



ESCUELA SUPERIOR POLITÉCNICA DE CHIMBORAZO

FACULTAD DE MECÁNICA

ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA

“DISEÑO DE UNA MÁQUINA TROQUELADORA DE PALMITO AUTOMÁTICA”

VALERIA TATIANA RECALDE SIMANCAS

TESIS DE GRADO

PREVIA A LA OBTENCIÓN DEL TÍTULO DE:

INGENIERA MECÁNICA

RIOBAMBA – ECUADOR

2010

ESPOCH

Facultad de Mecánica

CERTIFICACIÓN DE APROBACIÓN DE TESIS

CONSEJO DIRECTIVO

Fecha

Yo recomiendo que la tesis presentada por:

VALERIA TATIANA RECALDE SIMANCAS

Nombre del Estudiante

Titulada:

“DISEÑO DE UNA MÁQUINA TROQUELADORA DE PALMITO AUTOMÁTICA”

Sea aceptada como parcial complementación de los requerimientos para el título de:

INGENIERA MECÁNICA

Ing. Eduardo Vásquez
PRESIDENTE DEL TRIBUNAL

Nosotros coincidimos con esta recomendación:

Ing. Geovanny Novillo A.
DIRECTOR DE TESIS

Ing. Ángel Tierra
ASESOR DE TESIS

ESPOCH

Facultad de Mecánica

CERTIFICACIÓN DE EXAMINACIÓN DE TESIS

NOMBRE DEL ESTUDIANTE: **VALERIA TATIANA RECALDE SIMANCAS**

TÍTULO DE LA TESIS: **“DISEÑO DE UNA MÁQUINA TROQUELADORA DE PALMITO AUTOMÁTICA”**

FECHA DE EXAMINACIÓN:

RESULTADO DE LA EXAMINACIÓN:

NOMBRE	APRUEBA	NO APROBADO	FIRMA
Ing. Eduardo Vásquez			
Ing. Geovanny Novillo			
Ing. Ángel Tierra			

Más de un voto de no aprobación es razón suficiente para la falla total del; trabajo.

RECOMENDACIONES: _____

El Presidente del Tribunal quien certifica al Consejo Directivo que las condiciones de la defensa se han cumplido.

f) Presidente del Tribunal

DERECHOS DE AUTORÍA

El trabajo de grado que presento, es original y basado en el proceso de investigación y/o adaptación tecnológica establecido en la Facultad de Mecánica de la Escuela Superior Politécnica de Chimborazo. En tal virtud, los fundamentos teóricos - científicos y los resultados son de exclusiva responsabilidad de la autora. El patrimonio intelectual le pertenece a la Escuela Superior Politécnica de Chimborazo.

f) Valeria Tatiana Recalde Simancas

SUMARIO

Se ha diseñado una Máquina Troqueladora de Palmito Automática con el propósito de incrementar la productividad de las plantas procesadoras de palmito.

Al inicio del diseño se realizó un estudio de los siguientes parámetros: el diámetro máximo y mínimo de cosecha del palmito, su altura promedio, el diámetro a troquelar y la producción requerida.

Con estos datos el mejor diseño de la máquina constaría de cuatro etapas: en la primera se ordena la materia prima en sentido vertical por medio de una tolva, una banda transportadora y un embudo; en la segunda se centra el palmito utilizando un conjunto de sistemas de centrado, el mismo que se constituye de resortes a tracción y compresión, una leva fija, eslabones, platinas y un mecanismo de movimiento intermitente basado en el diseño de la Cruz de Malta; en la tercera se troquela a través de troqueles operados por cilindros neumáticos que se activan por la señal de un sensor de posición, en la cuarta se desplaza el corazón del producto por una banda transportadora hasta la siguiente etapa de producción.

La capacidad de producción se espera será de 72 palmitos/min. Se mejorará la calidad del producto obteniendo un diámetro constante de 3 cm del corazón del palmito. Todas las piezas de la máquina que están en contacto con el palmito están diseñadas en acero inoxidable austenítico AISI 304.

Se recomienda alimentar a la máquina cada 35 minutos con 8,5 qq de palmito de 4 a 6 cm de diámetro y altura máxima de 10 cm.

SUMMARY

An Automated Palmetto Stamping -in-a-die Machine has been designed to increase the productivity of the palmetto processing plants. At the design beginning a study of the following parameters was carried out: maximum and minimum diameter of palmetto harvest, its average height, stamping-in-a-die diameter and the required production. With these data it was determined that the machine requires four steps: in the first one the raw material is sorted out in a vertical sense through a hopper, a band and a funnel; in the second one the palmetto is centered using an assembly of centering systems which consist of drive and compression springs, a fixed cam, links, plates and an intermittent movement mechanism based on the Maltese cross design; in the third one stamping-in-a die is carried out through dies operated by pneumatic cylinders which are activated by the signal of a positioning sensor; in the fourth one the product core is displaced by a transporting band up to the following production step. The production capacity is expected to be 72 palmettos/ min. The product quality will be improved with a constant diameter of 3cm palmetto core. All the machine parts which are in contact with the palmetto are designed in austenitic stainless steel AISI 304. It is recommended to feed the machine every 35 minutes with 8.5 hundredweights palmetto of 4 to 6 cm diameter and maximum height of 10cm.

AGRADECIMIENTO

Le agradezco a DIOS por brindarme la suerte de tener a mi lado a mis Padres.

A mis Padres, Carlos y Sonia les agradezco infinitamente por darme la oportunidad de superarme, porque a pesar de la distancia siempre estuvieron a mi lado, por todo su apoyo, comprensión y amor.

A mis hermanos Carlos y Luis por su cariño apoyo y confianza.

A todos mis amigos que me brindaron su afecto.

A mi compañero de estos últimos cinco años, Juanito, gracias por el amor y confianza.

Expresar el sentimiento de gratitud y reconocimiento a la Escuela Superior Politécnica de Chimborazo ESPOCH, a la Facultad de Mecánica, Escuela de Ingeniería Mecánica, a todos sus Docentes y en especial a mis profesores Ing. Geovanny Novillo DIRECTOR DE TESIS, al Ing. Ángel Tierra ASESOR, Ing. Iván Cantos, maestros que con dedicación me brindaron sus conocimientos.

Valeria Tatiana Recalde Simancas

DEDICATORIA

Culminar este trabajo es de gran trascendencia en mi camino de superación, he culminado una etapa más de mi vida, sintiéndome realizada como mujer y profesional.

Todo el esfuerzo y empeño que he depositado en este trabajo se lo dedico a mis Padres, quienes se han sacrificado para que yo pueda alcanzar mis sueños, ahora este es mi sacrificio por ustedes.

A mi hermano Carlos porque siempre ha sido un ejemplo a seguir.

Valeria Tatiana Recalde Simancas

TABLA DE CONTENIDOS

<u>CAPÍTULO</u>		<u>PÁGINA</u>
1	GENERALIDADES	
1.1	ANTECEDENTES	23
1.2	JUSTIFICACIÓN	24
1.3	OBJETIVOS	25
1.3.1	OBJETIVO GENERAL	25
1.3.2	OBJETIVOS ESPECÍFICOS	25
2	MARCO TEÓRICO	
2.1	GENERALIDADES DEL PALMITO	26
2.2	PRODUCCIÓN DEL PALMITO EN EL ECUADOR	27
2.3	FORMA DE COMERCIALIZACIÓN DEL PALMITO PARA EXPORTACIÓN	28
2.3.1	PALMITO EN SALMUERA	28
2.4	FUTURO DEL PALMITO EN EL ECUADOR	29
2.4.1	EVOLUCIÓN DE LAS EXPORTACIONES	29
2.4.2	PAÍSES IMPORTADORES	30
2.4.3	PRINCIPALES EXPORTADORES	31
2.4.4	TENDENCIAS	31
3	ENSAYOS DEL PALMITO	
3.1	FUERZA DE COMPRESIÓN TRANSVERSAL DEL PALMITO	32
3.1.1	PLAN DE PRUEBA	32
3.2	FUERZA DE CORTE LONGITUDINAL DEL PALMITO	35
3.2.1	PLAN DE PRUEBA	35
4	DISEÑO Y SELECCIÓN DE LOS COMPONENTES DE LA MÁQUINA	
4.1	GENERALIDADES	38

4.2	PARÁMETROS FUNCIONALES.....	38
4.2.1	PRODUCCIÓN REQUERIDA.....	38
4.2.2	DIMENSIONES DEL PALMITO.....	38
4.2.3	DENSIDAD DEL PALMITO.....	39
4.2.4	COEFICIENTE DE LLENADO DEL PALMITO.....	39
4.3	DISEÑO DE LA TOLVA.....	40
4.3.1	DIMENSIONAMIENTO.....	41
4.3.2	SELECCIÓN DEL MATERIAL.....	42
4.3.3	ANÁLISIS DE RESISTENCIA.....	43
4.3.4	TIEMPO DE ALIMENTACIÓN.....	46
4.3.5	DISEÑO DE LA ESTRUCTURA DE SOPORTE.....	47
4.4	DISEÑO DEL MECANISMO DE CENTRADO DEL PALMITO.....	53
4.4.1	SELECCIÓN DEL RESORTE A COMPRESIÓN.....	53
4.4.1.1	DATOS DEL RESORTE.....	53
4.4.1.2	PARÁMETROS DE DISEÑO.....	54
4.4.1.3	DISEÑO DINÁMICO.....	55
4.4.1.4	CARGAS PRODUCIDAS POR LOS RESORTES SOBRE EL PALMITO.....	56
4.4.2	DISEÑO DE LAS PLATINAS DE CENTRADO.....	57
4.4.2.1	DIMENSIONAMIENTO DE LA PLATINA EXTERIOR.....	58
4.4.2.2	DIMENSIONAMIENTO DE LA PLATINA INTERIOR.....	58
4.4.2.3	CÁLCULO DEL ESPESOR DE LAS PLATINAS.....	59
4.4.3	SELECCIÓN DEL RESORTE A TRACCIÓN.....	62
4.4.3.1	PARÁMETROS DE DISEÑO.....	62
4.4.3.2	PRECARGA.....	73
4.4.3.3	DISEÑO DINÁMICO.....	75
4.4.3.4	DISEÑO DE LOS GANCHOS DEL RESORTE.....	75
4.4.3.5	DISEÑO DE LOS EJES QUE SOPORTAN AL RESORTE A TRACCIÓN.....	76
4.4.4	CÁLCULO DEL DIÁMETRO EXTERIOR DE LA BASE Y TAPA DE CENTRADO.....	81
4.4.5	DISEÑO DEL EJE SOBRE EL CUAL GIRA EL ESLABÓN DE CENTRADO.....	94
4.4.6	DISEÑO DEL TOPE DEL ESLABÓN DE CENTRADO.....	98

4.4.7	DIMENSIONAMIENTO DE LA LEVA	101
4.4.8	NÚMERO DE SISTEMAS DE CENTRADO	106
4.4.9	DISEÑO DEL ESLABÓN DE CENTRADO	111
4.4.9.1	DIMENSIONAMIENTO	111
4.4.9.2	CÁLCULO DEL ESPESOR	111
4.4.10	DISEÑO DEL PASADOR DEL SEGUIDOR DE LA LEVA	118
4.4.11	SISTEMA NEUMÁTICO	121
4.4.11.1	SELECCIÓN DEL CILINDRO NEUMÁTICO.....	121
4.4.11.2	DISEÑO DEL CIRCUITO NEUMÁTICO.....	124
4.4.11.3	SELECCIÓN DE LOS ELEMENTOS NEUMÁTICO	126
4.4.12	TIEMPO DE UBICACIÓN DEL PALMITO EN EL SISTEMA DE CENTRADO	128
4.4.13	DISEÑO DE LA TAPA POSICIONADORA	131
4.4.13.1	DIMENSIONAMIENTO	131
4.4.13.2	CÁLCULO DEL ESPESOR	133
4.4.14	DISEÑO DEL SOPORTE DE LAS PLATINAS FIJAS	134
4.5	SISTEMA GIRATORIO INTERMITENTE	137
4.5.1	REQUERIMIENTO FUNCIONAL Y PARÁMETROS DE DISEÑO.....	137
4.5.2	SELECCIÓN DE LA FUENTE MOTRIZ.....	138
4.5.3	DISEÑO Y SELECCIÓN DE LOS ELEMENTOS.....	140
4.5.3.1	DISEÑO DEL PASADOR DEL SEGUIDOR DE LA CRUZ DE MALTA.....	140
4.5.3.2	SELECCIÓN DE PERNOS.....	142
4.5.3.3	DISEÑO DE EJE PRINCIPAL	148
4.5.3.4	SELECCIÓN DE LOS RODAMIENTOS	156
4.6	SISTEMA DE TRANSPORTE.....	158
4.6.1	MATERIA PRIMA	159
4.6.1.1	SELECCIÓN DE LA BANDA TRANSPORTADORA	159
4.6.1.2	FUENTE MOTRIZ.....	162
4.6.1.3	DISEÑO DE LA TRANSMISIÓN.....	164
4.6.1.4	DISEÑO DEL PASADOR DEL SEGUIDOR DE LA CRUZ DE MALTA – MATERIA PRIMA	168

4.6.1.5	DISEÑO DEL EJE DE TRANSMISIÓN	170
4.6.1.6	DISEÑO DE LA CHAVETA DEL EJE DE TRANSMISIÓN	173
4.6.1.7	SELECCIÓN DE CHUMACERAS	175
4.6.1.8	DISEÑO DEL EJE MOTRIZ DE LA BANDA	176
4.6.1.9	SELECCIÓN DE CHUMACERAS	179
4.6.1.10	DISEÑO DE LA ESTRUCTURA DE SOPORTE.....	180
4.6.2	PRODUCTO TERMINADO.....	184
4.6.2.1	SELECCIÓN DE LA BANDA TRANSPORTADORA	184
4.6.2.2	FUENTE MOTRIZ	186
4.6.2.3	SELECCIÓN DEL ACOPLÉ FLEXIBLE	186
4.6.2.4	DISEÑO DEL EJE MOTRIZ.....	187
4.6.2.5	SELECCIÓN DE CHUMACERAS	189
4.6.2.6	DISEÑO DE LA ESTRUCTURA DE SOPORTE.....	190
4.7	MANDO ELÉCTRICO DE LOS MOTORREDUCTORES	194
4.7.1	CIRCUITO DE POTENCIA	194
4.7.2	CIRCUITO DE CONTROL.....	194
5	DISEÑO CAE	
5.1	PLATINA DE CENTRADO EXTERIOR	195
5.2	EJES QUE SOPORTAN EL RESORTE A TRACCIÓN.....	196
5.3	EJE SOBRE EL CUAL GIRA EL ESLABÓN DE CENTRADO	199
5.4	TOPE DEL ESLABÓN DE CENTRADO	200
5.5	ESLABÓN DE CENTRADO.....	201
5.6	PASADOR DEL SEGUIDOR DE LA LEVA.....	205
5.7	TAPA POSICIONADORA	206
5.8	SOPORTE DE LAS PLATINAS FIJAS	208
5.9	EJE PRINCIPAL.....	209
5.10	DISEÑO DEL EJE DE TRANSMISIÓN	211
5.11	CHAVETA.....	212
5.12	EJE MOTRIZ DE LA BANDA DE LA MATERIA PRIMA	213

5.13	EJE MOTRIZ DE LA BANDA DEL PRODUCTO TERMINADO.....	215
6	PLANIFICACIÓN DE CONSTRUCCIÓN Y COSTOS DE LA MÁQUINA	
6.1	OPERACIONES TECNOLÓGICAS POR CADA COMPONENTE.....	217
6.2	CURSOGRAMAS DE CONSTRUCCIÓN Y MONTAJE.....	221
6.3	COSTOS.....	223
6.3.1	COSTOS DIRECTOS	223
6.3.1.1	MATERIALES.....	223
6.3.1.2	MANO DE OBRA.....	225
6.3.1.3	EQUIPOS Y HERRAMIENTAS.....	226
6.3.1.4	TRANSPORTE.....	226
6.3.2	COSTOS INDIRECTOS	226
6.3.2.1	COSTOS INGENIERILES.....	227
6.3.2.2	DOCUMENTACIÓN.....	227
6.4	COSTO TOTAL.....	227
7	CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES	
7.1	CONCLUSIONES.....	228
7.2	RECOMENDACIONES	229

REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS

BIBLIOGRAFÍA

LINKOGRAFÍA

ANEXOS

PLANOS

LISTA DE FIGURAS

<u>FIGURA</u>		<u>PÁGINA</u>
2.1.	Palmito de exportación.....	26
2.2.	Principales provincias productoras de palmito.....	27
3.1.	Materiales y equipos utilizados en el ensayo de compresión transversal del palmito.....	33
3.2.	Ensayo de compresión transversal del palmito.....	34
3.3.	Materiales y equipos utilizados en el ensayo de corte longitudinal del palmito.....	36
3.4.	Ensayo de corte longitudinal del palmito.....	37
4.1.	Parámetros del palmito.....	38
4.2.	Ensayo del coeficiente de llenado.....	39
4.3.	Distintas geometrías de tolvas.....	40
4.4.	Valores del ángulo θ	41
4.5.	Dimensiones y geometría de la tolva.....	41
4.6.	Esfuerzos actuantes en la tolva.....	43
4.7.	Coefficientes para esfuerzos actuantes en una tolva.	45
4.8.	Dimensiones de la estructura de la tolva (mm).....	48
4.9.	Razones de esfuerzo de la estructura de la tolva para COMB1.....	50
4.10.	Deformación de la estructura de la tolva para carga VIVA.....	50
4.11.	Deformación de la estructura de la tolva para COMB1.....	51
4.12.	Esfuerzos según Von Mises.....	52
4.13.	Esfuerzo máximo en la sección A.....	52
4.14.	Anclaje de expansión Kwin Bolt 3.....	52
4.15.	Resorte a compresión.....	54
4.16.	Platinas de centrado. a) Vista superior; b) Isometría.....	57
4.17.	Diagrama de cuerpo libre de la platina.....	59
4.18.	Diagrama de cortante de la platina exterior.....	59
4.19.	Diagrama de momento flector de la platina exterior.	60
4.20.	Fluctuación a flexión de la platina exterior.	61
4.21.	Inicio del centrado del palmito.....	63

4.22.	Fin del centrado del palmito.....	64
4.23.	Inicio y fin del centrado del palmito.....	65
4.24.	Triángulo representativo del desplazamiento angular (a_1) del eslabón.....	67
4.25.	Deformación del resorte a tracción.....	70
4.26.	Resorte a tracción.....	72
4.27.	Diagrama de cuerpo libre del eslabón de centrado en el momento que actúan los resortes a tracción y compresión.....	72
4.28.	Dimensiones de un resorte helicoidal de extensión.....	74
4.29.	Diagrama de cuerpo libre del eje izquierdo al soportar la máxima deformación del resorte a tracción.....	77
4.30.	Diagrama de cuerpo libre del eje izquierdo al soportar la mínima deformación del resorte a tracción.	77
4.31.	Diagrama de momento flector del eje izquierdo al soportar la máxima deformación del resorte a tracción (momento máximo)	78
4.32.	Diagrama de momento flector del eje izquierdo al soportar la mínima deformación del resorte a tracción (momento mínimo)	78
4.33.	Fluctuación a flexión del eje izquierdo que soporta el resorte a tracción.....	78
4.34.	Diagrama de cuerpo libre del eje derecho al soportar la máxima deformación del resorte a tracción... ..	79
4.35.	Diagrama de cuerpo libre del eje derecho al soportar la mínima deformación del resorte a tracción... ..	79
4.36.	Diagrama de momento flector del eje derecho al soportar la máxima deformación del resorte a tracción (momento máximo)	80
4.37.	Diagrama de momento flector del eje derecho al soportar la mínima deformación del resorte a tracción (momento mínimo)	80
4.38.	Fluctuación a flexión del eje derecho que soporta el resorte a tracción.....	80
4.39.	Parámetros para el cálculo del diámetro exterior.....	82
4.40.	Primera opción del diámetro exterior de la base y tapa de centrado (n_{18}).....	85
4.41.	Segunda opción del diámetro exterior de la base y tapa de centrado (k_2).....	87
4.42.	Tercera opción del diámetro exterior de la base y tapa de centrado (k_8).....	88
4.43.	Cuarta opción del diámetro exterior de la base y tapa de centrado (k_{11}).....	90
4.44.	Quinta opción del diámetro exterior de la base y tapa de centrado (k_{13}).....	91
4.45.	Sexta opción del diámetro exterior de la base y tapa de centrado (k_{15}).....	92
4.46.	Diagrama de cuerpo libre del eslabón al inicio del centrado del palmito.....	94
4.47.	Diagrama de cuerpo libre del eslabón al final del centrado del palmito.....	95

4.48.	Fuerzas actuantes sobre el eje sobre el cual gira el eslabón de centrado.....	96
4.49.	Diagrama de momento flector del eje sobre el cual gira el eslabón de centrado producido por R_{a2} (momento máximo)	97
4.50.	Diagrama de momento flector del eje sobre el cual gira el eslabón de centrado producido por R_{a1} (momento mínimo)	97
4.51.	Fluctuación a flexión del eje sobre el cual gira el eslabón de centrado.....	97
4.52.	Tope del eslabón de centrado.....	99
4.53.	Diagrama de cuerpo libre del tope del eslabón de centrado.....	99
4.54.	Diagrama de momento flector del tope del eslabón de centrado.....	100
4.55.	Fluctuación a flexión del tope del eslabón de centrado.....	100
4.56.	Diámetro mayor de la leva (t_4)	101
4.57.	Diámetro menor de la leva (t_8)	103
4.58.	Dimensiones de la leva y sus zonas.....	105
4.59.	Parámetros para el cálculo del número de sistemas de centrado (primera opción).....	107
4.60.	Parámetros para el cálculo del número de sistemas de centrado (segunda opción).....	108
4.61.	Parámetros para el cálculo del número de sistemas de centrado (tercera opción).....	110
4.62.	Dimensionamiento del eslabón de centrado.....	111
4.63.	Fuerzas que actúan sobre el eslabón al inicio del centrado.....	112
4.64.	Diagrama de cuerpo libre del eslabón al inicio del centrado.....	112
4.65.	Diagrama de momento flector del eslabón al inicio del centrado.....	113
4.66.	Fuerzas que actúan sobre el eslabón al final del centrado.....	113
4.67.	Diagrama de cuerpo libre del eslabón al final del centrado.....	114
4.68.	Diagrama de momento flector del eslabón al final del centrado.....	114
4.69.	Fluctuación a flexión del eslabón de centrado en el primer punto crítico.....	114
4.70.	Fluctuación a flexión del eslabón de centrado en el segundo punto crítico.....	115
4.71.	Fluctuación a carga axial del eslabón de centrado en el segundo punto crítico.....	116
4.72.	Fluctuación a flexión del eslabón de centrado en el tercer punto crítico.....	117
4.73.	Fluctuación a carga axial del eslabón de centrado en el tercer punto crítico.....	117
4.74.	Fuerzas actuantes en el pasador.....	118
4.75.	Diagrama de cuerpo del pasador. a) Carga puntual. b) Carga distribuida.....	119
4.76.	Diagrama de momento flector del pasador.....	119

4.77.	Fluctuación a flexión del pasador.....	119
4.78.	Fluctuación por corte del pasador.....	120
4.79.	Código del cilindro neumático.....	122
4.80.	Tiempo de posicionamiento del cilindro neumático DNC-32-125-PPV.....	124
4.81.	Circuito neumático para la activación de los troqueles.....	124
4.82.	Circuito de control del sistema neumático.....	125
4.83.	Ángulo de espera para el ingreso del palmito al sistema de centrado (\hat{d}_6).....	129
4.84.	Parámetros para dimensionar la tapa.....	131
4.85.	Dimensionamiento de la tapa.....	133
4.86.	Fluctuación a flexión de la tapa.....	134
4.87.	Fuerzas actuantes en el soporte de las platinas fijas.	134
4.88.	Diagrama de cuerpo libre del soporte de las platinas fijas.	135
4.89.	Diagrama del momento flector del soporte de las platinas fijas.	135
4.90.	Fluctuación a flexión del soporte de las platinas fijas.....	136
4.91.	Mecanismo de Cruz de Malta (sistema de centrado).....	137
4.92.	Conjunto de sistemas de centrado.....	139
4.93.	Fuerzas actuantes en el pasador del seguidor de la Cruz de Malta.....	140
4.94.	Diagrama de cuerpo libre del seguidor de la Cruz de Malta-sistema de centrado. a) Carga puntual. b) Carga distribuida.....	141
4.95.	Diagrama de momento flector del seguidor de la Cruz de Malta-sistema de centrado.....	141
4.96.	Fluctuación a flexión del eje que incita el giro de la Cruz de Malta-sistema de centrado.....	141
4.97.	Fluctuación por corte del eje que incita el giro de la Cruz de Malta-sistema de centrado.....	142
4.98.	Fuerzas actuantes en los pernos que fijan la Cruz de Malta a la base de centrado.....	143
4.99.	Fluctuación por corte de los pernos que fijan la Cruz de Malta a la base de centrado.....	144
4.100.	Fuerzas actuantes en los pernos que fijan la tapa posicionadora con los sistemas de centrado.....	145
4.101.	Parámetros de la junta roscada de los pernos que fijan la tapa posicionadora con los sistemas de centrado.....	147
4.102.	Ensamble del eje principal.....	149
4.103.	Dimensiones del eje principal.....	149
4.104.	Diagrama de cuerpo libre del eje principal (primera fase)	150
4.105.	Diagrama de cortante del eje principal (primera fase)	151

4.106.	Diagrama de momento flector del eje principal (primera fase)	151
4.107.	Diagrama de cuerpo libre del eje principal (segunda fase)	151
4.108.	Diagrama de cortante del eje principal (segunda fase)	152
4.109.	Diagrama de momento flector del eje principal (segunda fase)	152
4.110.	Fluctuación a flexión del eje principal (punto A)	153
4.111.	Fluctuación a carga axial del eje principal (punto A)	153
4.112.	Fluctuación a flexión del eje principal (punto B)	154
4.113.	Razones de esfuerzo del eje principal para COMB1.....	155
4.114.	Deformación del eje principal para COMB1.....	155
4.115.	Mecanismo de Cruz de Malta (transporte de materia prima)	163
4.116.	Ángulos y tensiones en bandas.....	166
4.117.	Diagrama de cuerpo libre del seguidor de la Cruz de Malta-materia prima. a) Carga puntual. b) Carga distribuida.....	168
4.118.	Diagrama del momento flector del seguidor de la Cruz de Malta-materia prima.....	169
4.119.	Fluctuación a flexión del seguidor de la Cruz de Malta-materia prima.....	169
4.120.	Fluctuación por corte del seguidor de la Cruz de Malta-materia prima.	169
4.121.	Disco de la Cruz de Malta del mecanismo de movimiento intermitente.....	170
4.122.	Diagrama de cuerpo libre del eje de transmisión, plano XY.....	171
4.123.	Diagrama de momento flector del eje de transmisión, plano XY.....	171
4.124.	Diagrama de cuerpo libre del eje de transmisión, plano XZ.....	171
4.125.	Diagrama de momento flector del eje de transmisión, plano XZ.....	172
4.126.	Fluctuación a flexión del eje de transmisión, plano XY.....	172
4.127.	Fluctuación a torsión del eje de transmisión.....	173
4.128.	Dimensionamiento de la chaveta y la fuerza actuante.	174
4.129.	Diagrama de cuerpo libre del eje motriz de la banda transportadora de materia prima, plano XY	176
4.130.	Diagrama de momento flector del eje motriz de la banda transportadora de materia prima, plano XY.....	177
4.131.	Diagrama de cuerpo libre del eje motriz de la banda transportadora de materia prima, plano XZ.	177
4.132.	Diagrama de momento flector del eje motriz de la banda transportadora de materia prima, plano XY.....	177
4.133.	Fluctuación a flexión del eje motriz de la banda transportadora de materia prima.....	178
4.134.	Fluctuación a torsión del eje motriz de la banda transportadora de materia prima.....	178

4.135.	Dimensiones de la estructura soporte del sistema de transporte de materia prima.....	180
4.136.	Razones de esfuerzo en la estructura de soporte del sistema de transporte de materia prima para COMB1.....	181
4.137.	Deformación en la estructura de soporte del sistema de transporte de materia prima para carga VIVA.....	182
4.138.	Deformación en la estructura de soporte del sistema de transporte de materia prima para COMB1.....	183
4.139.	Diagrama de cuerpo libre del eje motriz de la banda transportadora del producto terminado, plano XY.....	187
4.140.	Diagrama de momento flector del eje motriz de la banda transportadora del producto terminado, plano XY.....	188
4.141.	Diagrama de cuerpo libre del eje motriz de la banda transportadora del producto terminado, plano XZ.....	188
4.142.	Diagrama de momento flector del eje motriz de la banda transportadora del producto terminado, plano XZ.....	188
4.143.	Fluctuación a flexión del eje motriz de la banda transportadora del producto terminado.....	189
4.144.	Dimensiones de la estructura de soporte del sistema de transporte del producto terminado.....	191
4.145.	Razones de esfuerzo en la estructura de soporte del sistema de transporte del producto terminado para COMB1.....	192
4.146.	Deformación en la estructura de soporte del sistema de transporte del producto terminado para carga VIVA.....	192
4.147.	Deformación en la estructura de soporte del sistema de transporte del producto terminado para COMB1.....	193
4.148.	Circuito de potencia para los motorreductores.....	194
4.149.	Circuito de control para los motorreductores.....	194
5.1	Cargas aplicadas en la platina de centrado exterior.....	195
5.2	Diseño CAE de la platina de centrado exterior. a) Esfuerzos según Von Mises; b) Deformación; c) Coeficiente de seguridad.	196
5.3.	Cargas aplicadas en el eje izquierdo que soporta al resorte a tracción.	197
5.4.	Diseño CAE el eje izquierdo que soporta al resorte a tracción. a) Esfuerzos según Von Mises; b) Deformación; c) Coeficiente de seguridad.	197
5.5.	Cargas aplicadas en el eje derecho que soporta al resorte a tracción.	198
5.6.	Diseño CAE el eje derecho que soporta al resorte a tracción. a) Esfuerzos según Von Mises; b) Deformación; c) Coeficiente de seguridad.	198
5.7.	Cargas aplicadas en el eje sobre el cual gira el eslabón de centrado.	199
5.8.	Diseño CAE del eje sobre el cual gira el eslabón de centrado. a) Esfuerzos según Von Mises; b) Deformación; c) Coeficiente de seguridad.	200

5.9.	Cargas aplicadas en el tope del eslabón de centrado.	200
5.10.	Diseño CAE del tope del eslabón de centrado. a) Esfuerzos según Von Mises; b) Deformación; c) Coeficiente de seguridad.....	201
5.11.	Cargas aplicadas en el eslabón al inicio del centrado.	202
5.12.	Diseño CAE del eslabón al inicio del centrado. a) Esfuerzos según Von Mises; b) Deformación; c) Coeficiente de seguridad.	203
5.13.	Cargas aplicadas en el eslabón al final del centrado.	203
5.14.	Diseño CAE del eslabón al final del centrado. a) Esfuerzos según Von Mises; b) Deformación; c) Coeficiente de seguridad.	204
5.15.	Cargas aplicadas en el pasador del eslabón de centrado y el rodillo seguidor.	205
5.16.	Diseño CAE del pasador del eslabón de centrado y el rodillo seguidor. a) Esfuerzos según Von Mises; b) Deformación; c) Coeficiente de seguridad.	206
5.17.	Cargas aplicadas en la tapa posicionadora.	206
5.18.	Diseño CAE de la tapa posicionadora. a) Esfuerzos según Von Mises; b) Deformación; c) Coeficiente de seguridad.	207
5.19.	Cargas aplicadas en el soporte de las platinas fijas.	208
5.20.	Diseño CAE del soporte de las platinas fijas. a) Esfuerzos según Von Mises; b) Deformación; c) Coeficiente de seguridad.	208
5.21.	Cargas aplicadas en el eje principal en la primera fase.....	209
5.22.	Cargas aplicadas en el eje principal en la segunda fase.	210
5.23.	Diseño CAE del eje principal. a) Esfuerzos según Von Mises; b) Deformación; c) Coeficiente de seguridad.	210
5.24.	Cargas aplicadas en el eje de transmisión.....	211
5.25.	Diseño CAE del eje de transmisión. a) Esfuerzos según Von Mises; b) Deformación; c) Coeficiente de seguridad.	212
5.26.	Cargas aplicadas en la chaveta.	212
5.27.	Diseño CAE de la chaveta. a) Esfuerzos según Von Mises; b) Deformación; c) Coeficiente de seguridad.	213
5.28.	Cargas aplicadas en el eje motriz de la banda de materia prima.	213
5.29.	Diseño CAE del eje motriz de la banda de materia prima. a) Esfuerzos según Von Mises; b) Deformación; c) Coeficiente de seguridad.	214
5.30.	Cargas aplicadas en el eje motriz de la banda de producto terminado.	215
5.31.	Diseño CAE del eje motriz de la banda de producto terminado. a) Esfuerzos según Von Mises; b) Deformación; c) Coeficiente de seguridad.	216
6.1.	Cursograma de construcción y montaje.....	222

LISTA DE TABLAS

<u>TABLA</u>	<u>PÁGINA</u>
2.1. Partida arancelaria del palmito.....	28
2.2. Exportaciones ecuatorianas de palmito.....	30
2.3. Principales países importadores de conservas de palmito.....	30
2.4. Principales países exportadores de conservas de palmito.....	31
3.1. Resultado del ensayo a compresión transversal del palmito.....	34
3.2. Resultados del ensayo de corte longitudinal del palmito.....	37
4.1. Densidad del palmito.....	39
4.2. Aplicaciones de los aceros inoxidable.....	42
2.1. Distribución de la presión sobre la tolva	42
4.4. Descripción del anclaje de expansión.....	53
4.5. Datos del cilindro neumático.....	122
4.6. Elementos neumáticos.....	126
6.1. Operaciones tecnológicas.....	217
6.2. Costo de materiales.....	223
6.3. Costos de mano de obra.....	225
6.4. Costos de herramientas.....	226
6.5. Costos de transporte y otros.....	226
6.6. Costos directos.....	226
6.7. Costos ingenieriles.....	227
6.8. Costos por documentación.....	227
6.9. Costos indirectos.....	227



LISTA DE ANEXOS

Anexo A. Especificaciones generales de planchas de acero inoxidable de DIPAC

Anexo B. Empuje sobre paredes de depositos

Anexo C. Resistencia de pernos de acero para varios tamaños en pulgadas

Anexo D. Propiedades mecánicas de algunos aceros distribuidos por DIPAC

Anexo E. Motoreductor Siemens – Flender

Anexo F. Lubricación para un motorreductor Siemens – Flender

Anexo G. Banda Intralox

Anexo H. Motorreductores Baldor

Anexo I. Acoples flexibles.

CAPÍTULO I

1 GENERALIDADES

1.1 ANTECEDENTES

El palmito ecuatoriano es un producto muy apreciado en el mercado mundial por su excelente calidad, lo que ha permitido que el Ecuador sea el principal exportador de palmito del mundo.

Las favorables condiciones geográficas y ambientales de Ecuador en las zonas tropicales de cultivo, como la luminosidad, humedad y temperatura estables, un nivel de precipitación regulado durante todo el año y óptimas condiciones de riego y suelo, dan como resultado un producto uniforme con importantes cualidades de sabor y consistencia.

Las ventas externas de este producto representan el 2,2% del total de exportaciones no tradicionales del país. Europa, principalmente Francia, y América Latina son los principales mercados de destino; sin embargo, existen otros poco tradicionales como Marruecos y Nueva Zelanda que también demandan el alimento.

Las empresas exportadoras de palmito de la provincia de Santo Domingo de los Tsáchilas están interesadas en invertir en mejoras del proceso de producción del palmito.

1.2 JUSTIFICACIÓN

En la Provincia de Santo Domingo de los Tsáchilas la exportación de palmito se ha convertido en un negocio lucrativo para varias empresas, debido al creciente mercado internacional con que cuenta el producto.

Las empresas exportadoras de palmito tienen gran interés en la máquina troqueladora de palmito para poder mejorar la producción, pues actualmente se extrae el corazón del palmito en forma manual.

Las investigaciones realizadas con respecto a la existencia de una máquina para troquelar el palmito demuestran que esta máquina aún no ha sido diseñada, pero en el caso de existir en otro país, no es conveniente importarla, debido a que existe una gran variedad de especies de palmito, variando su diámetro en función del hábitat en el que se desarrolla, motivo por el cual no es fiable que una máquina importada vaya a funcionar con el producto local, por eso es necesario que la máquina se diseñe en función del palmito que se va a procesar.

El hecho de que las empresas exportadoras de palmito inviertan en implementar maquinaria, no solo les permite crecer como empresa, sino que también colaboran en aumentar la producción agrícola, incrementando así plazas de trabajo. Todo esto conlleva a un crecimiento industrial de la provincia.

1.3 OBJETIVOS

1.3.1 OBJETIVO GENERAL

Diseñar una máquina troqueladora de palmito automática.

1.3.2 OBJETIVOS ESPECÍFICOS

1. Describir las generalidades del palmito.
2. Determinar los requerimientos funcionales de la troqueladora.
3. Diseñar un mecanismo que centre el palmito de un mayor diámetro hasta uno menor.
4. Diseñar un mecanismo para giro intermitente del sistema de centrado.
5. Determinar el número de troqueles
6. Diseñar un circuito neumático para activar los troqueles.
7. Seleccionar los elementos complementarios.

CAPÍTULO II

2 MARCO TEÓRICO.

2.1 GENERALIDADES DEL PALMITO

El palmito constituye la parte central o el corazón de la palmera. Los corazones de palmito son suaves, de color marfil y textura firme. Es un producto considerado de tipo "gourmet", muy exótico altamente apetecido por los consumidores mundiales ya que es un vegetal de fácil digestión y bajo contenido graso, contiene un alto nivel de fibras digestibles, vitamina C, hierro y algunos aminoácidos esenciales. Es recomendado para tratamientos dietéticos y comidas naturales en hospitales, debido a su alto contenido de fósforo y calcio. Se lo considera un producto orgánico ya que requiere de una aplicación mínima de fertilizantes químicos [1]



Figura 2.1. Palmito de exportación

El palmito que se encuentra en el Ecuador, corresponde a una variedad domesticada perteneciente al género *Bactris*, es una palma erecta que en su estado adulto puede alcanzar hasta 20 m de altura. Su tallo es cilíndrico, con un diámetro de 5 a 25 cm. En algunos casos puede haber un pequeño grado de conicidad, de modo que la base es ligeramente más gruesa o más delgada que la porción central del tallo.

El tallo está dividido en segmentos o internudos de anchura variable, cubiertos de espinas negras y fuertes. Los segmentos espinosos están separados por anillos sin espinas que marcan el lugar de inserción de las hojas ya caídas.

El palmito está listo para cosechar en año y medio o dos después de sembrada la planta [2]

2.2 PRODUCCIÓN DEL PALMITO EN EL ECUADOR [3]

El palmito se lo exporta a manera de conserva, siendo las principales presentaciones en forma de taco, rodajas o trozos varios; el Ecuador es el principal país exportador de este producto a nivel mundial.



Figura 2.2. Principales provincias productoras de palmito.

A continuación se indican algunas zonas donde se produce palmito:

Esmeraldas: Quinindé, La Concordia, San Lorenzo, Cayapas.

Pichincha: Pedro Vicente Maldonado, Santo Domingo, Puerto Quito.

Manabí: Nueva Delicia.

Morona Santiago: Yaupi

Pastaza: Sarayacu, Teniente Hugo Ortiz

Napo: Loreto, Coca, Nueva Rocafuerte.

Sucumbíos: Nueva Loja, Shushufindi.

Estas zonas cuentan con un clima cálido – húmedo, tropical que favorece al crecimiento de la palma; es por esto que los cultivos comparten, en algunos casos, fincas productoras de palma africana, banano, caucho, macadamia, entre otros.

2.3 FORMA DE COMERCIALIZACIÓN DEL PALMITO PARA EXPORTACIÓN

El palmito es el quinto producto no tradicional de exportación que posee el Ecuador en la actualidad. Su partida arancelaria está dada por:

Tabla 2.1. Partida arancelaria del palmito [2]

Partida	Descripción
2008	Frutas u otros frutos y demás partes comestibles de plantas, preparados o conservados de otro modo, incluso con adición de azúcar u otro edulcorante o alcohol, no expresados ni comprendidos en otra parte.
Subpartidas	
20089100	Palmitos

2.3.1 PALMITO EN SALMUERA

Recibo en planta: los palmitos se reciben en planta, al descargarlos de los camiones; a la vez que se van contando y seleccionando.

Escaldado: seguidamente se colocan dentro de los tanques cocinadores. Por lo general se usan jabas, elevadas por medio de tecles. El agua del tanque cocinador debe estar previamente en ebullición, antes de colocar la primera tanda de palmitos. Las jabas deben permanecer en el cocinador por un tiempo aproximado de 15 a 20 minutos (según la cantidad de palmitos), después se retiran utilizando los tecles y se pasa al proceso de pelado. Si los palmitos no se escaldan el proceso de pelado se hace más difícil por ser la cáscara tan dura.

Pelado: en esta parte se utilizan cuchillos para cortar la cáscara a lo largo del palmito y retirarla completamente. Los operarios deben usar guantes para no punzarse.

Corte: los palmitos pelados se colocan sobre una mesa y se les corta la base, de modo que quedan separados la base y el corazón del palmito. Luego se cortan las partes que se utilizarán para procesar. Estas partes se pueden dejar así o bien partir en tamaños más pequeños, según se necesite para el producto final.

Limpieza: Los trozos de corazón de palmito listos se lavan y se raspan con un cuchillo pequeño para eliminar restos indeseables y suciedades propias del producto, que no se eliminan en el corte.

Llenado: Los corazones ya lavados se colocan en latas o frascos en cantidades predeterminadas según

el tamaño del envase. Luego cada envase es pesado para corroborar que cumple con las normas de empaque. Luego las latas se llenan con salmuera caliente a 90°C, mediante algún mecanismo de llenado higiénico.

Escaldado: Después de la etapa de llenado, las latas entran al túnel escaldador. El recorrido por este túnel dura el tiempo suficiente para lograr extraer el oxígeno ocluido dentro de la lata.

Autoclavado: las latas se colocan en las canastas de las autoclaves las cuales se mantienen sobre plataformas móviles para poder llevarlas a la zona de autoclaves y elevarlas con tecles para colocarlas dentro de las mismas. Ahí, las latas reciben el tratamiento térmico necesario para asegurar la calidad microbiológica del producto enlatado. Este tratamiento debe ser muy bien definido y controlado para evitar problemas, por ser el palmito un producto de baja acidez.

Enfriamiento: después de este proceso las latas se mantienen dentro de las canastas y se introducen a un tanque con agua fría para bajarles la temperatura. Son llevadas a este tanque por medio de tecles.

Cuarentena y etiquetado: Luego de enfriadas son elevadas nuevamente y se llevan a la sección de etiquetado donde son almacenadas hasta que se de la orden de etiquetarlas. La orden se da según los resultados de las pruebas de cuarentena. Para estas pruebas se toman dos lotes de muestras y se colocan en incubadoras a 37 °C y 55 °C por 10 días, después se hacen análisis microbiológicos (pruebas de recuento total). Como parte del control de calidad se realizan pruebas físicas y químicas para evaluar variables tales como pH, textura, color, porcentaje de acidez, porcentaje de sal, presión de vacío y doble cierre. Si los resultados de estos controles están de acuerdo a las especificaciones del producto final, se sigue con el proceso de etiquetado y se autoriza la salida del producto al mercado.

2.4 FUTURO DEL PALMITO EN EL ECUADOR [1]

2.4.1 EVOLUCIÓN DE LAS EXPORTACIONES

Las exportaciones ecuatorianas de palmito representan el 2.21% de las exportaciones no tradicionales ecuatorianas en el año 2008 ocupando el 5to lugar y el 34.20% de participación en las exportaciones de las preparaciones de frutas y verduras, ocupando el 1er lugar. Desde el año 2004 al 2008 estas exportaciones han mantenido un crecimiento constante.

En el año 2008 se exportaron aproximadamente USD 72,6 millones, con un crecimiento del 23% en relación al 2007.

Tabla 2.2 Exportaciones ecuatorianas de palmito

Período	Valor (Miles de USD)	Toneladas	Variación de toneladas
2004	28,093.11	17,766,70	
2005	33,096.20	19,475.83	10%
2006	40,284.65	21,640.08	11%
2007	48,806.50	22,199.46	3%
2008	72,656.23	27,495.38	23%

2.4.2 PAÍSES IMPORTADORES [1]

Durante el periodo 2004-2008, el Ecuador ha exportado palmito a más de 40 países en el mundo, es uno de los productos que ha logrado ingresar en todos los continentes. El número de mercados, donde el Ecuador exporta palmito, creció considerablemente desde 1997, con 17 países importadores de palmito ecuatoriano, el pico más alto fue en el 2005 donde el Ecuador alcanzó a exportar a 27 países, ingresando palmito ecuatoriano a países como Israel, Hong Kong, Jordania, Marruecos, etc. Se puede determinar también que Francia, Argentina, Estados Unidos y Chile han sido los mercados más representativos del Ecuador.

En el siguiente cuadro se observan los principales 8 países importadores mundiales de palmito en el año 2008:

Tabla 2.3. Principales países importadores de conservas de palmito en el mundo

Rank	Importadores	Valor (en miles de USD)	Volumen (en Toneladas)	Tasa de crecimiento en valor 2004- 2008 (%)
1	Francia	49.984	16.149	13
2	Estados Unidos	20.138	6.135	15
3	Argentina	14.693	6.331	20
4	Chile	9.866	3.719	21
5	España	9.306	2.460	14
6	Venezuela	7.927	3.275	64
7	Canadá	6.284	2.581	25
8	México	2.878	938	19

2.4.3 PRINCIPALES EXPORTADORES [1]

Ecuador cuenta con una ubicación geográfica óptima para la producción de palmito, con suelos y climas apropiados para el cultivo de este producto. Ecuador se ubica en la posición número 1 dentro del rank de los principales exportadores, representa el 51% del comercio mundial, las exportaciones han crecido a un promedio cercano al 77.73% desde 1990 y su participación en el mercado se ha incrementado a un promedio anual del 23% en el período 2004-2008

En el siguiente cuadro se detallan los 8 principales países exportadores de palmito, ellos representan aproximadamente el 100% de las exportaciones mundiales.

Tabla 2.4. Principales países exportadores de conservas de palmito en el mundo

Rank	Exportadores	Valor (en miles de USD)	Volumen (en Toneladas)	Tasa de crecimiento en valor 2004- 2008 (%)
1	Ecuador	72.656	27.495	23
2	Costa Rica	26.907	11.647	6
3	Brasil	11.349	2.568	12
4	Bolivia	9.890	3.742	22
5	Perú	5.530	1.671	24
6	Guyana	2.421	1.360	0
7	Bélgica	2.432	703	109
8	Colombia	1.198	370	159

2.4.4 TENDENCIAS

El consumo de vegetales muestra una tendencia creciente en los últimos años en el mundo. Este particular se ve reflejado en la producción de palmito cultivado a nivel mundial, la cual ha crecido considerablemente en los últimos 20 años

Este crecimiento de la producción mundial se debe al fuerte incremento de la demanda de palmito, así como también de la promoción y difusión del consumo, ya que gracias al continuo esfuerzo de los países exportadores, el palmito es conocido en más mercados y consumido cada vez en más países.

CAPÍTULO III

3 ENSAYOS DEL PALMITO

3.1 FUERZA DE COMPRESIÓN TRANSVERSAL DEL PALMITO

Es necesario conocer hasta que fuerza el palmito puede soportar la compresión sin deformarse, con el fin de no sobrepasar esta fuerza y así conservar las propiedades del palmito.

3.1.1 PLAN DE PRUEBA.

Objetivo:

- Determinar la fuerza máxima de compresión transversal del palmito, hasta una deformación aceptable.

Materiales:

1. Máquina universal
2. Calibrador
3. Soportes del palmito
4. Palmito
5. Disco soporte
6. Nivelador

Esquema de materiales y equipos utilizados:





Figura 3.1. Materiales y equipos utilizados en el ensayo de compresión transversal del palmito

Procedimiento:

1. Colocar el soporte inferior del palmito, en la máquina universal.
2. Ubicar el palmito sobre el soporte inferior.

3. Situar el soporte superior sobre el palmito, sabiendo que el palmito debe quedar centrado entre el soporte inferior y el superior.
4. Chequear que la máquina universal esté encerada.
5. Aplicar carga hasta que el palmito sufra una deformación, que visualmente le empiece a alterar la geometría.
6. Repetir el proceso 2 hasta el 5 hasta completar cinco muestras de palmito.



Figura 3.2. Ensayo de compresión transversal del palmito

Resultados:

Tabla 3.1. Resultado del ensayo a compresión transversal del palmito

Ensayo N°	Fuerza de compresión transversal del palmito (Kg.)
1	360
2	400
3	390
4	410
5	350

Conclusiones:

- La fuerza máxima de compresión transversal del palmito es de 350 Kg.

3.2 FUERZA DE CORTE LONGITUDINAL DEL PALMITO.

El corazón del palmito será extraído con un troquel que actúa en función de la fuerza aplicada por un cilindro neumático, motivo por el cual se realiza este ensayo, para conocer la fuerza mínima con la cual debe actuar este cilindro

3.2.1 PLAN DE PRUEBA.

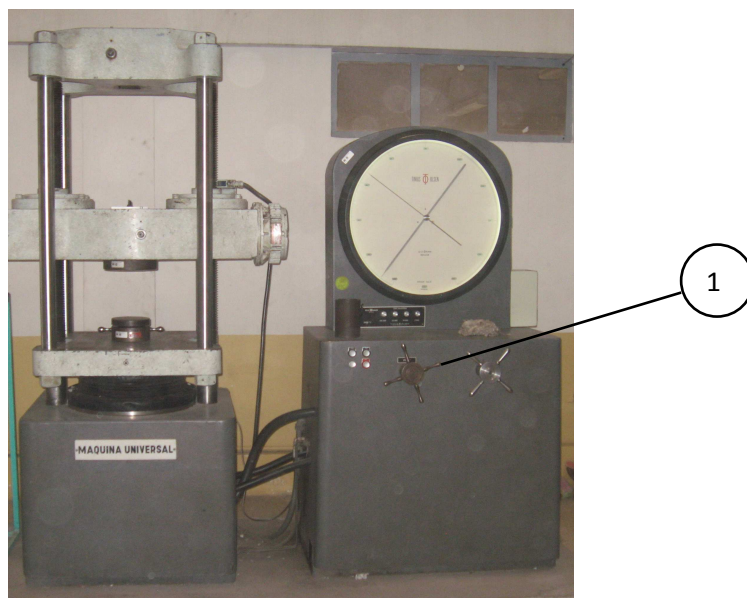
Objetivo:

- Determinar la fuerza mínima de corte longitudinal del palmito.
- Observar si existen complicaciones en el troquelado del palmito.

Materiales:

1. Máquina universal
2. Calibrador
3. Troquel
4. Platina
5. Trípode
6. Soporte del troquel
7. Palmito

Esquema de materiales y equipos utilizados:



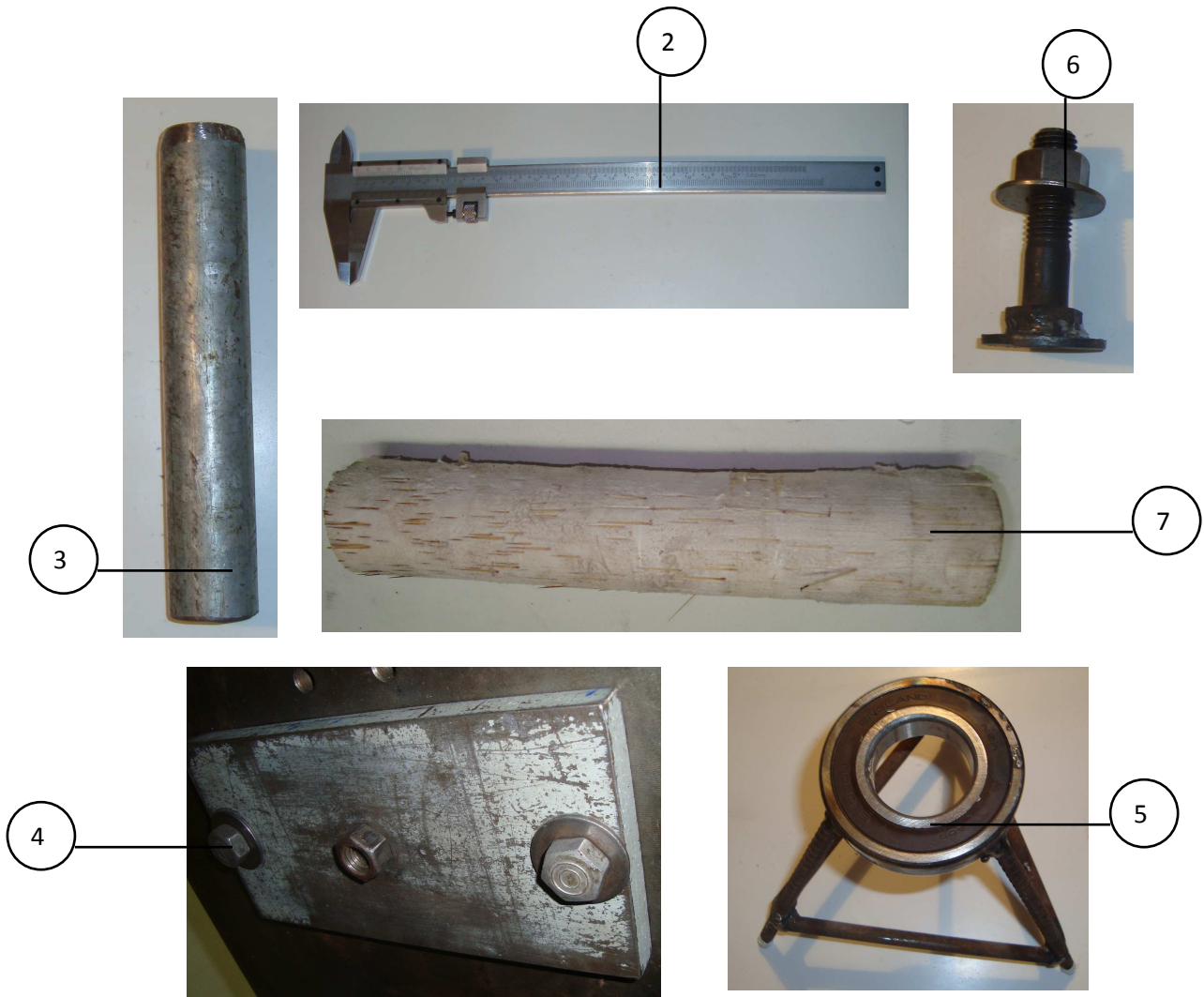


Figura 3.3. Materiales y equipos utilizados en el ensayo de corte longitudinal del palmito

Procedimiento:

7. Empernar la platina a la máquina universal.
8. Colocar el soporte del troquel en el centro de la platina
9. Centrar el trípode, utilizando como guía las circunferencias marcadas en la máquina universal.
10. Introducir el palmito en el trípode.
11. Chequear que la máquina universal esté encendida.
12. Sostener el troquel en el soporte y lentamente se va aplicando la carga.
13. Aplicar carga hasta que el troquel se haya introducido 10 cm en el palmito.
14. Repetir el proceso 2 hasta el 7 con cuatro muestras más de palmito.



Figura 3.4. Ensayo de corte longitudinal del palmito

Resultados:

Tabla 3.2. Resultados del ensayo de corte longitudinal del palmito

Ensayo N°	Fuerza de corte longitudinal del palmito (Kg.)
1	24
2	22
3	26
4	18
5	22

Conclusiones:

- La fuerza mínima de corte longitudinal del palmito es de 26 Kg.
- A medida que se introduce el troquel en el palmito la cascar sufre rajaduras, pero el corazón del palmito conserva sus características.

CAPÍTULO IV

4 DISEÑO Y SELECCIÓN DE LOS COMPONENTES DE LA MÁQUINA

4.1 GENERALIDADES

Cada parte de la máquina que esté en contacto con el palmito será diseñada en acero inoxidable, por tratarse de un proceso con alimento, no se puede pensar en ahorro de material y se debe ofrecer el mejor producto al cliente.

Las estructuras se las diseñará en acero negro, su función es ser soporte de algunas partes de la máquina, no están en contacto con el palmito, por lo tal no producirá ningún efecto negativo sobre el producto.

La transportación del palmito y el corazón del palmito se lo hará en bandas transportadoras alimenticias por módulos de plástico y varillas de articulación y accionadas mediante transmisión por engranajes de plástico. Estas bandas presentan alta resistencia a la corrosión y reducen el tiempo de para al efectuar el mantenimiento.

4.2 PARÁMETROS FUNCIONALES

4.2.1 PRODUCCIÓN REQUERIDA

Luego de investigar cuales son las metas de las empresas exportadoras de palmito de Santo Domingo de los Tsáchilas, se analiza la empresa que mayor producción desea tener, con el fin de diseñar una máquina que satisfaga la necesidad de todas, siendo esta producción de 70 palmitos por minuto.

4.2.2 DIMENSIONES DEL PALMITO

Las principales empresas exportadoras de palmito de Santo Domingo de los Tsáchilas coinciden en las dimensiones del palmito a procesar, teniendo: $\varnothing = 4 - 6$ cm y $h = 8 - 10$ cm

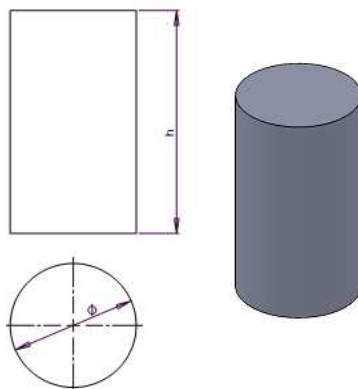


Figura 4.1. Parámetros del palmito

4.2.3 DENSIDAD DEL PALMITO

Debido a que el palmito no tiene una periferia perfectamente circular, primero se determina un diámetro promedio y tomando en consideración la altura del palmito se calcula el volumen de este. Posteriormente se mide la masa y se encuentra la densidad.

Tabla 4.1. Densidad del palmito

Diámetro promedio (cm)	Volumen (cm ³)	Masa (g)	Densidad (g/cm ³)
6	282,74	273,5	0,967
6	282,74	274	0,969
5,5	237,58	233	0,981
5,6	246,30	244	0,991
5,4	229,02	229	1,000
5,25	216,48	219	1,012
5,15	208,31	205,5	0,987
5,2	212,37	212	0,998
Densidad promedio (g/cm³)			0,988

En conclusión el palmito tiene un densidad de $0,988 \text{ g/cm}^3 = 988 \text{ Kg/m}^3$

4.2.4 COEFICIENTE DE LLENADO DEL PALMITO

El cálculo del coeficiente de llenado se lo hace con el fin de determinar cuanto volumen ocupa el palmito en relación al volumen interior del recipiente que lo contiene.

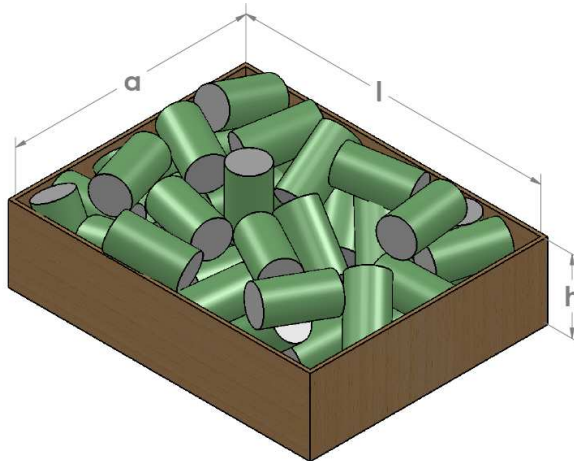


Figura 4.2. Ensayo del coeficiente de llenado

$$V_{\text{teórico}} = V_{\text{int recipiente}} = l \cdot a \cdot h$$

4-1

Teniendo los siguientes datos:

$$l = 42,5 \text{ cm}$$

$$a = 33,2 \text{ cm}$$

$h = 10,5 \text{ cm}$

$$V_{\text{teórico}} = 14815,500 \text{ cm}^3$$

Para determinar el volumen real:

$$V_{\text{real}} = \frac{\pi}{4} * \phi^2 * h * \# \text{ palmitos} \quad 4-2$$

ϕ (palmito) = 5 cm

h (palmito) = 9 cm

palmitos = 51

$$V_{\text{real}} = 9012,44 \text{ cm}^3$$

$$\phi = \frac{V_{\text{real}}}{V_{\text{teórico}}} = \frac{9012,44 \text{ cm}^3}{14815,500 \text{ cm}^3} = 0,6 \quad 4-3$$

Finalmente se obtiene un coeficiente de llenado de 0,6.

4.3 DISEÑO DE LA TOLVA [4]

El diseño de la tolva se fundamenta en la producción requerida, en el peso y dimensiones del palmito.

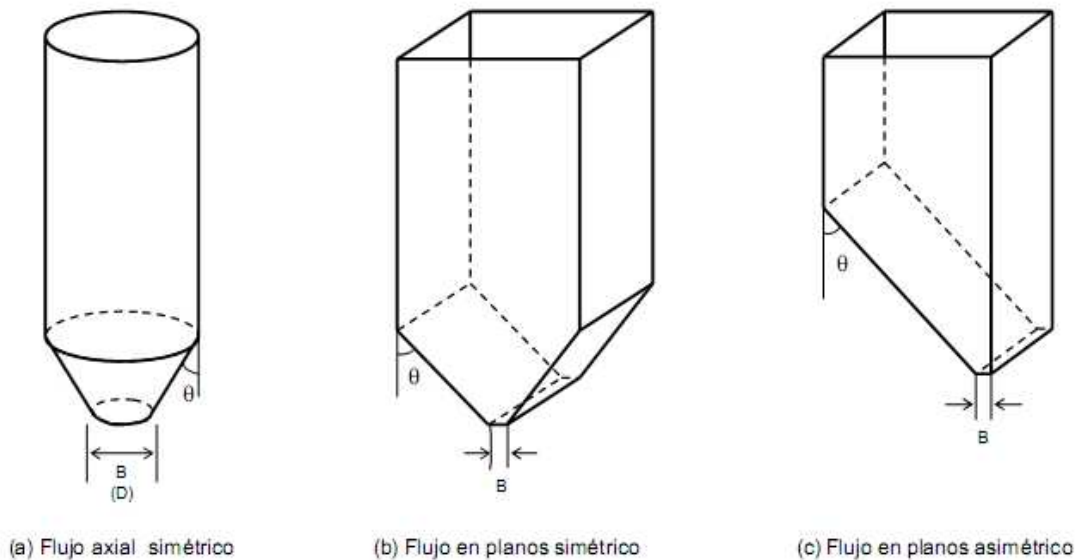


Figura 4.3. Distintas geometrías de tolvas

La figura 4.3 nos indica que el valor del ángulo θ nos imponemos y de este depende el ángulo de fricción del material con la pared ϕ .

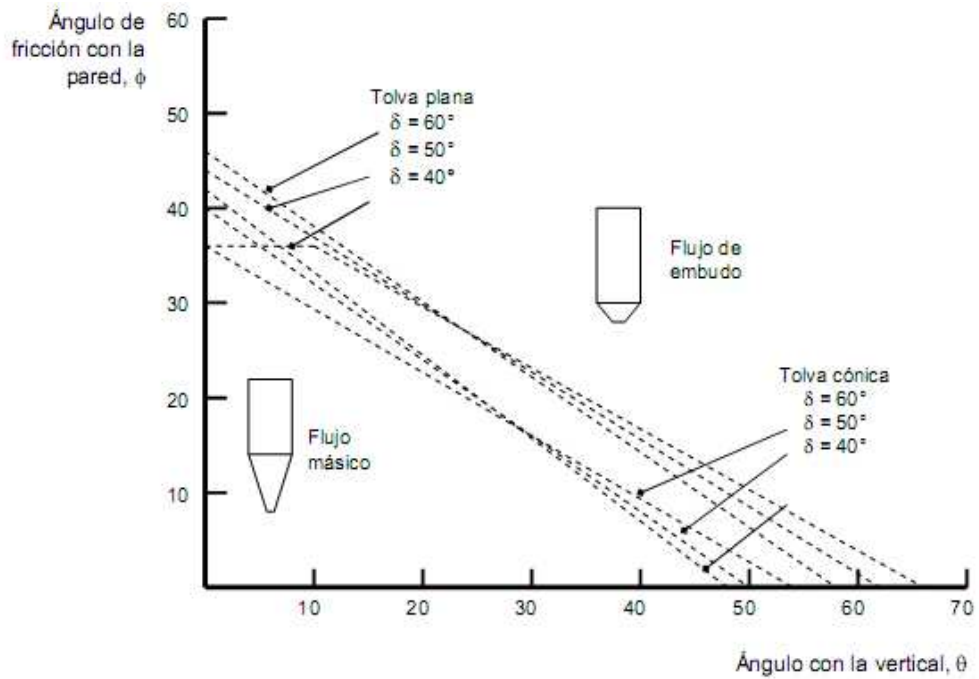


Figura 4.4. Valores del ángulo θ

Como se puede observar el valor de θ varía en un intervalo de 0° hasta 65° . Por la geometría del palmito no habría problema con la fricción de este y el material de la tolva, decidiendo imponer un $\theta = 60^\circ$.

4.3.1 DIMENSIONAMIENTO.

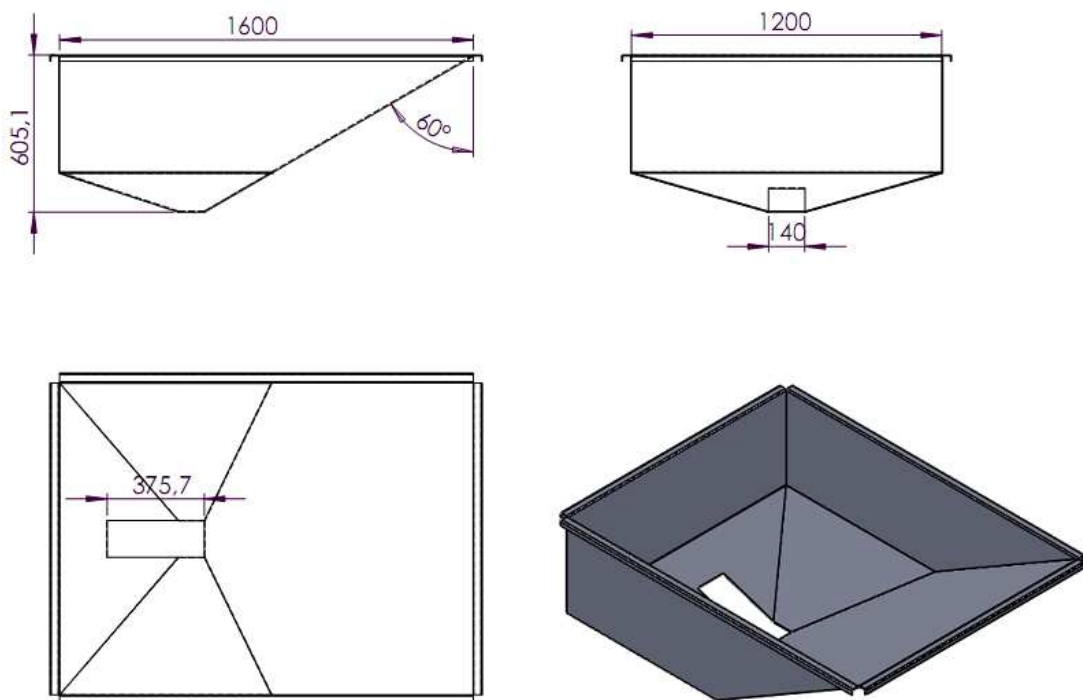


Figura 4.5. Dimensiones y geometría de la tolva

Donde: l_1 = largo del desfogue de la tolva = 375,7 mm

l_2 = ancho del desfogue de la tolva = 140 mm

4.3.2 SELECCIÓN DEL MATERIAL

Por tratarse de alimento, el acero seleccionado será inoxidable, pero se determinará que tipo de la gama de inoxidables es el apropiado.

Los aceros inoxidables no son indestructibles, sin embargo con una selección cuidadosa, algún integrante de la familia de los aceros inoxidables resistirá las condiciones corrosivas y de servicio más severas.

Tabla 4.2. Aplicaciones de los aceros inoxidables [6]

TIPO DE ACERO INOXIDABLE	APLICACIÓN
Austenítico - resistente a la corrosión (201, 202, 301, 302, 304, 304 L, 305, 309 S, 310 S, 316, 316 L, 317, 317 L, 321, 347)	<ul style="list-style-type: none">• equipos para industria química y petroquímica• equipos para industria alimenticia y farmacéutica• construcción civil• vajillas y utensilios domésticos
Ferrítico - resistente a la corrosión, más barato (405, 429, 430, 434)	<ul style="list-style-type: none">• electrodomésticos (cocinas, heladeras, etc.)• mostradores frigoríficos• monedas• industria automovilística• cubiertos
Martensítico - dureza elevada (403, 410, 420, 440 A)	<ul style="list-style-type: none">• cuchillería• instrumentos quirúrgicos como bisturí y pinzas• cuchillos de corte• discos de freno

Ahora se sabe que el indicado es un acero inoxidable austenítico y dentro de este grupo el más popular es el tipo 304, que contiene básicamente 18% de cromo y 8% de níquel, con un tenor de carbono limitado a un máximo de 0,08%. El acero inoxidable AISI 304 se lo puede conseguir en el mercado nacional (Anexo A).

4.3.3 ANÁLISIS DE RESISTENCIA.

Para realizar el cálculo de la resistencia de la tolva, esta es analizada como una placa rectangular, empotrada en un lado, apoyada en dos lados y libre en el otro.

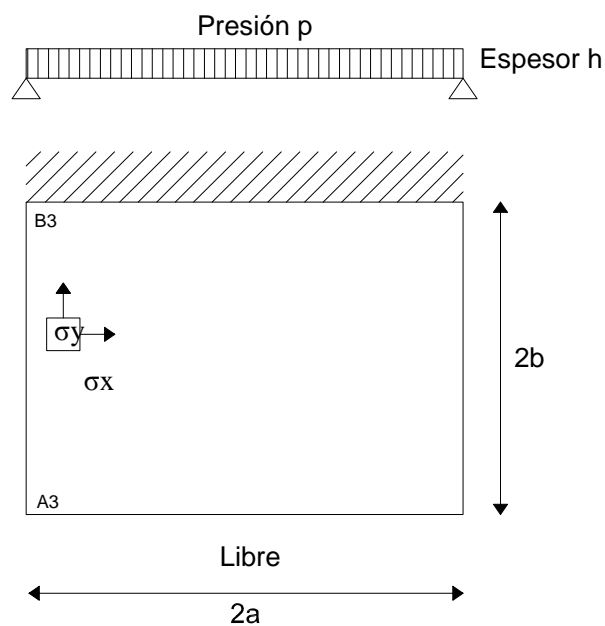


Figura 4.6. Esfuerzos actuantes en la tolva

La fuerza actuante en la tolva es considerada la fuerza de la masa permanente dividida entre el área donde actúa. El área sería el perímetro de la sección ($2a$) multiplicada por la longitud de la tolva ($2b$).

$$\text{Perímetro}_{tolva} = 2l_1 + 2l_2 \quad 4-4$$

$$\text{Perímetro}_{tolva} = 2(375,7mm) + 2(140mm)$$

$$\text{Perímetro}_{tolva} = 1031,4mm = 1,0314m$$

$$\text{Presión}_{tolva} = \frac{W_{materia} + W_{tolva}}{2a * 2b} \quad 4-5$$

Donde: $W_{materia}$ = peso de la materia prima (N)

W_{tolva} = peso de la tolva (N)

a = perímetro de la sección $l_1 + l_2$ (m)

b = longitud de la tolva, según la figura 4.5, $b = 1,6$ m

$$W_{materia} = \delta_{palmito} * V_{tolva} \quad \mathbf{4-6}$$

$$W_{materia} = 0,000988 \frac{Kg}{cm^3} * 715000cm^3$$

$$W_{materia} = 706,43Kgf * \frac{9,8N}{1Kgf} = 6923N$$

$$Pr esión_{tolva} = \frac{W_{materia} + W_{tolva}}{2a * 2b} \quad \mathbf{4-7}$$

$$Pr esión_{tolva} = \frac{6923N + 1258,4N}{2,0628m + 3,2m}$$

$$Pr esión_{tolva} = 1239,423$$

Para hallar los esfuerzos actuantes en la tolva se aplica la siguiente ecuación:

$$\sigma = A * P * \frac{b^2}{h^2} \quad \mathbf{4-8}$$

Donde: σ = Esfuerzo actuante (Pa)

A = Coeficiente de esfuerzo

P = Presión actuante (Pa)

b = longitud de la tolva (m)

h = espesor de la tolva (m)

En el punto A_3 existe únicamente la componente de esfuerzo en x, obteniendo:

$$\sigma_x^{A_3} = A_{3x} * P * \frac{b^2}{h^2} \quad \mathbf{4-9}$$

En el punto B_3 se producen las dos componentes de reacción:

$$\sigma_x^{B_3} = B_{3x} * P * \frac{b^2}{h^2} \quad \mathbf{4-10}$$

$$\sigma_y^{B_3} = B_{3y} * P * \frac{b^2}{h^2} \quad \mathbf{4-11}$$

Los coeficientes A_{3x} , B_{3x} y B_{3y} se determinan mediante la figura 4.7, en base al coeficiente b/a (1,5), se toma los valor del máximo $b/a = 1$.

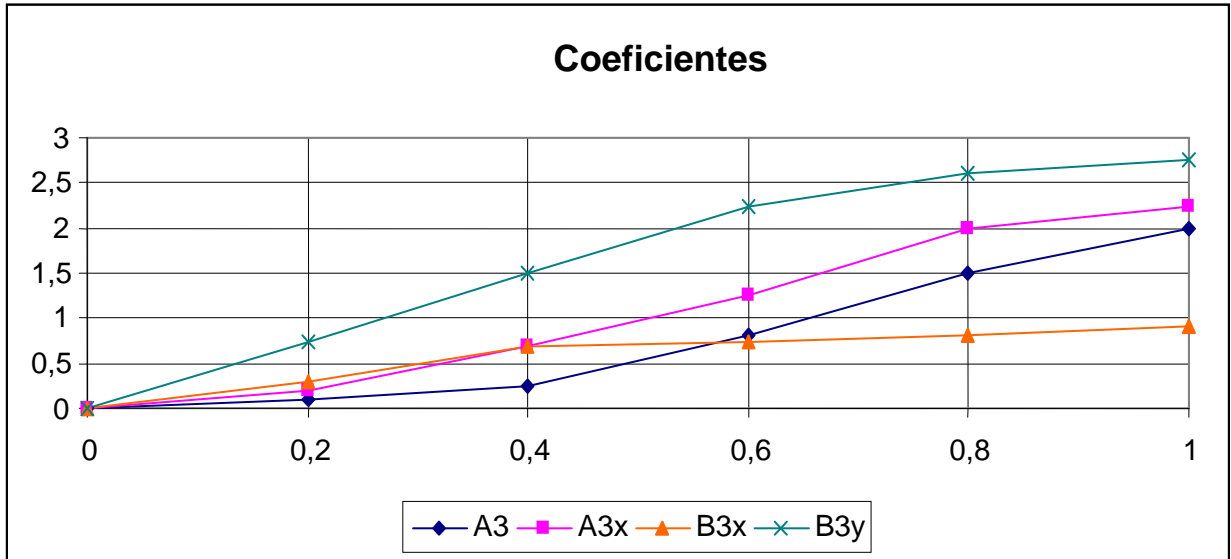


Figura 4.7. Coeficientes para esfuerzos actuantes en una tolva.

Observando la figura tenemos:

$$A_3 = 2$$

$$A_{3x} = 2,25$$

$$B_{3x} = 0,9$$

$$B_{3y} = 2,75$$

Aplicando las respectivas ecuaciones obtenemos los siguientes resultados:

Esfuerzos actuantes en el punto A_3 :

$$\sigma_x^{A_3} = 2,25 * 1239,423 Pa * \frac{(1,6m)^2}{h^2}$$

$$\sigma_x^{A_3} = \frac{7139,070}{h^2} N$$

$$\sigma_1^{A_3} = \frac{7139,070}{h^2} N$$

Esfuerzos actuantes en el punto B_3 :

$$\sigma_x^{B_3} = 0,9 * 1239,423 Pa * \frac{(1,6m)^2}{h^2}$$

$$\sigma_x^{B_3} = \frac{2855,628}{h^2} N$$

$$\sigma_1^{B_3} = \frac{2855,628}{h^2} N$$

$$\sigma_y^{B_3} = 2,75 * 1239,423 Pa * \frac{(1,6m)^2}{h^2}$$

$$\sigma_y^{B_3} = \frac{2855,628}{h^2} N$$

$$\sigma_2^{B_3} = \frac{2855,628}{h^2} N$$

Los esfuerzos principales que actúan sobre la tolva son:

$$\sigma_1 = \sigma_1^{A_3} + \sigma_1^{B_3} \quad \mathbf{4-12}$$

$$\sigma_2 = \sigma_2^{B_3} \quad \mathbf{4-13}$$

$$\sigma_1 = \frac{9994,697}{h^2} N$$

$$\sigma_2 = \frac{2855,628}{h^2} N$$

El material para la tolva se a considerado un acero inoxidable AISI 304 con un $S_y = 40 \text{ kpsi} = 276 \text{ Mpa}$ [5]

Aplicando la teoría de esfuerzo cortante máximo:

$$\eta = \frac{S_y}{\sigma_1 - \sigma_2} \quad \mathbf{4-14}$$

Para un $\eta = 1,7$ se obtiene:

$$1,7 = \frac{276MPa}{\frac{9994,697}{h^2} N - \frac{2855,628}{h^2} N}$$

$$h = 0,003m = 3 \text{ mm}$$

Por consiguiente el espesor de la tolva será de 3 mm.

4.3.4 TIEMPO DE ALIMENTACIÓN

El tiempo de alimentación esta sujeto principalmente al volumen de la tolva, el coeficiente de llenado del palmito (ϕ) y la producción requerida.

$$V_{tolva} = 715000 \text{ cm}^3$$

$$\phi = 0,6$$

$$P = 70 \text{ palmitos/min}$$

Se determina el volumen de palmito que se ocupa en la tolva (V_1):

$$V_1 = \frac{V_{tolva}}{\phi} \quad \mathbf{4-15}$$

$$V_1 = \frac{715000 \text{cm}^3}{0,6}$$

$$V_1 = 429000 \text{cm}^3$$

Se establece el volumen del palmito (V_2), haciendo el cálculo con un diámetro promedio:

$$V_2 = \frac{\pi}{4} d_p^2 * h \quad \mathbf{4-16}$$

$$V_2 = \frac{\pi}{4} (5 \text{cm})^2 * 9 \text{cm}$$

$$V_2 = 176,71 \text{cm}^3$$

Con estos volúmenes se procede a calcular el número de palmitos que alcanzarían en la tolva:

$$\# \text{ palmitos} = \frac{V_1}{V_2} \quad \mathbf{4-17}$$

$$\# \text{ palmitos} = \frac{429000 \text{cm}^3}{176,71 \text{cm}^3}$$

$$\# \text{ palmitos} = 2428 \text{ palmitos}$$

Se calcula el tiempo de espera para cargar el palmito en la tolva.

$$t = \frac{\# \text{ palmitos}}{P} \quad \mathbf{4-18}$$

$$t = \frac{2428 \text{ palmitos}}{70 \frac{\text{palmitos}}{\text{min}}} = 35 \text{ min}$$

Finalmente se determina el peso del palmito que llena la tolva, teniendo:

$$\delta_{\text{palmito}} = 0,000988 \frac{\text{Kg}}{\text{cm}^3}$$

$$V_1 = 429000 \text{ cm}^3$$

$$W = 423,857 \text{ Kg} = 8,5 \text{ qq (Ecuación 4.6)}$$

Por lo tanto a la tolva se la llenará completamente con 8,5 qq de palmito cada 35 minutos.

4.3.5 DISEÑO DE LA ESTRUCTURA DE SOPORTE

Esta estructura sirve de soporte de la tolva, sobre la cual el palmito va a ejercer presión. El análisis de la estructura se lo realizará el software SAP 2000, utilizando las unidades en Kg, cm y °C.

Las dimensiones de la estructura de la tolva son:

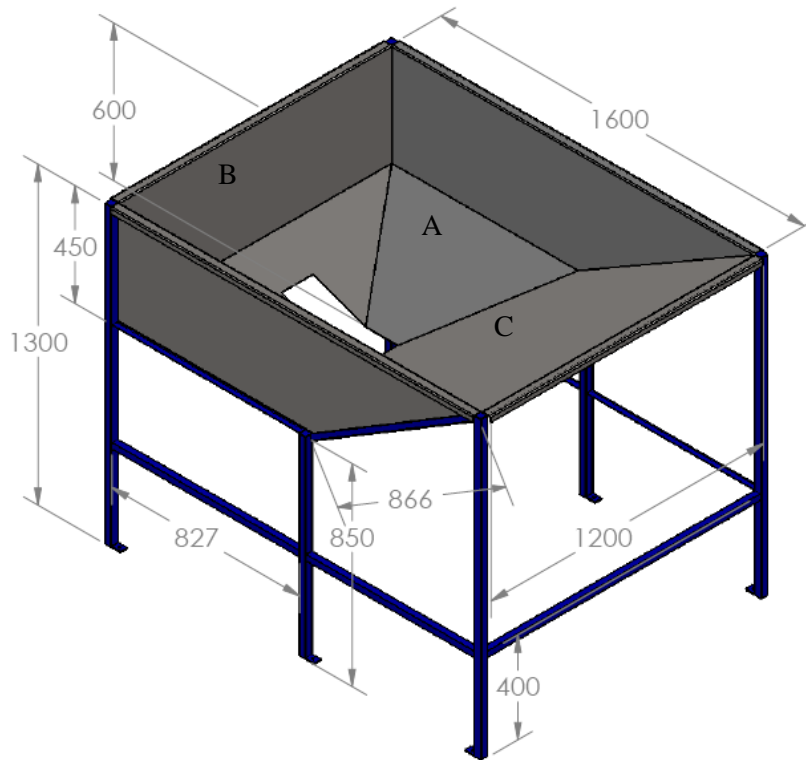


Figura 4.8. Dimensiones de la estructura de la tolva (mm)

Estados de carga:

DEAD: peso propio

VIVA: presión del palmito

Combinaciones de carga:

COMB1: DEAD + VIVA

La presión se aplica bajo características de presión hidrostática y además depende de la zona de la tolva donde se aplica:

$$\delta_{\text{palmito}} = 988 \text{ Kg/m}^3$$

$h = 0,6$ m altura máxima de la tolva

$$g = 9,81 \text{ m/s}^2$$

$$\text{Ecuación SAP: } \delta_{\text{palmito}} * g * z - \delta_{\text{palmito}} * g * h$$

$$\text{Zona A: } 0,000988 \text{ (kg/cm}^3) * z - 0,059280 \text{ (kg/cm}^2)$$

Zona B: $0,059280 \text{ (kg/cm}^2) * 30\% = 0,01778 \text{ kg/cm}^2$, dado a que solo un porcentaje del palmito presiona esta zona

$$\text{Zona C: } \frac{\gamma * K_H * z}{\cos(60^\circ)} - \frac{\gamma * K_H * h}{\cos(60^\circ)} \text{ (Anexo B)}$$

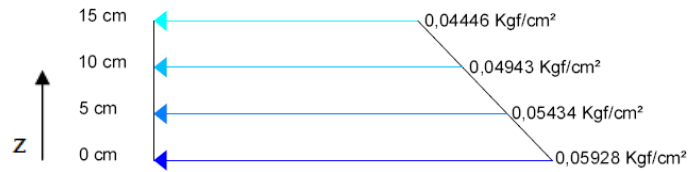
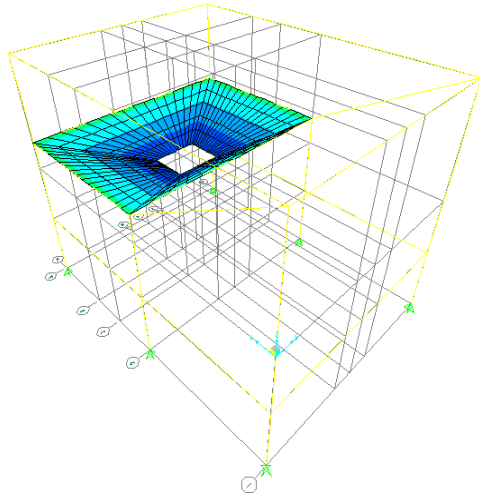
$$\gamma = 988 \text{ Kg/m}^3$$

$$K_H = 2,24 \text{ (Anexo B)}$$

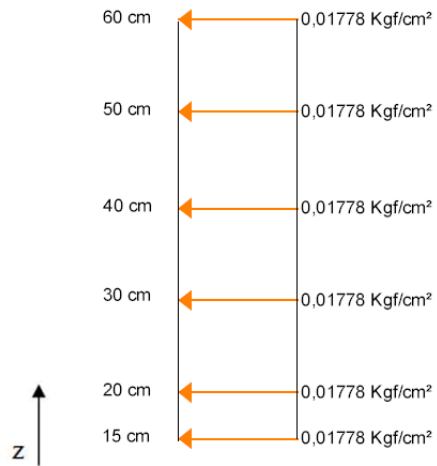
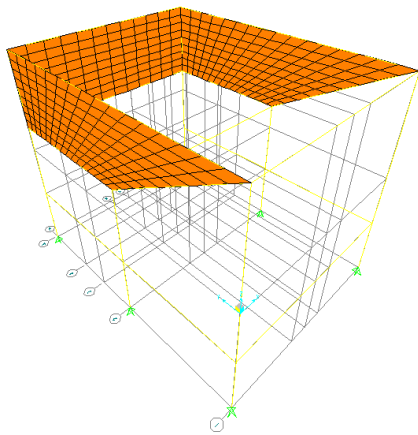
$0,000451 \text{ (kg/cm}^3) * z - 0,02706 \text{ (kg/cm}^2)$, la presión es perpendicular a la tolva.

Tabla 4.3. Distribución de la presión sobre la tolva

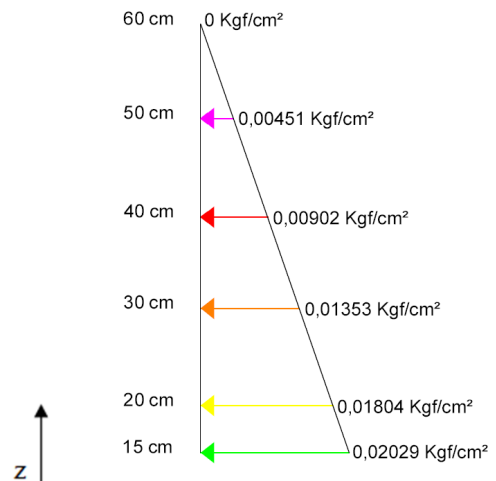
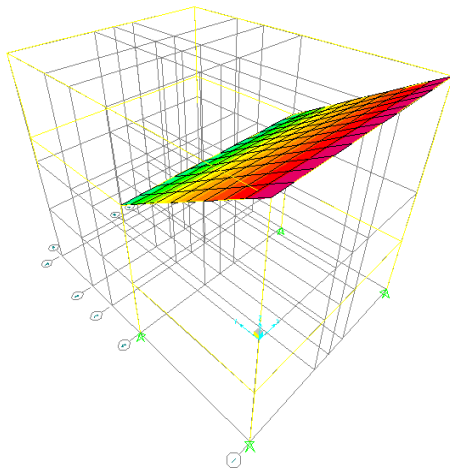
Zona A: $0,000988 \text{ (kg/cm}^3\text{)} * z - 0,059280 \text{ (kg/cm}^2\text{)}$



Zona B: $0,01778 \text{ kg/cm}^2$



Zona C: $0,000451 \text{ (kg/cm}^3\text{)} * z - 0,02706 \text{ (kg/cm}^2\text{)}$



La tolva se modela con elementos Shell con espesor de 0,3 cm y material con $F_y = 2812,278 \text{ kgf/cm}^2$ y $F_u=5793,293 \text{ kgf/cm}^2$ que corresponden al acero AISI 304

La estructura soporte de la tolva es tubo estructural cuadrado 50x3 cuyo material es ASTM A500 con $F_y = 2700 \text{ kgf/cm}^2$ y $F_u=3160 \text{ kgf/cm}^2$ y ángulo de 30x2 de ASTM A36 con $F_y = 2552,143 \text{ kgf/cm}^2$ y $F_u=5132,408 \text{ kgf/cm}^2$

Las condiciones de apoyo se consideran empotramiento.

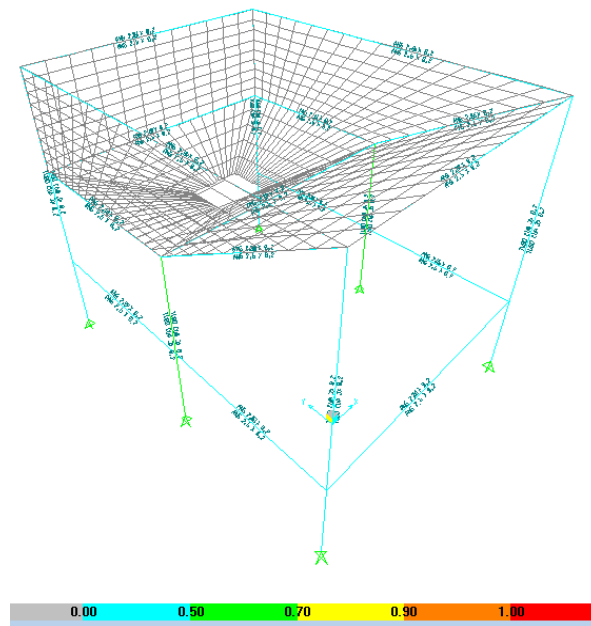


Figura 4.9. Razones de esfuerzo de la estructura de la tolva para COMB1

De la Fig. 4.9 se determina que los elementos estructurales soportan satisfactoriamente las cargas ya que en ninguno de ellos se presenta rojo lo que indica que el esfuerzo no supera 1, el máximo esfuerzo es de 0,56

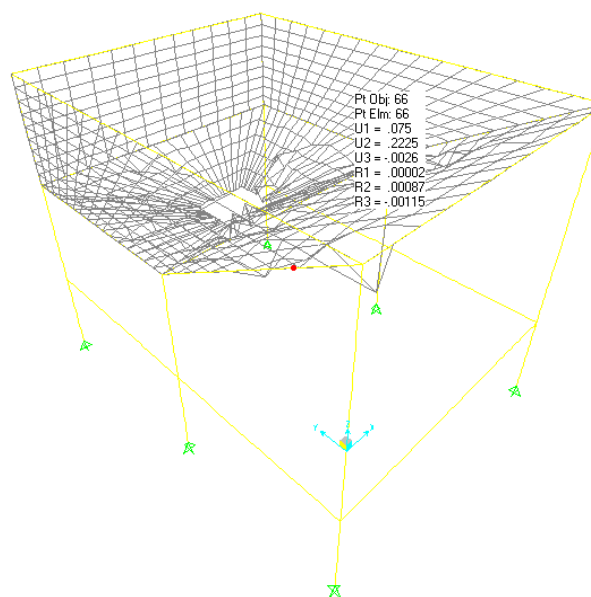


Figura 4.10. Deformación de la estructura de la tolva para carga VIVA

De la Fig. 4.10 se observa que la máxima deformación vertical al aplicarse carga VIVA es de 0,0026 cm, verificando que:

$$\delta_L \leq \frac{L}{360} \quad \mathbf{4-19}$$

$$\delta_L = 0,0026$$

$$L = 86,6 \text{ cm}$$

$$L/360 = 0,242$$

Se comprueba que se cumple la condición.

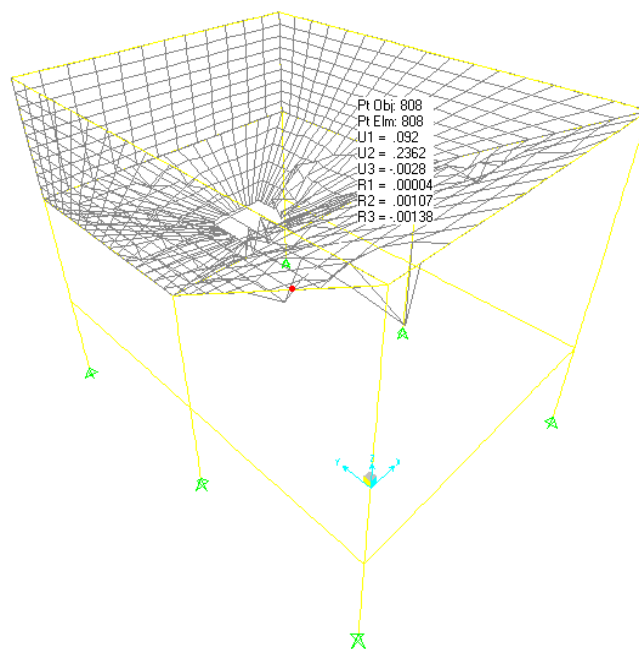


Figura 4.11. Deformación de la estructura de la tolva para COMB1

En la Fig. 4.11 se observa que la máxima deformación vertical al aplicarse combinación de cargas es de 0,0028 cm, procediendo a verificar:

$$\delta_x \leq \frac{L}{300} \quad \mathbf{4-20}$$

$$\delta_L = 0,0028$$

$$L = 86,6 \text{ cm}$$

$$L/300 = 0,29$$

Se comprueba que se cumple la condición.

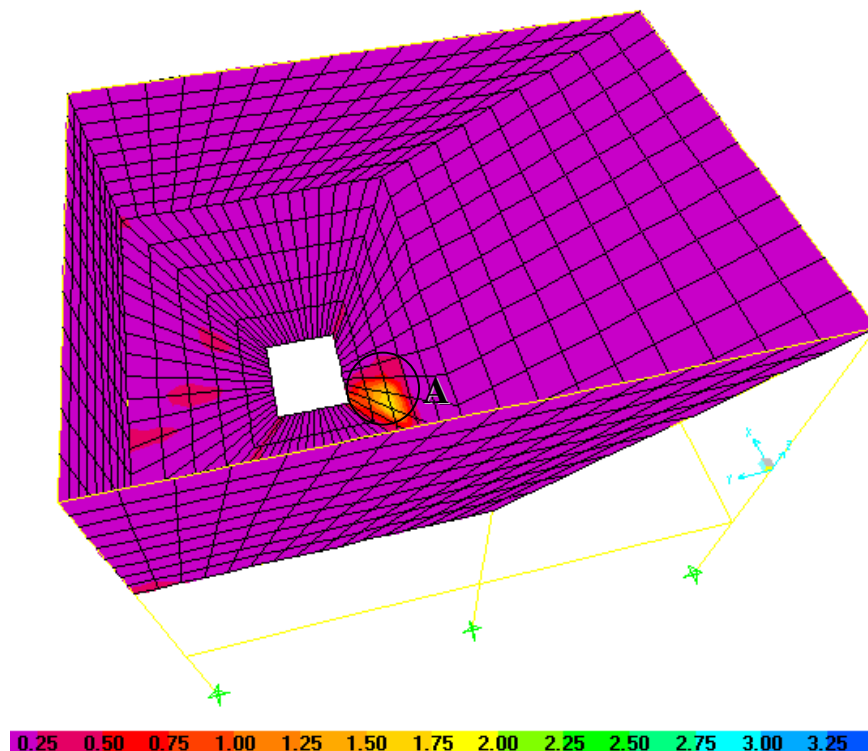


Figura 4.12. Esfuerzos según Von Mises

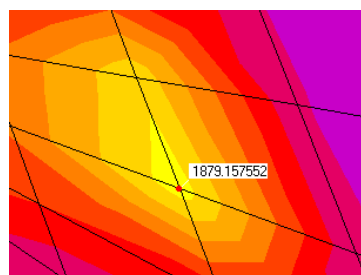


Figura 4.13. Esfuerzo máximo en la sección A

Como se observa en la Fig. 4.13, el esfuerzo máximo según Von Mises es de 1879,157 Kgf/cm² en la tolva, cuyos valores no superan el F_y de 2812,278 kgf/cm² del material.

Concluyendo que el diseño de la tolva y estructura soporte es satisfactorio.

Las vigas se fijan al concreto a través de anclajes de expansión Kwin Bolt 3 (KB3), marca HILTI, que tienen las siguientes características [7]:

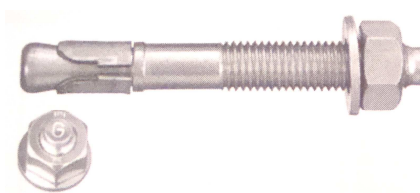


Figura 4.14. Anclaje de expansión Kwin Bolt 3

Tabla 4.4. Descripción del anclaje de expansión

No ítem	Descripción	Diámetro Broca	Long. Anclaje	Long. Rosca	Carga permisible en concreto 4000 psi			
					Tracción		Corte	
					Kg	lb	Kg	lb
00282505	KB3 3/8 x 2 1/4	3/8"	2-1/4"	7/8"	496	1095	644	1420

4.4 DISEÑO DEL MECANISMO DE CENTRADO DEL PALMITO.

4.4.1 SELECCIÓN DEL RESORTE A COMPRESIÓN.

La selección del resorte a compresión se basa en cuanto deformación se necesita que soporte el resorte y para lo cual se define el diámetro máximo y mínimo de palmito. Además se determina que fuerza van a ejercer estos resortes sobre el palmito y en base a los ensayos realizados se concluye si es una fuerza admisible o no.

4.4.1.1 DATOS DEL RESORTE [8]

Se ha optado por un resorte a compresión de las siguientes características:

longitud libre, lf= 45,5 mm

Ø exterior, Do= 10,8 mm

Ø del alambre, d= 0,8 mm

longitud sólida, ls= 9,2 mm

Contante, k= 0,41 N/mm

Tipo de extremos= Simple y rectificado

Material= Alambre estirado duro

Ap= 136000 Psi [9]

m= 0,192 [9]

Probabilidad de sobrevivencia: 90%

Trabajo superficial del material : Resorte sin granallar

S'se= 45000 Psi [10]

Ø_{min palmito}= 35 mm = 1,378 plg

Ø_{max palmito}= 65 mm = 2,559 plg

de resortes= 8 resortes/palmito

P en función de la deformación

$$k = \frac{P}{\delta} \quad 4-21$$

$$\delta = r_{\max} - r_{\min} \quad 4-22$$

$$\delta = 0,591 \text{ plg} = 15,000 \text{ mm}$$

$$P_{\max} = 1,384 \text{ lbf}$$

$$P_{\min} = 0 \text{ lbf}$$

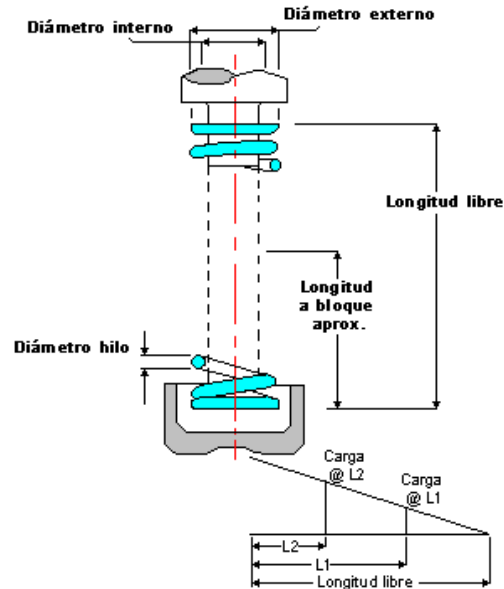


Figura 4.15. Resorte a compresión

4.4.1.2 PARÁMETROS DE DISEÑO [11]

Índice del resorte, C:

$$C = \frac{D}{d} = \frac{D_o - d}{d} \quad 4-23$$

$$C = 12,500$$

Factor por cortante transversal, K_d :

$$K_d = 1 + \frac{0,5}{C} \quad 4-24$$

$$K_d = 1,040$$

Factor de corrección por curvatura de Wahl, K_w :

$$K_w = \frac{4C - 1}{4C - 4} + \frac{0,615}{C} \quad 4-25$$

$$K_w = 1,114$$

Número total de espiras, N_t :

$$N_t = \frac{l_s}{d} \quad 4-26$$

$N_t = 11,500$ espiras

Número de espiras activas, N_a :

$$N_a = N_t - 1 \quad 4-27$$

$N_a = 10,500$ espiras

Paso, p :

$$p = l_f / (N_a + 1) \quad 4-28$$

$p = 0,156$ plg = 3,957 mm

Deflexión hasta la longitud sólida, δ_s

$$\delta_s = l_f - l_s \quad 4-29$$

$\delta_s = 1,429$ plg = 36,30 mm

Resistencia a la rotura a la tensión, S_{ut}

$$S_{ut} = A_p / d^m \quad 4-30$$

$S_{ut} = 264164,044$ psi

Esfuerzo a la fluencia por torsión o el esfuerzo cortante permisible para carga estática

$$\tau_{perm} = S_{sy} = 0,40 * S_{ut} \quad 4-31$$

$\tau_{perm} = 105665,618$ psi

La fuerza que se requiere para comprimir las espiras hasta la longitud sólida

$$P_s = k * \delta_s \quad 4-32$$

$P_s = 3,349$ lbf

Se concluye que $P_s > P_{max}$, por lo que el resorte soporta la P_{max} .

4.4.1.3 DISEÑO DINÁMICO [12]

Fuerza alternante y media:

$$P_a = \frac{P_{max} - P_{min}}{2} \quad 4-33$$

$$P_m = \frac{P_{max} + P_{min}}{2} \quad 4-34$$

$P_a = 0,692$ lbf

$P_m = 0,692$ lbf

Esfuerzo alternante y medio:

$$\tau_a = \frac{8 * C * K_w * P_a}{\pi * d^2} \quad 4-35$$

$$\tau_m = \frac{8 * C * K_w * P_m}{\pi * d^2} \quad 4-36$$

$$\tau_a = 24740,764 \quad \text{psi}$$

$$\tau_m = 24740,764 \quad \text{psi}$$

Factor de seguridad contra la fluencia por torsión:

$$n_s = \frac{S_{sy}}{\tau_a + \tau_m} \quad 4-37$$

$$n_s = 2,135$$

Límite de fatiga modificado:

$$S_{se} = k_r * S'_{se} \quad 4-38$$

$$k_r = 0,9$$

$$S_{se} = 40500 \quad \text{psi}$$

Factor de seguridad contra la fatiga límite de durabilidad por torsión:

$$n_s = \frac{S_{se}}{\tau_a} \quad 4-39$$

$$n_s = 1,637$$

4.4.1.4 CARGAS PRODUCIDAS POR LOS RESORTES SOBRE EL PALMITO

Se determina la carga total máxima que se produce en el palmito.

$$\emptyset_{\text{min palmito}} = 35 \text{ mm} = 1,378 \text{ plg}$$

$$\emptyset_{\text{max palmito}} = 65 \text{ mm} = 2,559 \text{ plg}$$

$$\delta = r_{\text{max}} - r_{\text{min}}$$

$$\delta_{\text{max}} = 0,591 \text{ plg} = 15 \text{ mm}$$

$$P_{\text{max}} = 1,384 \text{ lb} = 0,628 \text{ Kg}$$

$$P_{\text{total max}} = 11,070 \text{ lb/palmito} = 5,020 \text{ Kg/palmito}$$

Según el ensayo (sección 3.1) el palmito soporta hasta 350 Kg, entonces 5,02 Kg no ocasiona ninguna deformación.

Además se establece la carga total mínima producida sobre el palmito.

$$\varnothing_{\text{min palmito}} = 35,00 \text{ mm} = 1,378 \text{ plg}$$

$$\varnothing_{\text{max palmito}} = 40 \text{ mm} = 1,575 \text{ plg}$$

$$\delta = r_{\text{max}} - r_{\text{min}}$$

$$\delta_{\text{min}} = 0,098 \text{ in} = 2,500 \text{ mm}$$

$$P_{\text{min}} = 0,231 \text{ lb} = 0,105 \text{ Kg}$$

$$P_{\text{total min}} = 1,845 \text{ lb/palmito} = 0,837 \text{ Kg/palmito}$$

4.4.2 DISEÑO DE LAS PLATINAS DE CENTRADO

Para el diseño de las platinas de centrado, se ocuparán los datos del resorte, los parámetros del palmito, se impondrán los valores que sean necesarios y los demás serán calculados.

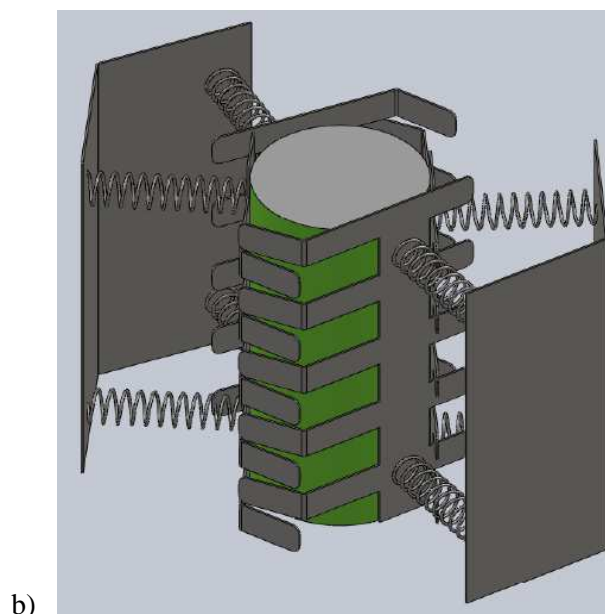
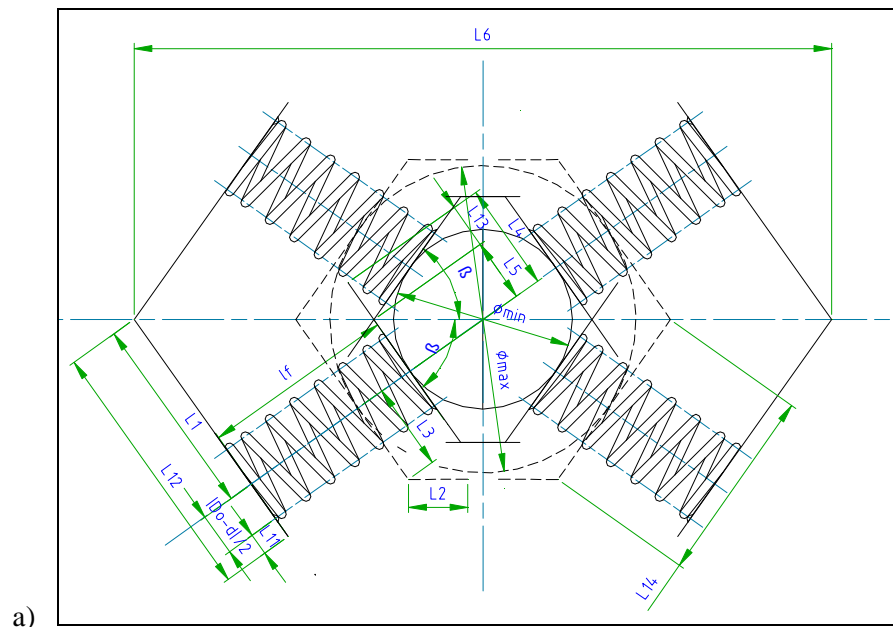


Figura 4.16. Platinas de centrado. a) Vista superior; b) Isometría

Los datos que están subrayados son los valores que se impondrán, los demás son datos anteriores o calculados.

$$\beta = \underline{60} \quad \square$$

$$l_f = 1,791 \quad p_l g = 45,50 \quad \text{mm}$$

$$D_o = 0,425 \quad P_l g = 10,800 \quad \text{mm}$$

$$d = 0,031 \quad p_l g = 0,8 \quad \text{mm}$$

$$\varnothing_{\text{min palmito}} = 1,3780 \quad p_l g = 35 \quad \text{mm}$$

$$\varnothing_{\text{max palmito}} = 2,5591 \quad p_l g = 65 \quad \text{mm}$$

4.4.2.1 DIMENSIONAMIENTO DE LA PLATINA EXTERIOR.

$$L_{11} = \underline{5} \quad \text{mm}$$

$$L_1 = \frac{r_{\text{min}} + l_f + 2 * e_1}{\tan \beta} \quad \text{4-40}$$

$$L_1 = 37,528 \quad \text{mm}$$

Ancho de la platina exterior, L_{12}

$$L_{12} = L_1 + \frac{D_o - d}{2} + L_{11} \quad \text{4-41}$$

$$L_{12} = 47,528 \quad \text{mm}$$

Largo de la platina, l

$$l = \underline{10,50} \quad \text{cm}$$

4.4.2.2 DIMENSIONAMIENTO DE LA PLATINA INTERIOR.

Primero se asume un espesor tentativo de 0,6 mm (e_1), que luego cuando se lo calcule se verificará.

$$L_{13} = \underline{15} \quad \text{mm}$$

Espacio necesario para disminuir el golpe entre las platinas, al momento de liberar al resorte, m

$$m = \underline{1} \quad \text{mm}$$

Ancho mínimo de la platina sin ranuras, $2 * L_5$

$$L_5 = \frac{r_{\text{min}}}{\tan \beta} - e_1 - m \quad \text{4-42}$$

$$L_5 = 8,504 \quad \text{mm}$$

$$2 * L_5 = 17,007 \quad \text{mm}$$

Se cumple que $2L_5 > (D_o + d)$, con el fin de que todo el resorte este en contacto con la platina interior

$$L_4 = L_{13} + L_5 \quad \text{4-43}$$

$$L_4 = 23,50 \text{ mm}$$

$$L_3 = \frac{r_{\max} + 3\text{mm}}{\text{seno}\beta} - L_5 \quad 4-44$$

$$L_3 = 32,488 \text{ mm}$$

Ancho de la platina interior, L_{14}

$$L_{14} = L_3 + L_4 \quad 4-45$$

$$L_{14} = 55,99 \text{ mm}$$

Longitud de la pestaña que asegura el centrado del palmito, L_2

$$L_2 = 20 \text{ mm}$$

4.4.2.3 CÁLCULO DEL ESPESOR DE LAS PLATINAS

Se realiza el diseño de la platina exterior que es la que mayor esfuerzo soporta y el mismo espesor se utiliza para la platina interior.

Iniciamos con un prediseño, para poder determinar un espesor tentativo y luego proseguir con el diseño. A continuación se presenta el diagrama de cuerpo libre para poder interpretar mejor el problema.

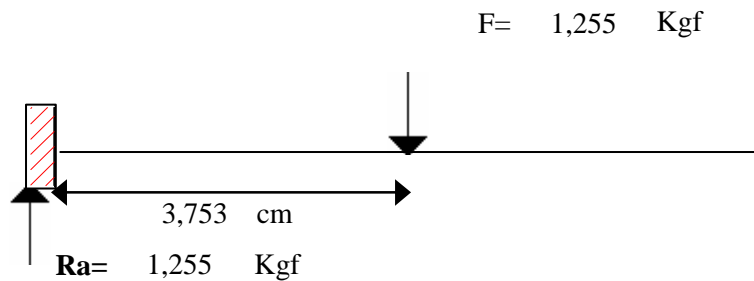


Figura 4.17. Diagrama de cuerpo libre de la platina

Se traza los diagramas de cortante y momento flector, para determinar el momento máximo.

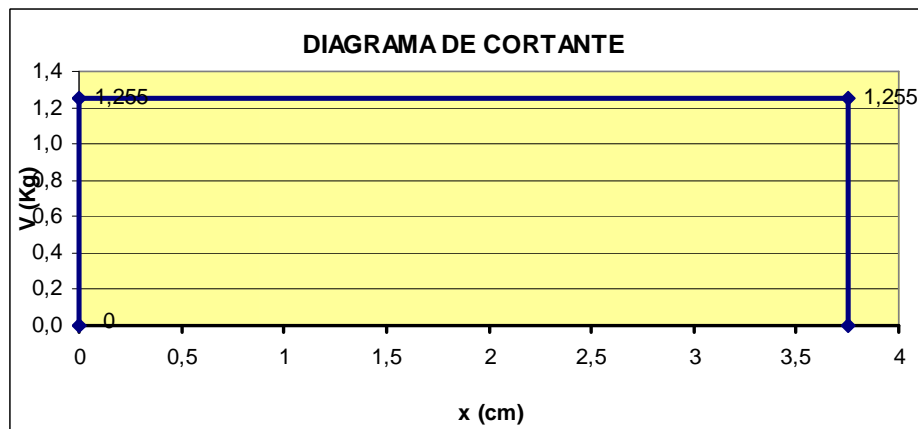


Figura 4.18. Diagrama de cortante de la platina exterior

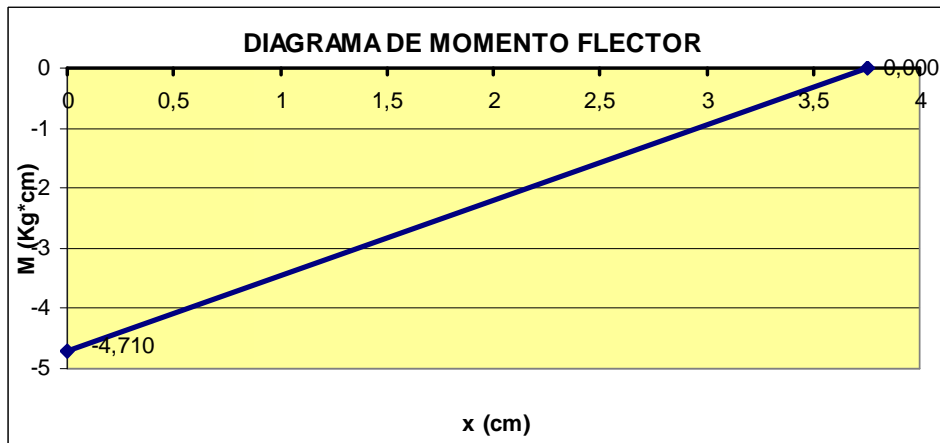


Figura 4.19. Diagrama de momento flector de la platina exterior.

La platina está sometida a flexión, en lo que se basará su diseño:

$$M_1 = M_{\max} = 4,71 \text{ Kg} \cdot \text{cm}$$

$$M_2 = M_{\min} = 0,00 \text{ Kg} \cdot \text{cm}$$

$$\sigma = \frac{Mc}{I} = \frac{M \cdot \left(\frac{e}{2}\right)}{\frac{1}{12} \cdot l \cdot e^2} = \frac{6 \cdot M}{l \cdot e^2} \quad 4-46$$

Sabiendo que $l = 10,5 \text{ cm}$, se pueden determinar los esfuerzos flectores.

$$\sigma_{f1} = \frac{2,691}{e^2} \text{ Kgf}$$

$$\sigma_{f2} = \frac{0}{e^2} \text{ Kgf}$$

Para determinar la amplitud del esfuerzo σ_a y el esfuerzo medio σ_m se tiene [13]:

$$\sigma_a = \frac{\sigma_1 - \sigma_2}{2} \quad 4-47$$

$$\sigma_m = \frac{\sigma_1 + \sigma_2}{2} \quad 4-48$$

$$\sigma_{fa} = \frac{1,346}{e^2} \text{ Kgf}$$

$$\sigma_{fm} = \frac{1,346}{e^2} \text{ Kgf}$$

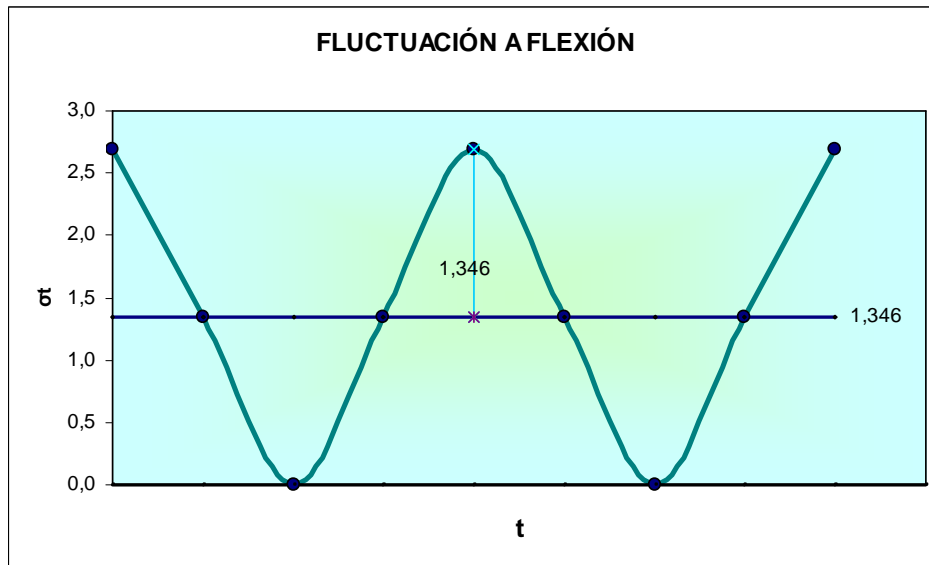


Figura 4.20. Fluctuación a flexión de la platina exterior.

Se procede a determinar el espesor tentativo.

Material: AISI 304 [5]

$S_y = 40000 \text{ psi} = 2812,278 \text{ Kgf/cm}^2$

$S_{ut} = 82400 \text{ psi} = 5793,293 \text{ Kgf/cm}^2$

Confiabilidad= 95% [14]

Por estar sometida la platina únicamente a flexión, se ocupará las siguientes fórmulas [15]:

$$\sigma_a' = \sqrt{(k_{ff} * \sigma_{fa} + k_{fax} * \sigma_{axa})^2 + 3(k_{fT} * \tau_{ta} + k_{fc} * \tau_{ca})^2} = k_{ff} * \sigma_{fa} \quad 4-49$$

$$\sigma_m' = \sqrt{(\sigma_{fm} + \sigma_{axm})^2 + 3(\tau_{Tm} + \tau_{cm})^2} = \sigma_{fm} \quad 4-50$$

$$Se = k_a * k_b * k_c * k_d * k_g * Se' \quad 4-51$$

$$Se' = 0,5 * S_{ut} \quad 4-52$$

$$k = k_a * k_b * k_c * k_d * k_g \quad 4-53$$

$$\frac{\sigma_a'}{Se} + \frac{\sigma_m'}{S_{ut}} = \frac{1}{n} \quad 4-54$$

$k_{ff} = 1$ asumido

$k = 0,35$ asumido

$Se = 1013,826 \text{ Kgf/cm}^2$

$n = 2$

$e = 0,0550 \text{ cm} = 0,550 \text{ mm}$

Teniendo ya un espesor tentativo se procede al diseño del espesor de la platina.

$$e = 0,06 \text{ cm} = 0,6 \text{ mm (Anexo A)}$$

$$\sigma_{fa} = 369,218 \text{ Kgf/cm}^2$$

$$\sigma_{fm} = 369,218 \text{ Kgf/cm}^2$$

$$k_f = 1 + q * (k_t - 1) \quad 4-55$$

$$q = 0 \text{ [16]}$$

$$k_{tf} = 3,000 \text{ [17]}$$

$$k_{ff} = 1,000$$

$$\sigma_a' = 369,218 \text{ Kgf/cm}^2$$

$$\sigma_m' = 369,218 \text{ Kgf/cm}^2$$

$$k_a = e * S_{ut}^f \quad 4-56$$

$$k_a = 0,839 \text{ [18]}$$

$$k_b = 1,189 * (0,808 * \sqrt{e * l})^{-0,097} \quad 4-57$$

$$k_b = 0,993 \text{ [19]}$$

$$k_c = 0,87 \text{ [14]}$$

$$k_d = 1$$

$$k_g = 1$$

$$S_e = 2098,712 \text{ Kgf/cm}^2$$

$$n = 4,173$$

El coeficiente de seguridad es aceptable, concluyendo un espesor de las platinas de 0,6 mm de acero inoxidable AISI 304.

4.4.3 SELECCIÓN DEL RESORTE A TRACCIÓN

La selección del resorte a tracción se basa en la deformación que se produce sobre el resorte al momento de desplazarse angularmente el eslabón de centrado, además el resorte debe ser de una proporción adecuada y conjuntamente el resorte debe producir la fuerza apropiada para que el momento producido en el eslabón sea el adecuado.

4.4.3.1 PARÁMETROS DE DISEÑO

A continuación se analizan cada uno de los parámetros:

1. Desplazamiento angular del eslabón de centrado

El eslabón de centrado gira de una posición inicial hasta una final, en esta última se produce el centrado del palmito debido al desplazamiento angular del eslabón y a la deformación de los resortes a compresión.

A continuación podemos observar las posiciones del eslabón de centrado y los parámetros de diseño:

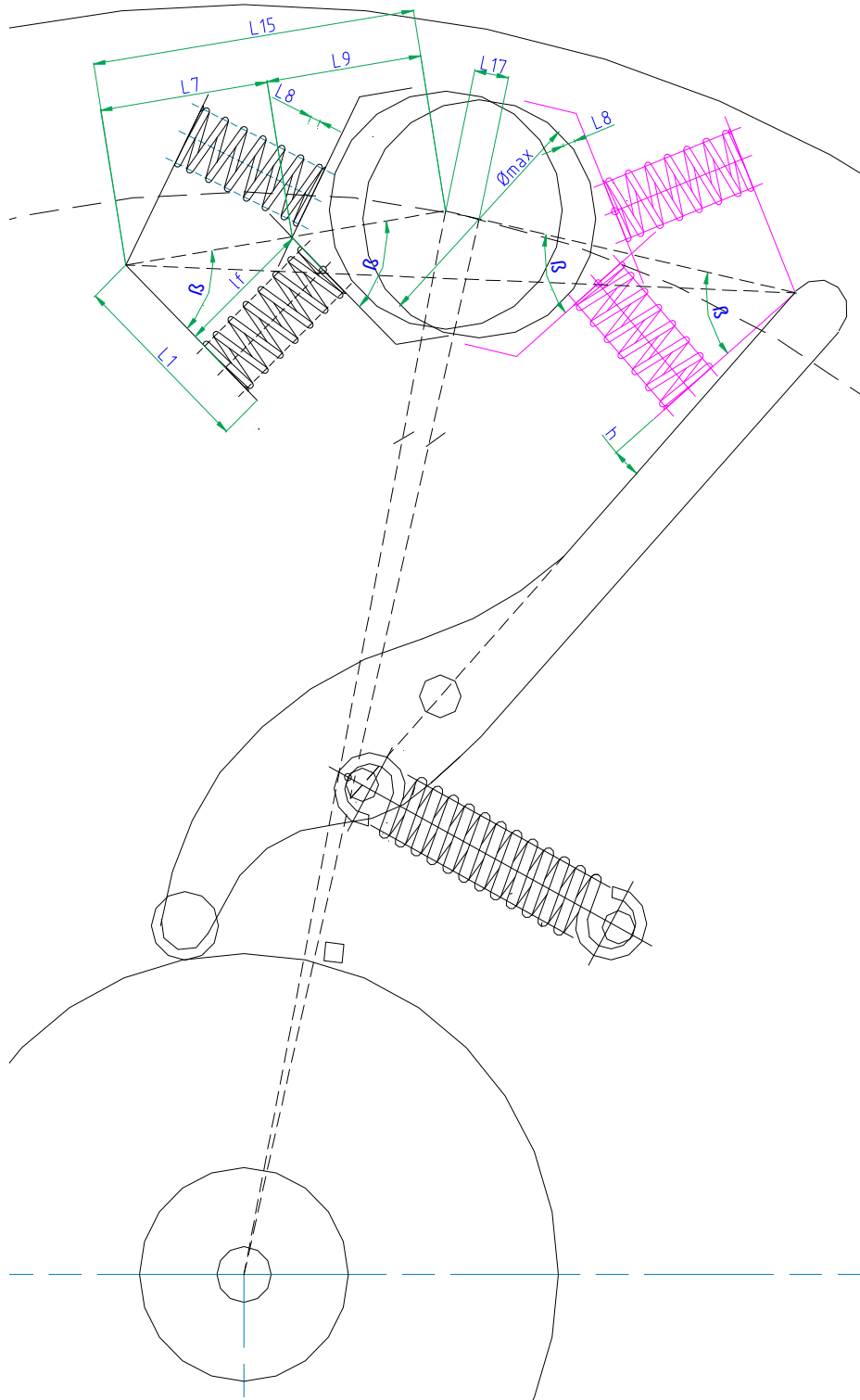


Figura 4.21. Inicio del centrado del palmito

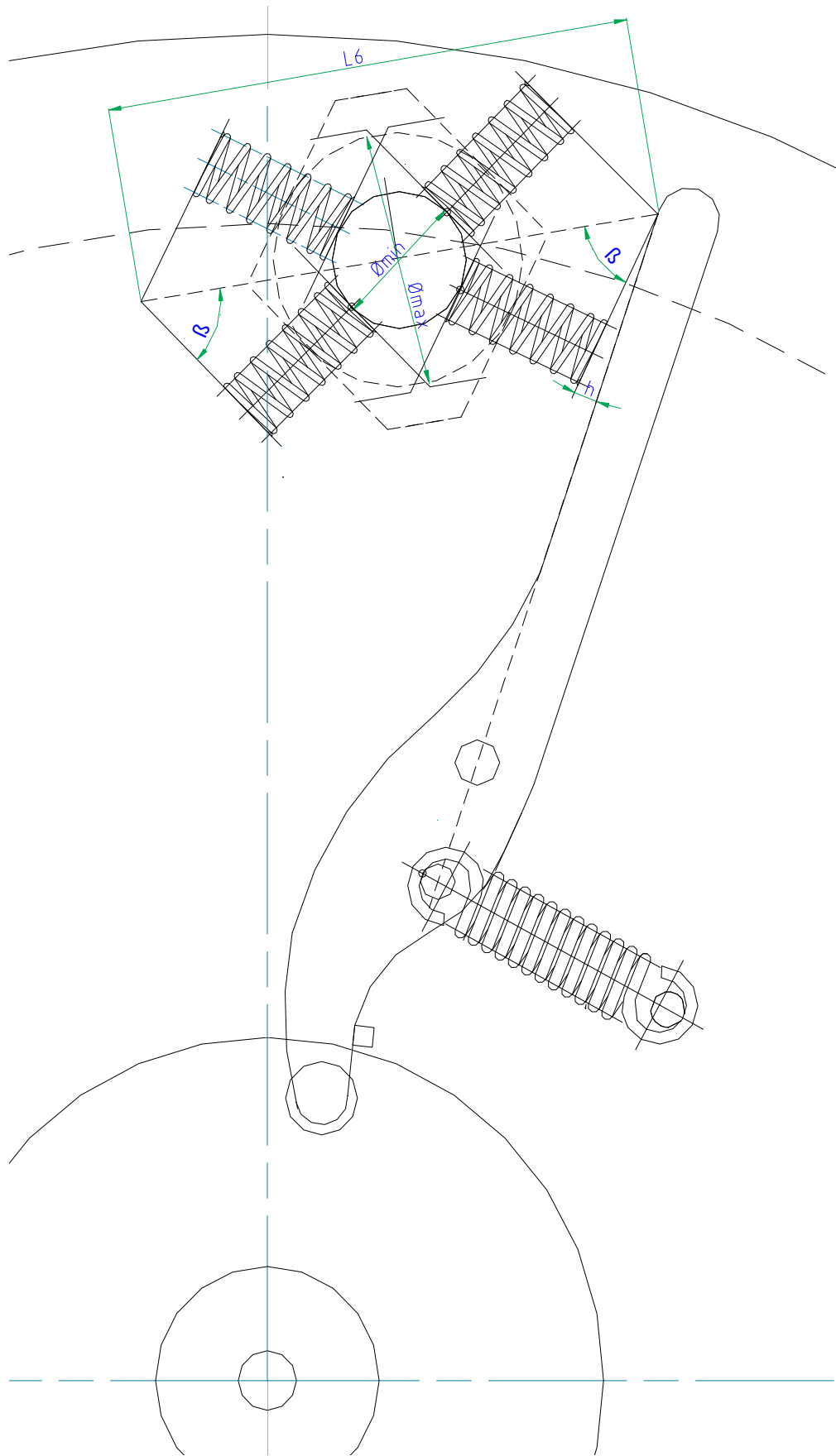


Figura 4.22. Fin del centrado del palmito

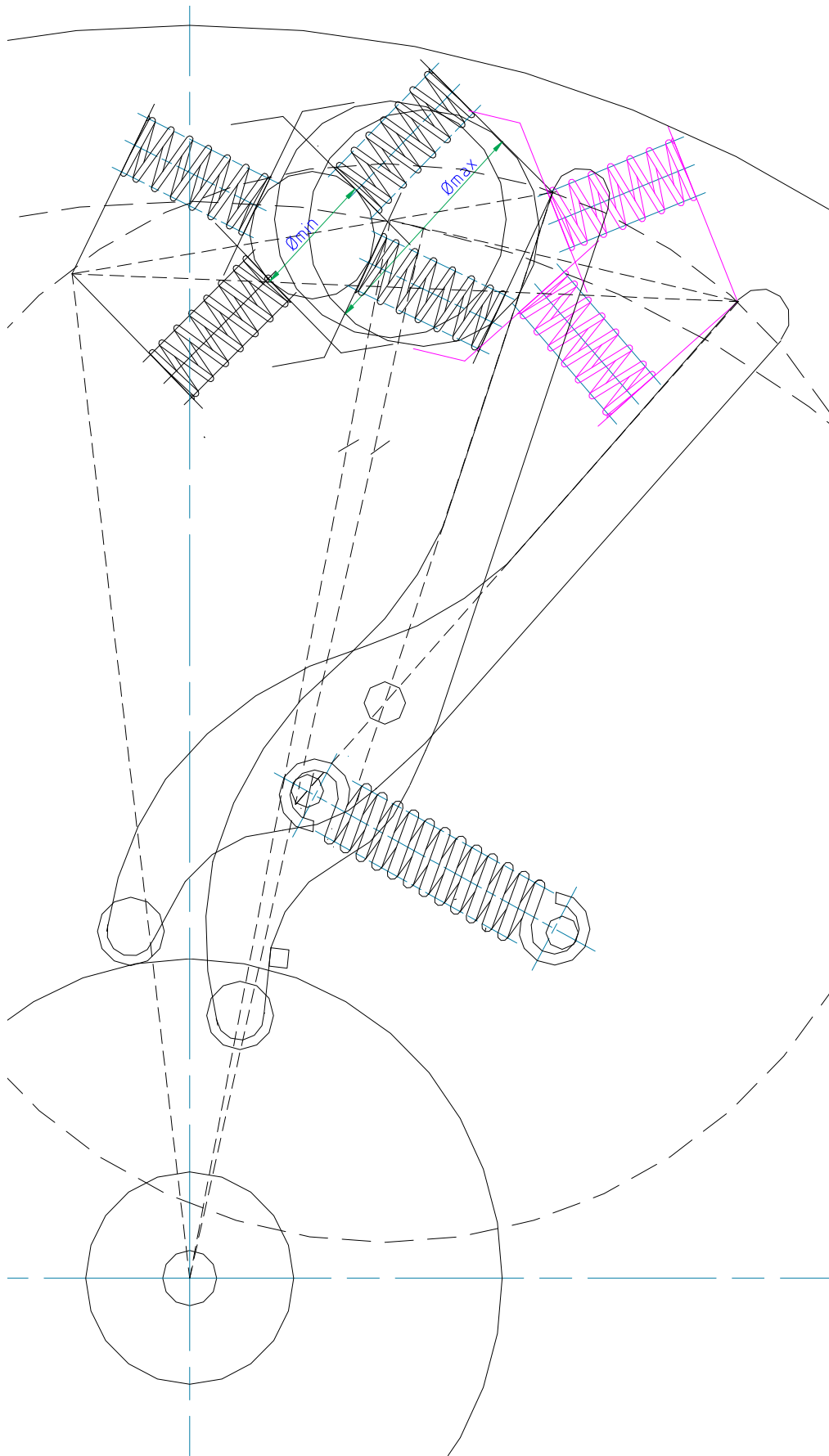


Figura 4.23. Inicio y fin del centrado del palmito

El desplazamiento angular del eslabón de centrado involucra varios parámetros, la mayoría pueden ser calculados y unos pocos datos serán asignados, los mismos que para poder diferenciarlos están subrayados como se indicó a un inicio.

$e_1 = 0,6$ mm, espesor de las platinas

2

$h = \square$

60

$\beta = \square$

$l_f = 45,5$ mm, longitud libre del resorte a compresión.

$\varnothing_{\text{min palmito}} = 35$ mm

$\varnothing_{\text{max palmito}} = 65$ mm

$L_1 = 37,066$ mm

$L_8 = \underline{2}$ mm

$L_{17} = \underline{20}$ mm

$$L_6 = 2 * \sqrt{(L_1)^2 + (l_f + r_{\text{min}} + 2 * e_1)^2} \quad \mathbf{4-58}$$

$L_6 = 148,264$ mm

$$L_7 = \frac{l_f + 2 * e_1}{\text{seno} \beta} \quad \mathbf{4-59}$$

$L_7 = 53,925$ mm

$$L_9 = \frac{(L_8 + r_{\text{max}})}{\text{seno} \beta} \quad \mathbf{4-60}$$

$L_9 = 39,837$ mm

$$L_{15} = L_7 + L_9 \quad \mathbf{4-61}$$

$L_{15} = 93,762$ mm

$$L_{16} = L_6 - L_{15} \quad \mathbf{4-62}$$

$L_{16} = 54,502$ mm

$$L_{18} = L_{17} + L_{15} \quad \mathbf{4-63}$$

$L_{18} = 113,762$ mm

En la siguiente figura se indica el triángulo principal del desplazamiento angular del eslabón, este es extraído de la figura de inicio y fin del eslabón, donde a_1 representa el ángulo que gira el eslabón, los demás parámetros son importantes determinar para futuros cálculos.

$$\frac{\text{Seno}(\hat{e})}{L_{16}} = \frac{\text{Seno}(2\beta + 2\hat{h} + \hat{e})}{L_{18}} \quad 4-67$$

Se prosigue reemplazando la ecuación 4-66 en la 4-67, para obtener finalmente:

$$\begin{aligned} \frac{\text{Seno}(\hat{e})}{L_{16}} &= \frac{\text{Seno}(\alpha + \hat{e})}{L_{18}} \\ \frac{\text{Seno}(\hat{e})}{L_{16}} &= \frac{\text{Seno}(\alpha) * \cos(\hat{e}) + \cos(\alpha) * \text{Seno}(\hat{e})}{L_{18}} \\ \frac{\text{Seno}(\hat{e})}{L_{16}} &= \frac{\text{Seno}(\alpha) * \cos(\hat{e}) + \cos(\alpha) * \text{Seno}(\hat{e})}{L_{15}} \\ \frac{\text{Seno}(\hat{e})}{L_{16}} &= \frac{\text{Seno}(\alpha) + \cos(\alpha) * \text{Tan}(\hat{e})}{\frac{L_{18}}{\cos(\hat{e})}} \\ \frac{\text{Seno}(\hat{e})}{\cos(\hat{e})} &= \left(\frac{L_{16}}{L_{15}} \right) * [\text{Seno}(\alpha) + \cos(\alpha) * \text{Tan}(\hat{e})] \\ \text{Tan}(\hat{e}) &= \frac{L_{16} * \text{Seno}(\alpha) + L_{16} * \text{Tan}(\hat{e})}{L_{18}} \\ \text{Tan}(\hat{e}) &= \frac{L_{16} * \text{Seno}(\alpha)}{L_{18} - L_{16} * \cos(\alpha)} \\ \hat{e} &= a \tan \left(\frac{L_{16} * \text{Seno}(\alpha)}{L_{18} - L_{16} * \cos(\alpha)} \right) \quad 4-68 \end{aligned}$$

124
 $\alpha =$
 17,394
 $e =$

$$\hat{k} = \hat{e} + \beta + \hat{h} \quad 4-69$$

79,394
 $k =$

$$\hat{a}_1 = 180 - 2 * \hat{k} \quad 4-70$$

21,213
 $a_1 =$

$$\hat{b} = 180 - \hat{a}_1 \quad 4-71$$

b= 158,787 □

$$L_{10} = \sqrt{L_{15}^2 + L_{18}^2 - 2 * L_{15} * L_{18} * \cos(\hat{b})} \quad 4-72$$

L₁₀= 204,011 mm

$$\mu = a \cos\left(\frac{L_{18}^2 + L_{10}^2 - L_{15}^2}{2 * L_{18} * L_{10}}\right) \quad 4-73$$

μ= 9,572 □

$$\hat{d} = 180 - \hat{b} - \mu \quad 4-74$$

d= 11,640 □

$$c_1' = \sqrt{L_{10}^2 + L_6^2 - 2 * L_{10} * L_6 * \cos \hat{d}} \quad 4-75$$

c₁'= 65,969 mm

$$r_8 = \frac{c_1'}{2 * \text{seno}\left(\frac{\hat{a}_1}{2}\right)} [20] \quad 4-76$$

r₈= 178,205 mm
Ø₈= 358,411 mm

$$f_1' = r_8 * \left(1 - \cos\left(\frac{\hat{a}_1}{2}\right)\right) [20] \quad 4-77$$

f₁'= 3,062 mm

$$\hat{g} = \beta - \mu \quad 4-78$$

g= 50,428 □

$$\hat{j} = \hat{k} + \hat{h} \quad 4-79$$

81,394

$j =$

2. Deformación del resorte a tracción

Esta deformación que se producirá sobre el resorte a tracción se base en el desplazamiento angular del eslabón de centrado, en la siguiente figura se indican los parámetros necesarios para este cálculo.

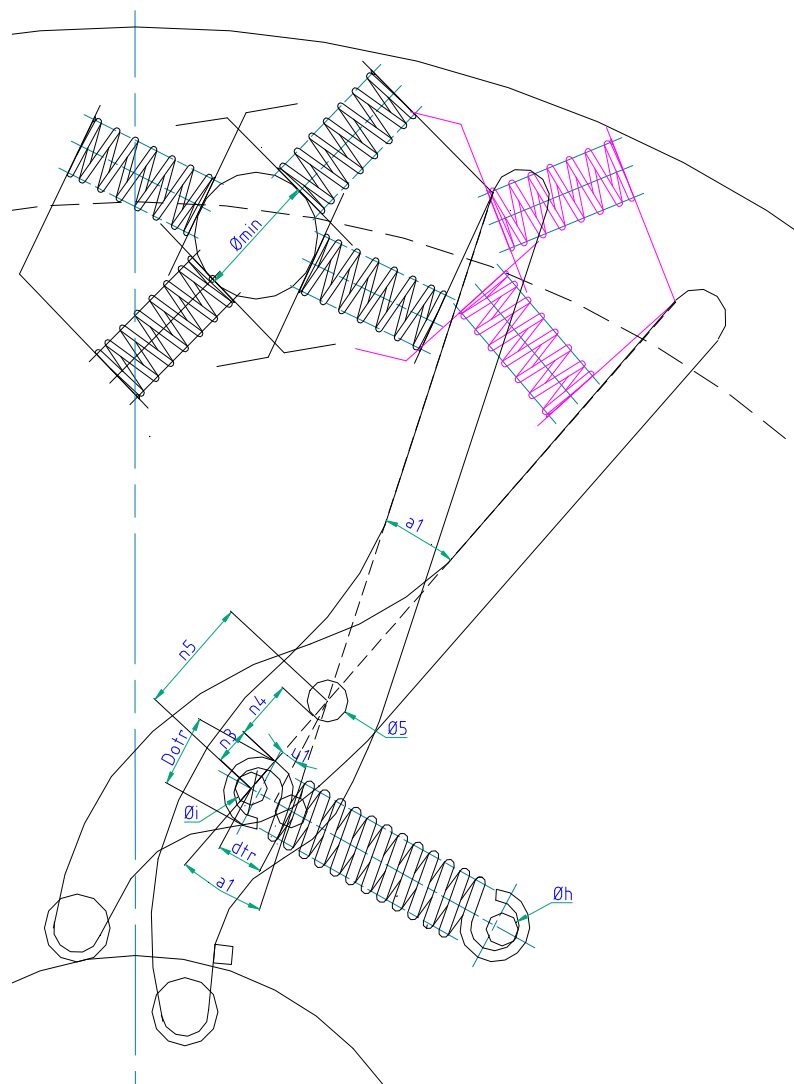


Figura 4.25. Deformación del resorte a tracción

21,213

$a_1 =$

$D_{otr} = 32$ mm [19], este dato se lo define cuando se selecciona el resorte a tracción.

$n_4 = 15$ mm

$\emptyset_5=9,525$ mm, este dato aún no ha sido calculado, por el momento se lo asume, porque para calcularlo necesitamos primero seleccionar el resorte, volviéndose una interpolación.

$$r_5= 4,763 \text{ mm}$$

$$\hat{u}_1 = \frac{\hat{a}_1}{2} \quad \mathbf{4-80}$$

$$u_1= \frac{10,606}{2} \quad \square$$

$$n_3 = \frac{D_{or}/2}{\cos(\hat{u}_1)} \quad \mathbf{4-81}$$

$$n_3= 16,278 \text{ mm}$$

$$n_5 = n_3 + n_4 + r_5 \quad \mathbf{4-82}$$

$$n_5= 36,041 \text{ mm}$$

$$\delta_{tr} = 2 * n_5 * \text{seno}\left(\frac{\hat{a}_1}{2}\right) \quad \mathbf{4-83}$$

$$\delta_{tr}= 13,267 \text{ mm}$$

Por lo tanto la deformación a la que va a estar expuesto el resorte es de 13,267 mm

3. Datos del resorte

Se ha optado por un resorte a tracción de las siguientes características [21]:

longitud libre, lf= 86,3 mm

\emptyset exterior, Do= 32 mm

\emptyset del alambre, d= 4,5 mm

longitud máxima, lmax= 115,3 mm

Contante, k= 16,75 N/mm

Material = Alambre estirado duro

A_p= 136000 psi [9]

m= 0,192 [9]

Probabilidad de sobrevivencia = 90%

δ_{min} = 9 mm = 0,354 plg

δ_{max} = 22,267 mm = 0,877 plg

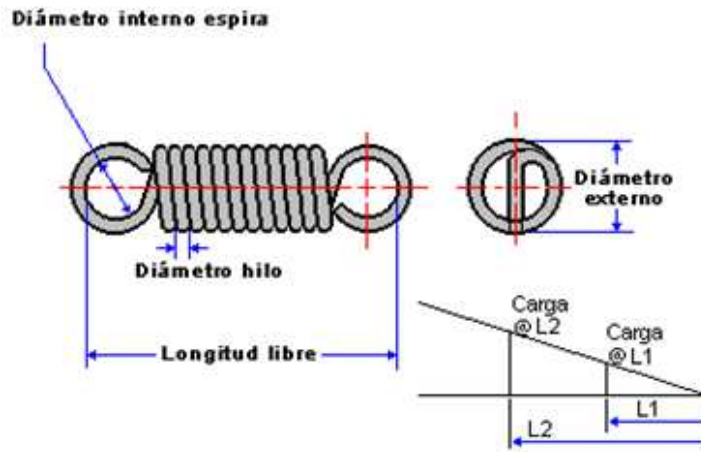


Figura 4.26. Resorte a tracción

La carga P en función de la deformación, usando la ecuación 4-21

$$P_{\max} = 83,920 \text{ lbf} = 38,059 \text{ kgf}$$

$$P_{\min} = 33,919 \text{ lbf} = 15,383 \text{ kgf}$$

4. Momento producido por el eslabón de centrado

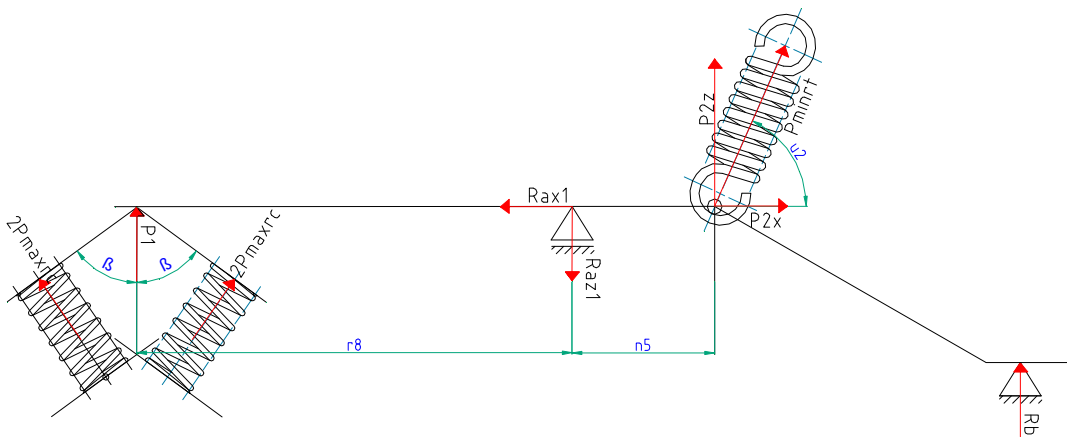


Figura 4.27. Diagrama de cuerpo libre del eslabón de centrado en el momento que actúan los resortes a tracción y compresión

En el momento en que el eslabón de centrado llega a su posición final, sobre este actúan las fuerzas producidas por los resortes a compresión y la del resorte a tracción. Se debe comprobar que el momento producido por el resorte a tracción sea el mayor, de lo contrario no se daría el centrado del palmito.

$$n_5 = 36,041 \text{ mm}$$

$$r_8 = 179,205 \text{ mm}$$

$P_{maxrc} = 0,628$ Kgf, fuerza máxima producida por el resorte a compresión
60

$\beta = \square$

$P_{minrt} = 15,383$ Kgf, fuerza mínima producida por el resorte a tracción
21,213

$a_1 = \square$

$$P_1 = \frac{4 * P_{maxrc}}{Sen\beta} \quad 4-84$$

$P_1 = 2,899$ Kgf

Momento en a, producido por P_1 :

$M_{a1} = 519,433$ Kgf*mm

$$\hat{u}_2 = \frac{180 - \hat{a}_1}{2} \quad 4-85$$

$u_2 = 79,394$ \square

$$P_{2z} = P_{minrt} * Seno(\hat{u}_2) \quad 4-86$$

$P_{2z} = 15,120$ Kgf

Momento en a, producido por P_{2z} :

$M_{a2} = 544,928$ Kgf*mm

El momento producido por el resorte a tracción es mayor que el producido por los resortes a compresión, deduciendo que la selección es correcta.

4.4.3.2 PRECARGA

Índice del resorte, C (Ecuación 4-23)

$C = 6,111$

Factor por cortante transversal, Kd (Ecuación 4-24)

$K_d = 1,082$

Factor de corrección por curvatura de Wahl, Kw (Ecuación 4-25)

$K_w = 1,247$

En la siguiente figura se puede observar parámetros del resorte a tracción:

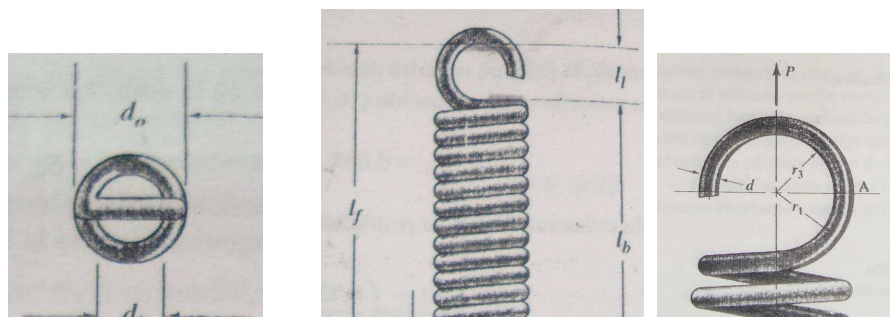


Figura 4.28. Dimensiones de un resorte helicoidal de extensión

$$l_b = l_f - 2 * (D_o - d) \quad \mathbf{4-87}$$

$l_b = 1,587$ plg

Número total de espiras, N_t

$$N_t = \frac{(l_f - 2 * (D_o - 2 * 2d))}{d} \quad \mathbf{4-88}$$

$N_t = 8,956$ espiras

Número de espiras activas, N_a

$$N_a = N_t - 1 \quad \mathbf{4-89}$$

$N_a = 7,956$ espiras

Deflexión hasta la longitud máxima, δ_{max}

$$\delta_{max} = l_{max} - l_f \quad \mathbf{4-90}$$

$\delta_{max} = 1,142$ plg = 29 mm

Resistencia a la rotura por tensión, S_{ut} (Ecuación 4-30)

$S_{ut} = 189605,172$ psi

Esfuerzo a la fluencia por torsión o el esfuerzo cortante permisible para carga estática, S_{sy} , (Ecuación 4-31)

$S_{sy} = 75842,069$ psi

La fuerza que se requiere para extender las espiras hasta la longitud máxima

$$P_s = k * \delta_{max} \quad \mathbf{4-91}$$

$P_s = 109,294$ lbf

El resorte es capaz de soportar la P_{max} , pues $P_s > P_{max}$.

La tensión inicial arrollada en el resorte

$$\tau_i = \frac{8 * C * P_i}{\pi * d^2} \quad \mathbf{4-92}$$

$$P_i = P_{\min} = 33,919 \text{ lb}$$

$$\tau_i = 16816,768 \text{ psi} = 16,8168 \text{ kpsi}$$

El esfuerzo de precarga está dentro del rango preferido [22]

4.4.3.3 DISEÑO DINÁMICO

Fuerza alternante, P_a (Ecuación 4-33)

$$P_a = 25,001 \text{ lbf}$$

Fuerza media, P_m (Ecuación 4-34)

$$P_m = 58,919 \text{ lbf}$$

Esfuerzo alternante, τ_a (Ecuación 4-35)

$$\tau_a = 15461,441 \text{ psi}$$

Esfuerzo medio, τ_m (Ecuación 4-36)

$$\tau_m = 36438,266 \text{ psi}$$

Factor de seguridad contra la fluencia por torsión, n_s (Ecuación 4-37)

$$n_s = 1,461$$

Límite de fatiga modificado, S'_{se} (Ecuación 4-38)

$$k_r = 0,9$$

$$S'_{se} = 54701,092 \text{ psi}$$

$$S_{se} = 49230,983 \text{ psi}$$

Factor de seguridad contra la fatiga límite de durabilidad por torsión, n_s (Ecuación 4-39)

$$n_s = 3,184$$

El menor n_s es de 1,461, que es un coeficiente de seguridad admisible, por lo que se concluye que el resorte seleccionado es el ideal.

4.4.3.4 DISEÑO DE LOS GANCHOS DEL RESORTE.

En ocasiones los ganchos del resorte no soportan los esfuerzos de flexión y cortantes, por lo que también se debe analizar el factor de seguridad de estos, para lo cual necesitamos los datos de l_i y l_h que se pueden observar en la Fig. 4.28

Se ejecuta el cálculo con un $l_i = l_h$, como son los resortes estándar

$$l_i = D_0 - 2d \quad \mathbf{4-93}$$

$$l_i = l_h = 0,906 \text{ plg}$$

$$d = 0,177 \text{ plg}$$

$$P_a = 25,001 \text{ lbf}$$

$$P_m = 58,919 \text{ lbf}$$

$$S_{ut} = 189605,172 \text{ psi}$$

$$r_1 = \frac{l_i}{2} - \frac{d}{2} \quad 4-94$$

$$r_1 = 0,541 \text{ plg}$$

$$r_3 = \frac{l_i}{2} \quad 4-95$$

$$r_3 = 0,453 \text{ plg}$$

$$S_e' = 94802,586 \text{ psi (Ecuación 4-52)}$$

$$S_e = k_r * S_e' \quad 4-96$$

$$k_r = 0,9$$

$$S_e = 85322,327 \text{ psi}$$

Esfuerzo alternante, σ_a :

$$\sigma_a = \left(\frac{32 * P_a * r_1}{\pi * d^3} \right) \left(\frac{r_1}{r_3} \right) + \frac{4 * P_a}{\pi * d^2} \quad 4-97$$

$$\sigma_a = 30654,793 \text{ psi}$$

Esfuerzo medio, σ_m :

$$\sigma_m = \left(\frac{32 * P_m * r_1}{\pi * d^3} \right) \left(\frac{r_1}{r_3} \right) + \frac{4 * P_m}{\pi * d^2} \quad 4-98$$

$$\sigma_m = 72244,722 \text{ psi}$$

Finalmente se calcula el coeficiente de seguridad:

$$\frac{\sigma_a}{S_e} + \frac{\sigma_m}{S_{ut}} = \frac{1}{n} \quad 4-99$$

$$n = 1,351$$

Se obtuvo un coeficiente de seguridad que se lo considera aceptable, concluyendo que se seleccionó el resorte indicado.

4.4.3.5 DISEÑO DE LOS EJES QUE SOPORTAN AL RESORTE A TRACCIÓN

Para disminuir costos el eje será diseñado en función de un perno (Ver Fig. 4.25).

1. Diseño del eje izquierdo (\emptyset_i) que soporta el resorte a tracción

Se empezará con un prediseño para determinar el diámetro tentativo. A continuación se observa los diagramas de cuerpo libre que se dan debido a la fuerza máxima y la fuerza mínima producida por el resorte de tracción

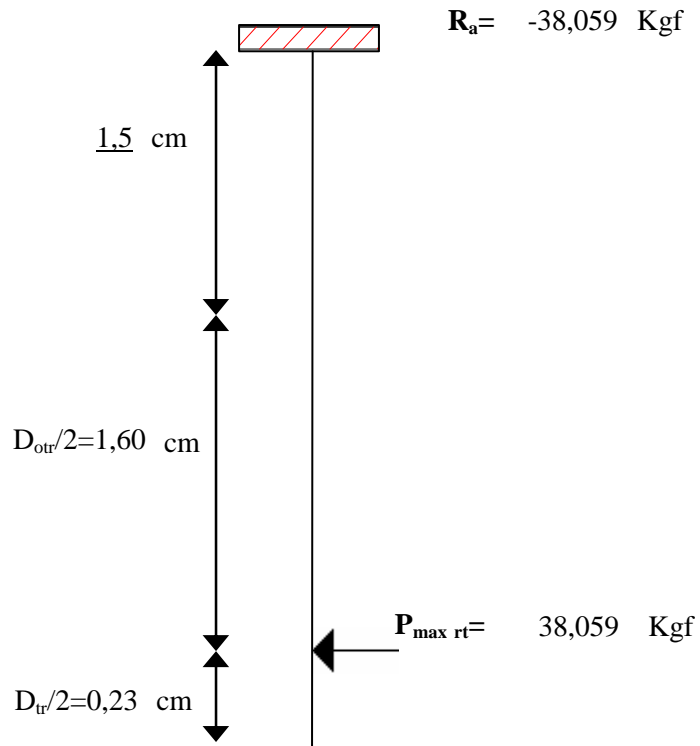


Figura 4.29. Diagrama de cuerpo libre del eje izquierdo al soportar la máxima deformación del resorte a tracción

$$l = (1,5 + 1,6 + 0,23) \text{ cm} = 3,325 \text{ cm}$$

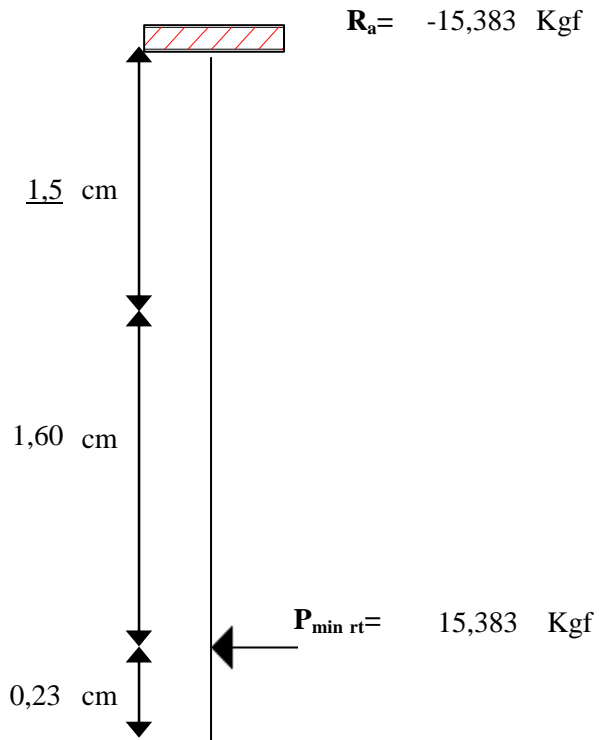


Figura 4.30. Diagrama de cuerpo libre del eje izquierdo al soportar la mínima deformación del resorte a tracción

Se traza los diagramas de momento flector, para establecer los momentos máximo y mínimo.

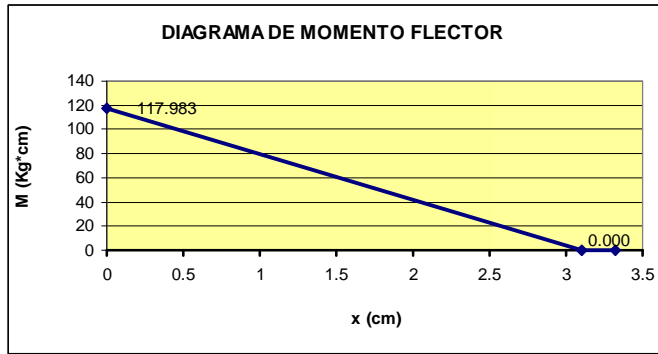


Figura 4.31. Diagrama de momento flector del eje izquierdo al soportar la máxima deformación del resorte a tracción (momento máximo)

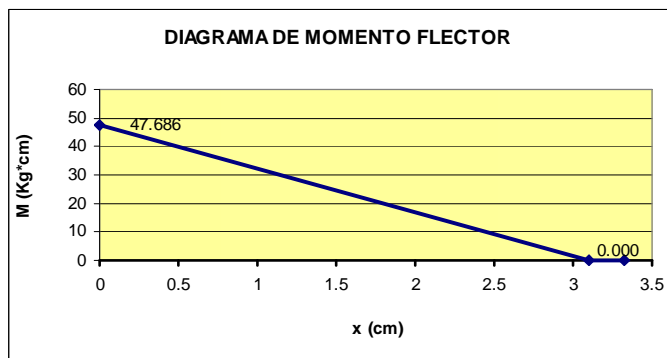


Figura 4.32. Diagrama de momento flector del eje izquierdo al soportar la mínima deformación del resorte a tracción (momento mínimo)

El eje esta sometido a flexión, en lo cual se basará el diseño:

$$\sigma_f = \frac{MC}{I} = \frac{32M}{\pi * d^3} \quad 4-100$$

Se determina los esfuerzos flectores, obteniendo la siguiente fluctuación:

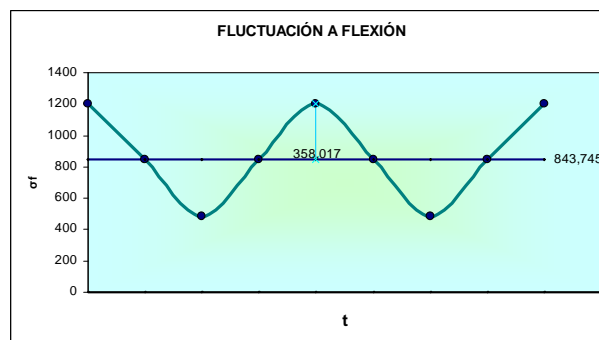


Figura 4.33. Fluctuación a flexión del eje izquierdo que soporta el resorte a tracción

A continuación se especifica el material y el diámetro tentativo:

Material: AISI 304 [5]

$\varnothing_i = 0,9525 \text{ cm} = 3/8 \text{ plg}$ (Anexo C)

Se procede al diseño del eje, siguiendo el proceso de la sección 4.4.2.3, pero cambiando la fórmula del k_b , por ser ahora una sección circular:

$$k_b = 1,189 * \phi^{-0,112} [23] \quad 4-101$$

$$n = 2,627$$

Se obtuvo un coeficiente de seguridad admisible, ultimando un perno AISI 304, de diámetro de 3/8 plg y de longitud de 1 1/2 plg.

2. Diseño del eje derecho (\varnothing_h) que soporta el resorte a tracción

Este eje será diseñado igual que el eje \varnothing_i en función de un perno (Ver Fig. 4.25). Inicialmente se realizará un prediseño y se finiquita con el diseño final. A continuación se observa los diagramas de cuerpo libre que se dan por la fuerza máxima y mínima producida por el resorte de tracción. Además se asume un espesor de 2 mm de la base donde se asienta todo el sistema de centrado (e_{base}).

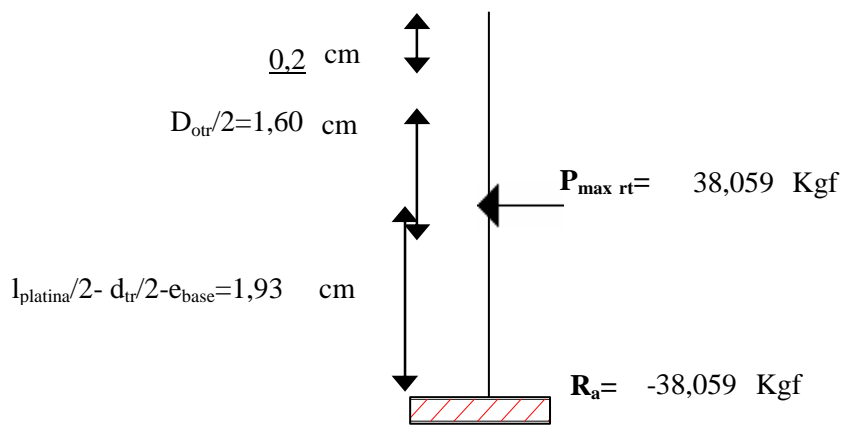


Figura 4.34. Diagrama de cuerpo libre del eje derecho al soportar la máxima deformación del resorte a tracción

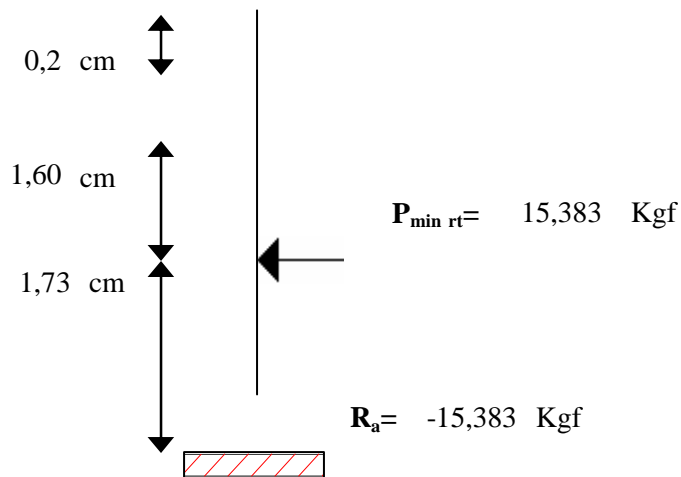


Figura 4.35. Diagrama de cuerpo libre del eje derecho al soportar la mínima deformación del resorte a tracción

Se determina el momento máximo y mínimo:

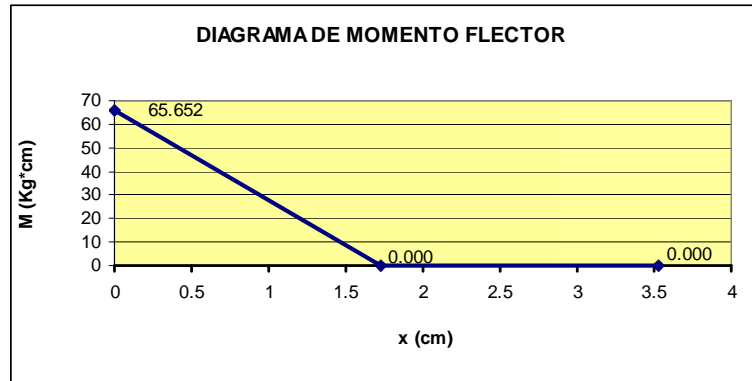


Figura 4.36. Diagrama de momento flector del eje derecho al soportar la máxima deformación del resorte a tracción (momento máximo)

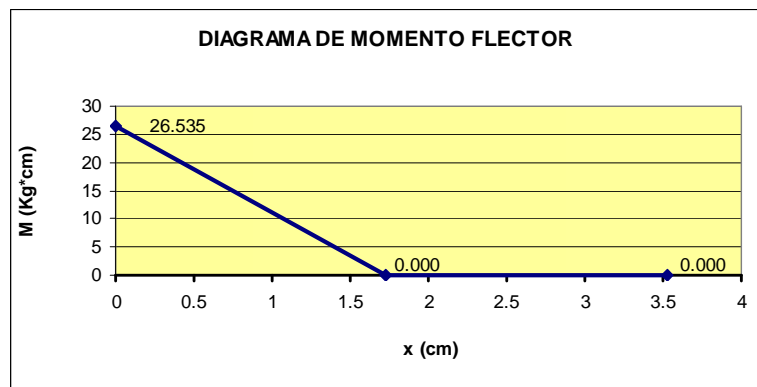


Figura 4.37. Diagrama de momento flector del eje derecho al soportar la mínima deformación del resorte a tracción (momento mínimo)

Se procede a determinar los esfuerzos flectores (Ecuación 4-100), obteniendo la fluctuación:

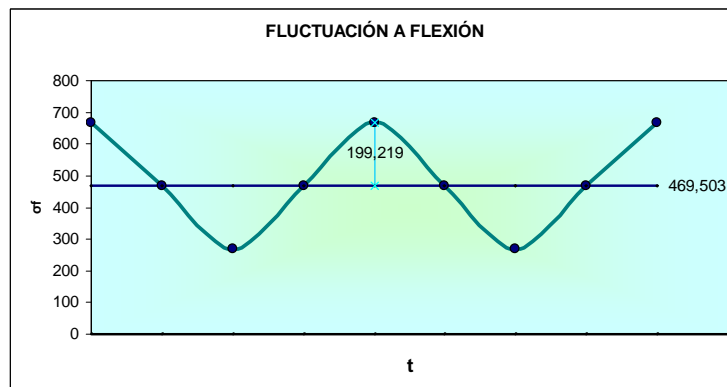


Figura 4.38. Fluctuación a flexión del eje derecho que soporta el resorte a tracción

A continuación se especifica el material y el diámetro tentativo:

Material: AISI 304 [5]

$$\varnothing_h = 0,9525 \text{ cm} = 3/8 \text{ plg (Anexo C)}$$

Se procede al diseño del eje, siguiendo el proceso del eje del lado izquierdo, obteniendo:

$$n = 4,720$$

El coeficiente de seguridad que se obtuvo es aprobado, ultimando un perno AISI 304, de diámetro de 3/8 plg y de longitud de 1 ½ plg.

4.4.4 CÁLCULO DEL DIÁMETRO EXTERIOR DE LA BASE Y TAPA DE CENTRADO

Es importante determinar el diámetro exterior de la base y de la tapa de centrado, que son iguales y ayudan a visualizar el tamaño de todo el sistema de centrado.

Este cálculo varía en función de varios parámetros anteriormente calculados y además depende de la posición de las platinas de centrado. Se tiene varias opciones, se analiza cada una y al final queda la que indique el mayor diámetro

Primera Opción

$$u_8 = 35 \square$$

$$n_2 = 130 \text{ mm}$$

$$\varnothing_2 = 50,8 \text{ mm}$$

$$r_2 = 25,4 \text{ mm}$$

$$\varnothing_3 = 25,4 \text{ mm}$$

$$r_3 = 12,7 \text{ mm}$$

$$r_8 = 179,205 \text{ mm}$$

$$L_{18} = 113,562 \text{ mm}$$

2

$$h = \square$$

60

$$\beta = \square$$

$$L_{17} = 20 \text{ mm}$$

$$n_5 = 36,041 \text{ mm}$$

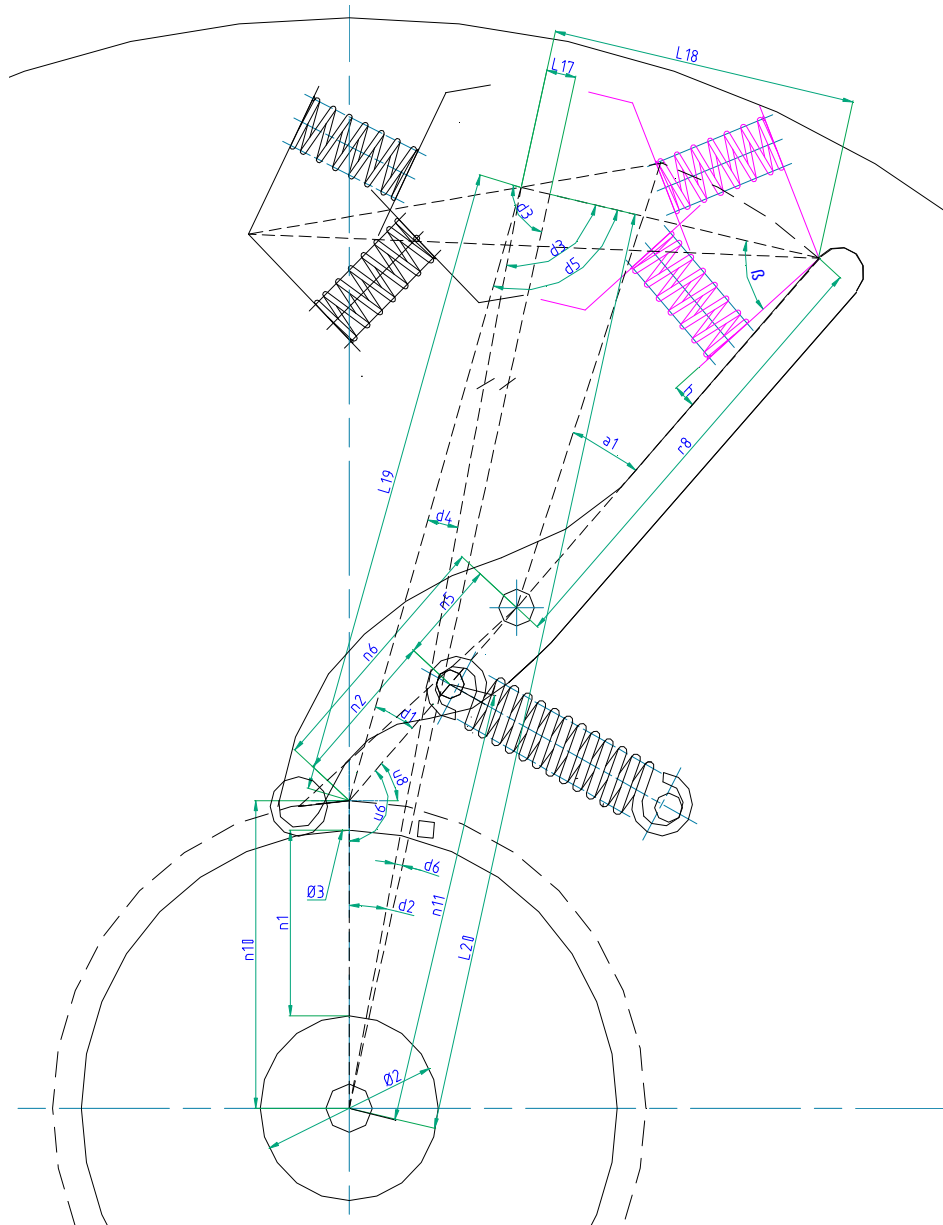


Figura 4.39. Parámetros para el cálculo del diámetro exterior

$$n_6 = n_2 + n_5 \quad 4-102$$

$$n_6 = r_7 = 166,041 \text{ mm}$$

$$L_{19} = \sqrt{(n_6 + r_8)^2 + L_{18}^2 - 2 * (n_6 + r_8) * L_{18} * \cos(\beta + \hat{h})} \quad 4-103$$

$$L_{19} = 308,640 \text{ mm}$$

$$\hat{d}_1 = a \cos\left(\frac{L_{19}^2 + (n_6 + r_8)^2 - L_{18}^2}{2 * L_{19} * (n_6 + r_8)}\right) \quad 4-104$$

$$\mathbf{d}_1 = 18,993 \quad \square$$

$$\mathbf{u}_6 = 125 \quad \square$$

$$\mathbf{d}_5 = 99,007 \text{ mm}$$

$$\hat{u}_6 = 90 + \hat{u}_8$$

$$\hat{d}_5 = 180 - \hat{d}_1 - \beta - \hat{h}$$

4-105

4-106

Para poder determinar el ángulo “d₃” se aplica trigonometría y geometría:

$$\frac{\text{seno}(\hat{u}_6 + \hat{d}_1)}{L_{20}} = \frac{\text{seno}(\hat{d}_2)}{L_{19}} \quad 4-107$$

$$L_{20} = \frac{L_{17}}{2 * \cos(\hat{d}_3)} \quad 4-108$$

$$d_4 = d_5 - d_3 \quad 4-109$$

$$d_2 = 180 - \hat{u}_6 - \hat{d}_1 - \hat{d}_4 \quad 4-110$$

La ecuación 4-109 se sustituye en la 4-110

$$d_2 = 180 - \hat{u}_6 - \hat{d}_1 - \hat{d}_5 + \hat{d}_3 \quad 4-111$$

$$\hat{z} = 180 - \hat{u}_6 - d_1 - d_5 \quad 4-112$$

Se sustituye la ecuación 4-112, en la 4-111

$$d_2 = \hat{z} + \hat{d}_3 \quad 4-113$$

Se sustituye las ecuaciones 4-108 y 4-113, en la 4-107

$$\frac{\text{seno}(\hat{u}_6 + \hat{d}_1)}{\frac{L_{17}}{2 * \cos(\hat{d}_3)}} = \frac{\text{seno}(\hat{z} + \hat{d}_3)}{L_{19}}$$

$$\frac{2 * \cos(\hat{d}_3) * \text{seno}(\hat{u}_6 + \hat{d}_1)}{L_{17}} = \frac{\text{seno}(\hat{z} + \hat{d}_3)}{L_{19}}$$

$$\frac{2 * L_{19} * \text{seno}(\hat{u}_6 + \hat{d}_1)}{L_{17}} = \frac{\text{seno}(\hat{z}) * \cos(\hat{d}_3) + \cos(\hat{z}) * \text{seno}(\hat{d}_3)}{\text{seno}(\hat{z}) * \cos(\hat{d}_3) + \cos(\hat{z}) * \text{seno}(\hat{d}_3)}$$

$$\tan(\hat{d}_3) = \frac{2 * L_{19} * \text{seno}(\hat{u}_6 + \hat{d}_1) - \text{seno}(\hat{z})}{L_{17} * \cos(\hat{z})}$$

$$\tan(\hat{d}_3) = \frac{2 * L_{19} * \text{seno}(\hat{u}_6 + \hat{d}_1) - \text{seno}(\hat{z})}{L_{17} * \cos(\hat{z})}$$

$$\hat{d}_3 = a \tan\left(\frac{2 * L_{19} * \text{seno}(\hat{u}_6 + \hat{d}_1) - L_{17} * \text{seno}(\hat{z})}{L_{17} * \cos(\hat{z})}\right) \quad 4-114$$

-63,000

z=

88,634

d₃=

$$\hat{d}_6 = 180 - 2 * \hat{d}_3 \quad 4-115$$

2,732

d₆=

$$L_{20} = \frac{L_{17}}{2 * \cos(\hat{d}_3)} \quad 4-116$$

L₂₀= 419,416 mm

$$\hat{d}_4 = \text{abs}(\hat{d}_5 - \hat{d}_3) \quad 4-117$$

10,374

d₄=

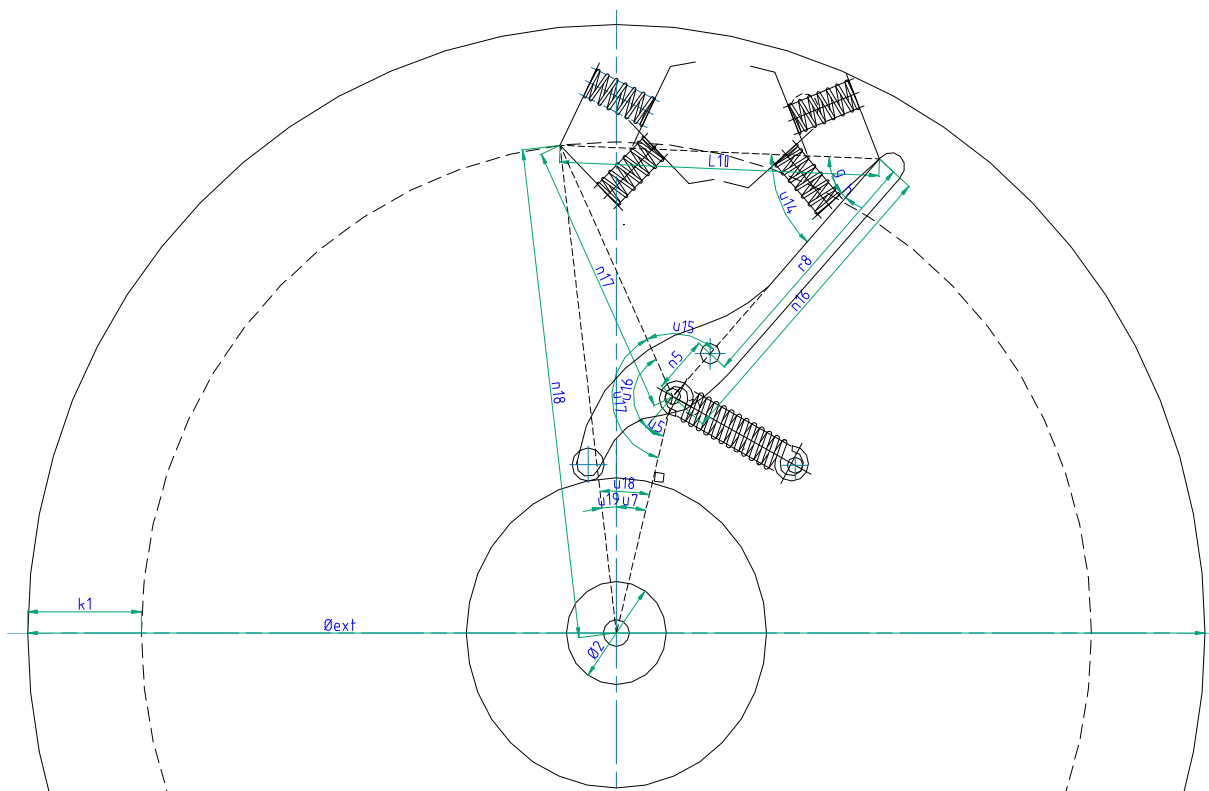


Figura 4.40. Primera opción del diámetro exterior de la base y tapa de centrado (n₁₈)

r₈= 178,205 mm
n₅= 36,041 mm
 50,428
g= □
L₁₀= 204,011 mm
 2
h= □
n₁₁= 229,261 mm

$$n_{16} = r_8 + n_5 \quad \mathbf{4-118}$$

n₁₆= 215,246 mm

$$\hat{u}_{14} = \hat{g} + \hat{h} \quad \mathbf{4-119}$$

52,428
u₁₄= □

$$n_{17} = \sqrt{n_{16}^2 + L_{10}^2 - 2 * n_{16} * L_{10} * \cos(\hat{u}_{14})} \quad \mathbf{4-120}$$

n₁₇= 185,469 mm

$$\hat{u}_{15} = a \cos \left(\frac{n_{17}^2 + n_{16}^2 - L_{10}^2}{2 * n_{17} * n_{16}} \right) \quad \mathbf{4-121}$$

60,671
u₁₅= □

$$\hat{u}_{16} = 180 - \hat{u}_{15} \quad \mathbf{4-122}$$

119,329
u₁₆= □

$$\hat{u}_{17} = \hat{u}_{16} + \hat{u}_5 \quad \mathbf{4-123}$$

146,652
u₁₇= □

$$n_{18} = \sqrt{n_{11}^2 + n_{17}^2 - 2 * n_{11} * n_{17} * \cos(\hat{u}_{17})} \quad \mathbf{4-124}$$

$n_{18} = 397,491 \text{ mm}$

14,863

$u_{18} = \square$

$$\hat{u}_{18} = \text{aseno} \left[\left(\frac{n_{17}}{n_{18}} \right) * \text{sen} (\hat{u}_{17}) \right] \quad \mathbf{4-125}$$

12,815

$u_{19} = \square$

$$\hat{u}_{19} = \text{abs} (\hat{u}_{18} - \hat{u}_7) \quad \mathbf{4-126}$$

Segunda Opción

146,652

$u_{17} = \square$

52,428

$u_{14} = \square$

60,671

$u_{15} = \square$

14,863

$u_{18} = \square$

60

$\beta = \square$

$d = 11,640 \square$

$n_{18} = 397,491 \text{ mm}$

$L_{12} = 47,066 \text{ mm}$

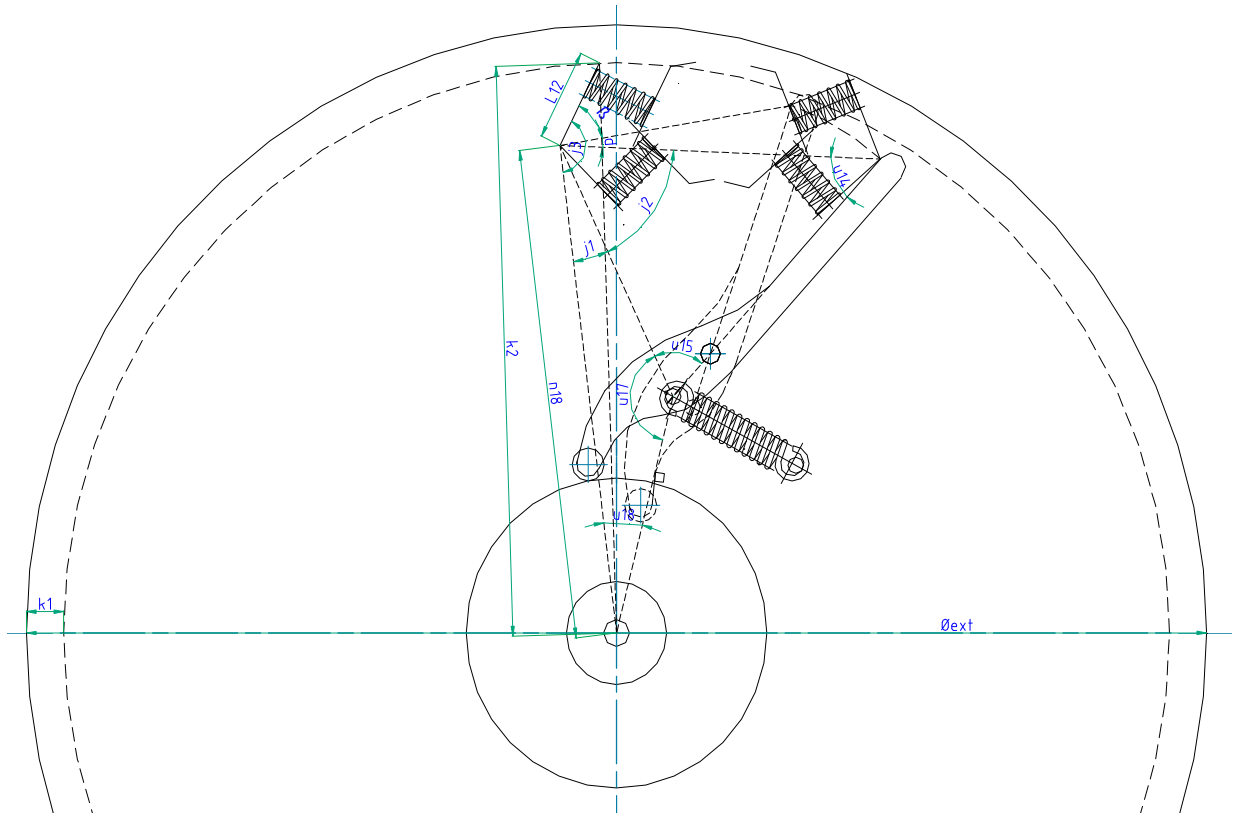


Figura 4.41. Segunda opción del diámetro exterior de la base y tapa de centrado (k_2)

$$\hat{j}_1 = 180 - \hat{u}_{17} - \hat{u}_{18} \quad 4-127$$

$\mathbf{j}_1 = 18,486 \square$

$$\hat{j}_2 = 180 - \hat{u}_{15} - \hat{u}_{14} \quad 4-128$$

$\mathbf{j}_2 = 66,902 \square$

$$\hat{j}_3 = \beta + \hat{d} + \hat{j}_2 + \hat{j}_1 \quad 4-129$$

$\mathbf{j}_3 = 157,027 \square$

$$k_2 = \sqrt{n_{18}^2 + L_{12}^2 - 2 * n_{18} * L_{12} * \cos(\hat{j}_3)} \quad 4-130$$

$\mathbf{k}_2 = 441,206 \text{ mm}$

Tercera Opción

60

$\beta =$

$\delta_{rc} = 15$ mm (Deformación del resorte a compresión)

$L_7 = 53,925$ mm

$L_3 = 32,488$ mm

11,640

$d =$

18,486

$j_1 =$

66,902

$j_2 =$

$n_{18} = 397,491$ mm

$r_{min} = 17,500$ mm

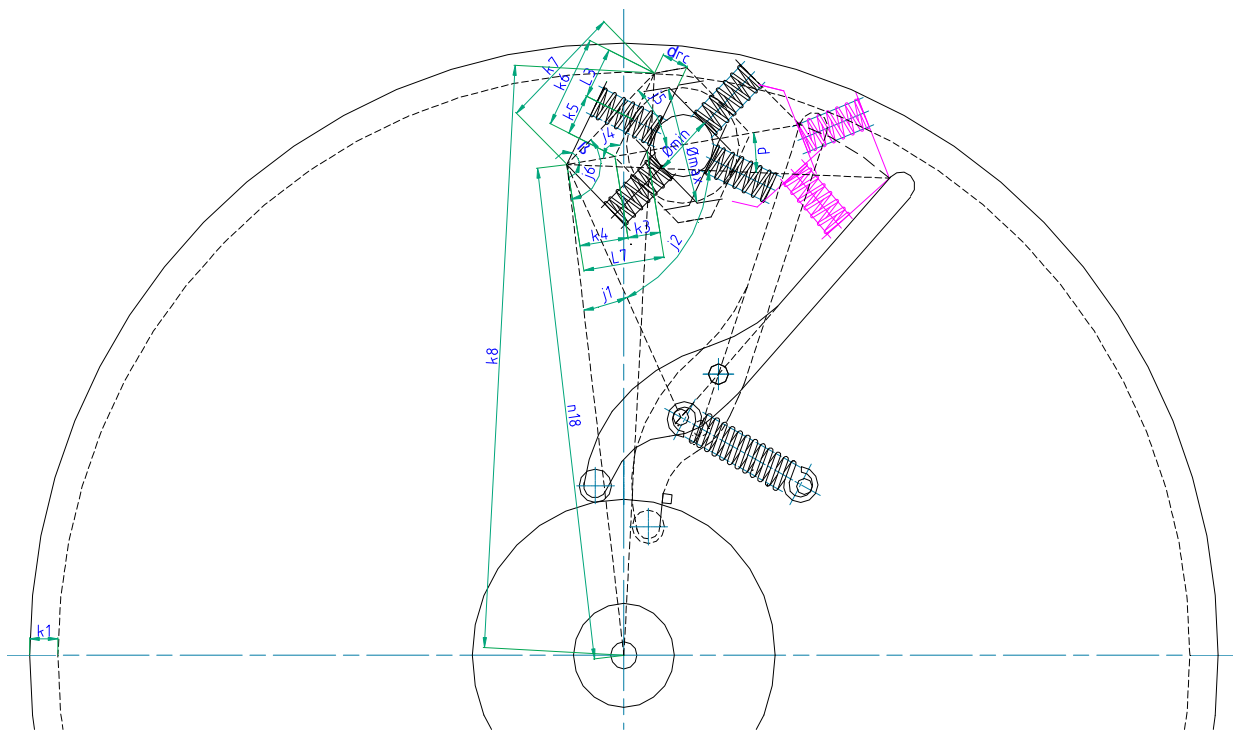


Figura 4.42. Tercera opción del diámetro exterior de la base y tapa de centrado (k_8)

$$\hat{j}_4 = 180 - \beta \quad 4-131$$

120

$j_4 =$

$$k_3 = \frac{\delta}{\text{Sen}\beta} \quad 4-132$$

$$k_3 = 17,321 \text{ mm}$$

$$k_4 = L_7 - k_3 \quad 4-133$$

$$k_4 = 36,604 \text{ mm}$$

$$k_5 = \frac{\delta_{rc} + r_{\min}}{\tan \beta} \quad 4-134$$

$$k_5 = 18,764 \text{ mm}$$

$$k_6 = k_5 + L_3 \quad 4-135$$

$$k_6 = 51,252 \text{ mm}$$

$$k_7 = \sqrt{k_6^2 + k_4^2 - 2 * k_6 * k_4 * \cos(\hat{j}_4)} \quad 4-136$$

$$k_7 = 76,437 \text{ mm}$$

$$\hat{j}_5 = a \cos \left[\frac{k_4^2 + k_7^2 - k_6^2}{2 * k_4 * k_7} \right] \quad 4-137$$

$$35,498$$

$$j_5 = \square$$

$$\hat{j}_6 = \hat{j}_5 + \hat{d} + \hat{j}_2 + \hat{j}_1 \quad 4-138$$

$$132,526$$

$$j_6 = \square$$

$$k_8 = \sqrt{k_7^2 + n_{18}^2 - 2 * k_7 * n_{18} * \cos(\hat{j}_6)} \quad 4-139$$

$$k_8 = 452,675 \text{ mm}$$

Cuarta Opción

$$60$$

$$\beta = \square$$

$$d = 11,674 \square$$

$$j_1 = 18,486 \square$$

$$j_2 = 66,902 \square$$

$$n_{18} = 397,491 \text{ mm}$$

$$k_4 = 36,604 \text{ mm}$$

$L_6 = 148,264 \text{ mm}$

$k_6 = 51,252 \text{ mm}$

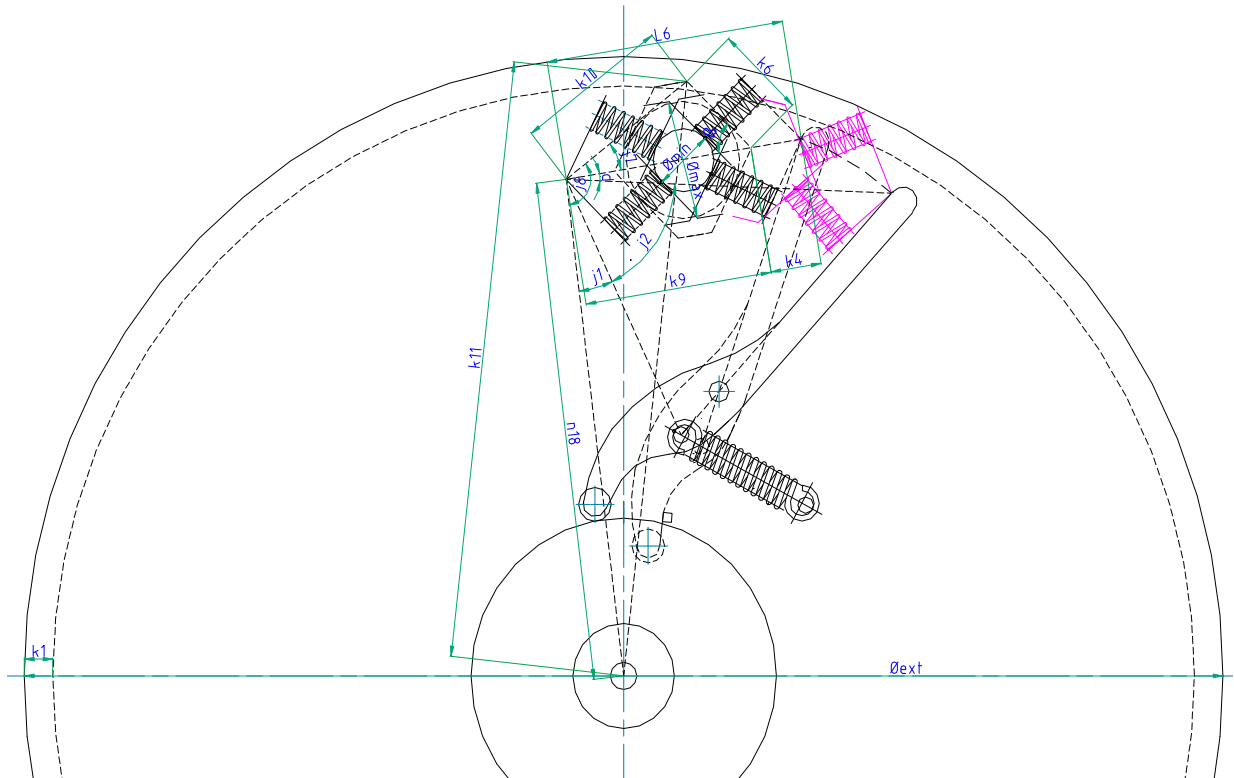


Figura 4.43. Cuarta opción del diámetro exterior de la base y tapa de centrado (k_{11})

$$k_9 = L_6 - k_4 \quad 4-140$$

$k_9 = 111,660 \text{ mm}$

$$k_{10} = \sqrt{k_6^2 + k_9^2 - 2 * k_6 * k_9 * \cos(\beta)} \quad 4-141$$

$k_{10} = 96,808 \text{ mm}$

$$\hat{j}_7 = a \cos \left[\frac{k_{10}^2 + k_9^2 - k_6^2}{2 * k_{10} * k_9} \right] \quad 4-142$$

27,290

$j_7 = \square$

$$\hat{j}_8 = \hat{j}_7 + \hat{d} + \hat{j}_2 + \hat{j}_1 \quad 4-143$$

$j_8 = 124,317$

$$k_{12} = \sqrt{L_{12}^2 + L_6^2 - 2 * L_{12} * L_6 * \cos(\beta)} \quad 4-145$$

$$k_{12} = 131,222 \text{ mm}$$

$$\hat{j}_9 = a \cos \left[\frac{k_{12}^2 + L_6^2 - L_{12}^2}{2 * k_{12} * L_6} \right] \quad 4-146$$

$$j_9 = 18,097 \square$$

$$\hat{j}_{10} = \hat{j}_9 + \hat{d} + \hat{j}_2 + \hat{j}_1 \quad 4-147$$

$$j_{10} = 115,124 \square$$

$$k_{13} = \sqrt{k_{12}^2 + n_{18}^2 - 2 * k_{12} * n_{18} * \cos(\hat{j}_{10})} \quad 4-148$$

$$k_{13} = 468,518 \text{ mm}$$

Sexta Opción

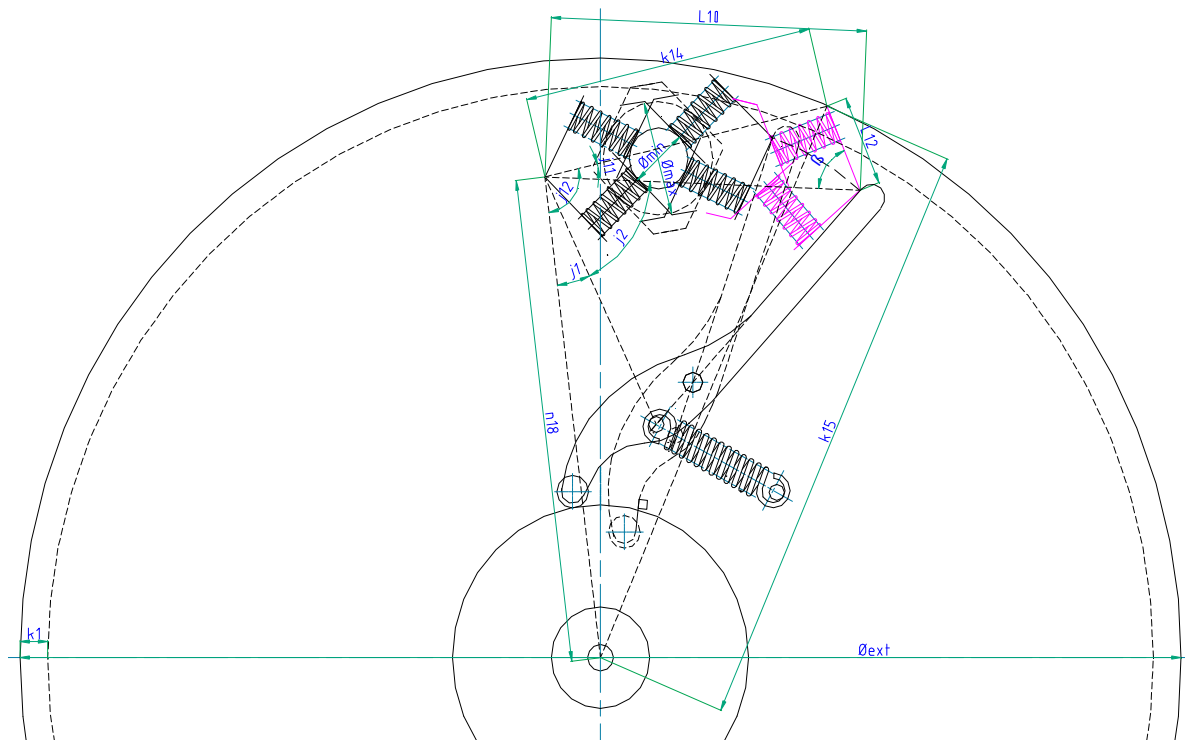


Figura 4.45. Sexta opción del diámetro exterior de la base y tapa de centrado (k_{15})

$$\beta = 60 \square$$

$$\begin{aligned}
& 18,486 \\
\mathbf{j}_1 &= \square \\
& 66,902 \\
\mathbf{j}_2 &= \square \\
\mathbf{n}_{18} &= 397,491 \text{ mm} \\
\mathbf{L}_{10} &= 204,011 \text{ mm} \\
\mathbf{L}_{12} &= 47,066 \text{ mm}
\end{aligned}$$

$$k_{14} = \sqrt{L_{12}^2 + L_{10}^2 - 2 * L_{12} * L_{10} * \cos(\beta)} \quad \mathbf{4-149}$$

$$\mathbf{k}_{14} = 185,024 \text{ mm}$$

$$\hat{j}_{11} = a \cos \left[\frac{k_{14}^2 + L_{10}^2 - L_{12}^2}{2 * k_{14} * L_{10}} \right] \quad \mathbf{4-150}$$

$$\begin{aligned}
& 12,727 \\
\mathbf{j}_{11} &= \square
\end{aligned}$$

$$\hat{j}_{12} = \hat{j}_{11} + \hat{j}_2 + \hat{j}_1 \quad \mathbf{4-151}$$

$$\begin{aligned}
& 98,114 \\
\mathbf{j}_{12} &= \square
\end{aligned}$$

$$k_{15} = \sqrt{k_{14}^2 + n_{18}^2 - 2 * k_{14} * n_{18} * \cos(\hat{j}_{12})} \quad \mathbf{4-152}$$

$$\mathbf{k}_{15} = 461,511 \text{ mm}$$

Se tiene seis opciones de las cuales se extrae la mayor, con la que se determinará el diámetro exterior:

Primera Opción: $\mathbf{n}_{18} = 397,491 \text{ mm}$

Segunda Opción: $\mathbf{k}_2 = 441,206 \text{ mm}$

Tercera Opción: $\mathbf{k}_8 = 452,675 \text{ mm}$

Cuarta Opción: $\mathbf{k}_{11} = 459,085 \text{ mm}$

Quinta Opción: $\mathbf{k}_{13} = 468,518 \text{ mm}$

Sexta Opción: $\mathbf{k}_{15} = 461,511 \text{ mm}$

$$\phi_{ext} = 2 * (k_{13} + k_1) \quad \mathbf{4-153}$$

$$\mathbf{k}_1 = \underline{2} \text{ mm}$$

$$\mathbf{\emptyset}_{ext} = 940 \text{ mm}$$

El \varnothing_{ext} es el diámetro tanto de la base como de la tapa del sistema de centrado, además representa el diámetro mayor que tiene el conjunto de sistema de centrado.

4.4.5 DISEÑO DEL EJE SOBRE EL CUAL GIRA EL ESLABÓN DE CENTRADO

Primeramente se determinará algunos parámetros para poder analizar las cargas que actuarán sobre el eje, posteriormente se realizará un prediseño para poder tener un diámetro tentativo y se culminará con el diseño.

Al inicio del centrado sobre el eslabón actúa la máxima fuerza del resorte a tracción produciendo una reacción en el eje sobre el cual gira el eslabón de centrado (\varnothing_5), como se puede observar en la siguiente figura:

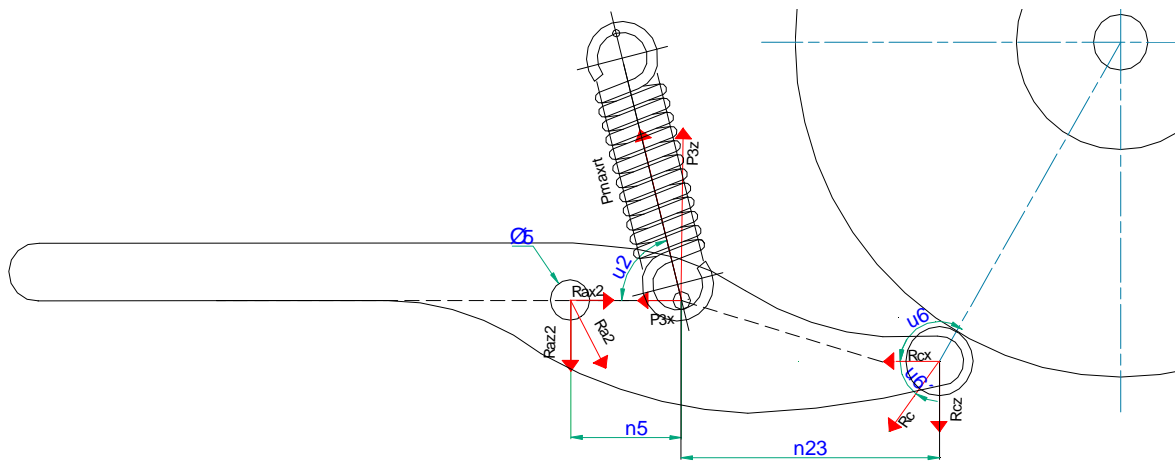


Figura 4.46. Diagrama de cuerpo libre del eslabón al inicio del centrado del palmito

- 125
 $u_6 = \square$
 $P_{maxrt} = 38,059 \text{ Kgf}$ (Fuerza máxima producida por el resorte a tracción)
 79,394
 $u_2 = \square$
 $n_{23} = 180 \text{ mm}$
 $n_5 = 36,041 \text{ mm}$

$$\hat{u}_6' = 180 - \hat{u}_6 \quad 4-154$$

- 55
 $u_6' = \square$

$$P_{3z} = P_{maxrt} * \text{Seno}(\hat{u}_2) \quad 4-155$$

- $P_{3z} = 37,409 \text{ Kgf}$

$$P_{3x} = P_{\max rt} * \text{Cos}(\hat{u}_2) \quad 4-156$$

$$P_{3x} = 7,005 \text{ Kgf}$$

$$R_{cz} = \frac{P_{3z} * n_5}{n_5 + n_{23}} \quad 4-157$$

$$R_{cz} = 6,241 \text{ Kgf}$$

$$R_{az2} = \frac{P_{3z} * n_{23}}{n_5 + n_{23}} \quad 4-158$$

$$R_{az2} = 31,168 \text{ Kgf}$$

$$R_{cx} = \frac{R_{cz}}{\tan(\hat{u}_6')} \quad 4-159$$

$$R_{cx} = 4,370 \text{ Kgf}$$

$$R_{ax2} = P_{3x} + R_{cx} \quad 4-160$$

$$R_{ax2} = 11,375 \text{ Kgf}$$

$$R_{a2} = \sqrt{R_{ax2}^2 + R_{az2}^2} \quad 4-161$$

$$R_{a2} = 33,179 \text{ Kgf (fuerza máxima que actúa sobre el eje de } \emptyset_5)$$

Al final del centrado sobre el eslabón actúan la fuerza mínima del resorte a tracción y los resortes a compresión produciendo su máxima fuerza, como se observa a continuación:

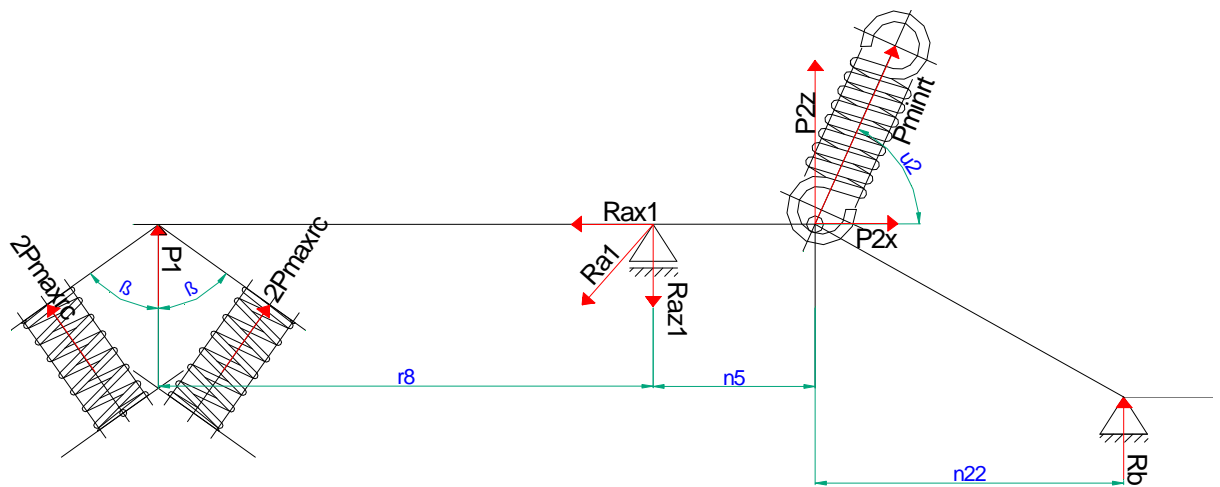


Figura 4.47. Diagrama de cuerpo libre del eslabón al final del centrado del palmito

$$P_1 = 2,899 \text{ Kgf}$$

$$P_{2z} = 15,120 \text{ Kgf}$$

$$r_8 = 179,205 \text{ mm}$$

$$n_{22} = 105 \text{ mm}$$

$$n_5 = 36,041 \text{ mm}$$

$$u_2 = 79,394$$

$$\square$$

$$P_{\min rt} = 15,383 \text{ Kgf}$$

$$R_{az1} = \frac{P_1 * (r_8 + n_5 + n_2) + P_{2z} * n_{22}}{n_5 + n_{22}} \quad 4-162$$

$$R_{az1} = 17,838 \text{ Kgf}$$

$$P_{2x} = R_{ax1} = P_{\min rt} * \cos(\hat{u}_2) \quad 4-163$$

$$P_{2x} = R_{ax1} = 2,831 \text{ Kgf}$$

$$R_{a1} = \sqrt{R_{ax1}^2 + R_{az1}^2} \quad 4-164$$

$$R_{a1} = 18,061 \text{ Kgf (fuerza mínima que actúa sobre el eje de } \emptyset_5)$$

Entonces tenemos dos fuerzas actuantes en el eje de \emptyset_5 , que son R_{a1} y R_{a2} .

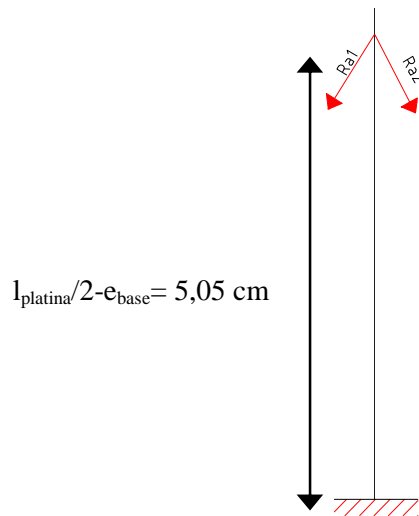


Figura 4.48. Fuerzas actuantes sobre el eje sobre el cual gira el eslabón de centrado

Se traza los diagramas de momento flector para determinar los momentos máximo y mínimo:

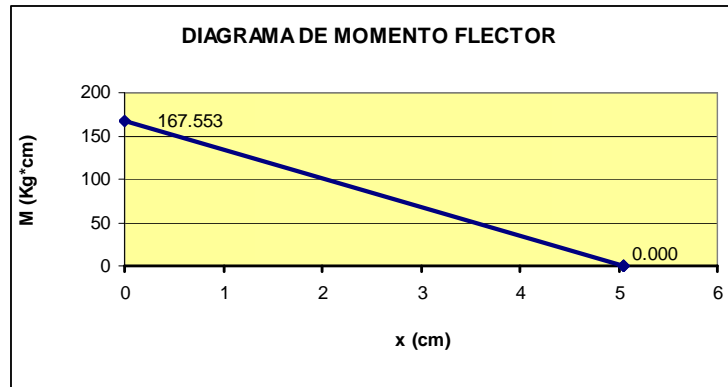


Figura 4.49. Diagrama de momento flector del eje sobre el cual gira el eslabón de centrado producido por R_{a2} (momento máximo)

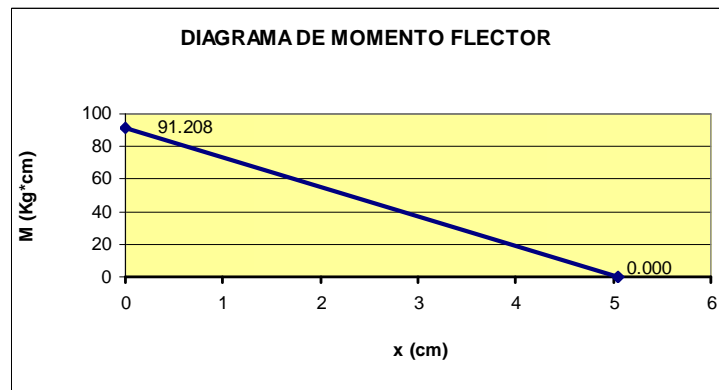


Figura 4.50. Diagrama de momento flector del eje sobre el cual gira el eslabón de centrado producido por R_{a1} (momento mínimo)

El eje esta sometido a flexión, por lo que se procede a determinar los esfuerzos flectores (Ecuación 4-100), obteniendo la siguiente fluctuación:

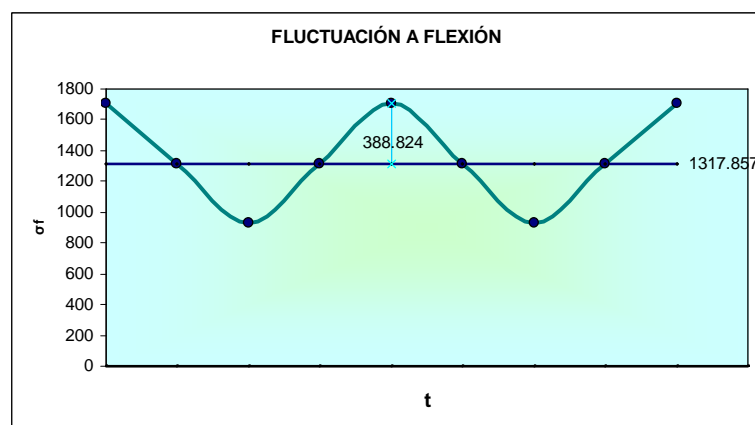


Figura 4.51. Fluctuación a flexión del eje sobre el cual gira el eslabón de centrado

A continuación se especifica el material y el diámetro tentativo:

Material: AISI 304 [5]

$\emptyset_5 = 0,9525 \text{ cm} = 3/8 \text{ plg}$ (Anexo C)

Se procede al diseño del eje, siguiendo el proceso de la sección 4.4.3.5.

$n = 2,027$

El coeficiente de seguridad que se obtuvo es aceptable, ultimando un perno es de acero inoxidable AISI 304 de diámetro de 3/8 plg y de longitud de plg.

4.4.6 DISEÑO DEL TOPE DEL ESLABÓN DE CENTRADO.

El tope del eslabón de centrado es el límite hasta donde el eslabón puede girar cuando se produce el momento al actuar los resortes a compresión y a tracción.

Sobre el tope solo actúa una fuerza R_b (Ver Figura 4.47), que se la determina con la siguiente ecuación

$$R_b = \frac{P_1 * r_8 - P_{2z} * n_5}{n_5 + n_{23}} \quad \mathbf{4-165}$$

$P_1 = 2,899 \text{ Kgf}$

$P_{2z} = 15,120 \text{ Kgf}$

$r_8 = 179,205 \text{ mm}$

$n_{22} = 105 \text{ mm}$

$n_5 = 36,041 \text{ mm}$

$R_b = -0,181 \text{ Kgf}$

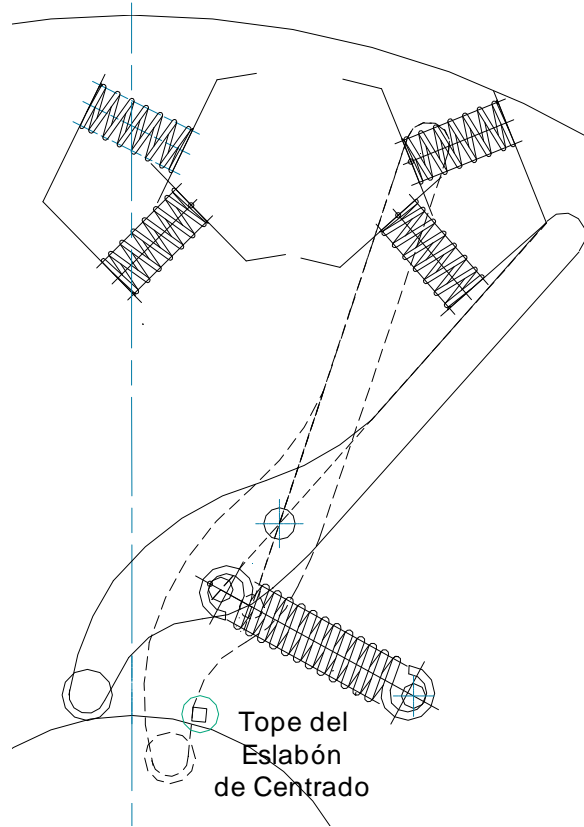


Figura 4.52. Tope del eslabón de centrado

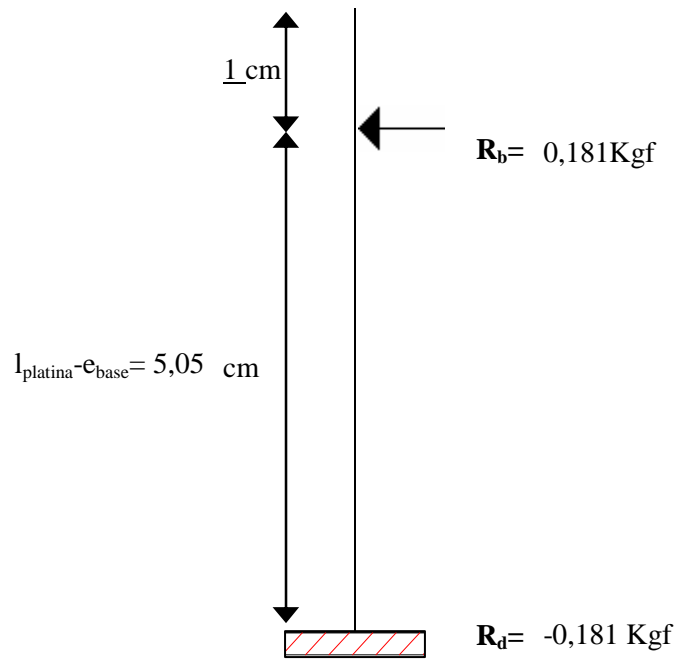


Figura 4.53. Diagrama de cuerpo libre del tope del eslabón de centrado

$$\text{Largo total} = l = \frac{6,0}{5} \text{ cm}$$

Se determina el momento máximo con el diagrama de momento flector

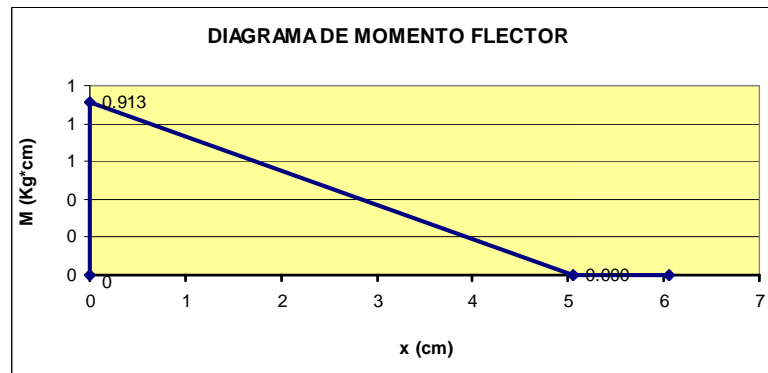


Figura 4.54. Diagrama de momento flector del tope del eslabón de centrado

El momento mínimo es cero, que se da cuando el tope no trabaja.

Se va a trabajar con una varilla de sección cuadrada, dando la siguiente fórmula de esfuerzo flector:

$$\sigma_f = \frac{Mc}{I} = \frac{M * \left(\frac{e}{2}\right)}{\frac{1}{12} * a * e^3} = \frac{6 * M}{e^3} \quad 4-166$$

Se determinan los esfuerzos flectores, en función del lado de la sección de la varilla (e), obteniendo el siguiente gráfico:

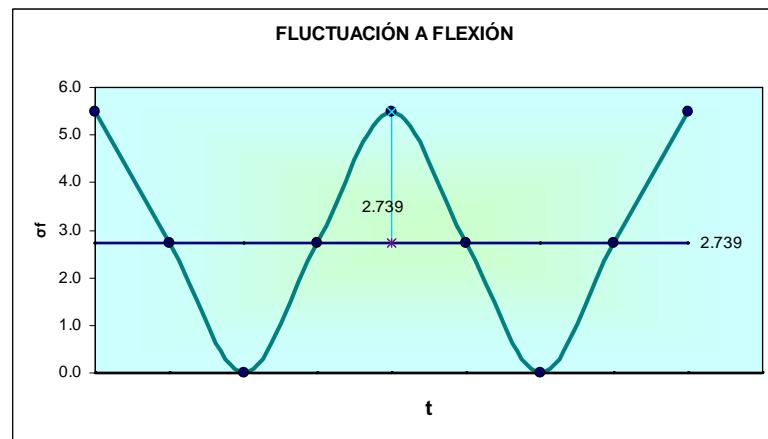


Figura 4.55. Fluctuación a flexión del tope del eslabón de centrado

A continuación se especifica el material y el espesor tentativo:

Material: AISI 304 [5]

$e_t = 0,6 \text{ cm}$

Se determina el coeficiente de seguridad siguiendo el proceso de la sección 4.4.2.3, obteniendo:

$n = 121,818$

El tope será cortado de una plancha de acero inoxidable AISI 304, de 6 mm de espesor.

4.4.7 DIMENSIONAMIENTO DE LA LEVA

El diseño es la de una leva estática, sobre la cual se desplaza un seguidor de rodillo, produciendo el movimiento requerido para el eslabón de centrado.

Primero se analiza el diámetro de la leva al inicio del centrado:

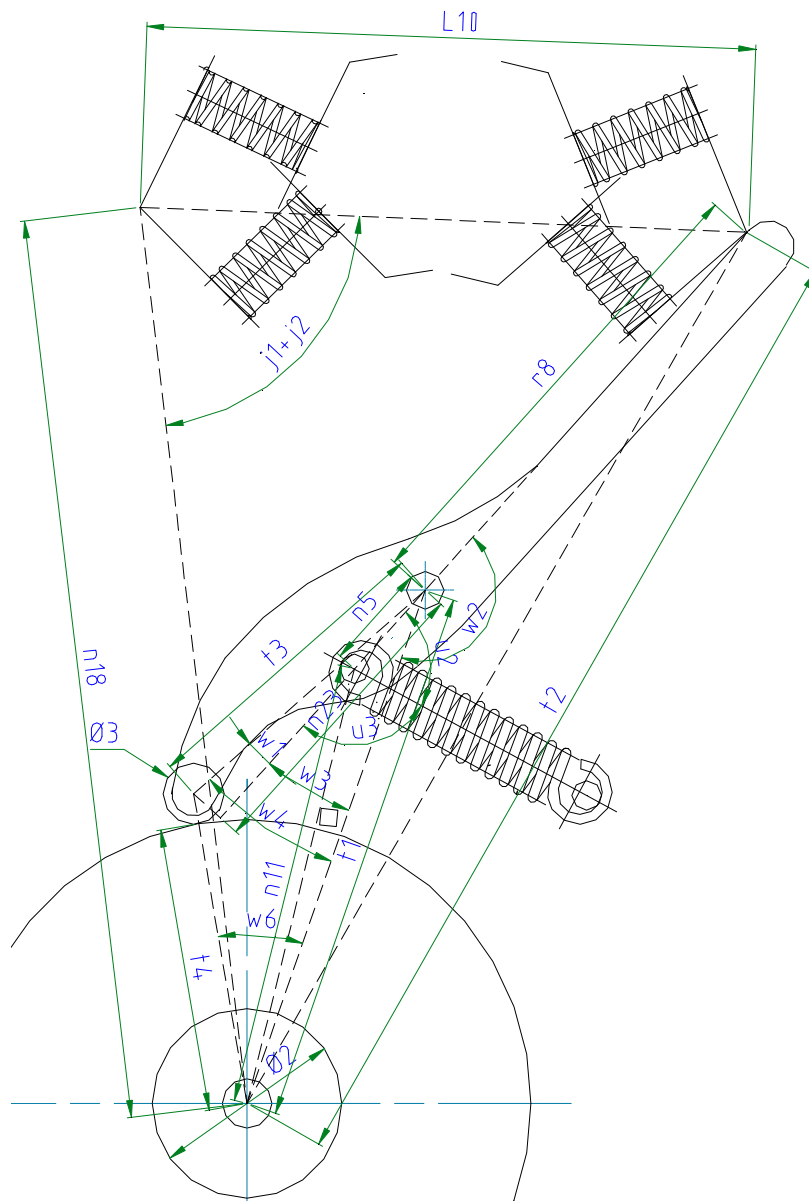


Figura 4.56 Diámetro mayor de la leva (t_4)

$$n_{11} = 229,261 \text{ mm}$$

$n_5 = 36,041$ mm
 $79,393$
 $u_2 = \square$
 $73,284$
 $u_3 = \square$
 $n_{18} = 397,491$ mm
 $L_{10} = 204,011$ mm
 $18,486$
 $j_1 = \square$
 $66,902$
 $j_2 = \square$
 $r_8 = 179,205$ mm
 $w_1 = \underline{15}$ \square
 $n_{23} = \underline{180}$ mm

$$t_1 = \sqrt{n_{11}^2 + n_5^2 - 2 * n_5 * n_{11} * \cos(u_2 + u_3)} \quad \mathbf{4-167}$$

$t_1 = 261,804$ mm

$$t_2 = \sqrt{n_{18}^2 + L_{10}^2 - 2 * n_{18} * L_{10} * \cos(j_1 + j_2)} \quad \mathbf{4-168}$$

$t_2 = 431,944$ mm

$$\hat{w}_2 = a \cos\left(\frac{r_8^2 + t_1^2 - t_2^2}{2 * r_8 * t_1}\right) \quad \mathbf{4-169}$$

$w_2 = 156,3^\circ$

$$\hat{w}_3 = 180 - \hat{w}_2 \quad \mathbf{4-170}$$

$w_3 = 23,7^\circ$

$$\hat{w}_4 = \hat{w}_1 + \hat{w}_3 \quad \mathbf{4-171}$$

$w_4 = 38,7^\circ$

$$t_3 = \frac{n_{23}}{\cos(\hat{w}_1)} \quad \mathbf{4-172}$$

$t_3 = 186,349$ mm

$$t_4 = \sqrt{t_1^2 + t_3^2 - 2 * t_1 * t_3 * \cos(\hat{w}_4)} \quad \mathbf{4-173}$$

$t_4 = 186,349$ mm

$$\hat{w}_6 = \arcsen\left(\frac{\text{sen}(\hat{w}_4) * t_3}{t_4}\right)$$

4-174

$$w_6 = 45,035^\circ$$

Ahora se analiza el diámetro de la leva al final del centrado:

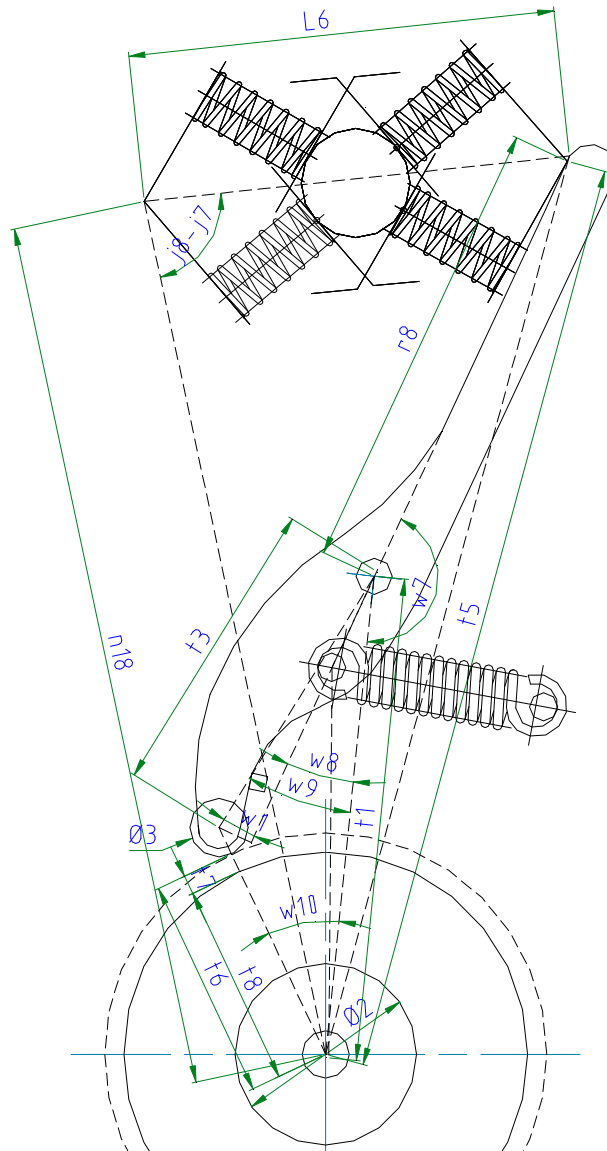


Figura 4.57 Diámetro menor de la leva (t_8)

$$n_{18} = 397,491 \text{ mm}$$

$$L_6 = 148,263 \text{ mm}$$

$$124,317$$

$$j_8 = \square$$

$$j_7 = 27,289$$

□
 $r_8 = 179,205 \text{ mm}$
 $t_1 = 261,804 \text{ mm}$
 $w_1 = 15 \text{ □}$
 $t_3 = 186,349 \text{ mm}$
 $t_7 = 5 \text{ mm}$
 $r_3 = 12,7 \text{ mm}$
 $r_{11} = 20 \text{ mm}$

$$t_5 = \sqrt{n_{18}^2 + L_6^2 - 2 * n_{18} * L_6 * \cos(j_8 - j_7)} \quad \mathbf{4-175}$$

$t_5 = 440,909 \text{ mm}$

$$\hat{w}_7 = a \cos\left(\frac{r_8^2 + t_1^2 - t_5^2}{2 * r_8 * t_1}\right) \quad \mathbf{4-176}$$

$w_7 = 177,51^\circ$

$$\hat{w}_8 = 180 - \hat{w}_7 \quad \mathbf{4-177}$$

$w_8 = 2,487^\circ$

$$\hat{w}_9 = \hat{w}_1 + \hat{w}_8 \quad \mathbf{4-178}$$

$w_9 = 17,487^\circ$

$$t_6 = \sqrt{t_1^2 + t_3^2 - 2 * t_1 * t_3 * \cos(\hat{w}_9)} \quad \mathbf{4-179}$$

$t_6 = 101,009 \text{ mm}$

$$t_8 = t_6 - t_7 - r_3 \quad \mathbf{4-180}$$

$t_8 = 83,309 \text{ mm}$

$$\hat{w}_{10} = \arcsen\left(\frac{\text{sen}(\hat{w}_9) * t_3}{t_6}\right) \quad \mathbf{4-181}$$

$w_{10} = 33,667^\circ$

Se procederá a trazar la leva, la misma que está dividida en las siguientes zonas:

- **Zona de caída de palmito.-** en esta el palmito cae de cierta altura, introduciéndose en un embudo que le permite cambiar su posición horizontal a una vertical y al final de su recorrido se ubica entre las platinas de centrado abiertas.
- **Zona de troquelado.-** aquí se troquea el palmito ya centrado.
- **Zona de desalojo de la cáscara.-** en esta zona se desecha la cáscara que queda al extraer el corazón del palmito

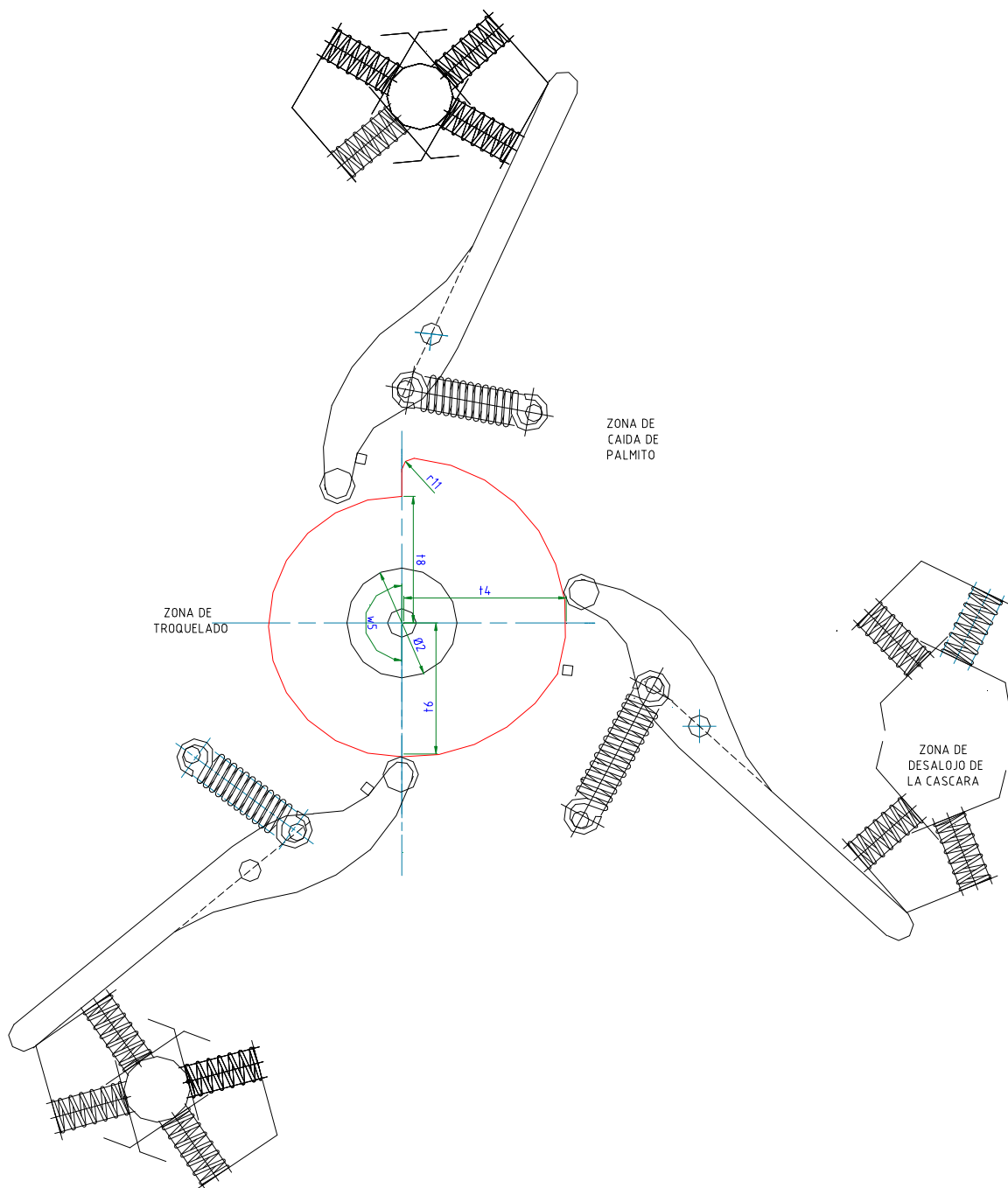


Figura 4.58. Dimensiones de la leva y sus zonas

4.4.8 NÚMERO DE SISTEMAS DE CENTRADO

La eficiencia de la máquina troqueladora de palmito está en troquelar un palmito tras de otro, por lo mismo es necesario determinar el número apropiado de sistemas de centrado, el cual no se lo puede imponer, pues está en función de parámetros calculados anteriormente.

Se debe analizar varias opciones, de las cuales la que indique el menor número de sistemas de centrado es la correcta, pues es la más crítica.

Primera opción

$$r_3 = 12,7 \text{ mm}$$

$$n_{10} = 128,464 \text{ mm} \\ 45,035$$

$$w_6 = \square \\ 23,562$$

$$u_4 = \square$$

$$u_{11} = 4,074 \square$$

$$n_1 = 90,364 \text{ mm}$$

$$r_2 = 25,4 \text{ mm}$$

$$n_5 = 36.041 \text{ mm} \\ 79,394$$

$$u_2 = \square \\ 73,284$$

$$u_3 = \square$$

$$t_1 = 261,804 \text{ mm}$$

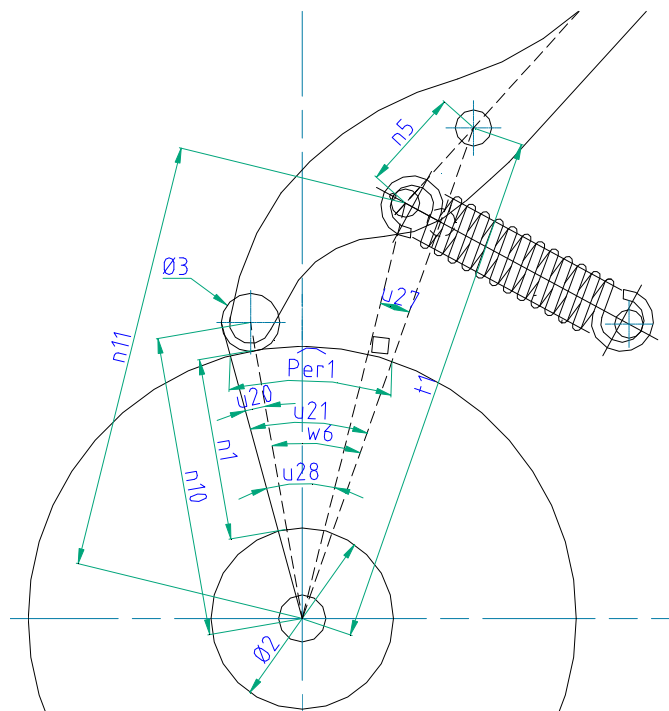


Figura 4.59. Parámetros para el cálculo del número de sistemas de centrado (primera opción)

$$\hat{u}_{20} = \text{atag}\left(\frac{r_3}{n_{10}}\right) \quad 4-182$$

$u_{20} = 5,646 \square$

$$\hat{u}_{27} = \frac{n_5 * \text{sen}(\hat{u}_2 + \hat{u}_3)}{t_1} \quad 4-183$$

$u_{27} = 0,063^\circ$

$$\hat{u}_{28} = \hat{u}_{20} + \hat{w}_6 - \hat{u}_{27} \quad 4-184$$

$u_{28} = 50,618 \square$

$$\hat{u}_{21} = \hat{u}_{28} + \hat{u}_{27} \quad 4-185$$

$u_{21} = 50,681 \square$

$$\hat{P}_{er1} = \frac{\pi * (n_1 + r_2) * \hat{u}_{21}}{180} \quad 4-186$$

$P_{er1} = 102,399 \text{ mm}$

$$\hat{P}_{er2} = \pi * 2 * (n_1 + r_2) \quad 4-187$$

$P_{er2} = 623,657 \text{ mm}$

$$\# \text{ de } _ \text{ Sistemas } _ \text{ de } _ \text{ Centrado} = \frac{\hat{P}_{er2}}{\hat{P}_{er1}} \quad 4-188$$

$\# \text{ SC}_1 = 6,072 \text{ SC}$

Segunda opción

$$\hat{u}_{22} = a \cos \left[\frac{n_{11}^2 + k_7^2 - (r_8 + n_5)^2}{2 * n_{11} * k_7} \right] \quad \mathbf{4-191}$$

13,222
 $\mathbf{u}_{22} = \square$

$$\hat{u}_{23} = \hat{u}_{22} + \hat{u}_{18} \quad \mathbf{4-192}$$

28,085
 $\mathbf{u}_{23} = \square$

$$\hat{P}_{er3} = \frac{\pi * k_7 * \hat{u}_{23}}{180} \quad \mathbf{4-193}$$

$\mathbf{P}_{er3} = 211,728 \text{ mm}$

$$\hat{P}_{er4} = \pi * 2 * k_7 \quad \mathbf{4-194}$$

$\mathbf{P}_{er4} = 2713,986 \text{ mm}$

$$\# \text{ de } _ \text{ Sistemas } _ \text{ de } _ \text{ Centrado} = \frac{\hat{P}_{er4}}{\hat{P}_{er3}} \quad \mathbf{4-195}$$

$\# \text{ SC}_2 = 12,818 \text{ SC}$

Tercera opción

27,677
 $\mathbf{u}_7 = \square$

5,646
 $\mathbf{u}_{20} = \square$

13,222
 $\mathbf{u}_{22} = \square$

$\mathbf{k}_7 = 431,944 \text{ mm}$

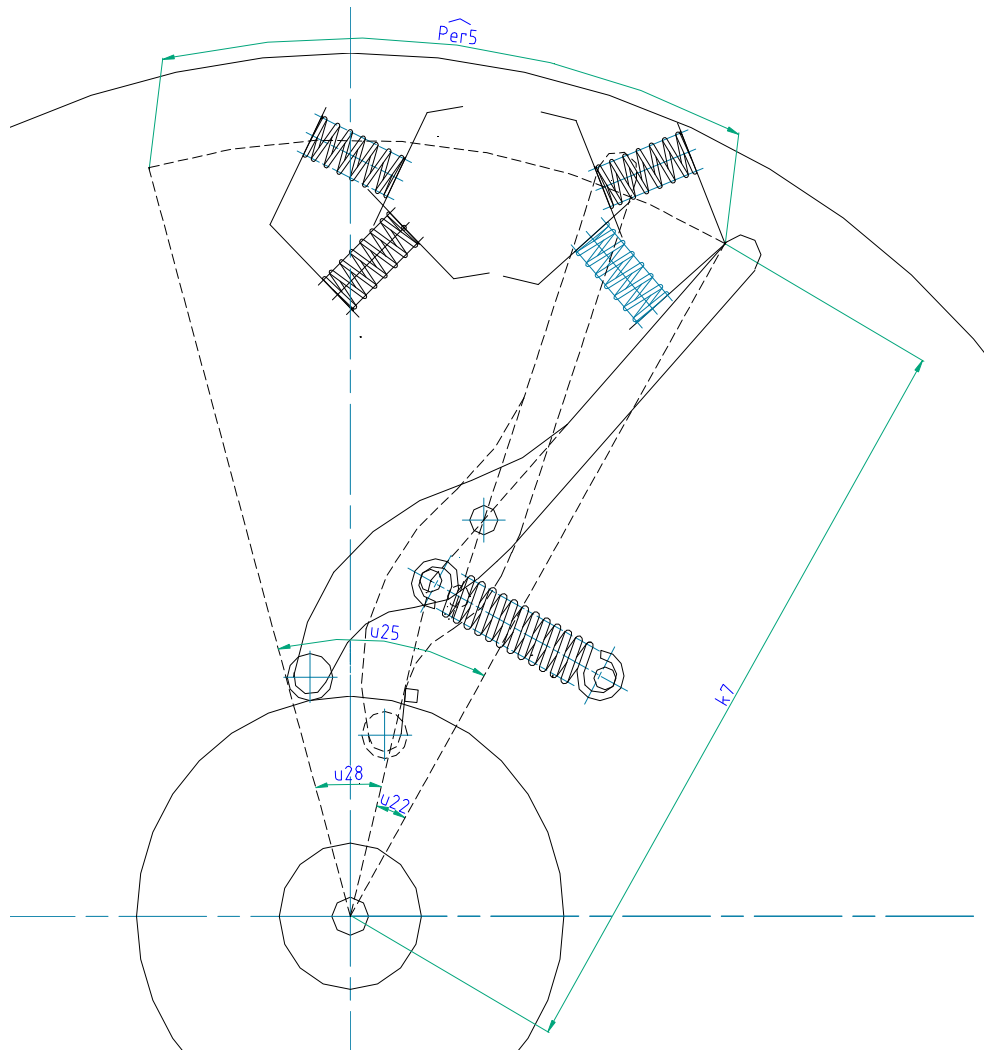


Figura 4.61. Parámetros para el cálculo del número de sistemas de centrado (tercera opción)

$$\hat{u}_{25} = \hat{u}_{28} + \hat{u}_{22} \quad 4-196$$

$\mathbf{u}_{25} = \square$ 46,545

$$\hat{P}_{er5} = \frac{\pi * k_7 * \hat{u}_{25}}{180} \quad 4-197$$

$\mathbf{P}_{er5} = 350,599 \text{ mm}$

$$\hat{P}_{er4} = \pi * 2 * k_7 \quad 4-198$$

$\mathbf{P}_{er4} = 2713,986 \text{ mm}$

$$\# \text{ de } _ \text{ Sistemas } _ \text{ de } _ \text{ Centrado} = \frac{\hat{P}_{er4}}{\hat{P}_{er5}} \quad 4-199$$

$\# \mathbf{SC}_3 = 7,734 \text{ SC}$

Finalmente se tiene tres opciones:

$\# \mathbf{SC}_1 = 6,072 \text{ SC}$

SC₂= 12,818 SC
 # SC₃= 7,734 SC

Al analizar las opciones se concluye que el número de sistemas de centrado adecuado es de 6, entonces:

SC= 6 SC

4.4.9 DISEÑO DEL ESLABÓN DE CENTRADO

El eslabón de centrado sostiene los resortes móviles que centran al palmito, además sostiene al rodillo y que desplaza sobre la leva y posiciona al eslabón de centrado.

4.4.9.1 DIMENSIONAMIENTO

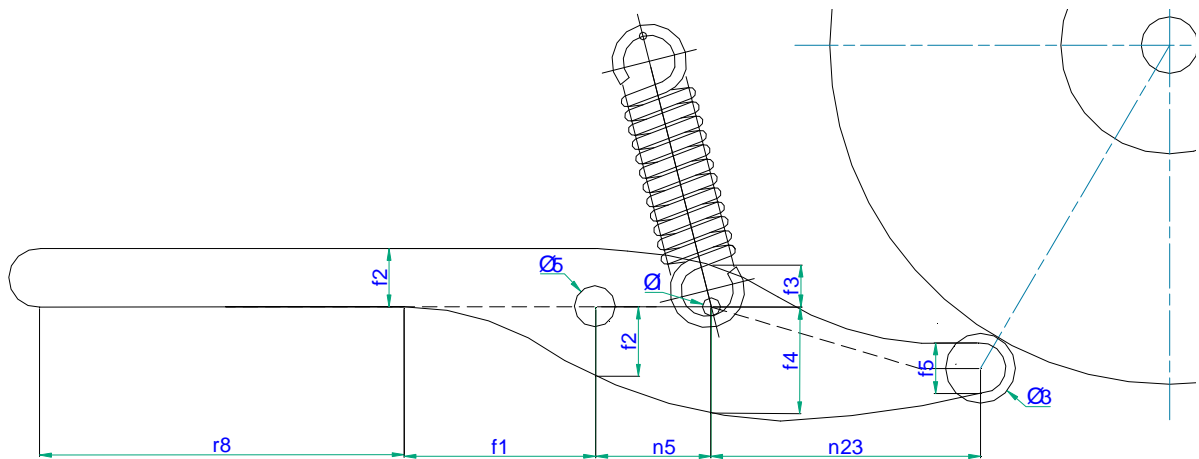


Figura 4.62. Dimensionamiento del eslabón de centrado

$f_1 = 47$ mm
 $r_8 = 179,205$ mm
 $f_2 = 20$ mm
 $f_3 = 16$ mm
 $f_4 = 45$ mm
 $f_5 = 20$ mm, debe ser menor al \square_3
 $\varnothing_5 = 9,525$ mm
 $n_5 = 36,04$ mm
 $n_{23} = 180$ mm

4.4.9.2 CÁLCULO DEL ESPESOR

El eslabón de centrado tiene tres puntos críticos por examinar, observando la figura 4.62 el primero se da en el primer cambio de sección de izquierda a derecha, el segundo se ubica en el \varnothing_5 y el tercero en el punto donde actúa el resorte a tracción, además los momentos varían debido a que también las

fuerzas cambian dependiendo si es el inicio del centrado y el fin del centrado, como se analiza a continuación.

Inicio del Centrado

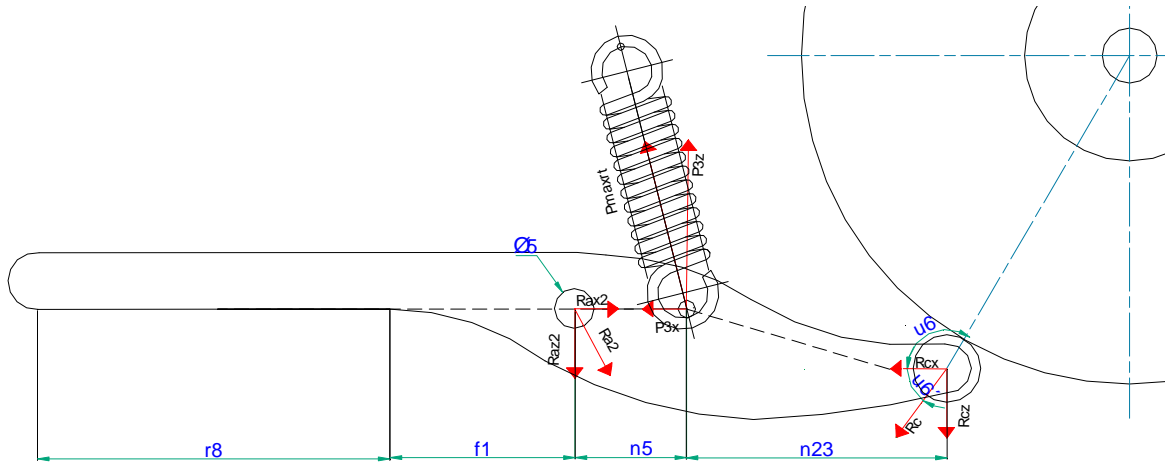


Figura 4.63. Fuerzas que actúan sobre el eslabón al inicio del centrado

- $R_{az2} = 31,168 \text{ Kgf}$
- $R_{ax2} = 11,375 \text{ Kgf}$
- $P_{3z} = 37,409 \text{ Kgf}$
- $P_{3x} = 7,005 \text{ Kgf}$
- $R_{cz} = 6,241 \text{ Kgf}$
- $R_{cx} = 4,370 \text{ Kgf}$
- $r_8 = 17,921 \text{ cm}$
- $n_5 = 3,604 \text{ cm}$
- $n_2 = 18 \text{ cm}$
- $f_1 = 4,7 \text{ cm}$

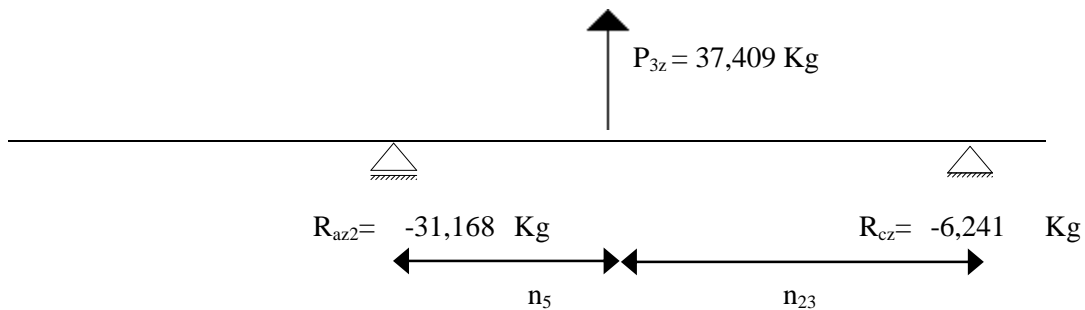


Figura 4.64. Diagrama de cuerpo libre del eslabón al inicio del centrado

A continuación se determinan los momentos producidos en los puntos críticos, graficando el diagrama de momento flector:

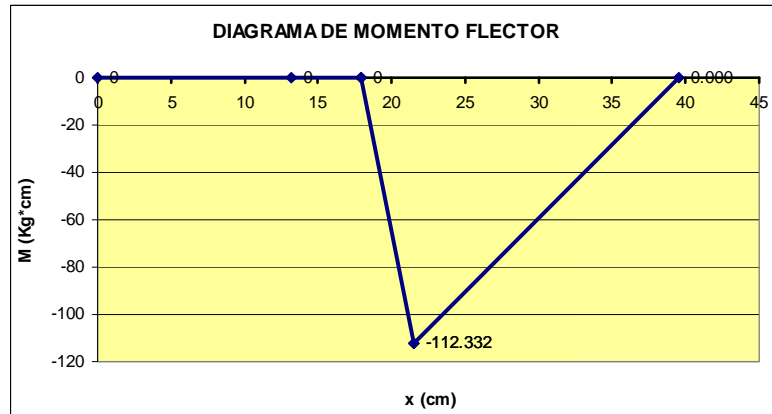


Figura 4.65. Diagrama de momento flector del eslabón al inicio del centrado

Fin del Centrado

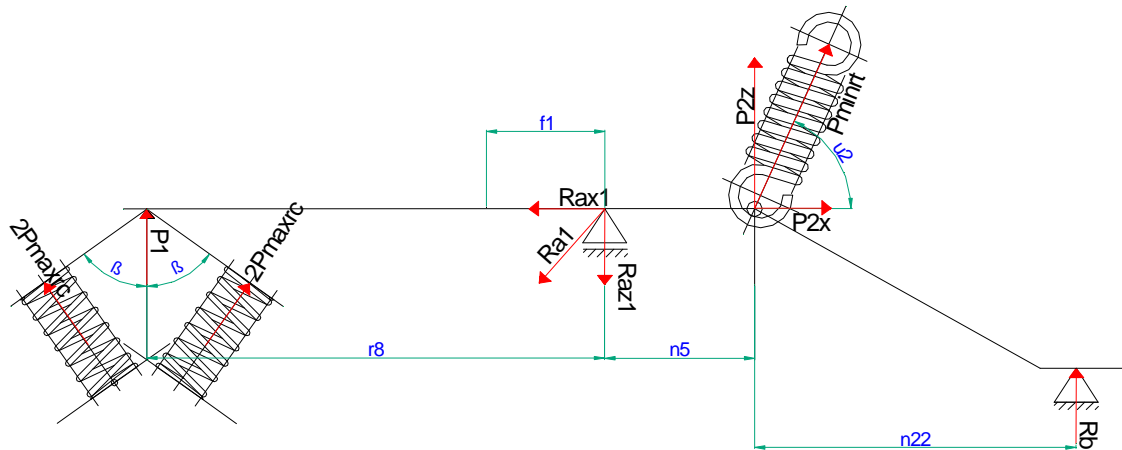


Figura 4.66. Fuerzas que actúan sobre el eslabón al final del centrado

- $P_1 = 2,899 \text{ Kgf}$
- $R_{az1} = 17,860 \text{ Kgf}$
- $R_{ax1} = 2,831 \text{ Kgf}$
- $P_{2z} = 15,120 \text{ Kgf}$
- $P_{2x} = 2,831 \text{ Kgf}$
- $R_b = -0,158 \text{ Kgf}$
- $r_8 = 17,921 \text{ cm}$
- $n_5 = 3,604 \text{ cm}$
- $n_{22} = 10,5 \text{ cm}$
- $f_1 = 4,7 \text{ cm}$

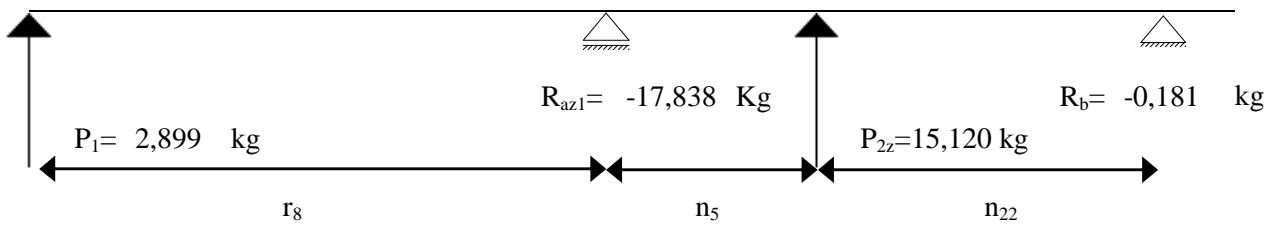


Figura 4.67. Diagrama de cuerpo libre del eslabón al final del centrado

Posteriormente se determinan los momentos producidos en los puntos críticos.

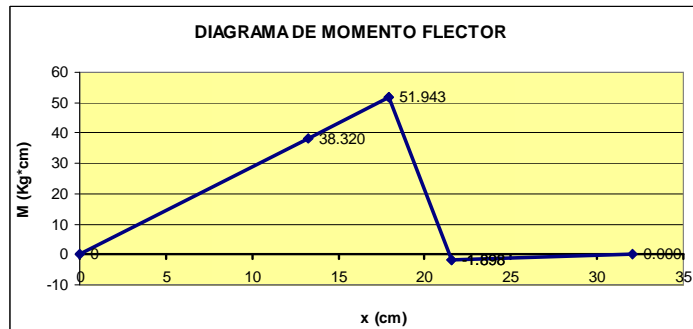


Figura 4.68 Diagrama de momento flector del eslabón al final del centrado

Se procede a analizar el espesor del eslabón en los puntos críticos:

1. Cálculo del espesor en el primer punto crítico , $x=r_8-f_1= 13,221$ cm

Momentos producidos en este punto:

$$M_1= 0 \quad \text{Kgf*cm}$$

$$M_2= 38,32 \quad \text{Kgf*cm}$$

Se evaluará a flexión, obteniendo la siguiente ecuación:

$$\sigma_f = \frac{Mc}{I} = \frac{M * \left(\frac{e}{2}\right)}{\frac{1}{12} * a * e^2} = \frac{6 * M}{f_2 * e^2}$$

4-200

Sabiendo que $f_2 = 2$ cm, se pueden determinar los esfuerzos flectores, graficando:

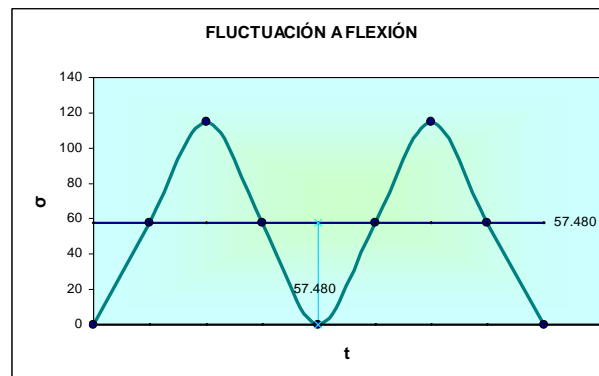


Figura 4.69. Fluctuación a flexión del eslabón de centrado en el primer punto crítico

A continuación se especifica el material y el espesor tentativo:

Material: AISI 304 [5]

$e_{ec1} = 0,6$ cm (Anexo A)

Se determina el coeficiente de seguridad siguiendo el proceso de la sección 4.4.2.3, adquiriendo:

$n = 9,429$

2. **Cálculo del espesor en el segundo punto crítico, $x = r_8 = 17,921$ cm**

Momentos producidos en este punto:

$M_1 = 0$ Kgf*cm

$M_2 = 51,94$ Kgf*cm

La ecuación para determinar el esfuerzo a flexión es:

$$\sigma_f = \frac{Mc}{I} = \frac{M * \left(\frac{e}{2}\right)}{\frac{1}{12} * a * e^2} = \frac{6 * M}{a * e^2} \quad 4-201$$

Donde:

$$a = 2 * (f_2 - r_3) \quad 4-202$$

$a = 3,05$ cm

Además en este punto el eslabón está sometido a cargas axiales, cuyos valores son:

$F_1 = R_{ax2} = -11,375$ Kgf Compresión, Figura 4.63

$F_2 = R_{ax1} = 2,831$ Kgf Tracción, Figura 4.66

Se determina el esfuerzo axial con la siguiente ecuación:

$$\sigma_{ax} = \frac{F}{A} = \frac{F}{a * e} \quad 4-203$$

Conocido el valor de “a”, los momentos y las cargas axiales, se determina los esfuerzos, obteniendo:

Esfuerzos flectores:

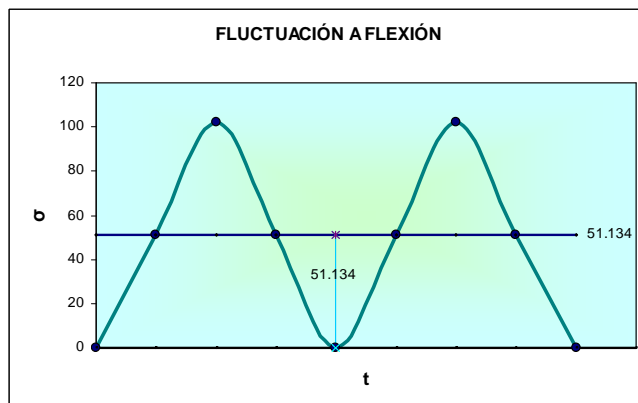


Figura 4.70. Fluctuación a flexión del eslabón de centrado en el segundo punto crítico

Esfuerzos a carga axial:

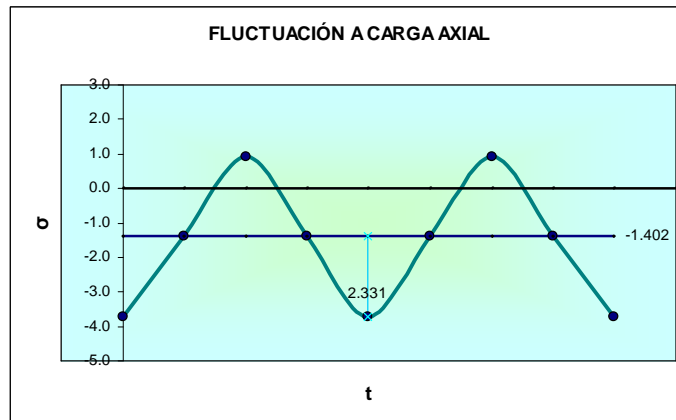


Figura 4.71. Fluctuación a carga axial del eslabón de centrado en el segundo punto crítico

Se procede a detallar el material y el espesor tentativo:

Material: AISI 304 [5]

$e_{ec\ 2} = 0,6\text{ cm}$ (Anexo A)

Por estar sujeto el eslabón a flexión y a carga axial se da uso a las siguientes ecuaciones:

$$\sigma_a = \sqrt{(k_{ff} * \sigma_{fa} + k_{fax} * \sigma_{axa})^2 + 3(k_{ft} * \tau_{ta} + k_{fc} * \tau_{ca})^2} = k_{ff} * \sigma_{fa} + k_{fax} * \sigma_{axa} \quad 4-204$$

$$\sigma_m = \sqrt{(\sigma_{fm} + \sigma_{axm})^2 + 3(\tau_{Tm} + \tau_{cm})^2} = \sigma_{fm} + \sigma_{axm} \quad 4-205$$

Se calcula el coeficiente de seguridad siguiendo el proceso de la sección 4.4.2.3, adquiriendo:

$n = 7,71$

3. **Cálculo del espesor en el tercer punto crítico , $x = r_8 + n_5 = 21,525\text{ cm}$**

Momentos producidos en este punto:

$M_1 = -112,33\text{ Kgf*cm}$

$M_2 = -1,90\text{ Kgf*cm}$

La ecuación para determinar el esfuerzo a flexión es la 4-201

Donde:

$$a = f_3 + f_4 - \phi_i \quad 4-206$$

$a = 2,517\text{ cm}$

Así mismo en este punto el eslabón está sometido a cargas axiales, cuyos valores son:

$F_1 = P_{3x} = -7,005\text{ Kgf}$ Compresión, Figura 4.63

$$F_2 = P_{2x} = -2,831 \text{ Kgf} \text{ Compresión, Figura 4.66}$$

Los esfuerzos axiales se determinan con la ecuación 4-245.

Identificados el valor de a , los momentos y las cargas axiales, se calculan los esfuerzos:

Esfuerzos flectores:

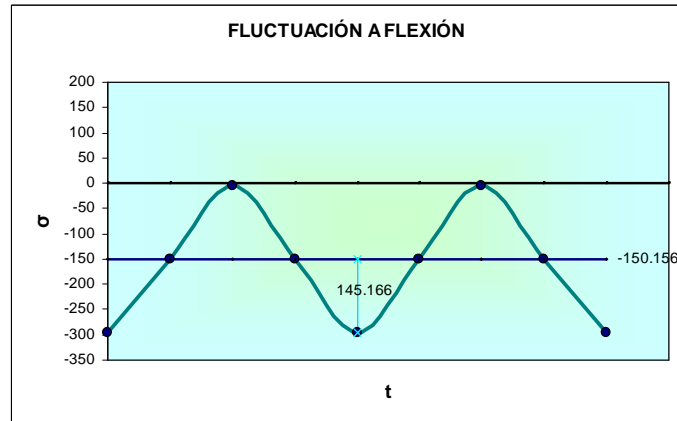


Figura 4.72. Fluctuación a flexión del eslabón de centrado en el tercer punto crítico

Esfuerzos a carga axial:

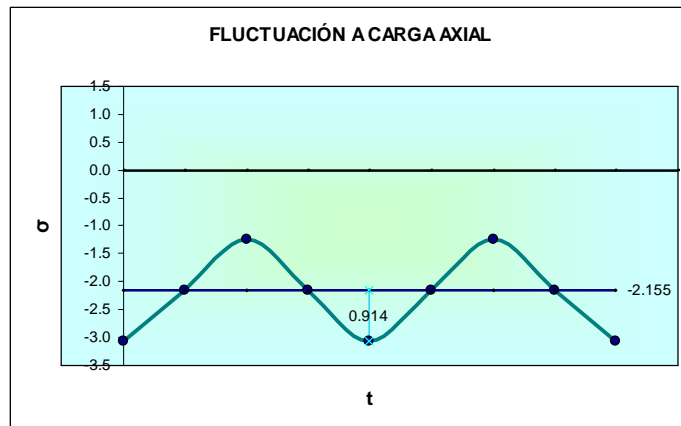


Figura 4.73. Fluctuación a carga axial del eslabón de centrado en el tercer punto crítico

Se procede a detallar el material y el espesor tentativo:

Material: AISI 304 [5]

$$e_{ec3} = 0,6 \text{ cm (Anexo A)}$$

El cálculo del coeficiente de seguridad siguiendo el proceso de la sección 4.4.2.3, se alcanza de:

$$n = 4,404$$

Una vez analizados los tres puntos, se determina cual es el más crítico de los tres y si el coeficiente de seguridad que obtuvimos es aceptable.

Punto crítico N°	Coefficiente de seguridad, n
1	9,428
2	7,710
3	4,404

Concluyendo que el punto más crítico es el tres, en el punto del eslabón donde actúa el resorte a tracción y el factor de seguridad es admisible a un espesor de 6 mm.

4.4.10 DISEÑO DEL PASADOR DEL SEGUIDOR DE LA LEVA

El pasador será diseñado para soportar esfuerzos a flexión y corte. Las fuerzas que intervienen en el pasador las podemos observar en la siguiente figura.

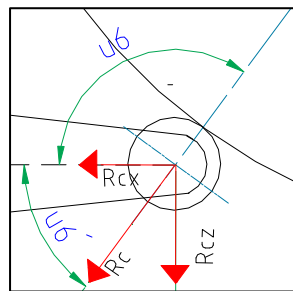


Figura 4.74. Fuerzas actuantes en el pasador

$$R_{cx} = 4,37 \text{ Kgf}$$

$$R_{cz} = 6,241 \text{ Kgf}$$

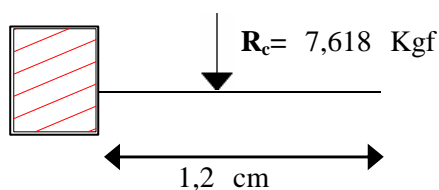
$$e_{rs} = 1,2 \text{ cm, espesor del rodillo que se desliza sobre la leva}$$

A continuación se calcula la fuerza resultante que actúa en el pasador

$$R_c = \sqrt{R_{cx}^2 + R_{cz}^2}$$

4-207

$$R_c = 7,618 \text{ Kgf} = q_1 \cdot e_{rs}$$



a)

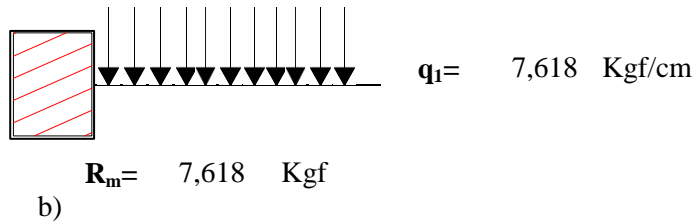


Figura 4.75. Diagrama de cuerpo del pasador. a) Carga puntual. b) Carga distribuida

Se determinan el momento máximo trazando el diagrama de momento flector:

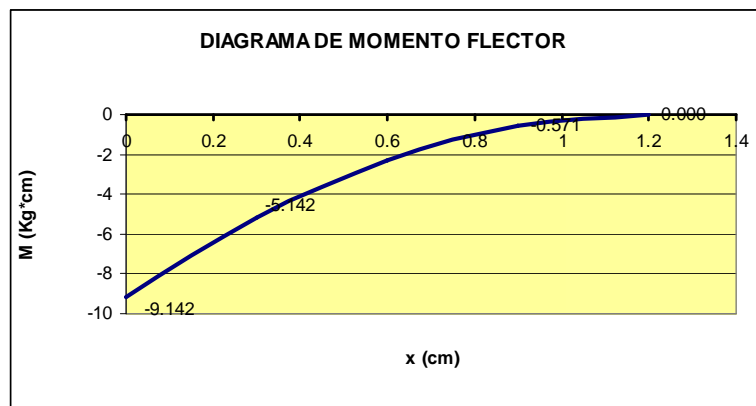


Figura 4.76 Diagrama de momento flector del pasador

El momento mínimo es cero, que se produce cuando el rodillo no actúa en la leva.

El pasador está sometido a flexión, por lo que se procede a graficar los esfuerzos flectores (Ecuación 4-100)

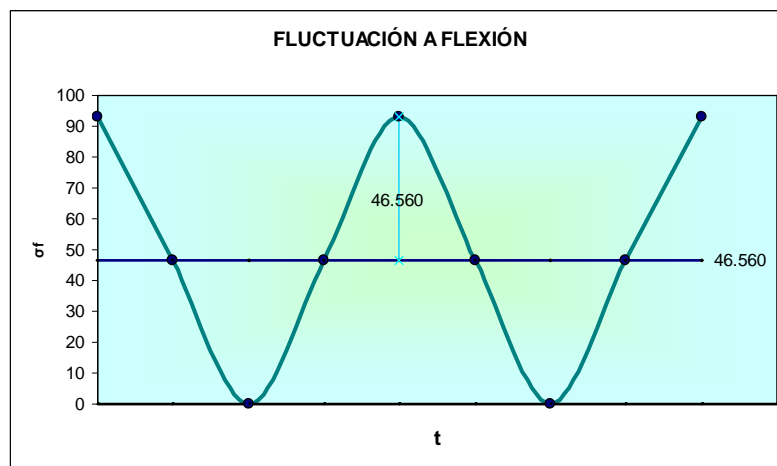


Figura 4.77. Fluctuación a flexión del pasador

Además el pasador está sometido a corte, pues sobre este actúan las siguientes fuerzas cortantes:

$P_1 = 7,618 \text{ Kgf}$

$$P_2 = 0 \text{ Kgf}$$

Los esfuerzos cortantes se los determinan con la siguiente ecuación:

$$\tau_c = \frac{F}{A} = \frac{4 * F}{\pi * d^2} \quad 4-208$$

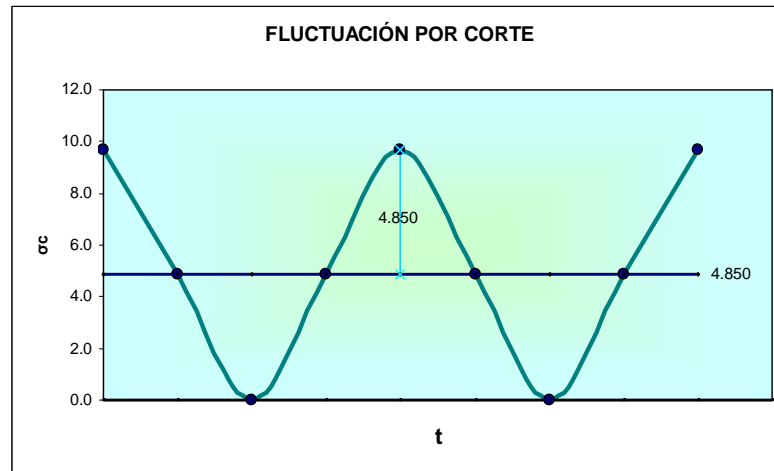


Figura 4.78. Fluctuación por corte del pasador

Se finiquita con el diseño del pasador:

Material: AISI 304 [5]

$$\varnothing_p = 0,635 \text{ cm} = \frac{1}{4} \text{ plg}$$

El pasador está sujeto a flexión y a corte por lo cual se utiliza las siguientes ecuaciones [24]:

$$\sigma_a = \sqrt{(k_{ff} * \sigma_{fa} + k_{fax} * \sigma_{axa})^2 + 3(k_{ft} * \tau_{ta} + k_{fc} * \tau_{ca})^2} = \sqrt{(k_{ff} * \sigma_{fa})^2 + 3(k_{fc} * \tau_{ca})^2} \quad 4-209$$

$$\sigma_m = \sqrt{(\sigma_{fm} + \sigma_{axm})^2 + 3(\tau_{Tm} + \tau_{cm})^2} = \sqrt{(\sigma_{fm})^2 + 3(\tau_{cm})^2} \quad 4-210$$

$$Sse = ka * kb * kc * kd * kg * Sse' \quad 4-211$$

$$Sse' = 0,29 * S_{ut} \quad 4-212$$

$$Ssy = 0,577 * Sse' \quad 4-213$$

$$\tau_a = \frac{Sse}{n} \quad 4-214$$

$$\tau_a + \tau_m = \frac{Ssy}{n} \quad 4-215$$

Se verifica si el coeficiente de seguridad es aceptable, siguiendo el proceso de la sección 4.4.2.3.

$$Sse' = 1680,055 \text{ Kgf/cm}^2 \text{ (Ecuación 4-212)}$$

$$Sse = 1185,106 \text{ Kgf/cm}^2 \text{ (Ecuación 4-211)}$$

$$Ssy = 1622,685 \text{ Kgf/cm}^2 \text{ (Ecuación 4-213)}$$

$$n_1 = 6,475 \quad (\text{Ecuación 4-214})$$

$$n_2 = 4,433 \quad (\text{Ecuación 4-215})$$

El segundo coeficiente de seguridad que se obtuvo es el valedero, siendo aceptable, concluyendo que el pasador que sostiene al rodillo es un perno de ¼ plg de acero inoxidable AISI 304, con rosca únicamente en la punta para fijar con una tuerca de seguridad.

4.4.11 SISTEMA NEUMÁTICO

4.4.11.1 SELECCIÓN DEL CILINDRO NEUMÁTICO

Para seleccionar el cilindro neumático hay que tener presente la condición de producción que es de 70 palmitos/min (sección 4.1).

Se determina que tiempo se demora en procesar un palmito:

$$t_{\text{producción}} = \frac{60s}{70 \text{ palmitos}} \quad 4-216$$

$$t_{\text{producción}} = 0,857 \text{ s/palmito}$$

Se debe establecer el número de troqueles a utilizar:

$$\# \text{ troqueles} = \frac{\# SC}{\frac{360^\circ}{w_5}} \quad 4-217$$

Recordando que $w_5 = 180^\circ$, que es el área de troquelado.

$$\# \text{ troqueles} = 3$$

w_5 es una medida fija, por cual el número de troqueles siempre será la mitad del número de sistemas de centrado.

Ahora se calculará el tiempo total entre el giro del sistema de centrado y el troquelado

$$t_{(\text{troquelado}+\text{giro})} = \# \text{ troqueles} * t_{\text{producción}} \quad 4-218$$

$$t_{(\text{troquelado}+\text{giro})} = 2,571 \text{ s}$$

Entonces como el tiempo de giro del conjunto de sistemas de centrado es igual al tiempo de troquelado:

$$t_{\text{troquelado}} = \frac{t_{(\text{troquelado}+\text{giro})}}{2} \quad 4-219$$

$$t_{\text{troquelado}} = 1,286 \text{ s}$$

Ya teniendo el tiempo de troquelado y recordando que la fuerza mínima de corte longitudinal del palmito es de 26 Kgf, se selecciona el cilindro neumático DNC-32-125-PPV

En la siguiente figura se indica la codificación del cilindro neumático.

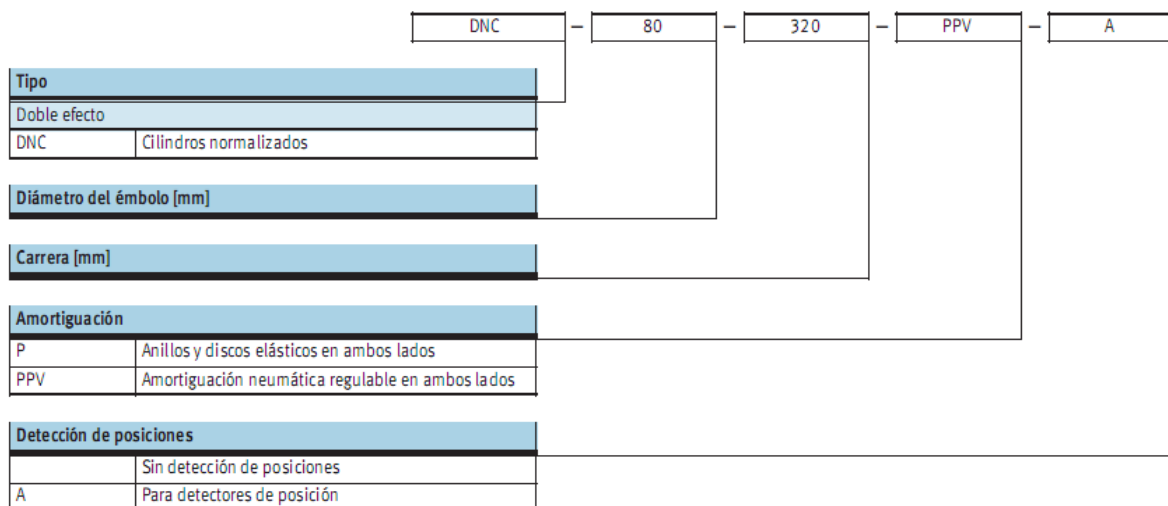


Figura 4.79. Código del cilindro neumático

A continuación se describen todas las características del cilindro normalizado DNC-32-125-PPV

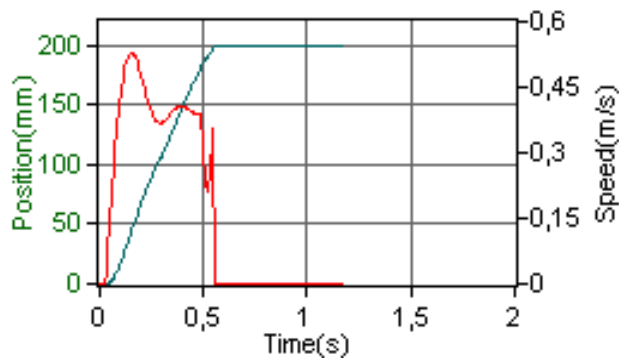
Tabla 4.5. Datos del cilindro neumático

Características	Propiedades
Carrera	125 mm
Diámetro del émbolo	32 mm
Rosca del vástago	M10x1,25
Amortiguación	PPV: Amortiguación neumática regulable a ambos lados
Posición de montaje	indistinto
Corresponde a la norma	ISO 15552 (hasta ahora también VDMA 24652, ISO 6431, NF E49 003.1, UNI 10290)
Extremo del vástago	Rosca exterior
Construcción	Émbolo Vástago
Detección de la posición	Para detectores de posición
Variantes	vástago simple
Presión de funcionamiento	0,6 - 12 bar
Forma de funcionamiento	De efecto doble
Fluido	Aire seco, lubricado o sin lubricado
Clase de resistencia a la corrosión KBK	2
Temperatura ambiente	-20 - 80 °C

Homologación	Germanischer Lloyd
Energía del impacto en las posiciones finales	0,1 J
Carrera de amortiguación	20 mm
Fuerza teórica con 6 bar, retroceso	415 N
Fuerza teórica con 6 bar, avance	483 N
Masa móvil con carrera de 0 mm	162 g
Peso adicional por 10 mm de carrera	30 g
Peso básico con carrera de 0 mm	517 g
Masa adicional por 10 mm de carrera	9 g
Tipo de fijación	con rosca interior con accesorios
Conexión neumática	G1/8
Información sobre el material de la tapa	Fundición inyectada de aluminio anodizado
Información sobre el material de las juntas	NBR TPE-U(PU)
Información sobre el material del cuerpo	Aleación forjable de aluminio Anodizado deslizante
Información sobre el material del vástago	Acero de aleación fina
Información sobre el material de la camisa del cilindro	Aleación forjable de aluminio Anodizado deslizante

Entonces la fuerza con la que el cilindro va a cortar el palmito es de 483 N = 49,25 Kgf, que representa el doble de la fuerza mínima requerida de 26 Kg (sección 3.2)

Ahora resta analizar si el tiempo de posicionamiento del cilindro es el adecuado.



Tiempo total de posicionamiento	0.54s
Velocidad promedio	0.37m/s
Velocidad de impacto	0.38m/s
Máx. velocidad	0.53m/s
Energía dinámica de impacto	0.73j
Velocidad media del aire	21.83m/s
Consumo de aire mínimo	1.29 l
Regulación PPV	100.00%

Figura 4.80. Tiempo de posicionamiento del cilindro neumático DNC-32-125-PPV

Entonces el tiempo entre el avance y el retorno es de 1,08 s, que esta dentro del rango requerido, con un tiempo muerto de 0,2 s.

4.4.11.2 DISEÑO DEL CIRCUITO NEUMÁTICO.

La función del sistema neumático es activar los cilindros para el avance y retorno de los troqueles. Básicamente el circuito neumático consta de tres cilindros activados por una electroválvula, la misma que se alimenta por aire que una vez que sale del compresor atraviesa una unidad de mantenimiento, como se observa en la siguiente figura.

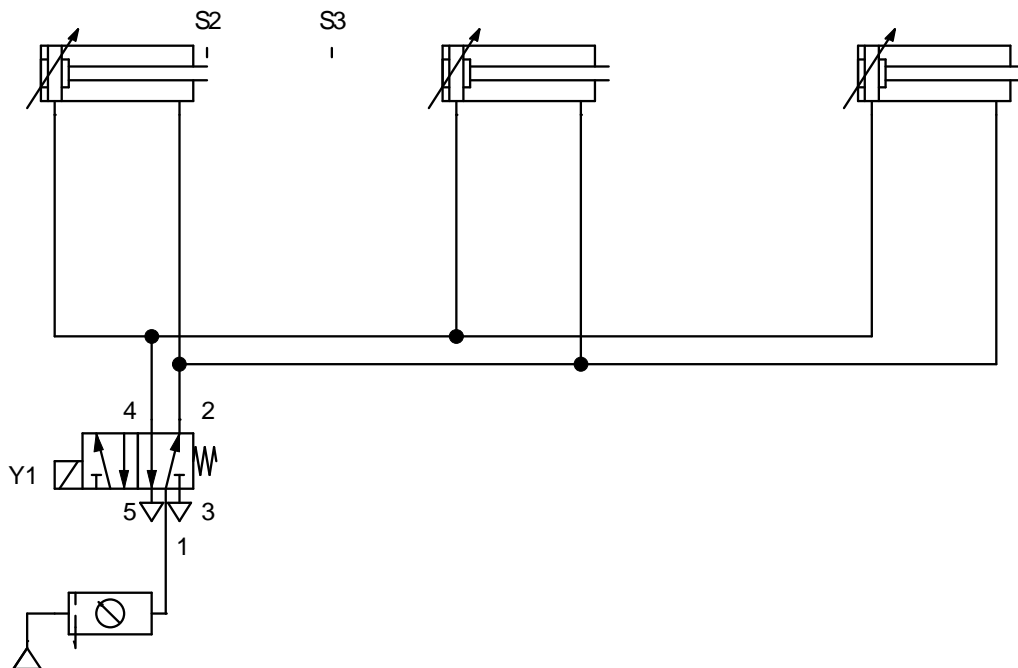


Figura 4.81. Circuito neumático para la activación de los troqueles

La electroválvula se activa en base al siguiente circuito eléctrico:

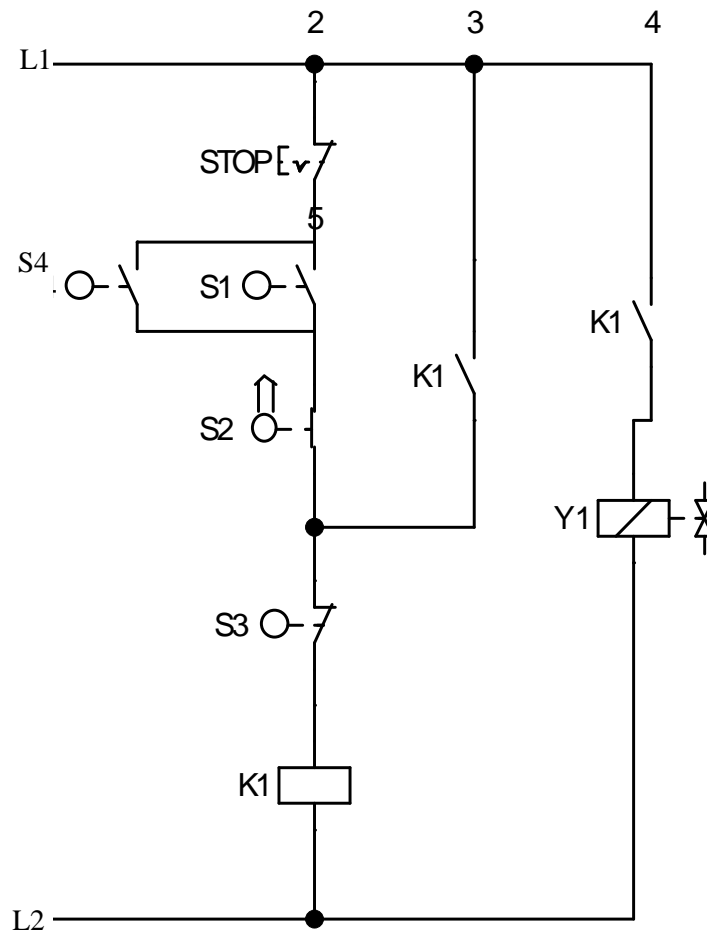


Figura 4.82. Circuito de control del sistema neumático

s_2 es un final de carrera que cierra la línea hasta que el cilindro avance, por tal motivo al accionarse s_1 o s_4 se activa la bobina del contactor k_1 y los tres cilindros salen, s_1 y s_4 son también finales de carrera que se ubican a una distancia angular de 180° en el conjunto del sistema de centrado. Una vez que los cilindros salen y cumplen su recorrido, se activa s_3 , abriendo el circuito, desactivando la bobina del contactor k_1 y a la vez desactivando la electroválvula.

No ha sido necesario el uso de un PLC, basta con los finales de carrera.

4.4.11.3 SELECCIÓN DE LOS ELEMENTOS NEUMÁTICO

Tabla 4.6. Elementos neumáticos

Tipo	Marca	Denominación	Descripción	Gráfico
DNC-32-125-PPV	FESTO	Cilindros normalizados	Cilindros normalizados según ISO 15552, con tubo de cilindro perfilado, con amortiguación de final de carrera regulable por ambos lados.	
PUN-8x1,25-BL	FESTO	Tubo de material sintético	Tubo calibrado exterior, para racores rápidos QS, racores roscados CN y CK de poliuretano	
QS-1/8-8	FESTO	Racor rápido roscado	Rosca exterior con hexágono exterior	
CPE14-M1BH-5J-1/8	FESTO	Electroválvula	Electroválvula alto grado de integración	
U-1/8	FESTO	Silenciadores	Silenciadores	

CN-1/8-PK-6	FESTO	Racor de boquilla de enchufe	Racor de boquilla de enchufe para tubos de plástico PAN, PUN, PP, PU, PR, con junta.	
PUN-6x1-BL	FESTO	Tubo de material sintético	Tubo de material sintético Tubo calibrado exterior, para racores rápidos QS, racores roscados CN y CK de poliuretano	
2183322	FESTO	Final de carrera	Denominado también sensor de contacto o interruptor de límite.	
MS Reihe	FESTO	Unidad de mantenimiento	Mantiene en las condiciones óptimas al aire que ingresa al sistema, además lubrica.	
SS3F2-GM	Ingersoll-Rand	Compresor	Comprime el aire para que pueda ingresar al sistema	 <p data-bbox="1230 1861 1321 1883">SS3F2-GM</p>

4.4.12 TIEMPO DE UBICACIÓN DEL PALMITO EN EL SISTEMA DE CENTRADO

Para poder calcular tiempos reales, inicialmente se debe determinar cual es la velocidad con la que va a girar el sistema de centrado, por tal motivo primero se determina la velocidad angular del motorreductor y luego se determina los tiempos.

1. *Tiempo de espera del sistema de centrado para que el palmito caiga.*

Para determinar la velocidad a la que gira el motorreductor, se calcula una velocidad angular tentativa.

$$t_{\text{giro}} = t_{\text{troquelado}} \quad 4-220$$

$$t_{\text{giro}} = 1,286 \text{ s}$$

$$w_{\text{ejeSC}} = \frac{w_5 * \pi}{t_{\text{giro}} * 180} \quad 4-221$$

$$w_{\text{ejeSC}} = 2,443 \text{ rad/s} = 23,333 \text{ rpm (valor tentativo)}$$

Con esta velocidad se busca en los catálogos y se determina:

$$w_{\text{ejeSC}} = 24 \text{ rpm} = 2,513 \text{ rad/s (valor real)}$$

Ahora se debe determinar si esta velocidad cumple el requerimiento de producción.

$$t_{\text{producción real}} = \frac{2 * w_5 * \pi}{w_{\text{ejeSC}} * 180}$$

$$t_{\text{producción real}} = 0,833 \text{ s/palmito}$$

$$P_{\text{real}} = \frac{60}{t_{\text{producción real}}} \quad 4-222$$

$$P_{\text{real}} = 72 \text{ palmitos/min}$$

Una vez comprobado que se cumple la producción, se determinará el tiempo que el sistema de centrado espera hasta que el palmito caiga.

En la siguiente figura se puede observar que d_6 es el ángulo que se da desde que el palmito empieza el ingreso al sistema de centrado hasta ingresar completamente.

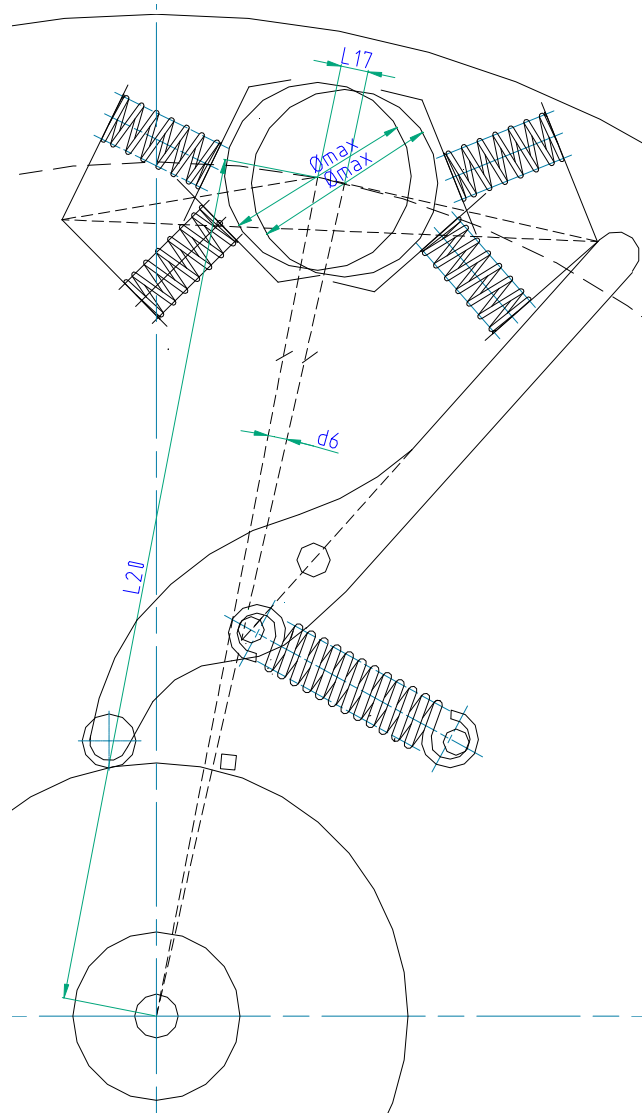


Figura 4.83. Ángulo de espera para el ingreso del palmito al sistema de centrado (\hat{d}_6)

$$L_{20} = 419,416 \text{ mm}$$

$$d_6 = 2,732 \text{ □}$$

$$\hat{P}_{er6} = \frac{\pi * L_{20} * \hat{d}_6}{180} \quad 4-223$$

$$P_{er6} = 20,002 \text{ mm}$$

$$t_1 = \frac{P_{er6}}{\omega_{ejeSC} * L_{20}} \quad 4-224$$

$$t_1 = 0,019 \text{ s}$$

El tiempo que el sistema de centrado espera hasta que el palmito caiga es de 0,019s.

2. Tiempo que demora el palmito en ingresar al sistema de centrado.

El palmito se demora cierto tiempo desde que entra al embudo y sale de este para ingresar al sistema de centrado, para determinar este tiempo se utiliza la ecuación de caída libre:

$$y - y_o = v_o * t - \frac{1}{2} * g * t^2 \quad 4-225$$

Se calculará el tiempo que se demora el palmito desde que sale del embudo e ingresa totalmente al sistema de centrado.

Se necesita saber las variables de altura del embudo y la platina del sistema de centrado:

$$h_{\text{platina}} = 10,50 \text{ cm}$$

$$h_{\text{embudo}} = 90 \text{ cm}$$

El primer tiempo a calcular es desde que ingresa el palmito al embudo y cae en el sistema de centrado:

$$t_2' = \sqrt{\frac{2 * y_2'}{g}} \quad 4-226$$

$$y_2' = h_{\text{platina}} * \frac{3}{4} + h_{\text{embudo}} \quad 4-227$$

$$y_2' = 97,88 \text{ cm} = 0,9788 \text{ m}$$

$$t_2' = 0,447 \text{ s}$$

El segundo tiempo a determinar es el tiempo que se demora el palmito dentro del embudo:

$$t_2'' = \sqrt{\frac{2 * (y_2'' - y_{o2}'')}{g}} \quad 4-228$$

$$y_{o2}'' = h_{\text{platina}} * \frac{3}{4} = 7,88 \text{ cm} = 0,07875 \text{ m}$$

$$y_2'' = y_2' = 97,88 \text{ cm} = 0,97875 \text{ m}$$

$$t_2'' = 0,428 \text{ s}$$

Entonces el tiempo que se demora el palmito en el embudo es:

$$t_2 = t_2' - t_2'' \quad 4-229$$

$$t_2 = 0,018 \text{ s}$$

Se comprueba que $t_1 > t_2$, por lo tanto el sistema de centrado espera el tiempo suficiente hasta que el palmito ingrese.

4.4.13 DISEÑO DE LA TAPA POSICIONADORA

Esta tapa es la encargada de ubicar al palmito en el sistema de centrado y además cuando el troquel sube la cáscara que está adherida a este choca en la tapa y la separa.

4.4.13.1 DIMENSIONAMIENTO

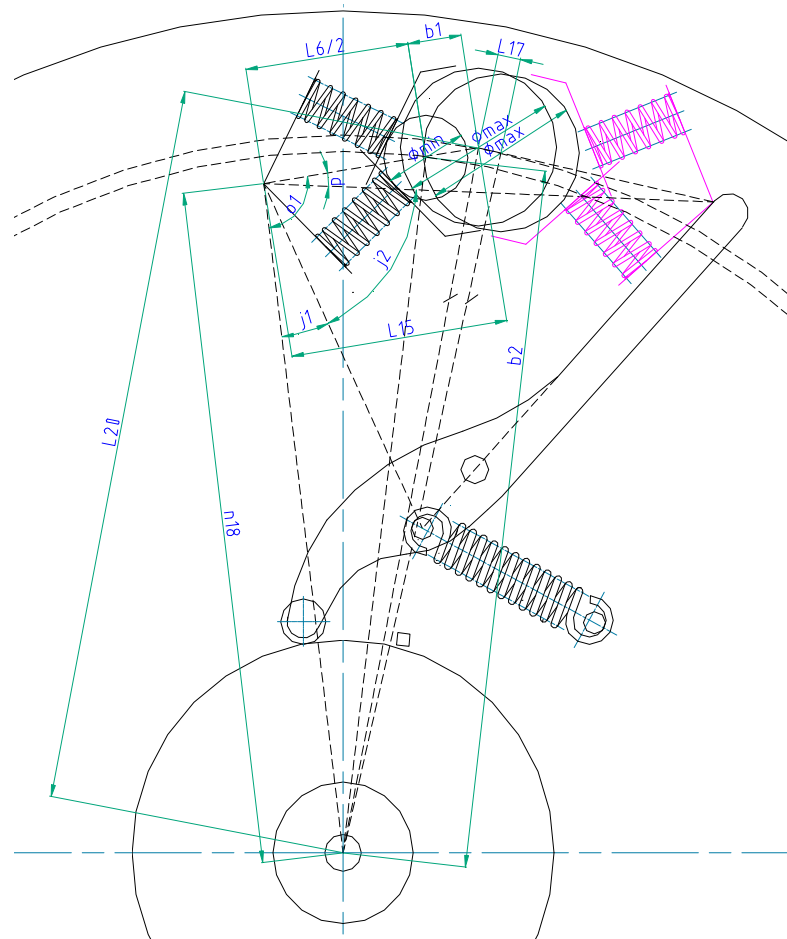


Figura 4.84. Parámetros para dimensionar la tapa

La tapa es circular y tiene cortes que dependen del número de sistemas de centrado, del diámetro máximo, del diámetro mínimo y de la ubicación de estos diámetros.

$$\#SC = 6 \text{ SC}$$

$$L_6 = 148,264 \text{ mm}$$

$$L_{15} = 93,762 \text{ mm}$$

$$n_{18} = 397,491 \text{ mm}$$

$$18,486$$

$$j_1 = \square$$

$$66,902$$

$$j_2 = \square$$

$$d = 11,640$$

Figura 4.85. Dimensionamiento de la tapa

4.4.13.2 CÁLCULO DEL ESPESOR

El diseño del espesor va a estar en función de la fuerza que produce la cáscara del palmito al chocar con la tapa,

- 60
- $\alpha_2 = \square$
- $b_2 = 413,164 \text{ mm}$
- $F_{c(\text{retorno})} = 42 \text{ Kg}$, Ver tabla 4.5
- # troqueles = 3
- $\phi_{\text{mtapa}} = 80 \text{ mm}$ (Diámetro de la manzana de la tapa)
- $\phi_{\text{ext}} = 940 \text{ mm}$
- $H = 1,9 \text{ cm}$ (Altura de la manzana)

$$M_1 = F_{c(\text{retorno})} * \left(b_2 - \frac{\phi_{\text{mtapa}}}{2} \right) \quad 4-234$$

$$M_1 = 15672,884 \text{ Kg*mm} = 1567,288 \text{ Kg*cm}$$

$$M_2 = F_{c(\text{retorno})} * \left(b_2 - \frac{\phi_{\text{mtapa}}}{2} \right) * \cos(\hat{\alpha}_2) \quad 4-235$$

$$M_2 = 7836,442 \text{ Kg*mm} = 783,644 \text{ Kg*cm}$$

$$M_{\text{total}} = M_1 + 2 * M_2 \quad 4-236$$

$$M_{\text{total}} = 3134,577 \text{ Kg*cm}$$

La tapa se la diseñará a flexión según la ecuación 4.201:

$$M_1 = M_{\text{max}} = 3134,577 \text{ Kgf*cm}$$

$$M_2 = M_{\text{min}} = 0 \text{ Kgf*cm}$$

Donde “a” se la determina con:

$$a = \phi_{\text{ext}} - \phi_{\text{mtapa}} \quad 4-237$$

$$a = 86 \text{ cm}$$

Conocido el valor de “a”, se pueden determinar los esfuerzos flectores, obteniendo el gráfico:

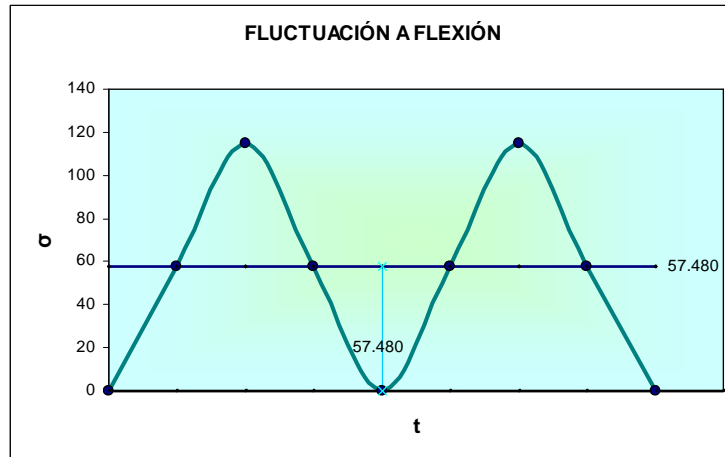


Figura 4.86. Fluctuación a flexión de la tapa

Se procede a detallar el material y el espesor tentativo:

Material: AISI 304 [5]

$e_{\text{tapa}} = 0,4 \text{ cm} = 4 \text{ mm}$

Se calcula del coeficiente de seguridad siguiendo el proceso de la sección 4.4.2.3:

$n = 1,633$

El coeficiente de seguridad se lo calculó en 1,633 es un valor aceptable para el diseño, concluyendo una tapa de acero inoxidable AISI 304 de 4 mm de espesor.

4.4.14 DISEÑO DEL SOPORTE DE LAS PLATINAS FIJAS

Las platina fijas están soldadas a una varilla cuadrada que soporta la fuerza de los resortes a compresión. Las fuerzas actuantes en dicha varilla se observa en las siguientes figuras:

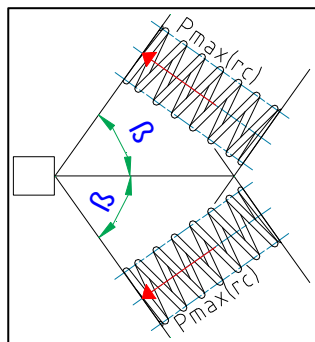


Figura 4.87. Fuerzas actuantes en el soporte de las platinas fijas.

$$(D_{orc} + d_{rc}) / 2 + 10 = 1,580 \text{ cm}$$

$$F_{x\text{max}} = 2 * P_{\text{max}(\text{resorte compresión})} * \text{sen}\beta$$

$$F_{x\text{max}} = 1,449 \text{ Kgf}$$

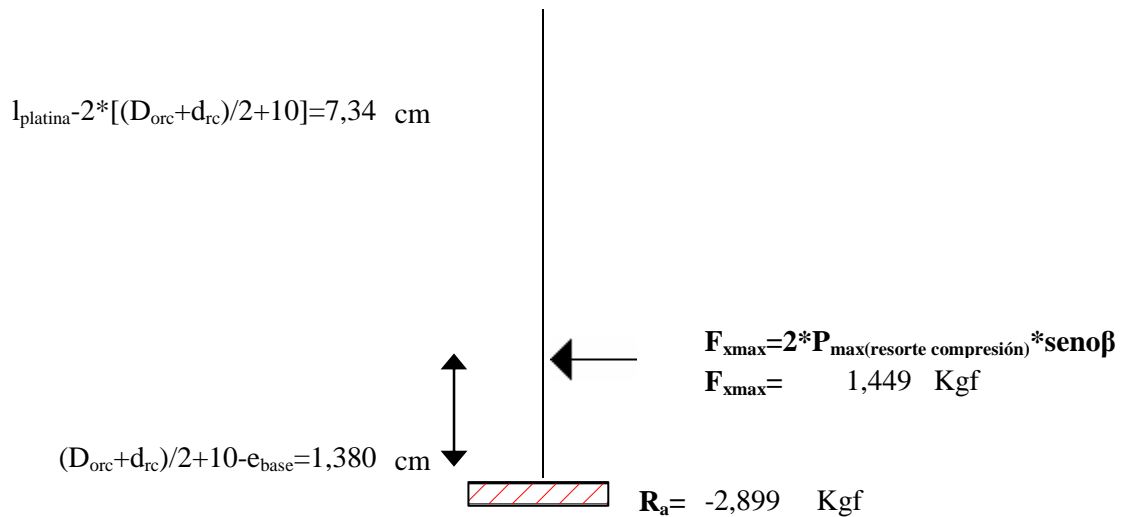


Figura 4.88. Diagrama de cuerpo libre del soporte de las platinas fijas.

Largo total= l = 10,3 cm

Esfuerzos a flexión:

El momento mínimo es cero, que se da cuando los resortes a compresión no actúan.

Se determinan el momento máximo trazando el diagrama de momento flector:

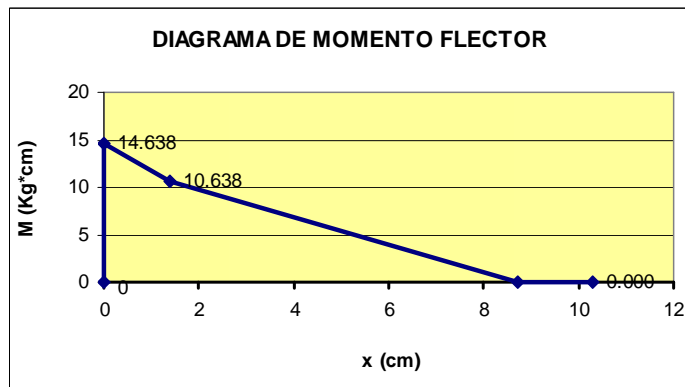


Figura 4.89. Diagrama del momento flector del soporte de las platinas fijas.

Como la varilla es de sección cuadrada para el cálculo del esfuerzo flector se utiliza la ecuación 4-166, dando el siguiente gráfico de fluctuación:

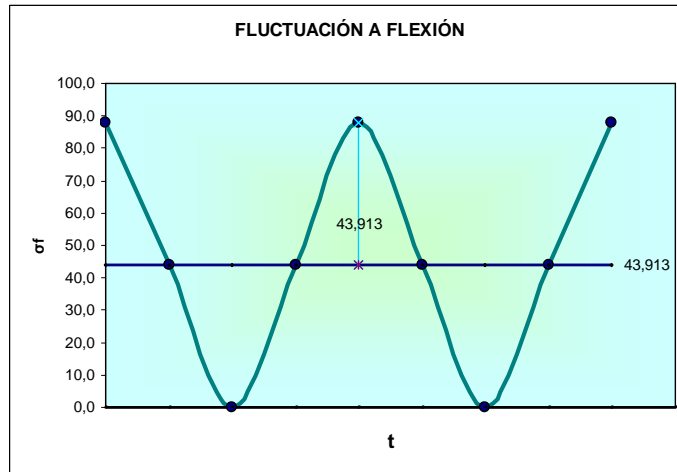


Figura 4.90. Fluctuación a flexión del soporte de las platinas fijas

Esfuerzos a carga axial:

Además la varilla está sometida a flexión porque soporta el peso de la tapa.

$$P_{tapa} = \delta_{acero} * V_{tapa} \quad 4-238$$

$$\delta_{acero} = 0,0078 \text{ Kg/cm}^3$$

$$V_{tapa} = A_{tapa} * e_{tapa} \quad 4-239$$

$$e_{tapa} = 0,4 \text{ cm}$$

$$A_{tapa} = \frac{\pi * \phi_{ext}^2}{4} - \frac{\pi * \phi_{itapa}^2}{4} - \frac{\#SC * \pi * \phi_{max}^2}{4} \quad 4-240$$

$$\phi_{itapa} = 4,5 \text{ cm}$$

$$\phi_{ext} = 94 \text{ cm}$$

$$\#SC = 6$$

$$\phi_{max} = 6,5 \text{ cm } (\phi \text{ máximo del palmito})$$

$$A_{tapa} = 6690,414 \text{ cm}^2$$

$$V_{tapa} = 2676,166 \text{ cm}^3$$

$$P_{tapa} = F = 20,981 \text{ Kgf}$$

La carga axial es estática, cuyo esfuerzo axial se lo determina con la siguiente ecuación:

$$\sigma_{ax} = \frac{F}{A} = \frac{F/\#SC}{e^2} \quad 4-241$$

$$\text{Obteniendo } \sigma_{ax} = \frac{3,497}{e^2} \text{ kgf}$$

Se fija el material a utilizar y la longitud del lado de la varilla:

Material: AISI 304 [5]

$e_{sp} = 1,2 \text{ cm}$ (Anexo A)

Siguiendo el proceso de la sección 4.4.2.3 se calcula el coeficiente de seguridad:

$n = 33,514$

Se concluye que el espesor de la varilla cuadrada del soporte de las platinas fijas es de acero inoxidable AISI 304 y se la corte de una plancha de espesor 12mm.

4.5 SISTEMA GIRATORIO INTERMITENTE

4.5.1 REQUERIMIENTO FUNCIONAL Y PARÁMETROS DE DISEÑO.

El movimiento intermitente debe girar 180° y el tiempo de giro debe ser igual al tiempo de pausa. Para transformar el movimiento continuo del motor a uno intermitente se utilizará el mecanismo de Cruz de Malta, pero como este debe tener como mínimo cuatro acanaladuras, el movimiento se lo realizará con dos brazos separados con un ángulo de 90° , produciendo un giro de 180° intermitente, como se observa en la siguiente figura:

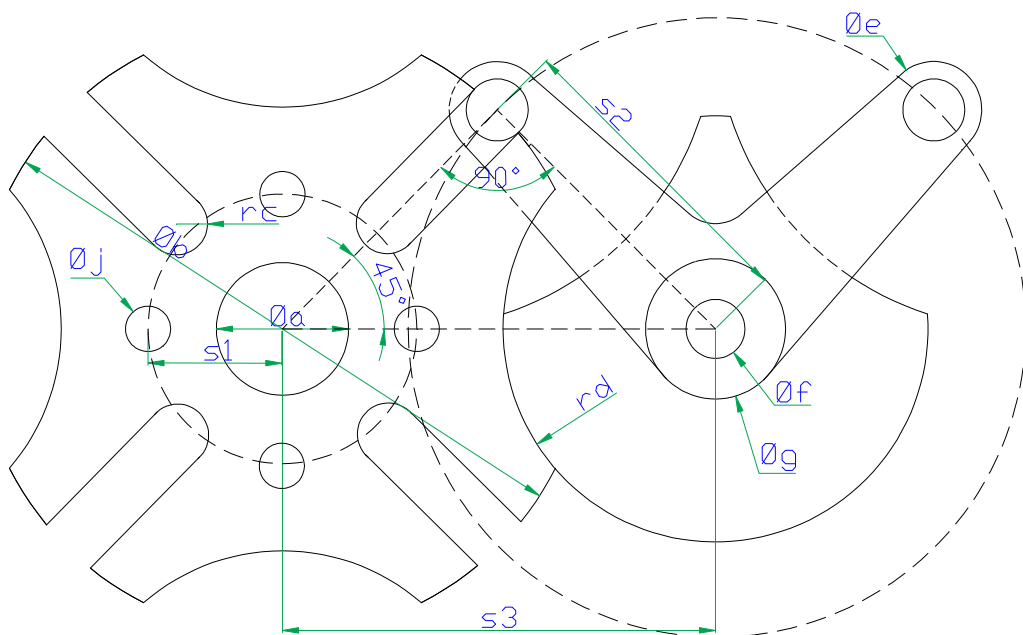


Figura 4.91. Mecanismo de Cruz de Malta (sistema de centrado)

Las dimensiones del mecanismo son:

$\varnothing_b = 300 \text{ mm}$

$\varnothing_c = 25,4 \text{ mm}$

$\varnothing_d = 200 \text{ mm}$

$$s_1 = 70 \text{ mm}$$

$$\phi_e = 1,5 * \phi_c \quad 4-242$$

$$\phi_e = 38,1 \text{ mm}$$

$$s_2 = r_b \quad 4-243$$

$$s_2 = 150 \text{ mm}$$

$$s_3 = \sqrt{2 * s_2^2} \quad 4-244$$

$$s_3 = 212,132 \text{ mm}$$

4.5.2 SELECCIÓN DE LA FUENTE MOTRIZ.

La determinación de la potencia se la hace básicamente en función del momento de inercia de todo el conjunto de sistemas de centrado, el mismo que por su geometría dificulta el cálculo, por lo tanto se lo determina con ayuda del software SolidWorks.

La potencia se la determina con las siguientes fórmulas:

$$P = \frac{T * \omega}{71620} \quad 4-245$$

$$T = I * \alpha \quad 4-246$$

$$\alpha = \frac{a_T}{R} \quad 4-247$$

$$a_T = \frac{V_f - V_i}{t} \quad 4-248$$

$$V_f = \omega * R \quad 4-249$$

Donde:

P: Potencia (CV)

T: Torque (Kgf*cm)

ω : Velocidad angular (rpm)

I: Momento de inercia

α : Aceleración angular

a_T : Aceleración tangencial

R: Radio

V_f : Velocidad final

V_i : Velocidad inicial

t: Tiempo

Los datos que se tiene son:

$$\omega = 24 \text{ rpm}$$

$$R = s_1 = 7 \text{ cm}$$

$$V_i = 0$$

$t = 2 \text{ s}$

Además el momento de inercia del conjunto de sistemas de centrado es:

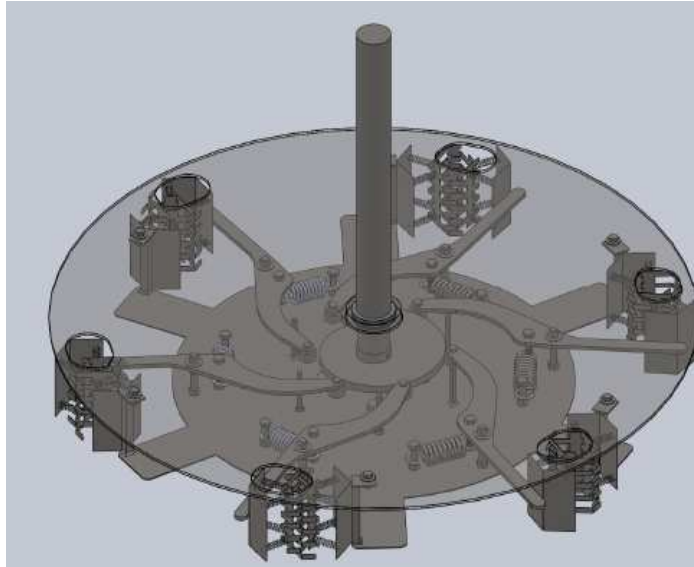


Figura 4.92. Conjunto de sistemas de centrado

$$I = 154,638 \text{ Kg}\cdot\text{m}^2$$

Finalizando:

$$V_f = 17,59 \text{ cm/s}$$

$$a_T = 8,796 \text{ cm/s}^2$$

$$\alpha = 1,257 /\text{s}^2$$

$$T = 1982,899 \text{ Kgf}\cdot\text{cm}$$

$$P = 0,664 \text{ CV} = 0,655 \text{ HP} = 0,489 \text{ Kw}$$

La potencia requerida para mover el conjunto de sistemas de centrado es de 0,655 HP a una velocidad de 24 rpm, con estos datos se procede a la selección de la fuente motriz.

El uso común de un motorreductor es en posición horizontal, pero el que se necesita es en una posición vertical, entonces se debe asegurar que el motorreductor a seleccionar trabaje en posición vertical sin problema.

Ahora con el torque mínimo requerido y la velocidad se selecciona el reductor:

$$n = 24 \text{ rpm}$$

$$T = 1982,9 \text{ Kgf}\cdot\text{cm}, \text{ torque necesario para accionar el conjunto de sistemas de centrado.}$$

Pero la transmisión a través del mecanismo giratorio intermitente produce pérdidas, teniendo un torque en el motor de:

$$T_{motor} = \frac{s_2}{s_3 - s_2} * T \quad \mathbf{4-250}$$

$$T_{motor} = 4787,1415 \text{ Kgf}\cdot\text{cm} = 4155,767 \text{ lb}\cdot\text{plg}$$

Se termina seleccionando un motorreductor de las siguientes características (Anexo E):

$$n = 24 \text{ rpm}$$

$$T = 527 \text{ Nm} = 4668,3 \text{ lb}\cdot\text{plg}$$

Además este tipo de motorreductores trabajan en cualquier posición, lo único que varían es su cantidad de lubricante. (Anexo F)

4.5.3 DISEÑO Y SELECCIÓN DE LOS ELEMENTOS.

4.5.3.1 DISEÑO DEL PASADOR DEL SEGUIDOR DE LA CRUZ DE MALTA

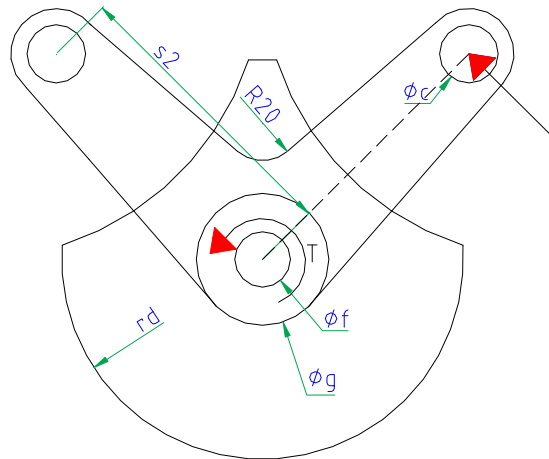


Figura 4.93. Fuerzas actuantes en el pasador del seguidor de la Cruz de Malta

El pasador del seguidor de la Cruz de Malta (ϕ_c) será diseñado a flexión y corte. La fuerza que actúa en el eje se la observa en la figura anterior:

La fuerza se la calcula a partir de la torsión que produce el motorreductor:

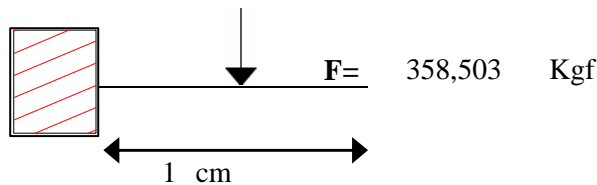
$$T = 4668,3 \text{ lbf}\cdot\text{plg} = 5377,543 \text{ Kgf}\cdot\text{cm}$$

$$T = F \cdot s_2$$

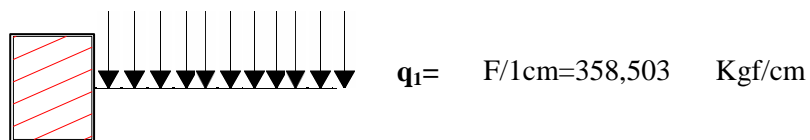
4-251

$$s_2 = 15 \text{ cm, (ver sección 4.5.1)}$$

$$F = 358,503 \text{ Kgf}$$



a)



$$R_m = -358,503 \text{ Kgf}$$

b)

Figura 4.94. Diagrama de cuerpo libre del seguidor de la Cruz de Malta-sistema de centrado.

a) Carga puntual. b) Carga distribuida

El momento mínimo que se produce es cero, que se da cuando el seguidor no actúa en la Cruz de Malta y el máximo se lo determina trazando el diagrama de momento flector:

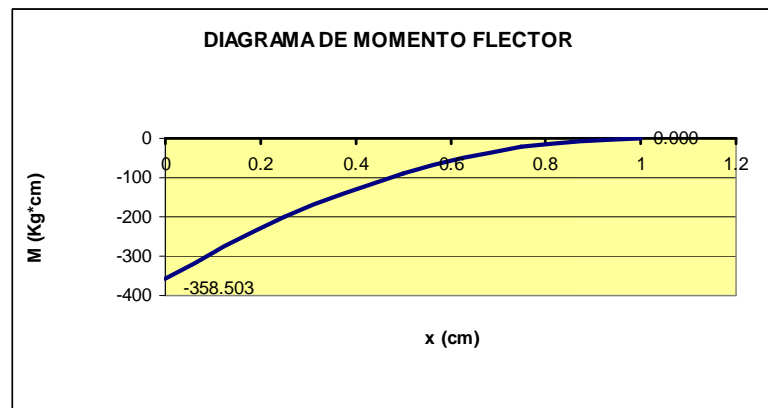


Figura 4.95. Diagrama de momento flector del seguidor de la Cruz de Malta-sistema de centrado

El pasador está sometido a flexión y haciendo uso de la ecuación 4-100, se obtiene la siguiente fluctuación:

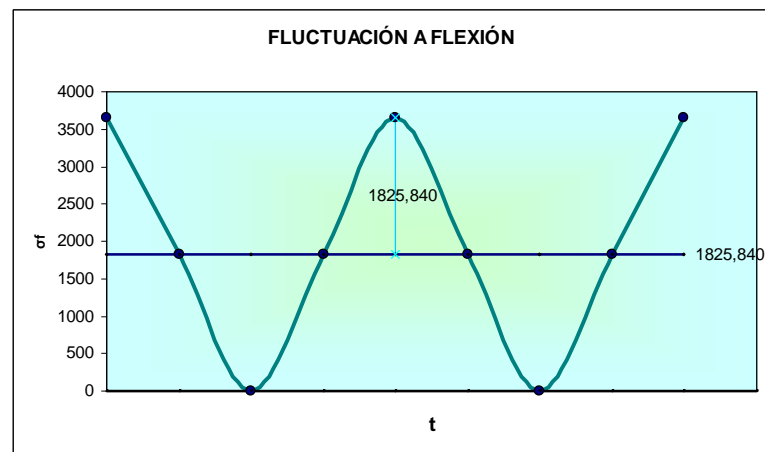


Figura 4.96. Fluctuación a flexión del eje que incita el giro de la Cruz de Malta-sistema de centrado.

Además el eje está sometido a corte, actuando las siguientes fuerzas:

$$P_1 = 358,503 \text{ Kgf}$$

$$P_2 = 0 \text{ Kgf}$$

Los esfuerzos cortantes se los determinan con la ecuación 4-208, dando el siguiente gráfico de fluctuación:

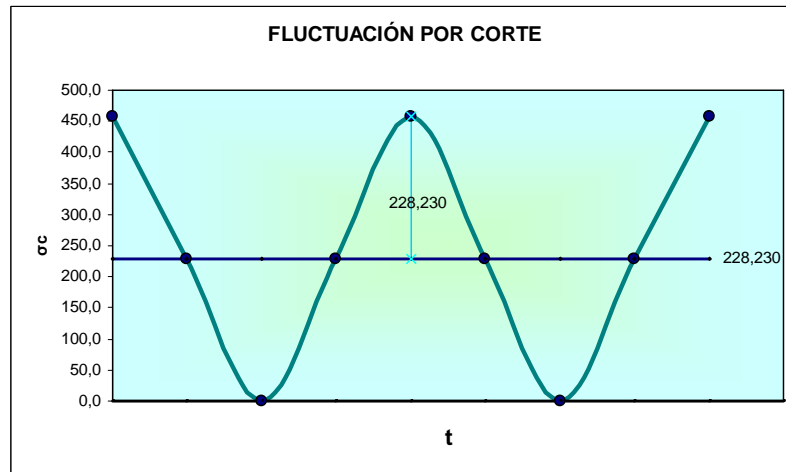


Figura 4.97. Fluctuación por corte del eje que incita el giro de la Cruz de Malta-sistema de centrado

Se finiquita con el diseño estableciendo el material del eje y el diámetro a analizar:

Material: AISI 1018 [26]

$$S_y = 54000 \text{ psi} = 3796,576 \text{ Kgf/cm}^2$$

$$S_{ut} = 64000 \text{ psi} = 4499,645 \text{ Kgf/cm}^2$$

$$\varnothing_c = 1,5875 \text{ cm} = 5/8 \text{ plg}$$

El eje está sujeto a flexión y a corte por lo cual se sigue el proceso de la sección 4.4.10:

$$n_1 = 2,216 \text{ (Ecuación 4-214)}$$

$$n_2 = 1,681 \text{ (Ecuación 4-215)}$$

El coeficiente de seguridad más bajo es aceptable, concluyendo el eje \varnothing_c es de 5/8 plg y de acero de transmisión AISI 1018.

4.5.3.2 SELECCIÓN DE PERNOS

- *Pernos que fijan la Cruz de Malta a la base de centrado*

Los pernos están sometidos únicamente a corte debido a la torsión del motorreductor, como se puede observar en la siguiente figura:

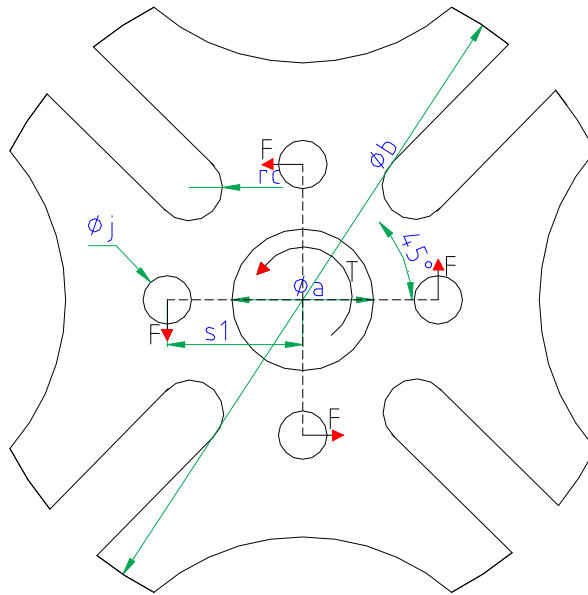


Figura 4.98. Fuerzas actuantes en los pernos que fijan la Cruz de Malta a la base de centrado

En el disco de cruz de malta el torque va a variar en función de la posición del brazo en el canal, pero el máximo torque va a ser al ingreso al canal, siendo igual al torque del motor:

$$T = 5377,543 \text{ Kgf*cm}$$

Se determina la fuerza cortante:

$$F = \frac{T}{s_1 * N} \quad 4-252$$

$s_1 = 7 \text{ cm}$, (ver sección 4.5.1.)

$N = 4$ pernos

Obteniendo:

$$F = 192,055 \text{ Kgf}$$

El perno está sometido a fatiga, pues el torque actúa 180° , se detiene e inicia el ciclo nuevamente, la fórmula para esfuerzo por cizalladura de un perno es

$$\tau_c = \frac{F}{A_c} \quad 4-253$$

A_c : Área de corte, se lo determina en función del diámetro del perno

$$F_1 = 192,055 \text{ Kgf}$$

$$F_2 = 0$$

Los datos de la selección del perno son:

$$\phi_j = 0,9525 \text{ cm} = 3/8 \text{ plg}$$

$$A_c = 0,5276 \text{ plg}^2 = 3,404 \text{ cm}^2 \text{ [25]}$$

Los esfuerzos permiten graficar la siguiente fluctuación:

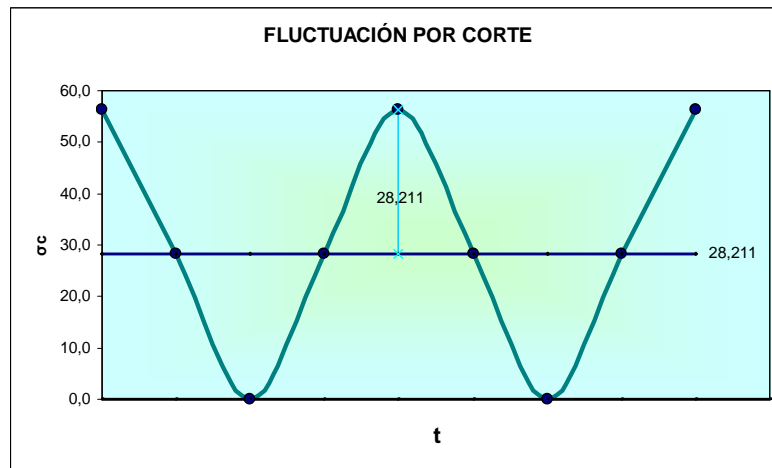


Figura 4.99. Fluctuación por corte de los pernos que fijan la Cruz de Malta a la base de centrado

Se establece el material a utilizar:

Material: AISI 304 [5]

Para determinar los esfuerzos por fatiga se usara las siguientes ecuaciones:

$$\tau_a' = \sqrt{(k_{ff} * \sigma_{fa} + k_{fax} * \sigma_{axa})^2 + 3(k_{fT} * \tau_{ta} + k_{fc} * \tau_{ca})^2} = \sqrt{3(k_{fc} * \tau_{ca})^2} \quad \mathbf{4-254}$$

$$\tau_m' = \sqrt{(\sigma_{fm} + \sigma_{axm})^2 + 3(\tau_{Tm} + \tau_{cm})^2} = \sqrt{3(\tau_{cm})^2} \quad \mathbf{4-255}$$

$$S_{se} = k_c * S_{se}' \quad \mathbf{4-256}$$

Se calcula el coeficiente de seguridad siguiendo el proceso de la sección 4.4.10:

$$n_1 = 24,751 \text{ (Ecuación 4-214)}$$

$$n_2 = 33,727 \text{ (Ecuación 4-215)}$$

El coeficiente de seguridad es más que aceptable, concluyendo que la selección del perno \emptyset_j es la adecuada con un diámetro de 3/8 plg

- **Pernos que fijan la tapa posicionadora con los sistemas de centrado**

Los pernos que fijan la tapa posicionadora con los sistemas de centrado (\emptyset_k) están sometidos a corte y a tracción y tienen los siguientes parámetros:

$$\emptyset_k = 0,635 \text{ cm} = 1/4 \text{ plg}$$

$$A_t = 0,026 \text{ plg}^2 = 0,169 \text{ cm}^2 \text{ [27]}$$

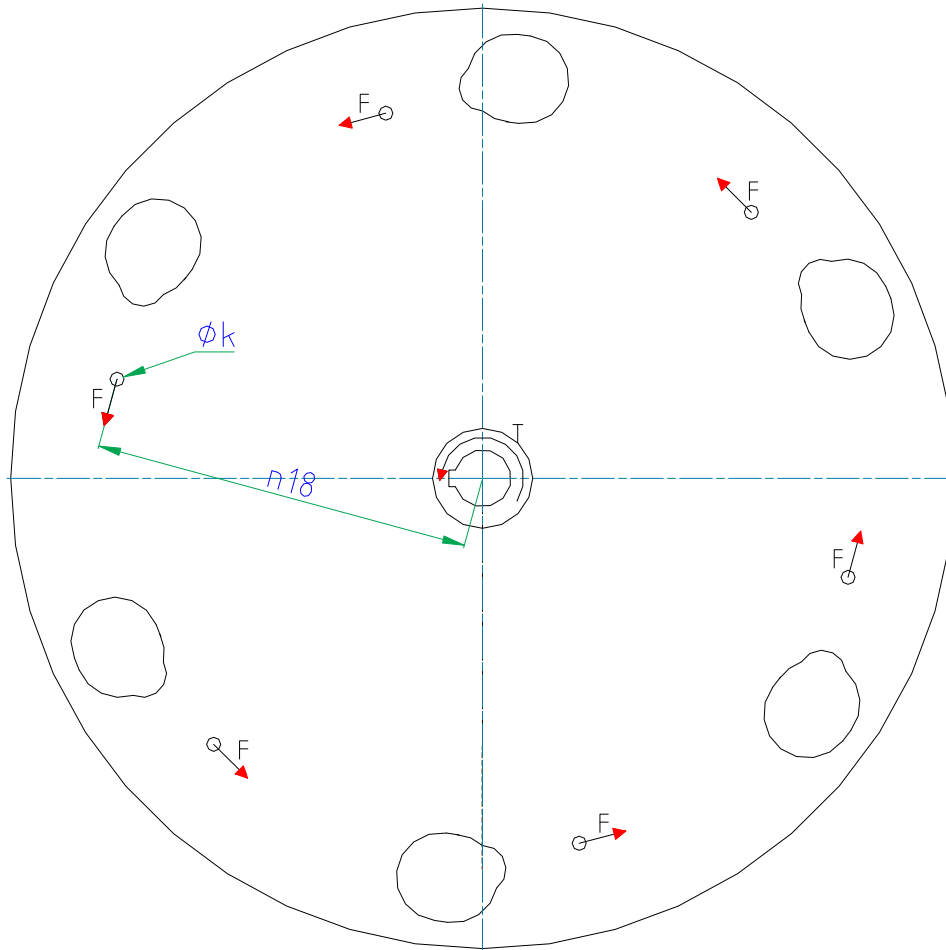


Figura 4.100. Fuerzas actuantes en los pernos que fijan la tapa posicionadora con los sistemas de centrado

El torque máximo que actuaría sobre este eje es directamente el torque el motorreductor y paulatinamente va disminuyendo.

Se determina la fuerza cortante de cada perno:

$$T = F * n_{18} * N \quad 4-257$$

$$T = 5377,543 \text{ Kgf*cm}$$

$$n_{18} = 39,75 \text{ cm, (ver sección 4.4.6.)}$$

$$N = 6 \text{ pernos}$$

Obteniendo:

$$F = 22,548 \text{ Kgf} = F_{\max}$$

$$F_{\min} = 0$$

Los esfuerzos que se obtienen son:

$$\tau_a = \frac{n * (F_{\max} - F_{\min})}{2 * A_t} \quad 4-258$$

n: coeficiente de seguridad

$$\tau_a = n * 66,393 \text{ Kgf/cm}^2$$

$$\tau_m = \frac{n * (F_{\max} + F_{\min})}{2 * A_t} \quad 4-259$$

$$\tau_m = n * 66,393 \text{ Kgf/cm}^2$$

Además existe tracción debido a la cáscara que golpea la tapa cuando el cilindro neumático sube y se tiene la siguiente fuerza a tracción:

$$P_{\max} = 2 * F_c$$

$$F_{c(\text{retorno})} = 42 \text{ Kg, fuerza del cilindro al retorno, ver tabla 4.5}$$

$$P_{\max} = 84 \text{ Kgf}$$

$$P_{\min} = 0$$

$$\sigma_a = \frac{c * n * (P_{\max} - P_{\min})}{2 * A_t * N} \quad 4-260$$

$$\sigma_m = \frac{F_i}{A_t} + \frac{c * n * (P_{\max} - P_{\min})}{2 * A_t * N} \quad 4-261$$

Donde:

c: parámetro adimensional de rigidez

n: coeficiente de seguridad

N: número de pernos = 1

Fi: Fuerza de precarga

Se calcula la rigidez:

$$c = \frac{k_b}{k_m + k_b} \quad 4-262$$

Primero se calcula k_b :

$$k_b = \frac{A * E}{L_b} = \frac{\pi * d_b^2 * E}{4 * (L_{b1} + L_{b2})} \quad 4-263$$

Donde:

$$d_b = \varnothing_k = 0,635 \text{ cm} = \frac{1}{4} \text{ plg}$$

$$E = \text{Módulo de elasticidad} = 206,8 \text{ GPa} = 2110,204 \text{ Kgf/cm}^2 \text{ [28]}$$

$$L_{b1} = 4 \text{ mm} = 0,4 \text{ cm (espesor de la tapa)}$$

$$L_{b2} = 3 \text{ mm} = 0,3 \text{ cm (platina para fijar el sistema de centrado)}$$

$k_m = 2385,265 \text{ Kgf/cm}$, Ecuación 4-265

$c = 0,3$, Ecuación 4-263

Para poder determinar los esfuerzos a tracción faltan los datos del material:

Material: AISI 304 [5]

$S_p = 120000 \text{ psi} = 8436,835 \text{ Kgf/cm}^2$ (Anexo C)

$$F_i = 0,6 * S_p \quad 4-271$$

$$F_i = 5062,101 \text{ Kgf/cm}^2$$

Ahora se calcula los esfuerzos a tracción:

$$\sigma_a = n * 70,7 \text{ Kgf/cm}^2 \text{ (Ecuación 4-261)}$$

$$\sigma_m = (29811,065 + n * 70,7) \text{ Kgf/cm}^2 \text{ (Ecuación 4-262)}$$

El límite de fatiga es:

$$S_e = k_c * \frac{1}{k_f} * S_e' = k_c * \frac{1}{k_f} * 0,45 * S_{ut} \quad 4-272$$

$k_f = 2,2$ para pernos

$k_c = 0,87$ para una confiabilidad del 95%

$$S_e = 1876,716 \text{ Kgf/cm}^2$$

Se calcula el coeficiente de seguridad con la ecuación 4-54 y con los esfuerzos combinados:

$$\sigma_a' = \sqrt{(\sigma_a)^2 + 3(\tau_a)^2} \quad 4-273$$

$$\sigma_m' = \sqrt{(\sigma_m)^2 + 3(\tau_m)^2} \quad 4-274$$

$$n = 3,45$$

El coeficiente de seguridad es aceptable, por lo que se afirma que la selección del perno de ¼ plg fue la correcta.

4.5.3.3 DISEÑO DE EJE PRINCIPAL

El eje principal no gira, pero sobre este están montadas la tapa, la leva, la base y la cruz de malta, además está fijo en sus extremos.

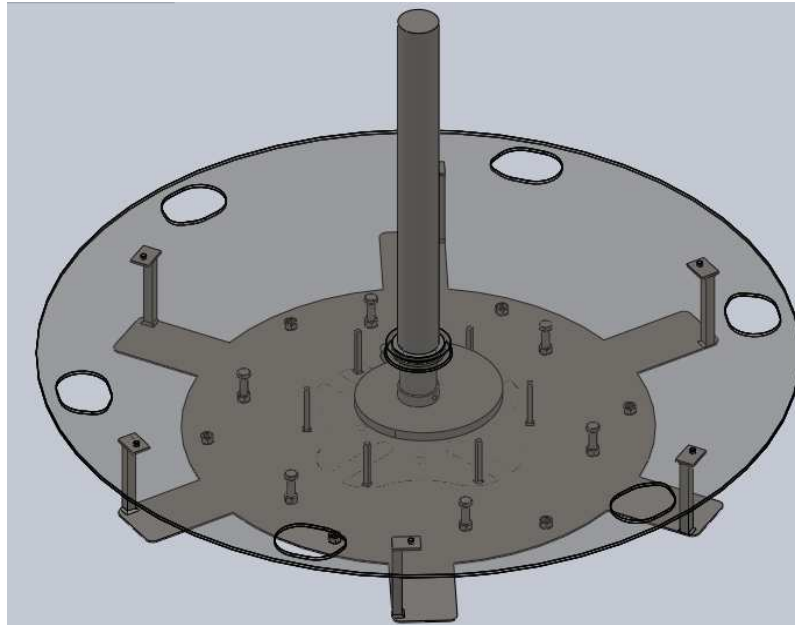


Figura 4.102. Ensamble del eje principal

Este eje tiene un diámetro inicial de 2 plg, que será torneado. A continuación podemos observar las dimensiones del eje, los diámetro por el momento son asumidos, luego se procederá a determinar los coeficientes de seguridad para concluir con el diseño o volver a diseñar.

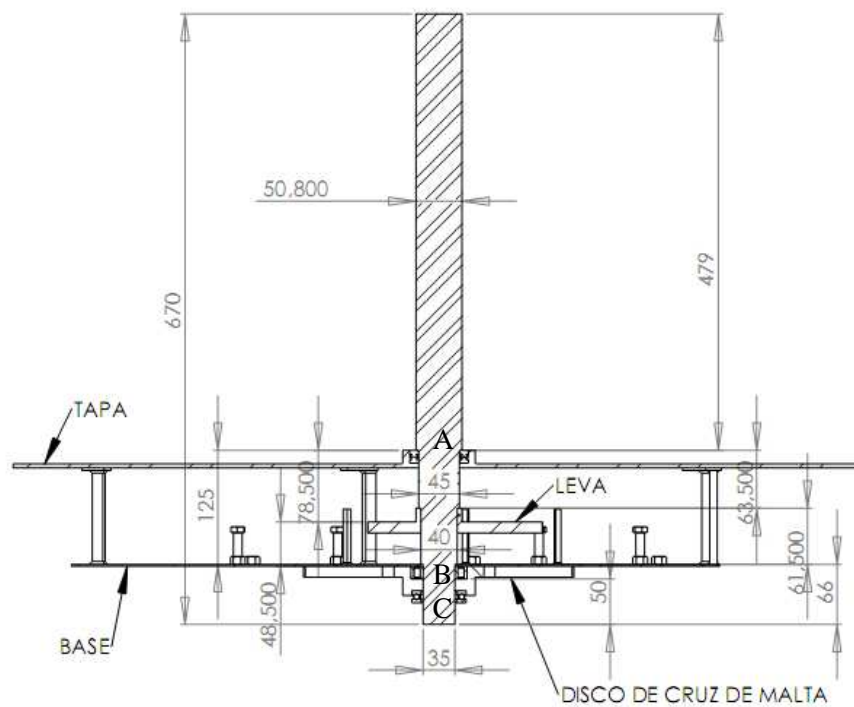


Figura 4.103. Dimensiones del eje principal

Ahora se debe determinar el diagrama de cuerpo libre del eje principal, donde:

$F_1 = 358,503 \text{ Kgf}$ (Ver sección 4.5.3.1.), produce flexión a través de la cruz de malta

La fuerza en la sección donde va montada la leva se debe al empuje de los tres eslabones de centrado que están actuando sobre la leva, teniendo:

$$F_2 = 3 * R_{cx} \quad 4-275$$

$R_c = 7,618 \text{ Kgf}$ (ver sección 4.4.10, fuerza producida por el eslabón)

$F_2 = 22,854 \text{ Kgf}$

Los pistones a su retorno producen una fuerza axial al eje, debido al choque de la cáscara con la tapa:

$F_{c(\text{retorno})} = 42 \text{ Kgf}$, fuerza de retorno del cilindro neumático, tabla 4.5

troqueles = 3, ver sección 4.4.11.1

$$F_{\text{pistones}} = 3 * F_{c(\text{retorno})} \quad 4-276$$

$F_{\text{pistones}} = 126 \text{ Kgf}$, esta carga somete al eje a compresión

Además se produce un momento sobre el eje debido a la fuerza que ejercen los cilindros neumáticos sobre la tapa del sistema de centrado, que también está acoplada al eje.

$$M = F_{\text{pistones}} * n_{18} \quad 4-277$$

$n_{18} = 39,749 \text{ cm}$ (ver sección 4.4.4)

$M = 5008,381 \text{ Kgf*cm}$

Se debe tomar en cuenta dos fases, la primera cuando actúa la cruz de malta y la segunda cuando se troquea.

Primera fase (giro de 180°)

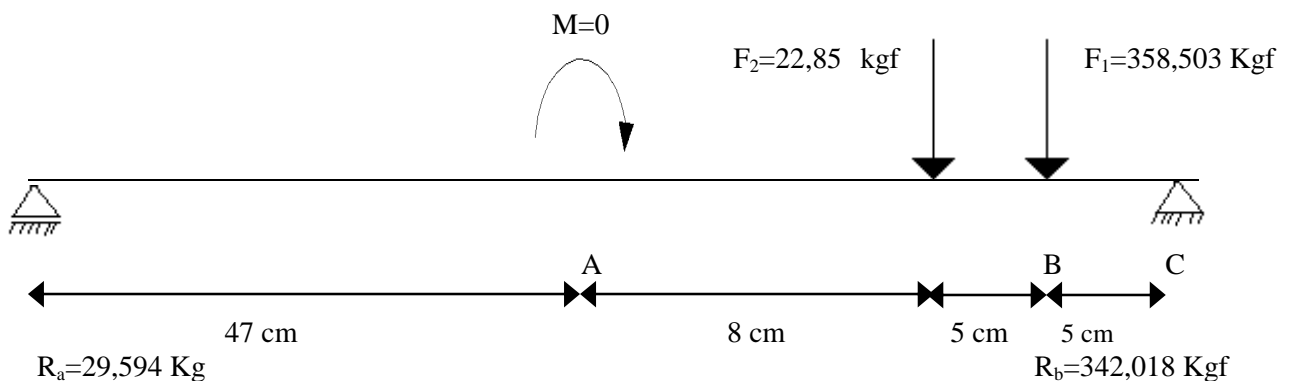


Figura 4.104. Diagrama de cuerpo libre del eje principal (primera fase)

Se traza los diagramas de cortante y momento flector, para determinar el momento producido en el punto A y B, que son los más críticos del eje:

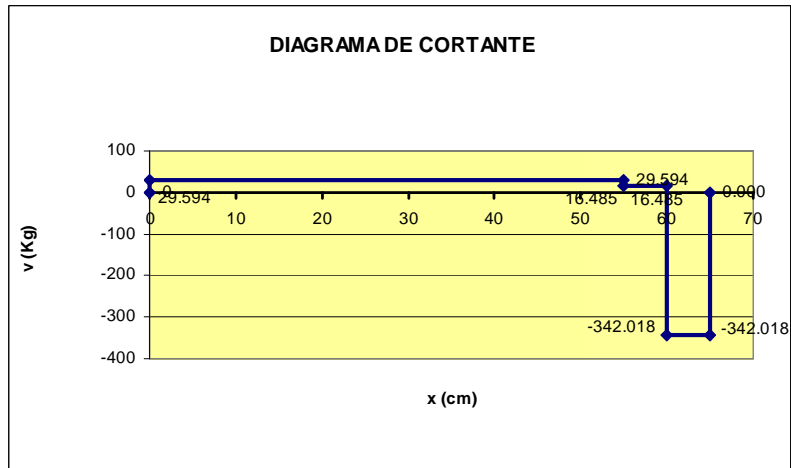


Figura 4.105. Diagrama de cortante del eje principal (primera fase)

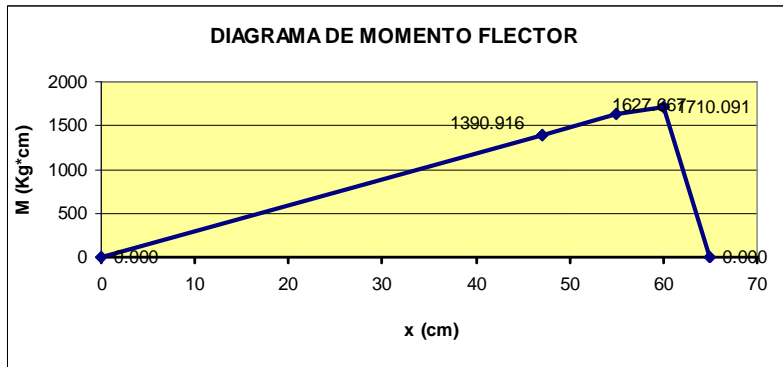


Figura 4.106. Diagrama de momento flector del eje principal (primera fase)

Punto	x(cm)	M (Kg*cm)
A	47	1390,916
B	60	1710,091

Segunda fase (troquelado)

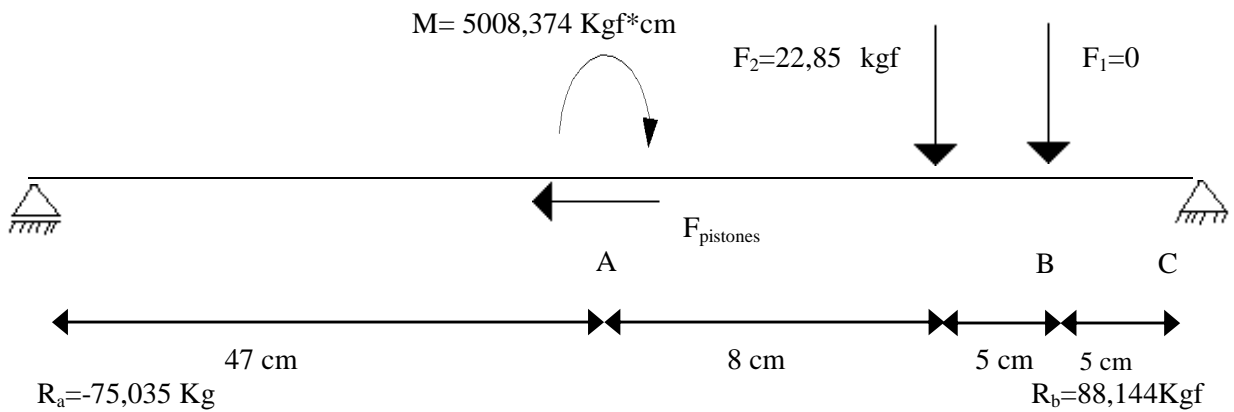


Figura 4.107. Diagrama de cuerpo libre del eje principal (segunda fase)

Se traza los diagramas de cortante y momento flector, para determinar el momento producido en el punto A y B:

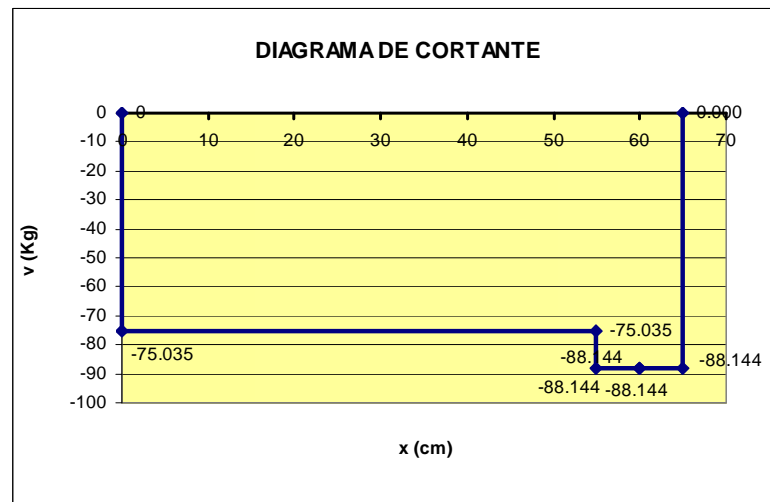


Figura 4.108. Diagrama de cortante del eje principal (segunda fase)

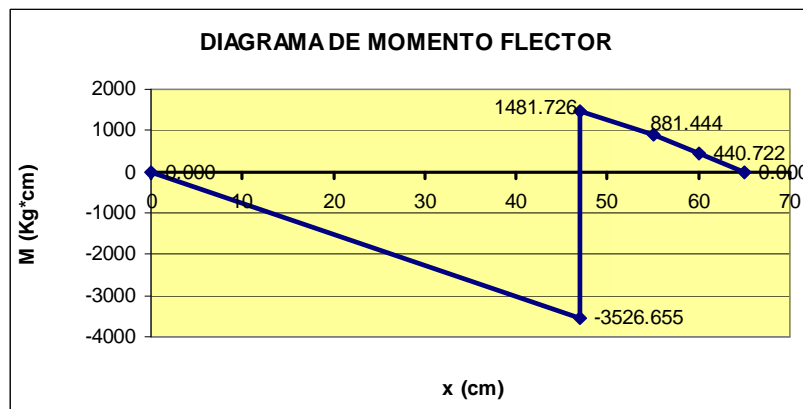


Figura 4.109. Diagrama de momento flector del eje principal (segunda fase)

Punto	x(cm)	M (Kg*cm)
A	47	3526,655
B	60	440,722

1. Diseño de eje en el punto A

En el punto A se encuentra la tapa del conjunto de sistemas de centrado que se sostiene al eje que está sometido a compresión producido por la fuerza de retorno del cilindro neumático y a flexión por todas las fuerzas que actúan sobre este.

Los momentos producidos en el punto A son:

$$M_{\max} = 3526,655 \text{ Kgf*cm}$$

$$M_{\min} = 1390,9155 \text{ Kgf*cm}$$

Se determina los esfuerzos flectores que actúan sobre el eje (Ecuación 4-100), obteniendo el siguiente gráfico de fluctuación:

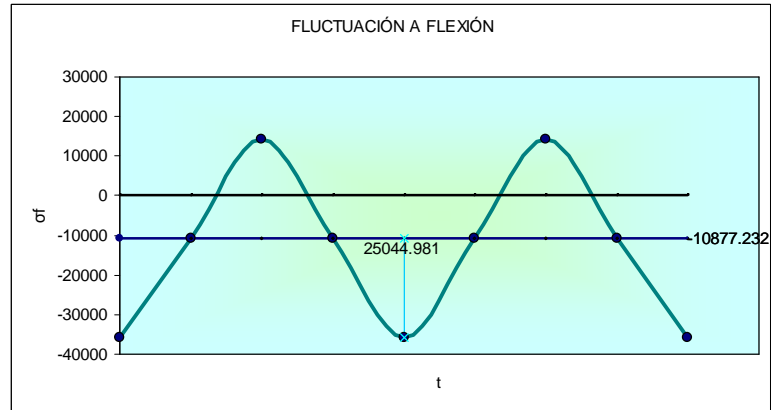


Figura 4.110. Fluctuación a flexión del eje principal (punto A)

La carga axial máxima y mínima es:

$$F_{\text{pistones}} = F_{\max} = 126 \text{ Kgf esta carga somete al eje a compresión}$$

$$F_{\min} = 0$$

Se determina el esfuerzo axial con la siguiente ecuación:

$$\sigma_{ax} = \frac{F}{A} = \frac{F * 4}{\pi * d^2}$$

4-278

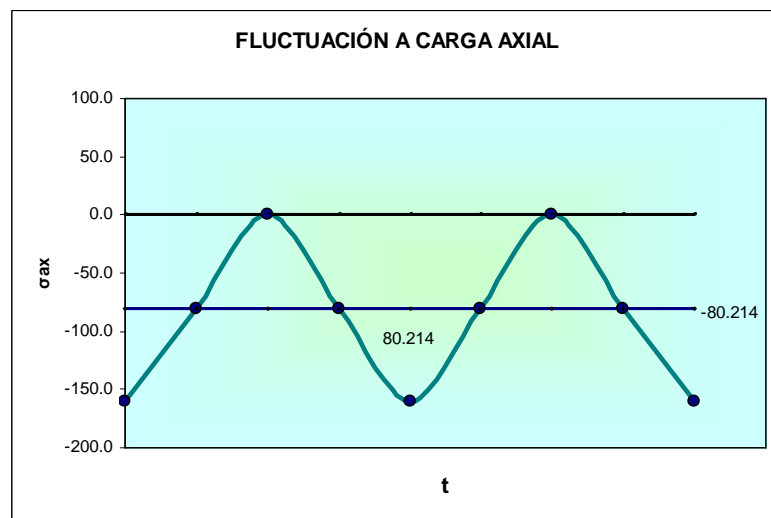


Figura 4.111. Fluctuación a carga axial del eje principal (punto A)

Se determina las ecuaciones para estos esfuerzos combinados:

$$\sigma_a = \sqrt{(k_{ff} * \sigma_{fa} + k_{fax} * \sigma_{axa})^2 + 3(k_{fr} * \tau_{ra} + k_{fc} * \tau_{ca})^2} = k_{ff} * \sigma_{fa} + k_{fax} * \sigma_{axa} \quad 4-279$$

$$\sigma_m = \sqrt{(\sigma_{fm} + \sigma_{axm})^2 + 3(\tau_{Tm} + \tau_{cm})^2} = \sigma_{fm} + \sigma_{axm} \quad 4-280$$

Se establecen los parámetros del material y el diámetro a analizar:

Material: AISI 304 [5]

$$\varnothing_{itapa} = 4,5$$

Conociendo el valor del diámetro tentativo se procede al diseño, siguiendo el proceso de la sección 4.4.3.5, da un coeficiente de seguridad de:

$$n = 2,4$$

Se concluye que el diámetro adecuado es el de 4,5 cm en acero inoxidable AISI 304.

2. Diseño de eje en el punto B

En el punto B está ubicado el disco de cruz de malta y este tramo únicamente está sometido a flexión.

Los momentos producidos en el punto B son:

$$M_{max} = 1710,090 \text{ Kgf}^*\text{cm}$$

$$M_{min} = 440,72 \text{ Kgf}^*\text{cm}$$

Se determina los esfuerzos flectores que actúan sobre el eje (Ecuación 4-97), representados en el siguiente gráfico:

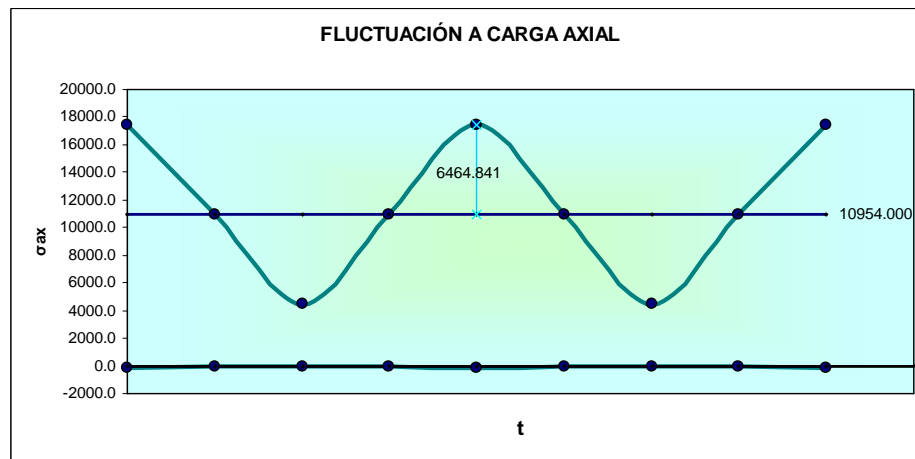


Figura 4.112. Fluctuación a flexión del eje principal (punto B)

Los parámetros del material y el diámetro a examinar son:

Material: AISI 304 [5]

$$\varnothing_{ICM} = 3,5 \text{ cm}$$

Se calcula el coeficiente de seguridad según el proceso de la sección 4.4.3.5:

$$n = 4,33$$

Se concluye que el diámetro adecuado es el de 3,5 cm en acero inoxidable AISI 304.

3. Diseño del eje en SAP2000

Estados de carga:

DEAD: peso propio

VIVA: fuerzas y momento que se aplica sobre el eje.

Combinaciones de carga:

COMB1: DEAD + VIVA

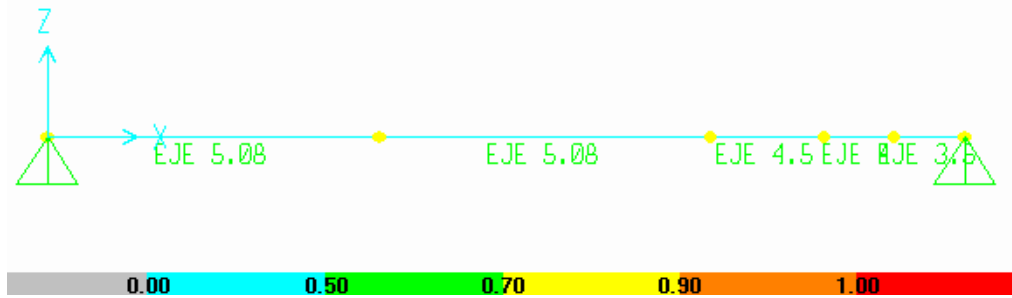


Figura 4.113. Razones de esfuerzo del eje principal para COMB1

De la Fig. 4.113 se determina que el eje soporta las cargas ya que en ninguno esfuerzo se presenta con rojo lo que indica que el esfuerzo no supera 1, el máximo esfuerzo es de 0,45

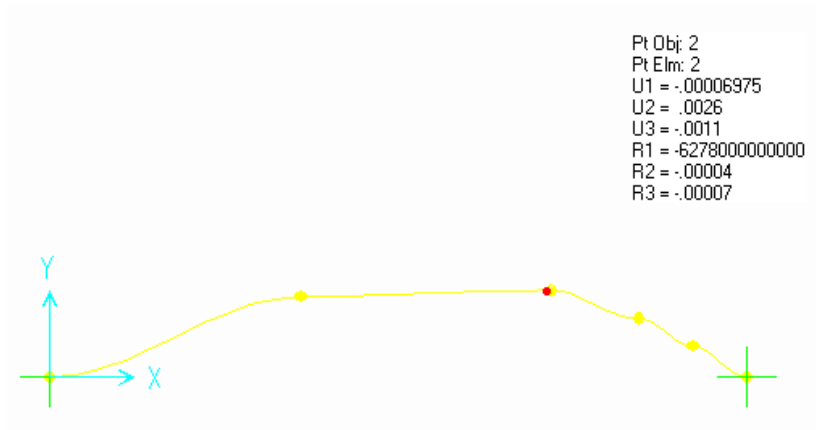


Figura 4.114. Deformación del eje principal para COMB1

En la Fig 4.114 se observa que la máxima deformación vertical al aplicarse combinación de cargas es de 0,0026cm, procediendo a verificar:

$$\delta_L \leq \frac{L}{500}$$

4-281

$$\delta_L = 0,0026$$

$$L = 65\text{cm}$$

$$L/300 = 0,13$$

Se comprueba que se cumple la condición.

4.5.3.4 SELECCIÓN DE LOS RODAMIENTOS

1. Rodamiento en el punto A del eje principal

Se lo selecciona en función del diámetro del eje en el punto A, la velocidad angular, las horas de trabajo de la máquina y las fuerzas que actúan en este punto.

Los parámetros para la selección son:

$$\varnothing_{itapa}=4,5 \text{ cm}$$

$$n = 24 \text{ rpm}$$

$$h_t = 16 \text{ h, horas de trabajo diarias de la máquina}$$

$$D_s = 6 \text{ días, días a la semana de trabajo}$$

$$A = 10 \text{ años de vida}$$

$$F_{\text{pistones}} = 126 \text{ Kgf, (Ecuación 4-277), es una carga axial}$$

Se selecciona el rodamiento FAG axial de bolas 51109

$$C = 21,6 \text{ KN, capacidad de carga dinámica.}$$

$$C_o = 55 \text{ KN, capacidad de carga estática.}$$

Se verifica si la selección es la correcta

$$n=24 \text{ rpm} \longrightarrow f_n = 1,12$$

$$L_h = 4 \cdot 12 \cdot h_t \cdot D_s \cdot A$$

4-282

$$L_h = 46080 \text{ h} \longrightarrow f_L = 4,51$$

$$f_s = 1, \text{ para exigencias normales}$$

Verificación de la carga dinámica:

$$F_a = F_{\text{pistones}} = 126 \text{ Kgf} = 1234,800 \text{ N, carga axial}$$

$$P = F_a$$

4-283

$$P = 1234,800 \text{ N}$$

$$C_{req} = \frac{f_L}{f_n} * P$$

4-284

$$C_{req} = 4972,275 \text{ N} = 4,972 \text{ KN}$$

Se tiene que $C_{req} < C$, por lo tanto el rodamiento soporta la carga dinámica.

Cálculo de hora de vida:

$$C = \frac{f_L}{f_n} * P$$

4-285

$$f_L = 19,592$$

$$L_h = 100000 \text{ h} = 22 \text{ Años}$$

Verificación de la carga estática:

$$P_o = F_a$$

4-286

$$P_o = 1234,8 \text{ N}$$

$$C_{0req} = f_s * P_0 \quad 4-287$$

$$C_{0req} = 1234,8 \text{ N} = 1,235 \text{ KN}$$

Como $C_{0req} < C_0$ la selección es la correcta

Se concluye que la selección del rodamiento FAG axial de bolas 51109 es la correcta.

2. Rodamiento en el punto B del eje principal

Se lo selecciona en función del diámetro del eje en el punto B, la velocidad angular, las horas de trabajo de la máquina y las fuerzas que actúan en este punto.

Los parámetros para la selección son:

$$\varnothing_{ICM} = 3,5 \text{ cm}$$

$$n = 24 \text{ rpm}$$

$$F_1 = 358,503 \text{ Kgf (Ver Fig. 4.104.), producida por la cruz de malta}$$

Se selecciona el rodamiento FAG de rodillos cilíndricos, NU1008M

$$C = 18,6 \text{ KN, capacidad de carga dinámica.}$$

$$C_0 = 11,6 \text{ KN, capacidad de carga estática.}$$

Se verifica si la selección es la correcta

$$n=24 \text{ rpm} \longrightarrow f_n = 1,12$$

$f_L = 4,51$, Ecuación 4-283, es el mismo valor para cualquier rodamiento de la máquina, pues depende del tiempo que va a trabajar la máquina.

$$f_s = 1, \text{ para exigencias normales}$$

Verificación de la carga dinámica:

$$F_r = F_1 = 358,503 \text{ Kgf} = 3513,328 \text{ N, carga radial}$$

$$P = F_r \quad 4-288$$

$$P = 3351,778 \text{ N}$$

$$C_{req} = 14147,419 \text{ N} = 14,147 \text{ KN, Ecuación 4-285}$$

Se tiene que $C_{req} < C$, por lo tanto el rodamiento soporta la carga dinámica.

Cálculo de hora de vida:

$$f_L = 23,48 \text{ Ecuación 4-286}$$

$$L_h = 100000 \text{ h} = 22 \text{ Años}$$

Verificación de la carga estática:

$$P_0 = F_r \quad 4-289$$

$$P_0 = 3513,328 \text{ N}$$

$$C_{0req} = 3513,328 \text{ N} = 3,513 \text{ KN, Ecuación 4-288}$$

Como $C_{0req} < C_0$ la selección es la correcta

Se concluye que la selección del rodamiento FAG de rodillos cilíndricos, NU1008M es la correcta.

3. *Rodamiento en el punto C del eje principal*

Se lo selecciona en función del diámetro del eje en el punto C, la velocidad angular, las horas de trabajo de la máquina y las fuerzas que actúan en este punto.

Los parámetros para la selección son:

$$\varnothing = 3,5 \text{ cm}$$

$$n = 24 \text{ rpm}$$

La fuerza que va a soportar el rodamiento es el peso del conjunto del sistema de centrado (ver fig 4.92)

$$P_{SC} = 36 \text{ Kgf}$$

Se selecciona el rodamiento FAG axial de bolas 51108

$C = 20,8 \text{ KN}$, capacidad de carga dinámica.

$C_o = 50 \text{ KN}$, capacidad de carga estática.

Se verifica si la selección es la correcta

$$n = 24 \text{ rpm} \longrightarrow f_n = 1,12$$

$$f_L = 4,51, \text{ Ecuación 4-283}$$

$f_s = 1$, para exigencias normales

Verificación de la carga dinámica:

$$F_a = P_{SC} = 36 \text{ Kgf} = 352,8 \text{ N}, \text{ carga axial}$$

$$P = 352,8 \text{ N}, \text{ Ecuación 4-284}$$

$$C_{req} = 1420,65 \text{ N} = 1,421 \text{ KN}, \text{ Ecuación 4-285}$$

Se tiene que $C_{req} < C$, por lo tanto el rodamiento soporta la carga dinámica.

Cálculo de hora de vida:

$$f_L = 66,03, \text{ Ecuación 4-286}$$

$$L_h = 100000 \text{ h} = 22 \text{ Años}$$

Verificación de la carga estática:

$$P_o = 352,8 \text{ N}, \text{ Ecuación 4-287}$$

$$C_{o req} = 352,8 \text{ N} = 0,358 \text{ KN}, \text{ Ecuación 4-286}$$

Como $C_{o req} < C_o$ la selección es la correcta

Se concluye que la selección del rodamiento FAG axial de bolas 51108 es la correcta.

4.6 SISTEMA DE TRANSPORTE

El transporte de la materia prima y el producto terminado se lo hace a través de banda transportadora apta para producto alimenticio.

4.6.1 MATERIA PRIMA

4.6.1.1 SELECCIÓN DE LA BANDA TRANSPORTADORA (ANEXO G)

La velocidad de la banda que transportará la materia prima debe concordar con la producción real que es de 72 palmitos/minuto (ver sección 4.4.12)

Preseleccionamos la banda

- Serie: 900
- Paso nominal = $p = 2,72$ cm
- Estilo de la banda: Flush Gris
- Material de la banda: Polipropileno
- Resistencia de la banda: 1040 Kg/m
- Rango de temperatura: 1 a 104 °C
- Peso de la banda 3,7 Kg/ m²

Selección de los empujadores

- Altura: 2,5 cm.
- Material: Polipropileno.

Determinar si el número de eslabones es el adecuado, recordando que a la banda se la armará en el orden de dos eslabón, un empujador, por ende el número de eslabones total debe ser un múltiplo de tres:

$L =$ trayecto de eje a eje = 2,625 m

$\phi_p =$ diámetro paso nominal del engranaje: 10,4 cm

$L_T =$ longitud total de la banda

$$L_T = 2 * L + \phi_p * \pi \quad \mathbf{4-290}$$

$L_T = 5,577$ m

$$\# \text{ eslabones} = \frac{L_T}{p} \quad \mathbf{4-291}$$

eslabones = 205, no es un número múltiplo de 3, por lo tanto no se cumple la condición.

El número más próximo múltiplo de tres es 204, dando un $L_T = 5.549$ m

Se establece la velocidad de la banda:

El requerimiento del sistema de centrado es de 72 palmitos/min = 0,833 palmitos/s (ver sección 4.4.12)

$P_{\text{real}} = 0,833$ palmitos/s, producción del sistema de conjunto de sistemas de centrado.

La banda va a transportar un palmito por empujador, obteniendo:

$$l_{\text{banda}}/\text{palmito} = \# \text{ pasos} / \text{palmito} \quad \mathbf{4-292}$$

$l_{\text{banda}}/\text{palmito} = 3 * 2,72$ cm / palmito = 8.16 cm/palmito = 0,0816 m/palmito.

La velocidad lineal de la banda es:

$$v = \# \text{ de troqueles} * (l_{\text{banda}} / \text{palmito}) / t_{\text{giro}} \quad \mathbf{4-293}$$

$t_{\text{giro}} = 1,286 \text{ s}$ (ver sección 4.4.12)

$V = 19,584 \text{ cm/s} = 0,1958 \text{ m/s}$

La velocidad angular de la banda es:

$$\omega = \frac{v_{\text{bmp}}}{\frac{\phi_p}{2}} \quad \mathbf{4-294}$$

$\omega = 225.969 / \text{min} = 35,964 \text{ rpm}$

A continuación se determinará si la banda es la adecuada:

1. Carga de tensión de la banda o tracción de la banda, BP

$$BP = [(M + 2W) * F_w + M_p] * L + (M * H) \quad \mathbf{4-295}$$

M = Carga del producto, Kg/m^2

W = Peso de la banda, Kg/m^2

L = Longitud del transportador, m

H = Cambio de elevación en el transportador, m

F_w = Coeficiente de fricción entre la guía de desgate y la banda.

M_p = $M * (F_p * \% \text{ Acumulación en la banda})$, carga debida a la acumulación de producto.

$$M = \frac{\delta_{\text{palmito}} * \frac{\pi * \phi_{\text{max}}^2}{4}}{B * \frac{L_{\text{banda}}}{\text{palmito}}} \quad \mathbf{4-296}$$

$\delta_{\text{palmito}} = 988 \text{ Kg/m}^3$

$\phi_{\text{max}} = 6,5 \text{ cm} = 0,065 \text{ m}$ (ϕ máximo del palmito)

$l_{\text{banda/palmito}} = 0,0816 \text{ m/palmito}$.

B = ancho de la banda = $0,152 \text{ m}$

$M = 26,43 \text{ Kg/m}^2$

$W = 3,7 \text{ Kg/m}^2$

$L = 2,625 \text{ m}$

$H = 1.175 \text{ m}$ = altura de transportación de la banda, diferencia entre los ejes

$F_w = 0,31$

$M_p = 0$

$BP = 58,59 \text{ Kg/m}$

2. Ajuste del BP calculado a las condiciones específicas de servicio.

Factor de servicio, $SF = 1,4$

Tracción ajustada de la banda, ABP para bandas inclinadas.

$$ABP = BP * SF * 2,2 \quad 4-297$$

$$ABP = 180,458 \text{ Kg/m}$$

3. Cálculo de la resistencia permitida de la banda, ABS

$$ABS = BS * T * S' \quad 4-298$$

BS = Resistencia permitida

T = Factor de temperatura

S = Factor de resistencia, está en función de la razón velocidad/longitud y el número de dientes de los engranajes

$$BS = 1040 \text{ Kg/m}$$

$$T = 0,97, \text{ con una temperatura de } 22^\circ\text{C}$$

$$V/L = 4,476 \text{ /min}$$

Engranajes:

Diámetro de paso: 104 mm

Número de dientes: 12

Material: Polipropileno

$$\text{Entonces } S = 0,62$$

Como $S > 0,6$, entonces:

$$S' = 1 - 2(1 - S) \quad 4-299$$

$$S' = 0,24$$

$$ABS = 242,112 \text{ Kg/m}$$

4. $ABS > ABP$

$$242,112 \text{ Kg/m} > 180,458 \text{ Kg/m}, \text{ esta correcto.}$$

5. Número de engranaje y apoyos:

Número mínimo de engranajes = 2

Número mínimo de soportes = 2

6. Resistencia del eje motriz

Dimensiones del cubo del engranaje

- Datos del eje:

Material: Acero inoxidable

Tamaño: 40 mm

Peso del eje, $Q = 12,55 \text{ Kg/m}$

Momento de inercia, $I = 213300 \text{ mm}^4$

Módulo de elasticidad, $E = 19700 \text{ Kg/mm}^2$

- Carga total sobre el eje, w:

$$w = (ABP + Q) * B \quad 4-300$$

$$w = 29,337 \text{ Kg}$$

- Deflexión del eje, D:

$$D = \frac{5}{384} * \frac{w * L^3}{E * I} \quad 4-301$$

Ls: largo del eje entre chumaceras = 226 mm

$$D = 0,001049 \text{ mm}$$

Para transportadores de empuje D debe ser máximo 5,6 mm

La deflexión calculada es aceptable.

7. Largo máximo del tramo de banda sin soporte del eje motriz.

$$L_{\max} = 3,5 \text{ m}$$

8. Par motor requerido (To)

$$T_o = ABP * B * PD / 2 \quad 4-302$$

PD: diámetro de paso del engranaje = 0,104 m

$$T_o = 1,43 \text{ Kg} * \text{m} = 1426,34 \text{ Kg} * \text{mm}$$

Par motor recomendado para el eje motriz es 69130 Kg*mm, que es mayor a 1426,34 Kg*mm, por lo tanto está correcto.

9. Potencia necesaria para accionar la banda

$$Potencia = \frac{ABP * B * V}{6,12} (HP) \quad 4-303$$

$$ABP = 180,458 \text{ Kg/m}$$

$$B = 0.152 \text{ m}$$

$$V = 11.75 \text{ m/min}$$

$$P = 52,665 \text{ w} = 0,0706 \text{ HP}$$

4.6.1.2 FUENTE MOTRIZ.

Para seleccionar un motoreductor, se tiene los siguientes parámetros:

$P = 52,665 \text{ w} = 0,0706 \text{ HP}$, potencia necesaria para accionar la banda.

Recordar que el eje motriz de la banda debe tener un movimiento intermitente para coordinar la alimentación del conjunto de sistemas de centrado, por lo tanto la velocidad a la que va girar el motor que hará actuar a la banda de la materia prima debe ser igual a la velocidad del motor del conjunto de sistemas de centrado $n_{\text{motor}} = 24 \text{ rpm}$, pero el engrane de la banda transportadora de la materia prima va a girar a 35,964 rpm. Por lo cual se tendrá una transmisión mediante el mecanismo de cruz de malta, para obtener el sistema intermitente y una transmisión por bandas para aumentar la velocidad.

Entonces para determinar la potencia del motoreductor se toma en cuenta las pérdidas por banda y las pérdidas por el mecanismo de movimiento intermitente teniendo:

- Por banda, $e_1=0,96$
- Pérdidas por movimiento intermitente

$$e_2 = \frac{s_3 - s_2}{s_2}$$

4-304

Las dimensiones del mecanismo de movimiento giratorio intermitente son:

$\varnothing_b = 250$ mm

$s_2 = 125$ mm, Ecuación 4-483

$s_3 = 176,777$ mm, Ecuación 4-484

$e_2 = 0,414$

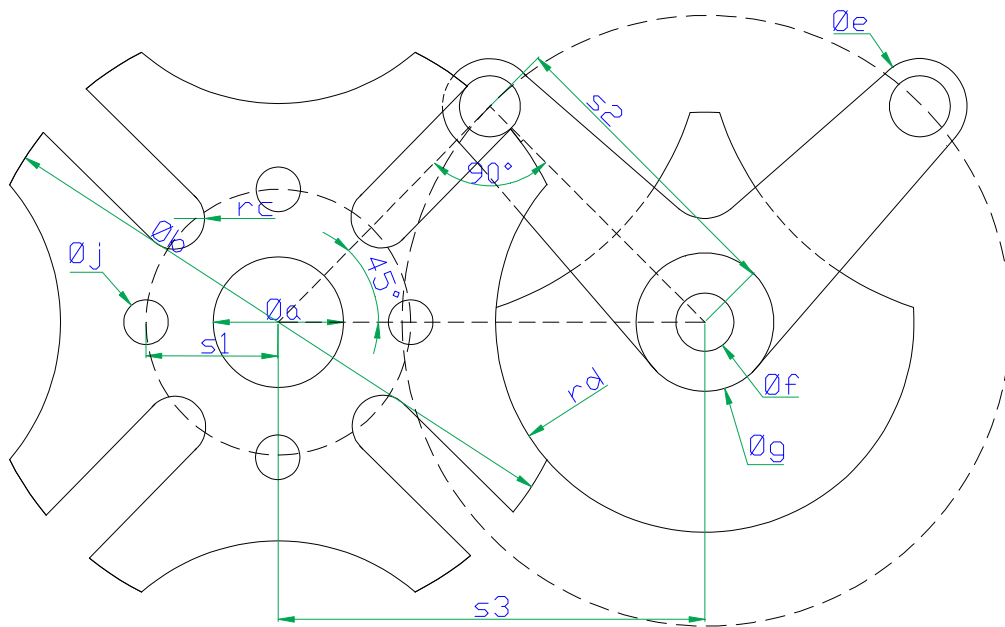


Figura 4.115. Mecanismo de Cruz de Malta (transporte de materia prima)

$$P_{motor} = \frac{P_{ebanda}}{e_1 * e_2}$$

4-305

$P_{ebanda} = 0,0706$ HP

$P_{motor} = 0,1776$ HP = 0,132 Kw

En el catálogo Siemens – Flender la mejor alternativa es el motoreductor 2KJ1200-CC13-F1 (Anexo E), cuyos parámetros son:

$n = 24$ rpm

$T = 85$ Nm, es el torque de salida (Anexo H)

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

4-306

$P=0,286$ HP, es la potencia de salida del motor.

4.6.1.3 DISEÑO DE LA TRANSMISIÓN

La transmisión en el primer tramo se da a través de un mecanismo giratorio intermitente, similar al de la sección 4.5.1, pero con diferente dimensión y en el segundo tramo es por bandas.

1. PRIMER TRAMO

El primer tramo va desde el eje del motor hasta el eje de transmisión y la velocidad en estos dos ejes es la misma de 24 rpm.

La potencia que llega al eje de transmisión varía teniendo un máximo y un mínimo, dependiendo de la posición del mecanismo de movimiento intermitente, teniendo:

$$P_{etrans} = \frac{s_3 - s_2}{s_2} * P_{emotor} \quad 4-307$$

$$P_{etrans \min} = 0,119 \text{ HP}$$

$$P_{etrans \max} = P_{et} = 0,286 \text{ HP}$$

2. SEGUNDO TRAMO [29]

El segundo tramo va desde el eje de transmisión hasta el eje motriz de la banda.

1. Relación de transmisión

$$k = \frac{n_1}{n_2} \quad 4-308$$

$$n_1 = 35,964 \text{ rpm}$$

$$n_2 = 24 \text{ rpm}$$

$$k = 1,499$$

2. Potencia corregida

$$P_c = P \times C_1 \quad 4-309$$

$$P = 0,286 \text{ HP} = 0,290 \text{ CV}$$

$$C_1 = 1,4$$

$$P_c = 0,407 \text{ CV} = 0,401 \text{ HP}$$

3. Tipo de Correa

Tipo B

4. Selección de diámetros primitivos

$$\angle \text{garganta} = 34^\circ$$

D: diámetro polea motriz

$$D = 152,248 \text{ mm} = 5,994, \text{ se selecciona la polea de } 152,4 \text{ mm} = 6 \text{ plg}$$

5. Cálculo del diámetro de polea conducida

$$d = D * k \quad 4-310$$

d: diámetro polea conducida

$$d = 101,6 \text{ mm} = 4 \text{ plg}$$

6. Distancia entre ejes

$$1 < k < 3 \rightarrow I \geq \frac{(k+1) * d}{2} + d \quad 4-311$$

$$I = 228,52 \text{ mm}$$

7. Longitud de la banda

$$L = 2I + 1.57(D + d) + \frac{(D - d)^2}{4I} \quad 4-312$$

$$L = 858,396 \text{ mm}$$

8. Cálculo I_{real}

$$L' = 932 \text{ mm}$$

$$I_{real} = I \pm \frac{L - L'}{2} \quad 4-313$$

$$L' < L(-)$$

$$L' > L(+)$$

$$I_{real} = 191,722 \text{ mm} = C$$

9. Ángulo de contacto

$$\gamma = 180^\circ - 57 * \left(\frac{D - d}{I_{real}} \right) \quad 4-314$$

$\gamma = 164,94^\circ$, está correcto, porque debe ser mayor a 120° .

10. Cálculo de P_a (potencia permisible)

$$P_a = (P_b + P_d) * C_1 * C_2 \quad 4-315$$

$$P_b = 0,49$$

$$P_d = 0,07$$

$$C_1 = 0,97$$

$$C_2 = 1,04$$

$$P_a = 0,565$$

11. Determinar el número de bandas

$$N_b = \frac{P_c}{P_a} \quad 4-316$$

$$N_b = 1$$

Se ocupará

- 1 Polea 4B1

- 1 Polea 6B1
- 1 Banda B35

12. Determinación de las tensiones en la banda

Cuando una banda está en movimiento y transmite potencia, existe una tensión F_1 en el lado tirante y una tensión menor F_2 en el lado flojo [25], teniendo:

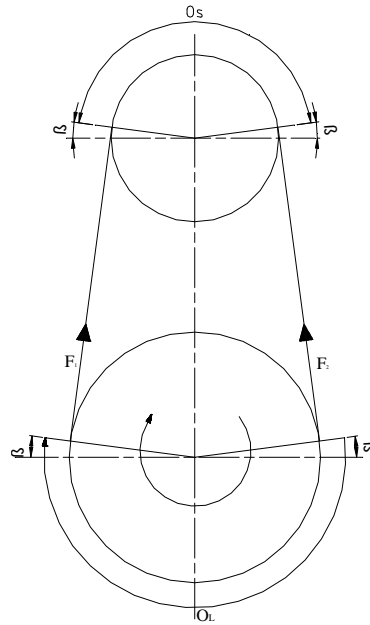


Figura 4.116. Ángulos y tensiones en bandas

$$F_1 = F_c + \frac{\Delta F e^{f\phi}}{e^{f\phi} - 1} \quad 4-317$$

$$F_2 = F_1 - \Delta F \quad 4-318$$

La tensión centrífuga está dada por:

$$F_c = K_c * \left(\frac{V}{1000} \right)^2 \quad 4-319$$

Donde:

$$K_c = 0,965$$

V: Velocidad periférica de la banda (ft/min)

$$V = \frac{\pi \times D \times n}{12} \quad 4-320$$

D: diámetro polea motriz = 6 plg

n₁: velocidad de la polea motriz = 24 rpm

V=0,191 m/s = 37,662 ft/min

F_c= 0,00137 lb

La potencia que se transmite se basa en:

$$\Delta F = \frac{63025 * P_c / N_b}{n (D/2)} \quad 4-321$$

$$P_c = 0,4130 \text{ HP}$$

$$N_b = 1$$

$$\Delta F = 87,8568 \text{ lb}$$

El coeficiente de fricción efectivo es:

$f = 0,5123$, declarado por Gates Rubber Company

Luego se determina las tensiones en la polea motriz y en la conducida

- Tensiones en la polea motriz:

$$\theta_L = \pi + 2 \operatorname{sen}^{-1} \left(\frac{D-d}{2C} \right) \quad 4-322$$

$$\theta_L = 3,407 \text{ rad} = 195,181^\circ$$

$$F_{1L} = 85,157 \text{ lb} = 38,62 \text{ kg}$$

$$F_{2L} = 14,871 \text{ lb} = 6,744 \text{ kg}$$

Estas fuerzas actúan tanto en el eje x como en el eje y, teniendo:

$$F_y = F * \cos(\beta) \quad 4-323$$

$$F_x = F * \operatorname{sen}(\beta) \quad 4-324$$

$$\beta = \theta_L - 180 = 180 - \theta_s \quad 4-325$$

$$\beta = 7,59^\circ$$

$$F_{1Ly} = 38,282 \text{ kg}$$

$$F_{1Lx} = 5,101 \text{ kg}$$

$$F_{2Ly} = 6,685 \text{ kg}$$

$$F_{2Lx} = 0,891 \text{ kg}$$

- Tensiones en la polea conducida:

$$\theta_s = \pi - 2 \operatorname{sen}^{-1} \left(\frac{D-d}{2C} \right) \quad 4-326$$

$$\theta_s = 2,877 \text{ rad} = 164,8195^\circ$$

$$F_{1S} = 91,172 \text{ lb} = 41,348 \text{ kg}$$

$$F_{2S} = 20,887 \text{ lb} = 9,473 \text{ kg}$$

$$F_{1Sy} = 40,986 \text{ kg}$$

$$F_{1Sx} = 5,462 \text{ kg}$$

$$F_{2Sy} = 9,380 \text{ kg}$$

$$F_{2Sx} = 1,251 \text{ kg}$$

La potencia que llega hasta el eje motriz de la banda:

$$P_{ebanda} = 0,96 * P_{etrans} \quad \mathbf{4-327}$$

$$P_{ebanda} = 0,114 \text{ HP}$$

4.6.1.4 DISEÑO DEL PASADOR DEL SEGUIDOR DE LA CRUZ DE MALTA – MATERIA PRIMA

El pasador del seguidor de la Cruz de Malta (\emptyset_c) será diseñado a flexión y corte. La fuerza que actúa en el eje se la observa en la figura 4.93.

La fuerza se la calcula a partir de la torsión que produce en el eje del motor:

$$P_{emotor} = 0,286 \text{ HP}$$

$$n = 24 \text{ rpm}$$

Donde:

$$T = 867,358 \text{ Kgf*cm, torque de salida del motor}$$

$$s_2 = 12,5 \text{ cm}$$

$$F = 69,389 \text{ Kgf, Ecuación 4-252}$$

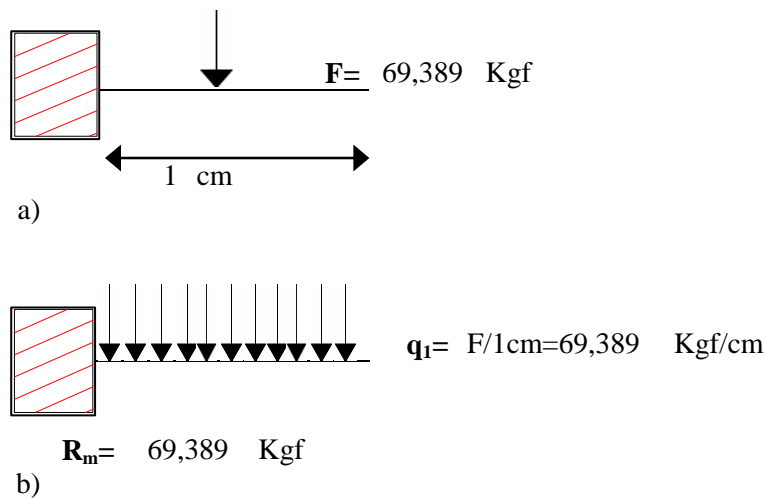


Figura 4.117. Diagrama de cuerpo libre del seguidor de la Cruz de Malta-materia prima. a) Carga puntual. b) Carga distribuida

El momento mínimo es cero, que se da cuando la cruz de malta se detiene y el momento máximo se lo determina trazando el diagrama de momento flector:

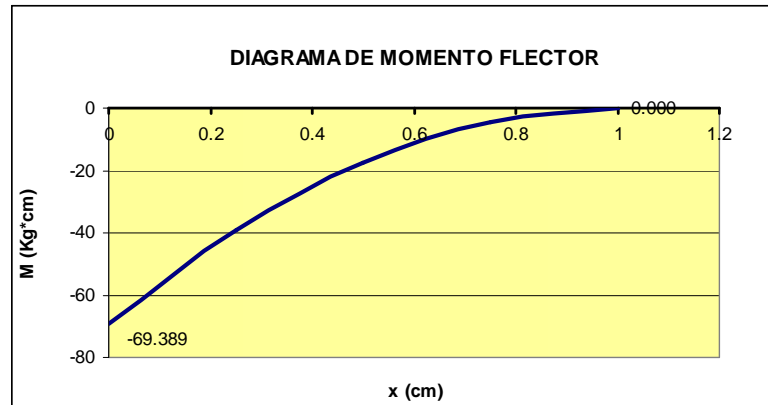


Figura 4.118. Diagrama del momento flector del seguidor de la Cruz de Malta-materia prima

El eje está sometido a flexión, por lo que se procede a determinar los esfuerzos flectores (Ecuación 4-100), obteniendo el siguiente gráfico:

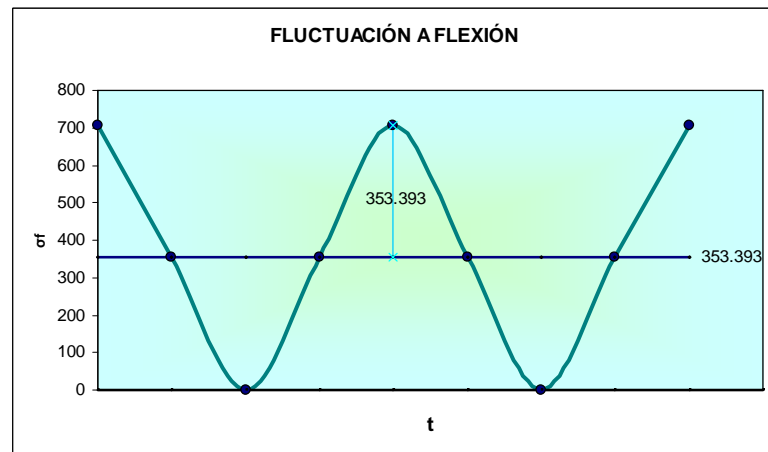


Figura 4.119. Fluctuación a flexión del seguidor de la Cruz de Malta-materia prima

Además el eje está sometido a corte, actuando las siguientes fuerzas:

$$P_1 = 69,389 \text{ Kgf}$$

$$P_2 = 0 \text{ Kgf}$$

Los esfuerzos cortantes se los determinan con la ecuación 4-208, obteniendo la siguiente fluctuación:

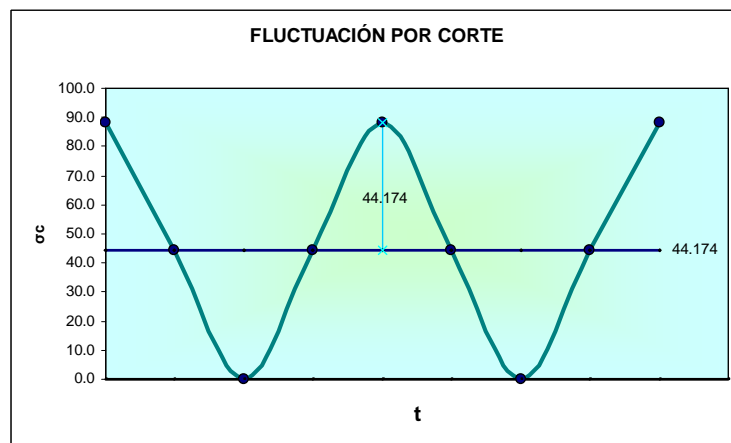


Figura 4.120. Fluctuación por corte del seguidor de la Cruz de Malta-materia prima.

Se finiquita con el diseño del \emptyset_c :

Material: AISI 1018 [26]

$\emptyset_c = 0,9525 \text{ cm} = 3/8 \text{ plg}$

Se verifica si el coeficiente de seguridad es aceptable, siguiendo el proceso de la sección 4.4.10

$n_1 = 2,252$ (Ecuación 4-214)

$n_2 = 2,623$ (Ecuación 4-215)

El coeficiente de seguridad más bajo es aceptable, concluyendo el eje \emptyset_c es de 3/8 plg y de acero de transmisión AISI 1018.

4.6.1.5 DISEÑO DEL EJE DE TRANSMISIÓN

Para el diseño del eje de transmisión se necesita saber las fuerzas que actúan sobre este, tanto en el plano XY, como en el XZ

Plano XY

Mecanismo de movimiento intermitente:

$P_{cm} = 2,56 \text{ Kg}$, peso del disco de Cruz de Malta que se observa en la siguiente figura:

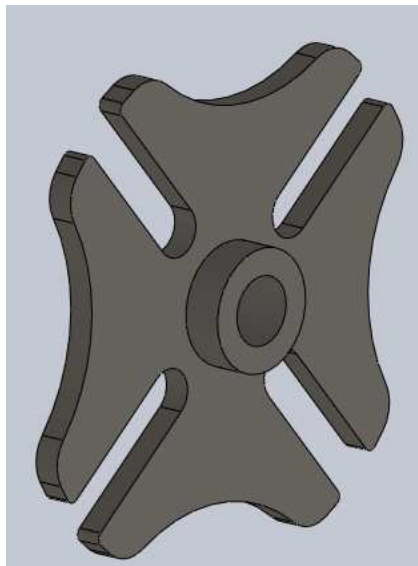
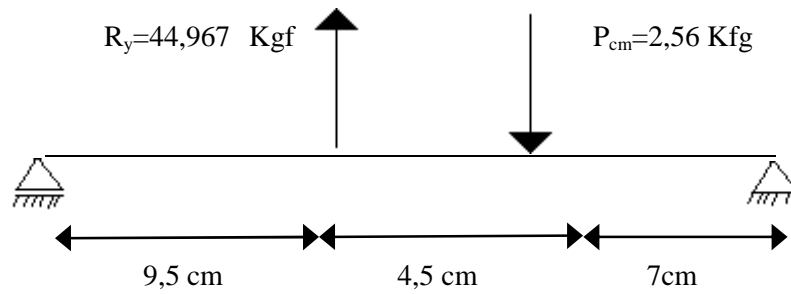


Figura 4.121 Disco de la Cruz de Malta del mecanismo de movimiento intermitente

La banda de transmisión produce la reacción $R_y = F_{1Ly} + F_{2Ly} = 44,967 \text{ Kgf}$ (Ver sección 4.6.1.3)



$$R_{axy} = 25,478 \text{ Kgf}$$

$$R_{bxy} = 22,049 \text{ Kg}$$

Figura 4.122. Diagrama de cuerpo libre del eje de transmisión, plano XY

Se determina el momento máximo y mínimo, trazando el diagrama de momento flector:

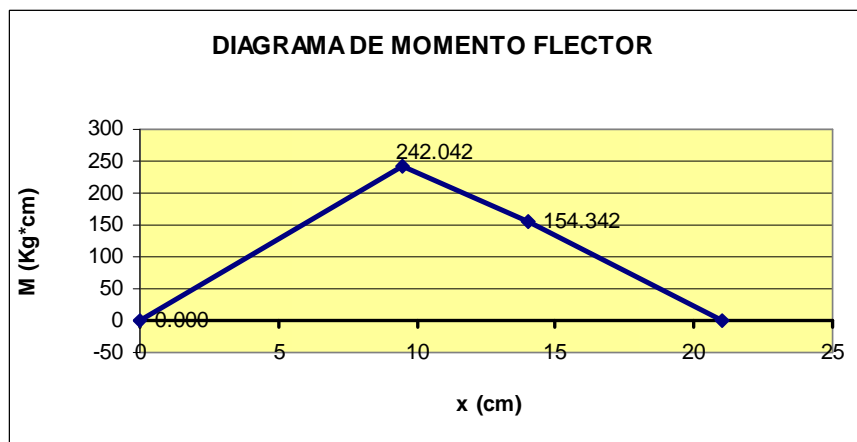
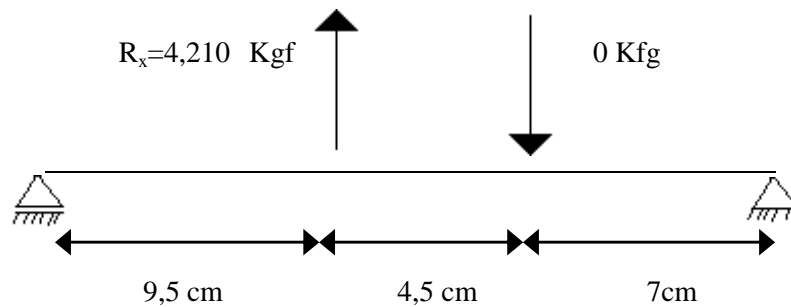


Figura 4.123. Diagrama de momento flector del eje de transmisión, plano XY

Plano XZ

La banda de transmisión produce la reacción $R_x = F_{1Lx} - F_{2Lx} = 4,210 \text{ Kgf}$ (Ver sección 4.6.1.3)



$$R_{axz} = 2,306 \text{ Kgf}$$

$$R_{bxz} = -1,905 \text{ Kg}$$

Figura 4.124. Diagrama de cuerpo libre del eje de transmisión, plano XZ

Se determina el momento máximo y mínimo, trazando el diagrama de momento flector:

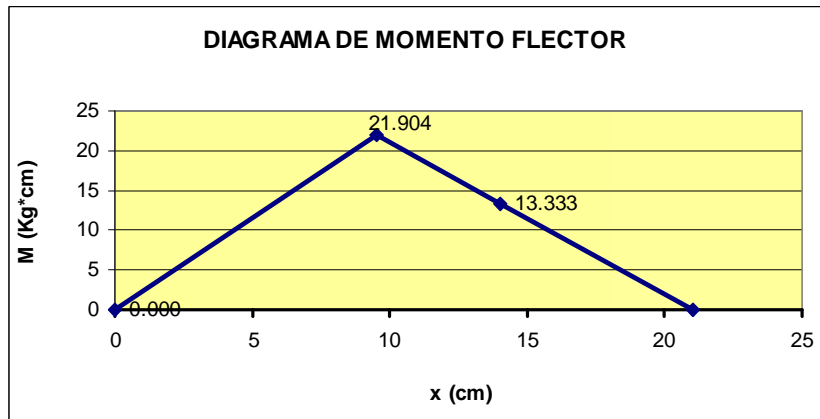


Figura 4.125. Diagrama de momento flector del eje de transmisión, plano XZ

$$M_{XY} = 242,042 \text{ Kgf*cm}$$

$$M_{XZ} = 21,904 \text{ Kgf*cm}$$

$$M_{\max} = \sqrt{(M_{XY})^2 + (M_{XZ})^2} \quad 4-328$$

$$M_{\max} = 243,031 \text{ Kgf*cm}$$

$$M_{\min} = -243,031 \text{ Kgf*cm}$$

Se determina los esfuerzos flectores que actúan sobre el eje (Ecuación 4-100), consiguiendo:

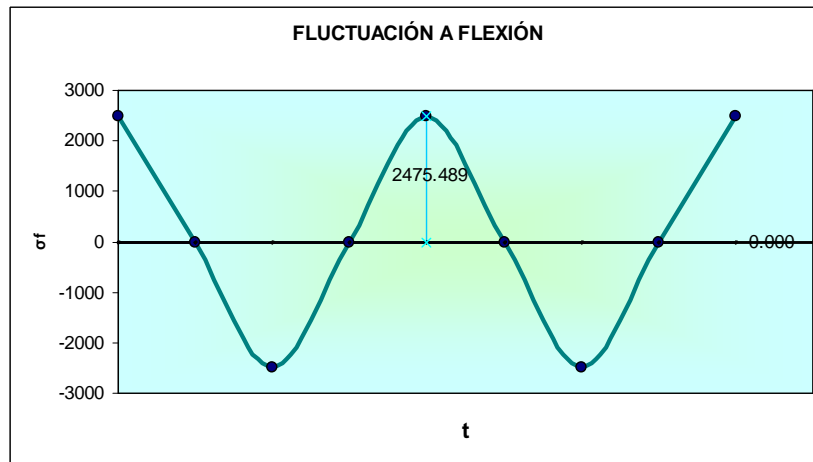


Figura 4.126. Fluctuación a flexión del eje de transmisión, plano XY

Se calcula el esfuerzo a torsión con la siguiente ecuación:

$$\tau_t = \frac{16 * T}{\pi * d^3} \quad 4-329$$

Donde:

$$P = 0,119 \text{ HP}$$

$$n = 24 \text{ rpm}$$

$$T_{\max} = 359,27 \text{ Kgf*cm (Ecuación 4-307)}$$

$$T_{\min} = 0$$

Produciendo la siguiente fluctuación:

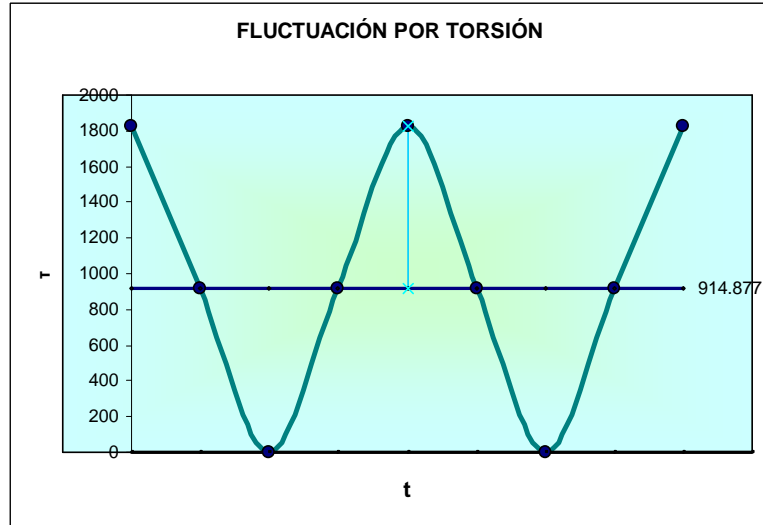


Figura 4.127. Fluctuación a torsión del eje de transmisión

Se calcula el coeficiente de seguridad:

Material: AISI 1018 [26]

$\varnothing_{et} = 25,4 \text{ cm} = 1 \text{ plg}$

$$\sigma_a = \sqrt{(k_{ff} * \sigma_{fa} + k_{fax} * \sigma_{axa})^2 + 3(k_{ft} * \tau_{ta} + k_{fc} * \tau_{ca})^2} = \sqrt{(k_{ff} * \sigma_{fa})^2 + 3(k_{ft} * \tau_{ta})^2} \quad 4-330$$

$$\sigma_m = \sqrt{(\sigma_{fm} + \sigma_{axm})^2 + 3(\tau_{tm} + \tau_{cm})^2} = \sqrt{(\sigma_{fm})^2 + 3(\tau_{tm})^2} \quad 4-331$$

$n = 3,23$ (Ecuación 4-54)

Al obtener un coeficiente de seguridad adecuado, se concluye un eje para la transmisión de diámetro 1 plg y material AISI 1018

4.6.1.6 DISEÑO DE LA CHAVETA DEL EJE DE TRANSMISIÓN [30]

La chaveta seleccionada es cuadrada y los parámetros para su diseño son:

$\varnothing_{et} = 1 \text{ plg} = 2,54 \text{ cm}$

Material: AISI 1020 estirado en frío [26]

$S_y = 65 \text{ kpsi} = 4569,95 \text{ kgf/cm}^2$

$T_{et} = 359,27 \text{ Kg*cm}$, par torsor del eje de transmisión

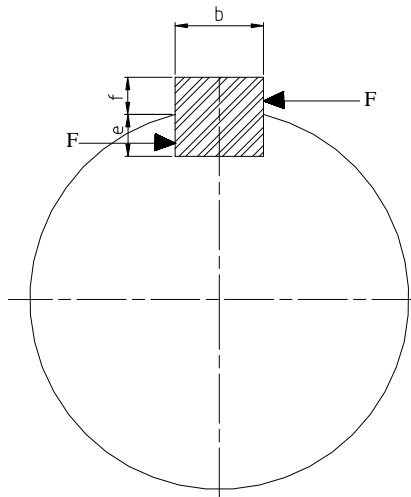


Figura 4.128. Dimensionamiento de la chaveta y la fuerza actuante.

$$b = 0,8 \text{ cm}$$

$$e = 0,4 \text{ cm}$$

$$f = 0,3 \text{ cm}$$

$$l = 3 \text{ cm}$$

Se determina la fuerza cortante:

$$F = \frac{T}{r} \quad 4-332$$

$$F = 282,89 \text{ Kgf}$$

La resistencia al cortante corresponde a:

$$S_{sy} = 0,577 S_y \quad 4-333$$

$$S_{sy} = 2636,86 \text{ kgf/cm}^2$$

Se determina el factor de seguridad en función de la falla por cortante

$$\frac{S_{sy}}{n} = \frac{F}{bl} \quad 4-334$$

$$n = 20$$

El diseño por aplastamiento da un coeficiente de seguridad de:

$$\frac{S_y}{n} = \frac{F}{el} \quad 4-335$$

$$n = 18$$

Concluyendo la cuña satisface el diseño

4.6.1.7 SELECCIÓN DE CHUMACERAS

La selección es en función de las horas de trabajo de la máquina, las fuerzas que actúan sobre las chumaceras, las dimensiones del eje de transmisión y la velocidad.

Los parámetros para la selección son:

$\varnothing_{\text{etrans}} = 2,54$ cm, diámetro del eje de transmisión.

$n = 24$ rpm

Además las reacciones resultantes en cada chumacera son:

$$R_a = \sqrt{R_{axy}^2 + R_{avz}^2} \quad 4-336$$

$R_a = 25,582$ Kgf (ver Fig. 4.122)

$$R_b = \sqrt{R_{bxy}^2 + R_{bvz}^2} \quad 4-337$$

$R_b = 22,131$ Kgf (ver Fig. 4.124)

Se selecciona la unidad FAG con rodamiento, la chumacera A es igual a la chumacera B, la denominación de la unidad es SG16205.100, teniendo la capacidad de carga de:

$C = 11$ KN

$C_o = 7,1$ KN, capacidad de carga estática, capacidad de carga dinámica.

Se verifica si la selección es la correcta

$n=24$ rpm $\longrightarrow f_n = 1,12$

$f_L = 4,51$, Ecuación 4-283.

$f_s = 1$, para exigencias normales

Verificación de la carga dinámica:

$F_r = R_b = 25,582$ Kgf = 250,705 N, carga radial

$F_a = 0$, carga axial

$F_a/C_o = 0$

$F_a/F_r = 0$

$X = 1$

$Y = 0$

$$P = XFr + YFa \quad 4-338$$

$P = 250,705$ N

$C_{\text{req}} = 1009,536$ N = 1,01 KN, Ecuación 4-285

Se tiene que $C_{\text{req}} < C$, por lo tanto la chumacera soporta la carga dinámica.

Cálculo de hora de vida:

$f_L = 49,14$ Ecuación 4-286

$L_h = 100000$ h = 22 Años

Verificación de la carga estática:

$$F_a / F_r = 0 \longrightarrow P_o = 250,705 \text{ N}$$

$$C_{o \text{ req}} = 250,705 \text{ N} = 0,251 \text{ KN, Ecuación 4-288}$$

Como $C_{o \text{ req}} < C_o$ la selección es la correcta

Se concluye que la selección de la chumacera SG16205.100 es la correcta.

4.6.1.8 DISEÑO DEL EJE MOTRIZ DE LA BANDA

Para diseñar el eje, primero se debe determinar los momentos en cada plano, para así establecer el momento resultante máximo y mínimo.

Plano XY

En este plano se aplica el peso del eje Q, los apoyos son chumaceras.

$$Q = 0,126 \text{ Kg/cm (sección 4.6.1.1)}$$

Además la tracción de la banda produce una carga en el eje Y:

$$ABP_Y = ABP * \text{sen}(\alpha) \quad 4-339$$

$$ABP = 1,805 \text{ Kg/cm (sección 4.6.1.1)}$$

α : ángulo de inclinación de la banda

$$\alpha = \text{sen}^{-1}\left(\frac{H}{L}\right) \quad 4-340$$

$$H = 1.175 \text{ m, altura de la banda (sección 4.6.1.1)}$$

$$L = 2,625 \text{ m, longitud de eje a eje de la banda (sección 4.6.1.1)}$$

$$\alpha = 26,591^\circ$$

$$ABP_Y = 0,808 \text{ Kg/cm}$$

También la banda de transmisión produce la reacción $R_y = F_{1Sy} + F_{2Sy} = 50,375 \text{ Kg}$ (Ver sección 4.6.1.3)

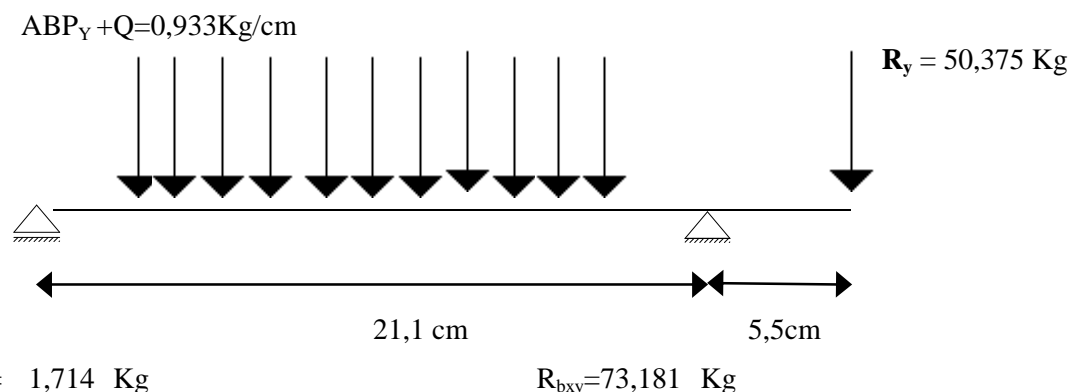


Figura 4.129. Diagrama de cuerpo libre del eje motriz de la banda transportadora de materia prima, plano XY

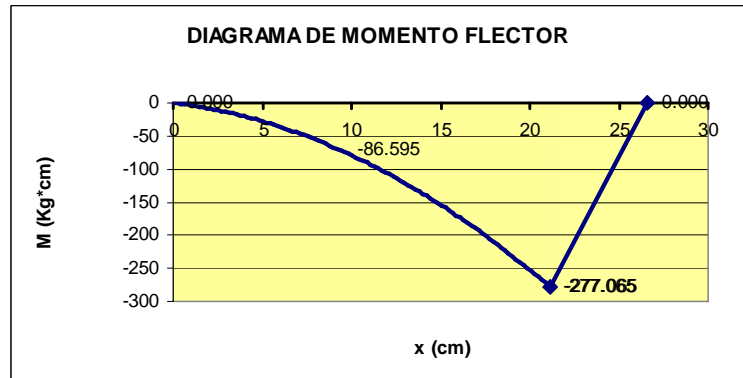


Figura 4.130. Diagrama de momento flector del eje motriz de la banda transportadora de materia prima, plano XY

Plano XZ

Sobre el eje en este plano actúa la tracción de la banda en el eje Z:

$$ABP_z = ABP * \cos(\alpha) \quad 4-341$$

$$ABP_z = 1,614 \text{ Kg/cm}$$

También la banda de transmisión produce la reacción $R_x = F_{1Sx} - F_{2Sx} = 4,21 \text{ Kg}$ (Ver sección 4.6.1.3)

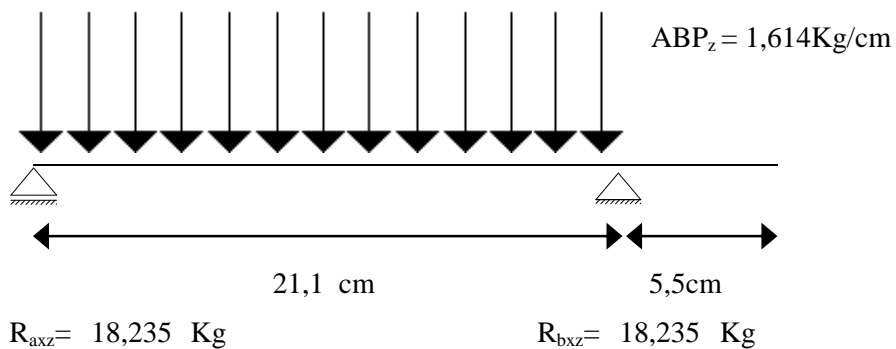


Figura 4.131. Diagrama de cuerpo libre del eje motriz de la banda transportadora de materia prima, plano XZ.

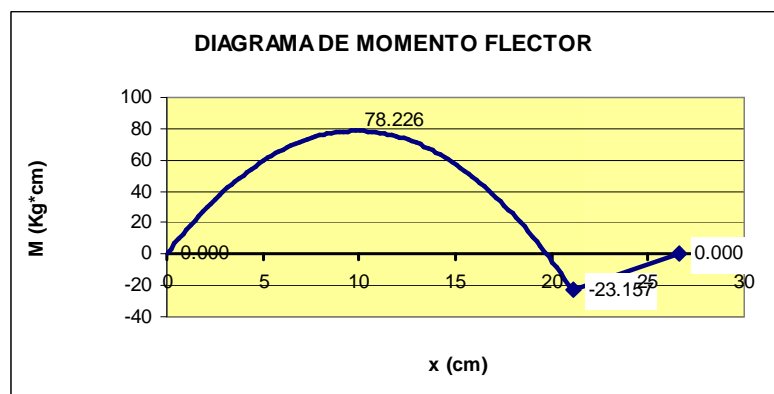


Figura 4.132. Diagrama de momento flector del eje motriz de la banda transportadora de materia prima, plano XY

Se calcula los momento igual a la sección 4.4.2.3, analizando el punto crítico en $x=21.1\text{cm}$.

$$M_{XY} = 277,065 \text{ Kgf}\cdot\text{cm}$$

$$M_{XZ} = 23,157 \text{ Kgf}\cdot\text{cm}$$

$$M_{\max} = 278,03 \text{ Kgf}\cdot\text{cm} \text{ (Ecuación 4.329)}$$

$$M_{\min} = -278,03 \text{ Kgf}\cdot\text{cm}$$

Se determina los esfuerzos flectores que actúan sobre el eje (Ecuación 4-100), de lo que se obtiene:

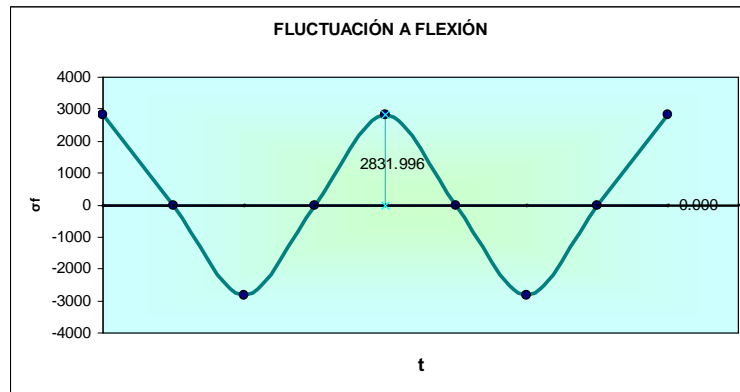


Figura 4.133. Fluctuación a flexión del eje motriz de la banda transportadora de materia prima

Se calcula el esfuerzo a torsión con la ecuación 4-336:

$$P_{\text{banda}} = 0,114 \text{ HP}$$

$$n = 35,96 \text{ rpm}$$

$$T_{\max} = 230,16 \text{ Kgf}\cdot\text{cm} \text{ (Ecuación 4-307)}$$

$$T_{\min} = 0$$

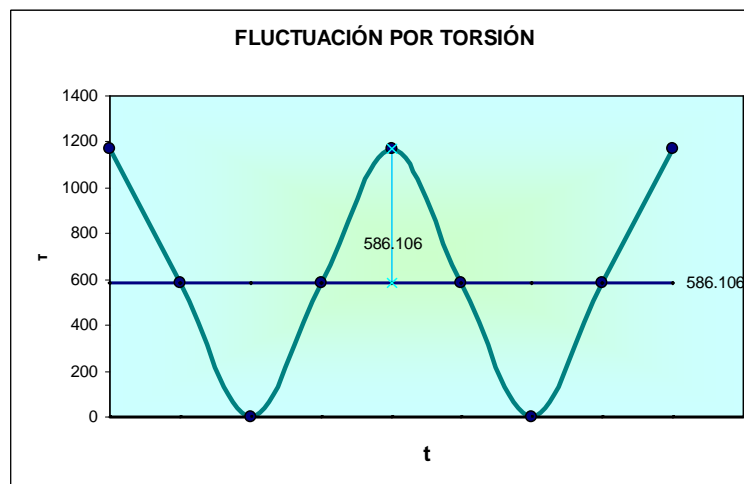


Figura 4.134. Fluctuación a torsión del eje motriz de la banda transportadora de materia prima

Se calcula el coeficiente de seguridad en base a las ecuaciones 4-331 y 4-332, siguiendo el proceso de la sección 4.4.3.5:

Material: AISI 304 [5]

$$\varnothing = 2,54 \text{ cm} = 1 \text{ plg}$$

$$n = 3,91 \text{ (Ecuación 4-54)}$$

Se concluye un eje de diámetro de 1plg y material AISI 304

4.6.1.9 SELECCIÓN DE CHUMACERAS

Los parámetros para la selección son:

$$\varnothing_{\text{banda}} = 25,4 \text{ cm} = 1 \text{ plg}$$

$$n = 35,96 \text{ rpm}$$

Las reacciones que actúan en cada chumacera son:

$$R_a = 17,295 \text{ Kgf (Ecuación 4.337)}$$

$$R_b = 76,852 \text{ Kgf (Ecuación 4.338)}$$

Se selecciona la unidad FAG con rodamiento, la chumacera A es igual a la chumacera B, la denominación de la unidad es SG16205.100, teniendo la capacidad de carga de:

$$C = 11 \text{ KN, capacidad de carga dinámica.}$$

$$C_o = 7,1 \text{ KN, capacidad de carga estática.}$$

Se verifica si la selección es la correcta:

$$n = 35,96 \text{ rpm} \longrightarrow f_n = 1,50$$

$$f_L = 4,51, \text{ Ecuación 4-283.}$$

$$f_s = 1, \text{ para exigencias normales}$$

Verificación de la carga dinámica:

$$F_r = R_b = 76,852 \text{ Kg} = 753,151 \text{ N, carga radial}$$

$$F_a = 0, \text{ carga axial}$$

$$F_a / C_o = 0$$

$$F_a / F_r = 0$$

$$X = 1$$

$$Y = 0$$

$$P = 753,151 \text{ N (Ecuación 4-284)}$$

$$C_{\text{req}} = 2264,474 \text{ N} = 2,264 \text{ KN (Ecuación 4-285)}$$

Se tiene que $C_{\text{req}} < C$, por lo tanto la chumacera soporta la carga dinámica.

Cálculo de hora de vida:

$$f_L = 21,908 \text{ (Ecuación 4-286)}$$

$$L_h = 100000 \text{ h} = 22 \text{ Años}$$

Verificación de la carga estática:

$$F_a / F_r = 0 \longrightarrow P_o = 753,151 \text{ N}$$

$$C_{o \text{ req}} = 753,151 \text{ N} = 0,753 \text{ KN (Ecuación 4-288)}$$

Como $C_{o \text{ req}} < C_o$ la selección es la correcta

Se concluye que la selección de la chumacera SG16205.100 es la correcta.

4.6.1.10 DISEÑO DE LA ESTRUCTURA DE SOPORTE

A continuación se presenta las dimensiones de la estructura de soporte del sistema de transporte de la materia prima, con lo cual se procederá a trazar la estructura en el programa SAP2000.

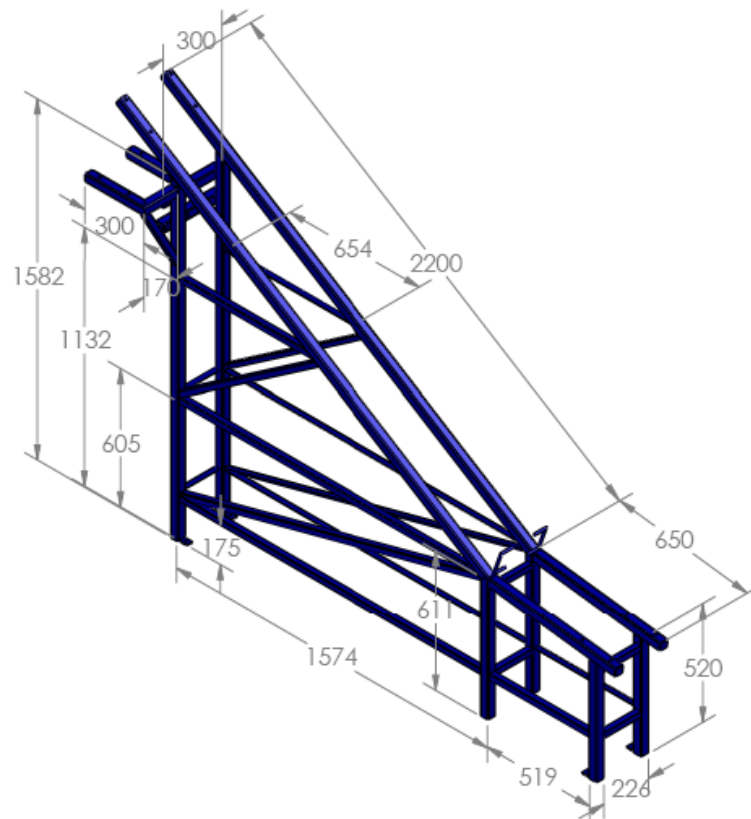


Figura 4.135 Dimensiones de la estructura soporte del sistema de transporte de materia prima

Estados de carga:

DEAD: peso propio

VIVA: reacciones que se aplican sobre la estructura (Fig. 4.122, 4.124, 4.129 y 4.131) y el peso del motor (9 kg, anexo H) que se fija a la estructura

Combinaciones de carga:

COMB1: DEAD + VIVA

La estructura de soporte del sistema de transporte de la materia prima es de tubo estructural cuadrado 40x2 cuyo material es ASTM A500 con $F_y = 2700 \text{ kgf/cm}^2$ y $F_u = 3160 \text{ kgf/cm}^2$ y ángulo de 25x2 de ASTM A36 con $F_y = 2552.143 \text{ kgf/cm}^2$ y $F_u = 5132.408 \text{ kgf/cm}^2$

Las condiciones de apoyo se consideran empotramiento.

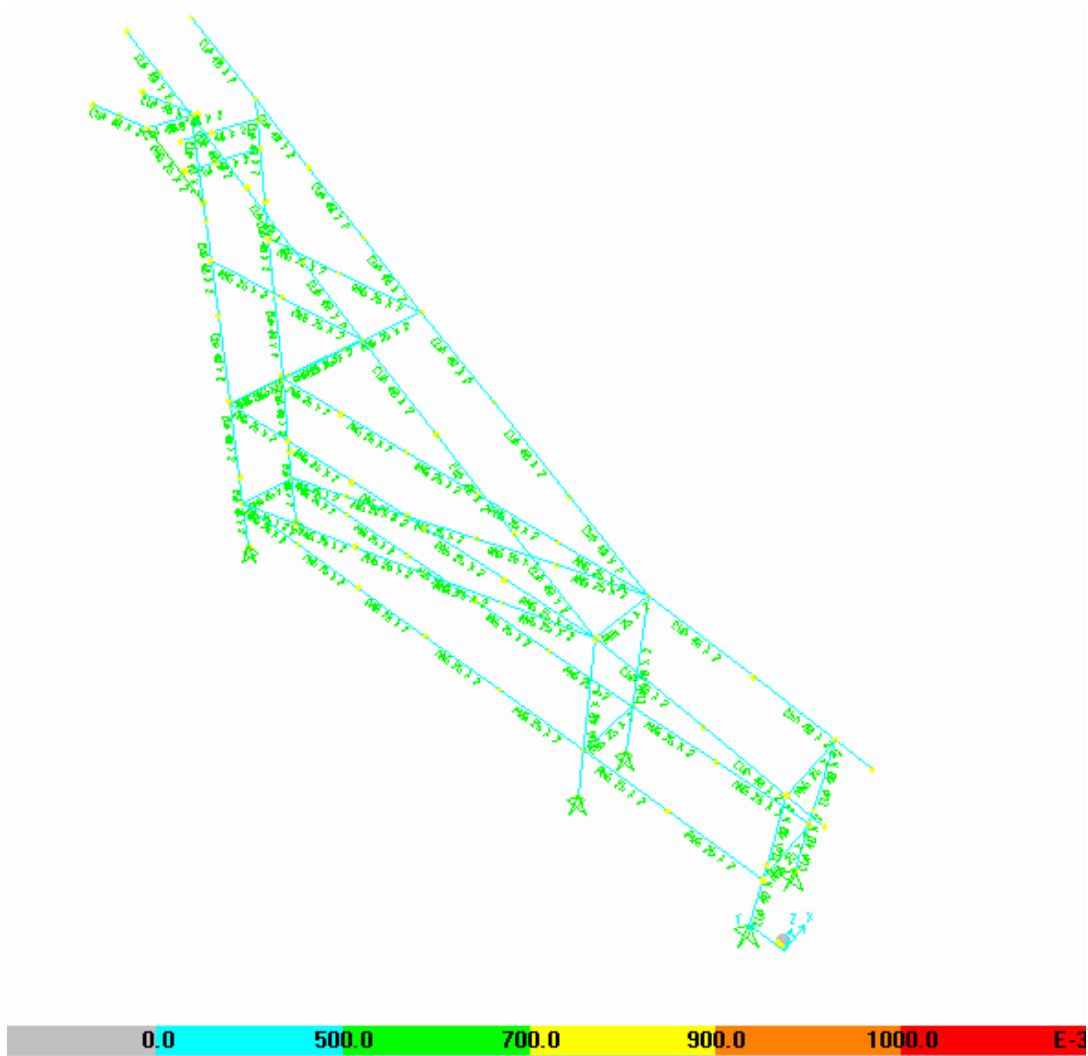


Figura 4.136. Razones de esfuerzo en la estructura de soporte del sistema de transporte de materia prima para COMB1

De la Fig. 4.136 se determina que los elementos estructurales soportan satisfactoriamente las cargas ya que en ninguno de ellos se presenta rojo lo que indica que el esfuerzo no supera 1, el máximo esfuerzo es de 0,442

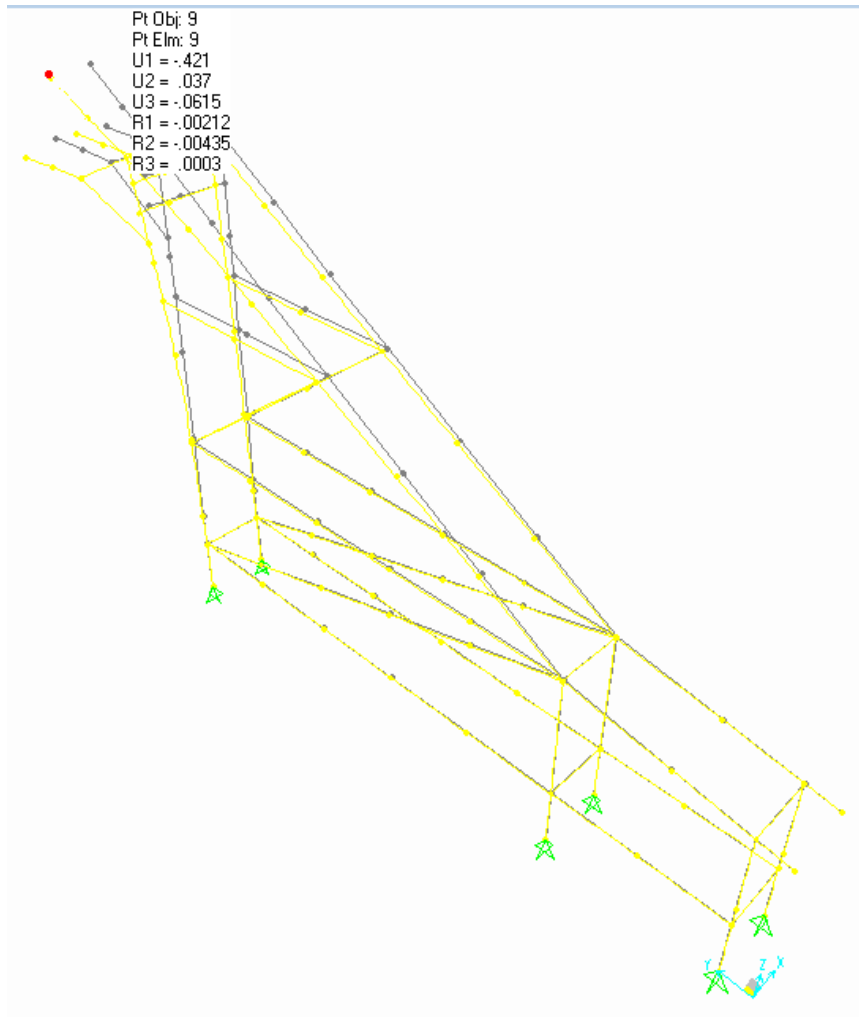


Figura 4.137. Deformación en la estructura de soporte del sistema de transporte de materia prima para carga VIVA

En la Fig. 4.137 se observa que la máxima deformación vertical al aplicarse carga VIVA es de 0,0615cm, verificando que:

$$\delta_L \leq \frac{L}{360} \quad 4-342$$

$$\delta_L = 0,0615$$

$$L = 220 \text{ cm}$$

$$L/360 = 0.611$$

Se comprueba que se cumple la condición.

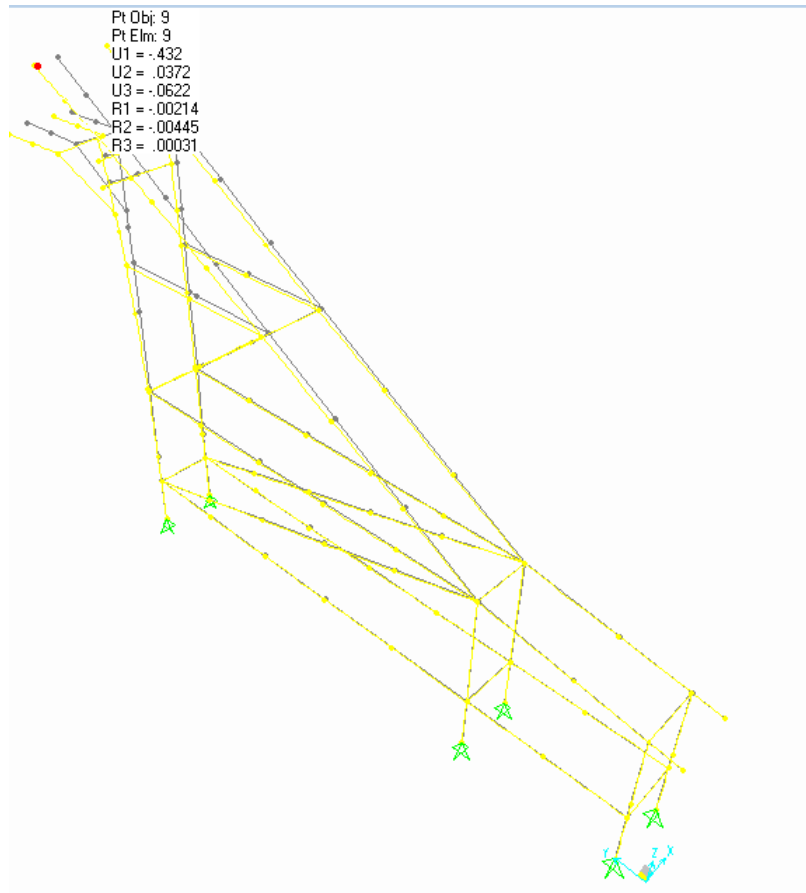


Figura 4.138. Deformación en la estructura de soporte del sistema de transporte de materia prima para COMB1

En la Fig. 4.138 se observa que la máxima deformación vertical al aplicarse combinación de cargas es de 0,0622 cm, procediendo a verificar:

$$\delta_x \leq \frac{L}{300} \quad \mathbf{4-343}$$

$$\delta_x = 0,0622$$

$$L = 220\text{cm}$$

$$L/300 = 0,7333$$

Se comprueba que se cumple la condición.

Concluyendo que el diseño de la tolva y estructura soporte es satisfactorio.

Las vigas se fijan al concreto a través de anclajes de expansión Kwin Bolt 3 (KB3), marca HILTI, cuyas características se observan en la tabla 4.4.

4.6.2 PRODUCTO TERMINADO

4.6.2.1 SELECCIÓN DE LA BANDA TRANSPORTADORA (ANEXO G)

La banda que transportará el producto terminado debe ser apta para el transporte de alimentos y con la velocidad adecuada para evitar la acumulación del producto.

Preseleccionamos la banda:

- Serie: 900
- Paso nominal: $p = 2,72$ cm
- Estilo de la banda: Flush Gris
- Material de la banda: Polipropileno
- Resistencia de la banda: 1040 Kg/m
- Rango de temperatura: 1 a 104 °C
- Peso de la banda 3,7 Kg/ m²

Se determina la longitud total de la banda:

L = longitud de eje a eje = 1,578 m

\varnothing_p = diámetro paso nominal del engranaje: 10,4 cm

$L_T = 3,483$ (Ecuación 4-291)

Para el armado de la banda el orden es tres eslabones y un empujador, por lo tanto el número de eslabones debe ser múltiplo de 4.

eslabones = 128 (Ecuación 4.292), es un número múltiplo de 4, por lo tanto se cumple la condición

Se establece la velocidad de la banda:

Primero recordar que la producción real es de 72 palmitos/min = 0,833 palmitos/s (ver sección 4.4.14.1)

$P_{real} = 0,833$ palmitos/s.

La banda va a transportar un palmito por empujador, teniendo:

$l_{banda/palmito} = 4 * 2,72$ cm / palmito = 10,88 cm/palmito = 0,1088 m/palmito. (Ecuación 4.293)

La velocidad lineal de la banda es:

$$v = \frac{l_{banda/palmito}}{P_{real}} \quad 4-344$$

$v = 0,1306$ m/s = 7,834 m/min = 13,056 cm/s

La velocidad angular de la banda es:

$\omega = 2,511$ /s = 23,976 rpm (Ecuación 4.295)

Pero usaremos una velocidad angular estándar de un motorreductor y mayor a la calculada para evitar la acumulación del producto.

$\omega = 35$ rpm = 219,911 /min

$v = 0,1906$ m/s = 11,435 m/min = 19,059 cm/s (Ecuación 4.295)

A continuación se determinará si la banda es la adecuada:

1. Carga de tensión de la banda o tracción de la banda, BP:

B = ancho de la banda = 0,203 m

M = 14,84 Kg/m² (Ecuación 4-297)

W = 3,7 Kg/ m²

L = 1,578 m

H = 0,50 = altura de transportación de la banda

F_w = 0,31

M_p = 0

BP = 18,3 Kg/m (Ecuación 4-296)

2. Ajuste del BP calculado a las condiciones específicas de servicio.

Factor de servicio, **SF** = 1,4

ABP = 56,375 (Ecuación 4.298)

3. Cálculo de la resistencia permitida de la banda, ABS

BS = Resistencia permitida

T = Factor de temperatura

S = Factor de resistencia, está en función de la razón velocidad/longitud y el número de dientes de los engranajes

BS = 1040 Kg/m

T = 0,97, con una temperatura de 22°C

V/L = 7,247 /min

Engranajes:

Diámetro de paso: 104 mm

Número de dientes: 12

Material: Polipropileno

Entonces **S** = 0,38

Como **S** < 0,63 entonces:

S' = 0,2

ABS = 201,76 Kg/m (Ecuación 4-299)

4. **ABS** > **ABP**

201,76 Kg/m > 55,460 Kg/m, esta correcto.

5. Número de engranaje y apoyos:

Número mínimo de engranajes = 2

Número mínimo de soportes = 2

6. Resistencia del eje motriz

Dimensiones del cubo del engranaje

- Datos del eje:
Material: Acero inoxidable
Tamaño: 40 mm
Peso del eje, $Q = 12,55 \text{ Kg/m}$
Momento de inercia, $I = 213300 \text{ mm}^4$
Módulo de elasticidad, $E = 19700 \text{ Kg/mm}^2$
- Carga total sobre el eje, w :
 $w = 13,992 \text{ Kg}$ (Ecuación 4-301)
- Deflexión del eje, D :
Ls: largo del eje entre chumaceras = 226 mm
D = 0,0005 mm (Ecuación 4-302)
Para transportadores de empuje D debe ser máximo 2,5 mm
La deflexión calculada es aceptable.

7. Largo máximo del tramo de banda sin soporte del eje motriz.

$$L_{\max} = 3,5 \text{ m}$$

8. Par motor requerido (T_o)

$$\mathbf{PD}$$
: diámetro de paso del engranaje = 0,104 mm

$$\mathbf{T_o} = 0,595 \text{ Kg} \cdot \text{m} = 595,09 \text{ Kg} \cdot \text{mm}$$
 (Ecuación 4-303)

Par motor recomendado para el eje motriz es 69130 $\text{Kg} \cdot \text{mm}$, que es mayor a 595,09 $\text{Kg} \cdot \text{mm}$, por lo tanto esta correcto.

9. Potencia necesaria para accionar la banda

$$\mathbf{P} = 21,383w = 0,0287 \text{ HP}$$
 (Ecuación 4-304)

4.6.2.2 FUENTE MOTRIZ

Para seleccionar un motoreductor, se tiene los siguientes parámetros:

$$\mathbf{P} = 21,387w = 0,0282 \text{ HP}$$
, potencia necesaria para accionar la banda.

$$\mathbf{n} = 35 \text{ rpm}$$

En el catálogo Baldor la mejor opción es el motoreductor GM3307 (Anexo J), cuyos parámetros son:

$$\mathbf{T} = 295 \text{ lb} \cdot \text{plg}$$

$$\mathbf{n} = 35 \text{ rpm}$$

4.6.2.3 SELECCIÓN DEL ACOUPLE FLEXIBLE

El acople flexible se lo selecciona en la marca Martín, en función de la potencia y la velocidad angular del motorreductor (Anexo I)

Los datos del motorreductor son:

$$T = 295 \text{ lb} \cdot \text{plg}$$

$$n = 35 \text{ rpm}$$

$$P = 0,796 \text{ HP (Ecuación 4-358)}$$

$$SF = 1,5$$

$$P_d = SF \cdot P$$

4-345

P_d = Potencia de diseño

$$P_d = 1,194 \text{ HP}$$

Tamaño = 7

Se termina seleccionando el acople flexible de tamaño 7, cuyo peso es de 15,3 lb

4.6.2.4 DISEÑO DEL EJE MOTRIZ

Para el diseño de este eje, se debe determinar el momento máximo en cada plano.

Plano XY

En este plano actúa el peso del eje $Q = 0,126 \text{ Kg/cm}$

Además la tracción de la banda produce una carga en el eje Y:

$$ABP = 0,564 \text{ Kg/cm (sección 4.6.2.1)}$$

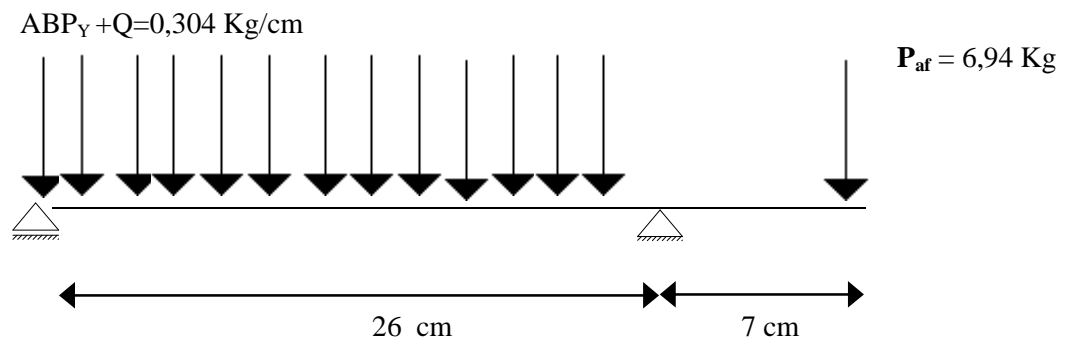
$H = 0,5 \text{ m}$, altura de la banda (sección 4.6.2.1)

$L = 1,578 \text{ m}$, longitud de eje a eje de la banda (sección 4.6.2.1)

$$\alpha = 18,473^\circ \text{ (Ecuación 4.341)}$$

$$ABP_Y = 0,179 \text{ Kg/cm (Ecuación 4.340)}$$

Además el peso del acople flexible es $P_{af} = 15,3 \text{ lb} = 6,94 \text{ Kg}$



$$R_{axy} = 2,085 \text{ Kg}$$

$$R_{bxy} = 12,762 \text{ Kg}$$

Figura 4.139. Diagrama de cuerpo libre del eje motorizado de la banda transportadora del producto terminado, plano XY

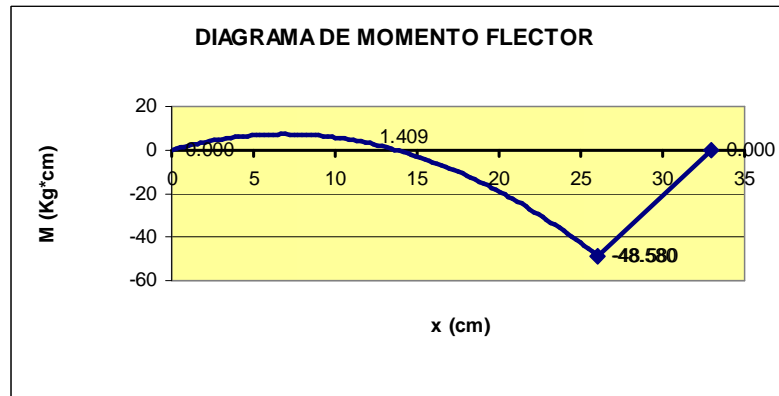
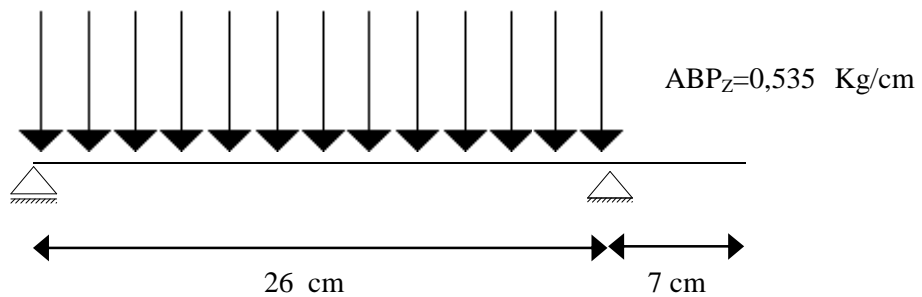


Figura 4.140. Diagrama de momento flector del eje motriz de la banda transportadora del producto terminado, plano XY

Plano XZ

En este plano únicamente actúa la tracción de la banda en el eje Z:

$$ABP_z = 10,535 \text{ Kg/cm (Ecuación 4-342)}$$



$$R_{axz} = 6,951 \text{ Kg}$$

$$R_{bxz} = 6,951 \text{ Kg}$$

Figura 4.141. Diagrama de cuerpo libre del eje motriz de la banda transportadora del producto terminado, plano XZ

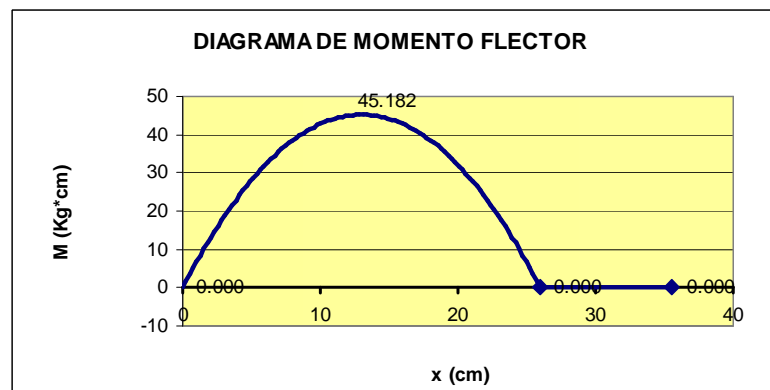


Figura 4.142. Diagrama de momento flector del eje motriz de la banda transportadora del producto terminado, plano XZ

Los momentos resultantes, tomando en cuenta que el punto crítico es en $x = 26$ cm son:

$$M_{XY} = 48,58 \text{ Kgf*cm}$$

$$M_{XZ} = 0 \text{ Kgf*cm}$$

$$M_{\max} = 48,58 \text{ Kgf*cm (Ecuación 4-329)}$$

$$M_{\min} = -48,58 \text{ Kgf*cm}$$

Se grafican los esfuerzos flectores que actúan sobre el eje (Ecuación 4-100), obteniendo:

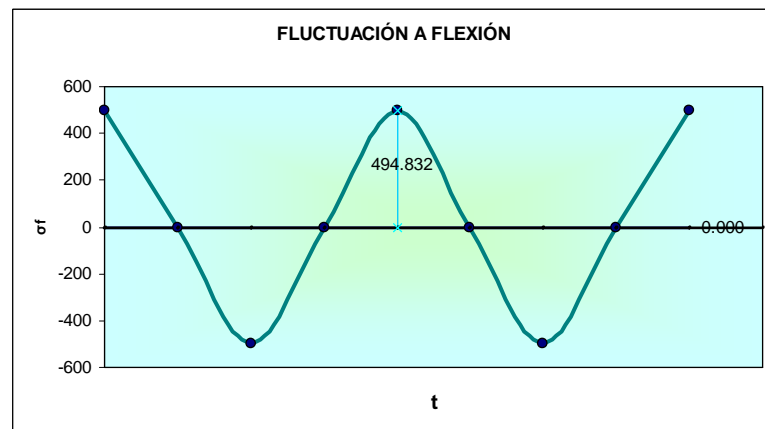


Figura 4.143. Fluctuación a flexión del eje motriz de la banda transportadora del producto terminado

Se calcula el esfuerzo a torsión con la ecuación 4-336:

$$P = 0,796 \text{ HP}$$

$$n = 35 \text{ rpm}$$

$$T_{\max} = 1652,81 \text{ Kgf*cm (Ecuación 4-307)}$$

$$T_{\min} = 1652,81 \text{ Kgf*cm, el esfuerzo a torsión es constante}$$

Se calcula el coeficiente de seguridad en base a las ecuaciones 4-331 y 4-332 y en base a la sección 4.4.3.4:

Material: AISI 304 [5]

$$\varnothing = 2,54 \text{ cm} = 1 \text{ plg}$$

$$n = 2,195 \text{ (Ecuación 4-54)}$$

Se concluye un eje de diámetro de 1 plg y material AISI 304.

4.6.2.5 SELECCIÓN DE CHUMACERAS

Los parámetros para la selección son:

$$\varnothing_{\text{ eje}} = 2,54 \text{ cm}$$

$$n = 35 \text{ rpm}$$

$$R_a = 7,257 \text{ Kgf (Ecuación 4-337)}$$

$$R_b = 14,532 \text{ Kgf (Ecuación 4-338)}$$

Se selecciona la unidad FAG con rodamiento S, la chumacera A es igual a la chumacera B, la denominación de la unidad es SG16205.100, teniendo la capacidad de carga de:

$$C = 11 \text{ KN, capacidad de carga dinámica.}$$

$$C_o = 7,1 \text{ KN, capacidad de carga estática.}$$

Se verifica si la selección es la correcta:

$$n=35 \text{ rpm} \longrightarrow f_n = 1,49$$

$$f_L = 4,51 \text{ (Ecuación 4-283)}$$

$$f_s = 1, \text{ para exigencias normales}$$

Verificación de la carga dinámica:

$$F_r = R_b = 14,532 \text{ Kg} = 142,417 \text{ N, carga radial}$$

$$F_a = 0, \text{ carga axial}$$

$$F_a/C_o = 0$$

$$F_a/F_r = 0$$

$$X = 1$$

$$Y = 0$$

$$P = 142,417 \text{ N (Ecuación 4-284)}$$

$$C_{\text{req}} = 431,074 \text{ N} = 0,431 \text{ KN (Ecuación 4-285)}$$

Se tiene que $C_{\text{req}} < C$, por lo tanto la chumacera soporta la carga dinámica.

Cálculo de hora de vida:

$$f_L = 115,084 \text{ (Ecuación 4-286)}$$

$$L_h = 100000 \text{ h} = 22 \text{ Años}$$

Verificación de la carga estática:

$$F_a/F_r = 0 \longrightarrow P_o = 142,417 \text{ N}$$

$$C_{o \text{ req}} = 142,417 \text{ N} = 0,142 \text{ KN (Ecuación 4-288)}$$

Como $C_{o \text{ req}} < C_o$ la selección es la correcta

Se concluye que la selección de la chumacera SG16205.100 es la correcta.

4.6.2.6 DISEÑO DE LA ESTRUCTURA DE SOPORTE

Para el diseño de la estructura soporte del sistema de transporte del producto terminado se toman en cuenta las dimensiones de la estructura y los estados de cargas.

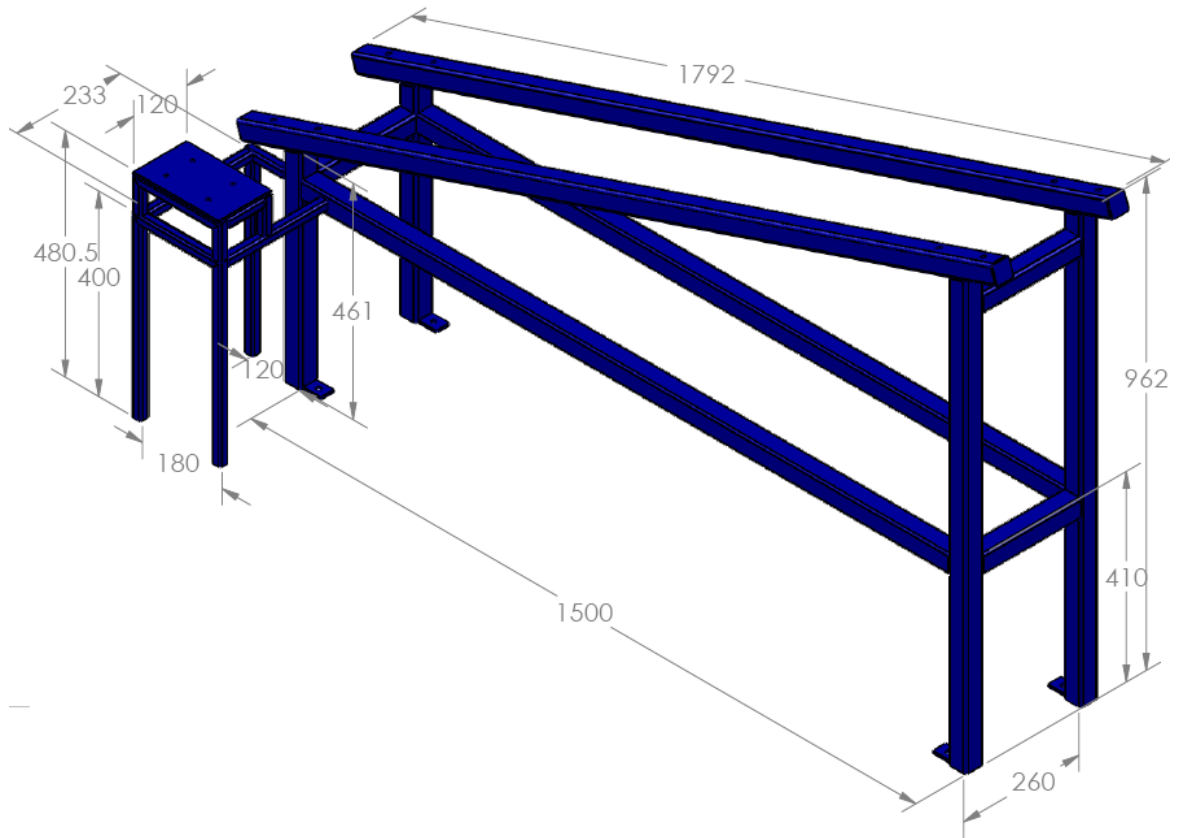


Figura 4.144. Dimensiones de la estructura de soporte del sistema de transporte del producto terminado

Estados de carga:

DEAD: peso propio

VIVA: reacciones que se aplican sobre la estructura (fig. 4.139 y 4.141) y el peso del motor (16 kg, anexo J) que se fija a la estructura

Combinaciones de carga:

COMB1: DEAD + VIVA

La estructura soporte del sistema de transporte del producto terminado es de tubo estructural cuadrado 40x2 y 20x2 y el material con $F_y = 2700 \text{ kgf/cm}^2$ y $F_u = 3160 \text{ kgf/cm}^2$ que corresponden al acero ASTM A500

Las condiciones de apoyo se consideran empotramiento.

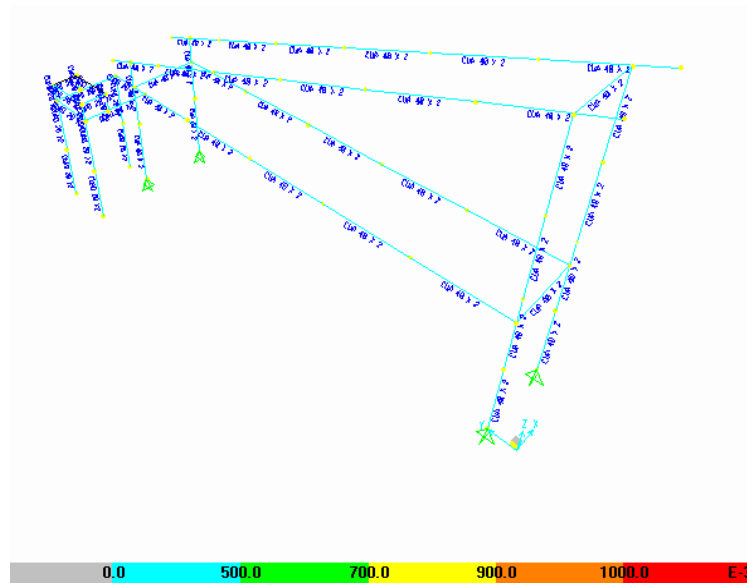


Figura 4.145. Razones de esfuerzo en la estructura de soporte del sistema de transporte del producto terminado para COMB1

En la Fig. 4.145 se determina que los elementos estructurales soportan satisfactoriamente las cargas ya que en ninguno de ellos se presenta rojo lo que indica que el esfuerzo no supera 1, el máximo esfuerzo es de 0,241

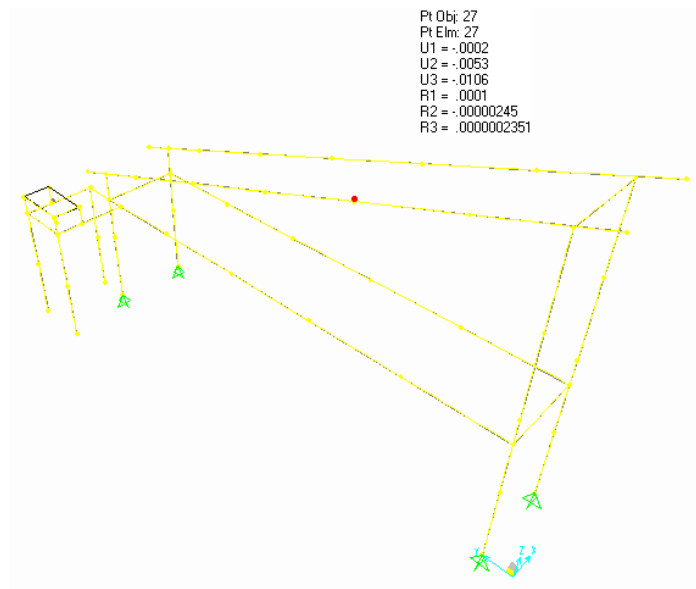


Figura 4.146. Deformación en la estructura de soporte del sistema de transporte del producto terminado para carga VIVA

En la Fig. 4.146 se observa que la máxima deformación vertical al aplicarse carga VIVA es de 0,0106cm, verificando que:

$$\delta_L \leq \frac{L}{360}$$

4-346

$$\delta_L = 0,0106$$

$$L = 179 \text{ cm}$$

$$L/360 = 0,497$$

Se comprueba que se cumple la condición.

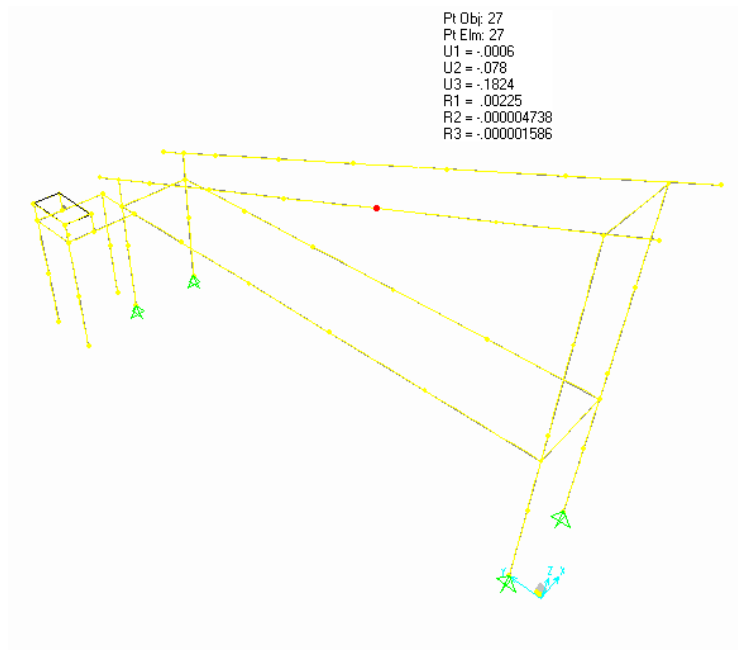


Figura 4.147. Deformación en la estructura de soporte del sistema de transporte del producto terminado para COMB1

En la Fig. 4.147 se observa que la máxima deformación vertical al aplicarse combinación de cargas es de 0,1824 cm, procediendo a verificar:

$$\delta_x \leq \frac{L}{300}$$

4-347

$$\delta_x = 0,1824$$

$$L = 179 \text{ cm}$$

$$L/300 = 0,597$$

Se comprueba que se cumple la condición.

Concluyendo que el diseño de la tolva y estructura soporte es satisfactorio.

Las vigas se fijan al concreto a través de anclajes de expansión Kwin Bolt 3 (KB3), marca HILTI, cuyas características se observan en la tabla 4.4.

4.7 MANDO ELÉCTRICO DE LOS MOTORREDUCTORES

4.7.1 CIRCUITO DE POTENCIA

El circuito de potencia dispone para cada motorreductor un seccionador con fusibles incorporados y relé térmico de protección. El bobinado del motorreductor y del electrofreno van conectados en paralelo.

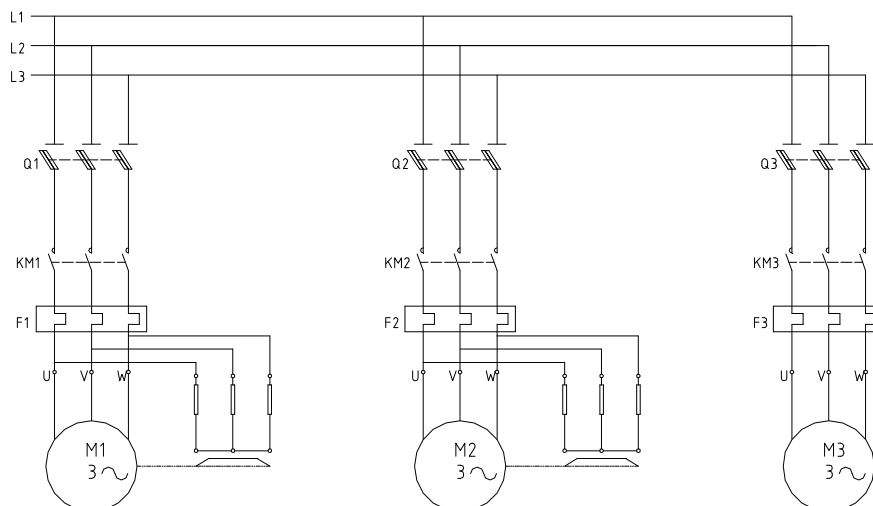


Figura 4.148. Circuito de potencia para los motorreductores

4.7.2 CIRCUITO DE CONTROL

El circuito de control consta de un botón de encendido (S3), uno de paro de la máquina (S2) y además hay un paro de emergencia (S1). También tiene una lámpara de color verde (C5) que indica que los motorreductores están en servicio, una roja (C3) que indica que han parado la máquina y otra roja (C2) que señala sobre-intensidad.

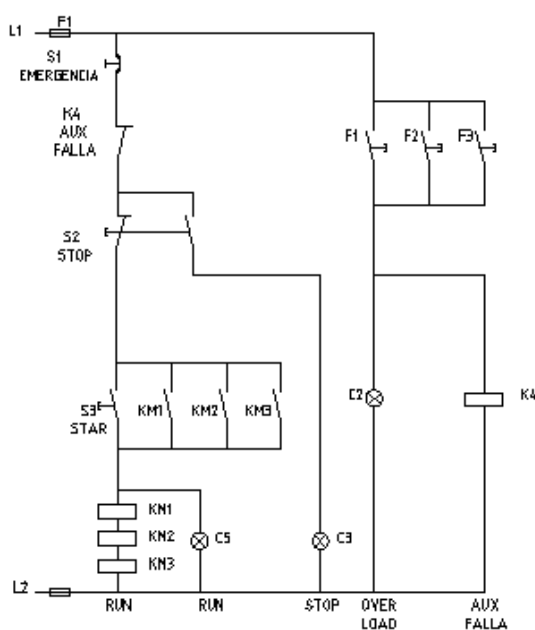


Figura 4.149. Circuito de control para los motorreductores

CAPÍTULO V

5 DISEÑO CAE

CAE (Computer – aided engineering) es un método enfocado en la ingeniería que realiza un análisis apoyado con software.

Las herramientas CAE están siendo usada para el análisis de esfuerzos, deformación, validación y optimización, ayudando a la toma de decisiones en el diseño de un producto.

Las áreas que abarca el CAE son:

- Análisis de esfuerzos en componentes y ensambles usando FEA (Finite Element Analysis)
- Análisis térmico y dinámica de fluidos.
- Cinemática
- Simulación de acontecimientos mecánicos.
- Análisis de herramientas para procesos de simulación.
- Optimización de productos o procesos.

Las fases del CAE son:

- Pre-procesamiento (Se define el modelo y los factores ambientales que se le aplican)
- Análisis (Es un ciclo de iteraciones)
- Post procesamiento (Se usa herramientas de visualización)

El CAE será aplicado en algunas piezas de la máquina.

5.1 PLATINA DE CENTRADO EXTERIOR

La platina de centrado es de acero inoxidable AISI 304 de 0.6 mm de espesor y se le aplica la fuerza producida por los resortes a compresión (ver Fig. 4.17)

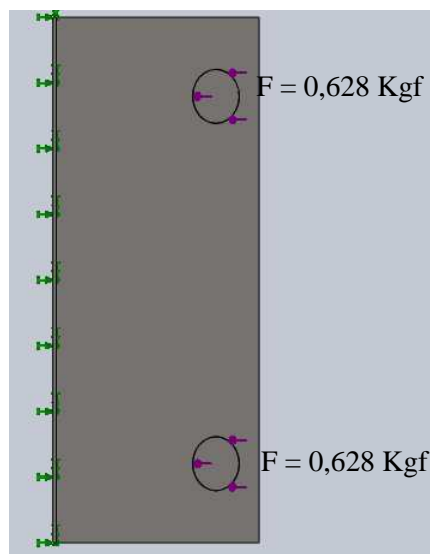


Figura 5.1 Cargas aplicadas en la platina de centrado exterior

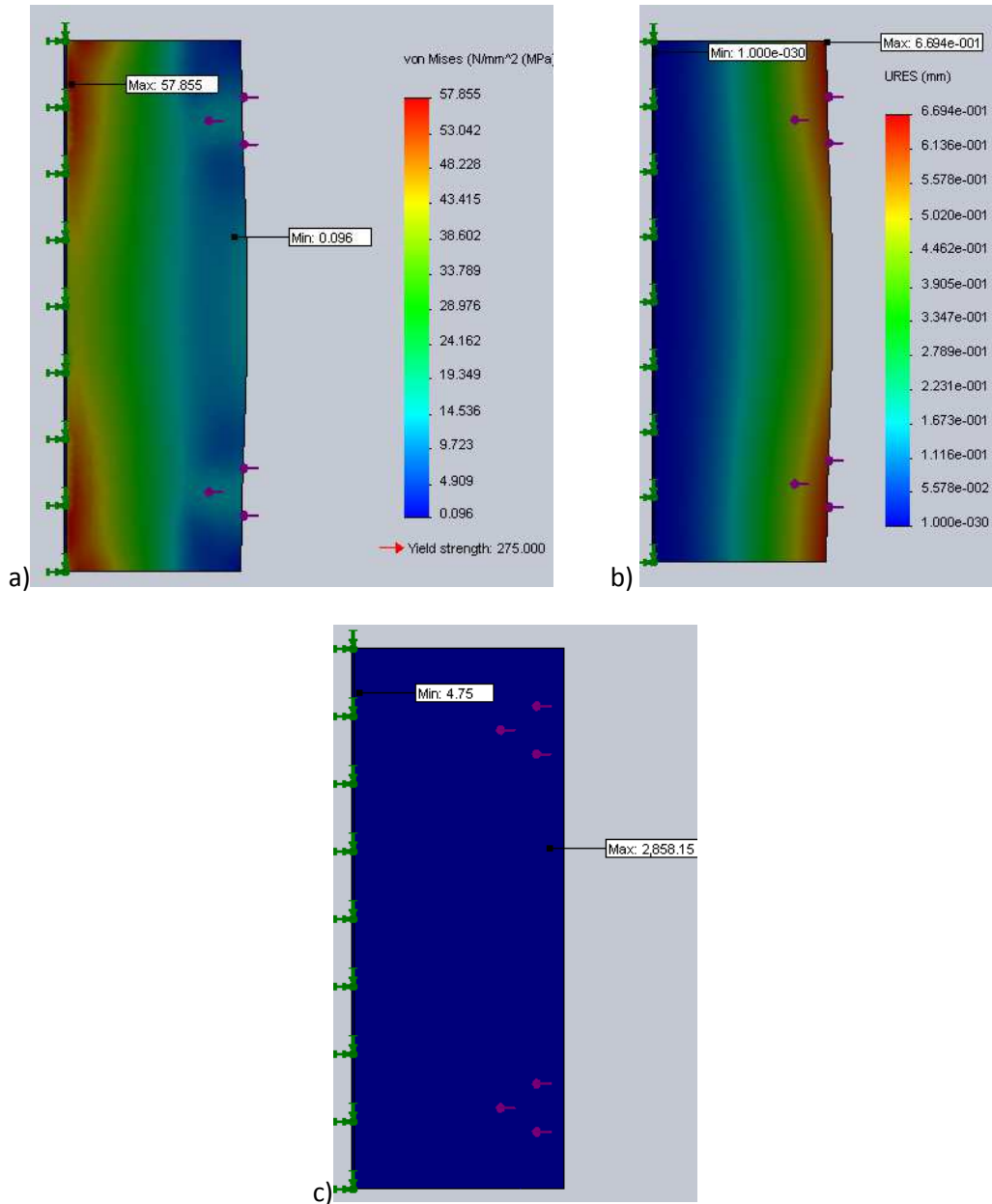


Figura 5.2 Diseño CAE de la platina de centrado exterior. a) Esfuerzos según Von Mises; b) Deformación; c) Coeficiente de seguridad.

En el diseño realizado en la sección 4.4.2.3 se obtuvo un coeficiente de seguridad de 4,173, mientras que con el CAE es de 4,75, lo que confirma el diseño.

5.2 EJES QUE SOPORTAN EL RESORTE A TRACCIÓN

- *Eje izquierdo* (\square_i)

El eje izquierdo que soporta el resorte a tracción es de acero inoxidable AISI 304 de 3/8 plg de diámetro y solo actúa sobre este la fuerza producida por el resorte (ver Fig. 4.29)

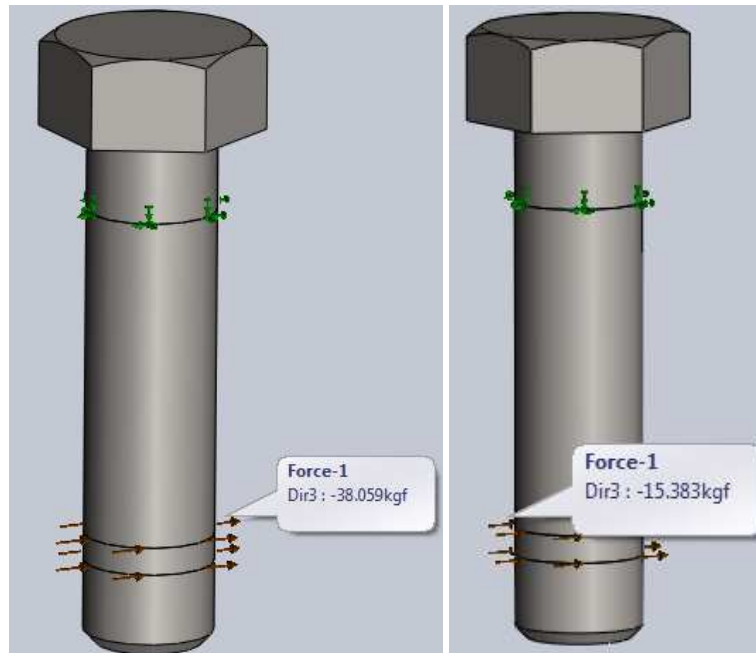


Figura 5.3. Cargas aplicadas en el eje izquierdo que soporta al resorte a tracción.

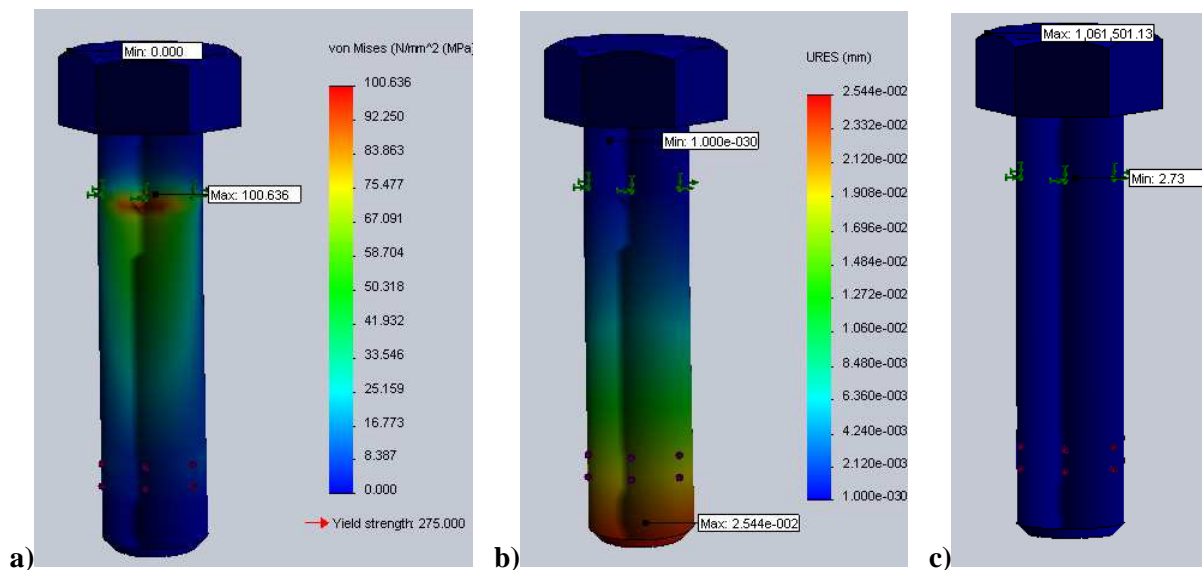


Figura 5.4. Diseño CAE el eje izquierdo que soporta al resorte a tracción. a) Esfuerzos según Von Mises; b) Deformación; c) Coeficiente de seguridad.

En el diseño ejecutado en la sección 4.4.3.5 se obtuvo un coeficiente de seguridad de 2,627 y con el CAE se ha obtenido 2,73, lo cual ratifica el diseño.

- *Eje derecho* (\square_h)

El eje derecho que soporta el resorte a tracción es de acero inoxidable AISI 304 de 3/8 plg de diámetro y únicamente actúa sobre este la fuerza producida por el resorte (ver Fig. 4.34)

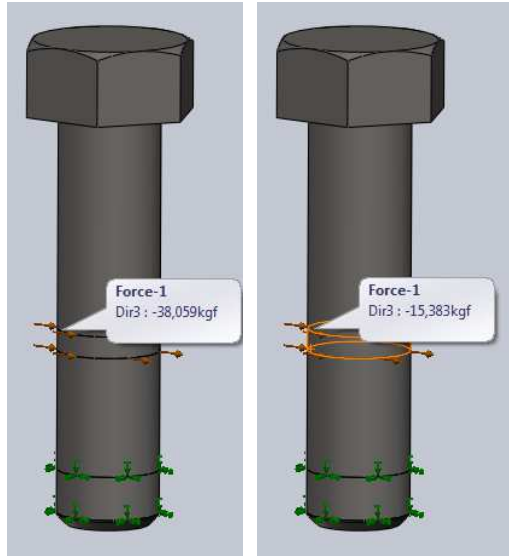


Figura 5.5. Cargas aplicadas en el eje derecho que soporta al resorte a tracción.

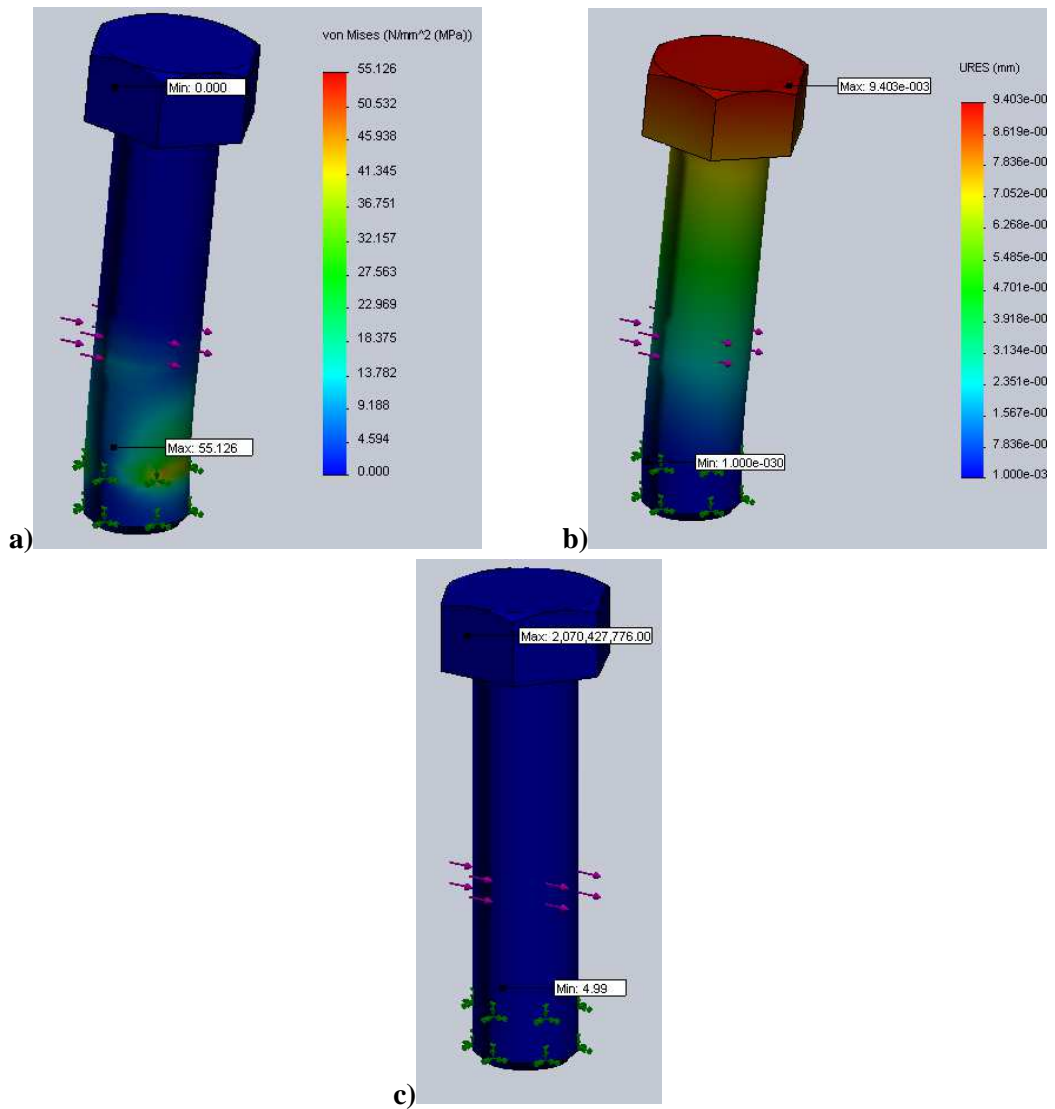


Figura 5.6. Diseño CAE el eje derecho que soporta al resorte a tracción. a) Esfuerzos según Von Mises; b) Deformación; c) Coeficiente de seguridad.

En el diseño CAE se obtuvo un coeficiente de seguridad de 4,99 y el realizado en la sección 4.4.3.5 es de 4,720, lo cual corrobora el diseño.

5.3 EJE SOBRE EL CUAL GIRA EL ESLABÓN DE CENTRADO

El eje sobre el cual gira el eslabón de centrado es de acero inoxidable AISI 304 de 3/8 plg de diámetro y solo actúa sobre este la reacción producida por las fuerzas actuantes en el eslabón (ver Fig. 4.48)

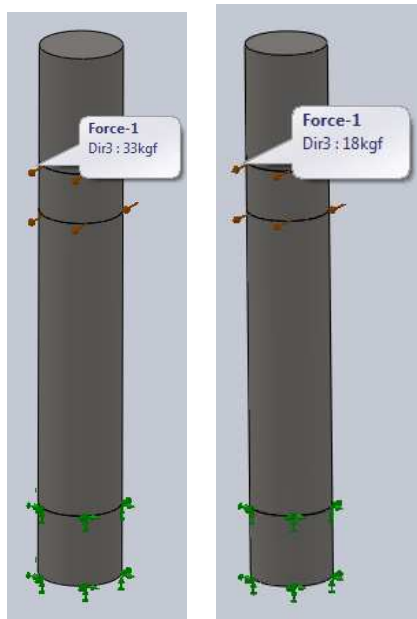
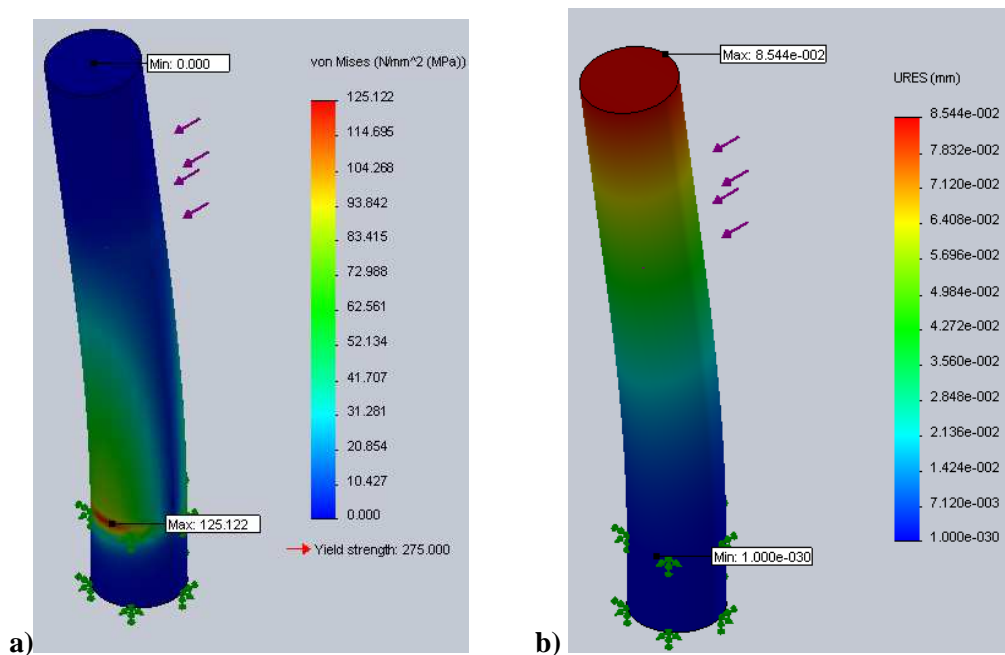


Figura 5.7. Cargas aplicadas en el eje sobre el cual gira el eslabón de centrado.



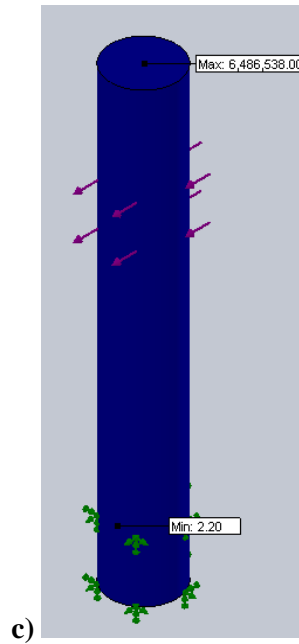


Figura 5.8. Diseño CAE del eje sobre el cual gira el eslabón de centrado. a) Esfuerzos según Von Mises; b) Deformación; c) Coeficiente de seguridad.

En el diseño realizado en la sección 4.4.5 se obtuvo un coeficiente de seguridad de 2,027, lo cual se confirma con lo obtenido con el CAE de 2,20

5.4 TOPE DEL ESLABÓN DE CENTRADO

El tope del eslabón de centrado es una varilla cuadrada de acero inoxidable AISI 304 de 6 mm de espesor y sobre este actúa la reacción producida por las fuerzas que intervienen en el eslabón al final del centrado del palmito (ver Fig. 4.53)

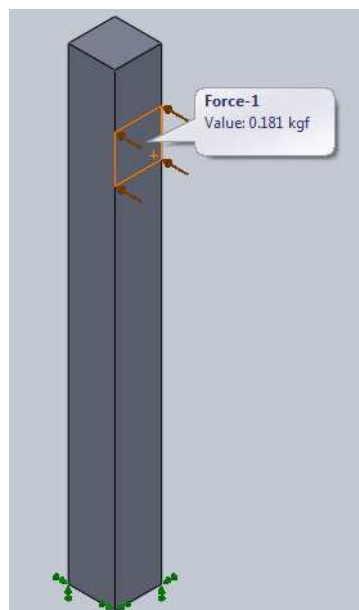


Figura 5.9. Cargas aplicadas en el tope del eslabón de centrado.

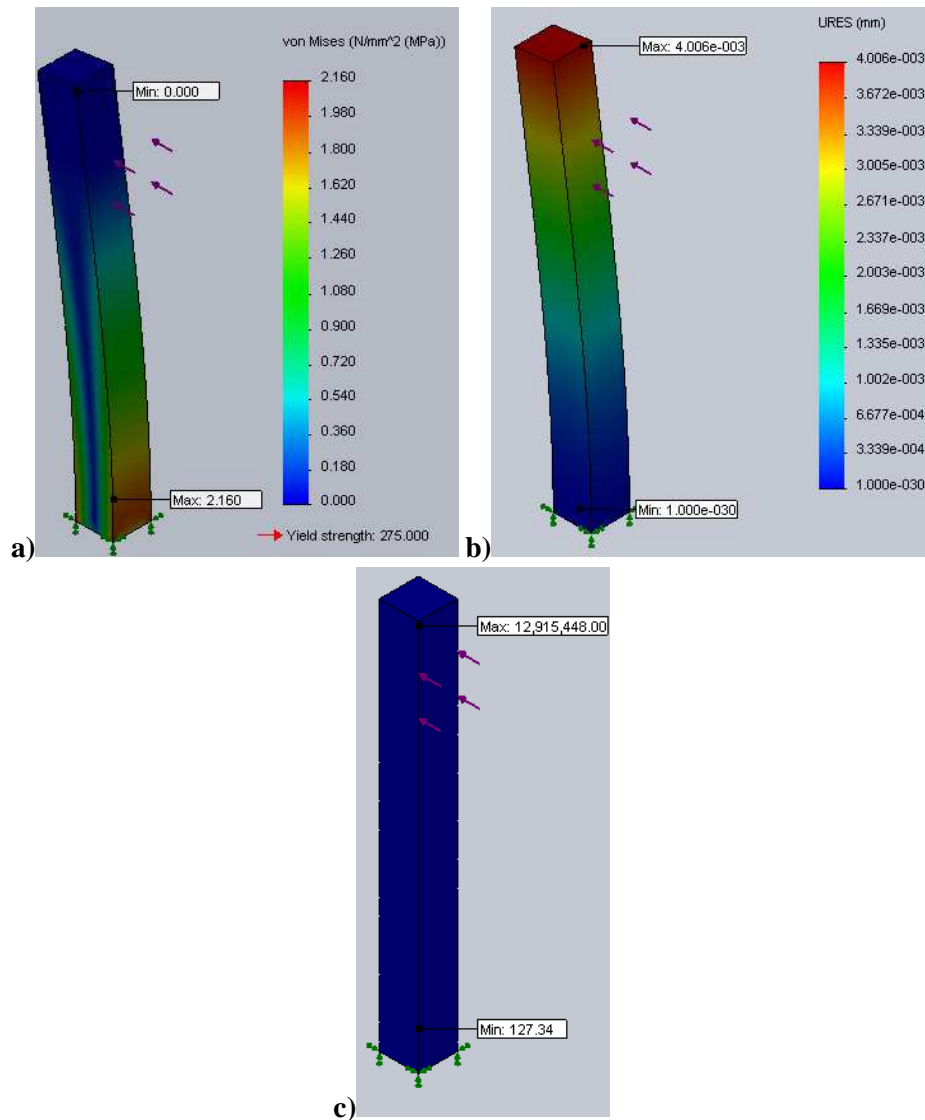


Figura 5.10. Diseño CAE del tope del eslabón de centrado. a) Esfuerzos según Von Mises; b) Deformación; c) Coeficiente de seguridad.

En el diseño realizado en la sección 4.4.6 se obtuvo un coeficiente de seguridad de 121,818 y con el CAE se obtiene 127,34, lo cual reafirma el diseño.

5.5 ESLABÓN DE CENTRADO

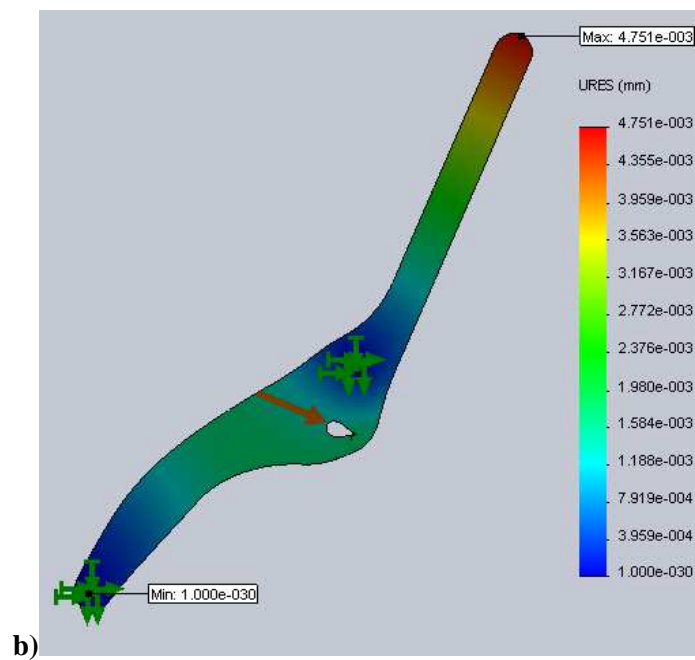
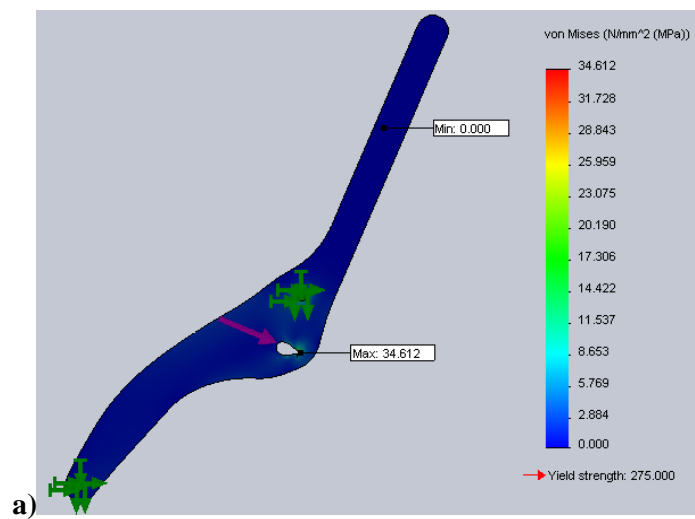
Se verifica el diseño del eslabón al inicio del centrado y al final. El eslabón es de 6 mm de espesor, de acero inoxidable AISI 304.

Inicio del centrado

Al inicio del centrado la fuerza que actúa sobre el eslabón es la del resorte a tracción, produciendo reacciones en el pasador del seguidor y en el eje de giro (ver Fig. 4.64)



Figura 5.11. Cargas aplicadas en el eslabón al inicio del centrado.



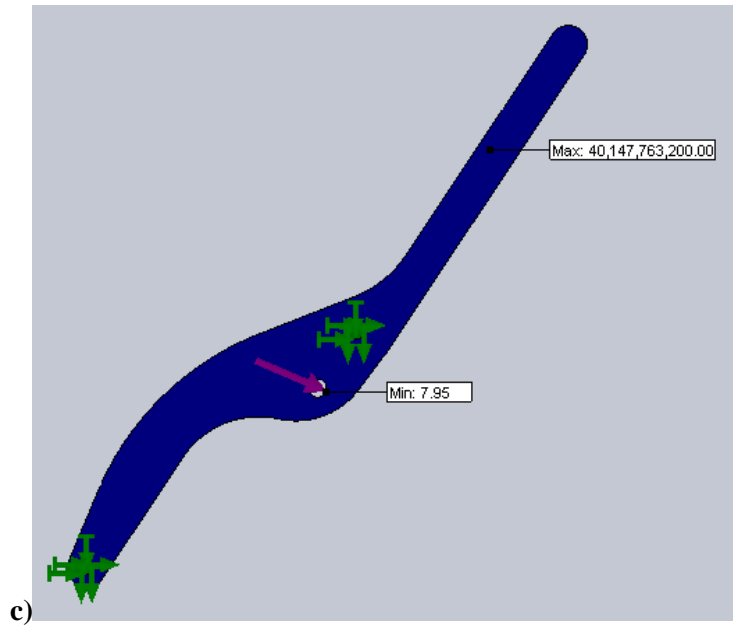


Figura 5.12. Diseño CAE del eslabón al inicio del centrado. a) Esfuerzos según Von Mises; b) Deformación; c) Coeficiente de seguridad.

Fin del centrado

Al final del centrado actúan sobre el eslabón las fuerzas producidas por el resorte a tracción y los resortes a compresión, produciendo reacciones en el eje de giro y en el tope del eslabón (ver Fig. 4.67)

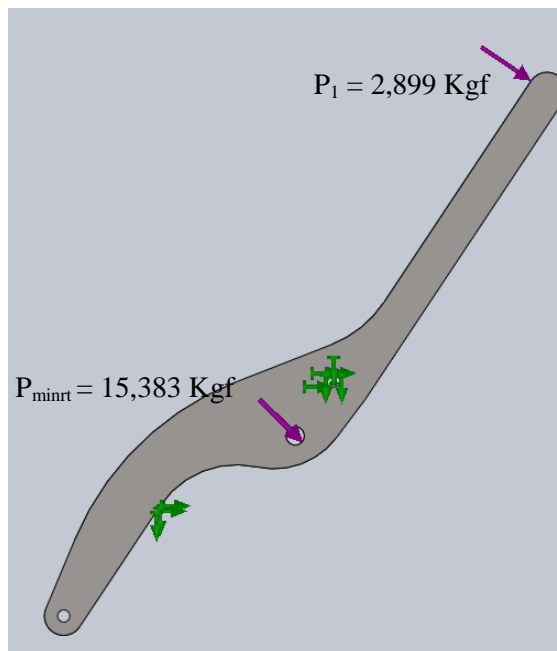


Figura 5.13. Cargas aplicadas en el eslabón al final del centrado.

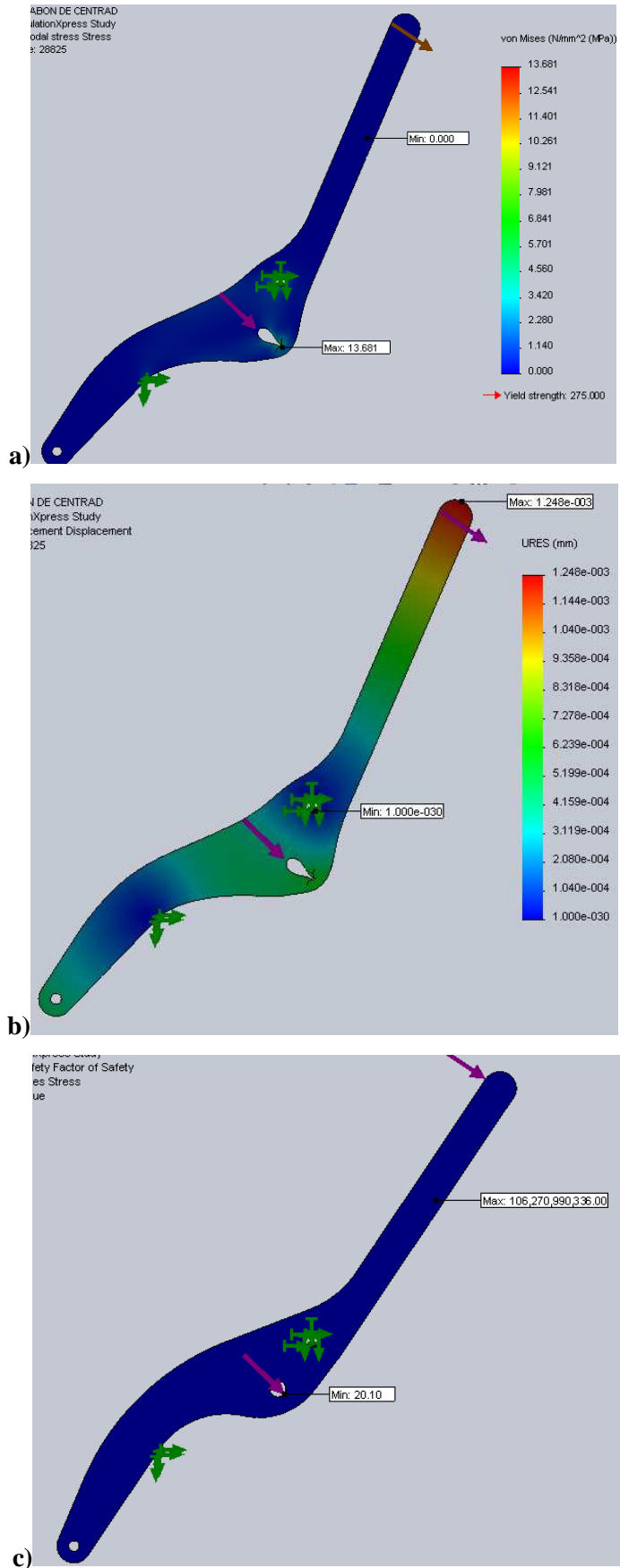


Figura 5.14. Diseño CAE del eslabón al final del centrado. a) Esfuerzos según Von Mises; b) Deformación; c) Coeficiente de seguridad.

El coeficiente de seguridad calculado en la sección 4.4.9.2 es de 4,404, mientras que en el diseño CAE el mínimo es de 7,95, ratificando así el diseño.

5.6 PASADOR DEL SEGUIDOR DE LA LEVA

El pasador del seguidor de la leva es de acero inoxidable AISI 304 de $\frac{1}{4}$ plg de diámetro y solo actúa en este la reacción producida por las fuerzas que operan en el eslabón (ver Fig. 4.75)

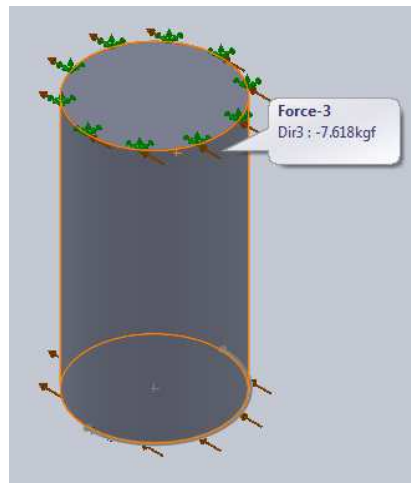
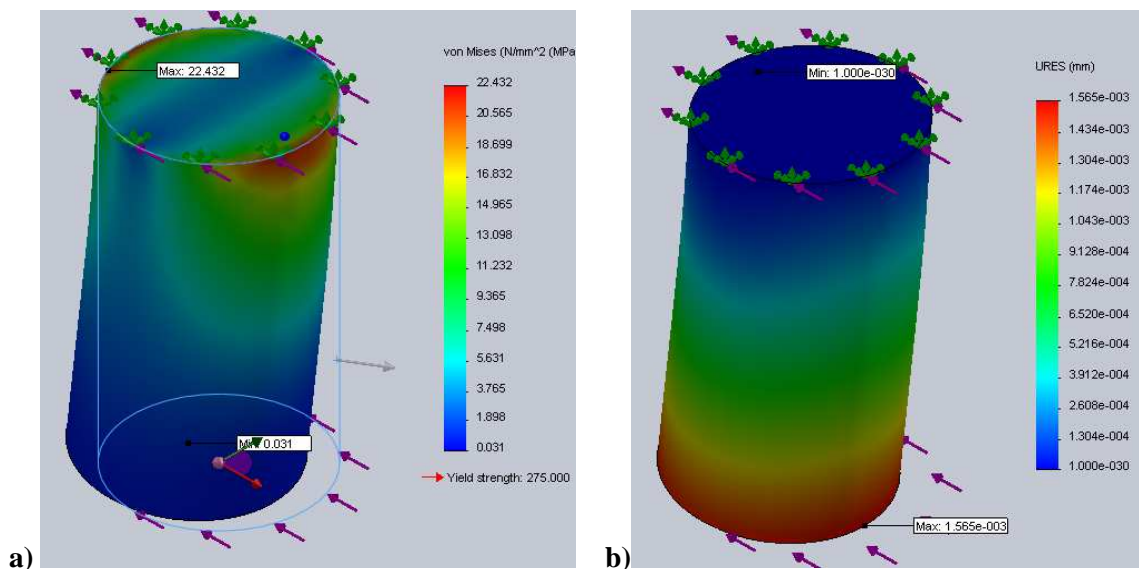


Figura 5.15. Cargas aplicadas en el pasador del eslabón de centrado y el rodillo seguidor.



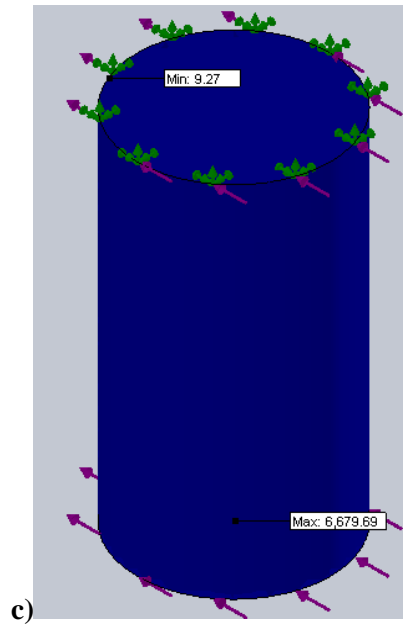


Figura 5.16. Diseño CAE del pasador del eslabón de centrado y el rodillo seguidor. a) Esfuerzos según Von Mises; b) Deformación; c) Coeficiente de seguridad.

En el diseño realizado en la sección 4.4.10 se obtuvo un coeficiente de seguridad de 4,433, mientras que con el CAE es de 9,27, lo que se ratifica el diseño.

5.7 TAPA POSICIONADORA

La tapa posicionadora es de acero inoxidable AISI 304 de 4 mm de espesor y sobre esta actúa la fuerza producida por los tres cilindros neumáticos al retornar del troquelado (ver Fig. 4.85)

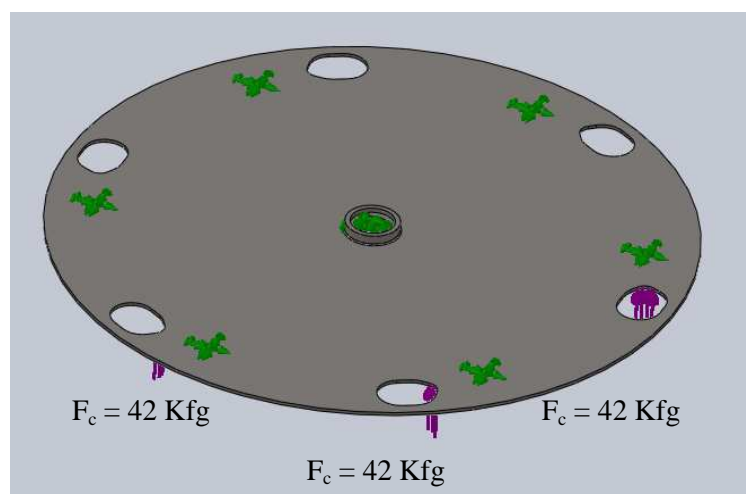


Figura 5.17. Cargas aplicadas en la tapa posicionadora.

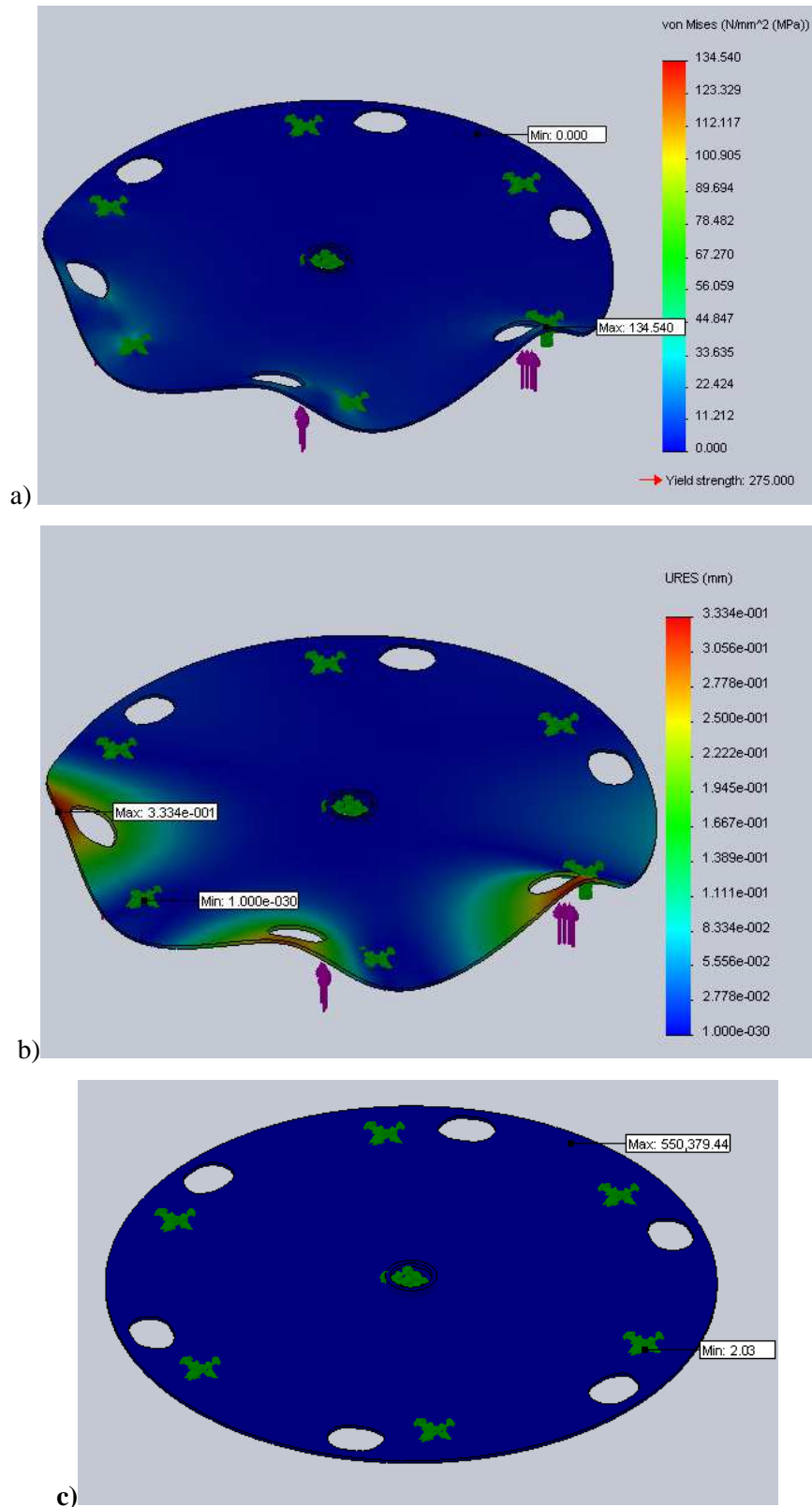


Figura 5.18. Diseño CAE de la tapa posicionadora. a) Esfuerzos según Von Mises; b) Deformación; c) Coeficiente de seguridad.

En el diseño desarrollado en la sección 4.4.13.2 se obtuvo un coeficiente de seguridad 1,633 que comparado con el CAE que es de 2,03 se puede afirmar el diseño.

5.8 SOPORTE DE LAS PLATINAS FIJAS

El soporte de las platinas fijas es de acero inoxidable AISI 304 de 12 mm de espesor y sobre este actúan las fuerzas producida por los resortes a compresión y el peso de la tapa (ver Fig. 4.88)

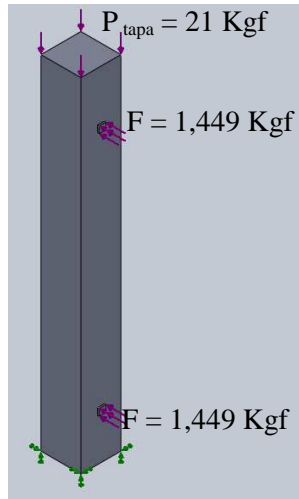


Figura 5.19. Cargas aplicadas en el soporte de las platinas fijas.

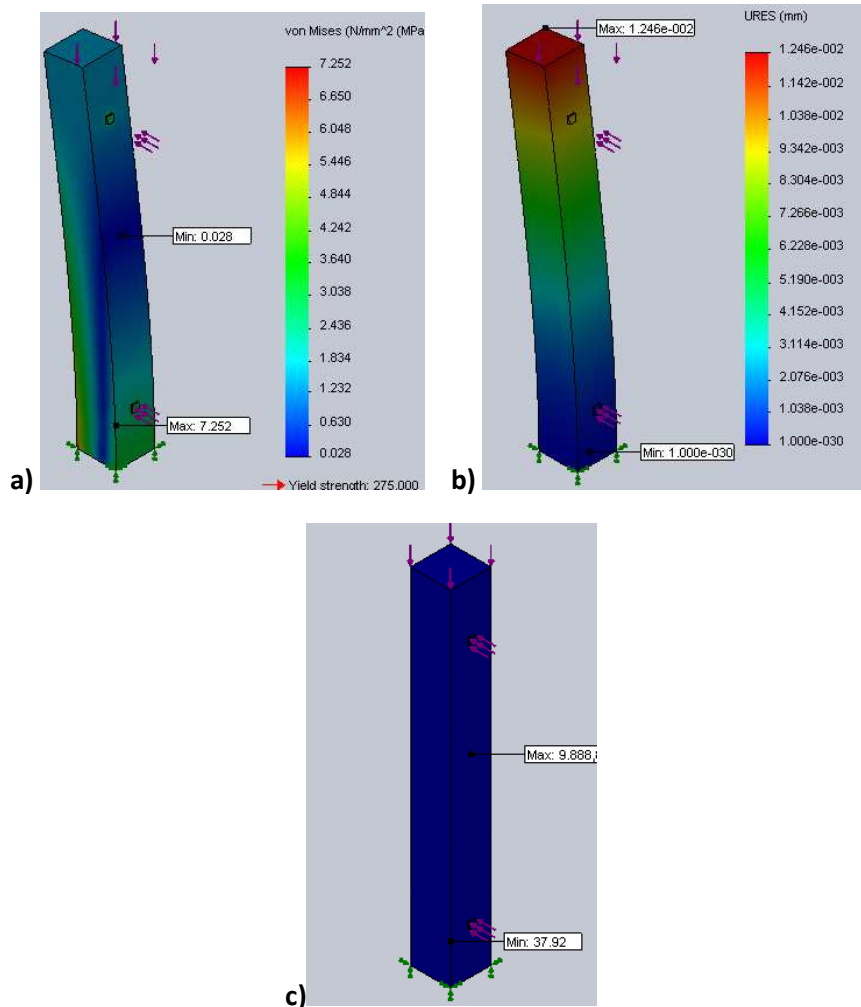


Figura 5.20. Diseño CAE del soporte de las platinas fijas. a) Esfuerzos según Von Mises; b) Deformación; c) Coeficiente de seguridad.

En el diseño plasmado en la sección 4.4.14 se obtuvo un coeficiente de seguridad de 33,514 y con el CAE es de 37,92, lo cual corrobora el diseño.

5.9 EJE PRINCIPAL

Las fuerzas que actúan sobre el eje principal dependen de la fase que este atraviese: la primera fase es la del giro de 180° a través de la Cruz de Malta y la segunda fase es cuando se troquela. Se analizarán las dos fase independientemente. El eje es de acero inoxidable AISI 304.

Primera fase (giro de 180 °)

En esta fase actúan sobre el eje la fuerza ejercida por los eslabones de centrado al presionar con el seguidor la leva y también la fuerza producida por la Cruz de Malta (ver Fig. 4.104)

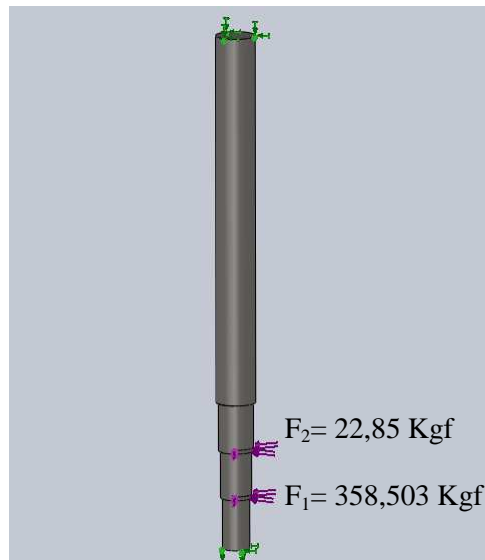


Figura 5.21. Cargas aplicadas en el eje principal en la primera fase

Segunda fase (troquelado)

En esta fase actúan la fuerza producida por el choque de la cáscara contra la tapa al momento del retorno de los cilindros neumáticos y la fuerza ejercida por los eslabones de centrado al presionar con el seguidor la leva (ver Fig. 4.107)

Como no se puede aplicar momento flector en SolidWorks, se calcula la fuerza que aplicada al eje produzca el mismo momento:

$$F_3 = \frac{M}{r} \quad 5-1$$

$$F_3 = 5008,374 \text{ Kgf*cm} / 2,25 \text{ cm} = 2225,94 \text{ Kgf}$$

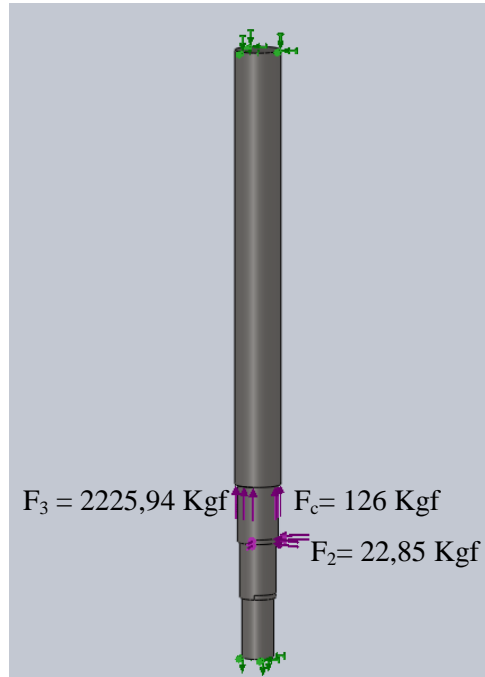


Figura 5.22. Cargas aplicadas en el eje principal en la segunda fase.

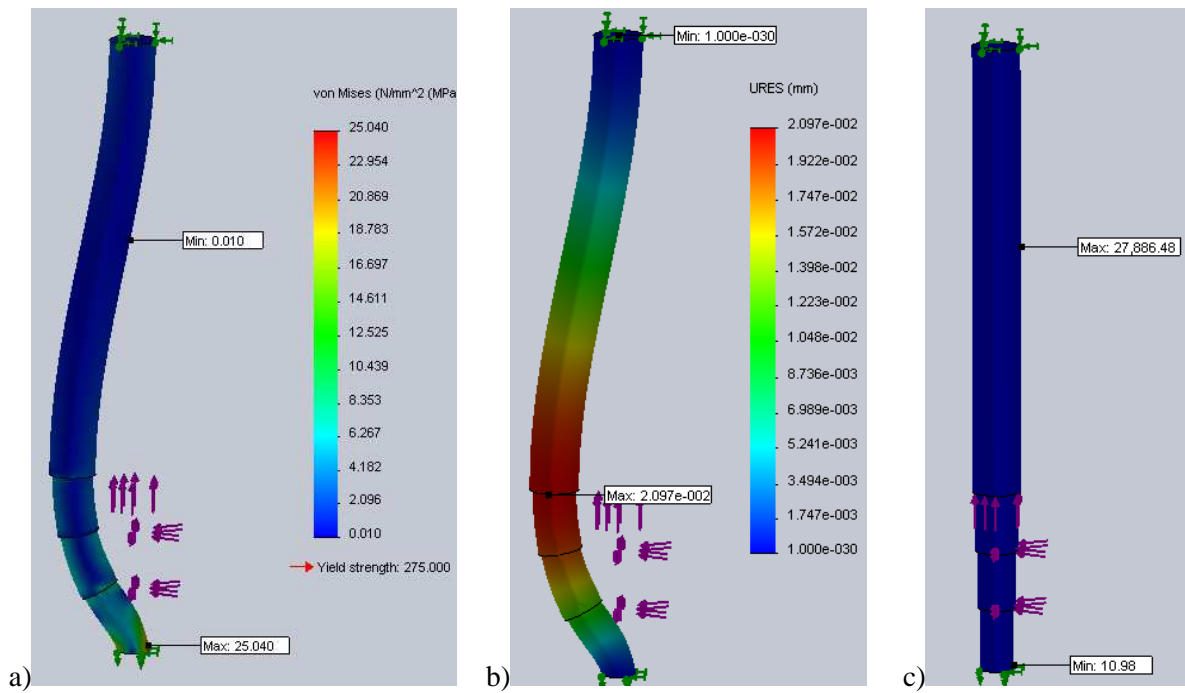


Figura 5.23. Diseño CAE del eje principal. a) Esfuerzos según Von Mises; b) Deformación; c) Coeficiente de seguridad.

En el diseño desarrollado en la sección 4.5.3.3 se obtuvo un coeficiente de seguridad 2,4 que comparado con el CAE que el mínimo es de 10,98 se puede afirmar el diseño.

5.10 DISEÑO DEL EJE DE TRANSMISIÓN

El eje de transmisión es de acero AISI 1018 de 1 plg de diámetro y sobre este actúan las fuerzas producidas por la transmisión por banda y la Cruz de Malta (ver Fig. 4.122 y 4.124)

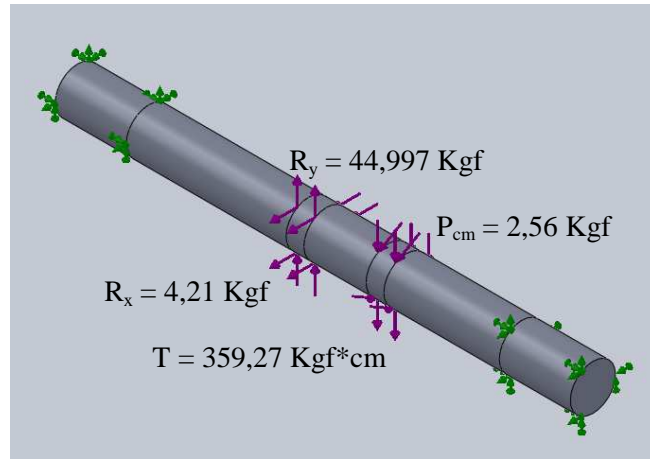
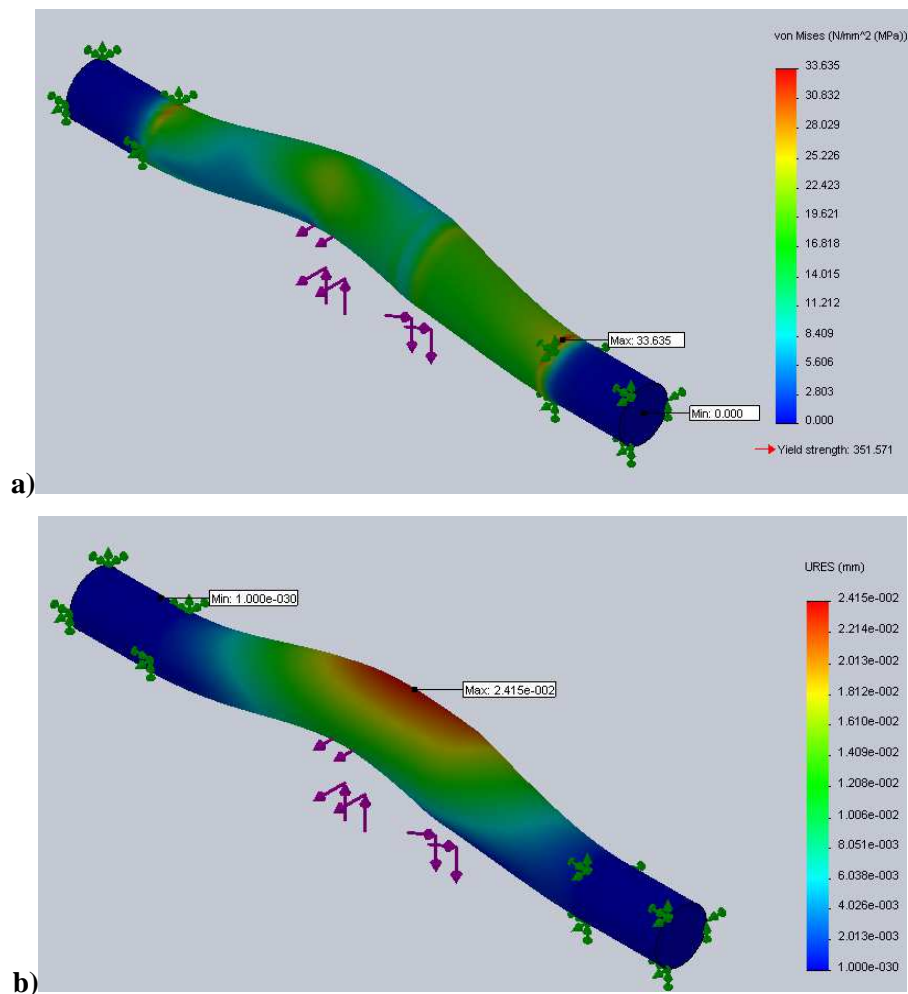


Figura 5.24. Cargas aplicadas en el eje de transmisión



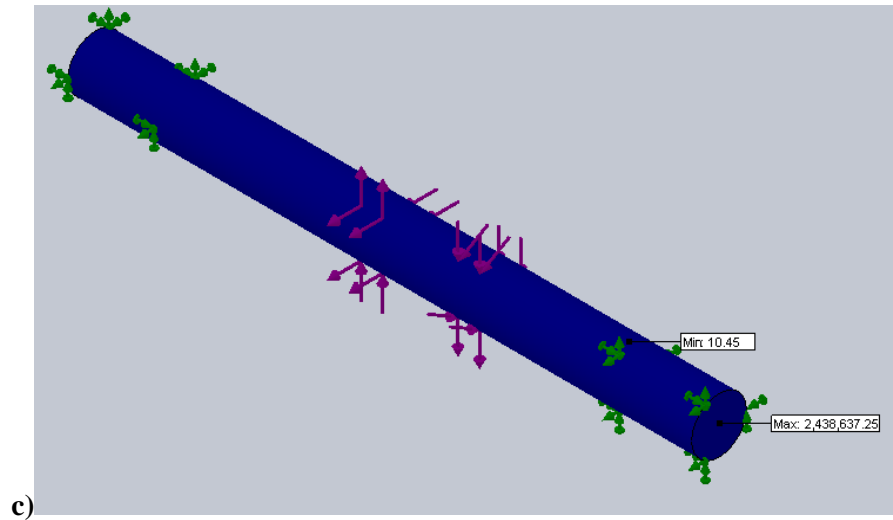


Figura 5.25. Diseño CAE del eje de transmisión. a) Esfuerzos según Von Mises; b) Deformación; c) Coeficiente de seguridad.

Se confirma la veracidad del diseño del eje, pues el coeficiente de seguridad calculado en la sección 4.6.1.5 es de 3.21 y el que se obtuvo con el CAE es de 10.45.

5.11 CHAVETA

La chaveta es de un acero AISI 1020, el torque del motor produce la fuerza que actúa sobre esta (ver Fig. 4.128)

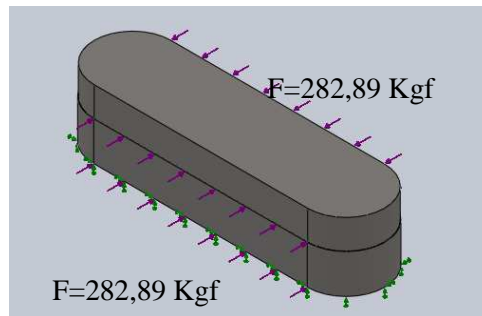
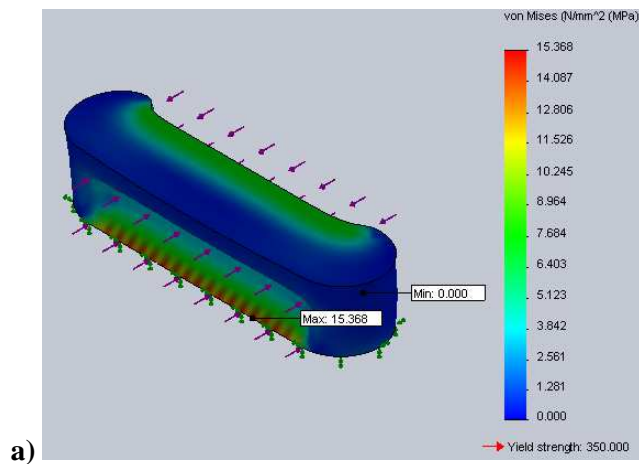


Figura 5.26. Cargas aplicadas en la chaveta.



a)

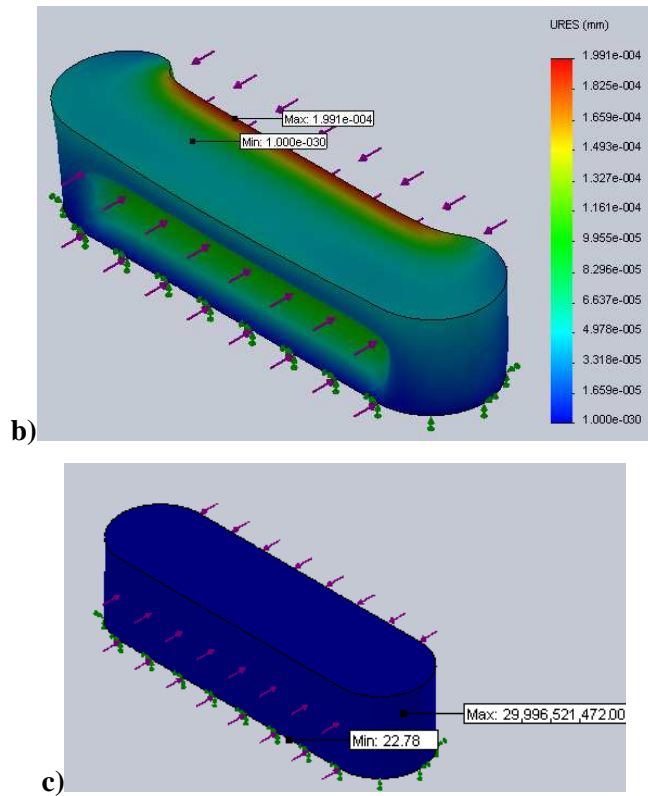


Figura 5.27. Diseño CAE de la chaveta. a) Esfuerzos según Von Mises; b) Deformación; c) Coeficiente de seguridad.

Con el análisis CAE se obtuvo un coeficiente de seguridad de 22.78, ratificando el cálculo del diseño que se realizó en la sección 4.5.1.6 donde se obtuvo 18.

5.12 EJE MOTRIZ DE LA BANDA DE MATERIA PRIMA

El eje motriz de la banda de la materia prima es de acero inoxidable AISI 304, de 1 plg de diámetro, sobre este actúan las fuerzas producidas por la banda y la polea de transmisión, además se le transmite el torque del motor (ver Fig. 4.129 y 4.131)

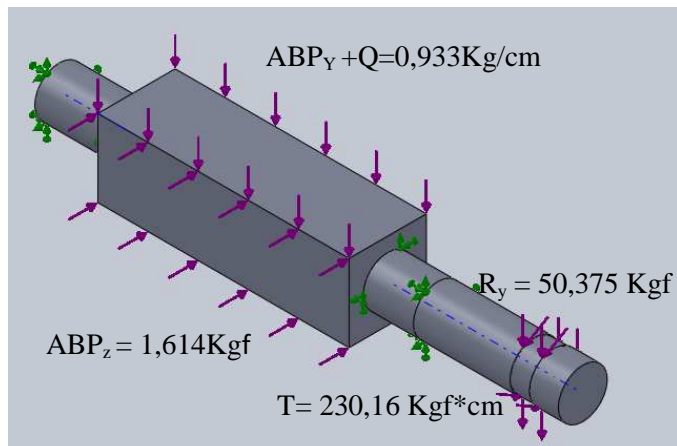


Figura 5.28. Cargas aplicadas en el eje motriz de la banda de materia prima.

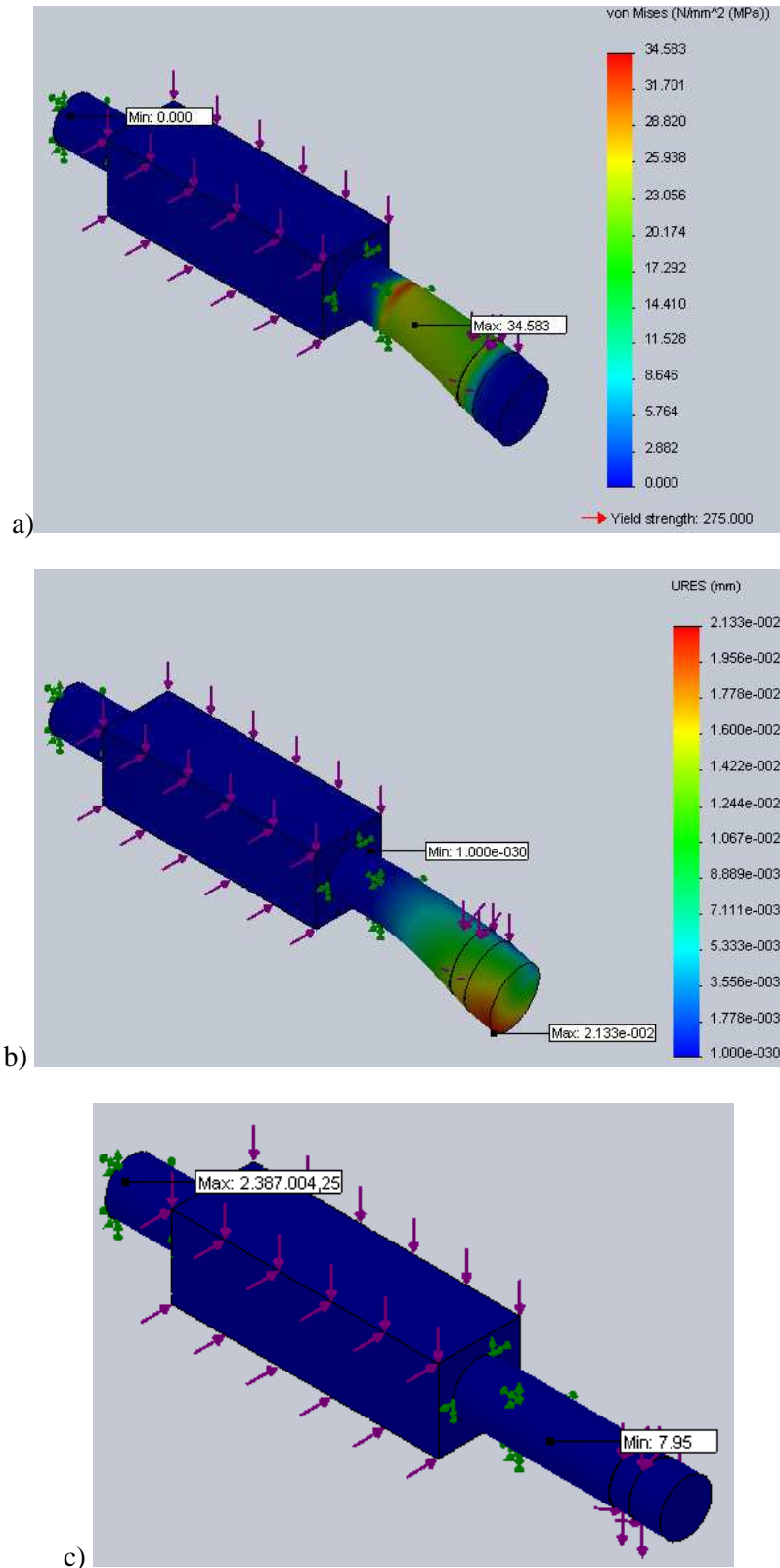


Figura 5.29. Diseño CAE del eje motriz de la banda de materia prima. a) Esfuerzos según Von Mises; b) Deformación; c) Coeficiente de seguridad.

Con el análisis CAE se obtuvo un coeficiente de seguridad de 7,95, confirmando el cálculo del diseño que se realizó en la sección 4.6.1.8 donde se obtuvo 3,91.

5.13 EJE MOTRIZ DE LA BANDA DEL PRODUCTO TERMINADO

El eje motriz de la banda del producto terminado es de acero inoxidable AISI 304 de 1 plg de diámetro, está sometido al torque del motor y además actúan la fuerza producida por la banda y el peso del acople flexible (ver Fig. 4.139 y 4.140)

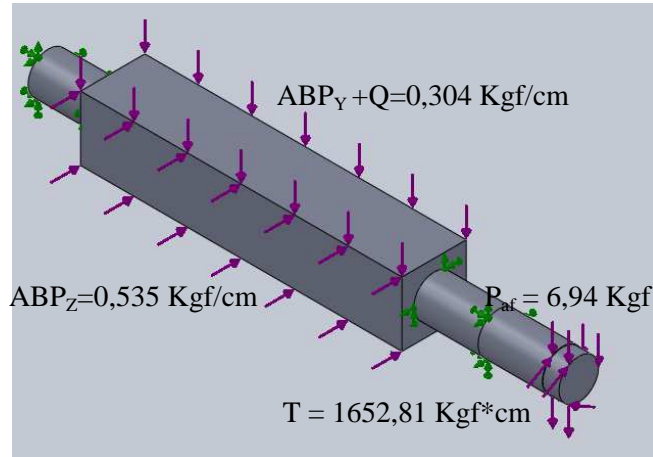
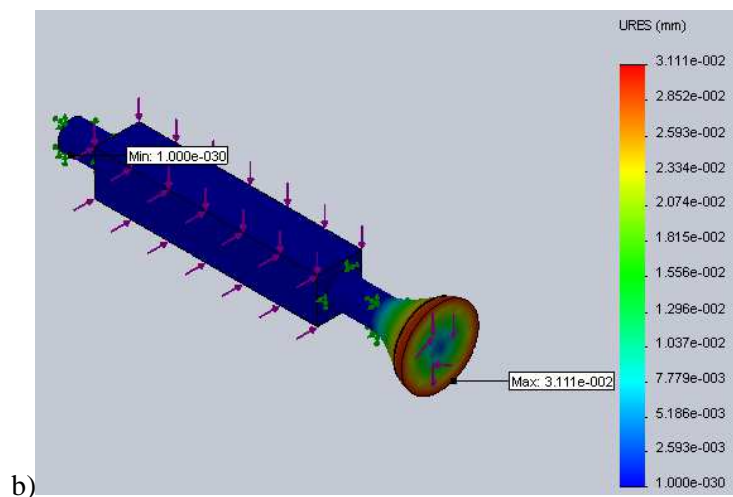
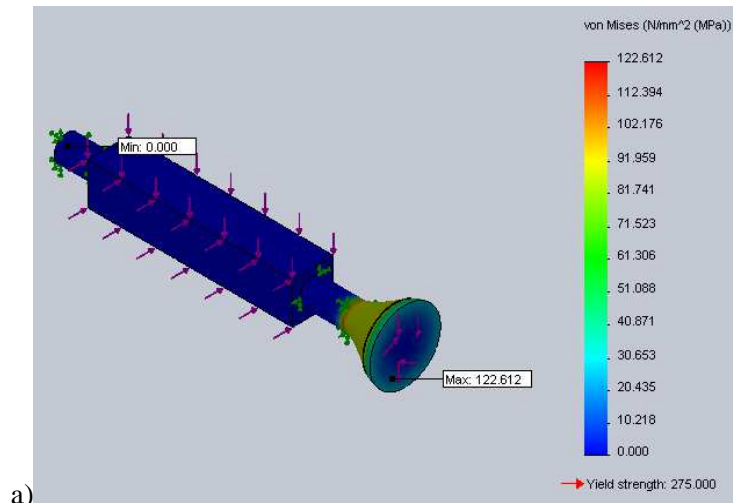


Figura 5.30. Cargas aplicadas en el eje motriz de la banda de producto terminado.



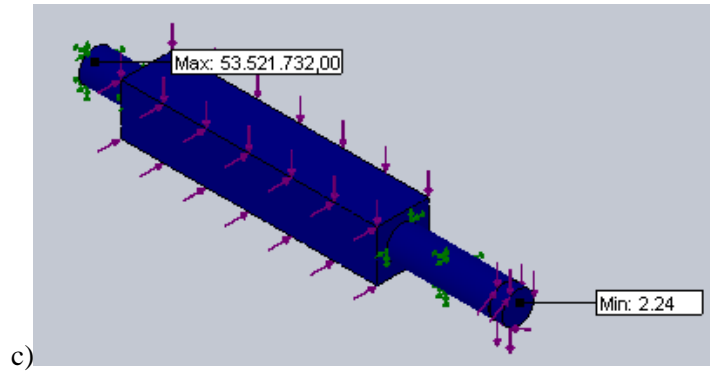


Figura 5.31. Diseño CAE del eje motriz de la banda de producto terminado. a) Esfuerzos según Von Mises; b) Deformación; c) Coeficiente de seguridad.

Se obtuvo un coeficiente de seguridad de 2,24 con el CAE, mientras que con cálculo realizado en la sección 4.6.2.4 se logró 2,195, quedando confirmado el diseño.

CAPÍTULO VI

6 PLANIFICACIÓN DE CONSTRUCCIÓN Y COSTOS DE LA MÁQUINA

6.1 OPERACIONES TECNOLÓGICAS POR CADA COMPONENTE

Las operaciones tecnológicas que se emplearán en la construcción de la máquina se detallan en la siguiente tabla:

Tabla 6.1. Operaciones Tecnológicas

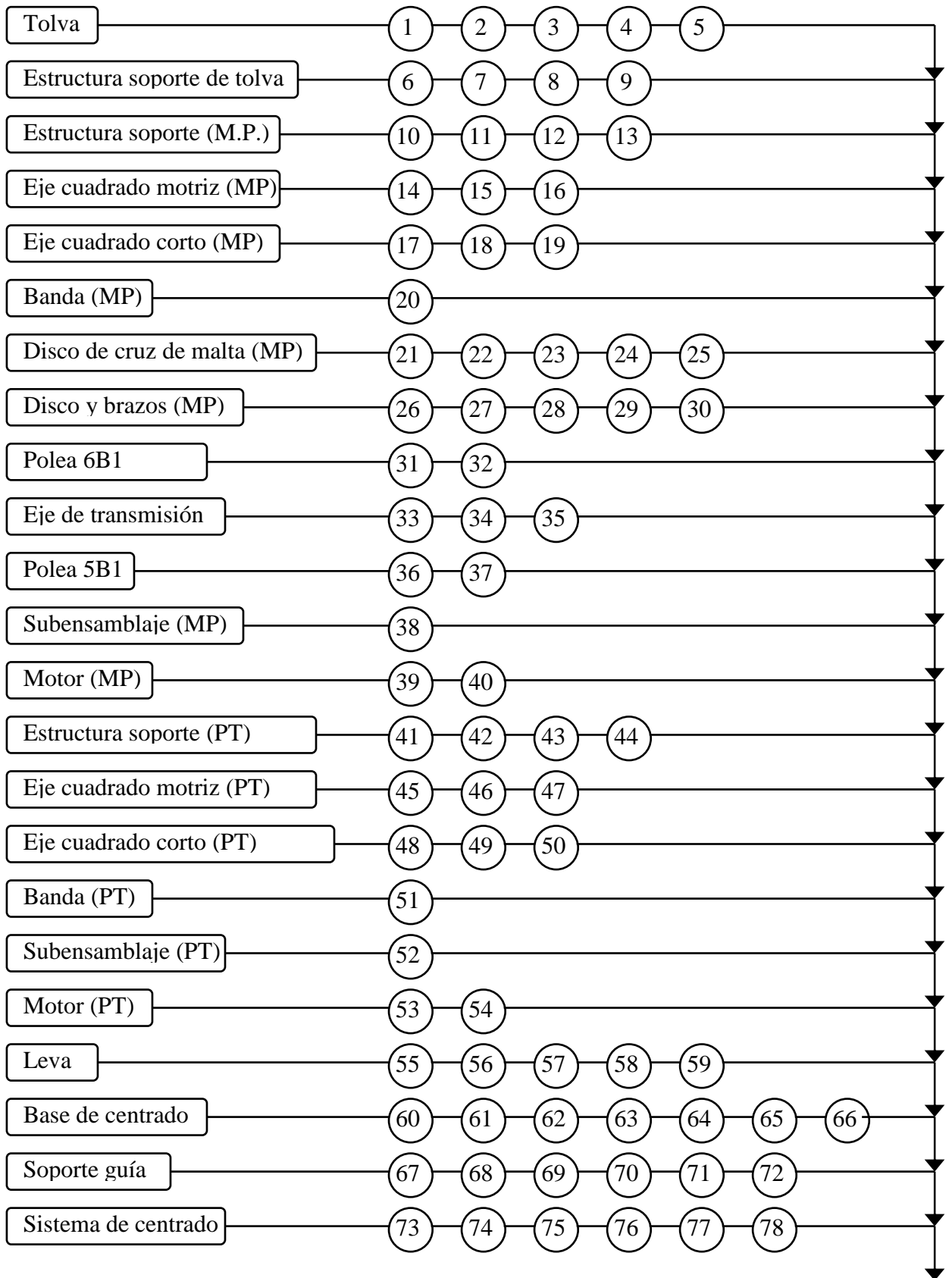
SISTEMA	ELEMENTO	No	OPERACIÓN TECNOLÓGICA	TIEMPO (horas)
DOSIFICADOR	Tolva	1	Trazado	2
		2	Corte (plasma)	2
		3	Doblado	1
		4	Soldado (TIG)	3
		5	Pulido	1
	Estructura soporte de tolva	6	Corte (amoladora)	1.5
		7	Soldado (eléctrica)	3
		8	Pulido	0.5
		9	Pintado	5
TRANSPORTE MATERIA PRIMA	Estructura soporte (Materia Prima)	10	Corte (amoladora)	1.5
		11	Soldado (eléctrica)	3
		12	Pulido	0.5
		13	Pintado	4
	Eje cuadrado largo	14	Corte (sierra)	0.2
		15	Torneado	2
		16	Pulido	0.5
	Eje cuadrado corto	17	Corte (sierra)	0.2
		18	Torneado	1.5
		19	Pulido	0.5
	Banda (Materia Prima)	20	Armado	2
	Disco de cruz de malta (Materia Prima)	21	Trazado	0.5
		22	Corte (plasma)	1
		23	Torneado	2
		24	Soldado (eléctrica)	0.5
		25	Pulido	0.5
	Disco y brazos (Materia Prima)	26	Trazado	0.5
		27	Corte (plasma)	1
		28	Torneado	2
29		Soldado (eléctrica)	0.5	

		30	Pulido	0.5
	Polea 6 plg	31	Torneado	1
		32	Pulido	0.1
	Eje de transmisión	33	Corte (sierra)	0.2
		34	Torneado	2
		35	Pulido	0.3
	Polea 5 plg	36	Torneado	0.5
		37	Pulido	0.1
	Subensamble (Materia Prima)	38	Ensamble del motor, transmisión y banda	3
	Motor (Materia Prima)	39	Instalación	0.5
40		Conexiones eléctricas	0.5	
TRANSPORTE PRODUCTO TERMINADO	Estructura soporte (Producto Terminado)	41	Corte (amoladora)	1
		42	Soldado (eléctrica)	2
		43	Pulido	0.5
		44	Pintado	3
	Eje cuadrado motor (Producto Terminado)	45	Corte (sierra)	0.2
		46	Torneado	2
		47	Pulido	0.5
	Eje cuadrado transmisión (Producto Terminado)	48	Corte (sierra)	0.2
		49	Torneado	1.5
		50	Pulido	0.5
	Banda (Producto Terminado)	51	Armado	2
	Subensamble (Producto Terminado)	52	Ensamble del motor, transmisión y banda	3
	Motor (Producto Terminado)	53	Instalación	0.5
		54	Conexiones eléctricas	0.5
CENTRADO	Leva	55	Trazado	0.5
		56	Corte (plasma)	1
		57	Torneado	2
		58	Soldado (eléctrica)	0.5
		59	Pulido	0.5
	Base de centrado	60	Trazado	3
		61	Corte (amoladora y plasma)	5
		62	Doblado	1
		63	Taladrado	0.5
		64	Soldado (eléctrica)	2
		65	Pulido	1
		66	Ensamble	2
	Soporte guía	67	Trazado	0.5
		68	Corte (amoladora y plasma)	2
		69	Torneado	2

		70	Soldado (eléctrica)	2
		71	Pulido	0.5
		72	Pintado	2
	Sistema de centrado	73	Trazado	0.5
		74	Corte (amoladora y plasma)	2
		75	Torneado	2
		76	Soldado (eléctrica)	2
		77	Pulido	0.5
		78	Ensamble	1
	Tapa posicionadora	79	Trazado	0.5
		80	Corte (plasma)	1.5
		81	Torneado	1.5
		82	Soldado (eléctrica)	0.5
		83	Pulido	0.4
	Disco de cruz de malta (Sistema de Centrado)	84	Trazado	0.5
		85	Corte (plasma)	1
		86	Torneado	2
		87	Soldado (eléctrica)	0.5
		88	Pulido	0.5
	Disco y brazos (Sistema de Centrado)	89	Trazado	0.5
		90	Corte (plasma)	1
		91	Torneado	2
		92	Soldado (eléctrica)	0.5
		93	Pulido	0.5
	Eje principal	94	Corte (sierra)	0.2
		95	Torneado	4
		96	Pulido	0.5
	Soporte de los cilindros	97	Trazado	1.5
		98	Corte (amoladora y plasma)	2
		99	Doblado	0.5
		100	Taladrado	0.5
		101	Soldado (eléctrica)	2
		102	Pulido	0.7
		103	Pintado	3
	Soporte del troquel	104	Corte (amoladora)	4
		105	Taladrado	2
		106	Soldado (eléctrica)	3
		107	Pulido	1.5
	Troquel	108	Corte (Sierra)	2
		109	Torneado	7
		110	Pulido	1

	Subensamble (Sistema de Centrado)	111	Ensamble del motor, transmisión y soportes	8
	Motor (Sistema de Centrado)	112	Instalación	0.5
		113	Conexiones eléctricas	0.5
EMBUDO	Estructura del embudo	114	Trazado	1.5
		115	Corte (amoladora)	2
		116	Soldado (TIG)	2
		117	Pulido	0.5
NEUMÁTICO	Compresor	118	Instalación	2
		119	Conexiones	1
	Electroválvulas	120	Conexiones eléctricas	0.5
		121	Conexiones neumáticas	0.5
	Unidad de mantenimiento	122	Conexiones	0.5
	Sensores	123	Instalación	1
124		Conexiones	1	
Tablero de Control	Caja de tablero	125	Taladrado	2
		126	Limado	0.5
		127	Pulido	0.3
		128	Instalación de Breakers	1
		129	Instalación de Botoneras	1
		130	Ensamblaje y conexiones	1
Ensamblaje general		131	Ensamble de modelo y conexiones	2
		132	Empotrado de la máquina	2
		133	Conexión del modelo y tablero de control	2
		134	Pruebas de funcionamiento	8
			TOTAL	195.6

6.2 CURSOGRAMAS DE CONSTRUCCIÓN Y MONTAJE.



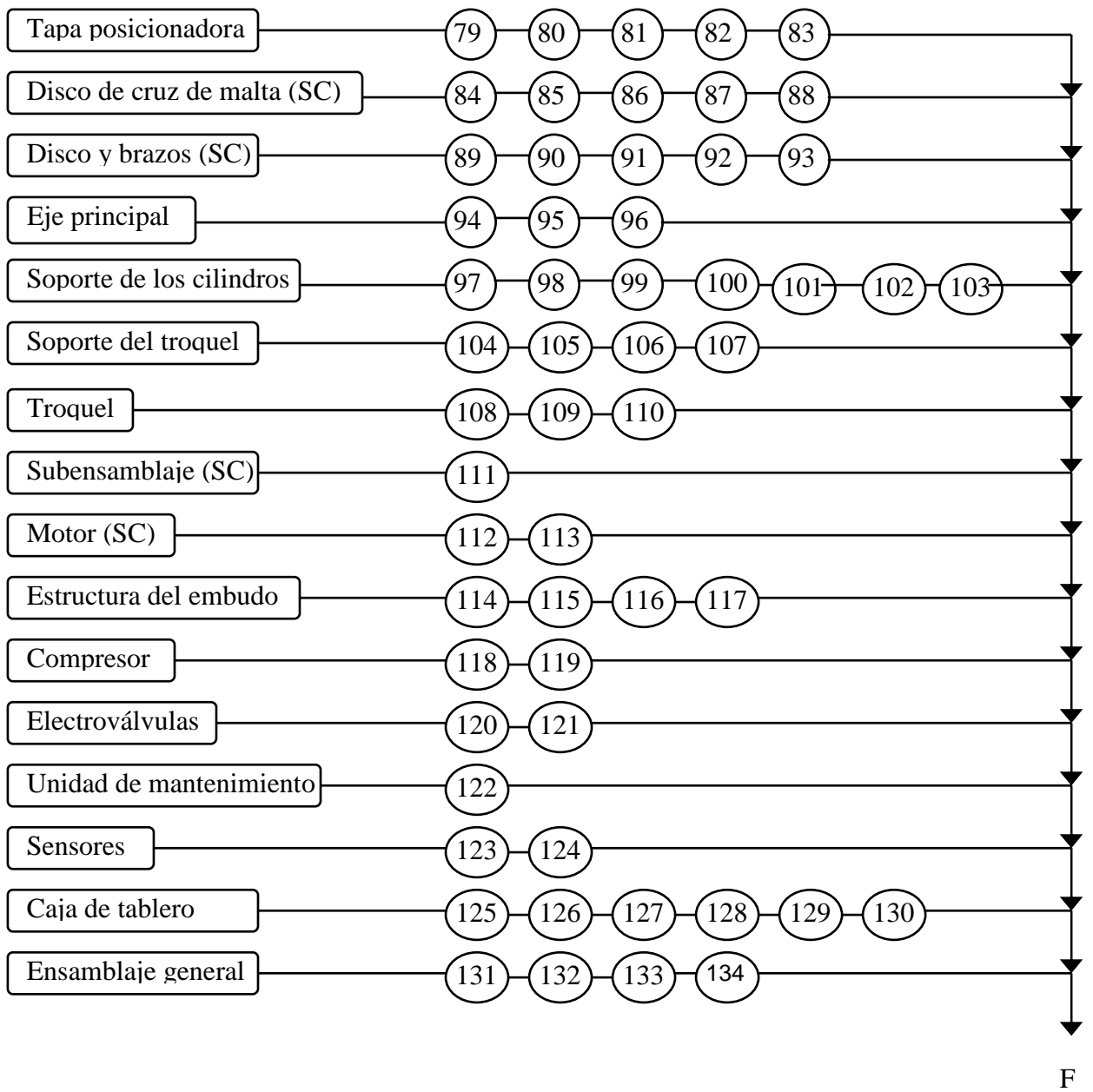


Figura 6.1. Cursograma de construcción y montaje

6.3 COSTOS

6.3.1 COSTOS DIRECTOS

Los costos directos de la máquina troqueladora de palmito automática se detallan en las siguientes tablas:

6.3.1.1 MATERIALES.

Tabla 6.2. Costo de materiales

MATERIAL/ELEMENTO	UNIDAD	CANTIDAD	PRECIO UNIT. (USD)	SUB-TOTAL (USD)
Plancha de acero SAE 1010 de 5 mm	Plancha	0.503	113.94	57.26
Plancha de acero SAE 1010 de 10 mm	Plancha	0.035	302.23	10.48
Plancha de acero AISI 304 de 0.6 mm	Plancha	0.116	62.53	7.22
Plancha de acero AISI 304 de 2 mm	Plancha	0.282	183.17	51.65
Plancha de acero AISI 304 de 3 mm	Plancha	3.265	278.45	909.26
Plancha de acero AISI 304 de 4 mm	Plancha	0.233	371.29	86.56
Plancha de acero AISI 304 de 6 mm	Plancha	0.040	615.57	24.81
Plancha de acero AISI 304 de 12 mm	Plancha	0.047	1346.05	63.32
Tubo cuadrado ASTM A-500 de 50x3	Metro	25.328	3.62	91.60
Tubo cuadrado ASTM A-500 de 20X2	Metro	2.584	1.24	3.21
Ángulo ASTM A 36 de 30x2	Metro	37.849	1.21	45.92
Ángulo ASTM A 36 de 40x4	Metro	1.274	2.80	3.56
Varilla redonda lisa ASTM A 36 de 10 mm	Metro	0.376	0.69	0.26
Varilla redonda lisa ASTM A 36 de 12 mm	Metro	1.096	0.99	1.09
Varilla cuadrada AISI 304 de 6 mm	Metro	0.366	6.00	2.20
Varilla cuadrada AISI 304 de 12 mm	Metro	0.630	8.00	5.04
Tubería sin cost. Ced. 40 ASTM A 53 de ¾ plg	Metro	2.400	2.36	5.66
Tubería sin cost. Ced. 40 ASTM A 53 de 1 ½ plg	Metro	7.040	4.58	32.24
Eje AISI 1018 de 2 plg	Metro	0.732	24.91	18.24
Eje AISI 1018 de 2 ½ plg	Metro	0.035	38.92	1.36
Eje AISI 1018 de 1 ½ plg	Metro	0.260	14.01	3.64
Eje AISI 1018 de 1 plg	Metro	0.720	9.33	6.72
Eje AISI 304 de 1/2 plg	Metro	0.900	3.33	3.00
Eje AISI 1018 de 3 ½ plg	Metro	0.052	64.78	3.37
Eje AISI 304 de 1 ½ plg	Metro	0.405	35.00	14.18
Varilla roscada inoxidable, 3/8 plg	Metro	0.384	21.00	8.06
Polea de 6 plg de acero	Pieza	1	27.00	27.00
Polea de 5 plg de acero	Pieza	1	22.00	22.00
Banda B35	Pieza	1	6.00	6.00

Chumaceras de piso 1 plg	Pieza	10	21.43	214.30
Rodamiento axial de bolas 51109	Pieza	1	18.00	18.00
Rodamiento de rodillos cilíndricos NU1008M	Pieza	1	22.00	22.00
Rodamiento axial de bolas 51108	Pieza	1	13.00	13.00
Eje para las bandas AISI 304	Pieza	4	45.00	180.00
Banda de polipropileno	Metro	9.1	300.00	2730.00
Engranajes de olipropileno 4 plg	Pieza	8	25.00	200.00
Resorte a compresión	Pieza	24	0.50	12.00
Resorte a tracción	Pieza	6	1.25	7.50
Pernos M12 x 80, AISI 304	Pieza	11	0.60	6.60
Perno M12 x 70, AISI 304	Pieza	1	0.60	0.60
Perno M12 x 90, AISI 304	Pieza	4	0.70	2.80
Perno M10 x 70 , AISI 304	Pieza	8	0.55	4.40
Perno ¼ plg x 1,125 plg, AISI 304	Pieza	4	0.50	2.00
Perno 3/8 plg x 1 ¾ plg, AISI 304	Pieza	6	0.50	3.00
Perno ¼ plg x 1 plg, AISI 304	Pieza	6	0.10	0.60
Perno avellanado M6x35, AISI 304	Pieza	12	0.35	4.20
Perno avellanado M12x20, AISI 304	Pieza	4	0.40	1.60
Perno ½ plg x 1 plg, AISI 304	Pieza	4	0.30	1.20
Perno 3/8 plg x ¾ plg, AISI 304	Pieza	6	0.10	0.60
Arandela plana M12	Pieza	14	0.06	0.84
Arandela plana M10	Pieza	8	0.06	0.48
Arandela plana ¼ plg	Pieza	4	0.40	1.60
Arandela plana 3/8 plg	Pieza	18	0.04	0.72
Tuerca M12, AISI 304	Pieza	14	0.16	2.24
Tuerca M10 x 16, AISI 304	Pieza	12	0.10	1.20
Tuerca ¼ plg, AISI 304	Pieza	10	0.40	4.00
Tuerca 3/8 plg, AISI 304	Pieza	30	0.07	2.10
Tuerca ½ plg, AISI 304	Pieza	4	0.10	0.40
Prisionero 5/16 plg x 7/16 plg	Pieza	8	0.07	0.56
Prisionero 3/8 plg x 5/8 plg	Pieza	2	0.10	0.20
Prisionero 3/8 plg x 7/16 plg	Pieza	4	0.08	0.32
Prisionero 1/4 plg x 1/4 plg	Pieza	2	0.07	0.14
Pernos de anclaje HILTI kwin bolt 3 de 3/8 plg	Pieza	22	3.00	66.00
Motorreductor SIEMENS-FLENDER 2KJ1203-CE13-R1 (MP)	Pieza	1	1000.00	1000.00
Motorreductor GM3307 (PT)	Pieza	1	500.00	500.00
Motorreductor SIEMENS-FLENDER 2KJ1403 EL13 D1 (SC)	Pieza	1	1200.00	1200.00
Acople flexible tamaño 7	Pieza	1	100.00	100.00
Compresor	Pieza	1	150.00	150.00
Electroválvula FESTO	Pieza	1	50.00	50.00

Bobina de electroválvula, 120V	Pieza	1	10.00	10.00
Cilindros neumáticos FESTO, DNC-32-125-PPV	Pieza	3	120.00	360.00
Finales de carrera MOUJEN ELECTRIC CO. LTD.	Pieza	2	5.00	10.00
Racor FESTO, QS-1/8-8	Pieza	6	2.00	12.00
Silenciador FESTO, U-1/8	Pieza	1	3.00	3.00
Manguera FESTO, PUN-8x1,25-BL	Metros	6	1.50	9.00
Unidad de mantenimiento FESTO	Pieza	1	150.00	150.00
Fondo gris automotriz	Galón	1	60.00	60.00
Sintético azul automotriz	Galón	1	75.00	75.00
Tyñer	Galón	1	10.00	10.00
Suelda	Kilogramo	30	2.70	81.00
Pulsador de marcha TELEMECANIQUE	Pieza	1	8.89	8.89
Pulsador de paro TELEMECANIQUE	Pieza	1	8.89	8.89
Pulsador de emergencia TELEMECANIQUE	Pieza	1	21.00	21.00
Breaker de la máquina 40A, caja moldeada TELEMECANIQUE	Pieza	1	58.00	58.00
Breaker para motores	Piezas	3	10.00	30.00
Cables calibre 14	Metros	15	0.80	12.00
Otros	Global	1	150.00	150.00
SUBTOTAL				9169.24

6.3.1.2 MANO DE OBRA.

Tabla 6.3. Costos de mano de obra

TRABAJADOR	CANTIDAD	HORAS-HOMBRE	COSTO POR HORA (USD)	SUBTOTAL (USD)
Soldador	2	12	4	96.00
Tornero	2	18	4	144.00
Obreros	3	32	2.5	240.00
Pintor	1	17	3.5	59.50
Eléctrico	1	19	3.5	66.50
SUBTOTAL				608.00

6.3.1.3 EQUIPOS Y HERRAMIENTAS.

Tabla 6.4. Costos de herramientas

EQUIPOS	CANTIDAD	HORA-EQUIPO	COSTO POR HORA (USD)	SUBTOTAL (USD)
Prensa	1	3	1.50	4.50
Torno	1	8	2.00	16.00
Amoladora	2	12	1.00	24.00
Sierra	1	8	1.00	8.00
Plasma	1	10.5	2.50	26.25
Soldadura eléctrica	1	30	1.50	45.00
Soldadura TIG	1	8	1.50	12.00
Herramientas menores	2	25	1.00	50.00
SUBTOTAL				185.75

6.3.1.4 TRANSPORTE.

Tabla 6.5. Costos de transporte y otros

OPERACIONES	CANTIDAD	UNIDAD	COSTO POR HORA (USD)	SUBTOTAL (USD)
Transporte	60	Hora	1.50	90.00
Otros	1	Hora	60.00	60.00
SUBTOTAL				150.00

Tabla 6.6. Costos directos

COSTOS	SUBTOTAL (USD)
Materiales	9169.24
Mano de obra	608.00
Equipos	185.75
Transporte	150.00
TOTAL 1	10112.99

El total de costos directos es de 10112.99 USD (Diez mil ciento doce dólares con noventa y nueve centavos)

6.3.2 COSTOS INDIRECTOS

A continuación se detallan los costos indirectos:

6.3.2.1 COSTOS INGENIERILES

Tabla 6.7. Costos ingenieriles

COSTOS INGENIERILES	CANTIDAD	HORAS-HOMBRE	COSTO POR HORA (USD)	SUBTOTAL (USD)
Supervisión	1	30	4.00	120.00
Diseño	1	130	8.00	1040.00
SUBTOTAL				1160.00

6.3.2.2 DOCUMENTACIÓN

Tabla 6.8. Costos por documentación

ACTIVIDAD	UNIDAD	CANTIDAD	PRECIO UNITARIO (USD)	SUBTOTAL (USD)
Impresión de texto	Hoja	1600	0.04	64.00
Ploteado de planos	Formato	75	1.50	112.50
Empastado de tesis		5	8.00	40.00
SUBTOTAL				216.50

Tabla 6.9. Costos indirectos

COSTOS	SUBTOTAL (USD)
Ingenieriles	1160.00
Documentación	216.50
Utilidad	0,00
TOTAL 2	1376.50

El total por los costos indirectos es de 1376.50 USD (Mil trescientos setenta y seis dólares con cincuenta centavos)

6.4 COSTO TOTAL.

El costo total es la suma de los costos directos más los indirectos, resultando un total de 11489.49 USD (Once mil cuatrocientos ochenta y nueve dólares con cuarenta y nueve centavos)

CAPÍTULO VII

7 CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

7.1 CONCLUSIONES

- Las dimensiones del palmito de exportación es de un diámetro máximo de 6 cm y uno mínimo de 4 cm, mientras que la altura varía de 8 cm a 10 cm. Pero el diámetro del corazón del palmito a exportar es de 3 cm.
- Los requerimientos de la máquina es troquelar 70 palmitos/min, pero la velocidad angular del motorreductor permitió una producción de 72 palmitos/min.
- Todos los elementos de la máquina que están en contacto con el palmito son de acero inoxidable austenítico AISI 304, por el apropiado para alimentos.
- El mecanismo de centrado del palmito se basa primordialmente en la deformación de los resortes a compresión y a tracción.
- El mecanismo para giro intermitente se fundamenta en la Cruz de Malta, desarrollándose en dos fases que consumen el mismo tiempo, en la primera el motorreductor transite el giro de 180° al conjunto de sistemas de centrado, mientras que en la segunda no se transmite ningún movimiento, produciéndose un stop para poder realizarse el troquelado.
- El material de la banda transportadora es de polipropileno, apto para el transporte de alimentos.
- Tres es el número adecuado de troqueles, los mismos que se activan con sensores de posición ubicados en la tapa posicionadora.
- La tolva esta diseñada para ser llenada completamente con 8,5 qq de palmito cada 35 minutos.
- Cada palmito es procesado en un tiempo de 32 segundos.
- La máquina troqueladora de palmito automática permitirá el aumento de la producción, mejorará la presentación del producto debido a que el corazón del palmito tendrá un diámetro uniforme y además producirá un ahorro en gastos de mano de obra cuantificado en \$ 16000 mensuales.

7.2 RECOMENDACIONES

- Es conveniente no introducir palmitos de mayor diámetro que 6 cm, debido a que provocaría un atascamiento en el embudo.
- Los palmitos a introducir en la tolva deben ser mayor a 4 cm, de lo contrario los resortes de compresión no lograrían centrarlo.
- Se debe asegurar que el palmito no exceda los 10 cm de altura, de lo contrario produciría el atascamiento del conjunto de sistemas de centrado.

REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- [1] www.corpei.org/archivos/documentos/Perfil%20Palmito%202008.pdf
- [2] www.sica.gov.ec/agronegocios/productos%20para%20invertir/hortalizas/palmito/palmito_iiicna.pdf
- [3] www.cnp.go.cr/php_mysql/admin/KTML/uploads/files/boletines/Palmito_FTP.pdf
- [4] www.engormix.com/images/s_articulos/OrtegaRivas_procesa_polvos.pdf
- [5] SHIGLEY, J. Diseño de Ingeniería Mecánica. 6ta.ed. México: McGraw-Hill, 2003. p. 1218
- [6] www.rincondelvago.com/aceros-inoxidables_1.html
- [7] www.hilti.cl
- [8] www.leespring.com/mx_catalog_request_1.asp
- [9] HAMROCK, B. Elemento de Máquinas. México: McGraw-Hill, 2000. p. 739
- [10] HAMROCK, B. Elemento de Máquinas. México: McGraw-Hill, 2000. p. 752
- [11] HAMROCK, B. Elemento de Máquinas. México: McGraw-Hill, 2000. p. 741-745
- [12] HAMROCK, B. Elemento de Máquinas. México: McGraw-Hill, 2000. p. 753
- [13] HAMROCK, B. Elemento de Máquinas. México: McGraw-Hill, 2000. p. 261
- [14] HAMROCK, B. Elemento de Máquinas. México: McGraw-Hill, 2000. p. 275
- [15] HAMROCK, B. Elemento de Máquinas. México: McGraw-Hill, 2000. p. 243
- [16] HAMROCK, B. Elemento de Máquinas. México: McGraw-Hill, 2000. p. 272
- [17] HAMROCK, B. Elemento de Máquinas. México: McGraw-Hill, 2000. p. 222-225
- [18] HAMROCK, B. Elemento de Máquinas. México: McGraw-Hill, 2000. p. 274
- [19] SHIGLEY, J. Diseño de Ingeniería Mecánica. 6ta.ed. México: McGraw-Hill, 2003. p. 381
- [20] LARBURU, N. Máquinas Prontuario. 13va.ed. España: Thomson, 2001. p. 29
- [21] www.asraymond.com.mx/SPECII/extsprII.asp?MI=Imperial&minOD=1&maxOD=1.5&minWD=0.1&maxWD=0.5&minFL=2&maxFL=3&Action=Submit#sr
- [22] HAMROCK, B. Elemento de Máquinas. México: McGraw-Hill, 2000. p. 757
- [23] SHIGLEY, J. Diseño de Ingeniería Mecánica. 6ta.ed. México: McGraw-Hill, 2003. p. 380
- [24] HAMROCK, B. Elemento de Máquinas. México: McGraw-Hill, 2000. p. 265
- [25] HAMROCK, B. Elemento de Máquinas. México: McGraw-Hill, 2000. p. 1083-1084
- [26] SHIGLEY, J. Diseño de Ingeniería Mecánica. 6ta.ed. México: McGraw-Hill, 2003. p. 1215
- [27] HAMROCK, B. Elemento de Máquinas. México: McGraw-Hill, 2000. p. 671
- [28] HAMROCK, B. Elemento de Máquinas. México: McGraw-Hill, 2000. p. 284
- [29] HAMROCK, B. Elemento de Máquinas. México: McGraw-Hill, 2000. p. 827-841
- [30] SHIGLEY, J. Diseño de Ingeniería Mecánica. 6ta.ed. México: McGraw-Hill, 2003. p. 514-519

BIBLIOGRAFÍA

- **HAMROCK, B.** Elemento de Máquinas. México: McGraw-Hill, 2000.
- **SHIGLEY, J.** Diseño de Ingeniería Mecánica. 6ta.ed. México: McGraw-Hill, 2003.
- **LARBURU, N.** Máquinas Prontuario. 13va.ed. España: Thomson, 2001.
- Catálogo de FAG.
- Catálogo Motorreductores Siemens
- Catálogo de Festo.
- Catálogo de Bandas Transportadoras Intralox.

LINKOGRAFÍA

PROPIEDADES DEL PALMITO

www.corpei.org/archivos/documentos/Perfil%20Palmito%202008.pdf

2009-10-15

COSECHA DEL PALMITO

www.sica.gov.ec/agronegocios/productos%20para%20invertir/hortalizas/palmito/palmito_ii_icna.pdf

2009-10-20

PRODUCCIÓN DEL PALMITO EN EL ECUADOR

www.cnp.go.cr/php_mysql/admin/KTML/uploads/files/boletines/Palmito_FTP.pdf

2009-09-10

DISEÑO DE TOLVAS

www.engormix.com/images/s_articles/OrtegaRivas_procesa_polvos.pdf

2009-10-05

TIPOS DE ACEROS INOXIDABLE Y SUS APLICACIONES

www.rincondelvago.com/aceros-inoxidables_1.html

2010-05-15

PERNOS DE ANCLAJE

www.hilti.cl

2010-01-14

RESORTES A COMPRESIÓN

www.leespring.com/mx_catalog_request_1.asp

2009-08-13

RESORTES A TRACCIÓN

www.asraymond.com.mx/SPECII/extsprII.asp?MI=Imperial&minOD=1&maxOD=1.5&minWD=0.1&maxWD=0.5&minFL=2&maxFL=3&Action=Submit#sr

2009-08-13

