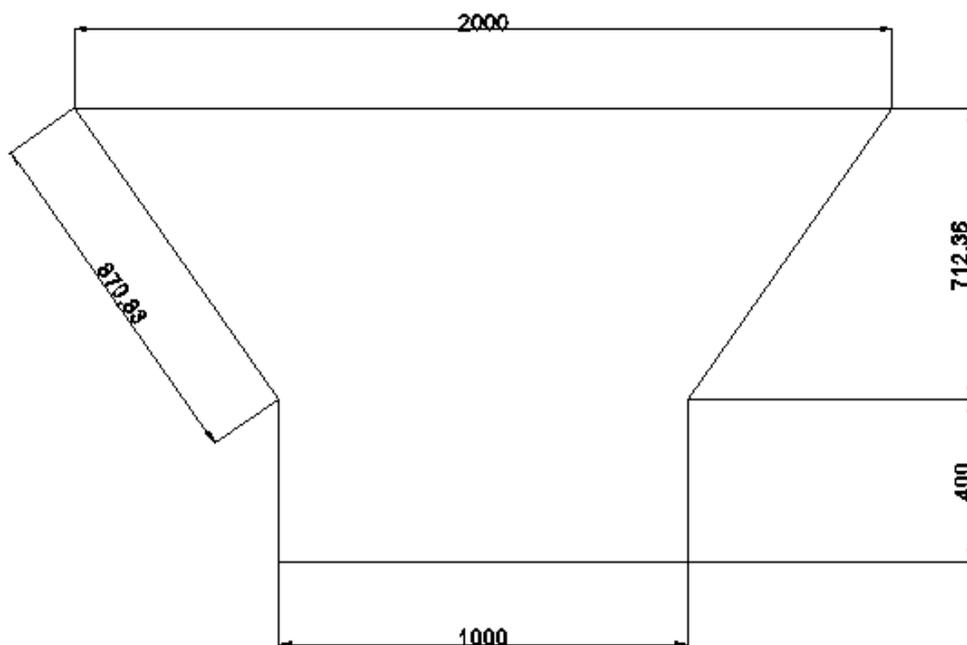


Figura 3.47 Vista frontal de la tolva con sus dimensiones

Área pared frontal

$$A_1 := \left( \frac{2 + 1}{2} \right) \cdot 0.712 + (0.4 \cdot 1) = 1.468 \quad \text{m}^2$$

Área pared lateral

$$A_2 := \left( \frac{3.5 + 2.667}{2} \right) \cdot 0.87 + \left( \frac{2.667 + 2.2}{2} \right) \cdot 0.4 = 3.656 \quad \text{m}^2$$

### Área Total

$$A_3 := 2 \cdot A_1 + 2 \cdot A_2 = 10.248 \quad \text{m}^2$$

### Volumen de la tolva

$$t_t := 0.003 \text{ m}$$

$$V_t := A_3 \cdot t_t = 0.031 \quad \text{m}^3$$

### Masa de la tolva

$$\delta_1 := 7850 \frac{\text{Kg}}{\text{m}^3}$$

$$m_t := V_t \cdot \delta_1 = 241.343 \quad \text{kg}$$

### Masa soportada por la estructura

$$m := 1400 \quad \text{kg}$$

$$m_e := m_t + m = 1641.343 \quad \text{kg}$$

### Aproximamos a 1700 kg

$$m_e := 1700 \quad \text{kg}$$

### Fuerzas que actúan sobre la estructura

$$G_1 := m_e \cdot 9.81 = 16677 \quad \text{N}$$

$$G_2 := \frac{G_1}{2} = 8338.5 \quad \text{N}$$

$$q := \frac{G_2}{2.2} = 3790.227 \quad \frac{\text{N}}{\text{m}}$$

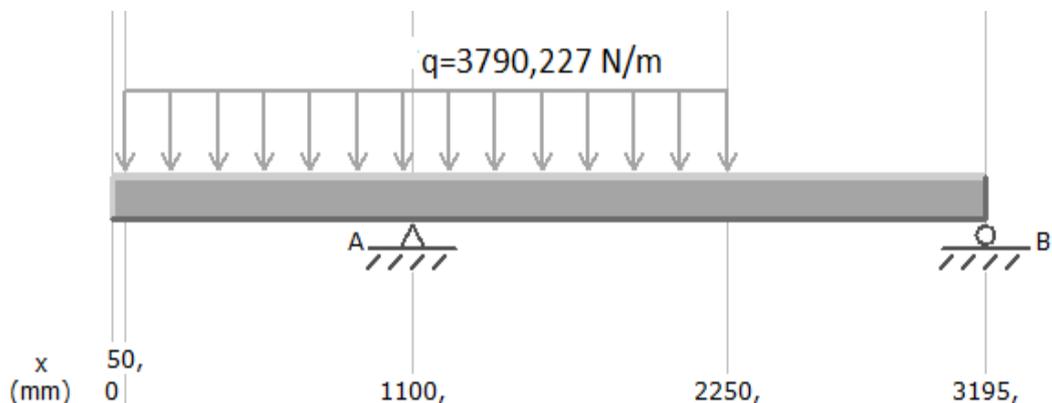


Figura 3.48 Diagrama de cuerpo libre de la viga del chasis

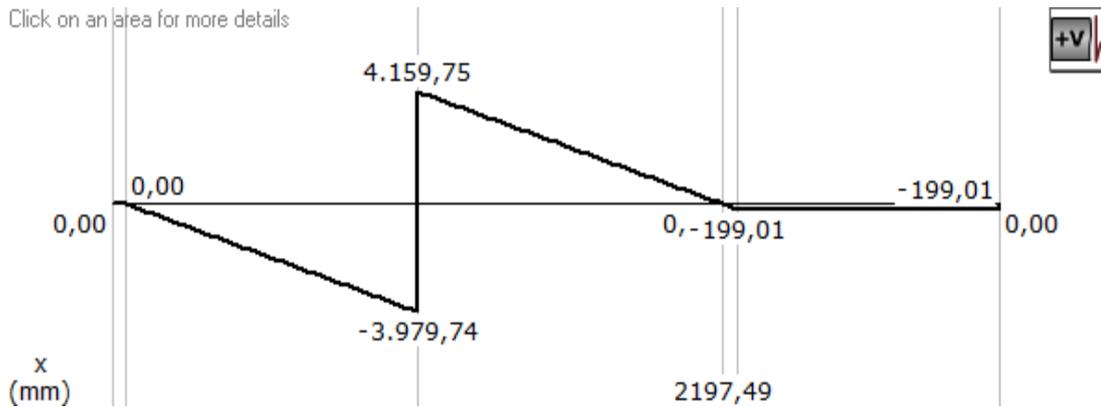


Figura 3.49 Diagrama de fuerza cortante en la viga

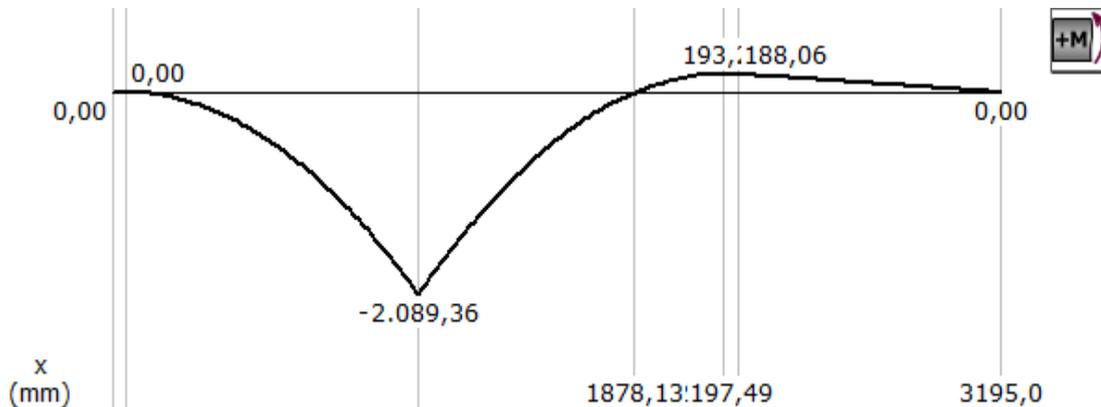


Figura 3.50 Diagrama de momento flector en la viga

$M_{f1} := 2089360 \text{ Nmm}$

Momento flector máximo en la viga

$c := 62.5 \text{ mm}$

Distancia de centro a la fibra más alejada

Inercia

$I_1 := \frac{3 \cdot 125^3}{12} = 488281.25$

$I_2 := 47 \cdot 3 \cdot 61^2 = 524661$

$I_3 := I_1 + 2I_2 = 1537603.25 \text{ mm}^4$

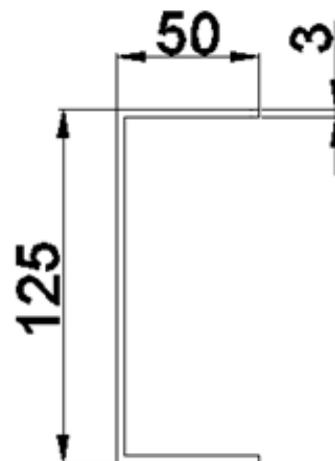


Figura 3.51 Corte transversal de la viga

Perfil estructural tipo CU 125x50x3 de acero estructural de características:

$$S_y := 2400 \frac{\text{kg}}{\text{cm}^2}$$

$$S_y := \frac{S_y}{9.81}$$

$$S_y = 244.648 \text{ Mpa}$$

Esfuerzo por flexión

$$\sigma_7 := \frac{Mf_1 \cdot c}{I_3} = 84.928 \text{ MPa}$$

Factor de seguridad de la viga

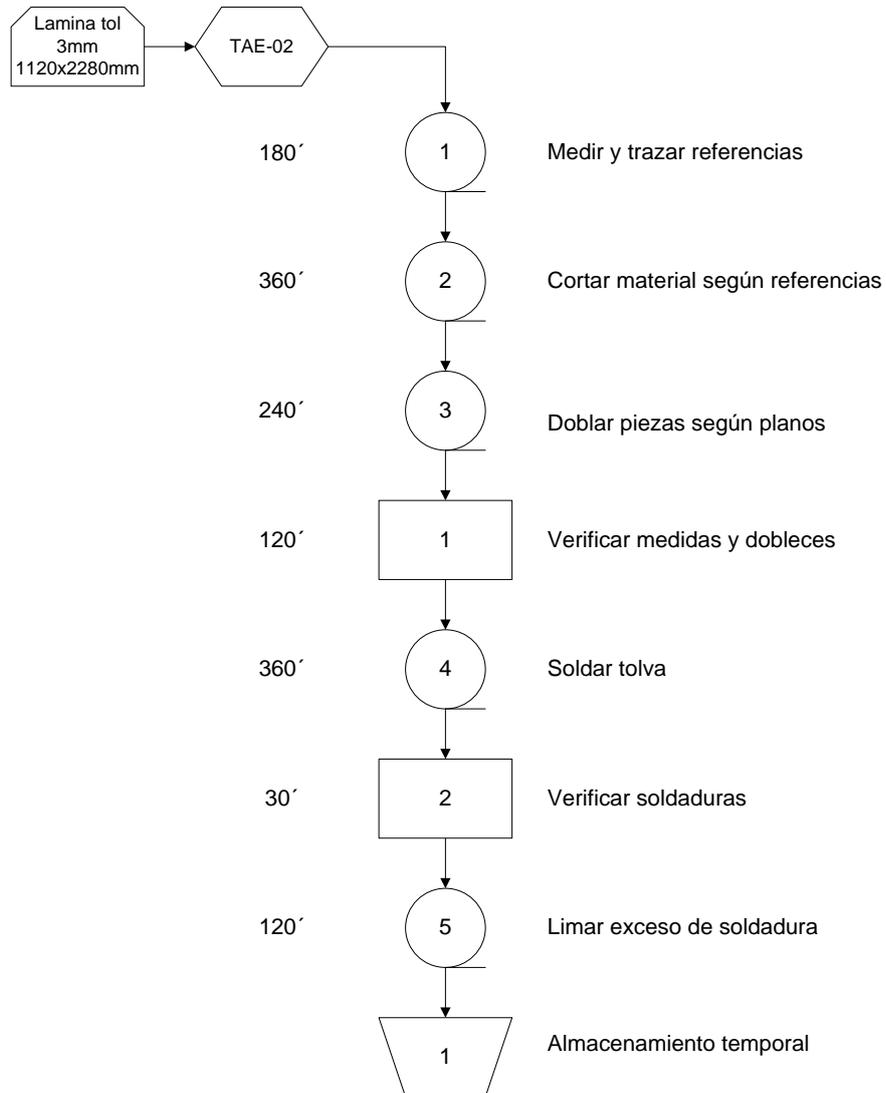
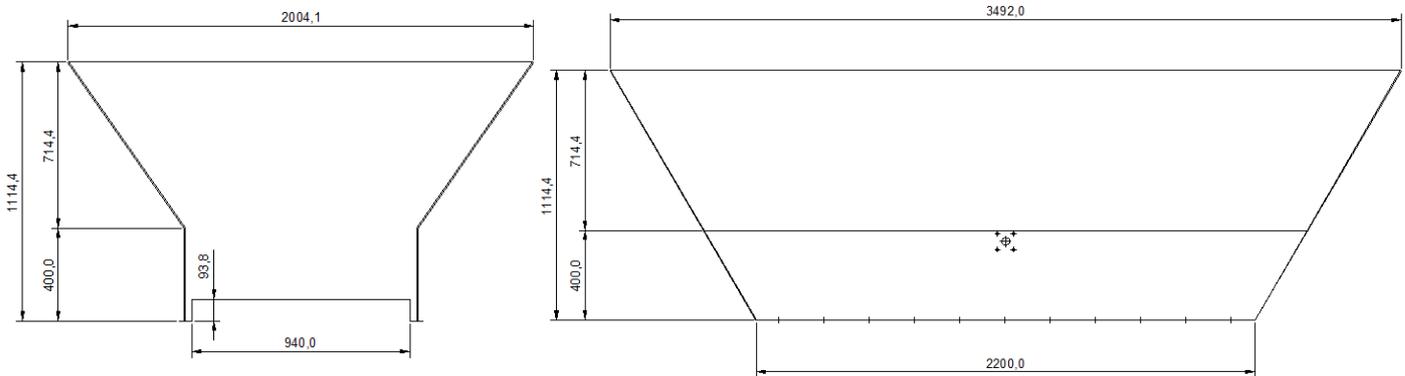
$$S_{F11} := \frac{S_y}{\sigma_7} = 2.881$$



b) Tolva

Cantidad: 1

Plano: 2/20

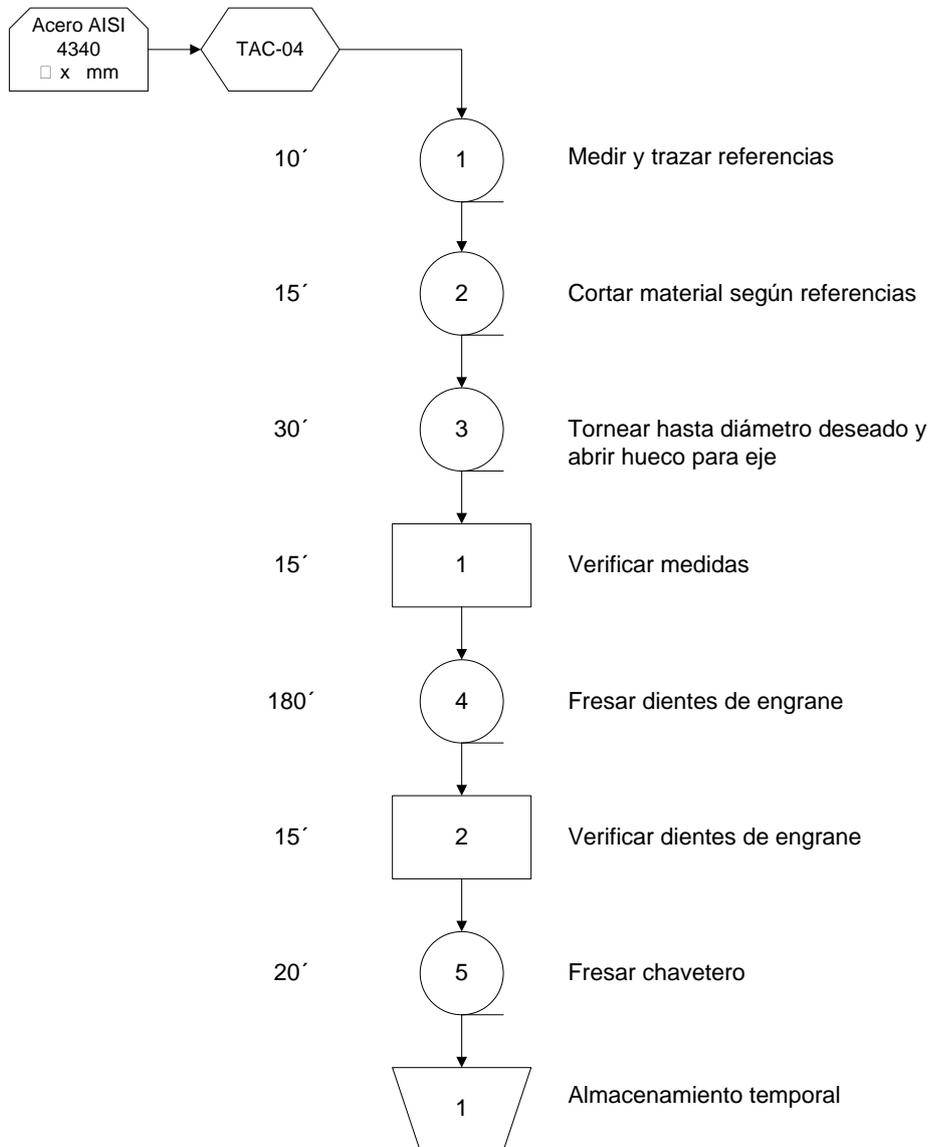
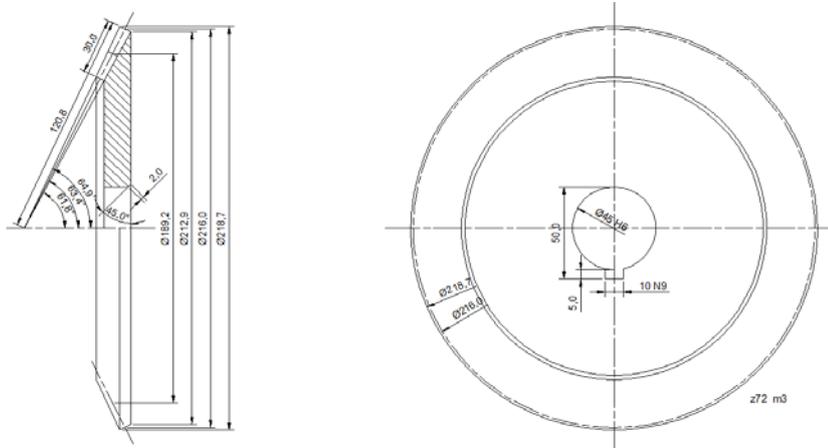




d) Engranés cónicos (Engrane)

Cantidad: 1

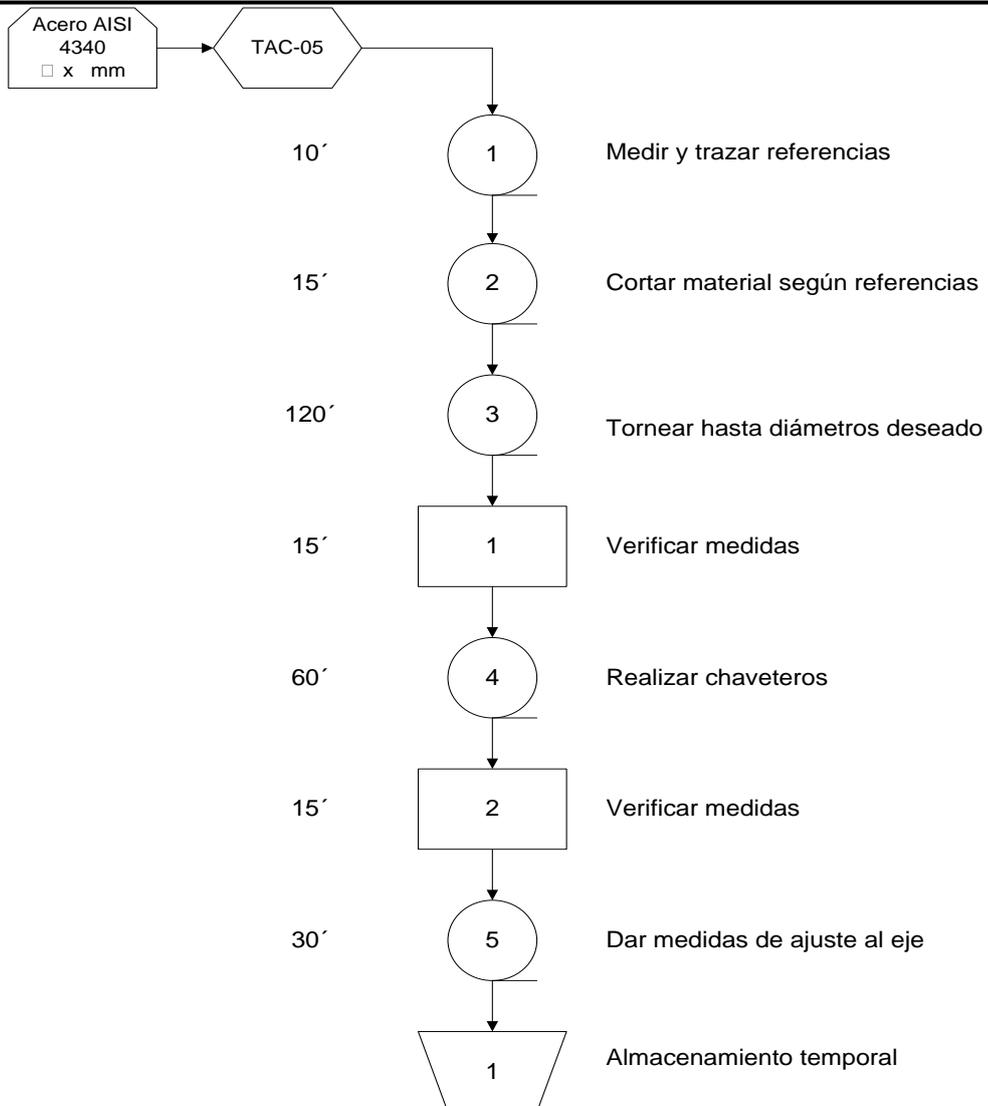
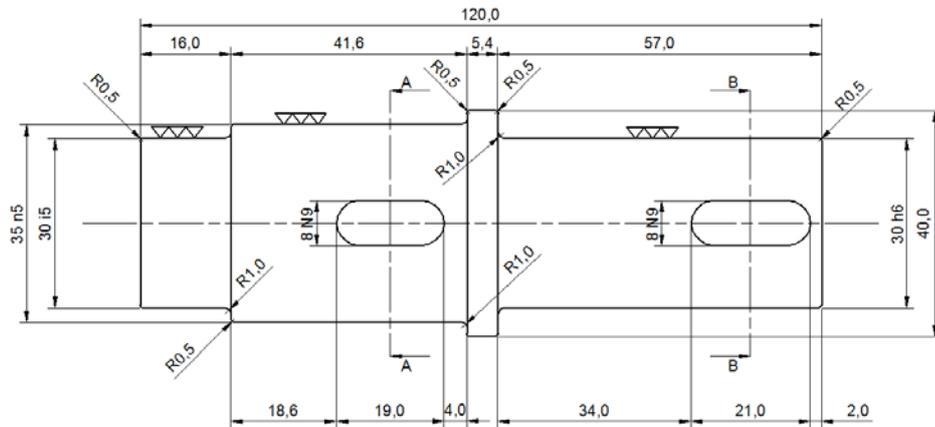
Plano: 4/20



e) Eje de piñón cónico

Cantidad: 1

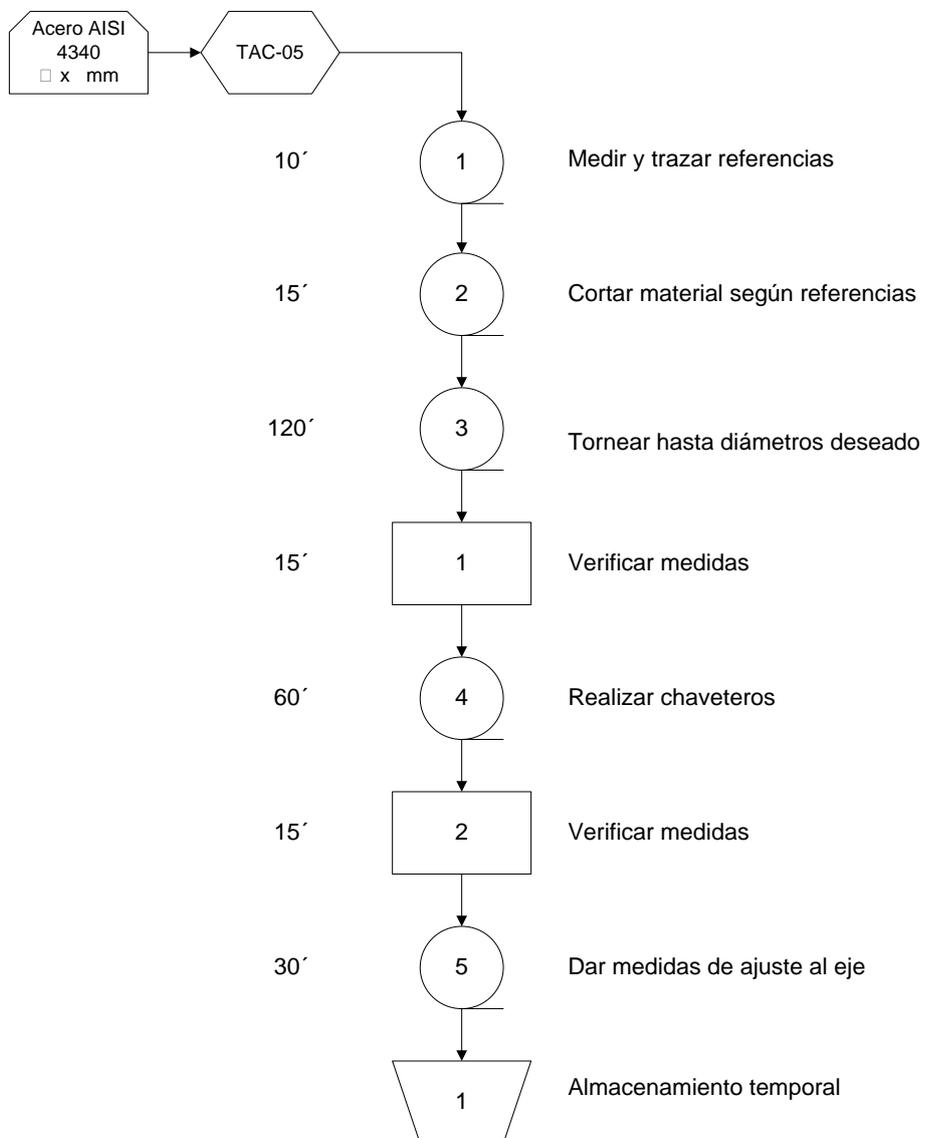
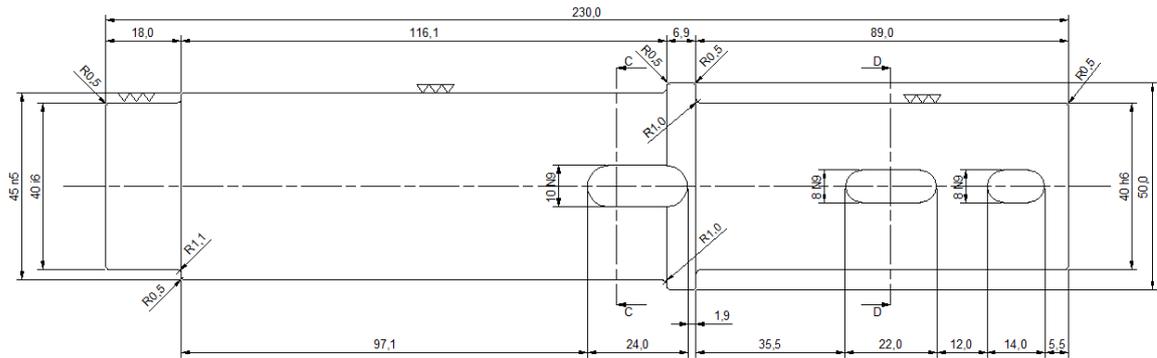
Plano: 5/20



f) Eje de engrane cónico

Cantidad: 1

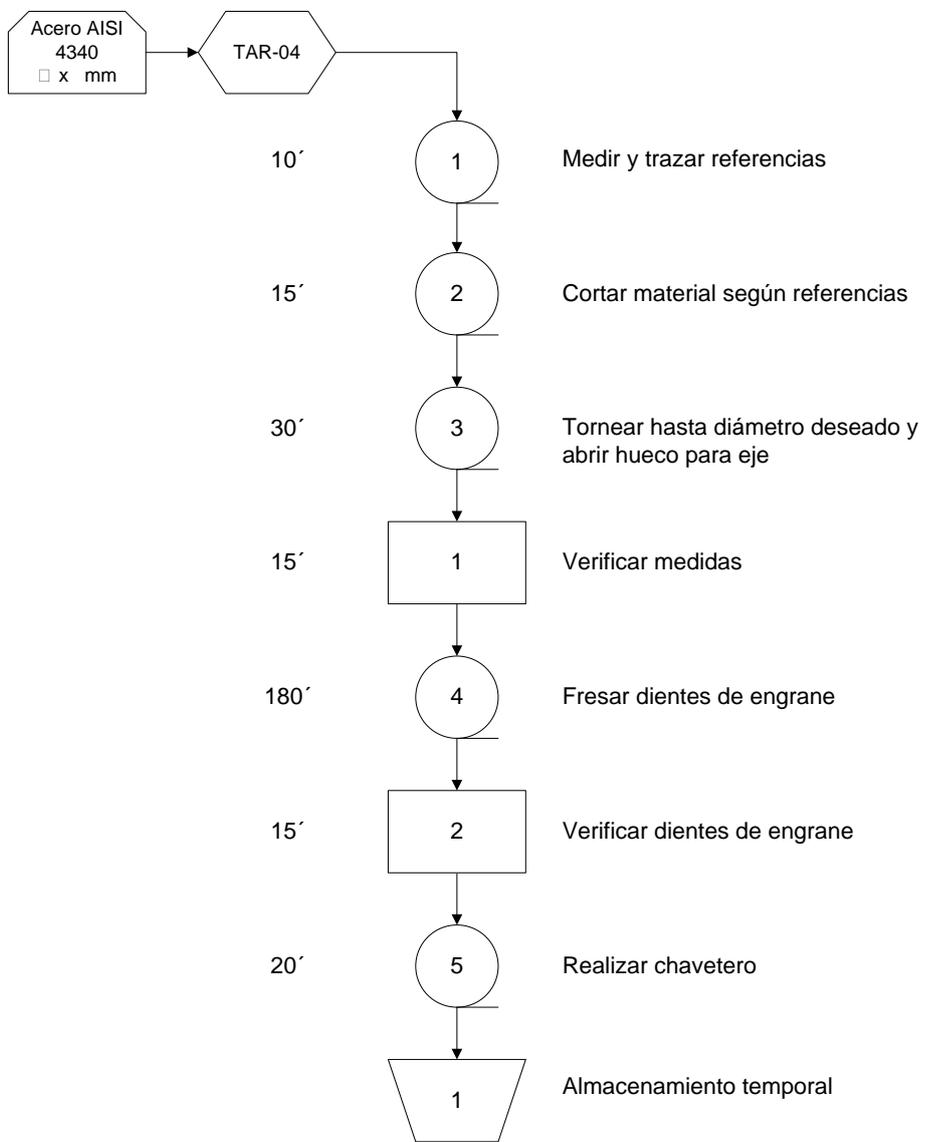
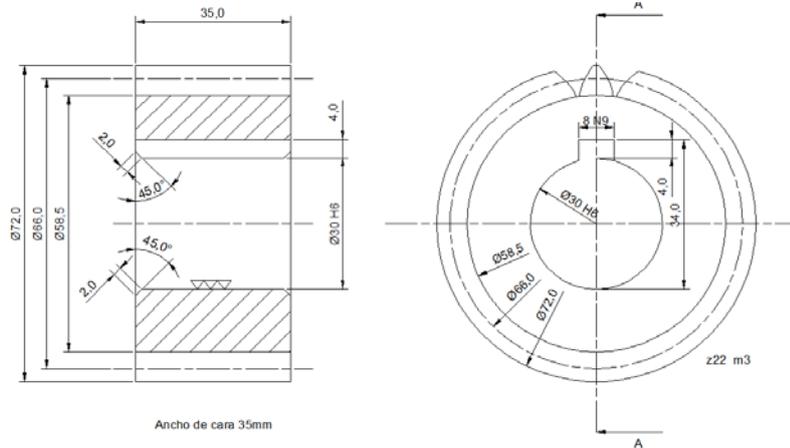
Plano: 6/20



g) Engranés rectos (Piñón)

Cantidad: 1

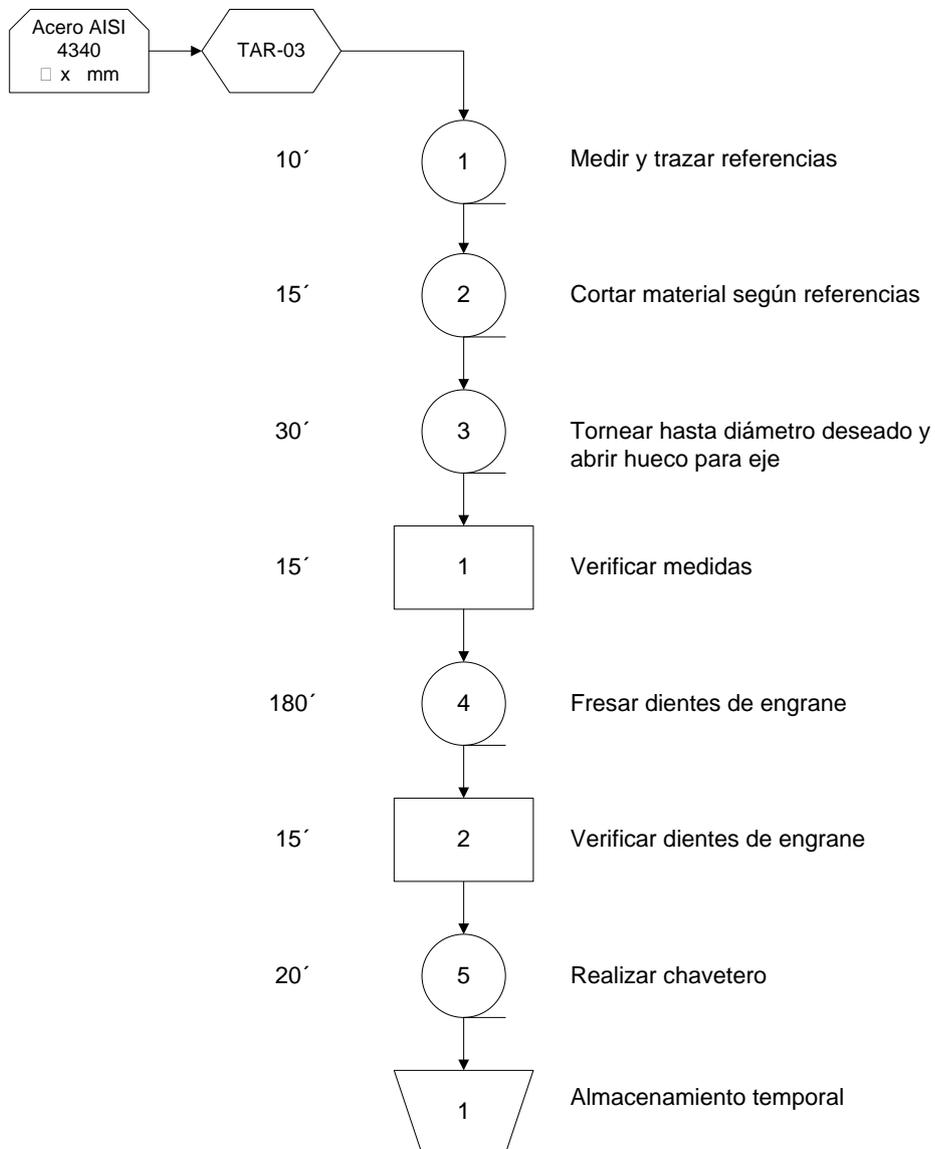
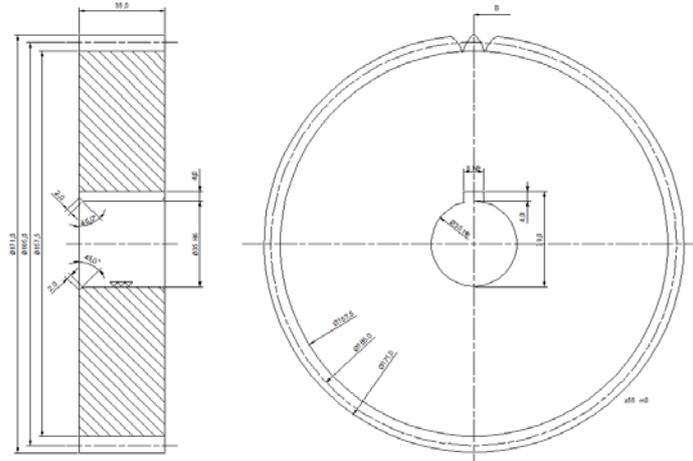
Plano: 7/20



h) Engranés rectos (Engrane)

Cantidad: 1

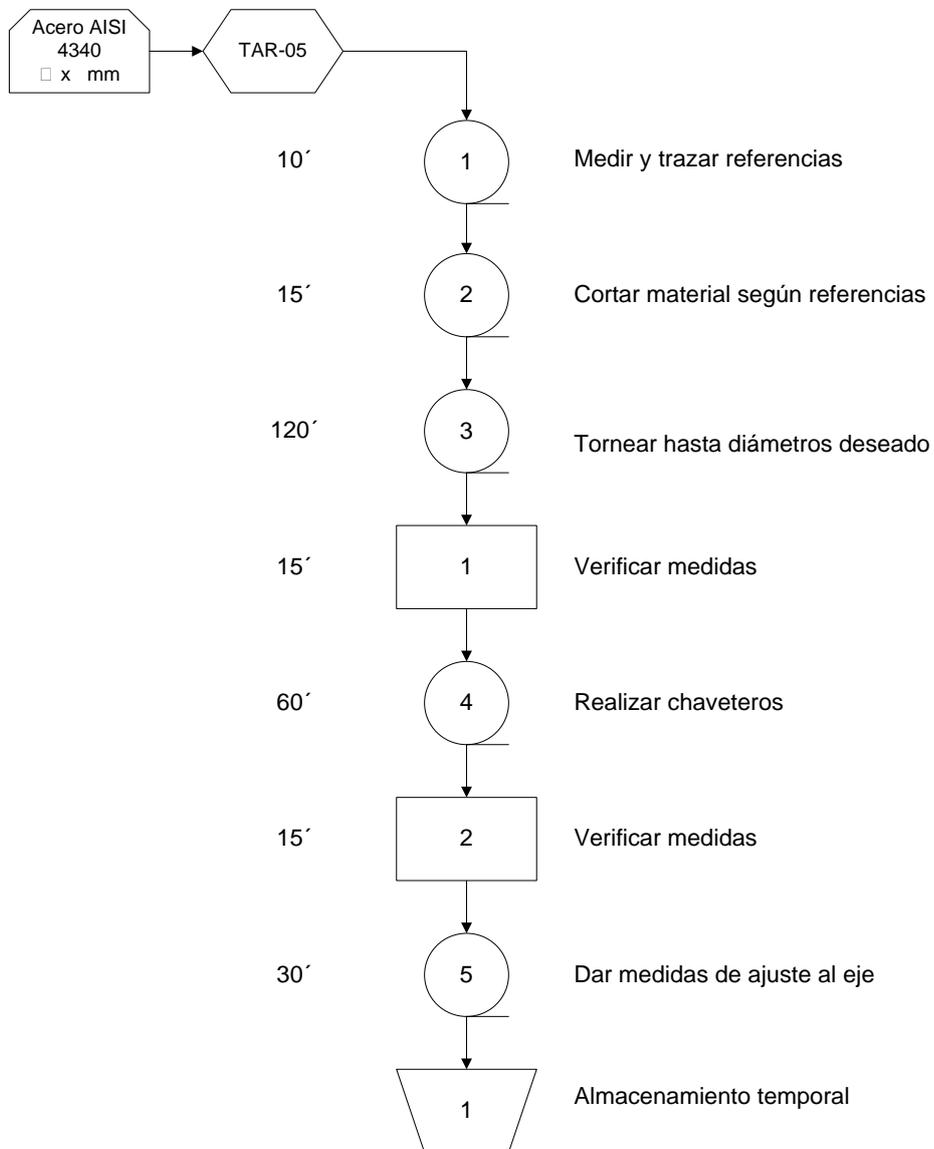
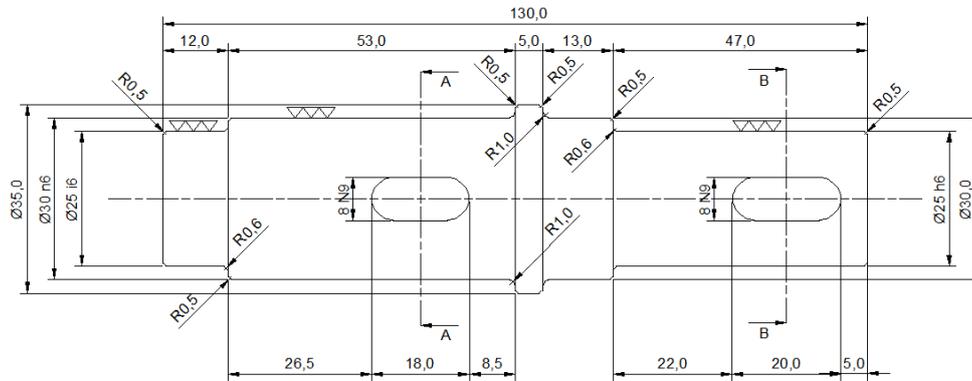
Plano: 8/20



i) Eje de piñón recto

Cantidad: 1

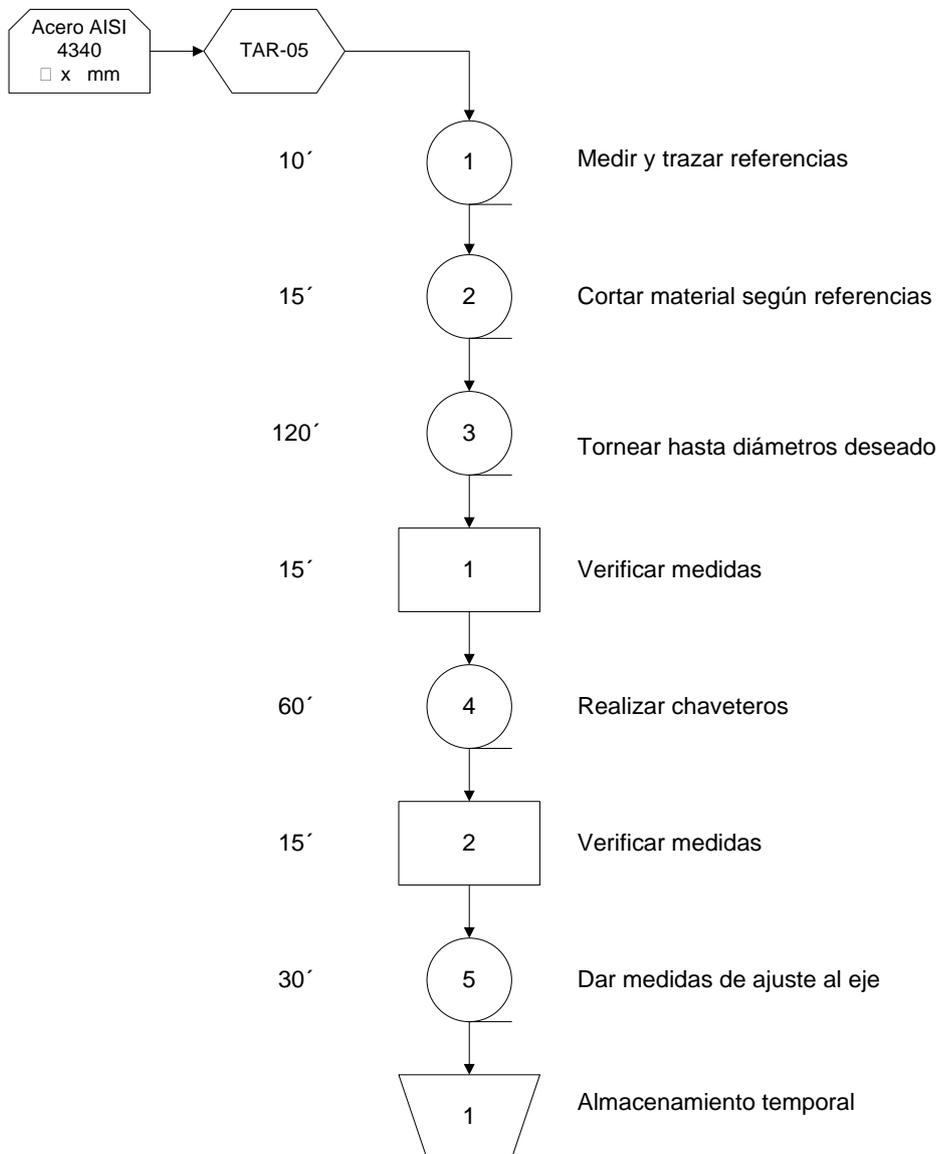
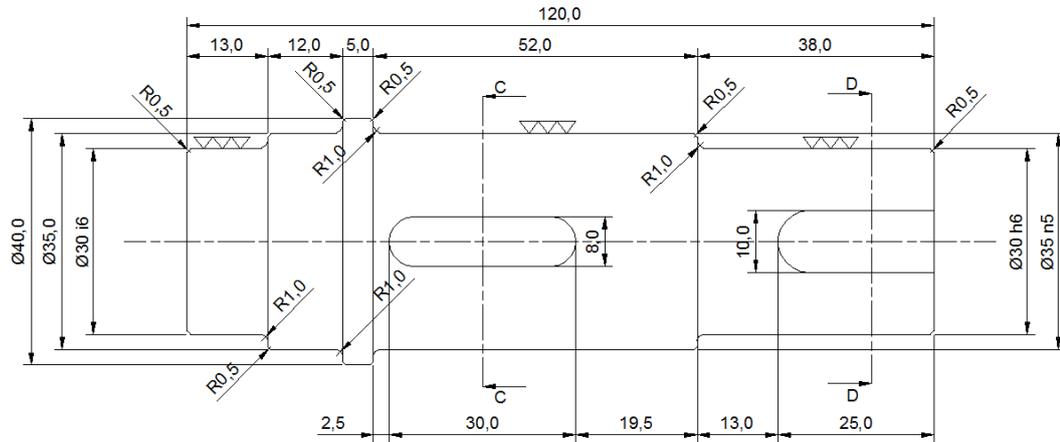
Plano: 9/20



j) Eje de engrane recto

Cantidad: 1

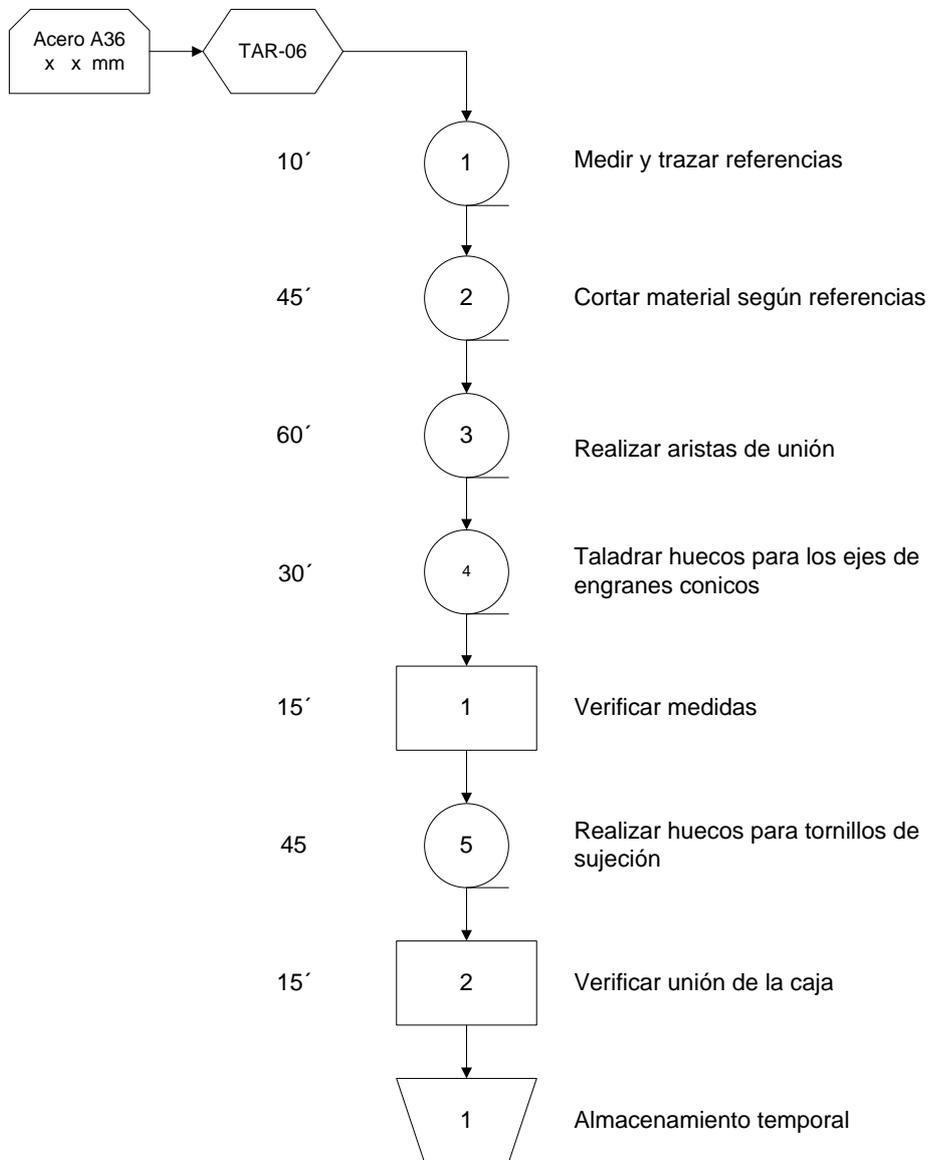
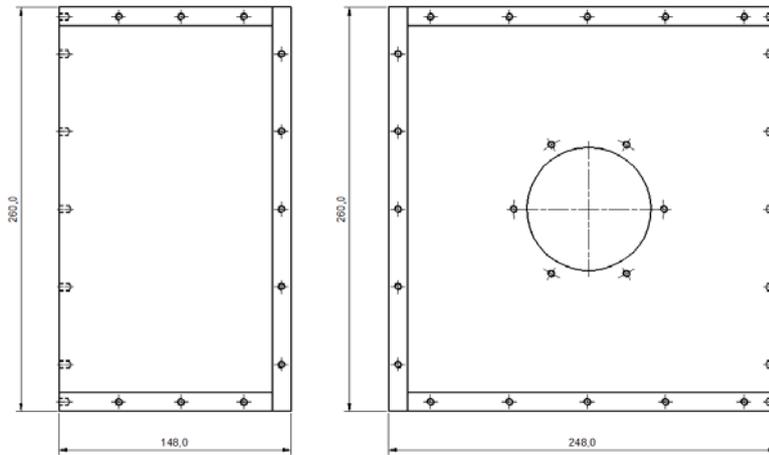
Plano: 10/20



k) Caja de engranes cónicos

Cantidad: 1

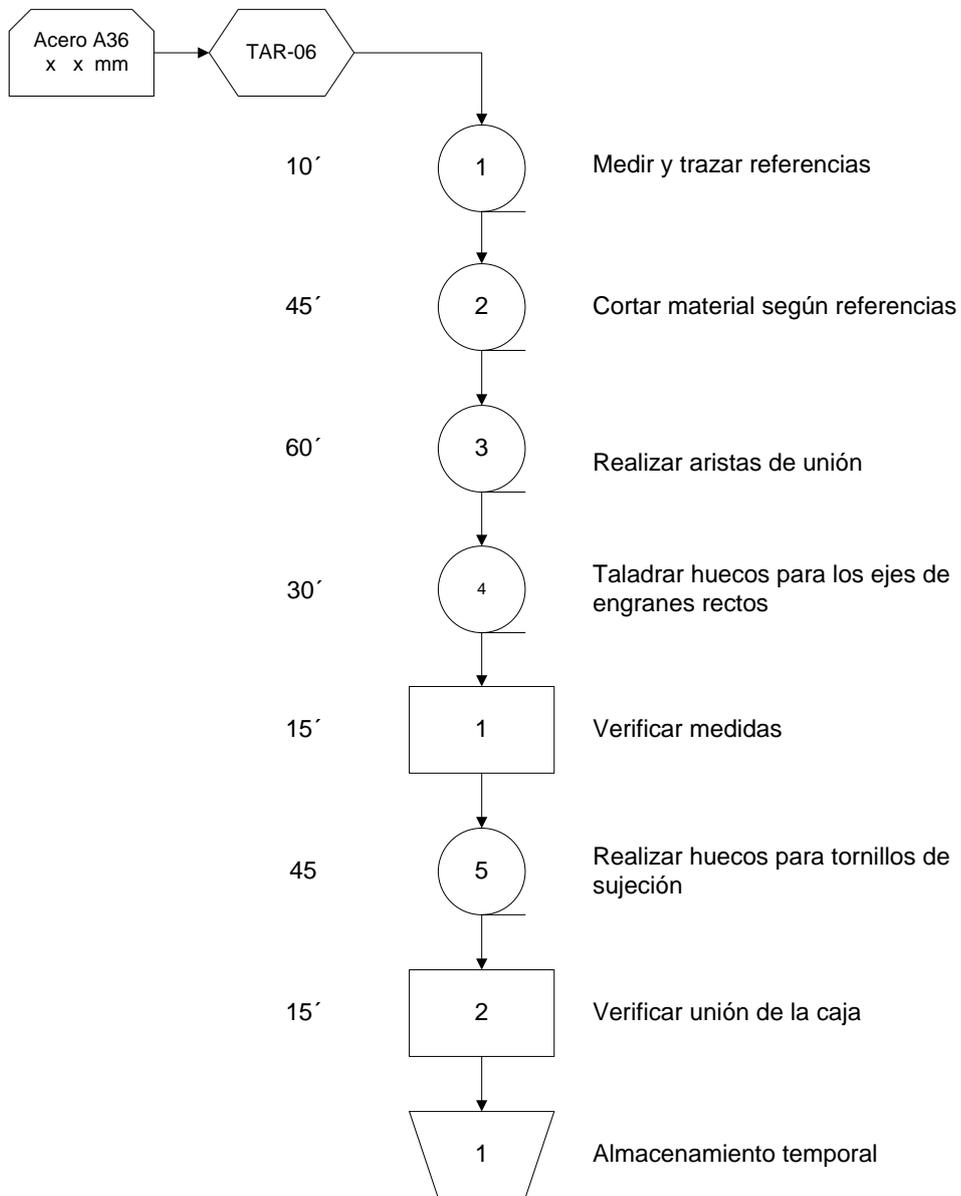
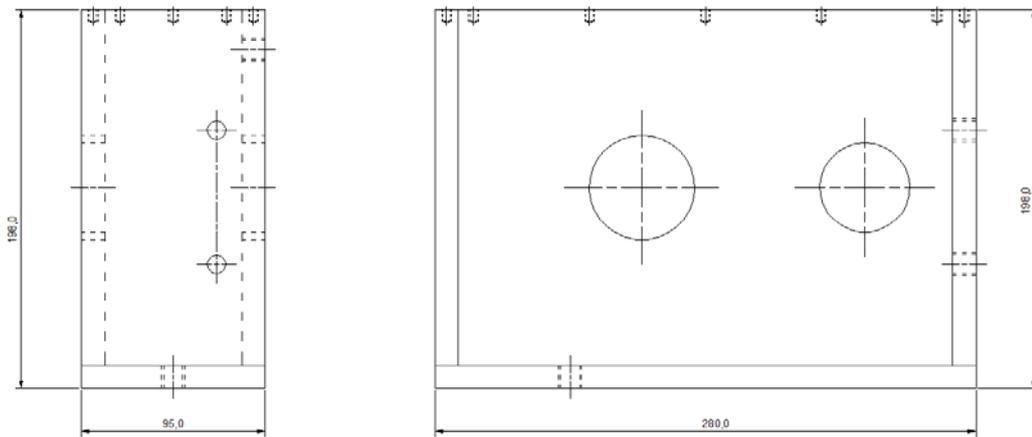
Plano: 11/20



I) Caja de engranes rectos

Cantidad: 1

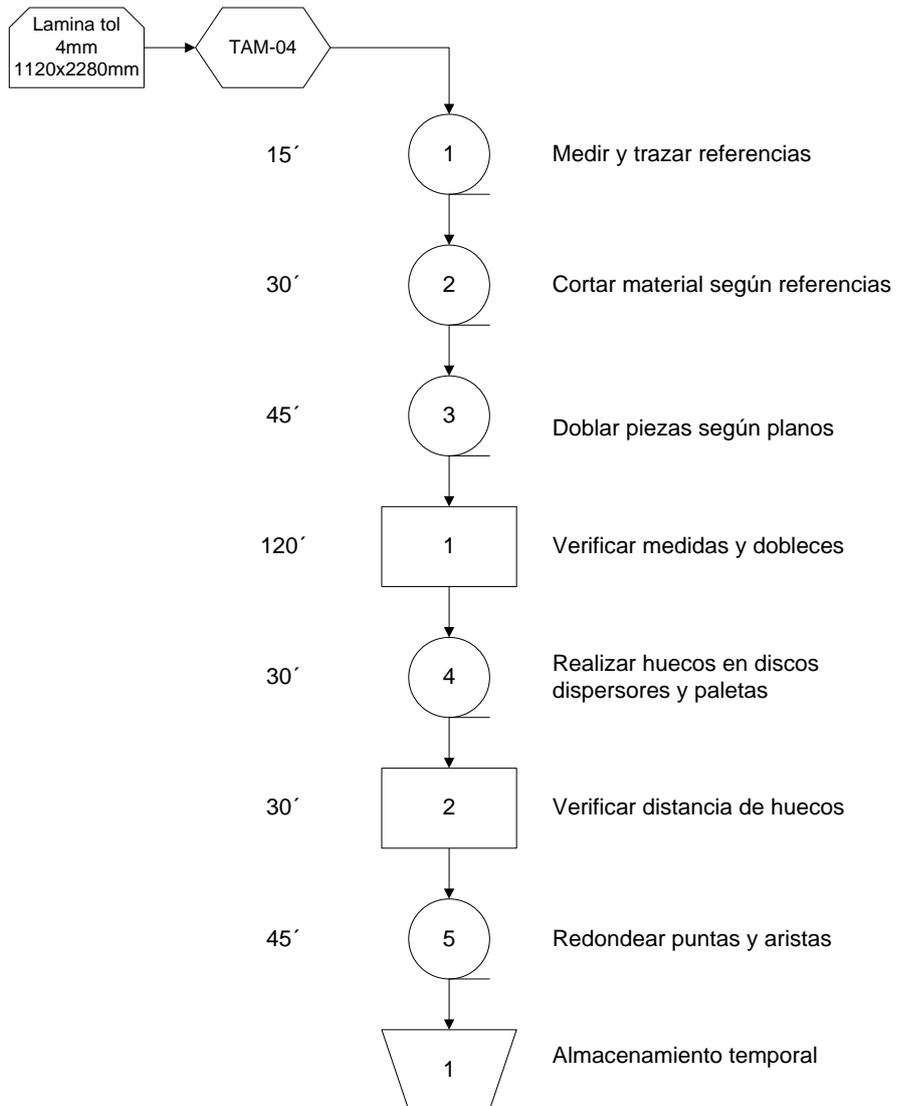
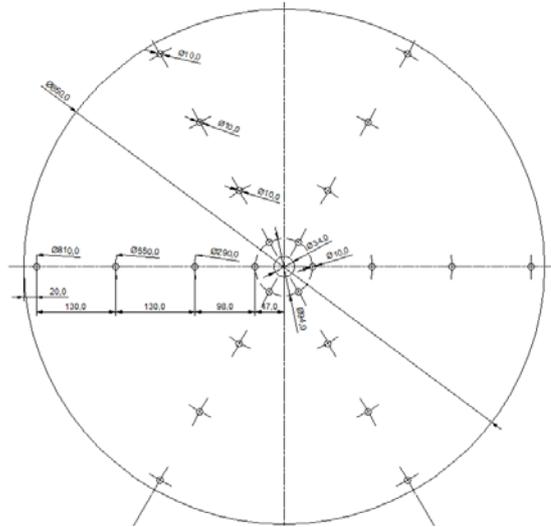
Plano: 12/20



m) Discos dispersores

Cantidad: 2

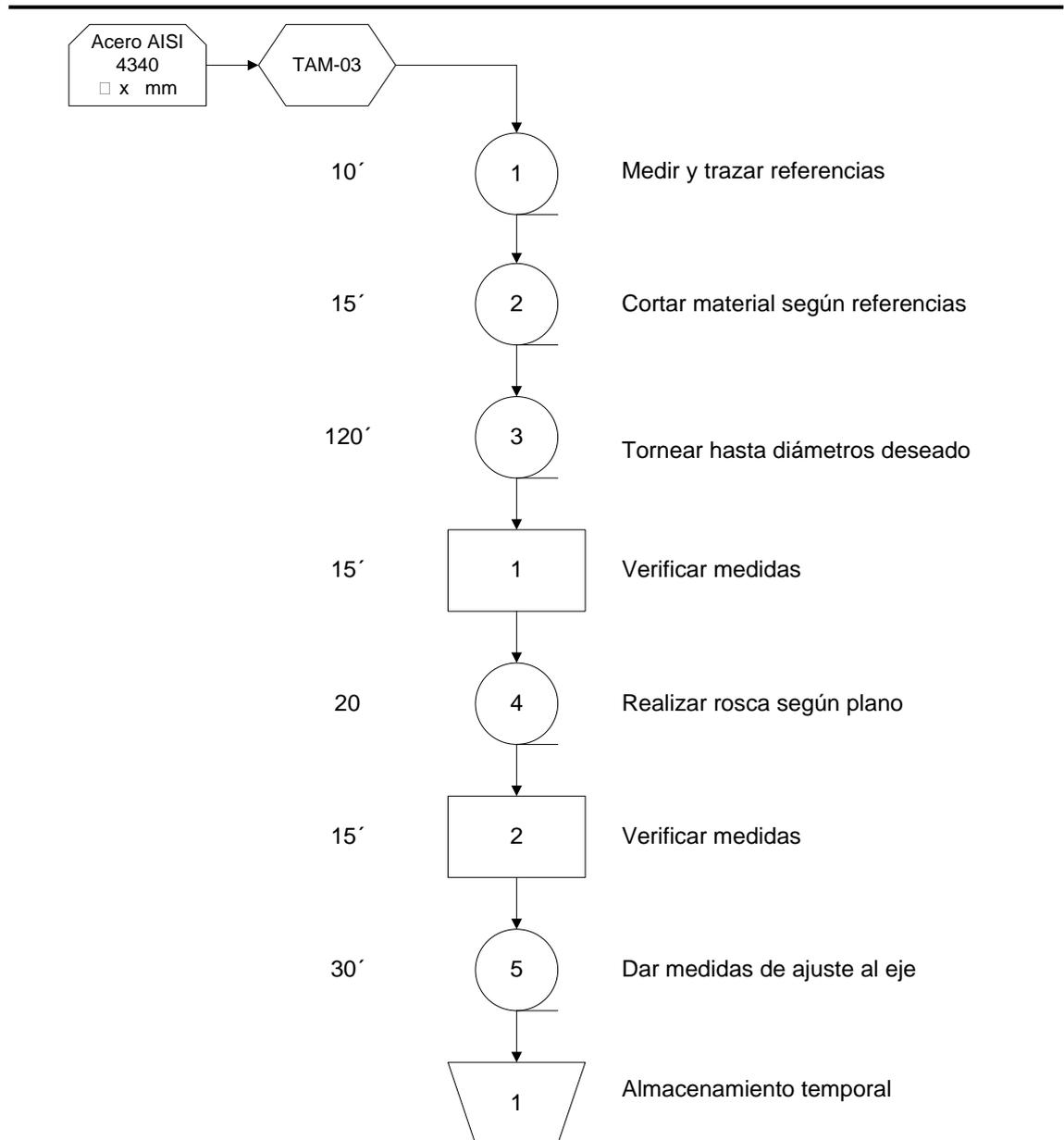
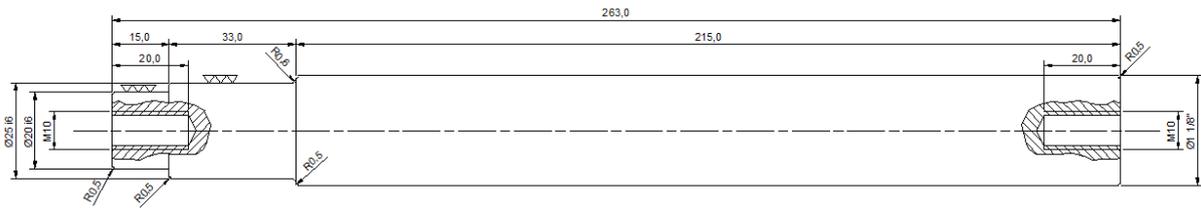
Plano: 13/20



n) Ejes de discos dispersores

Cantidad: 2

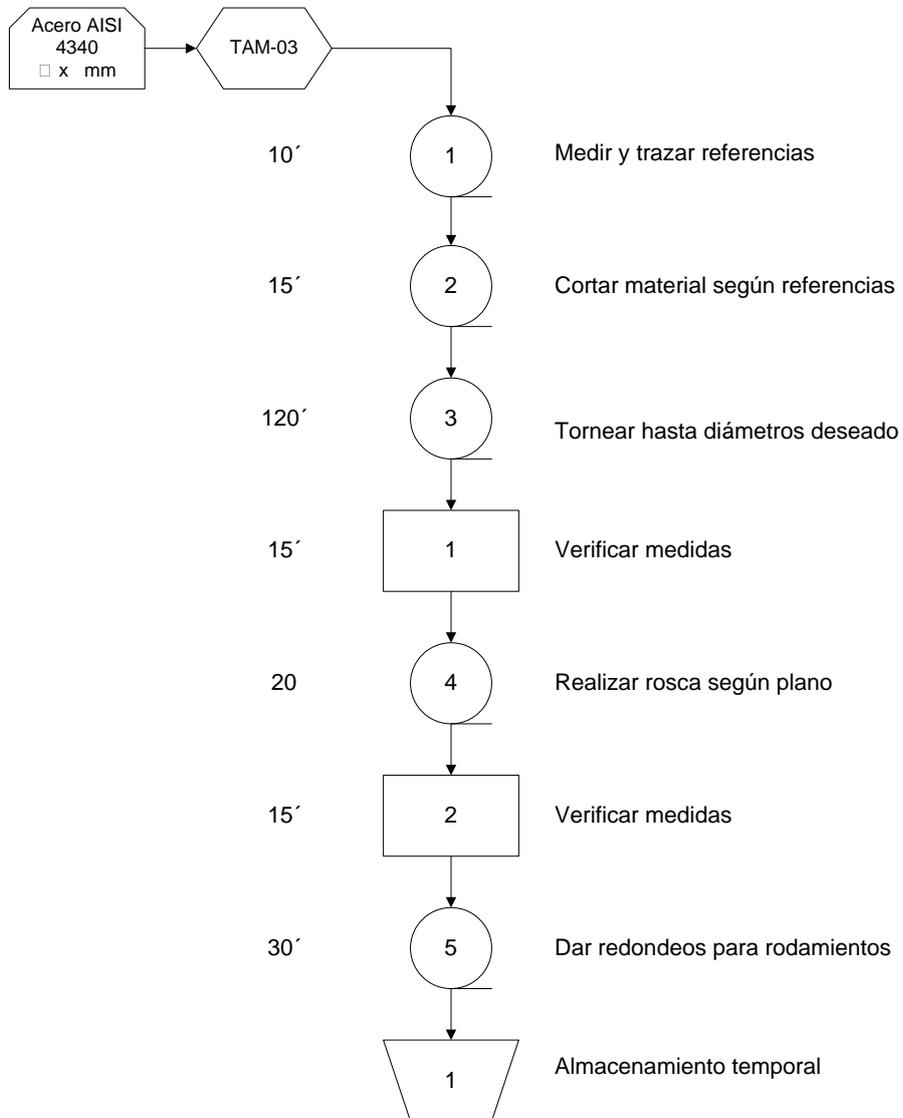
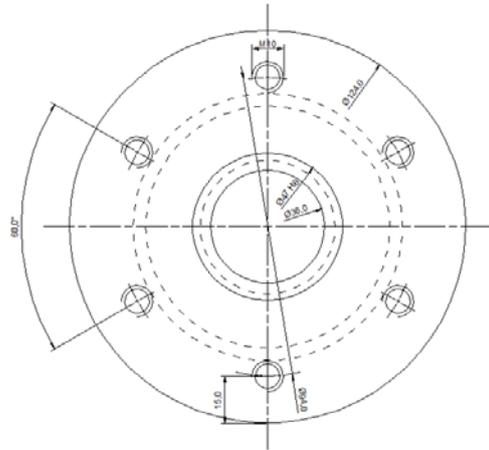
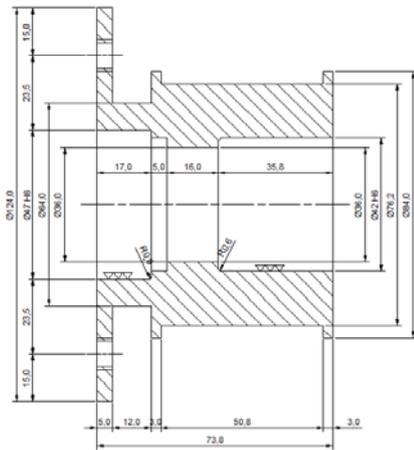
Plano: 14/20



o) Poleas de discos dispersores

Cantidad: 2

Plano: 15/20

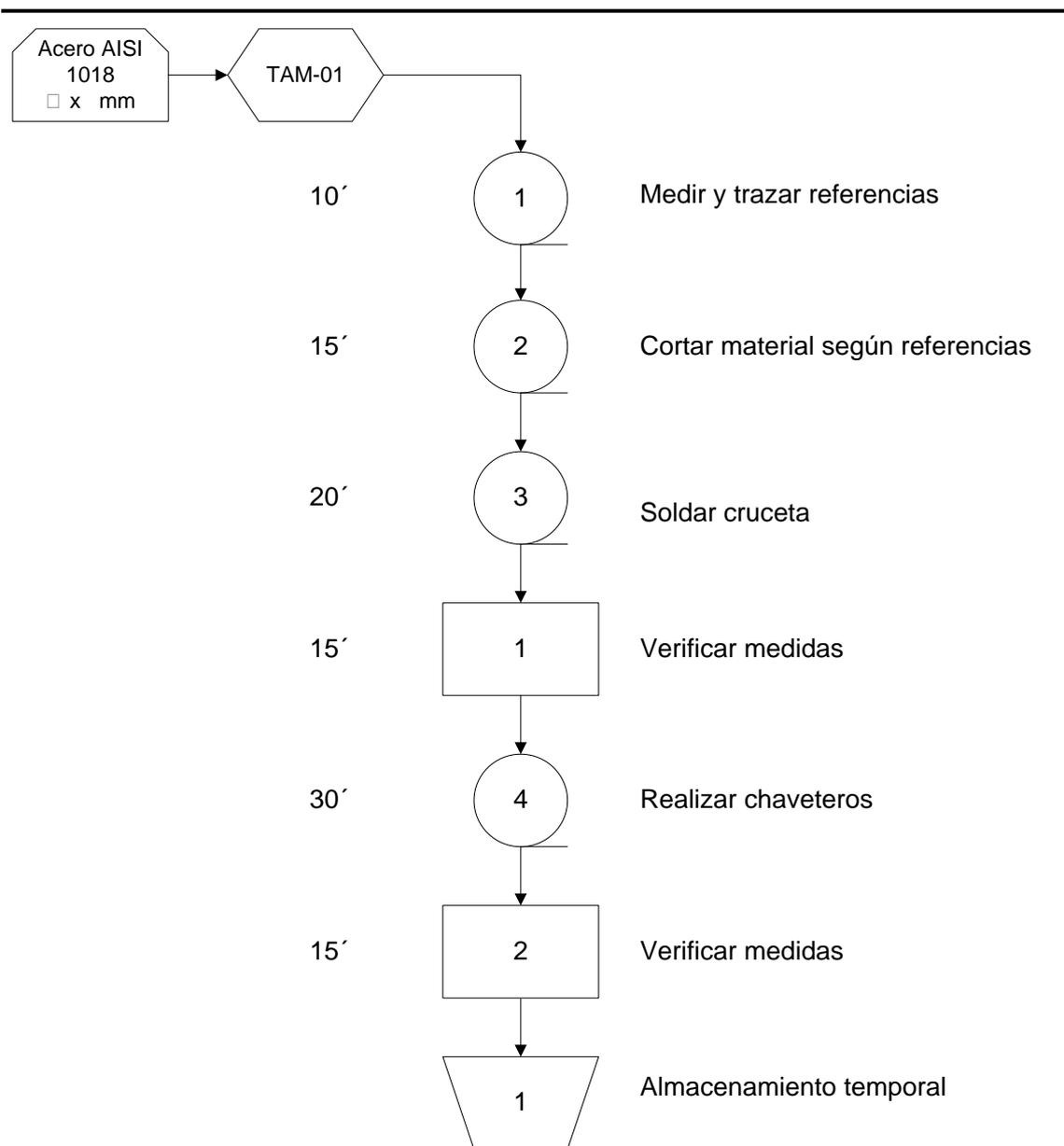
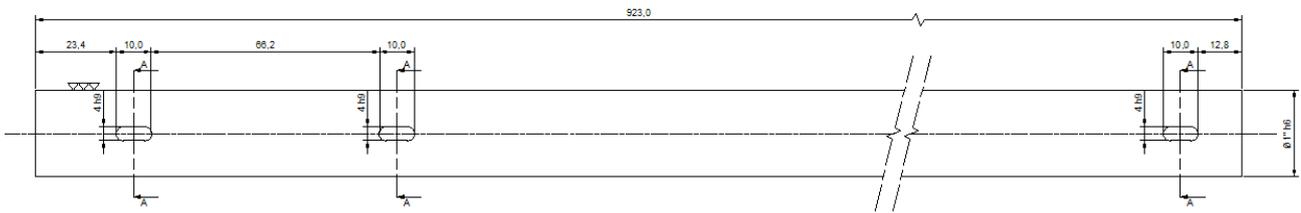




q) Eje de cardan

Cantidad: 1

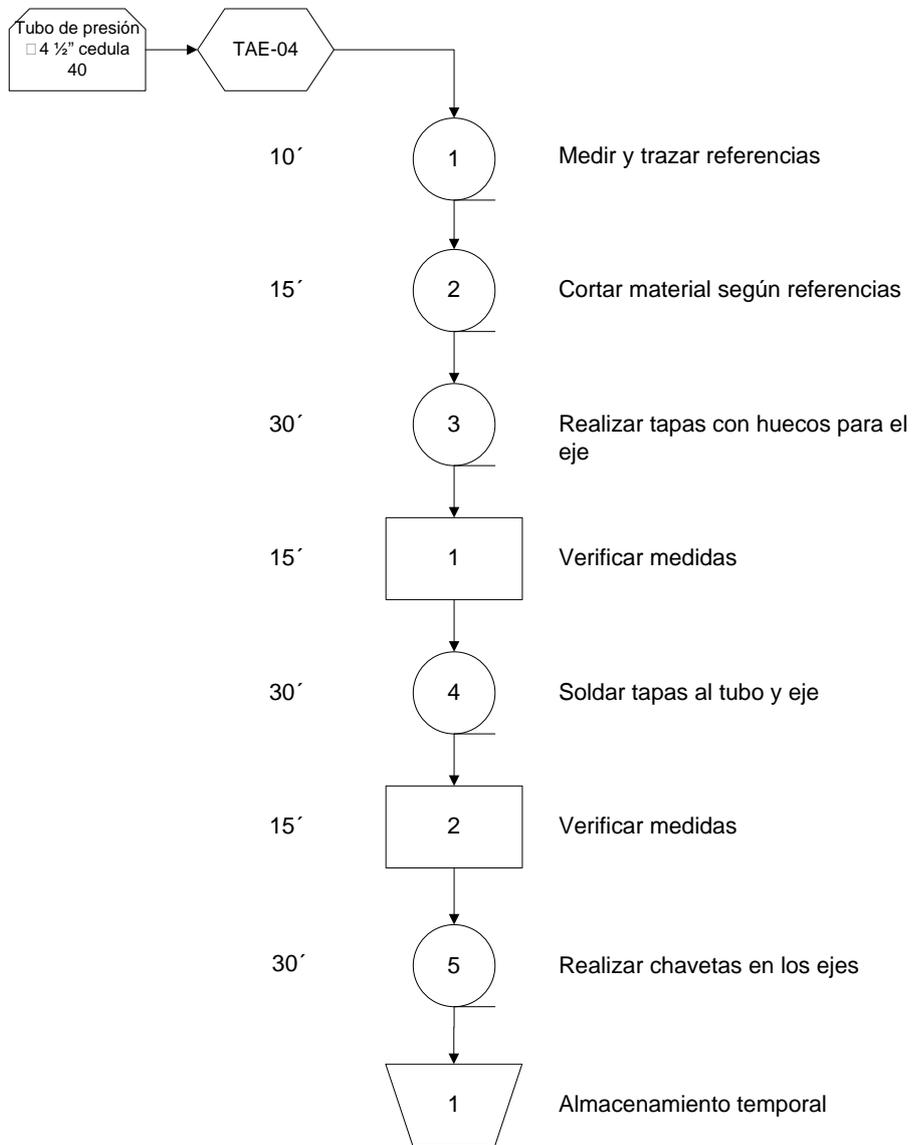
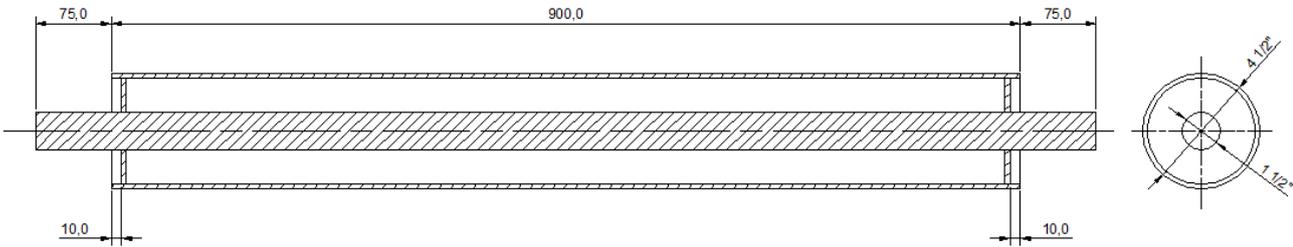
Plano: 17/20



r) Rodillos de la banda transportadora

Cantidad: 2

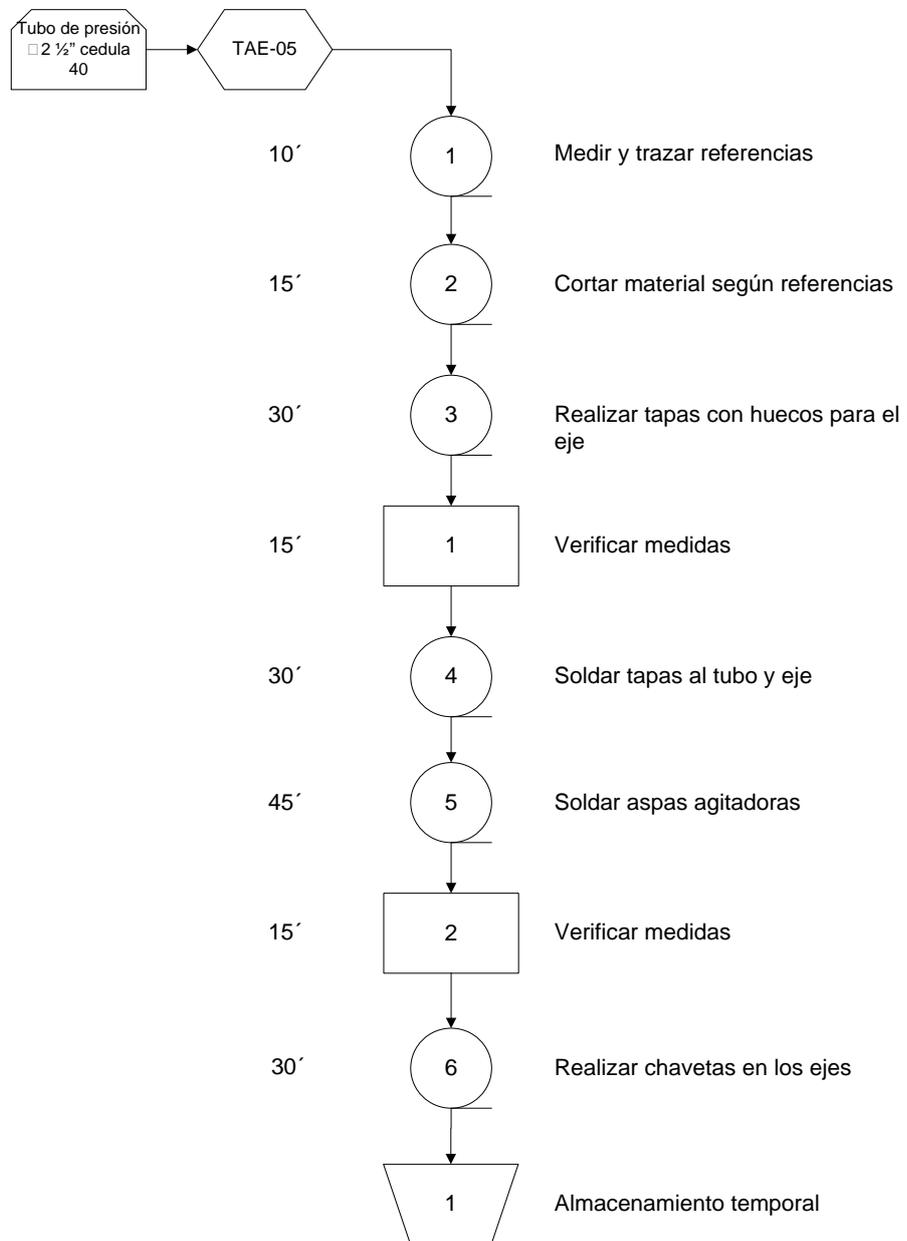
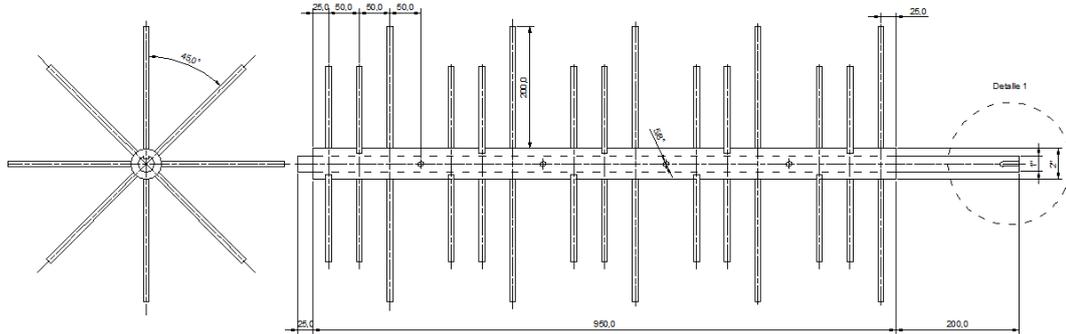
Plano: 18/20



s) Agitador

Cantidad: 1

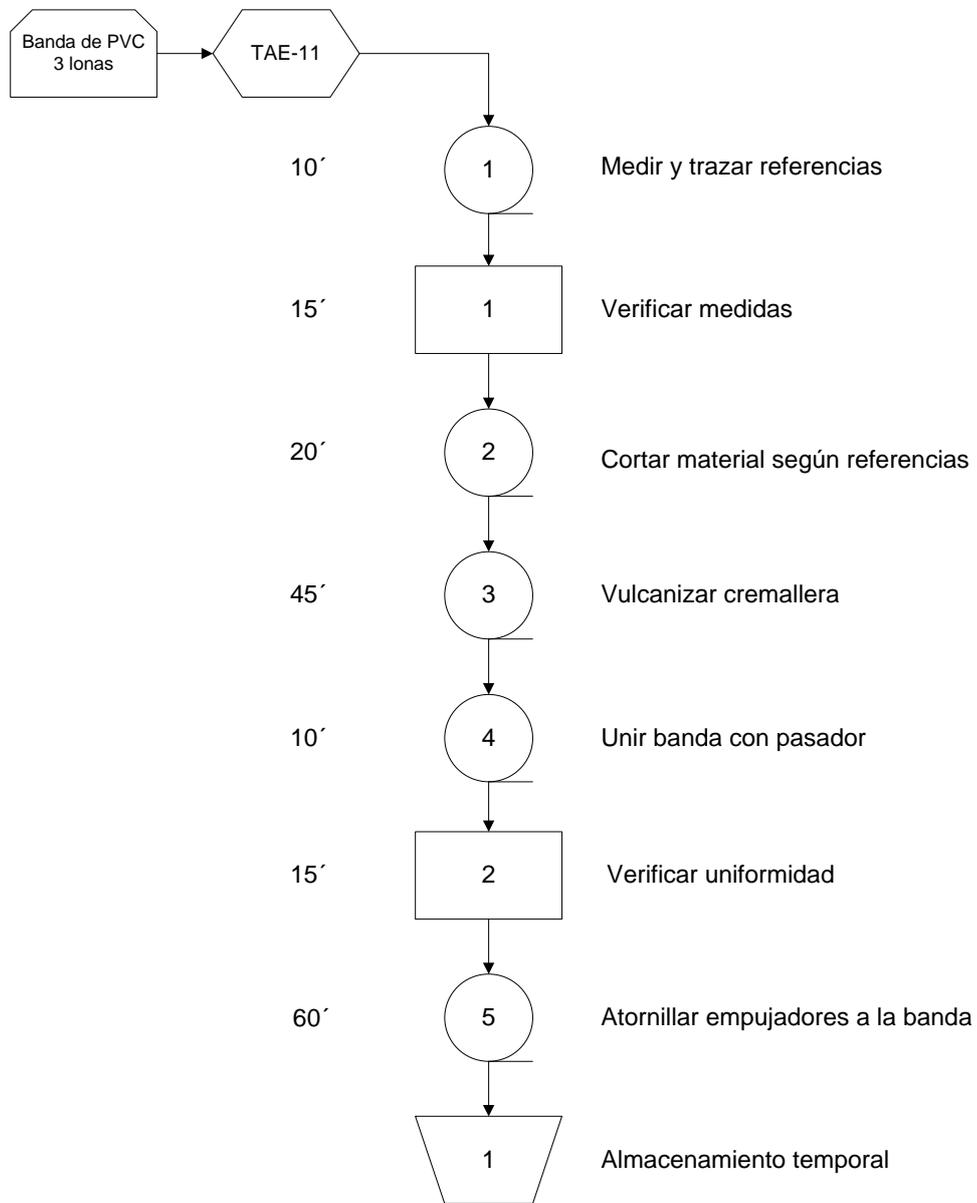
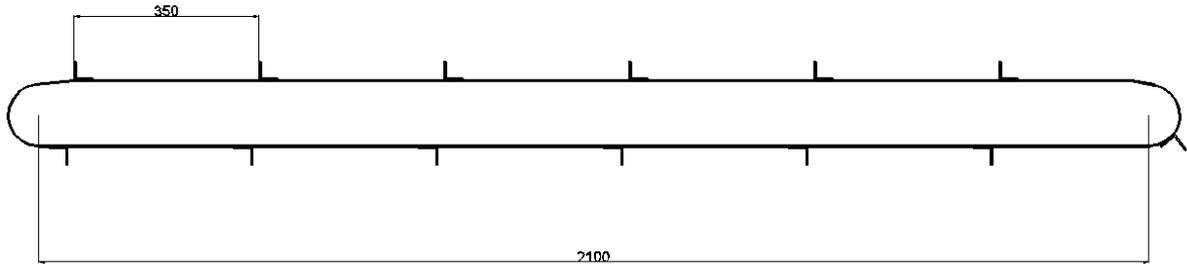
Plano: 19/20



t) Banda transportadora

Cantidad: 1

Plano: 20/20



## 4.2 CRONOGRAMA DE ACTIVIDADES

El cronograma a realizar para la construcción de la máquina abonadora tiene las siguientes actividades:

1. Chasis
2. Tolva
3. Engranés cónicos (Piñón)
4. Engranés Cónicos (Engrane)
5. Eje de piñón cónico
6. Eje de engrane cónico
7. Engranés rectos (Piñón)
8. Engranés rectos (Engrane)
9. Eje de piñón recto
10. Eje de engrane recto
11. Caja de engranes cónicos
12. Caja de engranes rectos
13. Discos dispersores
14. Ejes de discos dispersores
15. Poleas de discos dispersores
16. Poleas de eje cardan
17. Eje de cardan
18. Rodillos de banda transportadora
19. Agitador
20. Banda transportadora

**Tabla 4.1 Cronograma de actividades para la construcción de la máquina abonadora**

Actividad	Horas																													
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22	23	24	25	26	27	28	29	30
1	█																													
2									█																					
3																														
4																														
5																														
6																														
7																														
8																														
9																														
10																														
11																														
12																														
13																														
14																														
15																														
16																														
17																														
18																														
19																														
20																														

**Tabla 4.1 Cronograma de actividades para la construcción de la máquina abonadora (Continuación)**

Actividad	Horas																								
	31	32	33	34	35	36	37	38	39	40	41	42	43	44	45	46	47	48	49	50	51	52	53	54	55
1																									
2																									
3																									
4																									
5																									
6																									
7																									
8																									
9																									
10																									
11																									
12																									
13																									
14																									
15																									
16																									
17																									
18																									
19																									
20																									

**Tabla 4.1 Cronograma de actividades para la construcción de la máquina abonadora (Continuación)**

Actividad	Horas																											
	56	57	58	59	60	61	62	63	64	65	66	67	68	69	70	71	72	73	74	75	76	77	78	79	80	81		
1																												
2																												
3																												
4																												
5																												
6																												
7																												
8																												
9																												
10																												
11																												
12																												
13																												
14																												
15																												
16																												
17																												
18																												
19																												
20																												

**Tabla 4.1 Cronograma de actividades para la construcción de la máquina abonadora (Continuación)**

Actividad	Horas																							
	82	83	84	85	86	87	88	89	90	91	92	93	94	95	96	97	98	99	100	101	102	103	104	105
1																								
2																								
3																								
4																								
5																								
6																								
7																								
8																								
9																								
10																								
11																								
12																								
13																								
14																								
15																								
16																								
17																								
18																								
19																								
20																								

**Tabla 4.1 Cronograma de actividades para la construcción de la máquina abonadora (Continuación)**

Actividad	Horas				
	106	107	108	109	110
1					
2					
3					
4					
5					
6					
7					
8					
9					
10					
11					
12					
13					
14					
15					
16					
17					
18					
19					
20					

### **4.3 RECURSOS DE FABRICACIÓN**

En base a los planos de diseño y a los procesos que se deben realizar para la construcción de los distintos elementos de la máquina abonadora, se señalara todos los recursos necesarios para la fabricación de la máquina.

#### **4.3.1 MATERIALES**

Los elementos de la máquina abonadora son construidos con los materiales indicados, debido a que previamente fueron analizados algunos parámetros adicionales a la resistencia como la dureza, maquinabilidad y que los mismo existan en nuestro medio industrial del Ecuador.

##### **4.3.1.1 Ejes**

###### **4.3.1.1.1 Ejes de cajas reductoras de velocidad**

Debido al diseño y régimen de trabajo de la abonadora, los elementos de las dos cajas reductoras de velocidad deben tener alta resistencia y dureza para poder resistir los elevados esfuerzos torsionales y el desgaste por fricción, por lo tanto el acero elegido para dichos ejes es AISI 4340 de Iván Bohman con las siguientes propiedades mecánicas.

Resistencia a la fluencia: 686.7 MPa

Resistencia a la fractura: 882.9 MPa

Dureza: 330 HB

###### **4.3.1.1.2 Eje de cardan, eje de discos dispersores, eje de rodillos**

Estos ejes van a funcionar con cargas mecánicas no muy severas por lo tanto se recomienda un acero que posea cierto de tenacidad, para este elemento utilizaremos un acero de transmisión de buena calidad como es el AISI 1018 de Iván Bohman con las siguientes propiedades mecánicas.

Resistencia a la tracción: 500 – 695 MPa

Resistencia a la fluencia: 305 MPa

Elongación, As:	20	% min
Reducción de área:	57	% min
Dureza:	163	HB

#### **4.3.1.2 Chaveteros**

Se utilizarán chaveteros cuadrados, con factores de seguridad por debajo de los correspondientes a sus ejes, así creando un seguro para evitar dañar partes importantes de la máquina. Estos chaveteros estarán fabricados de un acero maquinable para su fácil elaboración. Se ha elegido un acero AISI 1045 de Iván Bohman con las siguientes propiedades mecánicas.

Resistencia a la tracción:	638	MPa
Resistencia a la fluencia:	313	MPa
Elongación, As:	10	% min
Reducción de área:	40	% min
Dureza:	220 - 235	HB

#### **4.3.1.3 Engranés**

Debido a el trabajo que realizarán los engranes en la maquina, el cual generara grande fuerzas y torsiones se debe utilizar un acero que satisfaga las exigencias de resistencia y tenacidad, por lo cual se ha elegido el acero AISI 4340 el cual posee la mayor resistencia mecánica en el mercado de Ecuador, el mismo que posee las siguientes propiedades mecánicas.

Bohman con las siguientes propiedades mecánicas.

Resistencia a la tracción:	882 - 1074	MPa
Resistencia a la fluencia:	686	MPa
Elongación, As:	12	% min
Reducción de área:	45	% min

Dureza: 270 - 330 HB

#### 4.3.1.4 Rodamientos y chumaceras

En la máquina abonadora existe diferentes clases de rodamientos y chumaceras ya que hay gran número de elementos que los necesitan, a continuación detallaremos los rodamientos y chumaceras utilizados:

**Tabla 4.2 Rodamientos utilizados**

Fabricante	Numeración	Carga soportada
FAG	32006X	39000 N
FAG	32008X	54000 N
FAG	6005	10000 N
FAG	6006	12700 N
FAG	32004X	24000 N

**Tabla 4.3 Chumaceras utilizadas**

Fabricante	Diámetro	Velocidad máxima
CBN	1 ¼"	900 – 1000 rpm
CBN	1"	900 – 1000 rpm
FBJ	1 ½"	900 – 1000 rpm

#### 4.3.1.5 Soldadura

Para las soldaduras realizadas en la estructura de la abonadora, se utilizó electrodos E 6011 el cual tiene 60000 lb/pulg<sup>2</sup> de resistencia y es utilizado para toda posición con revestimiento rútilico.

#### **4.3.1.6 Planchas de acero para la tolva**

Para la construcción de la tolva se utilizó una plancha estándar de 1120 x 2240mm con un espesor de 3 mm

#### **4.3.1.7 Perfil “C” para el chasis**

Para la construcción del chasis se utilizó un perfil de sección transversal C de 125 x 50 x 3 mm

#### **4.3.1.8 Banda Transportadora**

Debido a que la banda va a estar sometida al estiércol y este posee ácidos se ha elegido una banda de PVC de 3 mm la cual es resistente a ácidos corrosivos que existen en el abono.

#### **4.3.1.9 Pernos**

##### **4.3.1.9.1 Anclaje de tolva al chasis**

Para el anclaje de la tolva de la abonadora al chasis se utilizan 22 pernos M8, SAE grado 8.8, con una longitud  $L = 15$  mm.

##### **4.3.1.9.2 Anclaje de cajas reductoras de velocidad al chasis**

En el anclaje de las cajas reductoras de velocidad al chasis se utilizan pernos M12, SAE grado 8.8, con una longitud  $L = 30$  mm

##### **4.3.1.9.3 Anclaje de chumaceras al chasis**

En el anclaje de las chumaceras al chasis, se utilizan pernos M16, SAE grado 8.8, con una longitud  $L=40$  mm.

##### **4.3.1.9.4 Prisioneros ajuste de catalinas**

Los prisioneros que ajustan las catalinas a su eje correspondiente son M5, con cabeza hueca hexagonal y una longitud  $L = 10$  mm.

#### 4.3.1.9.5 Prisioneros ajuste poleas

Para graduar el ajuste de las poleas se utilizan prisioneros con las siguientes especificaciones: M10, con cabeza hueca hexagonal y una longitud  $L = 15$  mm.

### 4.3.2 MANO DE OBRA

Para la construcción de la máquina abonadora se necesita personal técnico capaz de operar maquinas como: torno paralelo, fresa universal, soldadora eléctrica, dobladora de tol, cizalladora.

#### 4.3.2.1 Equipos y herramientas necesarios

##### 4.3.2.1.1 Equipos

- Torno paralelo, con volteo mínimo del 200 mm y distancia entre puntos mínimo de 1 m.
- Fresa universal
- Soldadora eléctrica de corriente continúa.
- Dobladora de longitud mínima de 2 m y espesor de doblado mínimo 3 mm.
- Cizalla manual de longitud mínima 2 m y espesor de corte mínimo de 3 mm.
- Taladro de pedestal de longitud mínima de 1 m
- Sistema completo de oxicorte con acetileno y oxígeno con boquilla para corte en plancha de 5mm
- Mandrinadora con sistema de cuchillas en milímetros y longitud mínima de corte 20 mm

##### 4.3.2.1.2 Herramientas

- Taladro de mano
- Esmeril

- Cierra de arco
- Compas de rayado en plancha
- Saca bocados de  $\frac{1}{4}$ "
- Juego de llaves en milímetros desde #8 hasta #22
- Hexagonales
- Limas plana de grano grueso
- Lima redonda de grano fino
- Entenalla
- Playo de presión
- Calibrador pie rey
- Fluxómetro
- Graduador
- Regla de ingeniero
- Micrómetro
- Tiza de rayado para metal
- Marcadores para metal

## **4.4 MONTAJE**

El montaje de la máquina abonadora comprende varios subsistemas los cuales al unirlos forman la máquina en sí. A continuación detallaremos el montaje de los elementos de la máquina

### **4.4.1 TOLVA Y CHASIS**

Este va a comprender el bastidor de la máquina abonadora, aquí se sujetarán todos los elementos que conforman la abonadora de abono orgánico sólido.

Para el montaje del chasis se necesita llave # 10 y un sistema de levantamiento por poleas para poder elevar y alinear los huecos de los pernos de la tolva con los del chasis de esta manera se podrá ubicar los pernos con facilidad, una vez ubicadas todos los pernos se los ajusta con su respectiva tuerca y arandela de presión.

Se colocan las llantas al eje ubicado en el chasis y se verifica su correcto funcionamiento y alineación.

### **4.4.2 CAJA DE ENGRANES CÓNICOS**

El montaje de la caja de engranes cónicos comienza en primer lugar por limpiar muy bien los ejes, rodamientos, engranes y la caja. Ya que si existiera alguna impureza los engranes podría sufrir un atascamiento y un mal funcionamiento de los mismos.

Para la colocación de los engranes en los asientos de sus respectivos ejes, se necesitara una prensa la cual facilitara el trabajo de deslizamiento por el eje y su buena alineación, así mismo cada engrane tiene su chaveta. Cada eje tiene diferentes rodamientos, tanto uno de cilindros como uno cónico, ya que los engranes cónicos generan fuerzas axiales considerables se debe utilizar rodamientos cónicos para contrarrestar las mismas. Se engrasa bien el eje y los rodamientos y se coloca en sus respectivos asientos.

Una vez colocados los rodamientos se arma la caja donde se alojarán los engranes, dejando la tapa contraria a los engranes cónicos sin colocar por el momento, así para poder colocar el eje con sus rodamientos y engranes dentro

de la caja. Una vez colocado el eje se coloca la tapa antes mencionada y se ajusta. En la tapa superior existe un orificio el cual servirá para administrar el aceite 80w90, se sella la caja con la tapa superior y se revisa su ajuste que este bien. Se vierte el aceite por el orificio y se sella el mismo. Una vez terminado los pasos anteriores se coloca la caja reductora en sus asientos respectivos en el chasis.

#### **4.4.3 CAJA DE ENGRANES RECTOS**

Para esta caja se sigue el mismo procedimiento de la caja de engranes cónicos, con la única diferencia que los rodamientos que se alojan en los ejes son de bolas, ya que los engranes rectos no ejercen fuerzas axiales considerables no se utiliza rodamientos rígidos de bolas.

#### **4.4.4 DISCOS DISPERSORES**

Para el sistema de distribución que conforman los discos dispersores, poleas de los discos dispersores, ejes y rodamientos. Se comenzara por montar a los discos dispersores las paletas deflectoras, las cuales serán 6 paletas por cada disco dispuestas a 60° de la otra así cubriendo los 360° del disco. Estas paletas se ajustan a los discos mediante pernos M10.

Los ejes de los discos dispersores deberán ir soldados al chasis, una vez soldada se verifica su alineación totalmente vertical y se limpia y se engrasa los asientos de los rodamientos.

Las poleas poseen dos asientos para rodamientos los cuales debemos engrasar y así mismo deslizar los rodamientos hasta la posición final. Una vez armado las poleas se introduce el disco en el eje seguido de las poleas haciendo que los rodamientos coincidan en sus asientos, se ajusta las poleas al eje mediante un perno de sujeción colocado en la parte inferior del eje, luego se ajusta los discos dispersores a las roscas de las poleas mediante sus respectivos pernos.

#### **4.4.5 AGITADOR**

Para el agitador se necesita colocar las respectivas chumaceras a la tolva de la máquina ya que el agitador ira colocado en la parte interior del compartimiento donde se alojara el estiércol. Las chumaceras se colocaran en las paredes de la tolva con sus respectivos pernos.

#### **4.4.6 BANDA TRANSPORTADORA**

La banda transportadora consiste de dos rodillos y la banda de pvc, para el montaje de la misma se coloca en primer lugar las chumaceras que sostendrán los ejes de los rodillos, estos se colocaran a la estructura del chasis con sus respectivos pernos. Luego se deberá colocar los rodillos en sus respectivos lugares verificando que estén perfectamente alineados ya que una pequeña desviación puede provocar que la banda se desplace de forma dispareja.

Una vez verificado la nivelación se coloca la banda envolviendo a los rodillos y se une la misma usando el pasador que esta posee. Una vez ajustada la banda se utiliza los templadores que están ubicados en el rodillo de cola así se lograra el temple necesario para la banda.

#### **4.4.7 EJE CARDAN**

Para el eje cardan se colocan las chumaceras correspondientes en los soportes de pared que están colocados en el chasis, estas chumaceras se ajustaran con los pernos correspondientes, luego de sebera deslizar los ejes por las chumaceras alineando a la posición final deseada. Una vez alineado se ajustan con los prisioneros que se encuentran ubicados en cada chumacera

#### **4.4.8 CATALINAS**

Una vez ubicados todos los ejes elementos se procede a colocar las catalinas en cada uno de los ejes correspondientes sujetándolas con sus respectivos prisioneros y chavetas. Luego se procederá a colocar las cadenas y a unir todo el sistema que dará movimiento a la máquina abonadora.

## **CAPITULO 5**

### **PRUEBAS DE FUNCIONAMIENTO**

#### **5.1 PARÁMETROS DE FUNCIONAMIENTO**

Se deben considerar parámetros que permitan realizar un protocolo de pruebas, con el propósito de tener información necesaria para extrapolar datos que sirvan en estudios de la máquina abonadora de abono orgánico sólido en un futuro.

a) **Potencia**

Se medirá la potencia entregada por el tractor en condiciones de carga completa como también en vacío o sin carga. Además se tomara las potencias que demanda cada elemento.

b) **Velocidad del tractor**

La velocidad del tractor es un parámetro definitorio en el proceso debido a que según varíe esta, la cantidad de abono entregado por la máquina variara al área de sembrado.

c) **Caudal**

Se deberá tomar la cantidad de abono entregada por la maquina en un determinado tiempo con la variación de diferente apertura de la compuerta de alimentación.

d) **Taza de aplicación**

Este parámetro determinara la cantidad de abono por hectárea que se necesitaría cargar en la máquina abonadora.

#### **5.2 INSTRUMENTOS DE MEDICIÓN**

Para la toma de datos en la máquina abonadora y el proceso de distribución de abono es necesario el uso de instrumentos de medición.

a) Balanza

Se necesita una balanza para medir la masa de abono que se va a cargar en la tolva como también el abono que la máquina aporta en un determinado espacio y tiempo para.

b) Tacómetro

El instrumento debe medir un rango de velocidad de entre 0 y 1500 rpm.

c) Cinta métrica

Cinta de medición regular que posea una distancia de 10 m de alcance

### **5.3 PROCEDIMIENTO DE PRUEBAS**

El protocolo de pruebas para la máquina abonadora de abono orgánico sólido es la siguiente:

1. Para iniciar las pruebas de funcionamiento de la máquina abonadora, se debe comprobar que las llantas estén bien infladas y a continuación se coloca la máquina al punto de apoyo del tractor y se le coloca el pasador para sujetarlo. Así mismo se conecta la toma de fuerzas del tractor con el cardan de la máquina. Para esto el tractor debe estar apagado
2. Antes de cargar la maquina se enciende el tractor para revisar el correcto funcionamiento de los elementos motrices de la máquina abonadora. Y luego de esta revisión se lo apaga nuevamente
3. Con una balanza se pesa la cantidad de abono de prueba que se va a depositar en la tolva de la abonadora, una vez determinada la cantidad de abono se lo carga a la máquina siempre fijándose que el tractor este apagado.
4. Antes de encender la máquina se debe ajustar la compuerta de alimentación según la apertura que se quiera dar para la toma de datos.
5. Se enciende el tractor y se pone en marcha hasta alcanzar la velocidad deseada para la toma de datos.

6. El abono deberá caer en una superficie donde luego sea fácil su recolección, se recomienda hacerlo sobre una lona o un plástico resistente.

7. Con el abono recolectado se determina el peso, con el cual podremos determinar el caudal para los parámetros determinados tanto como distancia recorrida por el tractor como tiempo transcurrido.

#### 5.4 TOMA DE DATOS

Para la toma de datos de las pruebas de funcionamiento de la máquina abonadora, se las realizó a 7 velocidades distintas, y con una apertura de la compuerta de alimentación diferente en una escala del 1 al 12. Así mismo se determinó una distancia de recorrido fija de 10 m. Aquí se logró medir la cantidad de abono entregado por la máquina en intervalos de un minuto, así como también la cantidad de abono entregada en la distancia determinada.

En las siguientes tablas se presentarán los datos tomados durante las pruebas

**Tabla 5.1 Prueba 1**

Fecha	19/05/2012
Masa de abono	1400kg
Velocidad Toma de fuerza	540rpm

Apertura de compuerta	Caudal (kg/min)	Velocidad del tractor (km/h)							Distancia recorrida (m)
		6	7	8	9	10	11	12	
1	189,162	1892	1583	1422	1229	1095	992	907	10
2	265,064	2651	2218	1992	1722	1535	1390	1272	
3	340,714	3407	2851	2561	2214	1973	1787	1635	
4	415,260	4153	3475	3121	2698	2405	2178	1992	
5	490,932	4909	4109	3690	3190	2843	2575	2355	
6	568,895	5689	4761	4276	3696	3294	2984	2729	
7	646,761	6468	5413	4862	4202	3745	3393	3103	
8	730,380	7304	6112	5490	4745	4229	3831	3504	
9	814,984	8150	6821	6126	5295	4719	4275	3910	
10	916,045	9160	7666	6886	5952	5305	4805	4395	
11	1022,054	10221	8553	7683	6640	5918	5362	4903	
12	1110,145	11101	9291	8345	7213	6429	5824	5326	

Tasa de aplicación (Kg / ha)

**Tabla 5.2 Prueba 2**

Fecha	02/06/2012
Masa de abono	1400kg
Velocidad Toma de fuerza	540rpm

Apertura de compuerta	Caudal (kg/min)	Velocidad del tractor (km/h)							Distancia recorrida (m)
		6	7	8	9	10	11	12	
1	187,000	1870	1565	1406	1215	1083	981	897	10
2	259,900	2599	2175	1954	1689	1505	1363	1247	
3	332,800	3328	2785	2502	2162	1927	1746	1597	
4	404,800	4048	3388	3043	2630	2344	2124	1942	
5	476,800	4768	3990	3584	3098	2761	2501	2287	
6	551,650	5517	4617	4147	3584	3194	2894	2646	
7	626,500	6265	5243	4709	4070	3628	3287	3006	
8	705,150	7052	5901	5300	4581	4083	3699	3383	
9	783,800	7838	6560	5892	5092	4539	4112	3760	
10	878,650	8787	7353	6605	5709	5088	4609	4215	
11	973,500	9735	8147	7318	6325	5637	5107	4670	
12	1045,000	10450	8746	7855	6789	6051	5482	5013	
		Tasa de aplicación (Kg / ha)							

**Tabla 5.3 Prueba 3**

Fecha	09/06/2012
Masa de abono	1400kg
Velocidad Toma de fuerza	540rpm

Apertura de compuerta	Caudal (kg/min)	Velocidad del tractor (km/h)							Distancia recorrida (m)
		6	7	8	9	10	11	12	
1	180,908	1809	1514	1360	1175	1048	949	868	10
2	257,437	2574	2154	1935	1673	1491	1350	1235	
3	332,848	3328	2786	2502	2163	1927	1746	1597	
4	406,824	4068	3405	3058	2643	2356	2134	1952	
5	481,144	4811	4027	3617	3126	2786	2524	2308	
6	557,914	5579	4669	4194	3625	3231	2927	2676	
7	634,546	6345	5310	4770	4123	3675	3329	3044	
8	715,897	7159	5991	5381	4651	4146	3755	3434	
9	797,690	7977	6676	5996	5183	4619	4185	3827	
10	895,802	8958	7497	6734	5820	5187	4699	4297	
11	996,327	9963	8338	7489	6473	5769	5227	4780	
12	1076,121	10761	9006	8089	6992	6232	5645	5163	
		Tasa de aplicación (Kg / ha)							

**Tabla 5.4 Prueba 4**

Fecha	23/06/2012
Masa de abono	1400kg
Velocidad Toma de fuerza	540rpm

Apertura de compuerta	Caudal (kg/min)	Velocidad del tractor (km/h)							Distancia recorrida (m)
		6	7	8	9	10	11	12	
1	176,595	1766	1478	1327	1147	1023	926	847	10
2	253,550	2536	2122	1906	1647	1468	1330	1216	
3	328,879	3289	2752	2472	2137	1904	1725	1578	
4	402,589	4026	3369	3026	2616	2331	2112	1931	
5	476,246	4762	3986	3580	3094	2758	2498	2285	
6	552,429	5524	4623	4152	3589	3199	2898	2650	
7	628,452	6285	5259	4724	4083	3639	3297	3015	
8	708,683	7087	5931	5327	4604	4104	3718	3400	
9	789,086	7891	6604	5931	5127	4569	4139	3786	
10	885,741	8857	7413	6658	5755	5129	4646	4249	
11	983,562	9836	8231	7393	6390	5696	5160	4718	
12	1059,279	10593	8865	7962	6882	6134	5557	5082	
		Tasa de aplicación (Kg / ha)							

**Tabla 5.5 Prueba 5**

Fecha	30/06/2012
Masa de abono	1400kg
Velocidad Toma de fuerza	540rpm

Apertura de compuerta	Caudal (kg/min)	Velocidad del tractor (km/h)							Distancia recorrida (m)
		6	7	8	9	10	11	12	
1	186,621	1866	1562	1403	1212	1081	979	895	10
2	261,119	2611	2185	1963	1697	1512	1370	1253	
3	335,245	3352	2806	2520	2178	1941	1759	1608	
4	408,304	4083	3417	3069	2653	2364	2142	1959	
5	481,743	4817	4032	3621	3130	2790	2527	2311	
6	557,803	5578	4668	4193	3624	3230	2926	2676	
7	633,814	6338	5304	4764	4118	3670	3325	3041	
8	714,343	7143	5978	5370	4641	4137	3747	3427	
9	795,230	7952	6655	5978	5167	4605	4172	3815	
10	892,411	8924	7468	6708	5798	5168	4681	4281	
11	991,417	9914	8297	7452	6441	5741	5201	4756	
12	1069,058	10691	8947	8036	6946	6191	5608	5129	
		Tasa de aplicación (Kg / ha)							

A continuación se presentara algunas fotos del proceso de pruebas:



## 5.5 ANÁLISIS DE RESULTADOS

Una vez tomado los parámetros medibles en el proceso de abonado, se presenta el promedio de la tasa de aplicación para cada una de los puntos de apertura de compuerta, y promediando el mismo a las distintas velocidades de avance del tractor.

**Tabla 5.6 Promedio de la tasa de aplicación de abono para la prueba # 1**

Apertura de compuerta	Tasa de aplicación(kg/ha)
1	1302,96387
2	1825,78744
3	2346,87024
4	2860,35049
5	3381,58861
6	3918,59982
7	4454,95118
8	5030,92856
9	5613,68893
10	6309,80722
11	7040,00687
12	7646,78613

**Tabla 5.7 Promedio de la tasa de aplicación de abono para la prueba # 2**

Apertura de compuerta	Tasa de aplicación (kg/ha)
1	1288,07374
2	1790,21585
3	2292,35797
4	2788,3008
5	3284,24363
6	3799,81753
7	4315,39143
8	4857,14009
9	5398,88875
10	6052,22454
11	6705,56034
12	7198,05912

**Tabla 5.8 Promedio de la tasa de aplicación de abono para la prueba # 3**

Apertura de compuerta	Tasa de aplicación (kg/ha)
1	1246,11486
2	1773,24721
3	2292,68725
4	2802,24565
5	3314,16588
6	3842,96315
7	4370,81094
8	4931,16987
9	5494,56219
10	6170,36888
11	6862,79642
12	7412,42132

**Tabla 5.9 Promedio de la tasa de aplicación de abono para la prueba # 4**

Apertura de compuerta	Tasa de aplicación (kg/ha)
1	1216,40462
2	1746,4794
3	2265,35283
4	2773,07356
5	3280,42515
6	3805,18469
7	4328,83845
8	4881,4761
9	5435,29624
10	6101,06546
11	6774,86538
12	7296,41108

**Tabla 5.10 Promedio de la tasa de aplicación de abono para la prueba # 5**

Apertura de compuerta	Tasa de aplicación (kg/ha)
1	1285,46456
2	1798,60921
3	2309,19798
4	2812,43541
5	3318,28898
6	3842,20008
7	4365,77226
8	4920,46377
9	5477,61977
10	6147,01263
11	6828,97156
12	7363,77178

El promedio general de la tasa de aplicación de abono sobre el área de trabajo se muestra en la siguiente tabla

**Tabla 5.11 Promedio de las pruebas de la tasa de aplicación**

Apertura de compuerta	Tasa de aplicación (kg/ha)
1	1267,80433
2	1786,86782
3	2301,29325
4	2807,28118
5	3315,74245
6	3841,75305
7	4367,15285
8	4924,23568
9	5484,01117
10	6156,09575
11	6842,44011
12	7383,48989

En la tabla 5.11 se muestra un promedio de tasa de aplicación dependiendo la apertura de la compuerta de descarga, como se observa con la apertura de la compuerta 1 se acerca a la capacidad deseada por el dueño de la Hacienda el Sr Álvaro Naranjo, que es de 30 sacos de abono por potrero de trabajo y esto quiere decir 1400kg aproximadamente de abono orgánico en una hectárea.

La maquina presenta un porcentaje máximo de error 5,89% entre los datos máximos y mínimos dependiendo de la apertura de la compuerta de descarga, esto se debe a lo complicado de la recolección de toda la masa dispersada en las pruebas.

## **5.6 MANUAL DE OPERACIÓN Y MANTENIMIENTO**

En el manual de operación y mantenimiento se detallan los parámetros con los cuales debe funcionar la abonadora, así como también los riesgos y peligros que existen en el uso de la misma, además se menciona el mantenimiento que dará una vida útil aceptable a la máquina.

El manual de operación y mantenimiento se muestra en el ANEXO D.

## CAPITULO 6

### ANÁLISIS ECONÓMICO Y FINANCIERO

#### 6.1 ANÁLISIS ECONÓMICO

##### 6.1.1 COSTOS DIRECTOS

##### 6.1.1.1 Máquina abonadora

##### 6.1.1.1.1 Materiales y accesorios

**Tabla 6.1 Costos de materiales y accesorios**

No.	Descripción	Cantidad	Valor unitario	Desc %	Valor total
1	Barra RED. 705(4340) DIAM. 35mm	1.2kg	5.45	19	5.3
2	Barra RED. 705(4340) DIAM. 40mm	1.40kg	5.65	19	6.41
3	Barra RED. 705(4340) DIAM. 40mm	1.30kg	5.65	19	5.95
4	Barra RED. 705(4340) DIAM. 50mm	4kg	5.65	19	18.31
5	Barra RED. 705(4340) DIAM. 180mm	8kg	5.98	19	38.62
6	Barra RED. 705(4340) DIAM. 75mm	1.5kg	5.65	19	6.86
7	Barra RED. 705(4340) DIAM. 115mm	3.5kg	5.98	19	16.90
8	Barra RED. 705(4340) DIAM. 230mm	8kg	7.8	19	50.54

**Tabla 6.1 Costos de materiales y accesorios (Continuación)**

9	Rodamiento rígido de bolas 6005	4	6.15	19	19.93
10	Rodamiento rígido de bolas 6006	2	7.5	19	12.15
11	Rodamiento de rodillos NU.205.E.TVP2	1	33.23	19	26.92
12	Eslabón P cadenas transm. 060.10 ¾"	2	0.93	35	1.21
13	Eslabón P cadenas transm. 080.10 1"	2	1.83	35	2.38
14	Cadena transm. 080.10 1" (3m)	2	76	35	98.80
15	Cadena transm. 060.10 ¾" (3m)	1	45	35	29.25
16	Piñón sencillo 60B X 14T	1	12.46	35	8.10
17	Piñón sencillo 60B X 18T	2	18.36	35	23.87
18	Piñón sencillo 80B X 11T	2	18.74	35	24.36
19	Piñón sencillo 80B X 14T	2	26.06	35	33.88
20	Rodamiento NKE 32004-X	2	11.20	35	14.56
21	Rodamiento NKE 32006-X	1	12.75	35	8.29
22	Rodamiento NKE 32008-X	1	15.76	35	10.24
23	Rodamiento NKE 32006-X	1	12.75	35	8.29
24	Plancha de acero 1220x2440x3	5	72.28		361.40
25	Plancha de acero 1220x2440x4	1	96.37		96.37
26	Perfil "C" 125x50x3	2	29.90		59.80
27	Chumaceras UCFL 208.24	4	23.82		95.28
28	Chumaceras UCF 205.16	4	6.25		25.00
29	Chumaceras UCF 207.20	2	9.8215		19.64

**Tabla 6.1 Costos de materiales y accesorios (Continuación)**

30	Pernos M8X16mm	20	0.268		5.36
31	Rodamiento 32008-X	1	15.76	35	10.24
32	Rodamiento NJ 208 E TVP3	1	38.19	35	24.82
33	Retenedor 4050S AB4	1	4.20		4.20
34	Retenedor 3040T B45	1	3.48		3.48
35	Acero trans. 5"X75mm	0.16kg	200		31.60
36	Acero trans. 3 ½"X80mm	0.17	98.21		16.50
37	Acero trans. 1 1/8"X270mm	0.55	9.20		5.04
38	Acero trans. 1 ¼"X270mm	1.75	11.16		19.58
39	Acero trans. 1"X270mm	0.93	7.14		6.67
40	Acero 760 5/16"	0.25	4.91		1.25
41	Acero 760 3/16"	0.15	5.95		0.89
42	Acero 760 3/8"	0.20	8.04		1.61
43	Prisionero DIN UNC 5x16	7	0.114		0.80
44	Prisionero DIN UNC 10x16	2	0.202		0.40
45	Llave Allen Eklind 3/32"	1	0.374		0.37
46	Tuerca acero DIN UNC 8	22	0.114		2.51
47	Rodela de presión acero SAE 5/16	22	0.03		0.67
48	Perno acero 8.8 DIN UNC 8x16	22	0.131		2.89
49	Aluminio perfil "L" 1 ¼" X 1 ¼"	2	22.43		44.86
50	Cardan herramienta tractor	1	157.4		157.4
51	Pernos M12 x 25mm	16	0.95		15.20
52	Pernos M14 x 35mm	8	1.40		11.20

**Tabla 6.1 Costos de materiales y accesorios (Continuación)**

53	Pernos M16 x 40mm	8	1.70		13.60
54	Banda de PVC grapada	1	260.00		260.00
55	Banda de transmisión plana	2	20.00		40.00
56	Caja de pernos para banda ¼"x1"	1	40.00		40.00
Subtotal		USD			1872.49
IVA		12%			224.6988
Total		USD			2097.1888

## 6.1.1.1.2 Trabajos / Mano de obra

**Tabla 6.2 Costos de mano de obra**

No.	Descripción	Cantidad	Valor Unitario	Valor Total
1	Trabajo engranes cónicos	2	150.00	300.00
2	Trabajo de engranes rectos	2	25.00	50.00
3	Maquinado de ejes	8	80.00	320.00
4	Construcción poleas de trans.	4	25.00	100.00
5	Maquinado chaveteros eje	2	10.00	20.00
6	Construcción caja engranes cónicos	1	130.00	130.00
7	Construcción caja engranes rectos	1	100.00	100.00
8	Chaveteros catalinas	8	8.00	64.00
9	Construcción de tolva, chasis, eje motriz, discos dispersores y compuerta de alimentación	1	1500.00	1500.00

Subtotal	USD	2584
IVA	12%	310.08
Total	USD	2894.08

**TOTAL COSTOS DIRECTOS (USD) 4991.27**

## 6.1.2 COSTOS INDIRECTOS

### 6.1.2.1 Misceláneos

**Tabla 6.3 Gastos varios**

Descripción	Valor total
Copias bibliográficas	60.00
Útiles de oficina	150.00
Movilización, fletes	200.00
Subtotal	410.00
IVA 12%	49.20
<b>Total 4</b>	<b>459.20</b>

**TOTAL COSTOS INDIRECTOS (USD) 459.20**

## 6.1.3 RESUMEN DE COSTOS

**Tabla 6.5 Resumen de costos**

Descripción	Valor total
Costos directos	4991.27
Costos indirectos	459.20
Imprevistos	200.00
<b>TOTAL GLOBAL</b>	<b>5650.47</b>

## **6.2 ANÁLISIS FINANCIERO**

El presente proyecto de tesis “DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UNA MÁQUINA PARA DISTRIBUIR ABONO ORGÁNICO SÓLIDO SOBRE TERRENOS DE CULTIVO CON CAPACIDAD DE 1,4 TONELADAS DIRIGIDO A LA HACIENDA RIO CHICO UBICADA EN EL CANTÓN PATATE DE LA PROVINCIA DE TUNGURAHUA” ha sido financiado en su totalidad por la Hacienda Rio Chico la cual tiene como dueño el Sr. Álvaro Xavier Naranjo Naranjo.

Dicho proyecto está a cargo en su totalidad por los estudiantes Carlos Fernando Andrade Icaza y Byron Esteban Tamayo Pazos, los cuales han recibido ayuda y apoyo de su Director Ing. Hernán Ojeda y Codirector Ing. Jaime Echeverría.

# CAPITULO 7

## CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

### 7.1 CONCLUSIONES

1. El diseño y construcción de la máquina se logro obtener mediante todo el material consultado, logrando así conectar teoría y práctica a fin de cumplir con el objetivo de obtener una máquina capaz de distribuir abono de una manera uniforme y eficiente.
2. El proceso de distribución de abono mediante discos esparcidores fue el más adecuado, debido a que se obtuvo un espaciamiento uniforme del estiércol sobre los terrenos de cultivo, además la facilidad de operación y mantenimiento con relación a otras máquinas.
3. El promedio de distribución de abono sobre los terrenos de cultivo depende directamente de la apertura de la compuerta de descarga como se puede observar en las pruebas realizadas, en la posición 1, se obtuvo un promedio de 30 sacos por potrero, resultando un aproximado de 1400kg de abono por hectárea.
4. En el proceso de puesta en marcha y pruebas de funcionamiento se llego a determinar que la máquina distribuidora posee un error de 5,89% en la distribución de abono, dependiendo de la apertura de la compuerta de descarga y además por la complejidad que se presenta en medir la masa de estiércol descargada para la comparación de los datos.
5. La velocidad de avance del tractor influye directamente en la eficiencia de la máquina distribuidora de abono, los datos de las pruebas de funcionamiento fueron realizadas a 10 km/h, ya que la velocidad de avance es independiente de la velocidad de giro del toma-fuerza del tractor
6. En el proceso de diseño y construcción del presente proyecto se aplicó, todos los conocimientos tanto teóricos como prácticos obtenidos durante la carrera universitaria, enfocando principalmente el diseño de elementos de

máquinas, procesos de manufactura, dibujo mecánico, mecánica y ciencia de materiales, entre otros.

## **7.2 RECOMENDACIONES**

1. La utilización de una máquina de distribución de abono de este tipo es de mucha ayuda para el desarrollo de la agricultura dentro de nuestro país ya que optimiza el tiempo del proceso de abonado, se utiliza abonos orgánicos, se reduce costos en abonos químicos y se reduce el trabajo manual.
2. Para un mejor funcionamiento de la máquina se recomienda que el abono no tenga humedad muy elevada, ya que esta aumentaría su densidad y así la capacidad de carga de la máquina variaría afectando la cantidad de estiércol que llegaría a los terrenos de cultivo.
3. La apertura de la compuerta de descarga genera un caudal determinado de abonado sobre los terrenos comprobado en las pruebas de funcionamiento y se recomienda ajustar en nivel de apertura de la compuerta dependiendo de la necesidad de abono del terreno.
4. La velocidad de avance del tractor recomendada para que las características de diseño de la maquina distribuidora de abono sólido funcione de manera correcta es de 10km/h con una tolerancia de 2km/h la cual afectaría de manera aceptable.
5. El diseño de la máquina distribuidora de abono fue realizado para un tipo específico de abono (estiércol), lo cual no quiere decir que no pueda ser utilizado con otro tipo de abono sólido de diferente densidad o características, para lo cual se debería realizar pruebas de funcionamiento experimentales que reflejen la velocidad de avance y apertura de la compuerta de descarga para dicho abono.
6. Se recomienda fortalecer la enseñanza universitaria, en temas relacionados de prácticas en taller, para tener un criterio técnico profundo en procesos de planificación y construcción de máquinas.

## BIBLIOGRAFÍA

- ORTIZ, CAÑAVATE, J. Las Máquinas Agrícolas y su aplicación, Editorial – MP, 6ª Edición; 2003.
- ROMERO, ESPAÑA, SUÁREZ. Maquinaria y Producción Agrícola; Ediciones de la Universidad de Castilla, 2002.
- BITTNER, RICHARD, H. Seguridad en la máquina agrícola, Ediciones Moline III / Deere, 1974
- DORGMAN, DONALD, E. Tractors, Editions Moline III / Deere, 1981
- STONE, ARCHIE A. Machines for power farming 3a Ed, Editions New York / Wiley, 1977
- SHIGLEY, J. MISCHKE, Ch. Diseño en ingeniería mecánica. 8va ed. MacGraw Hill. 2008.
- NORTON, R. Diseño de máquinas. Primera ed. Prentice Hall. 1999.

## DIRECCIONES DE INTERNET

- [http://www.seguessl.es/fotos/catalogue/arxius/RA\\_ESPANOL.pdf](http://www.seguessl.es/fotos/catalogue/arxius/RA_ESPANOL.pdf), Abonadoras RA, Español, 15/10/2011
- <http://www.uclm.es/profesorado/porrasysoriano/maquinaria/temas/abonadoras.pdf>, Abonadoras, Español, 10/05/2003
- <http://www.antumapu.cl/webcursos/cmd/12003/Loreto%20Correa/Construccion/materialesyherramienta/materiales/fertilizante/fertilizantes.html>, Tipos de Fertilizantes, Español, 23/06/2008
- <http://www.elhogarnatural.com/abonos%20y%20fertilizantes.htm>, Abonos, Fertilizantes y correctores del suelo, Español, 2011