

**“DISEÑO DE UNA PLANTA PILOTO DE PROCESAMIENTO DE SEMILLAS DE
ALFALFA Y TRÉBOL”**

**JIMÉNEZ CARREÑO JUAN CARLOS
ROBINSON NEVÁREZ GABRIEL FABRICIO**

TESIS DE GRADO

Previo a la obtención del Título de:

INGENIERO MECÁNICO



ESCUELA SUPERIOR POLITÉCNICA DE CHIMBORAZO

FACULTAD DE MECÁNICA

ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA

RIOBAMBA - ECUADOR

TABLA DE CONTENIDOS

<u>CAPÍTULO</u>	<u>PÁGINA</u>
1. INTRODUCCIÓN	1
1.1. ANTECEDENTES	1
1.2. JUSTIFICACIÓN TÉCNICO – ECONÓMICA	1
1.3. OBJETIVOS.....	2
1.3.1. General	2
1.3.2. Específicos.....	2
1.4. METODOLOGÍA	2
2. ESTUDIO TEÓRICO Y PARÁMETROS FUNCIONALES	4
2.1. ACONDICIONAMIENTO Y MANEJO DE SEMILLAS	4
2.1.1. Recepción	4
2.1.2. Acondicionamiento	4
2.2. SECADO	4
2.2.1. Secado de las semillas.	4
2.2.2. Principios del secado	7
2.2.3. Procesos biológicos en la semilla.....	10
2.2.4. Reabsorción de humedad luego del secado	11
2.2.5. Conceptos generales sobre secado.....	12
2.2.6. Calidad del secado	13
2.2.7. Sistemas de secado	14
2.2.8. Características importantes de un secador.....	18
2.3. DESCASCARADO.....	19
2.4. CRIBADO	19
2.4.1. Limpieza o clasificación.....	19
2.4.2. Cribadoras	20
2.4.3. Partes de la máquina.....	20
2.4.4. Separación por tamaño	25
2.4.5. Separación por ancho y espesor	25
2.5. DAÑOS MECÁNICOS EN LA SEMILLA.....	27
3. ANÁLISIS DE ALTERNATIVAS	29
3.1. ANÁLISIS DE SOLUCIONES EXISTENTES	29
3.2. ESTUDIO DE ALTERNATIVAS.	29
3.2.1. Secadora.	30
3.2.1.1. Mecanismo de alimentación	36
3.2.1.2. Mecanismo de transmisión	37
3.2.1.3. Alternativas de diseño térmico	39
3.2.1.4. Alternativas del mecanismo de inyección del vector secante	42
3.2.2. Descascaradora de semillas.....	42
3.2.3. Cribadora	46

3.2.3.1.	Sistema de cribas	54
3.2.3.2.	Zapata	55
3.2.3.3.	Tolva de alimentación con rodillo giratorio	55
3.2.3.4.	Mecanismo de transmisión de potencia.....	55
3.3.	PRINCIPIO DE FUNCIONAMIENTO DE LA PLANTA PILOTO.	55
3.3.1.	Funcionamiento del secador	55
3.3.2.	Funcionamiento de la descascaradora	56
3.3.3.	Funcionamiento cribadora	56
3.4.	GEOMETRÍA GENERAL DE CADA UNO DE LOS EQUIPOS.....	57
4.	DISEÑO DE LOS EQUIPOS.....	59
4.1.	SECADOR.....	59
4.1.1.	Dimensionamiento del tambor interior.....	59
4.1.1.1.	Área del producto en el tambor interior	60
4.1.1.2.	Diámetro del tambor interior del secador.....	60
4.1.1.3.	Diámetro del tambor exterior del secador	61
4.1.2.	Calor consumido por el sistema de secado.....	62
4.1.2.1.	Cantidad de agua retirada	62
4.1.2.2.	Flujo másico de agua retirada.....	63
4.1.2.3.	Calor consumido por la semilla.....	64
4.1.2.4.	Calor por pérdidas	64
4.1.3.	Selección del quemador.....	66
4.1.4.	Torque en el eje del tambor	68
4.1.5.	Potencia consumida por el secador	68
4.1.5.1.	Selección del motor del secador.....	69
4.1.5.2.	Selección del reductor de velocidad del secador.....	69
4.1.6.	Diseño y selección de la cadena	70
4.1.7.	Diseño y selección de las catalinas.....	73
4.1.8.	Diseño del eje del secador	76
4.1.9.	Determinación del coeficiente de seguridad del eje del secador.....	80
4.1.9.1.	Diseño estático del eje	80
4.1.9.2.	Diseño del eje a fatiga	81
4.1.10.	Selección de los rodamientos	82
4.1.11.	Dimensionamiento de la chaveta.....	85
4.1.11.1.	Fuerza actuante en la chaveta	85
4.1.11.2.	Análisis por corte en la chaveta.....	87
4.1.11.3.	Análisis por aplastamiento en la chaveta:	87
4.1.11.4.	Análisis por aplastamiento en el chavetero:	88
4.2.	DESCASCARADORA DE RODILLOS	89
4.2.1.	Rodillo alimentador	90
4.2.1.1.	Tiempo de recarga de la tolva	90
4.2.1.2.	Balance de energía en el rodillo alimentador	91
4.2.1.3.	Potencia en el rodillo alimentador.....	92
4.2.2.	Rodillos descascaradores.....	93

4.2.2.1.	Fuerza entre rodillos	94
4.2.2.2.	Coeficiente del resorte	96
4.2.2.3.	Fuerza máxima sobre los rodillos descascaradores	96
4.2.2.4.	Potencia necesaria en el rodillo descascarador.....	97
4.2.3.	Potencia consumida por la descascaradora	97
4.2.3.1.	Selección del motor.	98
4.2.4.	Cálculo convencional de los ejes de la descascaradora.....	99
4.2.4.1.	Selección de la banda para la polea 5D	99
4.2.4.2.	Reacciones debido a la polea 5D.....	101
4.2.4.3.	Reacciones debido a la polea 4D.....	102
4.2.4.4.	Reacciones debido a la polea 6D.....	103
4.2.4.5.	Reacciones debido a la polea 3D.....	103
4.2.4.6.	Fuerzas actuantes sobre el eje 5D.....	104
4.2.4.7.	Fuerzas actuantes sobre el eje 4D.....	105
4.2.4.8.	Fuerzas actuantes sobre el eje 6D.....	106
4.2.4.9.	Fuerzas actuantes sobre el eje 3D.....	106
4.2.4.10.	Cálculo de esfuerzos del eje 5D	107
4.2.4.11.	Fluctuación de esfuerzos sobre el eje 5D	110
4.2.4.12.	Determinación del coeficiente de seguridad del eje 5D	111
4.3.	CRIBADORA	113
4.3.1.	Diseño del mecanismo principal de la cribadora.....	113
4.3.2.	Condiciones de funcionamiento de la zapata	114
4.3.2.1.	Análisis cinemático	116
4.3.2.2.	Análisis dinámico	118
4.3.2.3.	Fuerza de la biela sobre el eje 4C.....	119
4.3.2.4.	Fuerza de la biela sobre el eje 3C.....	120
4.3.2.5.	Torque requerido por el eje 3C.....	122
4.3.3.	Potencia consumida por la cribadora.....	123
4.3.3.1.	Selección del motor	124
4.3.4.	Cálculo convencional de los ejes de la cribadora.....	124
4.3.4.1.	Fuerzas actuantes sobre el eje 4C.....	124
4.3.4.2.	Selección de la banda para el eje 3C	126
4.3.4.3.	Reacciones debido a la polea sobre eje 3C.....	128
4.3.4.4.	Fuerzas actuantes sobre el eje 3C.....	129
4.3.4.5.	Cálculo de los esfuerzos del eje 4C.....	130
4.3.4.6.	Esfuerzos sobre el eje 4C	132
4.3.4.7.	Coeficiente de seguridad del eje 4C	133
5.	SIMULACIÓN MEDIANTE SOLIDWORKS DE LA PLANTA PILOTO PROCESADORA DE SEMILLAS.....	135
5.1.	ANIMACIÓN DE FUNCIONAMIENTO	135
5.1.1.	Secador	135
5.1.1.1.	Torque requerido en el eje del secador.....	136
5.1.2.	Descascaradora	136

5.1.2.1.	Torque requerido en el eje del motor	137
5.1.3.	Cribadora	137
5.1.3.1.	Velocidad de la zapata.....	138
5.1.3.2.	Aceleración de la zapata.....	138
5.1.3.3.	Torque en el eje 3C	139
5.2.	ANÁLISIS DE ESFUERZOS	139
5.2.1.	Secador	139
5.2.1.1.	Eje principal	139
5.2.2.	Descascaradora	142
5.2.2.1.	Eje 4D	142
5.2.3.	Cribadora	144
5.2.3.1.	Eje 3C	144
5.3.	ANÁLISIS DE DEFORMACIONES	146
5.3.1.	Secador	146
5.3.1.1.	Eje del secador.....	146
5.3.2.	Descascaradora	148
5.3.2.1.	Eje 4D	148
5.3.3.	Cribadora	149
5.3.3.1.	Eje 3C	149
5.3.4.	Sistema de control	151
5.3.4.1.	Circuitos de potencia y control.....	151
6.	TECNOLOGÍA DE LA CONSTRUCCIÓN Y COSTOS.....	154
6.1.	TECNOLOGÍA DE LA CONSTRUCCIÓN DE LA PLANTA PILOTO	154
6.1.1.	Secador	154
6.1.2.	Descascarador.....	154
6.1.3.	Cribadora	155
6.2.	OPERACIONES TECNOLÓGICAS.....	156
6.2.1.	Cursograma de construcción	156
6.3.	ANÁLISIS DE COSTOS	161
6.3.1.	Costos de materiales del secador.....	162
6.3.2.	Costos de materiales del descascarador.....	163
6.3.3.	Costos de materiales de la cribadora	164
6.4.	COSTO POR UTILIZACIÓN DE MAQUINARIA.....	165
6.5.	COSTOS DE LA PLANTA PILOTO	166
6.5.1.	Costos directos	166
6.5.2.	Costos indirectos	166
6.5.3.	Costos totales.....	167
6.5.4.	Costos por operación y mantenimiento	167
6.6.	VIABILIDAD DEL PROYECTO	169
6.6.1.	Salvamento de la planta piloto	169
6.6.2.	Depreciación de la planta piloto	169
6.7.	ANÁLISIS DE VAN Y TIR.....	171
6.7.1.	Calculo del TIR a un VAN=0.....	171

6.7.2.	Análisis del punto de equilibrio.....	173
7.	CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES.....	175
	7.1. CONCLUSIONES	175
	7.2. RECOMENDACIONES	176
8.	BIBLIOGRAFÍA.....	177

LISTA DE TABLAS

<u>TABLA</u>	<u>PÁGINA</u>
I. TEMPERATURAS MÁXIMAS DEL AIRE (°C)	16
II. EFECTO DE LA TEMPERATURA DE DESECACIÓN	18
III. CALIBRE DE CRIBAS	54
IV. TABULACIÓN DE LOS DATOS DE LA MUESTRA DE SEMILLA SECADA	63
V. POTENCIA DEL MOTOR DEL SECADOR	69
VI. CONDICIONES CINEMÁTICAS DE LA DESCASCARADORA	89
VII. RELACIONES DE TRANSMISIÓN DE LA DESCASCARADORA	90
VIII. DIMENSIONES DE LA TOLVA	91
IX. FUERZAS SOBRE LOS RODILLOS DESCASCARADORES	97
X. TORQUE Y POTENCIA EN LOS EJES DE LA DESCASCARADORA	99
XI. SELECCIÓN DE BANDAS DE LA DESCASCARADORA	101
XII. REACCIONES DEBIDO A LAS POLEAS	104
XIII. FUERZAS SOBRE LOS EJES DE LA DESCASCARADORA	107
XIV. ESFUERZOS SOBRE LOS EJES DE LA DESCASCARADORA	109
XV. COEFICIENTE DE SEGURIDAD DE LOS EJES DE LA DESCASCARADORA	113
XVI. VELOCIDAD ANGULAR OPTIMA DE LA POLEA 3C	115
XVII. FUERZA DE LA BIELA SOBRE EL EJE 4C	119
XVIII. FUERZA DE LA BIELA SOBRE EL EJE 3C	121
XIX. REACCIONES EN LOS EJES DE LA CRIBA	129
XX. ESFUERZOS SOBRE LOS EJES DE LA CRIBA	131
XXI. COEFICIENTES DE SEGURIDAD	134
XXII. OPERACIONES TECNOLÓGICAS	156
XXIII. COSTOS DE MATERIALES DEL SECADOR	162
XXIV. COSTOS DE MATERIALES DEL DESCASCARADOR	163
XXV. COSTOS DE MATERIALES DE LA CRIBADORA	164
XXVI. COSTOS POR UTILIZACIÓN DE MAQUINARIA	165
XXVII. COSTO DE MANO DE OBRA	165

XXVIII.	COSTOS DIRECTOS	166
XXIX.	COSTOS DE COMBUSTIBLE	166
XXX.	COSTOS INDIRECTOS	167
XXXI.	COSTOS TOTALES	167
XXXII.	CONSUMO ELECTRICO	168
XXXIII.	COSTOS DE OPERACIÓN DE LA PLANTA PILOTO.....	168
XXXIV.	DEPRECIACION ANUAL DE LA PLANTA PILOTO.....	170
XXXV.	TASA REFERENCIALES.....	171
XXXVI.	FLUJO DE CAJA.....	172
XXXVII.	INTERÉS COMPUESTO	173
XXXVIII.	COSTOS FIJOS Y COSTOS VARIABLES DE FUNCIONAMIENTO	173

LISTA DE FIGURAS

<u>FIGURA</u>	<u>PÁGINA</u>
1. <i>Velocidad de secado entre procesos continuos y alternados.....</i>	10
2. <i>Tipos de cribas y perforaciones usadas en la limpieza de semillas.</i>	26
3. <i>Secadora de cascadas, de un solo plano</i>	32
4. <i>Secadora de cascadas, de dos planos</i>	32
5. <i>Secadora de cascadas, de módulos romboidales</i>	33
6. <i>Partes principales del secador rotatorio</i>	35
7. <i>Descascarador de muelas</i>	43
8. <i>Partes principales del descascarador de rodillos de caucho</i>	45
9. <i>Accionamiento mediante articulación de cuatro barras.</i>	47
10. <i>Curvas de aceleración de la zapata y de la partícula.</i>	48
11. <i>Accionamiento mediante biela-excéntrica.</i>	49
12. <i>Trayectoria teórica de una partícula.....</i>	52
13. <i>Partes principales de la cribadora</i>	53
14. <i>Secador de tambor rotatorio.....</i>	57
15. <i>Descascaradora de rodillos.....</i>	57
16. <i>Cribadora.....</i>	58
17. <i>Configuración geométrica del tambor interior del secador</i>	59
18. <i>Configuración geométrica del cilindro exterior del secador</i>	62
19. <i>Secado de la semilla de muestra.....</i>	64
20. <i>Balance térmico del tambor interior del secador</i>	65
21. <i>Torque requerido en el eje.....</i>	68
22. <i>Sistema de transmisión de movimiento por cadena del secador</i>	70
23. <i>Representación de las tensiones de la cadena del secador.</i>	74
24. <i>Cargas sobre el eje principal del secador</i>	76
25. <i>Diagramas de cortantes y momentos sobre el eje x-y del eje principal del secador.....</i>	77
26. <i>Diagramas de cortante y momentos en el eje x-z del secador.....</i>	78
27. <i>Diagrama de cuerpo libre de la chaveta del secador.....</i>	85
28. <i>Sección de corte de la chaveta del secador</i>	87

29.	<i>Sección de aplastamiento de la chaveta del secador.....</i>	87
30.	<i>Sección de aplastamiento del chavetero del eje del secador.....</i>	88
31.	<i>Disposición de las poleas del sistema de descascarado.....</i>	89
32.	<i>Tolva de alimentación del descascarador</i>	90
33.	<i>Separación de los rodillos descascaradores.....</i>	93
34.	<i>Representación geométrica de la semilla (elipse)</i>	94
35.	<i>Rodillos descascaradores</i>	95
36.	<i>Polea 5d</i>	101
37.	<i>Polea 4d</i>	102
38.	<i>Polea 6d</i>	103
39.	<i>Polea 3d</i>	103
40.	<i>Eje 5d</i>	104
41.	<i>Eje 4d</i>	105
42.	<i>Eje 6d</i>	106
43.	<i>Eje 3d</i>	106
44.	<i>Esfuerzo por flexión eje 5d</i>	110
45.	<i>Esfuerzo por corte directo eje 5d.....</i>	110
46.	<i>Esfuerzo por corte indirecto eje 5d.....</i>	111
47.	<i>Mecanismo principal</i>	114
48.	<i>Esquema cinemático del mecanismo biela manivela.....</i>	116
49.	<i>Carrera de la zapata.....</i>	117
50.	<i>Velocidad de la zapata.....</i>	117
51.	<i>Aceleración de la zapata.....</i>	118
52.	<i>Análisis gráfico del eslabonamiento de cuatro barras.....</i>	118
53.	<i>Fuerza de la biela sobre el eje 4c eje x.....</i>	120
54.	<i>Fuerza de la biela sobre el eje 4c eje y.....</i>	120
55.	<i>Fuerza de la biela sobre el eje 3c eje x.....</i>	122
56.	<i>Fuerza de la biela sobre el eje 3c eje y.....</i>	122
57.	<i>Torque requerido por eje 3c</i>	123
58.	<i>Fuerza de la biela sobre el eje 4c sección transversal</i>	124
59.	<i>Eje 4c</i>	125
60.	<i>Polea 3c</i>	128

61.	<i>Eje 3c</i>	129
62.	<i>Esfuerzo por flexión eje 4c</i>	132
63.	<i>Esfuerzo por corte directo eje 4c</i>	132
64.	<i>Animación del secador</i>	135
65.	<i>Torque requerido en el eje del secador</i>	136
66.	<i>Animación de la descascaradora</i>	136
67.	<i>Torque requerido en el eje del motor</i>	137
68.	<i>Animación de la cribadora</i>	137
69.	<i>Velocidad de la zapata</i>	138
70.	<i>Aceleración de la zapata</i>	138
71.	<i>Torque en el eje 3c</i>	139
72.	<i>Diagrama de evaluación financiera</i>	172

SIMBOLOGÍA

A_{Producto} : Área de producto

A_t : Área del tambor

A_c : Área de corte

A_{ps} : Área promedio de la semilla

A_{ts} : Área total expuesta de semilla

a_1 : Largo de la boca inferior de la tolva

a : Largo de la boca superior de la tolva

A_z : Amplitud de la zapata

b_1 : Ancho de la boca inferior de la tolva

b : Ancho de la boca superior de la tolva

$C_{p_{H_2O}}$: Calor específico del agua

C_s : Coeficiente de seguridad

C : Capacidad de carga dinámica

C_o : Capacidad de carga estática

D_{ite} : Diámetro interno del tambor externo

d_{iti} : Diámetro interior del tambor interno

d_{p2} : Diámetro primitivo de la catalina motriz

D_{p3} : Diámetro primitivo de la Catalina conducida

DHP : Potencia de diseño corregida

d_{es} : Diámetro del eje del secador

D_{er} : Diámetro exterior del resorte

d_{cr} : Diámetro del cuerpo rígido

d'_4 : Diámetro de la polea 4D menor

d_{5D} : Diámetro de la polea 5D

d_h : Diámetro menor del eje en el cambio de sección

D_h : Diámetro mayor del eje en el cambio de sección

e : Espesor del cilindro

F : Carga de trabajo [lb]

F_n : Factor de velocidad

f_L : Factor de esfuerzos dinámicos

F_a : Carga axial aplicada

F_r : Carga radial aplicada

f_s : Factor de esfuerzos estático

$F_{chaveta}$: Fuerza aplicada en la chaveta

F_{suj} : Fuerza de sujeción aplicada al grano de semilla.

F_{Tas} : Fuerza total aplicada a las semillas

F_{frs} : Fuerza friccionante sobre la semilla

$F_{m\acute{a}x\ rod}$: Fuerza máxima sobre los rodillos

F_{ad} : Fuerza de adherencia de la semilla

F_{34} : Fuerza de la biela sobre el eje 4C

F_{32} : Fuerza de la biela sobre el eje 3C

F_{p5D} : Fuerza de la polea 5D

g : Aceleración gravitacional

H_R : Entalpía de los reactivos

H_P : Entalpía de los productos

h_f^0 : Entalpía de formación

$(\bar{h} - h_{298})$: Cambio de entalpía entre el estado de referencia y el estado real

h : Alto de la tolva

I : Distancia entre centros

i_2 : Relación de transmisión entre las poleas (2D - 3D)

i_3 : Relación de transmisión entre el las poleas (3D - 4D)

i_4 : Relación de transmisión entre las poleas (4D - 5D)

i_5 : Relación de transmisión entre las poleas (3D - 6D)

J_Z : Aceleración de la zapata

j_{ZS} : Aceleración de la zapata al subir

j_{ZB} : Aceleración de la zapata al bajar

K : Conductividad térmica del acero a 313^o K

K_t : Relación de transmisión de la cadena

K_d : Factor de superficie

K_b : Factor de tamaño

K_c : Factor de confiabilidad

K_d y K_g : Factor de temperatura

K_e : Factor de modificación por concentración de tensiones

K_{tf} : Factor de concentración de esfuerzos geométricos a flexión

K_{tt} : Factor de concentración de esfuerzos geométricos a torsión

K_f : Factor de efectos diversos

k_r : Constante del resorte

L_{cs} : Longitud del cilindro del secador

L_2 : Longitud de la chaveta

L_{rd} : Longitud del rodillo descascarador

L_{lr} : Longitud libre del resorte

L_{sr} : Longitud sólida del resorte

l : Longitud de la biela

l_A : Distancia de la articulación A al centro de gravedad de la biela

l_B : Distancia de la articulación B al centro de gravedad de la biela

$m_{producto}$: Cantidad de producto húmedo

m_{H_2O} : Cantidad de agua retirada

\dot{m}_{H_2O} : Flujo de agua retirada

$\dot{m}_{C_4H_{10}}$: Flujo másico de butano

$M_{C_4H_{10}}$: Masa molar del butano

M_t : Torque aplicado por la catalina conducida al eje

M_f : Momento flector resultante en el punto F

\dot{m}_{sem} : Flujo másico de la semilla de diseño

\dot{m}_{sem} : Flujo másico de producto

m_{ra} : Masa del rodillo alimentador

M_{T5D} : Momento torsor polea 5D

M_{Qx} : Momento flexionante de reacción en torno a X

M_{Qy} : Momento flexionante de reacción en torno a Y

M_{fmax} : Momento flector máximo

M_{fmin} : Momento flector mínimo

m_{gs} : Masa del grano de semilla

m_{3B} : Porción de la masa de biela concentrada en la articulación B

m_3 : Masa de la biela

m_{3A} : Porción de la masa de biela concentrada en la articulación A

n_3 : Número de revoluciones de la catalina conducida [rpm]

n : Coeficiente de seguridad

$n_{C_4H_{10}}$: Número de moles del butano

n_{O_2} : Número de moles del oxígeno

n_{N_2} : Número de moles del nitrógeno

n_{CO_2} : Número de moles de bióxido de carbono

n_{H_2O} : Número de moles del agua

$\dot{n}_{C_4H_{10}}$: Flujo molar de butano

N_L : Número de semilla longitudinalmente

N_T : Número de semillas transversalmente

P_{eje} : Potencia requerida en el eje del secador

P_{DMS} : Potencia dinámica del motor del secador

P_{MS} : Potencia del motor del secador

P_n : Potencia necesaria [HP]

P_b : Potencia transferible

p : Paso

P : Carga estática equivalente

P_0 : Carga dinámica equivalente

P_{SS} : Presión sobre una semilla

P_{p5D} : Potencia de la polea 5D

P_{fsem} : Potencia friccionante de la semilla

P_{CD} : Potencia consumida por la descascaradora

P_{DMD} : Potencia dinámica del motor de la descascaradora

P_{MD} : Potencia del motor de la descascaradora

P_{sm} : Peso de la semilla

P_s : Presión de la semilla al subir la zapata

P_B : Presión de la semilla al bajar la zapata

P_{SC} : Potencia consumida por el sistema de cribado

P_{DMC} : Potencia dinámica del motor de la cribadora

P_{MC} : Potencia del motor de la cribadora

P_{Salida} : Potencia de salida

$P_{Entrada}$: Potencia de entrada

Q_{sem} = Calor consumido por la semilla

q_v : Calor de vaporización del agua

$Q_{perdido}$: Calor perdido en las paredes del cilindro hueco

Q_{cs} : Calor consumido por el secador

q_{gc} : Calor de los gases de combustión por mol de combustible

Q_{gc} : Calor de los gases de combustión

Q_x : Reacción en el eje X punto de apoyo Q

Q_y : Reacción en el eje Y punto de apoyo Q

q_f : Factor de sensibilidad a las muescas para los aceros por flexión

q_t : Factor de sensibilidad a las muescas para los aceros por torsión

$R_{termica}$: Resistencia térmica

r_e : Radio exterior del cilindro

r_i : Radio interior del cilindro

R_{Ey} : Reacción en el punto E dirección y

R_{By} : Reacción en el punto B dirección y

R_{Ez} : Reacción en el punto E dirección z

R_{Bz} : Reacción en el punto B dirección z

R_B : Reacción total en el punto B

R_E : Reacción total en el punto E

r_{eje} : Radio del eje del secador

r_{p5D} : Radio de la polea 5D

- R_x : Reacción en la dirección X
- R_y : Reacción en la dirección Y
- r_{rd} : Radio del rodillo descascarador
- r_{filete} : Radio de redondeo del filete en el hombro
- r_{ra} : Radio del rodillo alimentador
- SF : Factor de servicio
- S_y : Resistencia a la fluencia
- S_{ut} : Resistencia a la rotura
- S_e : Límite de resistencia a la fatiga
- s : Separación inicial de los rodillos descascaradores
- s_{1p5D} : Desplazamiento circunferencial inicial de la polea 5D
- s_{2p5D} : Desplazamiento circunferencial final de la polea 5D
- t_s : Tiempo de secado
- $T_{max\ secado}$: Temperatura máxima de secado
- $T_{ambiente}$: Temperatura del aire ambiente
- T_i : Temperatura interior
- T_0 : Temperatura exterior ambiente
- T_{eje} : Torque en el eje del secador
- T_z : Tensión en la dirección z
- T_y : Tensión en la dirección y
- T_{eje} : Torque aplicado al eje
- $t_{recarga}$: Tiempo en recargar la tolva
- T_{1ra} : Energía cinética inicial del rodillo alimentador
- T_{2ra} : Energía cinética final del rodillo alimentador

T_{p5D} : Torque de la polea 5D

$T_{m\acute{a}x}$: Torque máximo

$T_{m\acute{i}n}$: Torque mínimo

T_{21} : Torque requerido en el eje ciguenal

t : Tiempo

T_1 : Tensión en el lado más tenso de la banda

T_2 : Tensión en el lado flojo de la banda

$U_{1\rightarrow 2ra}$: Trabajo del rodillo alimentador

U_x : Reacción en el eje X punto de apoyo U

U_y : Reacción en el eje Y punto de apoyo U

$V_{producto}$: Volumen que ocupa el producto en el cilindro interior

$V_{cilindro\ int.}$: Volumen del cilindro interior

$V_{libre\ cil.}$ = Volumen libre del cilindro

V : Velocidad de la cadena [ft/min]

V_{Tolva} : Volumen de la tolva

V_{sra} : Volumen de producto sobre el rodillo alimentador

v_{1ra} : Velocidad lineal inicial del rodillo alimentador

v_{2ra} : Velocidad lineal final del rodillo alimentador

$V_{m\acute{a}x}$: Fuerza cortante máxima

$V_{m\acute{i}n}$: Fuerza cortante mínima

V_z : Velocidad de la zapata

W_i : Humedad inicial del producto (%)

W_f : Humedad final del producto (%)

W_{sem} : Peso de la semilla en una aleta

W_{t1} : Carga sobre el eje en el punto C

W_{t2} : Carga sobre el eje en el punto D

$W_{eje\ secador}$: Peso del eje en el punto F

W_{set} : Peso de la semilla sobre el rodillo alimentador

W_{5D} : Peso de la polea 5D

W : Carga gravitacional

W_{sem} : Peso de la semilla sobre el eje analizado

W_{eje} : Peso del eje analizado

W_p : Peso de la polea analizada

W : Carga gravitacional total sobre el eje analizado

W_{eje4C} : Peso del eje 4C

X_o : Factor radial

x_1 : Desplazamiento del resorte causado por el pasar de la semilla

$x_{1m\acute{a}x}$: Desplazamiento máximo de los rodillos descascaradores

Y_o : Factor axial

Z_3 : Número de dientes de dientes de la Catalina conducida

Z_2 : Número de dientes de catalina motriz

ΔT : Incremento de temperatura de la semilla

$\eta_{general}$: Rendimiento general

η_{motor} : Rendimiento del motor

η_{cadena} : Rendimiento de transmisión por cadena

$\eta_{reductor}$: Rendimiento del reductor

η_{rodam} : Rendimiento por rodamiento

η_{banda} : Rendimiento de transmisión por poleas

$\tau_{Cm\acute{a}x}$: Esfuerzo máximo por corte directo

$\tau_{Cm\acute{i}n}$: Esfuerzo mínimo por corte directo

τ_{Ca} : Esfuerzo amplitud por corte directo

τ_{Cm} : Esfuerzo medio por corte directo

$\tau_{Tmáx}$: Esfuerzo máximo por corte indirecto

$\tau_{Tmín}$: Esfuerzo mínimo por corte indirecto

τ_{Ta} : Esfuerzo amplitud por corte indirecto

τ_{Tm} : Esfuerzo medio por corte indirecto

τ_a : Esfuerzo amplitud por corte

τ_m : Esfuerzo medio por corte

τ : Esfuerzo de trabajo

$[\tau]$: Esfuerzo admisible

$\sigma_{fmáx}$: Esfuerzo por flexión máximo

$\sigma_{fmín}$: Esfuerzo por flexión mínimo

σ_{fa} : Esfuerzo amplitud por flexión

σ_{fm} : Esfuerzo medio por flexión

σ_a : Esfuerzo amplitud axial

σ_m : Esfuerzo medio axial

σeq_a : Esfuerzo amplitud equivalente

σeq_m : Esfuerzo medio equivalente

ω_{eje} : Velocidad angular en el eje del secador

ω_{1p5D} : Velocidad angular inicial de la polea 5D

ω_{2p5D} : Velocidad angular final de la polea 5D

ω_{p4D} : Velocidad angular de la polea 4D

ω_{p5D} : Velocidad angular de la polea 5D

w_{p3C} : Velocidad angular de la polea 3C

β_t : Ángulo para calcular las tensiones.

β : Angulo de aproximación de la semilla

α_{p3C} : Aceleración angular de la zapata

α_B : Angulo de los balancines con respecto a la vertical

θ_{2p5D} : Desplazamiento angular final de la polea 5D

θ_{2ra} : Desplazamiento angular del rodillo alimentador

$\rho_{producto}$: Peso específico o volumétrico del producto

μ_c : Coeficiente de fricción cinética

γ_{sem} : Peso específico del producto en estado seco

μ_E : Coeficiente de fricción estático de la semilla

μ_c : Coeficiente de fricción cinética

$2a_s$: Ancho promedio de la semilla

$2b_s$: Largo promedio de la semilla

CAPÍTULO I

INTRODUCCIÓN

1.1. ANTECEDENTES

Los productores de cultivos forrajeros del sector de Pungales del Cantón Penipe cultivan alfalfa y trébol en parcelas familiares de forma manual o artesanal lo cual es un problema, ya que producen semillas en cantidades poco rentables por hectárea

La cual estas leguminosas forrajeras deben ser tratadas mediante el procesamiento y beneficio de semillas como parte integral de la tecnología de la producción para lograr calidad del producto final, ya que la semilla que se produce y comercializa en nuestro medio no tienen la pureza y poder de germinación necesarias.

Con estos antecedentes se plantea integrar el procesamiento mecánico y beneficio de semillas con la instalación de una planta piloto.

1.2. JUSTIFICACIÓN TÉCNICO – ECONÓMICA

En nuestro país no se dispone de semillas de buena calidad por lo cual muchos agricultores pequeños y medianos cultivan la alfalfa y trébol con semillas importadas de otros países.

1.3. OBJETIVOS

1.3.1. General

Diseñar los sistemas mecánicos de la planta piloto de procesamiento de semillas de alfalfa y trébol a nivel de pequeño y mediano agricultor.

1.3.2. Específicos

- Estudiar y analizar los parámetros funcionales para el acondicionamiento y manejo de las semillas.
- Analizar diferentes alternativas de los equipos integrantes de la planta piloto.
- Diseñar los mecanismos y elementos mecánicos de la planta piloto utilizando herramientas computacionales para su refinamiento.
- Analizar la tecnología de la construcción y sus costos.

1.4. METODOLOGÍA

Se diseñará una planta piloto para el procesamiento mecánico y beneficio de semillas de leguminosas forrajeras con una capacidad de 150[kg/h], con lo que cubrirá las necesidades de producción de semillas de la zona. La planta constará de un secador-deshidratador de semillas, una separadora de semillas de rodillos y una cribadora.

La implementación de la planta piloto de procesamiento mecánico y beneficio de semillas, contempla las siguientes fases:

- 1) Análisis de alternativas de los Sistemas de Procesamiento de Semillas.
- 2) Diseño de los elementos constitutivos de cada uno de los equipos de la planta piloto.
- 3) Comparación de los resultados a través de SolidWorks.
- 4) Elaboración de los planos de construcción de cada uno de los equipos de la planta piloto de las máquinas integrantes de la planta piloto.
- 5) Tecnología de construcción y costos de los Sistemas de Procesamiento de Semillas.

CAPÍTULO II

ESTUDIO TEÓRICO Y PARÁMETROS FUNCIONALES

2.1. ACONDICIONAMIENTO Y MANEJO DE SEMILLAS

2.1.1. Recepción

El forraje de alfalfa es receptado en sacos luego del pesaje del mismo en presencia del agricultor de la zona.

2.1.2. Acondicionamiento

El acondicionamiento inicial de la semilla no existe mayor inconveniente debido a que la semilla es secada previamente en tendales de los agricultores de la zona.

2.2. SECADO

2.2.1. Secado de las semillas.

El exceso de humedad luego de realizada la cosecha es una de las causas principales de pérdidas en la producción de los semilleros. De ahí que el objetivo inmediato a la cosecha será lograr el contenido adecuado de humedad de las semillas.

Normalmente, la semilla proveniente de la cosecha directa contiene una humedad muy alta superior al 30% lo cual atenta contra su buena conservación y basta que se encuentre

pocas horas embolsado o al granel para que el poder germinativo y el vigor de las plántulas se vea seriamente afectado por ello.

En general la semilla es trasladada desde el campo y muchas veces es imprescindible iniciar el secado sin pérdida de tiempo.

En sí una semilla es una planta empaquetada y pronta para ser conservada hasta su utilización. Sin embargo, para su buena conservación es imprescindible que la cantidad de agua en las mismas sea mantenida dentro de ciertos límites.

Si bien la mayoría de las semillas alcanzan la madurez fisiológica con contenidos de humedad variables entre 35 y 45%, su conservación es segura siempre y cuando estos porcentajes descendan a 10-12%.

De lo contrario, se producirá una serie de procesos desfavorables entre los que deben destacarse elevación de la temperatura, aumento en el ritmo respiratorio, apelmazamiento y predisposición al ataque de plagas y enfermedades fúngicas.

De ahí que el proceso de secado deba ser llevado forzosamente previo a los de limpieza y clasificación.

El tiempo total que requiere el secado depende del porcentaje de humedad inicial de la semilla, de la velocidad de secado y del porcentaje de humedad final deseado.

A su vez la velocidad de secado depende de la intensidad de la corriente de aire, de la temperatura del mismo y de la masa de semilla y en general, es más rápida al principio pero luego va disminuyendo a medida que avanza el proceso.

Antes de iniciarse este proceso es importantísimo conocer los porcentajes de humedad en el momento de la cosecha y aquellos que deba alcanzar aproximadamente la semilla luego del mismo.

La mayoría de las veces no se puede cosechar las semillas en el momento de la madurez fisiológica con porcentajes de humedades muy elevadas. En cambio los granos son más secos, lo que resulta en alguna pérdida. Por este motivo normalmente es necesario el secado artificial para el acondicionamiento del producto. Es importante resaltar que esta es una operación que busca preservar el máximo rendimiento en volumen y calidad de la semilla, incurriendo en costos más elevados de cosecha, secado y desgrane, pero perfectamente aceptables en el caso de semillas de alto valor económico.

Generalmente, se acepta que un 12% es el contenido de humedad confiable para poder embolsar. No se debe olvidar, además, que si la semilla presenta porcentajes de humedad tanto muy altos como muy bajos, está expuesta a posibilidades mayores de daños mecánicos que favorecen la invasión de hongos a sus tejidos y en consecuencia afectan su estado sanitario.

Cuanto mayor sea el porcentaje de humedad de la semilla al ser cosechada, menor debe ser la temperatura de secado. De ello se deduce que a medida que una semilla pierde agua al avanzar el proceso de secado, la temperatura podrá ser elevada racionalmente.

Por referencia, cuando el lote de semillas posee un porcentaje de humedad superior al 20%, la temperatura no podrá pasar de 30°C; entre 10 y 20% de humedad la temperatura debe mantenerse no mayor a 38°C; mientras que por debajo de 10% de humedad la temperatura podrá alcanzar 43°C. [1]

Si se supone un buen conocimiento de los factores que afectan el proceso de secado y su control, se podrá efectuar un mejor manejo y utilización de las instalaciones y lograr grandes ventajas tales como:

- Planificar las cosechas de las diferentes especies.
- Realizar cosechas anticipadas lo que permite, en especies susceptibles a desgrane o a ataques de enfermedades y plagas, reducir pérdidas importantes.
- Obtener semillas de mayor calidad, con porcentajes elevados de poder germinativo y buen vigor inicial; más longevo y más saludable, a través de una mayor protección contra ataques de microorganismos e insectos.

2.2.2. Principios del secado

Entre todos los procesos que se aplican para el trato pos cosecha, conservación y almacenamiento adecuado de semillas, el secado es el que demanda mayor consumo energético. La energía como bien se sabe es un producto caro. El agua debe evaporarse para que las semillas reduzcan su humedad a niveles que posibiliten su almacenamiento seguro; y la termodinámica nos da muy poco margen de maniobra para que el agua sea evaporada. Siempre estaremos consumiendo una cantidad de energía superior al calor latente de vaporización del agua, que está alrededor de 540Kcal/Kg. de agua.

Además recordemos que las semillas son entidades biológicas que son extremadamente sensibles a la acción del calor y la temperatura, que pueden, cuando son excesivos producir daños importantes en sus características.

Algunos atributos funcionales y de calidad pueden ser seriamente comprometidos por las agresiones térmicas, entre las cuales podemos citar: niveles de rajaduras, la integridad de los tejidos, la acidez, los niveles de proteínas, el poder germinativo, la apariencia entre otros. Por esta razón muchos cuidados deben ser tomados en el proceso de secado para que un procedimiento hecho para conservar las semillas no resulte en agresión a los mismos. Siempre se utiliza aire como media secante, existiendo otras maneras de proceder al secado.

El aire es usado en la mayor parte de sistemas de secado, como elemento que entrega calor a las semillas al mismo tiempo que retira la humedad. Siendo de esta manera, las diferentes estrategias difieren apenas en la forma como el aire y la energía es transmitida por el sistema de secado.

Cada una de ellas consigue un cierto nivel de rendimiento térmico y un cierto grado de agresión.

El proceso de secado comprende dos etapas bien definidas. La primera está dada por la transferencia de la humedad desde la superficie de las semillas, hacia el aire y la segunda por la transferencia de la humedad del interior de las semillas hacia la superficie de las mismas.

En la primera etapa, el secado ocurre simplemente cuando la presión de vapor ejercida por la humedad superficial de la semilla es mayor a la del aire que la rodea.

En este caso la velocidad de secado disminuye a medida que la diferencia entre ambas presiones se hace menor y finalmente se detiene cuando se alcanza un equilibrio entre ambas. Por ello, es importantísimo renovar de continuo y por diferentes mecanismos, la masa de aire

que rodea las semillas, con la finalidad de que este proceso se realice de la forma más rápida y eficaz.

Como se comprenderá, para esta etapa resulta mucho más eficiente los sistemas de secado de aire caliente ya que a mayor temperatura del aire será su capacidad para enriquecerse de humedad y por consiguiente mayor la cantidad de agua retirada de la superficie de las semillas. El mismo efecto se logra cuando se trabaja con sistemas que permiten la utilización de aire con baja humedad relativa ambiente.

En la segunda etapa, el traslado del agua dentro de las semillas hacia la superficie de las mismas ocurre por difusión desde las zonas más húmedas, lógicamente, hacia las zonas más secas.

La velocidad de secado mediante este movimiento varía de acuerdo con cada especie y método utilizado y se debe tener en cuenta que es posible registrar cambios muy importantes en las semillas.

En este sentido mientras las pérdidas muy rápidas de humedad pueden provocar un secado excesivo de los tegumentos los cuales se vuelven total o parcialmente impermeables y dificultan en forma notable el proceso de secado, las pérdidas muy lentas favorecen el desarrollo de microorganismos patógenos que promueve el ardido y por lo tanto la pérdida del poder germinativo.

Por consiguiente, uno de los aspectos fundamentales en este proceso de permitir el secado de las semillas a velocidades adecuadas disminuyendo de esta forma la posibilidad de que se presenten dichos problemas.

Parecería que el proceso resulta mucho más eficiente cuando se intercalan periodos alternados de secado y reposo figura 1. Este manejo presentaría grandes ventajas debido a la menor velocidad de difusión del agua en el interior de la semilla y la mayor velocidad de transferencia de humedad de la superficie de la semilla hacia el aire circundante.

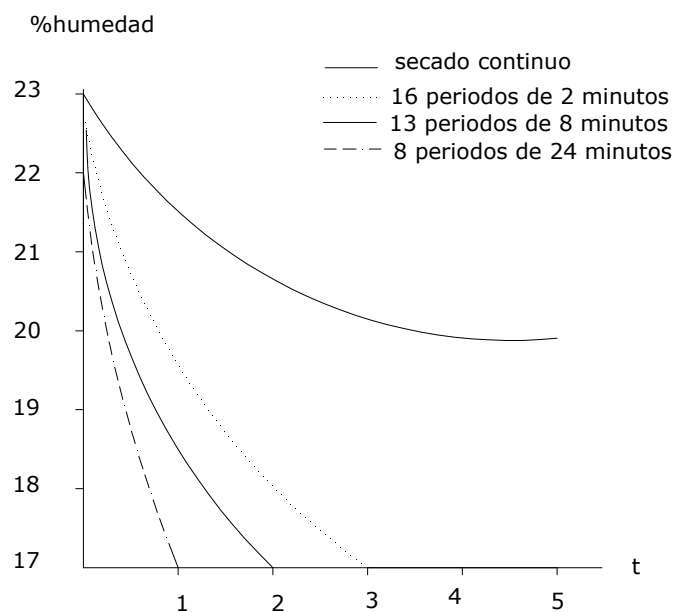


Figura 1. Velocidad de secado entre procesos continuos y alternados.

2.2.3. Procesos biológicos en la semilla

Cuando el porcentaje de humedad es:

- Superior a 35-60%, la semilla puede germinar según la especie.
- Entre 35-60% y 18-20% la semilla respira en forma acelerada lo cual conduce a pérdidas de reservas y probablemente a temperaturas elevadas que conspiran

contra la vida del germen. Existe gran peligro de desarrollo de microorganismos y de ardido.

- Entre 18-20% y 12-14%, la semilla aún respira en forma activa y en aquellas con daños mecánicos, es posible que aparezcan ataques de microorganismos.
- Entre 13 y 10%, la semilla la semilla presenta condiciones favorables para su conservación en ambientes abiertos; aunque es muy sensible a daños mecánicos, ya que la menor ocurrencia de daños mecánicos se produce entre 13-16% de humedad.
- Alrededor del 8-9% la semilla presenta muy buenas condiciones para su conservación no sola debido a vida de la semilla en sí sino también debida a que la mayoría de los microorganismos e insectos no encuentran un medio ambiente apropiado para su desarrollo, dado el bajo tenor de humedad.
- Entre 4-8%, la semilla se encuentra en condiciones ideales para su almacenamiento por largo tiempo en recipientes cerrados.
- El ideal es llegar lo antes posible luego de la cosecha al porcentaje de humedad requerido para el tipo de conservación deseado. [1]

2.2.4. Reabsorción de humedad luego del secado

La semilla es higroscópica y por lo tanto su contenido de agua depende directamente de la humedad relativa del aire que lo rodea, la cual a su vez es afectada por la temperatura ambiente. De ahí que, después que una semilla ha recibido el proceso de secado tienda hacia un punto de equilibrio higroscópico entre la humedad atmosférica a la que es expuesta y su propia humedad. Una vez que la semilla alcanzó dicho equilibrio, su porcentaje de humedad

es poco afectado por la temperatura del ambiente en que se encuentra, salvo en aquellos casos en que se registren cambios muy amplios de temperatura.

El proceso de reabsorción de humedad se registra desde las capas exteriores de los silos hacia el centro de los mismos, en las gramíneas es más rápido que en las leguminosas, debido probablemente a su mayor porosidad.

El porcentaje de humedad que debe alcanzar un lote de semillas para su mejor conservación varía de acuerdo con el tiempo en que se desee mantener dicha semilla en los depósitos, hasta ser sembrada.

Si bien para periodos cortos menores a un año, parecería suficiente que las semillas posean entre 11 y 13% de humedad, cuando se pretende conservarlas por periodos mayores, dicho porcentaje deberá ser entre 8 y 10%. [1]

2.2.5. Conceptos generales sobre secado

Mediante el control del contenido de agua en la semilla, no solo se evitarán recalentamiento y ataques de hongos si no también se frena el proceso respiratorio, favoreciendo así una mayor longevidad en su almacenamiento.

Una renovación eficiente del aire saturado de humedad, que rodea la semilla en proceso de secado, puede hacerse aumentando la velocidad de pasaje del mismo a través de la masa de semillas.

Cuando se trabaja con aire a temperatura ambiente la semilla debe ser extendida en capas finas de no más de 10cm de espesor y se utiliza normalmente de 5 a 7 m³/min./m²

mientras que con aire caliente la semilla puede ser colocada en capas profundas y expuestas a corrientes de aire de 20 a 40 m³/min./m².

Como la mayoría de las semillas alcanza la madurez fisiológica con humedad superior a 30%, un importante esfuerzo de secado es necesario. Tiene sentido entonces aplicar secadores de alto rendimiento para mejorar la ecuación económica.

Como regla, el secado inmediato hecho con máquinas que traten la semilla con más cuidado proporciona semillas de mejor calidad, al contrario secados parciales, son más baratas, pero inevitablemente causan daños al producto. Es importante recordar que, normalmente la implementación de sistemas que puedan garantizar calidad y seguridad pueden parecer como siendo menos económicas en un primer momento, pero al final y a largo plazo, acaba por mostrarse como la opción más adecuada. [1]

2.2.6. Calidad del secado

La calidad del secado es uno de los atributos que comienzan a pesar de forma creciente en el concepto amplio de productividad de la producción agrícola. Cada vez más los consumidores están más concientes del valor de la calidad de las semillas o pueden simplemente no adquirir productos con calidad comprometida. Esto es válido para la alfalfa donde se requiere mantener la germinación y el vigor, etc.... Dado que el secado es potencialmente agresivo y que la humedad de la semilla también lo es, tenemos que tomar un compromiso de cuando, como y cuanto secar (recordar que no secar acarrea problemas de respiración, deterioro y desarrollo de hongos).

El secado por su lado puede ser una fuente de problemas si no es ejecutado adecuadamente.

Los procesos deben ser tales que las semillas no alcancen temperaturas superiores a un cierto valor.

Los procesos deben ser tales que la semillas no alcancen temperatura superiores a un cierto valor.

Este valor varía de acuerdo con la especie, pero ha quedado perfectamente establecido que las temperaturas del aire de secado superiores a 43°C son dañinas para la calidad de la semilla. Existen casos especiales, tal como la semilla de arroz sensibles a la temperatura de secado, esta no debe sobrepasar los 39°C.

También la tasa de remoción de humedad no debe ser muy elevada, pues puede resultar en elevado estrés para la semilla, generando fisuras y roturas. La práctica recomienda remover 1.5 a 2 puntos porcentuales por hora para la semilla. [1]

2.2.7. Sistemas de secado

El secado de las semillas puede efectuarse mediante sistemas que utilicen aire a temperatura ambiente o aire caliente y la elección del mismo depende básicamente del volumen de producción de semillas y de las condiciones ambientales de la zona.

De ahí, que el equipo necesario para el secado variará desde los más sencillos cuando se trabaja con volúmenes pequeños de semillas en regiones con temperaturas y humedad favorables para un secado natural, hasta aquellas circunstancias en que se manipula grandes

volúmenes de semillas en regiones con condiciones ambientales desfavorables y por consiguiente donde deben aplicarse técnicas de secado con aire forzado caliente.

Por tanto, el sistema de secado elegido variará en complejidad y eficiencia de acuerdo con las condiciones particulares en que trabaja cada semillerista.

Secado Natural

Se trata de la forma más antigua y clásica de lograr que la semilla adquiera niveles adecuados de humedad que permitan su fácil conservación, lo que se alcanza generalmente con bastante posibilidad de éxito.

El proceso consiste en la desecación natural mediante la acción del sol o del aire.

La forma más elemental, pero a la vez la más ineficiente y riesgosa, estriba en dejar las bolsas de semillas sobre el rastrojo, volteándolas varias veces, hasta que se considere que haya alcanzado porcentajes de humedad adecuados para su almacenamiento. Esto podrá suceder cuando la semilla cosechada posea porcentajes bajo de agua y en climas secos con alta radiación, libres de tormentas sorpresivas y rocíos fuertes (utilizado generalmente en forrajeras).

Cabe destacar que es uno de los sistemas más comunes y de más bajo costo, ya que no exige ni el conocimiento de técnicas refinadas ni la disponibilidad de instalaciones especiales.

Secado Artificial

Por este sistema la semilla es colocada en secaderos y sometida a una corriente forzada y controlada de aire.

○ *Aire natural*

En algunos casos la extracción de la humedad de la semilla es efectuada mediante la circulación forzada de aire a temperatura natural con la intervención de ventiladores.

El depósito debe ser fuerte para soportar la presión de la semilla almacenada y sin aberturas que permitan la penetración de la humedad. Así mismo deberá ser de fácil carga y descarga y facilitar sin problemas los trabajos de inspección y limpieza. Generalmente se recomienda que sobre dichos conductos se coloque un piso cribado sobre el cual se extenderán las capas semillas.

Ventajas:

- Bajo costo inicial del equipo facilidad de manejo y control.
- Menor necesidad de supervisión especial y menor riesgo de incendio.

Desventajas:

- Dependencia de las condiciones climáticas.
- Lentitud del secado.
- Peligro de ataques de hongos.

TABLA I. TEMPERATURAS MÁXIMAS DEL AIRE (°C)

Humedad (PORCENTAJE)	Temperatura máxima del aire (C)
10...30	18
10.....18	23
10 o menos	29

- *Aire caliente*

Por este método la semilla es expuesta a corrientes de aire caliente mediante distintos sistemas que permiten regular en forma eficiente diferentes intensidades de flujo del aire y de temperaturas (ventiladores y calefactores). En general su utilización requiere una atención constante ya que basta un descuido para que se pierda irremediablemente una parada de semillas. Dentro de este grupo se puede disponer de:

- i) Secadores por carga (por tandas), en el que la semillas a granel son colocadas en un depósito o cámara y expuestas a la acción del aire caliente forzado. Cuando las semillas alcanzaron el porcentaje de humedad deseado son retiradas y reemplazadas por una nueva tanda.
- ii) Secadores de movimiento continuo, en que las semillas se mueven continuamente en dirección vertical, horizontal o inclinada, pero en sentido contrario a la del aire caliente. Es decir que las semillas más secas se enfrentan al aire más caliente y más seco, mientras que las más humedadas al aire más tibio y más cargado de humedad. Normalmente la semilla hace varias veces el mismo camino, en cada pasaje por el secador puede disminuir aproximadamente un 5% de su tenor de humedad.

Cuando se seca semilla con aire caliente se debe tener en cuenta que su sistema de enzimas es muy sensible a las altas temperaturas cuando esta posee porcentajes altos de humedad. A medida que la semilla pierde agua, las enzimas se presentan cada vez más estables y en consecuencia menos expuestas a ser dañadas por el calor.

TABLA II. EFECTO DE LA TEMPERATURA DE DESECACIÓN

Temperatura de desecación (C)	Tiempo de desecación en (min)	% a los dos meses	% a los doce meses
30	1300	28,6	12,3
40	780	22,4	18,4
46	295	27,2	8,7
61	155	23,6	6,9
70	140	7,9	4,7
80	90	3,9	1,9

En general, en ningún caso se debe exceder los 43°C, siendo recomendable, cuando el nivel de humedad superó el 20%, realizar el secado entre 38 y 43°C. Sin embargo existe una temperatura óptima para las diferentes especies. [1]

Ventajas:

- Secado rápido.
- Independencia de factores ambientales.
- Alto volumen de secado.
- Eficiencia en el secado de semillas muy húmedas.

Desventajas:

- Costo inicial elevado.
- Supervisión especial y muy controlada.
- Mayor riesgo de incendio.
- Mayor posibilidad de secado excesivo.

2.2.8. Características importantes de un secador

La eficiencia térmica de un secador es un atributo de elevada importancia. Como lo recomendable, es el secado inmediato tan cerca como sea posible al punto de madurez fisiológica, gran cantidad de agua debe ser evaporada, haciendo que la eficiencia en el uso de

la energía sea un factor muy relevante. También debe ser observado la capacidad del equipo en proporcionar un tratamiento homogéneo a todo y cada uno de las semilla que procesa. Para determinar la capacidad de secado de un secador es necesario calcular cuánto tarda en secarse en el mismo una tanda de semillas. [1]

2.3. DESCASCARADO

Es la operación por medio de la cual se despoja a la semilla (de alfalfa o trébol) de su cuscuta (cascara) que la envuelve. A través del friccionamiento por medios mecánicos.

2.4. CRIBADO

2.4.1. Limpieza o clasificación

La limpieza o clasificación debe ser realizada con la mayor eficiencia (máxima capacidad de separación y mínima pérdida de semillas) ya que de otra manera el costo de operación aumenta en forma notable.

De ahí que en gran parte del éxito en el procesamiento de la semilla depende casi exclusivamente de la habilidad y destreza de los operarios a cargo de este proceso en el manejo y regulación de la maquinaria.

La técnica de limpieza se basa en las diferencias entre diferentes caracteres físicos de la semilla tales como tamaño, longitud, forma, peso, textura superficial, color, afinidad por los líquidos y conductividad. Una sola máquina no puede separar las semillas que difieren en todas estas características. En la mayoría de los casos se necesita una máquina diferente para

la separación basada y cada una de estas características. Pero a nuestro interés tan solo trataremos la semilla por su tamaño, longitud forma y peso. [1]

2.4.2. Cribadoras

El tamaño y tipo de la máquina varía desde el pequeño modelo rural de dos tamices hasta las grandes limpiadoras industriales de 7 u 8 cribas, con 3 o 4 separaciones por aire y capacidades superiores a 6000Lb de semilla por hora. Los modelos pequeños de 2 tamices, se utilizan en fincas, programas de multiplicación de semilla básica y estaciones experimentales para el procesamiento de pequeñas cantidades de semillas. Las máquinas de 3 o 4 cribas están ajustadas para operaciones de diversos tamaños y son seleccionadas tanto por su precisión como por su mayor capacidad. Las máquinas de 5 a 8 cribas se emplean principalmente para beneficiar granos, en donde se requieren altas capacidades.

Nuestra máquina cribadora hace referencia al único principio básico de estas (la vibración por medio de movimientos alternativos). Lo que quiere decir que nuestra máquina surge de dicho principio.

2.4.3. Partes de la máquina

a) Cribas de metal perforado

Perforaciones redondas.- Las perforaciones redondas de una criba de láminas perforadas de metal están medidas por el diámetro de esas aberturas. Las perforaciones de $5 \frac{1}{2}/64$ o mayores, se designan en 64 ávos de pulgadas y están disponibles en tamaños que fluctúan desde $6/64$ ávos. Hasta $80/64$ ávos. Estos tamaños, son comúnmente designados por

el numerador de la fracción, esto es 6, 7,...64, 72 u 80, quedando el denominador sobreentendido.

Las perforaciones redondas de $5 \frac{1}{2}/64$ avos o menores en diámetros son designadas en fracciones de pulgadas, es decir, $1/12, 1/13, 1/14, \dots 1/25$ avos. Los tamaños de $1/12$ a $1/25$ avos de pulgada se consiguen fácilmente.

Perforaciones oblongas.- Las cribas de láminas perforadas de metal con perforaciones oblongas o ranuradas, están designadas por las dimensiones, ancho y longitud de la perforación. Como en el caso de las cribas de perforaciones redondas, las aberturas de $6/64$ avos de pulgadas y mayores en anchura, son medidas en $6/64$ ávos de pulgadas y solamente el numerador es usado. Las aberturas menores de $6/64$ ávos de pulgada en anchura, son expresadas en fracciones de pulgadas.

Las aberturas oblongas son usualmente de longitudes de $1/4, 5/16, 1/2$ o $3/4$ de pulgada.

Cuando se designan estas cribas, la medida del ancho generalmente se enuncian primero, y enseguida la longitud; esto es $5 \frac{1}{2} \times 3/4, 6 \times 3/4$ o $1/22 \times 1/2$.

Por lo general la dirección de las aberturas oblongas corre en el mismo sentido del flujo de semillas sobre el tamiz. Las cribas con perforaciones más grandes empero, también se consiguen con ranuras transversales, es decir, con perforaciones perpendiculares a la dirección del flujo de semillas. Las cribas con perforaciones transversales son particularmente útiles en la separación de mitades de frijol de variedades relativamente planas. Hay también una de

1/22x1/2 con ranuras orientadas en un ángulo de 45° con respecto a la dirección del flujo de semillas. Esta criba es útil para separar semillas relativamente cortas de semillas un poco más largas. Más de de 60 cribas oblongas de tamaños que varían de 1/24avo x 1/2 a 32/64avos x 1". [2]

Perforaciones triangulares.- Se emplean dos métodos diferentes para medir perforaciones triangulares. En un caso se mide la longitud del triangulo equilátero y se designan en 64avos de pulgada. En otro método el tamaño de la abertura del tamiz es el diámetro del circulo inscrito en el triangulo, también expresado en 64 ávos de pulgada y nombrado con un número seguido por la letra V, es decir, 4 ½ V, 5 V, 7V, etc. Resulta entonces, que dos cribas triangulares, con la misma designación numérica de su medida, no necesariamente tienen las aberturas del mismo tamaño. Por ejemplo, las cribas triangulares con las designaciones de 7Tri, 8Tri, 9Tri, 10tri, 11Tri, 12Tri tienen idénticas perforaciones por la longitud del lado del triangulo. Estas mismas aberturas medidas por el método del diámetro del circulo inscrito deberán identificarse como 4 ½ V, 5 V, 5 ½ V, 6 V, 6 ½ V y 7 V, respectivamente. [2]

Cribas de mallas de alambre

Malla cuadrada.- Las aberturas cuadradas de las cribas de mallas de alambre, se miden por el número de perforaciones por pulgada en cada dirección. Un tamiz de 9X9 tiene 9 aberturas por pulgada. Los tamaños disponibles varían desde 3X3 hasta de 60X60. Puesto que el número de estas cribas no aumentan consecutivamente, esta clasificación solamente incluye cerca de 27 tamices diferentes.

Malla rectangular.- Las aberturas rectangulares de las cribas de malla de alambre son medidas del mismo modo que las mallas cuadradas. Una criba de alambre rectangular de 3X6 tendrá 3 aberturas por pulgada en una dirección y 6 aberturas por pulgada en la otra. Los rectángulos formados por la malla de alambre son paralelos a la dirección del flujo de semillas. Aproximadamente 50 tamices de alambre de malla rectangular están disponibles en estos tamaños: De 2X8 a 2X12, de 3X14 a 3 X21, de 4X15 a 4X36 y de 6X14 a 6X60. También se consiguen aberturas de 18X20 y de 20X22. [2]

Zapatas

Las secciones vibratoras o sacudidoras de la máquina, en las cuales las cribas están colocadas, se llaman “zapatas” (canastas). Por lo general una zapata contiene herrajes para dos tamices; una para desbrozado y otra para clasificación. Una máquina puede tener una o dos zapatas dependiendo de su tamaño. Las zapatas están inclinadas para permitir que las semillas fluyan sobre las cribas. En una máquina de dos zapatas, estas están inclinadas en direcciones opuestas formando una V, de modo que el movimiento de una zapata contrarreste el movimiento de la otra para mantener la vibración al mínimo. [2]

Excéntricos

Las piezas cuyo eje esta fuera del centro y que originan las sacudidas de las zapatas, se denominan excéntricos. En las máquinas de dos zapatas los excéntricos de una zapata son contrabalanceados por los excéntricos de la otra. [2]

Tolvas

La mayoría de las máquinas cribadoras ventiladoras usan algo de los diversos tipos generales de tolva alimentadora.

Tolva con alimentador giratorio: Consiste de tres partes básicas a) un depósito para recibir la semilla; b) guías y tornillos sin fin para extender las semillas a la ancho de la tolva y c) un rodillo giratorio estriado, en el fondo de la tolva, que alimenta la criba superior con un flujo uniforme y regular de semillas, distribuyéndola en todo su ancho. La tolva con alimentador giratorio es recomendada cuando se limpia semilla pequeña, mezclada con muy poca basura.

Tolva con cepillo alimentador giratorio: Recomendada para manejar semillas con abundante hojarasca, consiste de cuatro partes principales: a) un depósito para recibir la semilla, b) un eje rotatorio con clavos transversales para remover la semilla y hojarasca hacia el rodillo giratorio estriado, c) un rodillo giratorio estriado y d) un cepillo de fibra dura. La semilla es forzada a pasar entre el rodillo giratorio y el cepillo, para prevenir agolpamientos, manteniendo un flujo uniforme y regular hacia las cribas.

Tolva medidora: Un tercer tipo es la tolva medidora. Está diseñada para alimentar en forma exacta y continua toda clase de semillas, desde trébol pequeño hasta semillas de zacate, hasta semillas de los frijoles más grandes. Trabaja satisfactoriamente con semilla que contenga considerable cantidad de hojarasca. Es similar a la tolva con alimentador giratorio, con dos únicas diferencias: Para esparcir la semilla se emplea un eje con rodillos especialmente inclinados en lugar de un tornillo sin fin, y las estrías del rodillo giratorio son mucho más profundas. [2]

2.4.4. Separación por tamaño

La separación por tamaño es fundamental y resulta muy eficiente cuando existen diferencias importantes en este sentido entre las especies y las malezas en la mayoría de los casos es la diferencia más importante. En la separación por tamaño se tienen en cuenta, según la especie, tanto el ancho y el espesor de la semilla como su longitud.

Se fabrican dos tipos de cribas:

DESBROZADORA: En la cual la semilla buena atraviesa las perforaciones de la criba mientras el material más grande es transportado sobre ella hasta una salida de descarga.

CLASIFICADORA: En la cual la semilla buena sigue sobre la zaranda mientras que las partículas pequeñas atraviesan sus perforaciones.

Por medio de una serie de operaciones de desbrozado y clasificación, se mueve todo el material de tamaño menor o mayor que la semilla de cultivo. El rasgo más importante de la cribadora ventiladora es el gran número de cribas disponibles ya que pasan de 200 los tamaños y las formas de las diversas perforaciones. [1]

2.4.5. Separación por ancho y espesor

Los separadores por ancho y espesor se basan en zarandas de metal perforado o de mallas de alambre; las primeras con orificios circulares u oblongos o triangulares y las segundas con alambres entrelazados formando cuadrados o rectángulos. (Figura. 2)

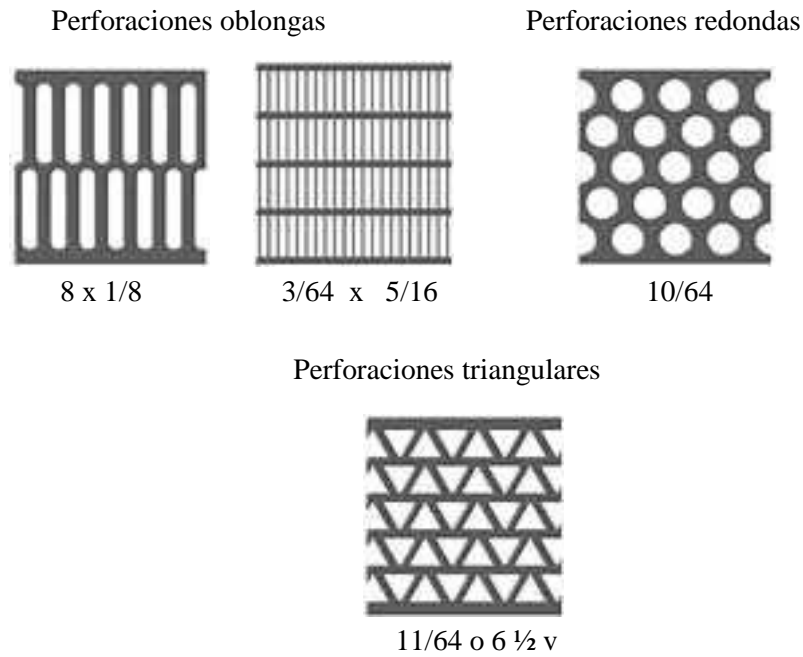


Figura 2. Tipos de cribas y perforaciones usadas en la limpieza de semillas.

Las zarandas de metal perforado con orificios redondos o circulares, separan las semillas que tienen igual espesor y ancho pero que difieren en longitud. Las zarandas de orificios oblongos o alargados separan las semillas que tienen igual ancho y longitud, pero que difieren en espesor, mientras que las zarandas de orificios triangulares, mucho menos utilizadas, sirven para apartar las semillas quebradas o con forma triangular.

En cuanto a las mallas de alambre trenzado tanto cuadradas como rectangulares son menos utilizadas por su menor resistencia y durabilidad. Generalmente se utilizan cuatro zarandas y sobre ellas corre las semillas en procesamiento. La primera y la tercera se conocen como zarandas superiores y la segunda y la cuarta como zarandas de fondo. En la mayoría de los casos se trabaja con la primera y segunda zaranda con perforaciones circulares o redondas (zarandas separadoras) y la tercera y cuarta con perforaciones alargadas (zarandas clasificadoras).

El sistema en si es muy simple y consiste en una tolva de alimentación, zarandas móviles e intercambiables y mecanismos de limpiezas de las mismas por cepillos y corrientes de aire.

La semilla sucia corre sobre las zarandas y según el tipo y tamaño de separador utilizado, quedará atrapada mientras el material de desecho cae por los orificios o viceversa.

La zaranda superior elimina el material mayor, la segunda comienza a clasificar la semilla por tamaño, la tercera lo hace en forma más prolija mientras la cuarta y última realiza la clasificación final.

La corriente de aire se graduará de tal forma que el polvo y la granza más liviana sean eliminados desde el principio mientras que al final del proceso se pueda separar las semillas de mayor peso ya sean chuzas o dañadas por insectos.

La mayor eficiencia para cada trabajo se alcanza cuando se la elección individual correcta de las zarandas (perforaciones, grosor y forma) a combinación adecuada de ellas, su ángulo de caída e intensidad de vibración, el grado de limpieza de las mismas, así como la distribución uniforme de las semillas. [1]

2.5. DAÑOS MECÁNICOS EN LA SEMILLA

Las semillas pueden ser dañadas mecánicamente durante los procesos de cosecha, trilla y maquinación. Estos daños alcanzan tres niveles. [1]

1. Daños leves en forma de roturas microscópicas especialmente del tegumento.
2. Daños graves visibles fácilmente.
3. Daños internos que afectan a menudo el germen y solo son detectados al germinar la semilla.

Las consecuencias de dichos daños mecánicos son básicamente:

- Pérdidas de tejidos y pérdidas de viabilidad.
- Pérdidas de capacidad para regular el contenido de agua.
- Incremento en la susceptibilidad a ataque por parte de microorganismos.
- Incremento en la susceptibilidad a efectos fitotóxicos.

CAPÍTULO III

ANÁLISIS DE ALTERNATIVAS

3.1. ANÁLISIS DE SOLUCIONES EXISTENTES

De acuerdo a la necesidad requerida de la planta piloto, tenemos que dar una solución para poder realizar las tres actividades (secado, descascarado y cribado), a la vez para que de esta manera se disminuya el tiempo de procesamiento de semilla en la planta y por lo tanto se contrarresten los costos de utilización de los equipos.

La solución de diseño y construcción se encuentra contemplada en los parámetros funcionales detallados en el acápite anterior.

3.2. ESTUDIO DE ALTERNATIVAS.

En el estudio de alternativas se analizarán los equipos convenientes para el objetivo, planteado, sin dejar a un lado la apreciación conceptual del análisis de soluciones existentes.

- i) Los tipos de secadores más opcionados para ser analizados para nuestro fin son: los de cascada y los de tambor rotativo de acción directa, que se encuentra en el grupo de las de flujo continuo; así como en la clasificación de las secadoras por tandas.
- ii) La operación de descascarado se puede realizar con diferentes tipos de descascaradoras:
 - Descascaradora de muelas.
 - Descascaradora de rodillos de caucho.
 - Descascaradora con bandas de caucho.
 - Cilindros de tipo engelbertg.

De este grupo de modelos de máquinas los más ampliamente usados por su alto rendimiento son las dos primeros, debido a que presentan el más elevado rendimiento en éste tipo de proceso.

- iii) La aplicación de las vibraciones ha adquirido una gran importancia en los últimos años, aunque las primeras aplicaciones se remontan a finales del siglo XIX, durante los cuales empezaron a emplearse los transportadores y cribadoras de vaivén.

Los métodos empleados en la obtención de vibraciones pueden ser:

- Mecanismo articulaciones de cuatro barras.
- Mecanismo biela-excéntrica
- Motores eléctricos desequilibrados.
- Vibradores electromagnéticos.
- Vibradores hidráulicos.
- Vibradores neumáticos.

Solamente los dos primeros métodos son empleados en los alimentadores vibrantes industriales y entre los cuales nos referiremos al primero considerando que éste enmarca los dispositivos de biela-excéntrica y articulaciones de cuatro barras. Y de las cribas diremos que no tenemos mayor inconveniente ya que tan solo debemos referirnos a la capacidad y geometría de las perforaciones de las diferentes cribas.

3.2.1. Secadora.

- Secadoras en cascada

Al tratar este tipo de secador notaremos que se encuentra dentro de los de flujo continuo.

Estas máquinas están formadas por uno o dos planos inclinados, compuestos por persianas (las que atraviesa el aire) por las cuales el grano va descendiendo en forma de una cascada continua.

Este sistema tiene la ventaja de que no se tapan agujeros (porque no existen), como en otras secadoras que tienen paredes perforadas. También son aptas para secar semillas muy pequeñas, como calza, tréboles y otras similares, reduciendo el caudal de aire.

La corriente de aire que pasa por las persianas, además de su función principal de secar y enfriar, realiza una buena limpieza del grano. Las impurezas arrastradas tampoco caen en el plenum o cámara de aire caliente, con lo cual el riesgo de incendio es reducido a un mínimo.

Existen dos configuraciones especiales, una con un solo plano inclinado (Figura 3), en el cual la última sección es la zona de enfriado, y otra con dos planos inclinados (Figura 4) donde el plano superior es la zona de secado, y el inferior, la zona de enfriado.

Como son equipos de poca inclinación ocupan un área superficial mayor que las secadoras tipo torre. Además la potencia absorbida por toneladas es casi el doble que las secadoras mencionadas.

Con el fin de aumentar la capacidad de secado se han fabricado secadoras con este mismo principio de cascadas, pero verticales, formadas por módulos de forma romboidal (Figura 5) que pueden montarse uno arriba del otro, obteniéndose secadoras de hasta 100 t/hora.

En general, estas secadoras de lecho en cascadas emplean mayores caudales de aire que las secadoras de flujo mixto, pero trabajan a menores temperaturas del aire de secado.

La instalación de las secadoras de 1 ó 2 planos es fácil, pues ya vienen entregadas en un único cuerpo completo, y solo se necesita una grúa para ubicarlas.

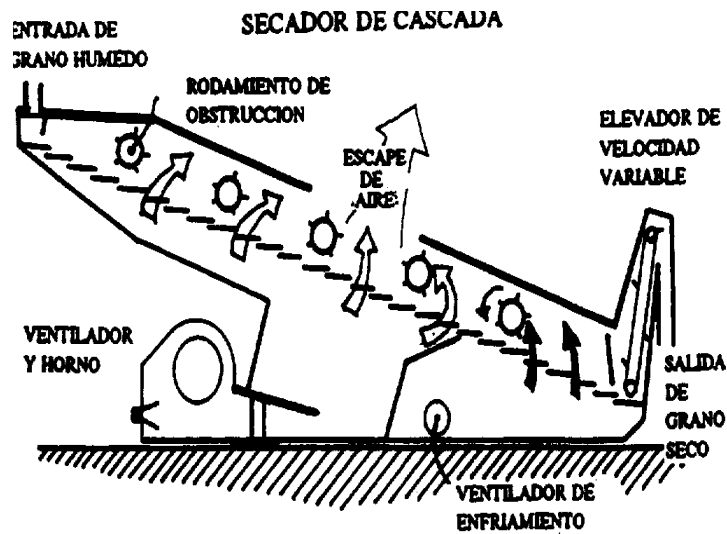


Figura 3. Secadora de cascadas, de un solo plano

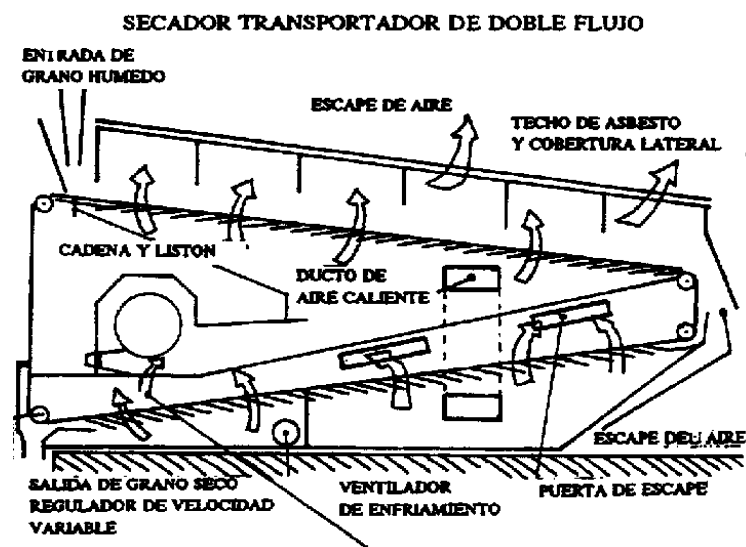


Figura 4. Secadora de cascadas, de dos planos

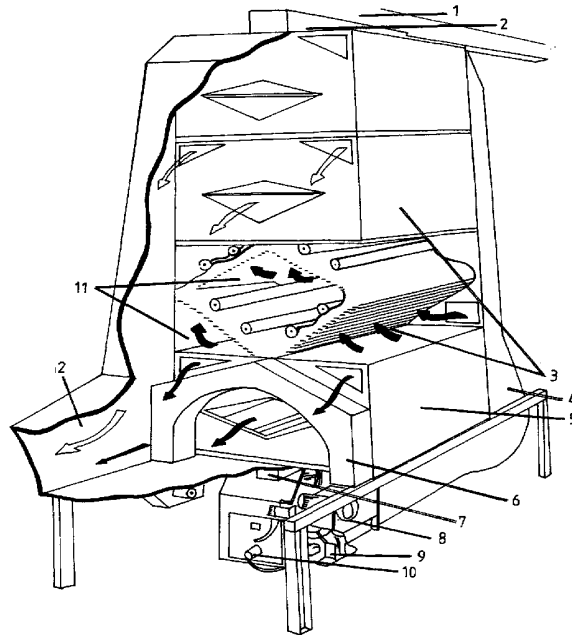


Figura 5. Secadora de cascadas, de módulos romboidales

1) Transportador de granos, 2) Tolva de grano húmedo, 3) Secciones de calor, 4) Conducto de aire caliente, 5) Sección de enfriado, 6) Conducto de aire frío, 7) Rosca de descarga de grano, 8) Ventilador de aire frío, 9) Controles de quemador, 10) Ventilador y cámara de combustión, 11) Cámaras de calor, 12) Salida de aire usado.

Ventajas:

- No se tapan agujeros (porque no existen)
- Aptas para secar semillas muy pequeñas.
- El riesgo de incendio es reducido.
- Trabajan a menores temperaturas del aire de secado.

Desventajas:

- Ocupan un área superficial mayor.
- La potencia absorbida por toneladas es casi el doble del de tambor rotatorio.
- Para su construcción se necesita mayor cantidad de materiales.

➤ Secadores rotativos directos.

Encontrándolo dentro en la clasificación por tandas. La característica principal de este tipo de secadero es que el aire caliente producto de la combustión, o calentado por medio de serpentines de vapor está en contacto directo con el material que se encuentra en el interior del mismo; la transferencia de calor se produce por convección

La rotación del cilindro se produce mediante un sistema de transmisión el cual puede ser por medio de engranajes o mediante el contacto de rodillos, una banda externa que rodea todo el cilindro del secador transmite el movimiento de un elemento motriz, accionado por un moto-reductor para así obtener un bajo número de revoluciones para el correcto funcionamiento del secador.

Los secadores de tambor rotatorio directos generalmente están equipados con aletas de tamaños y formas adecuadas para el material a procesar, estas desempeñan la función de elevar y esparcir el material húmedo cuando el aire caliente atraviesa por el interior del secadero. Las aletas pueden extenderse por todo el interior del cilindro, o dispuestas, escalonadamente en función del producto a secar.

El aire caliente se lo puede obtener para estos secaderos por medio de tubos alimentados por vapor o por gases de combustión, este aire caliente es obligado a pasar por el interior del cilindro rotatorio, por efecto de un ventilador impulsor, un ventilador aspirador, o una combinación de ambos.

El secador rotatorio directo de un solo cilindro es el más simple y de mayor utilización.

El aire caliente puede circular en paralelo o en contra corriente con el material a secar, en el primer caso el aire caliente y el material llevan la misma dirección, mientras que en el segundo caso la dirección es opuesta, en este último se eleva el rendimiento del secadero, no es recomendable para materiales sensibles al calor, estos se deben procesar en un secadero de flujo paralelo. Este tipo de secadero no es recomendable para materiales pulverulentos o aquellos que puedan ser arrastrados por la corriente de aire que atraviesa el secador, estos deben ser tratados en un secador completamente indirecto; los secadores rotativos directos se emplea para materiales granulares que fluyen con relativa libertad.

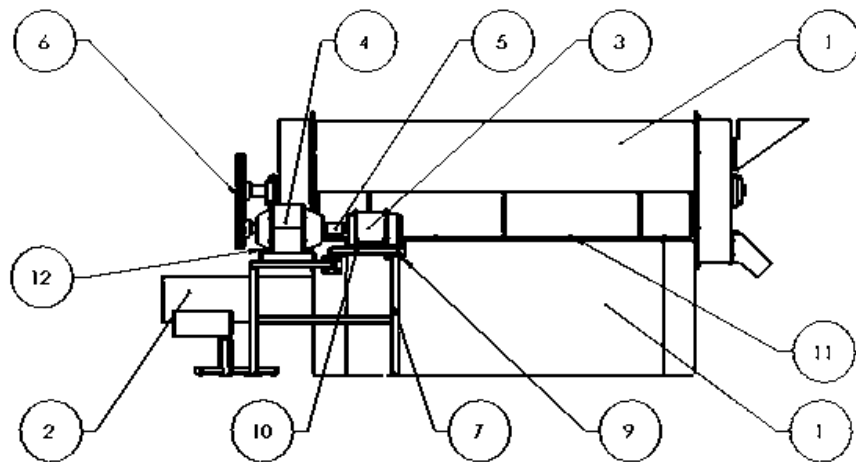


Figura 6. Partes principales del secador rotatorio

- I) Sistema de secado, 1) Cámara de secado, 2) Quemador de gas, 3) Motor, 4) Reductor
 5) Bocín de Acople, 6) Elementos de transmisión (cadena, catalina), 7) Base del motor reductor Tolvas , 9) Perno de la base del motor-reductor, 10)Perno de sujeción del motor, 11) Perno de anclaje del sistema de secado, 12) Perno de sujeción del reductor

Ventajas:

- Facilidad de construcción.
- Aptos para secar forrajes y semillas.
- Fácil de limpiar.
- El aire caliente puede circular en paralelo o a contracorriente con el material a secar.
- Bajos consumos de energía por kilogramo de producto seco
- Menor desperdicio de material en su construcción.
- Bajo riesgo de incendio.

Desventajas:

- No es recomendable para materiales pulverulentos.
- Ocupan un área superficial mayor.

✓ **Selección de la mejor alternativa para el secado.**

Realizando un estudio de las diferentes ventajas y desventajas de los tipos de secadores mencionados, tenemos que la mejor alternativa que se presta a nuestra necesidad de secar nuestro producto, es el secador de tambor rotativo de acción directa. Encontrándose a la vez entre los secadores por tandas.

3.2.1.1. Mecanismo de alimentación

✓ **Selección de la mejor alternativa de la alimentación**

El mecanismo de alimentación será en una forma directa y manual, a través de una tolva que guiará al producto a secar.

3.2.1.2. Mecanismo de transmisión

- Alternativas de diseño mecánico.

El mecanismo de transmisión del tambor rotativo será uno de los puntos a tratar de mayor importancia ya que la necesidad, de que el tambor gire a 12rpm, exige la presencia de un moto-reductor. A consecuencia de este requerimiento y que en el mercado nacional no se encuentran relaciones de transmisión muy elevadas y tan solo se hallan hasta de 1:50.

Por esta razón nos vemos obligados a realizar reducciones de velocidad mediante los sistemas tradicionales ya conocidos; y que denotaremos sus ventajas y desventajas a continuación.

1) Sistema de Transmisión por cadena

Ventajas:

- Relación de transmisión constante
- Para distancia entre ejes grandes
- Transmisión entre dos o más ejes paralelos
- Alta eficiencia de rendimiento

Desventajas:

- Costo relativamente alto frente a las bandas
- Montaje y mantenimiento minucioso
- Espacio físico ocupado grande

2) Sistema de transmisión por bandas

Ventajas:

- Costo bajo de operación y mantenimiento
- Transmisión suave
- Distancia entre ejes medianas a altas

Desventajas:

- Gran espacio físico
- Vida útil bajo a medio
- Relación de transmisión no constante

3) Sistema de transmisión por engranajes

Ventajas:

- Espacio físico ocupado pequeño
- Relación de transmisión constante
- Distancia entre ejes pequeño

Desventajas:

- Alto costo de fabricación
- Construcción minuciosa y de acuerdo a las necesidades

✓ **Selección de la alternativa para el sistema de transmisión**

De acuerdo a las necesidades requeridas se elige un sistema de transmisión por cadena. Puesto que ofrece mayores ventajas y cumple con los parámetros requerimientos, brindando entre varias características, una relación de transmisión constante y distancia entre ejes pequeña.

3.2.1.3. Alternativas de diseño térmico

Para el calentamiento del aire pondremos a consideración las diferentes formas de transmitirle energía al mismo.

1) Calentamiento con combustible sólido

Dentro de éstos tenemos el carbón mineral, que se utiliza en grandes industrias y el carbón vegetal, utilizado por las amas de casa, y pequeños comerciantes. Entonces de acuerdo a la disposición en el mercado del carbón vegetal, ésta es una alternativa.

Ventajas:

- No explosivo
- Bajo costo
- Fácil transporte
- No inflamable

Desventajas:

- Método poco higiénico en alimentos
- Producción de cenizas
- No se consigue una temperatura constante del combustible
- Producción de humo contaminante.
- Se requiere gran espacio para mayor combustible

2) Calentamiento por combustible líquido

Las principales alternativas son: fuel oil, alquitrán, gasolina, kerosene y alcohol, aunque éste tiene un elevado costo en relación a los anteriores,

Ventajas:

- Fácil almacenamiento
- Bajo costo de operación
- Alto poder calorífico

Desventajas:

- Alto costo de instalación
- Combustible altamente inflamable
- Produce gases contaminantes
- Espacio físico relativamente grande para almacenar el combustible

3) Calentamiento por combustible gaseoso

El más comúnmente utilizado es el gas licuado de petróleo.

Ventajas:

- Alto poder calórico
- No produce cenizas
- Bajo costo de instalación
- Bajas exigencias de mantenimiento
- Poco contaminante para el producto a secar

Desventajas:

- Combustible inflamable.
- Limitación de espacio físico para almacenarlo

- Contacto directo de la llama con el recipiente a calentar
- Costo elevado de control de temperatura
- Sistemas propensos a fugas de combustible

4) Calentamiento por resistencia eléctrica

La resistencia eléctrica, es una buena alternativa, se analiza sus ventajas y desventajas.

Ventajas:

- Limpieza en el proceso
- Adecuado para baja cantidad de materia y bajas temperaturas.
- Energía disponible inmediatamente
- Ocupa poco espacio físico
- Temperatura constante en el proceso
- Control adecuado de temperatura
- No produce cenizas

Desventajas:

- Vida útil corta
- Costo alto de las resistencias.

✓ **Selección de la mejor alternativa para la obtención de la vector secante.**

Realizando un análisis comparativo de ventajas y desventajas de acuerdo a las necesidades requeridas, la alternativa que mejores ventajas presenta a nuestro propósito es la obtención de gases de combustión (vector secante) por medio de la oxidación del gas.

3.2.1.4. Alternativas del mecanismo de inyección del vector secante

✓ Selección de la alternativa para la inyección del vector secante

Este se lo hará mediante un quemador y cuya selección se la determinará dependiendo del caudal requerido posteriormente. Así mismo se determinará la cantidad de combustible a utilizar y que más adelante se especificará.

3.2.2. Descascaradora de semillas.

➤ Descascarador de Muelas.

Este tipo de máquinas esencialmente se componen de una muela fija superior, bajo la cual gira en un plano horizontal una rueda inferior.

Cada muela está constituida por un disco de hierro fundido, con las dos caras que se enfrentan, cubiertas de una sustancia abrasiva (mezcla de esmeril y de cemento magnésiano) aplicada en capas muy uniformes.

La admisión de la semilla (Alfalfa o Trébol) se realiza por medio de una entrada ubicada en el centro de la muela superior y se esparce entre las dos muelas; por fricción y por presión sobre la cuscuta en los dos extremos se desprende de su envoltura. La descarga semilla descascarada y la cuscuta es expulsada por una salida que desemboca lateralmente por la parte inferior del cárter del descascarador.

El perfecto paralelismo de las dos muelas, la regulación precisa de su separación en función de la longitud de los granos de la semilla de alfalfa y trébol respectivamente, el aplastamiento exacto de las superficies abrasivas, una velocidad adecuada de rotación de la muela corriente y, por fin la admisión reguladora de la semilla son las condiciones necesarias para un descascarado satisfactorio.

La eficiencia del descascarado se determina por su rendimiento en granos de semillas enteras o de dimensiones superiores a $\frac{3}{4}$ de grano de semilla más rotura, sin tomar en cuenta los granos verdes que se debe intentar eliminar.

El rendimiento teórico de este tipo de estas máquinas oscila entre el 77 y 86%, del cual al menos un 4% corresponde a roturas. [3]

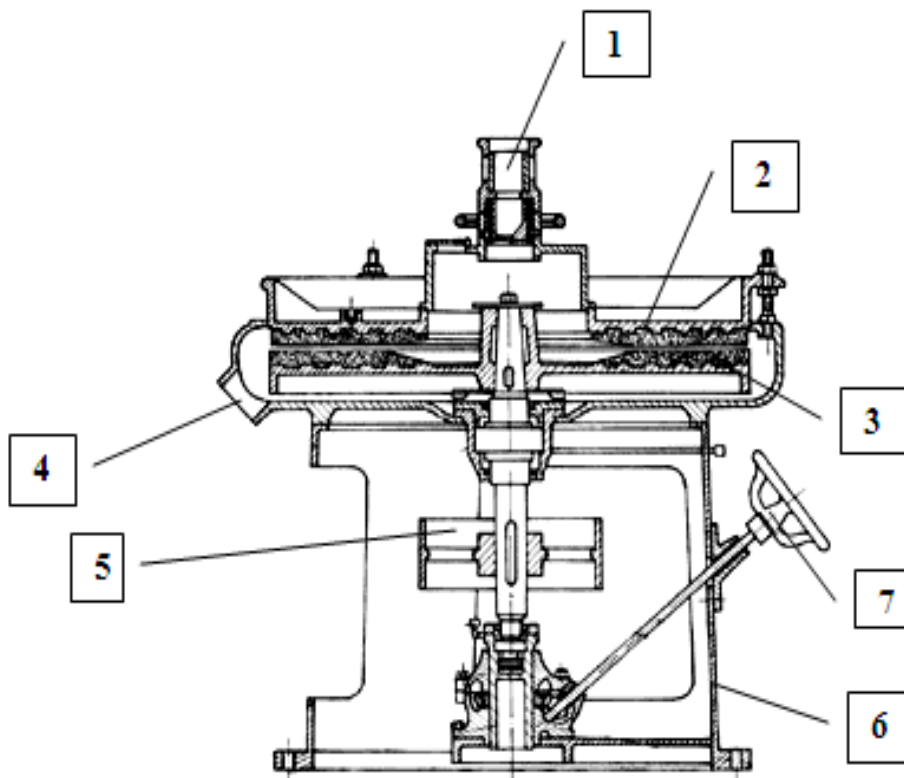


Figura 7. Descascarador de muelas

- 1) Entrada del producto, 2) Muela fija, 3) Muela móvil, 4) Salida del producto, 5) Polea, 6) Estructura, 7) Volante regulador.

Ventajas

- Alta capacidad
- Fácil regulación del intersticio entre las superficies friccionantes

- Desgaste homogéneo de las superficies friccionantes

Desventajas

- Alto porcentaje de semillas rotas
- Difícil construcción
- Alto consumo de potencia para una misma capacidad

➤ Descascarador de rodillos de caucho.

Este tipo de máquinas, se halla especialmente constituido por dos rodillos de caucho horizontales tangentes, que giran en sentido inverso a velocidades diferentes.

El forraje fluye de manera de una capa fina y regular entre los dos rodillos.

La cuscuta atrapada por los rodillos son desengastadas las unas de las otras por deslizamiento de los granos de la semilla de la alfalfa y trébol; en otras palabras la fuerza de fricción entre los rodillos de caucho, separa la cascara del grano.

La admisión del forraje se controla y regula por un tabique que gira sobre un eje horizontal y se aparta más o menos de un pequeño cilindro distribuidor paralelo a una contrapuerta que permite la llegada del forraje a los rodillos, los mismos que son arrastrados por un sistema de banda-polea, o por un juego de engranajes.

La relación de las velocidades relativas de los rodillos con su diámetro es inversa, a menor diámetro mayor será la velocidad.

La velocidad de rotación debe ser constante, la regulación de separación de los rodillos debe ser tal, que permita producir una presión adecuada para el descascarado correcto del forraje.

Los rodillos no se desgastan de manera igual por la diferencia de velocidades entre estos, por lo que, es recomendable invertirlos una o dos veces en el curso del funcionamiento y reemplazarlos después. A reemplazar después de utilizar un rodillo desgastado por un rodillo nuevo, el rodillo gastado se coloca sobre otro eje, de manera que uno de los ejes no lleve siempre un rodillo nuevo cuando el otro llevará siempre un rodillo desgastado.

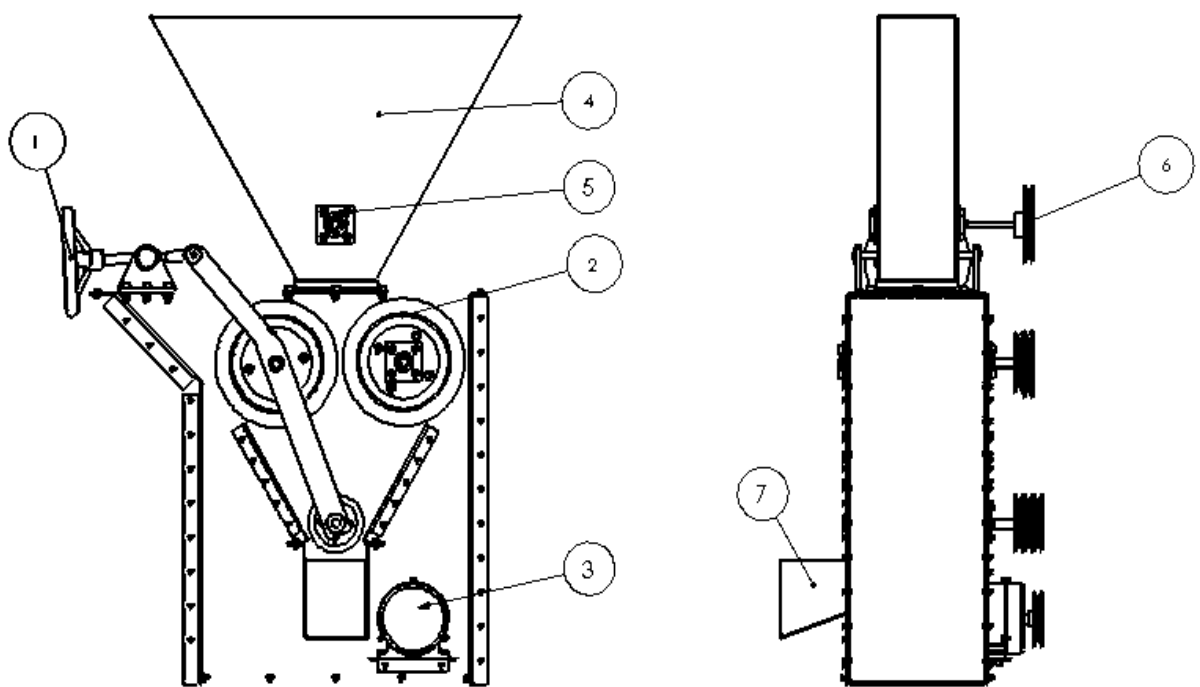


Figura 8. Partes principales del descascarador de rodillos de caucho

- 1) Volante de regulación, 2) Rodillo descascarador, 3) Motor, 4) Tolva de alimentación, 5) Eje del rodillo alimentación, 6) Polea, 7) Tolva de salida.

Ventajas

- Suave trato de las semillas
- Fácil construcción
- Bajo porcentaje de semillas rotas
- Bajo consumo de potencia para una misma capacidad

Desventajas

- No permite impurezas de gran tamaño en relación a la semilla
- Desgaste irregular de los rodillos de caucho

✓ **Selección de la mejor alternativa para el descascarado**

Se opta por el sistema de rodillos de caucho. Por el suave trato a las semillas y facilidad de construcción.

3.2.3. Cribadora

Con relación a la forma en que el material está gravitando sobre la criba, podemos clasificarlos en cribadoras de presión adherente y cribadoras de presión adherente variable.

La transferencia del movimiento vibratorio producido por el generador de vibraciones al material, se verifica por la adherencia del material a la criba, la cual está solidariamente unida al generador de vibración.

Las cribas de presión de adherencia contante, efectúan el movimiento de la bandeja paralelamente a la misma, mientras que en lo de presión de adherencia variable, el movimiento de la zapata se realiza con un ángulo de unos 15° a 30° con relación al plano de la misma.

➤ Mecanismo articulaciones de cuatro barras

En la figura 9. Se demuestra que mediante un dimensionamiento adecuado de las cuatro barras, la velocidad en la carrera de retorno es mayor que en la de avance, lo cual es la base en este tipo de cribador; la disposición de biela manivela no es adecuada, por tener una curva de velocidad simétrica en ambas carreras, el material se adhiere en la carrera hacia adelante, deslizando cuando la misma se desplaza hacia atrás, o sea, el material avanza con relación a la zapata. Para ello es necesario que existan ciertas relaciones entre el coeficiente de fricción material- zapata y la aceleración de la zapata, las cuales vamos a estudiar seguidamente.

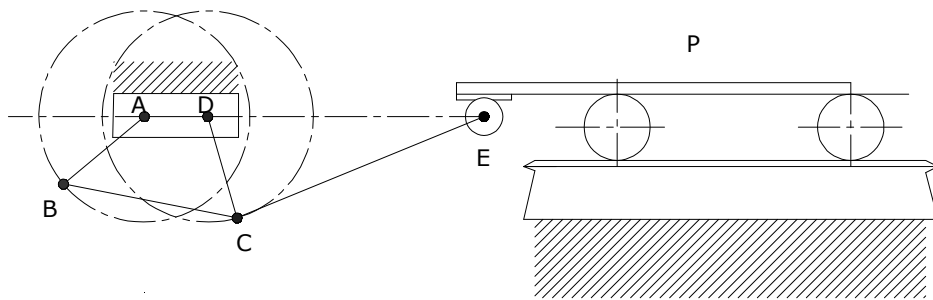


Figura 9. Accionamiento mediante articulación de cuatro barras.

Supongamos una partícula de material de peso P y con un coeficiente de fricción estático con la zapata que llamaremos μ_E . La fuerza de adherencia entre la partícula y la zapata será.

$$F_{ad} = P_{sm}\mu_E \quad (1)$$

Esta fuerza sería la necesaria para iniciar el movimiento de la partícula. A consecuencia del movimiento de la zapata, se le imprime una aceleración j , verificándose la siguiente relación, según la ley de Newton:

$$F_{ad} = P_{sm}\mu_E = m_{gs}j = \frac{P_{sm}}{g}j, \quad (2)$$

De donde,

$$\mu_E = \frac{j}{g} \quad (3)$$

Por lo tanto para que la partícula no deslice, tiene que cumplir.

$$j \leq g\mu_E \quad (4)$$

Cuando j es mayor que $g\mu_E$, la partícula desliza. En la figura 10. Se representa la curva de aceleración de la zapata y del material. Se supone que por razones de sencillez, que cuando se ha iniciado el deslizamiento, el movimiento es uniformemente desacelerado; el coeficiente de fricción entre bandeja y material es llamado ahora coeficiente de fricción cinética, y es inferior al estático.

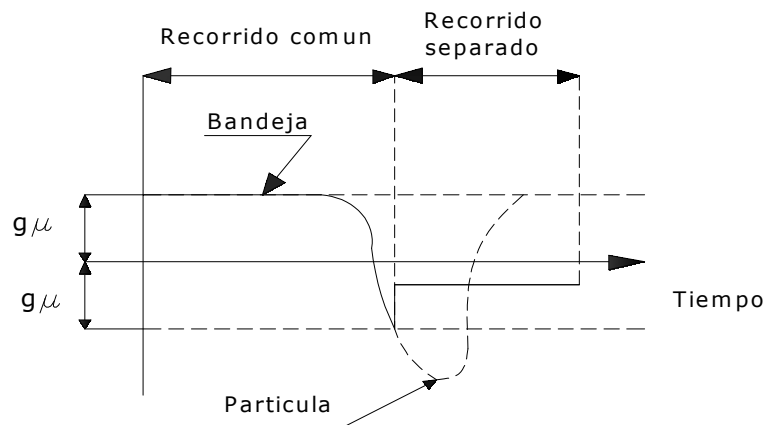


Figura 10. Curvas de aceleración de la zapata y de la partícula.

En estas cribadoras, la aceleración hacia adelante es del orden de $0.3g$ y hacia atrás es de 3 ó 4 veces mayor.

La velocidad de estas cribadoras es del orden de 100 vaivenes/minuto, y la carrera máxima 200mm. Aproximadamente. [3]

Ventajas

- No necesita de balancines
- Grandes amplitudes de carrera

Desventajas

- Difícil construcción
- Posible estancamiento

➤ Mecanismo biela-excéntrica

Forman un grupo mucho mayor que los precedentes y son más empleados actualmente. Las oscilaciones son simétricas en su acción, contrariamente a los anteriores. Su frecuencia es mucho mayor, pero la amplitud de la vibración es solo del orden de 1.5 a 4mm. Se admite a todos los efectos prácticos, que los movimientos efectuados por la zapata son rectilíneos, aunque en teoría no lo son.

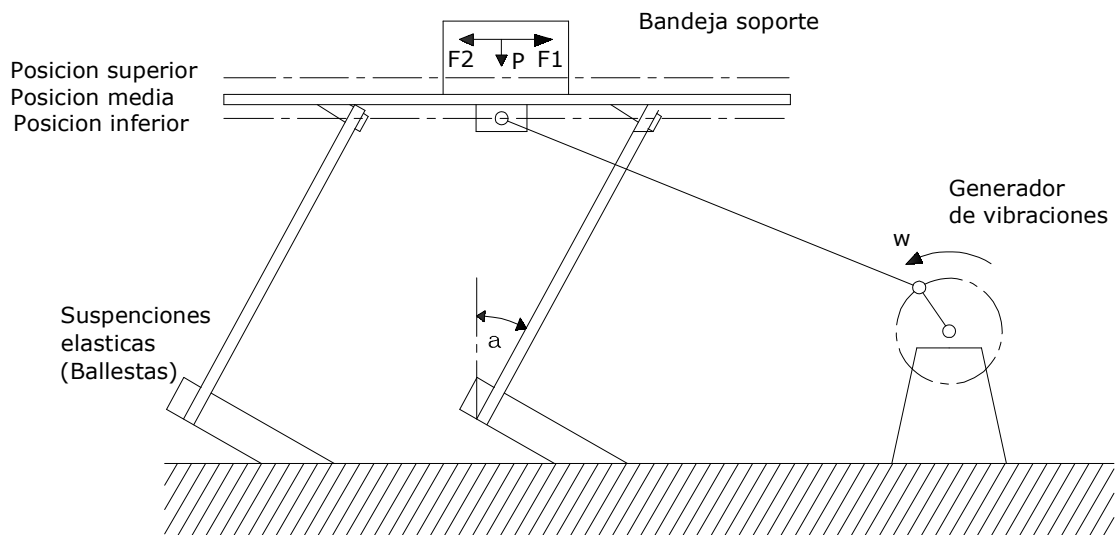


Figura 11. Accionamiento mediante biela-excéntrica.

La figura 11, muestra una disposición constructiva que fue una de las primeras en idearse; se observa que las ballestas forman un ángulo α con la vertical y que los desplazamientos se realizan normalmente a las mismas. Siendo r el radio de la manivela, ω la velocidad angular de la misma.

La amplitud de la vibración en el instante t considerado, tomando como origen de tiempos y giros la posición de la manivela correspondiente a la posición media de la zapata, se verificará:

$$A_Z = l - \frac{r_{exc}^2}{4l} + r_{exc} \left(\cos w_{p3c}t + \frac{r_{exc}}{4l} \cos 2w_{p3c}t \right) \quad (5)$$

La velocidad será:

$$V_Z = -r_{exc}w_{p3c} \left(\sin w_{p3c}t + \frac{r_{exc}}{4l} \sin 2w_{p3c}t \right) \quad (6)$$

Y la aceleración:

$$J_Z = -r_{exc}\alpha_{p3c} \left(\sin w_{p3c}t + \frac{r_{exc}}{2l} \sin 2w_{p3c}t \right) - r_{exc}w_{p3c}^2 \left(\cos w_{p3c}t + \frac{r_{exc}}{l} \cos 2w_{p3c}t \right) \quad (7)$$

Las componentes respectivas de A_Z, V_Z y j_Z con respecto a los ejes $x - y$ son:

$$\left. \begin{array}{ll} x_Z = A_Z \cos \alpha_B & y_Z = A_Z \sin \alpha_B \\ \dot{x}_Z = V_Z \cos \alpha_B & \dot{y}_Z = V_Z \sin \alpha_B \\ \ddot{x}_Z = j_Z \cos \alpha_B & \ddot{y}_Z = j_Z \sin \alpha_B \end{array} \right\} \quad (8)$$

Consideremos ahora una partícula de peso P situada sobre la zapata en su posición media; procediendo de forma similar a como antes lo hicimos, y suponiendo que la partícula no desliza, ésta estará sometida a un mayor empuje cuando la bandeja sube, y por el contrario, cuando ésta baja, la partícula tiende a despagarse. La presión sobre la partícula cuando sube la zapata, es:

$$P_s = P_{sm} + \frac{P_{sm}}{g} \ddot{y}_Z = P_{sm} + \frac{P_{sm}}{g} j_Z \sin \alpha_B = (g + j_Z \sin \alpha_B) m_{gs} \quad (9)$$

Se ha supuesto que la partícula no desliza, luego la fuerza de adherencia es:

$$F_{1s} = P_{sm} \mu_E = (g + j_Z \sin \alpha_B) m_{gs} \mu_E \quad (10)$$

Sobre la misma partícula actúa una fuerza horizontal de valor:

$$F_{2s} = m_{gs} j_Z \cos \alpha_B \quad (11)$$

El equilibrio se establece cuando $F_{1s} = F_{2s}$, luego igualando (10) y (11) resulta:

$$(g + j_Z \sin \alpha_B) m_{gs} \mu_E = m_{gs} j_Z \cos \alpha_B \quad (12)$$

Despejando j_t se obtiene:

$$j_{Zs} = \frac{g \mu_E}{\cos \alpha_B - \mu_E \sin \alpha_B} = \frac{g}{\frac{\cos \alpha_B}{\mu_E} - \sin \alpha_B} \quad (13)$$

Este es el valor de aceleración crítica; para valores mayores de la misma, el material desliza. Interesa, por tanto, que en el avance no se sobrepase este valor.

Cuando la zapata baja, la presión de la partícula sobre la misma es:

$$P_B = P_{sm} - \frac{P_{sm}}{g} j_Z \sin \alpha_B \quad (14)$$

Y la fuerza de adherencia es:

$$F_{1B} = (g - j_Z \sin \alpha_B) m_{gs} \mu_c \quad (15)$$

(μ_c , Es el coeficiente de fricción cinético, el cual es inferior a μ_E).

El equilibrio en el movimiento hacia atrás se establece cuando $F_{1B} = F_{2s}$, o sea, igualando (11) y (15):

$$m_{gs} j_Z \cos \alpha_B = (g - j_Z \sin \alpha_B) m_{gs} \mu_c \quad (16)$$

Y despejando j_t resulta:

$$j_{ZB} = \frac{g \mu_c}{\cos \alpha_B - \mu_c \sin \alpha_B} = \frac{g}{\frac{\cos \alpha_B}{\mu_c} - \sin \alpha_B} \quad (17)$$

Comparando esta ecuación con la (13), vemos que la (17) da valores menores que la (13). Por lo consiguiente, es posible encontrar un valor tal de j_t que se verifique:

$$j_{zS} > j_z > j_{zB} \quad (18)$$

Con lo cual el material no deslizará hacia adelante y sí hacia atrás.

La partícula describe una trayectoria de forma parabólica (microsalto), según se indica en la figura 12.

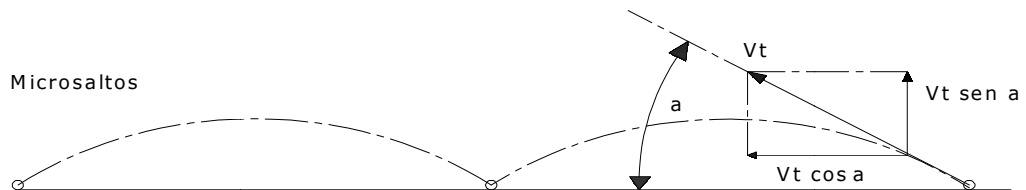
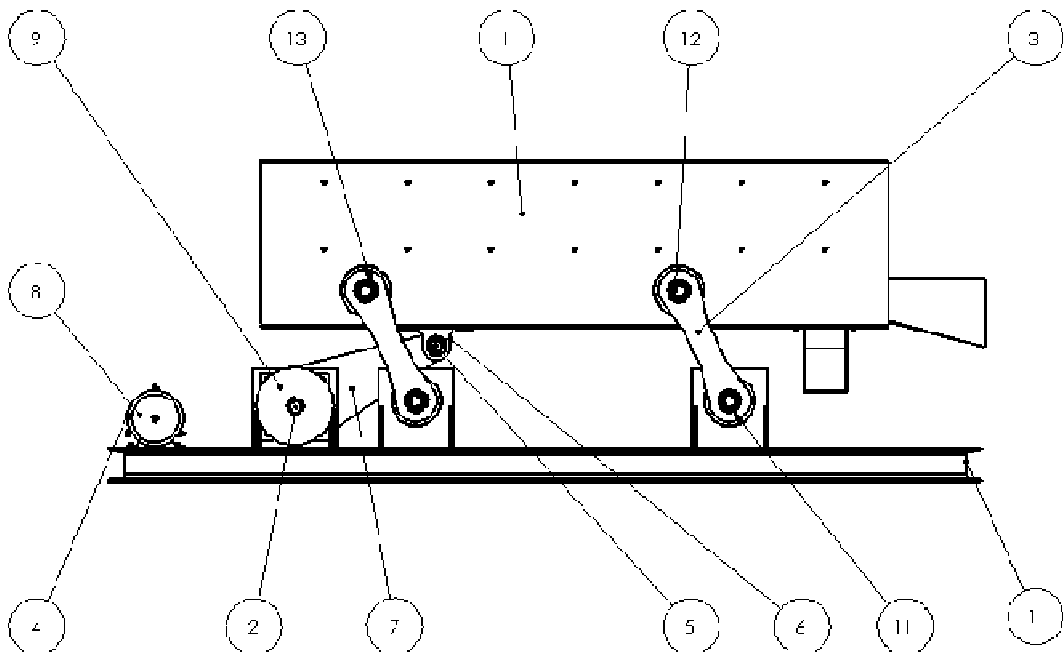


Figura 12. Trayectoria teórica de una partícula

La repetición de microsaltos produce el avance del material. Las anteriores ecuaciones (13) y (17), son básicas en la teoría de estas cribadoras, habiéndose realizado muchos estudios partiendo de las mismas.

Velocidad de transporte:

Puesto que $V_z = r_{exc} \omega_{p3C} \text{sen} \omega_{p3C} t$ la velocidad depende fundamentalmente de la velocidad angular ω , de la amplitud r y del ángulo de lanzamiento α .



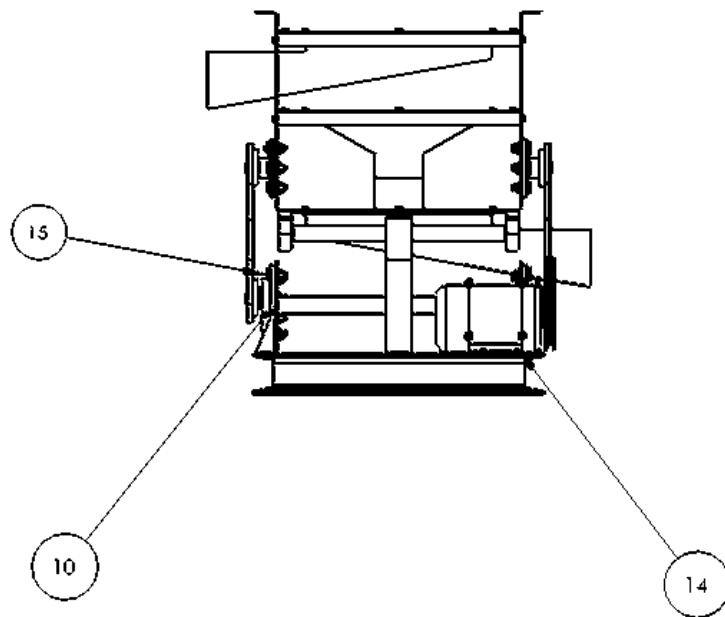


Figura 13. Partes principales de la cribadora

I) Sistema de cribado, 1) Base de la criba, 2) Eje 3C, 3) Balancín, 4) Motor, 5) Eje 4C, 6) Chumacera, 7) Biela, 8) Polea motriz, 9) Polea 3C, 10) Chumacera del eje 3C, 11) Clip exterior del pivote, 12) Clip interior del balancín, 13) Rodamiento del balancín, 14) Perno de sujeción del motor, 15) Perno de sujeción de la chumacera.

Ventajas

- Fácil construcción
- Ideal para semillas pequeñas

Desventajas

- Solo permite excentricidades pequeñas

✓ Selección de la mejor alternativa en el proceso de cribado

Por el principio de funcionamiento se concluye que la cribadora con mecanismo de biela-excéntrica, es la mejor alternativa.

3.2.3.1. Sistema de cribas

La forma y tamaño de criba que nos recomienda según la bibliografía de la FAO para alfalfa y trébol. Y que la respectiva tabla se encuentra en la siguiente tabla. [19]

TABLA III. CALIBRE DE CRIBAS

CALIBRE DE CRIBAS RECOMENDADAS				
	<i>Coloumna 1</i>	<i>Columna 2</i>	<i>Columna 3</i>	<i>Columna 4</i>
<i>Alfalfa</i>	1/14 ó 1/13	6X26	1/15 ó 1/14	6X24
<i>Trébol alsike</i>	1/18	6x34	1/19	6x32
<i>Trébol alsike de lupulina amarilla</i>	1/18	6x35	6x22. 1/21, 1/22	6x32
<i>Trébol de alsike de mostaza</i>	1/18	6x36	3/64x5/16, 6x20, 6x22	6x32
<i>Trébol de alsike de Rumex acetosella</i>	1/18	6x37	6x20, 6x21,6x22	6x32
<i>Trébol alsike se Silene noctiflora</i>	1/18	6x38	6x20 ó 6x21	6x32
<i>Trébol amarillo</i>	1/20	6x36	1/25	6x34
<i>Trébol blanco holandés</i>	1/16, 1/18	6x34	1/18, 1/49, 1/20	6x32
<i>Trébol blanco holandés de Rumex spp</i>	1/16	6x34	6x22 ó 6x23	6x32
<i>Trébol carmesí</i>	6	6x24	1/13	6x22
<i>Trébol dalea</i>	6	6x23	1/13	6x22
<i>Trébol hubam</i>	6	6x26	1/14	6x24
<i>Trébol hubam sin descascarar</i>	10	6x26	8	6x24
<i>Trébol ladino</i>	1/18	6x34	1/20 ó 1/21	6x32
<i>Trébol rojo</i>	1/15	6x24 ó 6x26	3/64x5/16	6x22 ó 6x24
<i>Trébol rojo de Coringia orientalis</i>	3/64X5/16	6x24	3/64x5/17	6x24

✓ Selección de la mejor alternativa

Alfalfa:

Primera criba (primer desbrozado). 1/14 o 1/13 redonda.

Segunda criba (segunda clasificación). 6x24 rectangular.

Trébol Amarillo:

Primera criba (primer desbrozado). 1/20

Segunda criba (segunda clasificación). 6X24

3.2.3.2. Zapata

La criba estará compuesta por una zapata, debido al bajo flujo másico que se procesa.

3.2.3.3. Tolva de alimentación con rodillo giratorio

Como se mencionó este tipo de tolva permite alimentar semillas con considerable cantidad de hojarasca. Y por dicho motivo se seleccionará esta alternativa.

3.2.3.4. Mecanismo de transmisión de potencia.

Como ya lo mencionamos anteriormente, para lo que era el secador. Aquí también analizamos dichas alternativas, comparando sus ventajas y desventajas.

Y se determina que la transmisión de rotación es a través de cadena; es la mejor opción, debido a que hay mejor agarre entre cadena y catalina.

3.3. PRINCIPIO DE FUNCIONAMIENTO DE LA PLANTA PILOTO.

Una vez analizadas todas las alternativas de diseño para la planta piloto, se debe tomar en cuenta que nuestro equipo a diseñarse es para pequeños agricultores.

3.3.1. Funcionamiento del secador

La planta piloto de procesamiento de semillas, inicia con el secamiento artificial de las semillas que de acuerdo con la humedad de ingreso será el tiempo de secado. El secador de la planta piloto es de tipo tambor rotativo y se encuentra este entre los de tipo por tandas; el mismo que será llenado manualmente a través de una tolva de alimentación, sirviendo ésta a la vez de chimenea al dejar la puerta de alimentación abierta. El aire caliente se lo obtiene mediante un quemador de gas en donde los gases de combustión se convierten en vector secante. El movimiento de rotación del cilindro se ejecuta mediante un sistema de transmisión de cadena que está conectado a un eje motriz y este es accionado por un motor-reductor para

así obtener un bajo número de revoluciones para el correcto funcionamiento del secador. Este secador está equipado con aletas de esparcimiento que tienen la función de elevar y esparcir el producto húmedo mientras el vector secante atraviesa el secador.

3.3.2. Funcionamiento de la descascaradora

Luego de secada la semilla ésta pasa a ser depositada en la tolva de alimentación del descascarador, la cual es descargada a través de un rodillo alimentador accionado por una polea que deposita la semilla en intersticio de los rodillos de caucho que giran en sentido opuesto mediante poleas. Dichos rodillos son separados mediante un volante regulador que mantiene la separación predeterminada y mediante un resorte se aplica la presión necesaria sobre la semilla para ser descascarada y finalmente salir por la tolva de descarga. Cabe señalar que la fuente motriz de la descascaradora se produce a través de un motor eléctrico.

3.3.3. Funcionamiento cribadora

Luego de ser descascarado éste producto pasa a ser depositado en la zapata de cribado que contiene las planchas perforadas con los calibres correspondientes, por las cuales atraviesan las semillas. La criba es accionada por un motor, accionando a través de poleas y bandas un mecanismo de vibración, que está compuesta por un sistema de biela manivela y elementos vibrantes, logrando de ésta manera obtener una adecuada limpieza de la semilla; para finalmente ser descargada por la tolva de descarga.

3.4. GEOMETRÍA GENERAL DE CADA UNO DE LOS EQUIPOS.

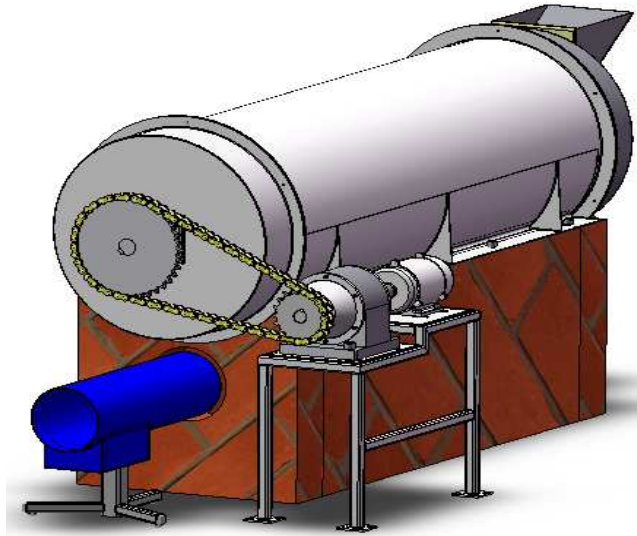


Figura 14. Secador de tambor rotatorio

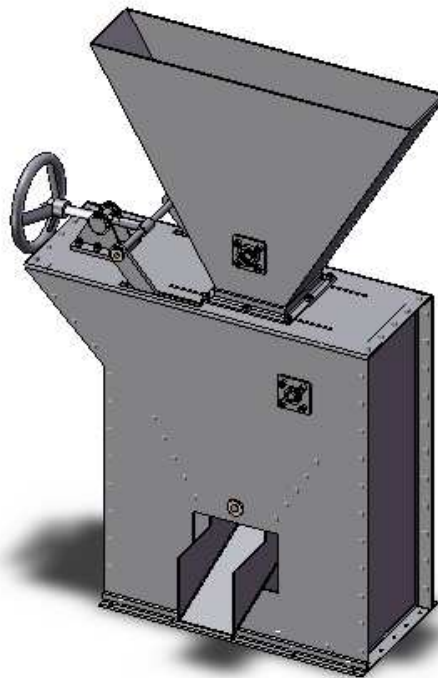


Figura 15. Descascaradora de rodillos

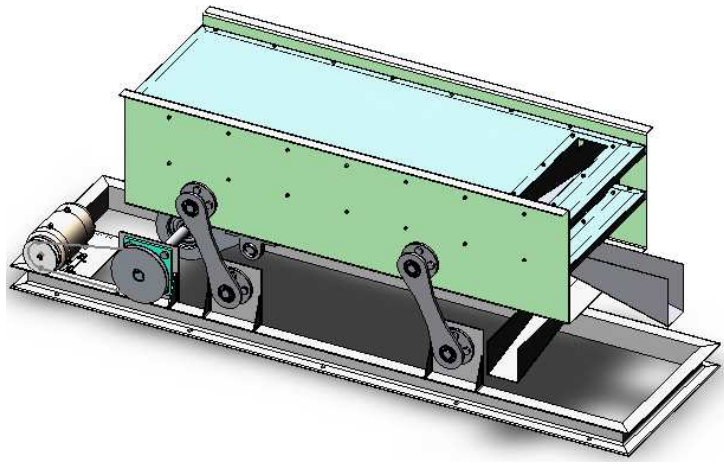


Figura 16. Cribadora

CAPÍTULO IV

DISEÑO DE LOS EQUIPOS

4.1. SECADOR

Para realizar el diseño de cualquier tipo de secador se debe tomar en consideración fenómenos simultáneos de transferencia de calor y materia, como los que se plantean a continuación:

- a) Balance de calor
- b) Balance de materia

4.1.1. Dimensionamiento del tambor interior

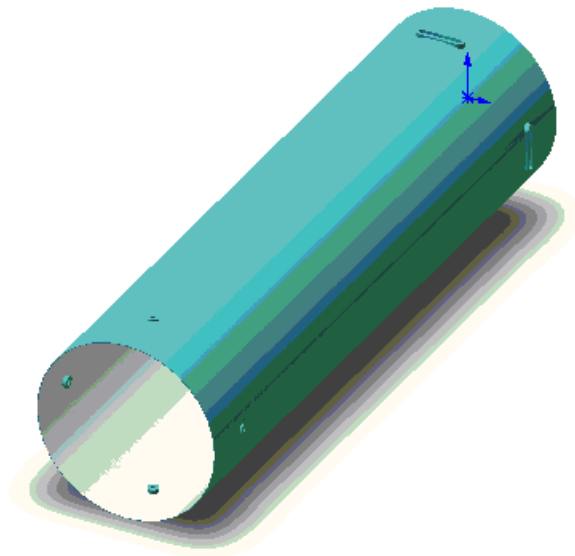


Figura 17. Configuración geométrica del tambor interior del secador

DATOS:

Acero de 3 [mm]: perforada Laminado en caliente ASTM A 36

Longitud $L_{cs} = 2000\text{mm} = 2[\text{m}]$

Cantidad de producto $m_{\text{producto}} = 200 [\text{Kg}]$

Peso específico o volumétrico $\rho_{\text{alfalfa}} = 770 \text{ [Kg/m}^3\text{]}$ (Húmedo)

Debido a que el calibre de la plancha perforada es 6x24 triangular el menor espesor que hay es el de 3 mm.

4.1.1.1. Área del producto en el tambor interior

$$V_{\text{producto}} = \frac{m_{\text{producto}}}{\rho_{\text{producto}}} \quad (19)$$

Reemplazando valores tenemos:

$$V_{\text{producto}} = \frac{200}{770} = 0.2597 \text{ [m}^3\text{]}$$

Como:

$$V_{\text{producto}} = A_{\text{Producto}} * L_{\text{CS}} \quad (20)$$

Despejando la ecuación (20) y reemplazando valores

$$A_{\text{Producto}} = \frac{V_{\text{producto}}}{L_{\text{CS}}} = \frac{0.2597 \text{ m}^3}{2\text{m}} = 0.12985 \text{ [m}^2\text{]}$$

4.1.1.2. Diámetro del tambor interior del secador

$$A_{\text{Producto}} = \frac{d_{\text{iti}}^2 * \pi}{4} \quad (21)$$

Despejando la ecuación (21) y reemplazando valores

$$d_{\text{iti}} = \sqrt{\frac{A_{\text{Producto}} * 4}{\pi}} = \sqrt{\frac{(0.12985) * 4}{\pi}} = 0.40 \text{ m}$$

Como el producto debe ocupar aproximadamente las 2/3 partes del volumen total del tambor interior quedando de esta manera. [4]

$$d_{\text{iti}} = 0.40 * \frac{2}{3} = 0.60 \text{ [m]}$$

Para una adecuada selección de estos secadores se recomienda. [4]

$$\frac{L}{D} = 4 \text{ a } 15 \quad (22)$$

Donde:

$$\frac{2}{0.60} = 3.3333$$

Lo que no es aconsejable para nuestro dimensionamiento

Y con un diámetro $d_{iti} = 0.50[m]$ tenemos una relación de:

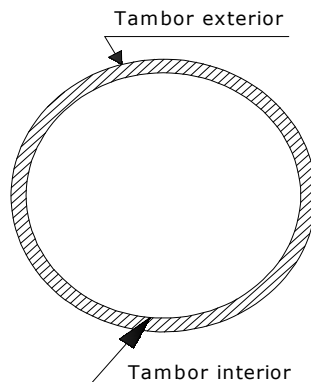
$$\frac{2}{0.50} = 4$$

Tomando en consideración la recomendación se dimensiona el cilindro interior con el siguiente diámetro

$$d_{iti} = 0.50[m]$$

4.1.1.3. Diámetro del tambor exterior del secador

Tomando en consideración que el volumen libre para el paso del aire secante en el tambor interior es como se muestra a continuación.



$$d_{iti} = 0.50[m]$$

$$V_{cil\ int} = \frac{d_{iti}^2}{4} * \pi * Lcs \quad (23)$$

$$V_{cil\ int} = \frac{0.5^2}{4} * \pi * 2 = 0.3927[m^3]$$

$$V_{lib\ cil} = V_{cil\ int} - V_{producto} \quad (24)$$

$$V_{lib\ cil} = 0.3927 - 0.2597 = 0.133[m^3]$$

$$V_{lib\ cil} = \frac{\pi}{4} * (D_{ite}^2 - d_{eti}^2) * L_{cs} \quad (25)$$

$$D_{ite} = \sqrt{\left(\frac{0.133 * 2}{\pi} + 0.56^2\right)} = 0.63[m]$$

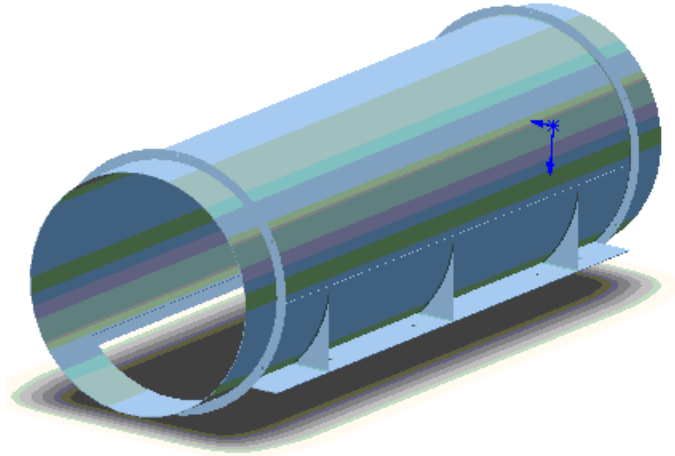


Figura 18. Configuración geométrica del cilindro exterior del secador

4.1.2. Calor consumido por el sistema de secado

La cantidad de calor consumida por el sistema de secado, se encuentra determinada por la siguiente ecuación:

$$Q_{cs} = Q_{sem} + Q_{perdido} \quad (26)$$

4.1.2.1. Cantidad de agua retirada

$$m_{H2O} = m_{producto} * \frac{W_i - W_f}{1 - W_f} \quad (27)$$

Lo que significan:

$$m_{producto} = 200 [kg]$$

$$W_i = 30 \%$$

$$W_f = 12\%$$

Remplazando datos en la ecuación (27) tenemos:

$$m_{H_2O} = 200[\text{kg}] * \frac{0.30 - 0.12}{1 - 0.12}$$

$$m_{H_2O} = 41 [\text{kg}]$$

4.1.2.2. Flujo másico de agua retirada

En los datos obtenidos como resultado de la experimentación del secado de una muestra de semilla obtuvimos lo siguiente.

TABLA IV. TABULACIÓN DE LOS DATOS DE LA MUESTRA DE SEMILLA SECADA

TIEMPO [h]	PESO [kg]	TIEMPO [h]	PESO [kg]
0:00	0,2	4:00	0,1681
0:10	0,1928	4:10	0,1678
0:20	0,1897	4:20	0,1676
0:30	0,1868	4:30	0,1674
0:40	0,1842	4:40	0,1665
0:50	0,1823	4:50	0,166
1:00	0,1803	5:00	0,1659
1:10	0,1791	5:10	0,1657
1:20	0,1774	5:20	0,1655
1:30	0,175	5:30	0,1653
1:40	0,1746	5:40	0,1651
1:50	0,173	5:50	0,1649
2:00	0,1726	6:00	0,1647
2:10	0,1718	6:10	0,1647
2:20	0,1711	6:20	0,1647
2:30	0,17	6:30	0,1647
2:40	0,17	6:40	0,1647
2:50	0,1698	6:50	0,1647
3:00	0,1695	7:00	0,1647
3:10	0,1694	7:10	0,1647
3:20	0,1689	7:20	0,1647
3:30	0,1688	7:30	0,1647
3:40	0,1685	7:40	0,1647
3:50	0,1683	7:50	0,1647

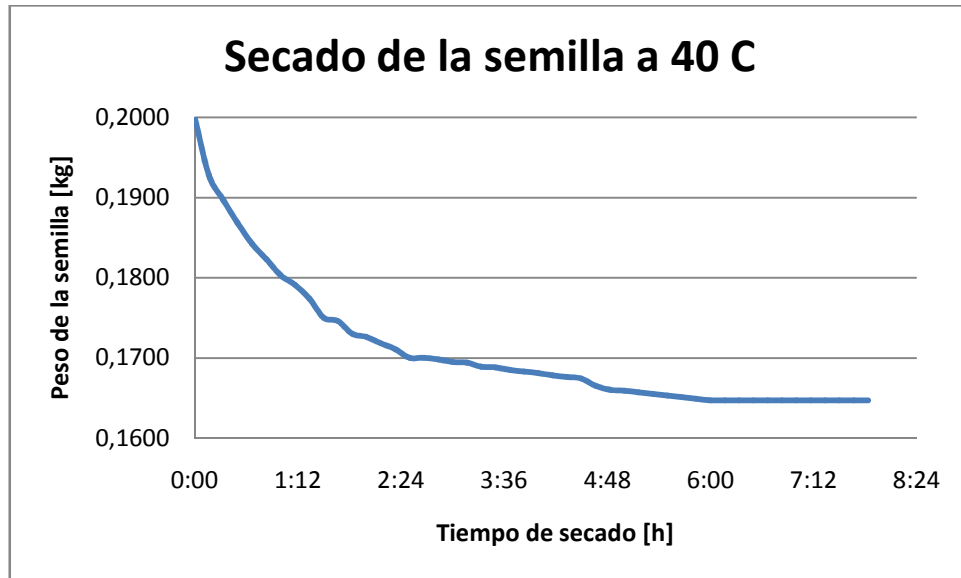


Figura 19. Secado de la semilla de muestra

Observando la gráfica anterior se tiene que el peso de la semilla se estabiliza al término de 7[h]. Dato con el cual se obtendrá el flujo másico de agua retirado durante el secado de la semilla; el mismo que se obtiene en la siguiente formulación.

$$\dot{m}_{H_2O} = \frac{m_{H_2O}}{t_s} \quad (28)$$

$$\dot{m}_{H_2O} = \frac{41}{7} = 5.86 \left[\frac{\text{kg}}{\text{h}} \right]$$

4.1.2.3. Calor consumido por la semilla

$$Q_{sem} = \dot{m}_{H_2O} * q_v \quad (29)$$

$$Q_{sem} = 5.86 \left[\frac{\text{Kg}}{\text{h}} \right] * 2250 \left[\frac{\text{kJ}}{\text{Kg}} \right] = 13185 \left[\frac{\text{kJ}}{\text{h}} \right]$$

4.1.2.4. Calor por pérdidas

Entre las pérdidas de calor que ocurren en el sistema de secado, tenemos que estas ocurren a través de las paredes del tambor exterior.

Entonces el calor por pérdidas en la pared cilíndrica es:

$$Q_{\text{perdido}} = \frac{T_i - T_0}{\sum R_{\text{termica}}} \quad (30)$$

La resistencia térmica por conducción para una pared cilíndrica es:

$$R_{\text{termica}} = \frac{\ln \frac{r_e}{r_i}}{2 * \pi * K * L} \quad (31)$$

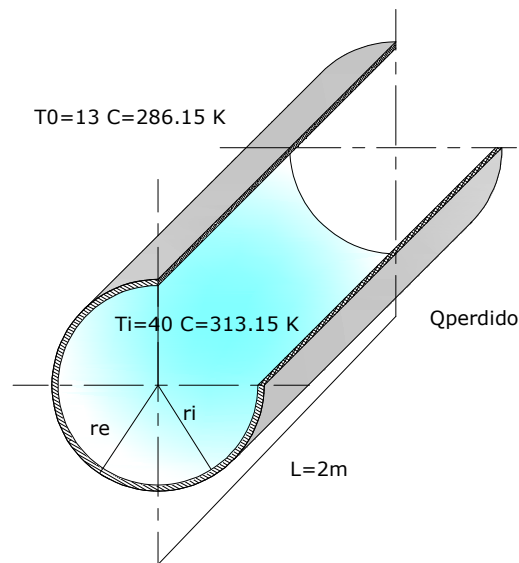


Figura 20. Balance térmico del tambor interior del secador

Datos:

$$T_i = 40[^\circ\text{C}] = 313.15 [^\circ\text{K}]$$

$$T_0 = 13[^\circ\text{C}] = 286.15 [^\circ\text{K}]$$

$$r_e = 0.315 [\text{m}]$$

$$r_i = 0.25[\text{m}]$$

$$K = 63.2\left[\frac{\text{W}}{\text{m K}}\right]$$

Reemplazando valores en la ecuación (31) tenemos:

$$R_{\text{termica}} = \frac{\ln \frac{0.315}{0.25}}{2 * \pi * 63.2 * 2} = 291 \text{ E} - 6 [^\circ\text{K} / \text{W}]$$

Remplazando valores en la ecuación (30) tenemos:

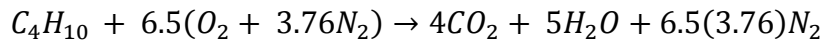
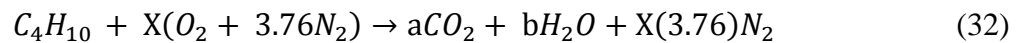
$$Q_{\text{perdido}} = \frac{313.15 - 286.15}{291 \text{ E} - 6} = 92783.1 \text{ [W]} = 79774.88 \left[\frac{\text{kJ}}{\text{h}} \right]$$

Aplicando la ecuación (26), se obtiene finalmente el calor consumido por el secador:

$$Q_{cs} = 13185 + 79774.88 = 92959.88 \left[\frac{\text{kJ}}{\text{h}} \right]$$

4.1.3. Selección del quemador

Para la selección del quemador de gas se realiza el balance de la siguiente ecuación de combustión con un 100% de aire teórico:



$$H_R = n_{C_4H_{10}} [h_f^0 + (\bar{h} - h_{298})]_{C_4H_{10}} + n_{O_2} [h_f^0 + (\bar{h} - h_{298})]_{O_2} + n_{N_2} [h_f^0 + (\bar{h} - h_{298})]_{N_2} \quad (33)$$

$$H_P = n_{CO_2} [\bar{h}_f^0 + (\bar{h} - \bar{h}_{298})]_{CO_2} + n_{H_2O} [\bar{h}_f^0 + (\bar{h} - \bar{h}_{298})]_{H_2O} + n_{N_2} [\bar{h}_f^0 + (\bar{h} - \bar{h}_{298})]_{N_2} \quad (34)$$

$$q_{gc} = H_P - H_R \quad (35)$$

Utilizando las tablas de entalpías de formación:

$$H_R = 1[-126223 + 0]_{C_4H_{10}} + 6.5[(0 - 54)]_{O_2} + 24.44[0 + 54]_{N_2}$$

$$H_R = -125452.24 \text{ [KJ]}$$

$$H_P = 4[-393757 + 8314]_{CO_2} + 5[-241971 + 6920]_{HO_2} + 24.44[0 + 5912]_{N_2}$$

$$H_P = -2572537.72 \text{ [KJ]}$$

$$q_{gc} = H_P - H_R = -2572537.72 - (-125452.24) = -2447985.5 \left[\frac{\text{KJ}}{\text{mol C}} \right]$$

Tomando en consideración la capacidad del secador QG-0, según indica el catálogo de quemadores de INDUHORST.

Estos quemadores de gas tienen la ventaja que vienen con un sistema de regulación para la temperatura y flujo másico de gas; Lo cual tomamos el valor de una capacidad 2.21 [kg/h] de gas, ya que con este valor estamos garantizando el mejoramiento y optimizando que el gas se quema en perfecta condiciones, teniendo en el sistema de secado un balance térmico adecuado.

$$\begin{aligned}\dot{m}_{c4H10} &= 2.21 \left[\frac{kg_{c4H10}}{h} \right] \\ \dot{m}_{c4H10} &= (\dot{n} * M)_{c4H10} \\ \dot{n}_{c4H10} &= \left(\frac{\dot{m}}{M} \right)_{c4H10}\end{aligned}\tag{36}$$

$$\dot{n}_{c4H10} = \left(\frac{2.21}{58.124} \right)_{c4H10} = 0.038022159 \left[\frac{mol\ C}{h} \right]$$

$$Q_{gc} = \dot{n}_{c4H10} * q_{gc}\tag{37}$$

$$Q_{gc} = 0.038022159 \left[\frac{mol\ C}{h} \right] * 2447985.5 \left[\frac{KJ}{mol\ C} \right] = 93077 \left[\frac{KJ}{h} \right]$$

Consecuentemente tenemos que:

$$Q_{gc} \approx Q_{cs}\tag{38}$$

4.1.4. Torque en el eje del tambor

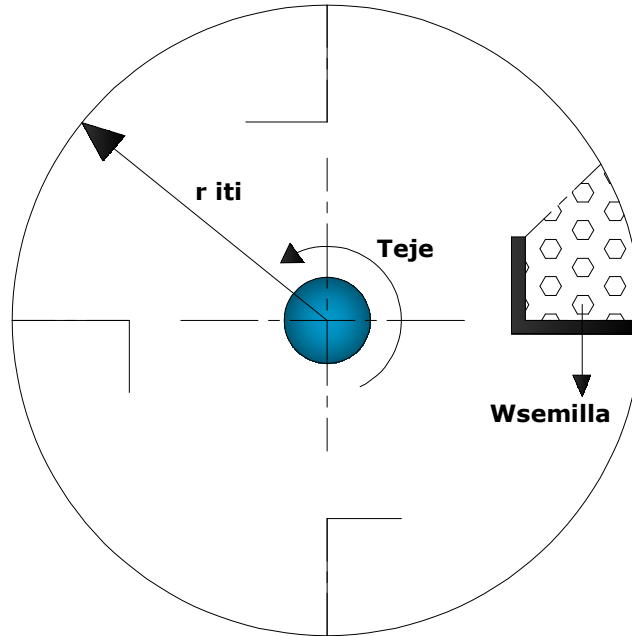


Figura 21. Torque requerido en el eje

$$W_{\text{sem}} = m_{\text{producto}} * g \quad (39)$$

$$W_{\text{sem}} = 200[\text{kg}] * 9.81 \left[\frac{\text{m}}{\text{s}^2} \right] = 1962[\text{N}]$$

$$T_{\text{eje}} = \frac{d_{\text{iti}}}{2} * W_{\text{sem}} \quad (40)$$

4.1.5. Potencia consumida por el secador

$$P_{\text{eje}} = T_{\text{eje}} * \omega_{\text{eje}} \quad (41)$$

$$\omega_{\text{eje}} = 12 [\text{rpm}] \quad [4]$$

Potencia dinámica del motor de la descascaradora:

$$P_{\text{DMS}} = \frac{P_{\text{eje}}}{\eta_{\text{general}}} * C_s \quad (42)$$

$$\eta_{\text{general}} = \eta_{\text{motor}} * \eta_{\text{cadena}} * \eta_{\text{reductor}} * \eta_{\text{rodam}}^k \quad (43)$$

$$\eta_{\text{general}} = 0.69 * 0.98 * 0.71 * 0.99^1 = 0.475$$

$$C_s = 1.25$$

La potencia requerida del motor durante el arranque, será superior que la consumida por los mecanismos del secador trabajando a plena carga. Por lo que es necesario incrementar en un 75% la potencia dinámica del motor para vencer las fuerzas de inercias en el momento de arranque y así superar el estado de reposo.

$$P_{MS} = 1.75 * P_{DMS} \quad (44)$$

La potencia que se requiere en el motor del secador (P_{MS} [HP]), para el movimiento de 12[rpm] del tambor, se muestra en la siguiente tabla; así como los resultados de las ecuaciones (40), (41), (42) y (43):

TABLA V. POTENCIA DEL MOTOR DEL SECADOR

weje [RPM]	T eje [N-m]	Peje [HP]	PDMS [HP]	PMS [Hp]	V [ft/min]	Fca [N]
12,00	122,63	0,21	0,55	0,961523972	38,00	3714,93

4.1.5.1. Selección del motor del secador.

Para finalmente seleccionar un motor SIEMENS Trifásico 1200 [rpm]; tipo 1LA7 083-6YA60, cuyos datos son:

$$P_N = 1 \text{ [Hp]} \quad \text{Potencia nominal A 220/440[Volt]}$$

$$V_N = 1090 \text{ [rpm]} \quad \text{Velocidad nominal}$$

4.1.5.2. Selección del reductor de velocidad del secador.

Con la velocidad del motor a 1200 rpm y con la velocidad que se requiere en el secador a 12 rpm, se selecciona un reductor de velocidades marca SITI ,1200 [rpm], cuyos datos son: [anexo VI]

$$i = 47.4 \quad \text{Relación de transmisión}$$

$$N_2 = 25 \text{ [rpm]}$$

4.1.6. Diseño y selección de la cadena

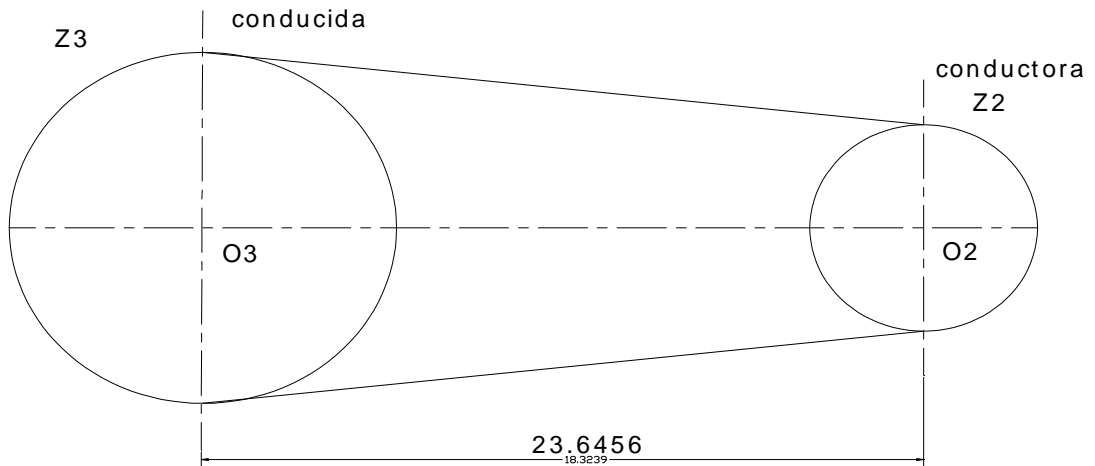


Figura 22. Sistema de transmisión de movimiento por cadena del secador

- Cálculo de la Potencia de Diseño o Corregida (**DHP**) [5]

$$DHP = Pn * SF \quad (45)$$

Los valores son los siguientes:

$SF = 1.3$ (Para ejes impulsados que tienen choques moderados y teniendo en cuenta que la máquina impulsora es un motor eléctrico).

$$Pn = 1 \text{ HP}$$

Remplazando estos valores en la ecuación (45) tenemos:

$$DHP = 1.3 * 1 = 1.3 \text{ HP}$$

- Determinamos el número de cadena y tamaño de la Catalina motriz

Para una potencia de diseño $DHP = 1.3 \text{ HP}$ y número de revoluciones $N_2 = 25 \text{ rpm}$ de la Catalina motriz.

Selección de la Tabla 2 (A-38).

$$\text{Cadena ANSI } N^0 = 80$$

$$\text{Número de dientes de Catalina motriz } Z_2 = 19$$

Taladro = $2 \frac{3}{4}$ [in²]

- Determinación de la relación de transmisión (Kt)

$$Kt = \frac{n_2}{n_3} \quad (46)$$

Remplazando valores en la ecuación (46) obtenemos:

$$Kt = \frac{25}{12} = 2$$

Para mayor duración de la cadena es preferible que $Kt \leq 6$:

Entonces:

$$2 \leq 6$$

- Calculo del número de dientes de la Catalina conducida (Z_3)

$$Z_3 = Kt * Z_2 \quad (47)$$

Remplazando valores en la ecuación (47) obtenemos:

$$Z_3 = 2 * 19 = 38 \text{ dientes}$$

- Determinación de los factores geométricos de la transmisión: proporción de velocidad, distancia entre centros en (pasos) y longitud de la cadena en (pasos).

Con el número de dientes de la Catalina motriz $Z_2=19$, y con el número de dientes de la Catalina conducida $Z_3=38$

Determino:

Proporción de velocidad =1.99

Distancia entre centros I =15.963 pasos = 405.46 [mm]

Longitud de la cadena L=61 pasos.= 1549.4 [mm]

- Determinamos la capacidad de potencia transferible (Pb)

De la tabla 4 Seleccionamos:

Para una cadena ANSI 80, con $Z_2=19$ y $n_2=25$ [rpm].

Paso (p) = 1pulg.= 25.4 [mm]

$$Pb = 1.74$$

En la misma tabla se observa que la cadena es de tipo A y la lubricación se la realiza de forma manual.

Con la potencia trasferible (Pb) y la potencia de diseño corregida (DHP)

Se calcula el número de ramales

$$N^{\circ} \text{ de ramales} = \frac{DHP}{Pb} \quad (48)$$

Remplazando valores en la ecuación (48) se tiene:

$$N^{\circ} \text{ de ramales} = \frac{1.3}{1.74} = 0.75 \cong 1 \text{ ramal}$$

Con este valor se determina que es una cadena simple.

- Calculamos la carga de trabajo

Carga de trabajo es la fuerza que se debe tomar en cuenta en el diseño del eje, viene dada por:

$$F = \frac{P_n[\text{HP}] * 33000}{V_{(\text{ft}/\text{min})}} [\text{lb}] \quad (49)$$

$$V = \frac{Z_3 * p * n_3}{12} \quad (50)$$

Reemplazando valores en las ecuaciones (50) y (49) respectivamente tenemos:

$$V = \frac{38 * 1 * 12}{12} = 38 \left[\frac{\text{ft}}{\text{min}} \right]$$

$$F = \frac{1 * 33000}{38} = 868 [\text{lb}] = 3541 [\text{N}]$$

4.1.7. Diseño y selección de las catalinas

Para el sistema de transmisión de movimiento que parte desde el motor-reductor a través de una Catalina conductora o motriz, hasta una Catalina conducida, el diseño de las catarinas lo vamos a realizar conociendo el número de dientes tanto de la Catalina conductora como de la Catalina conducida.

- Catalina motriz

Calculo del diámetro primitivo

Se la calcula mediante la siguiente relación:

$$d_{p2} = \frac{p}{\text{sen}\left(\frac{180}{z_2}\right)} \quad (51)$$

Reemplazando datos en la ecuación (51) tenemos:

$$d_{p2} = \frac{1}{\text{sen}\left(\frac{180}{19}\right)} = 6.076[\text{pulg}] = 154.33[\text{mm}]$$

- Catalina conducida

Calculo del diámetro primitivo

Se calcula mediante la siguiente relación:

$$d_{p3} = \frac{p}{\text{sen}\left(\frac{180}{z_3}\right)} \quad (52)$$

Reemplazando los valores en la ecuación (52) se tiene:

$$d_{p3} = \frac{1}{\text{sen}\left(\frac{180}{38}\right)} = 12.11[\text{pulg}] = 307.594[\text{mm}]$$

- Cálculo de las tensiones

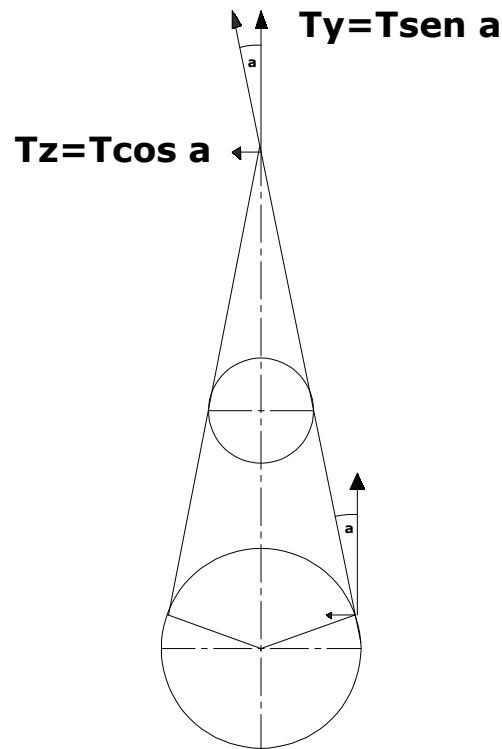


Figura 23. Representación de las tensiones de la cadena del secador.

Determinamos el ángulo para calcular las tensiones.

$$\beta_t = \frac{180}{\pi} \left(\frac{D_{p3} - d_{p2}}{2 \cdot I} \right) \quad (53)$$

$$T_z = F \cdot \cos \beta \quad (54)$$

$$T_y = F \cdot \sen \beta \quad (55)$$

Remplazando valores en las ecuaciones (53), (54) y (55) tenemos:

$$I = 15.96[\text{pulg}]$$

$$\beta_t = \frac{180}{\pi} \left(\frac{12.11 - 6.073}{2 \cdot 15.96} \right) = 10.83$$

$$T_z = 3541 \cdot \cos(10.83) = 3479[\text{N}]$$

$$T_y = 3541 \cdot \sen(10.83) = 665[\text{N}]$$

Cálculo del torque aplicado por la Catalina al eje.

$$M_t = F \cdot \frac{D_{p3}}{2} \quad (56)$$

Remplazando valores en la ecuación (56) tenemos:

$$M_t = 868 * \frac{12.11}{2} = 5256 \text{ [lb - in]} = 594 \text{ [N - m]}$$

- Selección de las catalinas

De la tabla N° 1, seleccionamos:

Catalina motriz= N° 8019

Diámetro exterior 6.59 [pulg]

Paso diametral=6.076[pulg]

Número de dientes =19

Catalina conducida= N° 80 A38

Diámetro exterior =12.67 [pulg]

Paso diametral =12.11 [pulg]

Número de dientes =38

4.1.8. Diseño del eje del secador

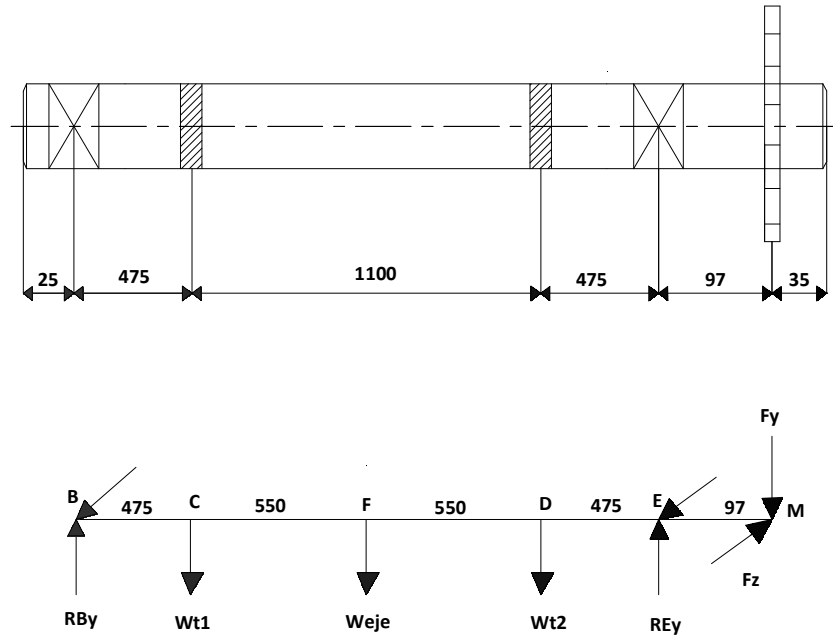


Figura 24. Cargas sobre el eje principal del secador

Donde:

$$Wt1 = Wt2 = 1431 \text{ [N]}$$

$$Weje = 215.82 \text{ [N]}$$

$$Fy = 665 \text{ [N]}$$

$$Fz = 3479 \text{ [N]}$$

Para el diseño del eje nos asumimos los diámetros que van a tener el eje, para luego calcular el factor de seguridad tanto en el diseño estático como a fatiga.

- Cálculo de las Reacciones en los apoyos B y en E

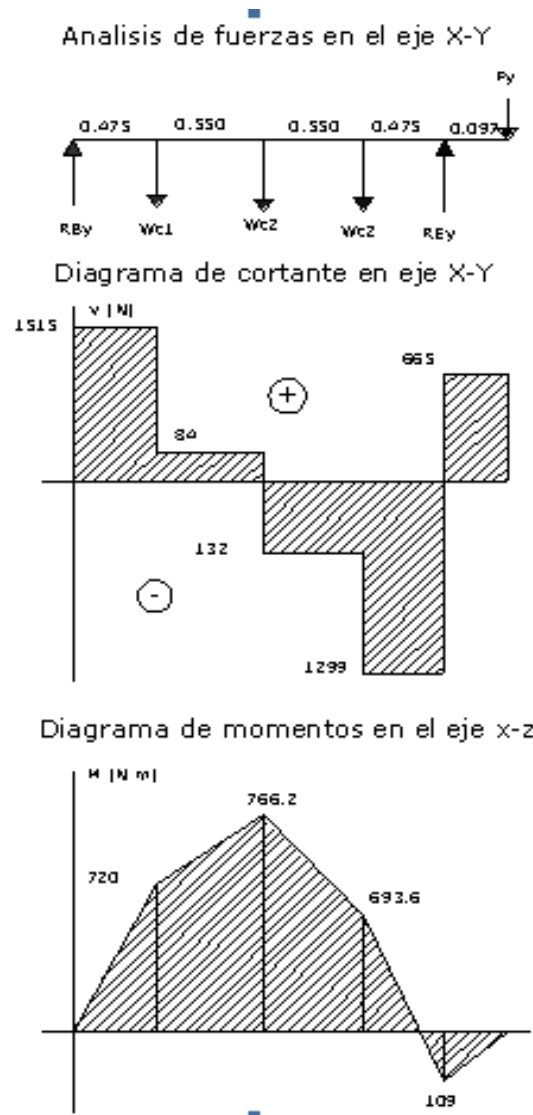


Figura 25. Diagramas de cortantes y momentos sobre el eje X-Y del eje principal del secador

$$\sum M_B + \mathcal{U} = 0$$

$$W_{t1} * 0.475 + W_{eje} * 1.025 + W_{t2} * 1.575 + F_y * 2.147 - R_{Ey} * 2.050 = 0 \quad (57)$$

$$R_{Ey} = \frac{1438 * 0.475 + 215.82 * 1.025 + 1438 * 1.575 + 665 * 2.147}{2.050}$$

$$R_{Ey} = 2242 \text{ [N]}$$

$$\sum F_y + \mathcal{U} = 0$$

$$R_{By} - W_{t1} - W_{eje} - W_{t2} + R_{Ey} - F_y = 0 \quad (58)$$

$$R_{By} = 1438 + 215.82 + 1438 - 2242 + 665 = 1515 \text{ [N]}$$

- Cálculos de las reacciones en los apoyos B y E

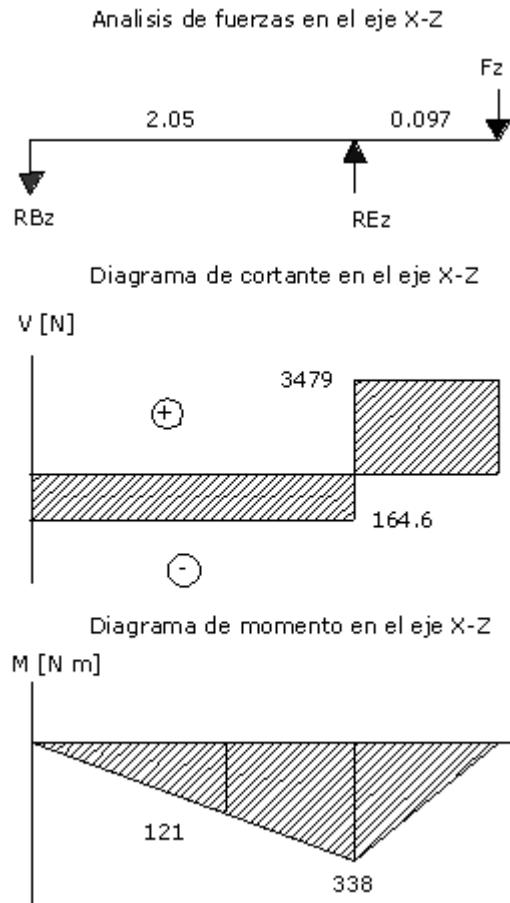


Figura 26. Diagramas de cortante y momentos en el eje X-Z del secador

$$\sum M_B + \cup = 0$$

$$-R_{Ez} * 2.05 + F_z * 2.147 = 0 \quad (59)$$

$$R_{Ez} = \frac{3479 * 2.147}{2.05} = 3643.6 \text{ [N]}$$

$$\sum F_z + \uparrow = 0$$

$$R_{Bz} = -R_{Ez} + F_z \quad (60)$$

$$RB_z = -3643.6 + 3479 = -164.6 \text{ [N]}$$

- Cálculo de la reacción total en el punto B

$$RB = (RB_y^2 + RB_z^2)^{1/2} \quad (61)$$

Donde:

RB_y = componente de la fuerza en el eje Y

$$RB_y = 1515 \text{ [N]}$$

RB_z = componente de la fuerza en el eje Z

$$RB_z = -164.6 \text{ [N]}$$

Remplazando valores en la ecuación (61) se tiene:

$$RB = [(1515)^2 + (-164.6)^2]^{1/2} = 1524 \text{ [N]}$$

- Cálculo de la reacción total en el punto E

$$RE = (RE_y^2 + RE_z^2)^{1/2} \quad (62)$$

Donde:

$$RE_y = 2242 \text{ [N]}$$

$$RE_z = 3643.6 \text{ [N]}$$

Remplazando valores en la ecuación (62) se tiene:

$$RE = [(2242)^2 + (3643.6)^2]^{1/2} = 4278 \text{ [N]} .$$

- Cálculo del momento flector resultante en el punto F

Para el diseño de nuestro eje cogemos el punto más crítico en este caso el momento flector crítico está en el punto F

$$M_f = (MF_y^2 + MF_z^2)^{1/2} \quad (63)$$

Donde:

$$MF_y = 766 \text{ [N - m]}$$

$$MF_z = 337 \text{ [N - m]}$$

Remplazando valores en la ecuación (63) se obtiene:

$$M_f = [(766)^2 + (337)^2]^{1/2} = 837 \text{ [N - m]}$$

4.1.9. Determinación del coeficiente de seguridad del eje del secador

4.1.9.1. Diseño estático del eje

El material del eje es acero de transmisión y tiene las siguientes características:

Acero AISI 1020.

$$S_y = 43 \text{ [Ksi]} = 295 \text{ [MPa]}$$

$$S_{ut} = 57 \text{ [Ksi]} = 395 \text{ [MPa]}$$

- Cálculo del factor de seguridad

Según la teoría del esfuerzo cortante se tiene que el coeficiente de seguridad es:

$$n = \frac{S_y \cdot \pi \cdot d_{es}^3}{32 \cdot [(M_f^2 + M_t^2)]^{1/2}} \quad (64)$$

Datos:

$$d_{es} = 0.0508 \text{ [m]}$$

$$M_f = 837 \text{ [N-m]}$$

$$M_t = 594 \text{ [N-m]}$$

Remplazando estos valores en la ecuación (64), se obtiene:

$$n = \frac{295 \times 10^6 \cdot \pi \cdot (0.0508)^3}{32 \cdot [(837 \times 10^6)^2 + (594 \times 10^6)^2]^{1/2}} = 3.7$$

4.1.9.2. Diseño del eje a fatiga

Calculo del límite de resistencia a la fatiga (S_e), mediante la ecuación de Marín:

$$s_e = K_a K_b K_c K_d K_g K_e (0.5 S_{ut}) \quad (65)$$

Para un acero AISI 1020

Donde:

$$S_{ut} = 395 [\text{Mpa}]$$

$$K_a = A(S_{ut})^b = 4.51(395)^{-0.265} = 0.93$$

$$K_b = 1.189(d_{es})^{-0.097} = 1.189(50.8)^{-0.097} = 0.81 \quad (8[\text{mm}] < d \leq 250 [\text{mm}])$$

$$K_c = 0.82 \quad \text{Para un 99 \% de confiabilidad}$$

$$K_d = K_g = K_e = 1$$

Aplicando la ecuación de Marín:

$$s_e = 0.93 * 0.81 * 0.81 * 1 * 1 * 1 * (0.5 * 395 \times 10^6) = 122 \times 10^6 \left[\frac{\text{N}}{\text{m}^2} \right]$$

$$n = \frac{\pi * d_{es}^3}{32 * \left[\left(\frac{Mt}{Sy} \right)^2 + \left(\frac{Mf}{Se} \right)^2 \right]^{1/2}} \quad (66)$$

Reemplazando estos valores en la ecuación (66), se obtiene:

$$n = \frac{\pi * (0.0508)^3}{32 * \left[\left(\frac{594}{295 \times 10^6} \right)^2 + \left(\frac{837}{122 \times 10^6} \right)^2 \right]^{1/2}} = 1.8$$

4.1.10. Selección de los rodamientos

Partiendo de las cargas que actúan en los apoyos se tiene:

$$Fr = RE = 4278 \text{ [N]} \quad \text{Carga radial aplicada}$$

$$Fa = 0 \quad \text{Carga axial aplicada}$$

Capacidad Estática de Carga: [15]

$$Co = fs * Po \quad (67)$$

$fs = 0.8$ hasta 1.2 para solicitaciones normales

- Carga estática equivalente

La carga estática equivalente se calcula mediante la siguiente formula

$$Po = Xo * Fr + Yo * Fa \quad (68)$$

Sustituyendo valores en la ecuación (68) se tiene:

$$\text{Si: } Po = 0.6 * 4278 + 0.5 * 0 = 2567 \text{ [N]}$$

$$Po < Fr \quad \text{Entonces} \quad Po = Fr$$

Tomo:

$$fs = 0.8$$

Al sustituir los valores en la ecuación (67):

$$Co = 0.8 * 4278 = 3423 \text{ [N]}$$

- Capacidad de carga dinámica

Para determinar las dimensiones de un rodamiento, se calcula primero la capacidad de carga dinámica C necesaria, mediante la ecuación.

$$C = \frac{fL}{fn} * P \quad (69)$$

$fL = 4.5$ (Rodillos para hornos giratorios).

Con $N_2 = 12$ r.p.m. Consecuentemente tenemos $fn = 1.405$

- Carga dinámica equivalente

La carga dinámica equivalente P se calcula con la ayuda de la formula:

$$P = X * Fr + Y Fa \quad (70)$$

Relaciones que intervienen en el cálculo:

$$\frac{Fa}{Co} = 0 \quad \frac{Fr}{Fr} = 0$$

Donde:

$$e = 0.187 \quad (\text{extrapolando})$$

Para:

$$\frac{Fa}{Fr} \leq e$$

Se tiene:

$$X = 1 \quad y \quad Y = 0$$

Reemplazando los valores en la ecuación (70) se tiene:

$$P = 1 * 4278 = 4278 \text{ [N]}$$

Sustituyendo valores en la ecuación (69) se obtiene:

$$C = \frac{4.5}{1.405} * 4278 = 13702 \text{ [N]}$$

Con los valores calculados de C_0 Y C se selecciona rodamientos NTN de tipo NR y con anillos de fijación,

NTN 6910B - NR

Características de los rodamientos seleccionados:

Capacidad de carga dinámica $C = 15600 \text{ [N]}$

Capacidad de carga estática $Co = 12200 \text{ [N]}$

Con:

$D = 72 \text{ [mm]}$

$B = 12 \text{ [mm]}$

Debido a que son dos cojinetes y el análisis se lo hizo en el punto de apoyo donde existe mayor carga, se selecciona para el otro apoyo el mismo tipo de rodamiento.

- **Selección de chumaceras**

Teniendo como base el cojinete seleccionado y con la ayuda del catalogo NTN de rodamientos para un rodamiento NTN 6210 - NR con un diámetro de 1.9685 [pulg] se selecciona una chumacera UCF2 Tipo brida cuadrada, alojamiento de acero fundido con tornillo de fijación (Prisionero). Para diámetro del eje en pulgadas:

Características:

UCF210-200D1

$C = 15600$ N (capacidad de carga dinámica)

UCF210-200D1 (número de la chumacera [1])

[1] = se refiere a que son de tipo relubricable.

UC210-200D1 (número del rodamiento)

Peso de la chumacera (UCF) = 5.3 [Lb].

Como son dos rodamientos se selecciona dos chumaceras con las mismas especificaciones para ambos extremos del eje motriz.

4.1.11. Dimensionamiento de la chaveta

4.1.11.1. Fuerza actuante en la chaveta

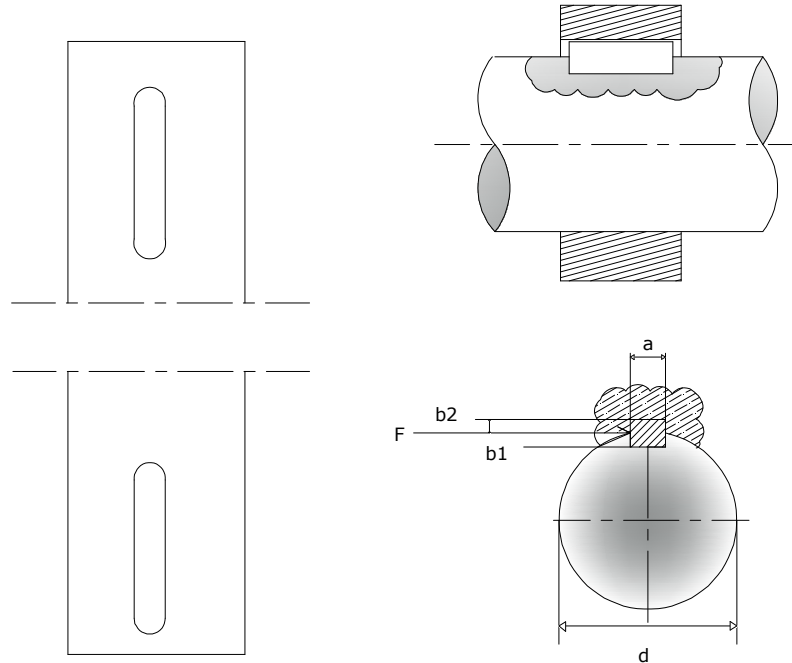


Figura 27. Diagrama de cuerpo libre de la chaveta del secador

Para la chaveta selecciono un acero SAE 1045 laminado en frio

Propiedades: Laminado en frio A-36

$$S_y = 25.31 \text{ [kg/mm}^2\text{]} \text{ (Esfuerzo de cedencia)}$$

Datos Estándares de chavetas y chaveteros medidas en milímetros

Con un diámetro de eje 50.8 [mm] = (50 hasta 58)

Anchura y profundidad del chavetero = (16x5.7)

Dimensiones de la chaveta = (16x10)

Diámetro del prisionero = 14

El esfuerzo de trabajo se la calcula mediante la siguiente fórmula:

Corte:

$$\tau = \frac{F}{A_c} \leq [\tau] \quad (71)$$

$$[\tau] = 0.5 S_y \text{ (chaveta)}$$

$$[\tau] = 0.5 * 25.31 [\text{kg/mm}^2] = 12.655 [\text{kg/mm}^2]$$

Como:

$$P_{\text{motor}} = T_{\text{eje}} * \omega_{\text{eje}} \quad (72)$$

Donde:

$$P_{\text{motor}} = 1 \text{ HP} = 76.023 [\text{kg} \cdot \text{m/s}]$$

$$\omega_{\text{eje}} = 12 [\text{r.p.m.}] = 1.26 [\text{rad/s}]$$

Como:

$$T_{\text{eje}} = F_{\text{chaveta}} * r_{\text{eje}} \quad (73)$$

$$r_{\text{eje}} = 0.0254 [\text{m}]$$

Reemplazando T_{eje} en la ecuación (72) tenemos:

$$P_{MS} = (F_{\text{chaveta}} * r_{\text{eje}}) * \omega_{\text{eje}} \quad (74)$$

Luego despejamos de la ecuación (74), F_{chaveta} y reemplazando los datos nos queda:

$$F_{\text{chaveta}} = \frac{76.023 \left[\frac{\text{kg} \cdot \text{m}}{\text{s}} \right]}{0.0254 [\text{m}] * 1.26 \left[\frac{\text{rad}}{\text{s}} \right]} = 2375 [\text{kg}]$$

El área de corte se lo calcula con la ayuda de la siguiente ecuación:

$$A_c = L_1 * a \quad (75)$$

4.1.11.2. Análisis por corte en la chaveta

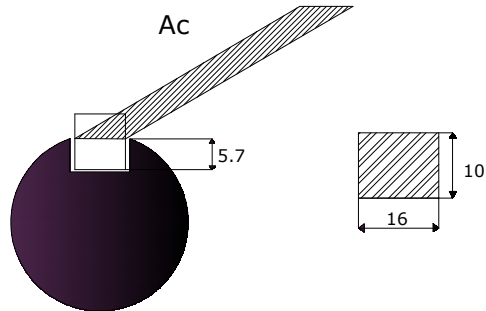


Figura 28. Sección de corte de la chaveta del secador

$$\frac{F}{L_1 * a} \leq 0.5 S_y \text{ (chaveta)} \quad (76)$$

Despejando L_1 tenemos:

$$L_1 \geq \frac{F}{a * 0.5 * S_y \text{ chaveta}} \quad (77)$$

$$L_1 \geq \frac{2375 \text{ Kg}}{16 \text{ mm} * \left(0.5 * 25.31 \frac{\text{Kg}}{\text{mm}^2}\right) \text{ chaveta}} \geq 11.73 \text{ [mm]}$$

4.1.11.3. Análisis por aplastamiento en la chaveta:

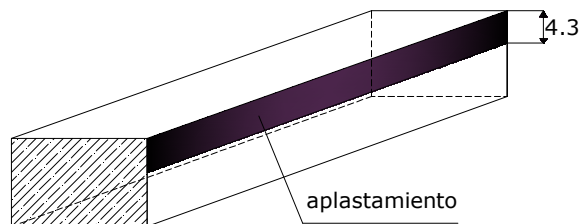


Figura 29. Sección de aplastamiento de la chaveta del secador

$$\sigma_a = \frac{F}{b_1 * L_2} \leq [\sigma_a] \text{ (aplastamiento)} \quad (78)$$

Donde:

$$[\sigma_a] = 0.9 S_y \quad (79)$$

$$L_2 \geq \frac{F}{b_2 * 0.9 * S_y \text{ chaveta}} \quad (80)$$

$$L_2 \geq \frac{2375 \text{ Kg}}{4.3 \text{ mm} * (0.9 * 25.31 \frac{\text{Kg}}{\text{mm}^2}) \text{ chaveta}} \geq 24.25 \text{ [mm]}$$

Entonces el área de arriba es el área de aplastamiento; o sea la menor área

4.1.11.4. Análisis por aplastamiento en el chavetero:

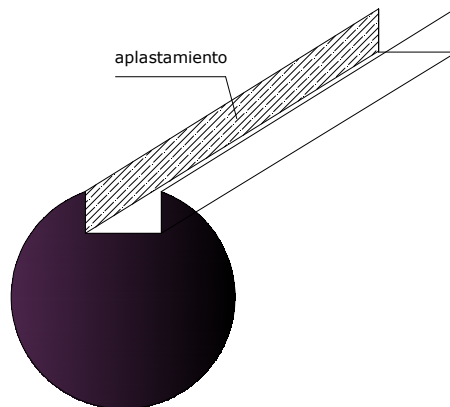


Figura 30. Sección de aplastamiento del chavetero del eje del secador

Datos:

Para el eje un acero AISI 1020

En el eje (chavetero)

$$S_y = 30.28 \text{ [kg/mm}^2\text{]}$$

$$L_3 \geq \frac{F_{\text{chaveta}}}{b_1 * 0.9 * S_y \text{ chavetero}} = \frac{2375 \text{ Kg}}{5.7 \text{ mm} * (0.9 * 30.28 \frac{\text{Kg}}{\text{mm}^2}) \text{ chavetero}} \geq 15.28 \text{ [mm]}$$

4.2. DESCASCARADORA DE RODILLOS

La selección de la alternativa, permitió observar la disposición de las poleas; así como las velocidades recomendadas para las mismas. [22]

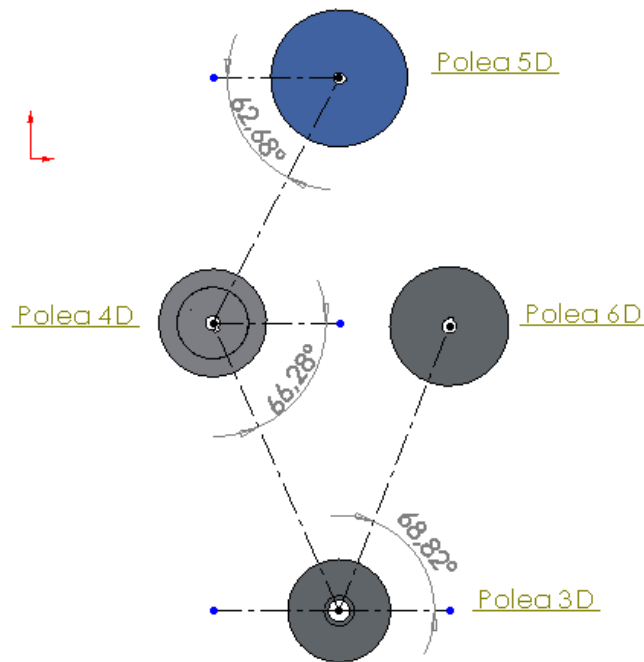


Figura 31. Disposición de las poleas del sistema de descascarado

TABLA VI. CONDICIONES CINEMÁTICAS DE LA DESCASCARADORA

Elemento	[rpm]
Polea 2D – Motor	1080
Polea 3D – Distribuidor	1050
Polea 4D - Rodillo fijo o de alta velocidad	1000
Polea 5D - Rodillo alimentador de la descascaradora de semillas	500
Polea 6D - Rodillo regulado o de baja velocidad	900

TABLA VII. RELACIONES DE TRANSMISIÓN DE LA DESCASCARADORA

Entre	Relación de transmisión entre las poleas del sistema de descascarado	
Polea (2D – 3D)	i2	1,03
Polea (3D – 4D)	i3	1,05
Polea (4D – 5D)	i4	2,00
Polea (6D – 3D)	i5	1,17

4.2.1. Rodillo alimentador

4.2.1.1. Tiempo de recarga de la tolva

El tiempo de recarga de la tolva, se obtendrá sabiendo que su peso específico de la semilla $\gamma_{\text{sem}} = 575 \left[\frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \right]$: sabiendo además que el flujo másico es $\dot{m}_{\text{sem}} = 150 \left[\frac{\text{kg}}{\text{h}} \right]$, tenemos:

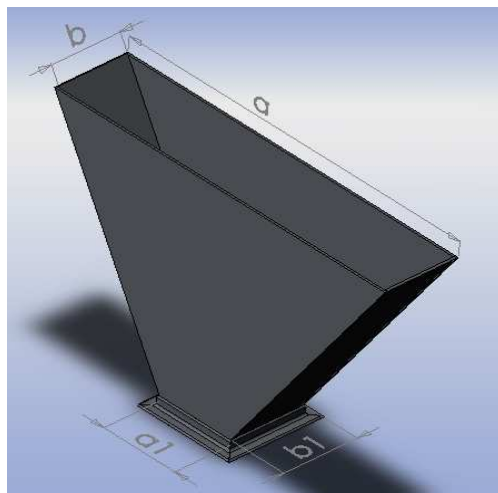


Figura 32. Tolva de alimentación del descascarador

TABLA VIII. DIMENSIONES DE LA TOLVA

Tolva del rodillo alimentador [m ³]		
a=	0,7820	[m]
a1=	0,1613	[m]
b=	0,1600	[m]
b1=	0,1600	[m]
h=	0,5500	[m]
VTolva=	0,0415	[m ³]

$$V_{Tolva} = h[(a * b) + (a + a1) * (b + b1) + (a1 * b1)]/6 \quad (81)$$

$$V_{Tolva} = 0.03476[m^3]$$

$$t_{recarga} = \frac{V_{Tolva} \gamma_{sem}}{\dot{m}_{sem}} \quad (82)$$

$$t_{recarga} = 0.1591[h]$$

4.2.1.2. Balance de energía en el rodillo alimentador

Aplicando la ecuación del trabajo y la energía:

$$T_{1ra} + U_{1 \rightarrow 2ra} = T_{2ra} \quad (83)$$

Energía cinética:

$$T_{1ra} = \frac{1}{2} m_{ra} v_{1ra}^2 + \frac{1}{2} I_{ra} \omega_{1p5D}^2 \quad (84)$$

$$T_{2ra} = \frac{1}{2} m_{ra} v_{2ra}^2 + \frac{1}{2} I_{ra} \omega_{2p5D}^2 \quad (85)$$

$$v_{1ra} = v_{2ra} \quad (86)$$

$$\omega_{1p5D} = \omega_{2p5D} \quad (87)$$

Trabajo:

$$U_{1 \rightarrow 2ra} = F_{pra}(s_{2p5D} - s_{1p5D}) - \frac{1}{2} W_{set}(s'_{2ra} - s'_{1ra}) \quad (88)$$

$$s_{1p5D} = s'_{1ra} = 0 \quad (89)$$

$$s'_{2ra} = r_{ra} \theta_{2ra} \quad (90)$$

$$s_{2p5D} = r_{p5D} \theta_{2p5D} \quad (100)$$

Reemplazando (84), (85), (86), (87), (88), (89), (90) y (100) en (83):

$$F_{p5D}(r_{p5D} \theta_{2p5D}) = \frac{1}{2} W_{set} r_{ra} \theta_{2ra} \quad (101)$$

Sabiendo que por estar sobre el mismo eje:

$$\theta_{2p5D} = \theta_{2ra}$$

$$F_{p5D} r_{p5D} = \frac{W_{set} * r_{ra}}{2} \quad (102)$$

$$T_{p5D} = F_{p5D} r_{p5D} \quad (103)$$

Aplicando (102) en (103).

$$T_{5D} = \frac{W_{set} * r_{ra}}{2} \quad (106)$$

$$W_{set} = \gamma_{sem} V_{sra} \quad (107)$$

$$V_{sra} = a_1 b_1 h \quad (108)$$

Reemplazando en (107) los datos de la tabla VII en (108) y luego en (107) se tiene:

$$V_{sra} = 0.1613 * 0.16 * 0.55 = 0.0141944[m^3]$$

$$W_{set} = 575 * 0.0141944 = 8.16[kg] = 80.07[N]$$

Teniendo:

$$r_{ra} = 0.034[m]$$

Reemplazando en (103):

$$T_{p5D} = \frac{80.07 * 0.034}{2} = 1.3611[N - m]$$

4.2.1.3. Potencia en el rodillo alimentador

$$P_{p5D} = T_{p5D} * \omega_{p5D} \quad (109)$$

Con el resultado de la ecuación (103) y con $\omega_{ra} = 12[rpm]$ en la (109), se tiene:

$$P_{p5D} = 1.3611 * 12 = 0.0956[Hp]$$

4.2.2. Rodillos descascaradores

El ángulo de aproximación será considerado para la semilla cuando se esté aproximando al intersticio de los rodillos para ser descascarada. [22]

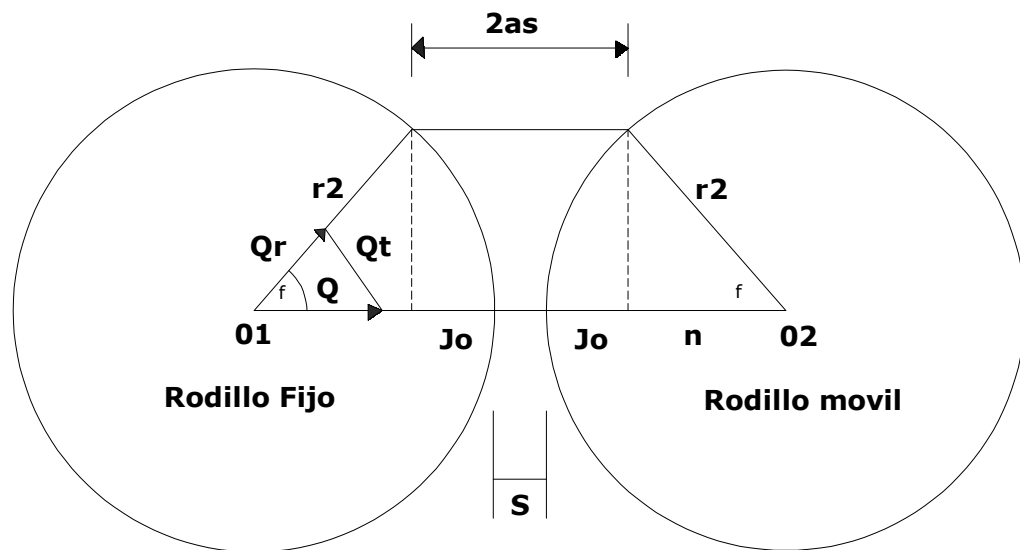


Figura 33. Separación de los rodillos descascaradores

Analizando la figura se tiene:

$$\cos \varphi = \frac{n}{r_{rd}} \quad (110)$$

$$n = r_{rd} - j_0 \quad (111)$$

$$j_0 = \frac{2a_s}{2} - \frac{s}{2} \quad (112)$$

Reemplazamos (112) en (111) y luego en la (110) y tenemos así el ángulo de contacto de aproximación entre el cuerpo rígido y el centro de los rodillos.

$$\cos \varphi = \frac{2r_{rd} - 2a_s + s}{2r_{rd}} \quad (113)$$

Datos:

$$s = 0.0015[\text{m}]$$

$$r_{rd} = 0.128[\text{m}]$$

$$2a_s = 0.0019[\text{m}]$$

Aplicando datos en (113) tenemos que:

$$\varphi = 3.2$$

4.2.2.1. Fuerza entre rodillos

Al determinar la presión necesaria para sujetar las semillas de alfalfa y trébol se aplico una fuerza de 0.05 [N]. Determinada experimentalmente.

La fuerza descascaradora de las semillas de forma arriñonada se aplica directamente sobre los granos, los mismos que presentan un área aproximada al de una elipse y cuya descripción se presenta a continuación figura 34.

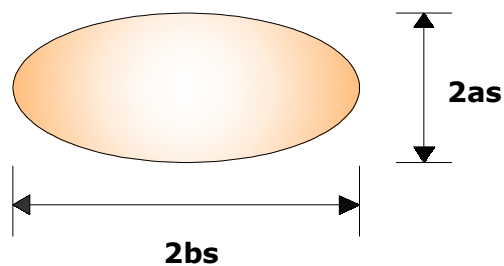


Figura 34. Representación geométrica de la semilla (Elipse)

Las dimensiones de ancho y espesor promedio de cada una de las semillas

$$P_{ss} = \frac{F_{suj}}{A_{ps}} \quad (114)$$

Donde:

$$A_{ps} = \pi * a_s * b_s \quad (115)$$

Reemplazando (115) en (114):

$$P_{ss} = \frac{F_{suj}}{\pi * a_s * b_s} \quad (116)$$

Las semillas pueden estar dispuestas de dos formas, considerando que la forma geométrica básica de las mismas es una elipse.

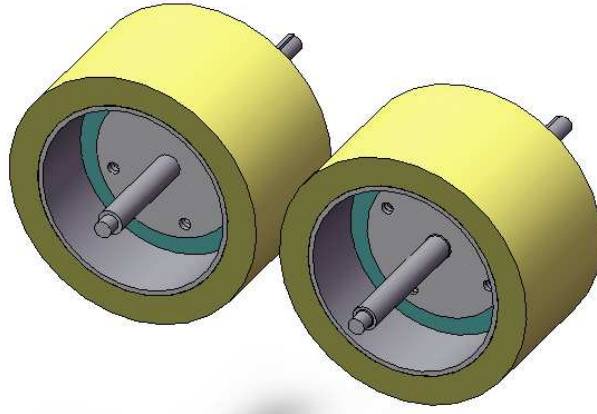


Figura 35. Rodillos descascaradores

Longitudinalmente:

$$N_L = \frac{L_{rd}}{2b_s} \quad (117)$$

Transversalmente:

$$N_T = \frac{L_{rd}}{2a_s} \quad (118)$$

Observándose que de la dos disposiciones, la transversal arroja el mayor número de semillas dispuesta sobre la longitud del rodillo. Obteniéndose así el área total de semilla influenciada por los rodillos.

$$A_{ts} = N_T * A_{ps} \quad (119)$$

$$F_{Tas} = P_{ss} * A_{ts} \quad (120)$$

Reemplazamos (116), (119) en (120) obteniéndose:

$$F_{Tas} = F_{suj} * N_T = F_{suj} * \frac{L_{rd}}{2a_s} \quad (121)$$

$$T_{frs} = F_{frs} r_{rd}$$

$$F_{frs} = \mu_c F_{Tas}$$

$$T_{frs} = \mu_c F_{Tas} r_{rd}$$

4.2.2.2. Coeficiente del resorte

Esta es obtenida con la fuerza F_{Tas} y el desplazamiento máximo que causa la semilla x_1 , al pasar entre los rodillos descascaradores.

$$F_{Tas} = k_r * x_1 \quad (122)$$

$$x_1 = 2a_s - s \quad (123)$$

Sustituimos (121) y (123) en (122):

$$k_r = \frac{F_{Tas}}{x_1} = \frac{F_{Tas}}{2a_s - s} \quad (124)$$

4.2.2.3. Fuerza máxima sobre los rodillos descascaradores

Al diseñar el resorte, se la fuerza máxima actuante sobre los rodillos y por ende sobre los ejes de los mismos y se procede. Suponiendo una separación máxima provocada por un cuerpo completamente rígido con un diámetro $d_{cr} = 0.007[m]$ y tomando en consideración la separación inicial de rodillos $s = 0.0015[m]$

$$F_{m\acute{a}x\ rod} = k_r * x_{1m\acute{a}x} \quad (125)$$

$$x_{1m\acute{a}x} = d_{cr} - s \quad (126)$$

Reemplazamos (124) y (126) en (125). Luego reemplazando datos tenemos que:

$$F_{m\acute{a}x\ rod} = k_r * (d_{cr} - s) \quad (127)$$

Con la ecuación (125), (126) y (127) elaboramos una tabla reemplazando los datos pertinentes en la que se muestran $F_{m\acute{a}x\ rod}$. Así como el torque friccionante T_{fr} que se requiere para el paso de la semilla entre los rodillos descascaradores.

Datos:

$$F_{suj} = 0.05[N]$$

$$d_{cr} = 0.007[m]$$

$$L_{rd} = 0.15[m]$$

$$2a_s = 0.0019[m]$$

TABLA IX. FUERZAS SOBRE LOS RODILLOS DESCASCARADORES

F Tas [N]	Kr [N/m]	Tfrs [N-m]	Fmáx rod [N]
3,9474	9868,4211	0,3537	54,2763

Se tiene:

$$k_r = 9868.42 \left[\frac{N}{m} \right] = 1.0 \left[\frac{kg}{mm} \right]$$

Consecuentemente se selecciona un resorte a compresión. ANEXO XV

Datos:

Número de stock: LC 120L 02

$$L_{lr} = 50.80[mm]$$

$$L_{sr} = 25.78[mm]$$

$$D_{er} = 24.64[mm]$$

4.2.2.4. Potencia necesaria en el rodillo descascarador

$$P_{fsem} = T_{frs} * \omega_{p4D} \quad (128)$$

De la tabla V y IX:

$$\omega_{p4D} = 1000 [rpm]$$

$$P_{fsem} = 0.3537 * 1000 = 0.0497[Hp]$$

4.2.3. Potencia consumida por la descascaradora

En la determinación de la potencia consumida P_{CD} requerida a diferentes velocidades, sumamos la potencia que se registran en cada uno de los ejes del sistema descascarador como

en los rodillos descascaradores y rodillo alimentador. A sus respectivas velocidades de trabajo.

$$P_{CD} = 2P_{fsem} + P_{p5D} \quad (129)$$

$$P_{CD} = 2(0.0497) + 0.0956 = 0.195[\text{Hp}]$$

Potencia dinámica del motor de la descascaradora:

$$P_{DMD} = \frac{P_{CD}}{\eta_{general}} * C_s \quad (130)$$

Calculo del rendimiento general:

$$\eta_{general} = \eta_{banda} * \eta_{rodam}^k$$

$$\eta_{general} = 0.8 * 0.99^4 = 0.77 \quad (131)$$

$$C_s = 1.25$$

$$P_{DMD} = \frac{0.195}{0.77} 1.25 = 0.316[\text{Hp}]$$

Potencia del motor de la descascaradora:

$$P_{MD} = 1.75 * P_{DMD}$$

$$P_{MD} = 1.75 * P_{DMD} = 1.75 * 0.316 = 0.554[\text{Hp}]$$

4.2.3.1. Selección del motor.

Para finalmente seleccionar un motor SIEMENS Trifásico 1200 [rpm]; tipo 1LA7 080-6YA60, cuyos datos son:

$$P_N = 0.6 [\text{Hp}] \quad \text{Potencia nominal a 220/440[Volt]}$$

TABLA X. TORQUE Y POTENCIA EN LOS EJES DE LA DESCASCARADORA

Polea	Torque en las poleas del sistema de descascarado [N-m]	Potencia [Hp]
5D	1,361	0,0956
4D	1,034	0,0497
6D	0,354	0,0497
3D	1,288	0,1950
2D	1,252	0,1950

4.2.4. Cálculo convencional de los ejes de la descascaradora

4.2.4.1. Selección de la banda para la polea 5D

- 1) Relación de transmisión

$$i_4 = \frac{\omega_{p4D}}{\omega_{p5D}} = \frac{1000}{500} = 2 \quad (132)$$

- 2) Potencia corregida

$$P_c = P_{p5D} \cdot C = 0.0956[\text{Hp}] \frac{1.014[\text{Cv}]}{1[\text{Hp}]} 1.4 = 0.135[\text{Cv}] = 0.134[\text{Hp}] \quad (133)$$

- 3) Sección de la banda

La sección de la banda es de tipo A

- 4) Elección de los diámetros primitivos d'_4 y d_{5D} de las poleas

$$d'_4 = 75[\text{mm}]$$

$$d_{5D} = i_4 * d'_4 = 150[\text{mm}] \quad (134)$$

- 5) Distancia entre ejes I

$$d_{5D} \leq I \leq 3(d_{5D} + d'_4) \quad (135)$$

$$150[\text{mm}] \leq 315.94[\text{mm}] \leq 675[\text{mm}]$$

- 6) Longitud primitiva de la banda

$$L = 2I + 1.57(d_{5D} + d'_4) + \frac{(d_{5D} - d'_4)^2}{4I} \quad (136)$$

$$L = 2 * 315.94 + 1.57(150 + 75) + \frac{(150 - 75)^2}{4 * 315.94} = 989.6[\text{mm}]$$

7) Arco de contacto θ_s

$$\theta_s = 180 - \frac{(d_{5D} - d_4)}{I} * 60 \quad (137)$$

$$\theta_s = 180 - \frac{(150 - 75)}{315.94} * 60 = 165.8^\circ$$

8) Potencia transmisible por banda

$$P_a = (P_b + P_d)C_rC_L \quad (138)$$

$$P_a = (0.71 + 0.17) * 0.96 * 0.87 = 0.735[\text{CV}]$$

9) Determinación del número de bandas

$$\#_b = \frac{P_c}{P_a} = \frac{0.135}{0.735} = 0.18 = 1 \quad (139)$$

10) Velocidad de la banda

$$V = \frac{0.052d_4'\omega_{p4D}}{1000} \quad (140)$$

$$V = \frac{0.052 * 75 * 1000}{1000} = 3.9[\text{m/s}] = 767.754[\text{ft/min}]$$

11) Selección de las poleas

12) Cálculo de las tensiones de la banda

Datos:

$$\mu = 0.4$$

$$K_c = 0.561$$

$$F_C = \left(\frac{V}{1000}\right)^2 * K_C \quad (141)$$

$$F_C = \left(\frac{767.754}{1000}\right)^2 * 0.561 = 0.33[\text{Lb}]$$

$$\frac{T_1 - F_C}{T_2 - F_C} = e^{\theta_s \mu / \sin \frac{\beta}{2}} = 52.4[\text{Lb}] \quad (142)$$

$$T_1 - T_2 = \frac{33000 * P_C[\text{HP}]}{V} = \frac{33000 * 0.134}{767.754} = 5.75[\text{Lb}] \quad (143)$$

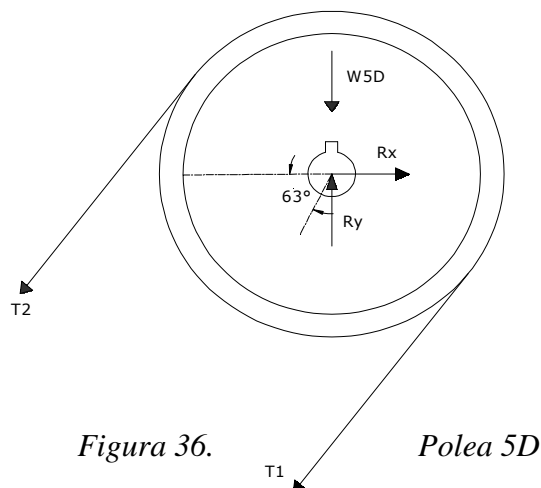
$$T_2 = 0.44[\text{Lb}] = 1.97[\text{N}]$$

$$T_1 = 6.2[\text{Lb}] = 27.55[\text{N}]$$

TABLA XI. SELECCIÓN DE BANDAS DE LA DESCASCARADORA

		Selección de banda			
		Polea 5D	Polea 4D	Polea 6D	Polea 3D
Relación de transmisión		2	1,05	1,17	1,03
Potencia corregida [Hp]		0,0074	0,3	0,259	0,72
Sección de la banda		Tipo A	Tipo A	Tipo A	Tipo A
Diámetros primitivos	diámetro menor [mm]	75	111,066	111,066	107
	diámetro mayor [mm]	150	116,62	129,6	110,1
Distancia entre eje [mm]		315,94	360,45	350	289
Longitud primitiva de la banda [mm]		989,6	1078,9	1078,054	918,8
Arco de contacto		165,8	179,07	176,03	179,4
Potencia transmisible por banda [Cv]		0,735	1,44	1,38	1,442
Determinación del número de banda		1	0,21	1	1
Velocidad de la banda [ft/min]		767,754	1193,8	1193,8	1182,96
Selección de las poleas		Tabla 8	Tabla 8	Tabla 8	Tabla 8
Tensiones de la banda	T ₁ Lado tenso [N]	27.55	40,43	35,9	94,4
	T ₂ Lado flojo [N]	1.97	4,1	4,03	4,75
Tabla 4		A-38	A-42	A-42	A-35

4.2.4.2. Reacciones debido a la polea 5D



$$\sum F_x = 0;$$

$$R_x = (T_1 + T_2) \cos 63.27 \quad (144)$$

$$R_x = (0 ; 1.99)[N]$$

$$\sum F_y = 0;$$

$$R_y = (T_1 + T_2) \sin 63.27 + W_{5D} \quad (145)$$

$$R_y = (9.8 ; 13.74)[N]$$

$$M_{T5D} = (T_1 - T_2) \frac{d_{5D}}{2} = 0.11[N - m]$$

4.2.4.3. Reacciones debido a la polea 4D

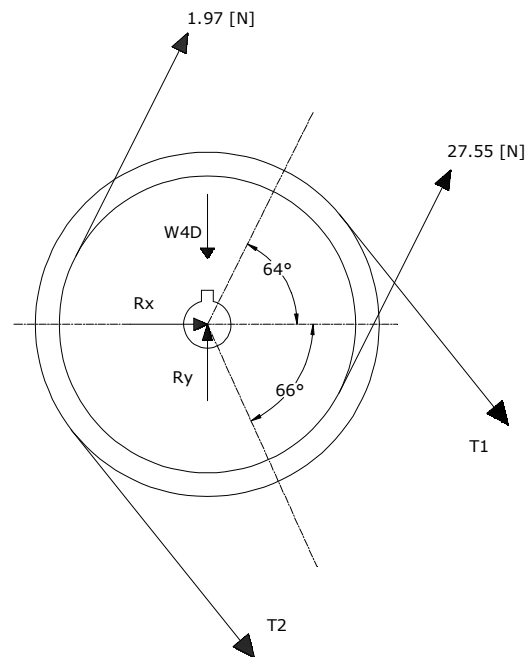


Figura 37. Polea 4D

4.2.4.4. Reacciones debido a la polea 6D

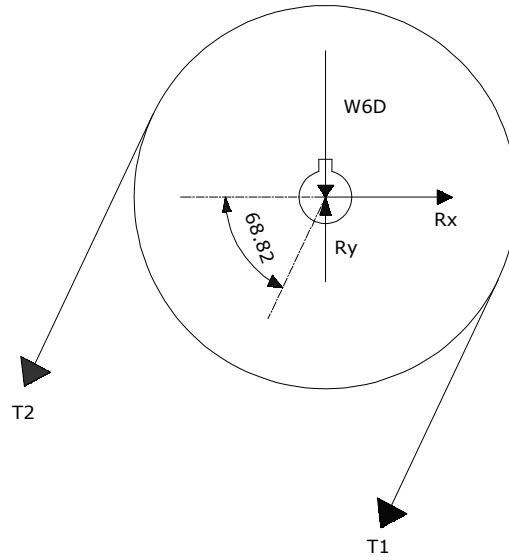


Figura 38. Polea 6D

4.2.4.5. Reacciones debido a la polea 3D

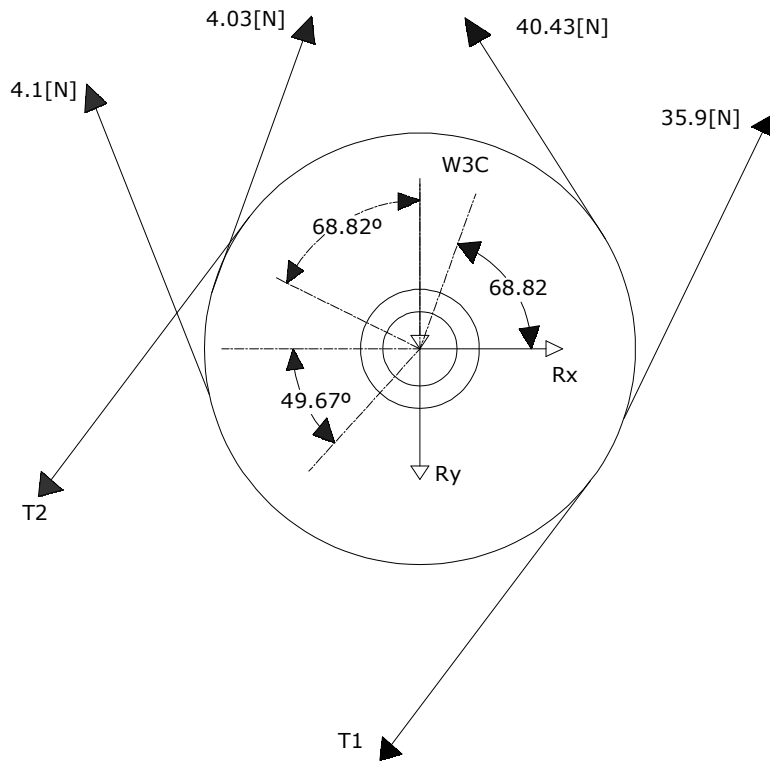


Figura 39. Polea 3D

TABLA XII. REACCIONES DEBIDO A LAS POLEAS

Reacciones debido a las poleas [N]				
Ejes	Eje 5D	Eje 4D	Eje 6D	Eje 3D
W_p	9,8	7,2	7,2	13,34
R_x	0;1,99	0;19,9	0;14,42	0;67,8
R_y	9,8;13,74	7,2;44	7,2;44,42	(-13,34;-33,6)
M_{Torsor}	0,11	2,1	2,1	0

4.2.4.6. Fuerzas actuantes sobre el eje 5D

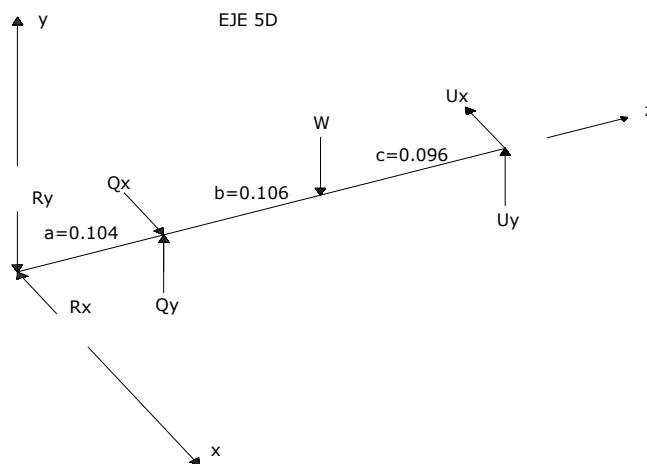


Figura 40. Eje 5D

$$W = W_{eje} + W_{sem} = (7; 17.9)[N] \quad (146)$$

Plano X-Z

$$\sum F_x = 0;$$

$$Q_x = R_x + U_x \quad (147)$$

$$\sum M_Q = 0;$$

$$U_x = \frac{R_x a}{b+c} \quad (148)$$

$$U_x = (0; 1.02)[N]$$

$$Q_x = (0; 3.01)[N]$$

Plano Y-Z

$$\sum F_y = 0;$$

$$Q_y = R_y + W - U_y \quad (149)$$

$$\sum M_Q = 0;$$

$$U_y = \frac{Wb - R_y a}{b+c} \quad (150)$$

$$U_y = (-1.37; 2.32)[N]$$

$$Q_y = (18.17; 29.33)[N]$$

4.2.4.7. Fuerzas actuantes sobre el eje 4D

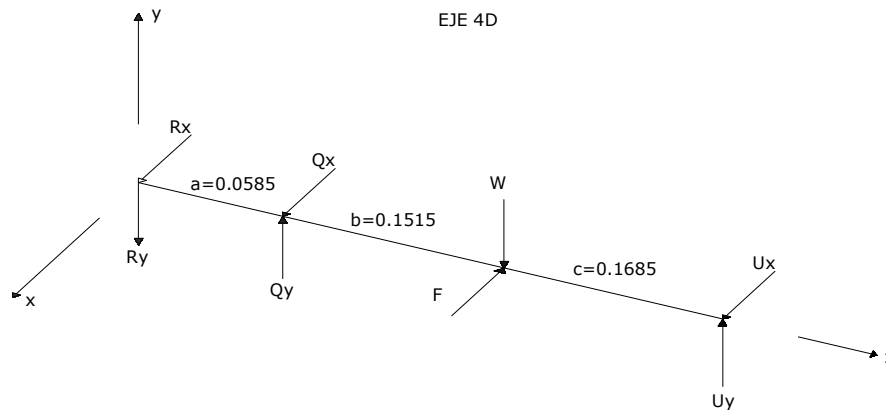


Figura 41. Eje 4D

4.2.4.8. Fuerzas actuantes sobre el eje 6D

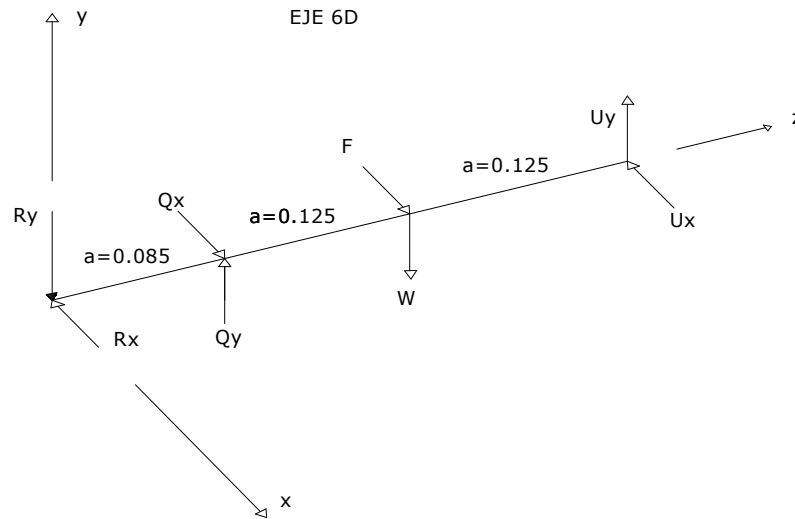


Figura 42. 48. Eje 6D

4.2.4.9. Fuerzas actuantes sobre el eje 3D

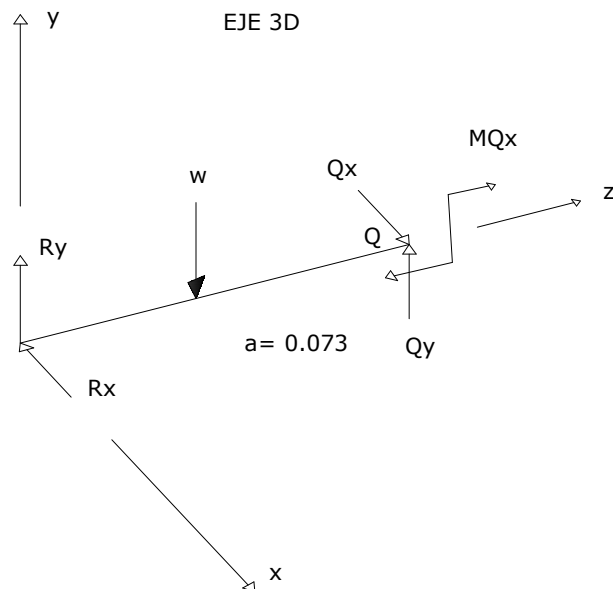


Figura 43. Eje 3D

TABLA XIII. FUERZAS SOBRE LOS EJES DE LA DESCASCARADORA

Fuerzas sobre los ejes [N]				
Eje	Eje 5D	Eje 4D	Eje 6D	Eje 3D
W	17,9	317,29	315,4	1,4
U_x	0;1,02	12,3;173,22	13,025;184,02	0
Q_x	0;3,01	13,7;165,1	(-13,025;-159,8)	0;67,8
U_y	(-1,37;2,32)	148,9;142,2	155,252;142,6	0
Q_y	18,17;29,33	175,6;219,9	167,35;217,22	14,74;35,02
M_{Qx}	-	-	-	1,02;2,5
M_{Qy}	-	-	-	0;4,9

4.2.4.10. Cálculo de esfuerzos del eje 5D

Análisis en el punto Q:

Flexión:

$$M_{f\text{máx}} = 0.244[\text{N} - \text{m}]$$

$$M_{f\text{mín}} = -1.45[\text{N} - \text{m}]$$

$$d_h = 0.013[\text{m}]$$

$$\sigma_{f\text{máx}} = \frac{32M_{f\text{máx}}}{\pi d_h^3} = 1131253.34 \left[\frac{\text{N}}{\text{m}^2} \right] \quad (151)$$

$$\sigma_{f\text{mín}} = \frac{32M_{f\text{mín}}}{\pi d_h^3} = -6722612.07 \left[\frac{\text{N}}{\text{m}^2} \right] \quad (152)$$

$$\sigma_{fa} = \frac{\sigma_{f\text{máx}} - \sigma_{f\text{mín}}}{2} = 3926932.71 \left[\frac{\text{N}}{\text{m}^2} \right] \quad (153)$$

$$\sigma_{fm} = \frac{\sigma_{f\text{máx}} + \sigma_{f\text{mín}}}{2} = -2795679.36 \left[\frac{\text{N}}{\text{m}^2} \right] \quad (154)$$

$$\sigma_a = \sigma_{fa} + \sigma_{aa} = 3926932.71 \left[\frac{\text{N}}{\text{m}^2} \right] \quad (155)$$

$$\sigma_m = \sigma_{fm} + \sigma_{ma} = -2795679.36 \left[\frac{\text{N}}{\text{m}^2} \right] \quad (156)$$

Corte Directo:

$$V_{\text{máx}} = 15.61[\text{N}]$$

$$V_{\text{mín}} = -13.9[\text{N}]$$

$$\tau_{\text{Cmáx}} = \frac{4V_{\text{máx}}}{\pi d_h^2} = 117605.144 \left[\frac{\text{N}}{\text{m}^2} \right] \quad (157)$$

$$\tau_{\text{Cmín}} = \frac{4V_{\text{mín}}}{\pi d_h^2} = -104722.069 \left[\frac{\text{N}}{\text{m}^2} \right] \quad (158)$$

$$\tau_{\text{Ca}} = \frac{\tau_{\text{Cmáx}} - \tau_{\text{Cmín}}}{2} = 111163.606 \left[\frac{\text{N}}{\text{m}^2} \right] \quad (159)$$

$$\tau_{\text{Cm}} = \frac{\tau_{\text{Cmáx}} + \tau_{\text{Cmín}}}{2} = 6441.54 \left[\frac{\text{N}}{\text{m}^2} \right] \quad (160)$$

Corte indirecto:

$$T_{\text{máx}} = 0.11[\text{N} - \text{m}]$$

$$T_{\text{mín}} = 0$$

$$\tau_{\text{Tmáx}} = \frac{16T_{\text{máx}}}{\pi d_h^3} = 254995.63 \left[\frac{\text{N}}{\text{m}^2} \right] \quad (161)$$

$$\tau_{\text{Tmín}} = \frac{16T_{\text{mín}}}{\pi d_h^3} = 0 \left[\frac{\text{N}}{\text{m}^2} \right] \quad (162)$$

$$\tau_{\text{Ta}} = \frac{\tau_{\text{Tmáx}} - \tau_{\text{Tmín}}}{2} = 127497.815 \left[\frac{\text{N}}{\text{m}^2} \right] \quad (163)$$

$$\tau_{\text{Tm}} = \frac{\tau_{\text{Tmáx}} + \tau_{\text{Tmín}}}{2} = 127497.815 \left[\frac{\text{N}}{\text{m}^2} \right] \quad (164)$$

$$\tau_a = \tau_{\text{Ca}} + \tau_{\text{Ta}} = 238661.422 \left[\frac{\text{N}}{\text{m}^2} \right] \quad (165)$$

$$\tau_m = \tau_{\text{Cm}} + \tau_{\text{Tm}} = 133939.352 \left[\frac{\text{N}}{\text{m}^2} \right] \quad (166)$$

TABLA XIV. ESFUERZOS SOBRE LOS EJES DE LA DESCASCARADORA

	Esfuerzos sobre los ejes				Unidades
	Eje 5D	Eje 4D	Eje 6D	Eje 3D	
$M_{f\text{m}\acute{a}\text{x}}$	0,244	38,3	29,1	-0,49	[N-m]
$M_{f\text{m}\acute{i}\text{n}}$	-1,45	-2,9	-3,99	-5,5	[N-m]
d_h	0,013	0,017	0,017	0,017	[m]
$\sigma_{f\text{m}\acute{a}\text{x}}$	1131253,34	78369150,9	60331806,6	-1015896,4	[N/m ²]
$\sigma_{f\text{m}\acute{i}\text{n}}$	-6722612,07	-6012448,08	-8272299,26	-11402918,8	[N/m ²]
σ_{fa}	3926932,71	42190799,5	34302052,9	5193511,2	[N/m ²]
σ_{fm}	-2795679,36	36178351,4	26029753,7	-6209407,56	[N/m ²]
σ_a	3926932,71	42190799,5	34302052,9	5193511,19	[N/m ²]
σ_m	-2795679,36	36178351,4	26029757,7	-6209407,59	[N/m ²]
$V_{m\acute{a}\text{x}}$	15,61	255	232,55	-13,34	[N]
$V_{m\acute{i}\text{n}}$	-13,9	-224	-245,4	-76,32	[N]
$\tau_{Cm\acute{a}\text{x}}$	117605,14	1123446,66	1024539,29	-58771,68	[N/m ²]
$\tau_{Cm\acute{i}\text{n}}$	-104722,069	-986870,789	-1081152,19	-336196,919	[N/m ²]
τ_{Ca}	111163,606	1055158,78	1052845,74	138712,62	[N/m ²]
τ_{Cm}	6441,54	68287,9341	-28306,4501	-197484,3	[N/m ²]
$T_{m\acute{a}\text{x}}$	0,11	2,1	2,1	0	[N-m]
$T_{m\acute{i}\text{n}}$	0	0	0	0	[N-m]
$\tau_{Tm\acute{a}\text{x}}$	254995,63	2176920,86	2176920,86	0	[N/m ²]
$\tau_{Tm\acute{i}\text{n}}$	0	0	0	0	[N/m ²]
τ_{Ta}	127497,815	1088460,43	1088460,43	0	[N/m ²]
τ_{Tm}	127497,815	1088460,43	1088460,43	0	[N/m ²]
τ_a	238661,422	2143619,15	2141306,17	138712,6196	[N/m ²]
τ_m	133939,352	1156748,36	1060153,98	-197484,3	[N/m ²]

4.2.4.11. Fluctuación de esfuerzos sobre el eje 5D

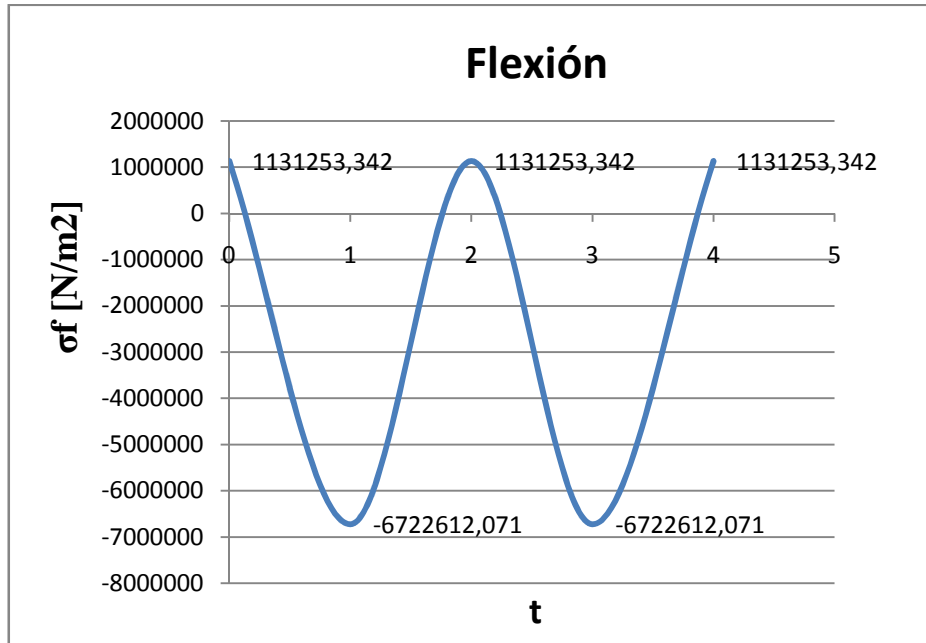


Figura 44. Esfuerzo por flexión eje 5D

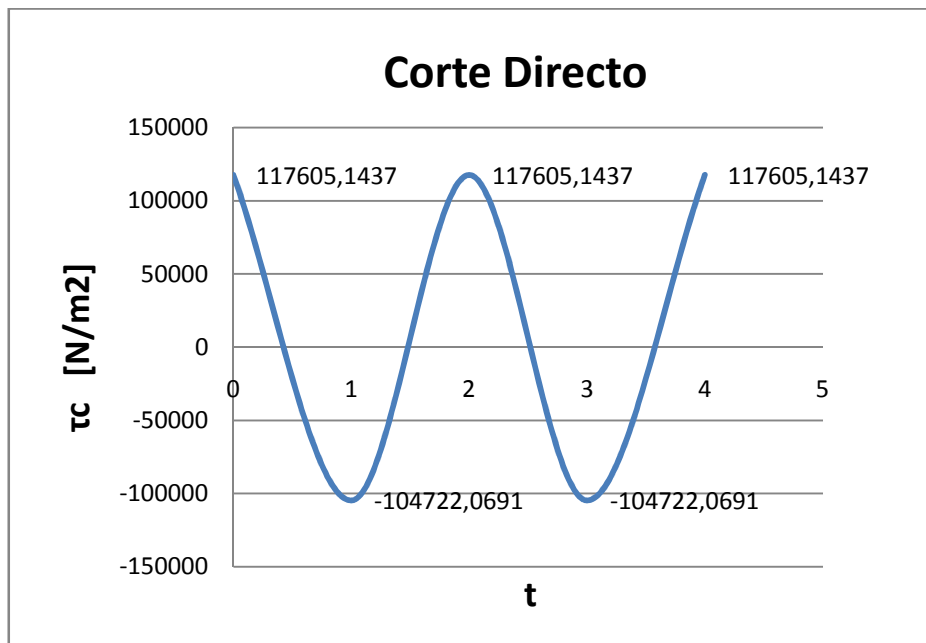


Figura 45. Esfuerzo por corte directo eje 5D

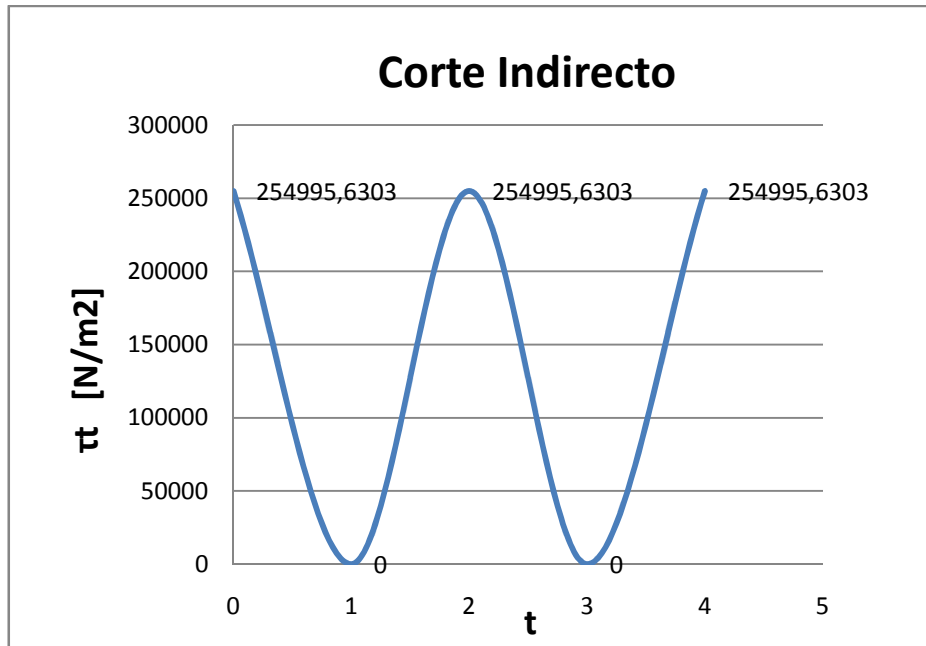


Figura 46. Esfuerzo por corte indirecto eje 5D

4.2.4.12. Determinación del coeficiente de seguridad del eje 5D

Para un acero AISI 1020

$$S_{ut} = 395[\text{Mpa}]$$

$$K_a = A(S_{ut})^b = 4.51(395)^{-0.265} = 0.93$$

$$K_b = 1.189(d_h)^{-0.097} = 1.189(13)^{-0.097} = 0.93$$

$$K_c = 0.7 \text{ Para un 99.99\% de confiabilidad}$$

$$K_d = K_g = K_e = 1$$

Aplicando la ecuación de Marín:

$$s_e = 0.93 * 0.93 * 0.7 * 1 * 1 * 1 * (0.5 * 395 \times 10^6) = 120 \times 10^6 \left[\frac{\text{N}}{\text{m}^2} \right]$$

Datos:

$$r_{filete} = 0.5[\text{mm}]$$

$$r_{filete}/d_h = 0.04$$

$$D_h = 15[\text{mm}]$$

$$D_h/d_h = 1.2$$

$$K_{ff} = q_f(K_{tf} - 1) + 1 = 0.62(2.1 - 1) + 1 = 1.7$$

$$K_{ft} = q_t(K_{tt} - 1) + 1 = 0.66(1.65 - 1) + 1 = 1.4$$

$$\sigma_{eq_a} = \sqrt{(K_{ff}\sigma_a)^2 + 3(K_{ft}\tau_a)^2} \quad (167)$$

$$\sigma_{eq_a} = \sqrt{(1.7 * 3926932.71)^2 + 3(1.4 * 238661.422)^2} = 6.63 \times 10^6 \left[\frac{\text{N}}{\text{m}^2} \right]$$

$$\sigma_{eq_m} = \sqrt{(\sigma_m)^2 + 3(\tau_m)^2} \quad (168)$$

$$\sigma_{eq_m} = \sqrt{(2795679.36)^2 + 3(133939.352)^2} = 2.8 \times 10^6 \left[\frac{\text{N}}{\text{m}^2} \right]$$

$$\frac{\sigma_{eq_a}}{s_e} + \frac{\sigma_{eq_m}}{s_{ut}} = \frac{1}{n} \quad (169)$$

$$\frac{6.63 \times 10^6}{120 \times 10^6} + \frac{2.8 \times 10^6}{395 \times 10^6} = \frac{1}{n}$$

$$n = 16$$

TABLA XV. COEFICIENTE DE SEGURIDAD DE LOS EJES DE LA DESCASCARADORA

Coeficiente de seguridad				
Eje	Eje 5D	Eje 4D	Eje 6D	Eje 3D
Acero	AISI 1020	AISI 1020	AISI 1020	AISI 1020
S_{ut}	395 [Mpa]	395 [Mpa]	395 [Mpa]	395 [Mpa]
K_a	0,87	0,87	0,87	0,87
K_b	0,93	0,9	0,9	0,9
K_c	0,7	0,7	0,7	0,7
K_d	1	1	1	1
K_g	1	1	1	1
K_e	1	1	1	1
r_{filete}	0,5	1	1	1
r_{filete}/d_h	0,04	0,06	0,06	0,06
D_h	15	25	25	20
D_h/d_h	1,2	1,5	1,5	1,2
q_f	0,62	0,7	0,7	0,7
K_{tf}	2,1	1,95	1,95	1,85
q_t	0,66	0,74	0,74	0,74
K_{tt}	1,65	1,65	1,65	1,4
K_{ff}	1,7	1,7	1,7	1,6
K_{ft}	1,4	1,5	1,5	1,4
σ_{eq_a}	6631462,6	70462563,6	57376444,3	8290187,24
σ_{eq_m}	2805288,29	36233786,9	26094441,1	6218821,65
n	16	1,7	2,1	13,74

4.3. CRIBADORA

4.3.1. Diseño del mecanismo principal de la cribadora

La potencia requerida y las condiciones de movimiento por el sistema de cribado son transmitidas a través de su mecanismo principal (biela manivela), como se muestra en la figura.

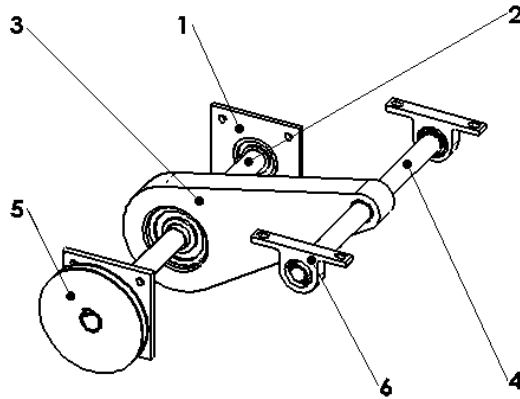


Figura 47. Mecanismo principal

1) Chumaceras de pared del eje 3C, 2) Eje 3C, 3) Biela, 4) Eje 4C, 5) Polea 3C, 6) Chumacera de piso del eje 4C

4.3.2. Condiciones de funcionamiento de la zapata

Dato:

$$r_{exc} = 0.002 [m]$$

$$\alpha_B = 25^\circ$$

$$g = 9.8 \left[\frac{m}{s^2} \right]$$

$$\mu_E = 0.62$$

$$\mu_C = 0.47$$

Haciendo uso de las ecuaciones (13), (17), (18) y a la vez sustituyendo los datos pertinentes.

$$j_{zB} = \frac{9.81}{\frac{\cos 25}{0.63} - \text{sen} 25} = 9.5 \left[\frac{m}{s^2} \right]$$

$$j_{zB} = \frac{9.81}{\frac{\cos 25}{0.47} - \text{sen} 25} = 6.5 \left[\frac{m}{s^2} \right]$$

$$6.5 \left[\frac{m}{s^2} \right] < j_z < 9.5 \left[\frac{m}{s^2} \right]$$

Aplicando la ecuación (7) y sabiendo que en el momento de arranque $t = 0$ (aceleración máxima), se tiene, que realmente j_z depende de las revoluciones ω_{p3C} que tendrá la polea inferior de la criba. Con éstas observaciones se determinará la velocidad angular óptima ω_{p3C} que cumpla con la condición (todo esto dicho quedará tabulado en la siguiente tabla.

TABLA XVI. VELOCIDAD ANGULAR OPTIMA DE LA POLEA 3C

Velocidad angular del eje cigüeñal de la criba ω_{p3C} [rpm]	Tiempo t [s]	Determinación de JZ [m/s²]
1080	0	25,74
1000	0	22,07
950	0	19,91
900	0	17,87
850	0	15,94
800	0	14,12
750	0	12,41
700	0	10,81
650	0	9,32
600	0	7,94
550	0	6,67
500	0	5,52
450	0	4,47
400	0	3,53
350	0	2,70
300	0	1,99
250	0	1,38
200	0	0,88
150	0	0,50
100	0	0,22
50	0	0,06
0	0	0

De esta tabla se obtiene que la velocidad angular óptima es $\omega_{p3C} = 650[rpm]$, satisface (18), obteniéndose para la condición (18). Como se muestra a continuación.

$$j_z = 9.32 \left[\frac{m}{s^2} \right]$$

$$6.5 \left[\frac{m}{s^2} \right] < 9.32 \left[\frac{m}{s^2} \right] < 9.5 \left[\frac{m}{s^2} \right]$$

4.3.2.1. Análisis cinemático

Para realizar el análisis cinemático debemos realizar previamente el dimensionamiento respectivo de cada uno de los eslabones.

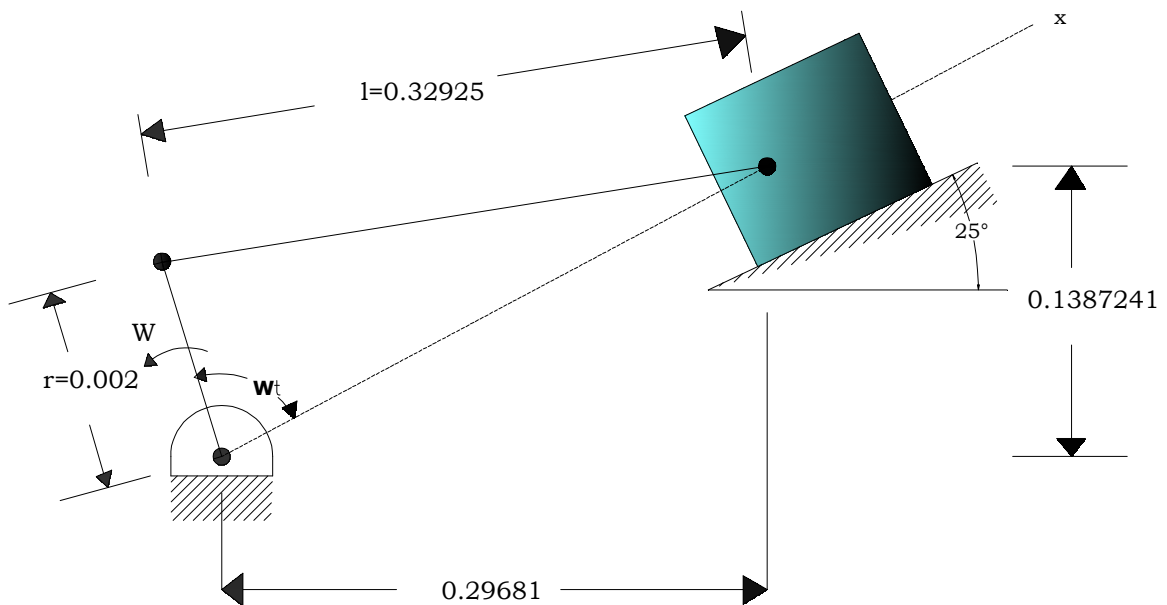


Figura 48. Esquema cinemático del mecanismo biela manivela

Cabe señalar que una vez determinada la velocidad angular $\omega_{p3C} = 650[rpm]$, se obtienen las siguientes gráficas de desplazamiento carrera, velocidad y aceleración de la zapata.

Aplicando las ecuaciones (5), (6) y (7); se obtienen las siguientes curvas como resultado:

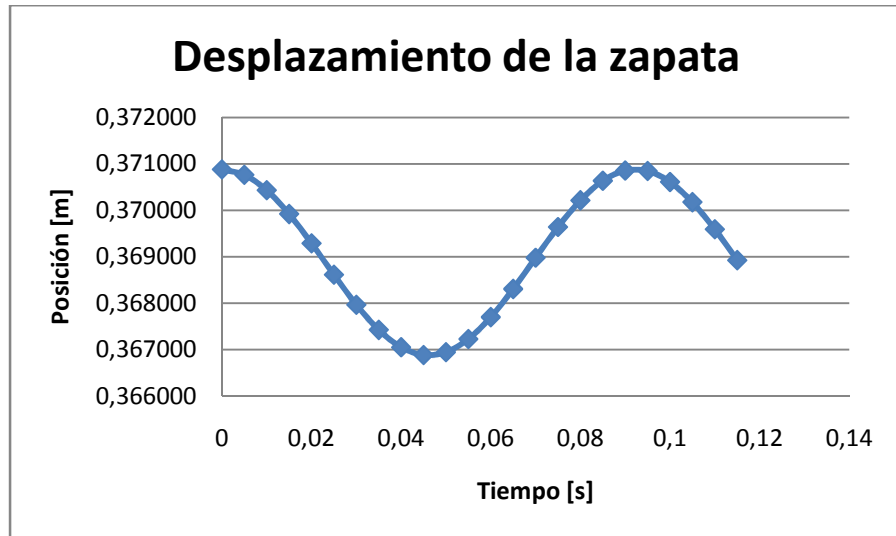


Figura 49. Carrera de la zapata

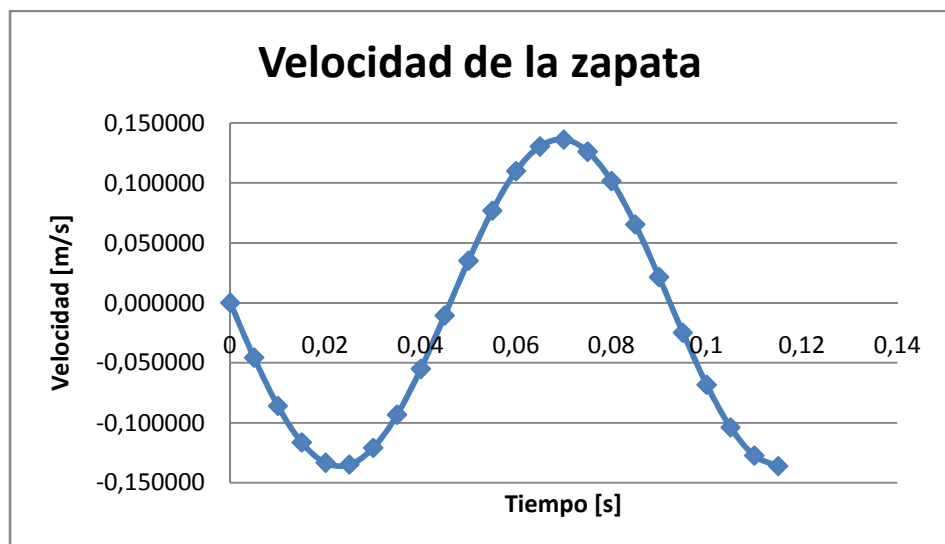


Figura 50. Velocidad de la zapata

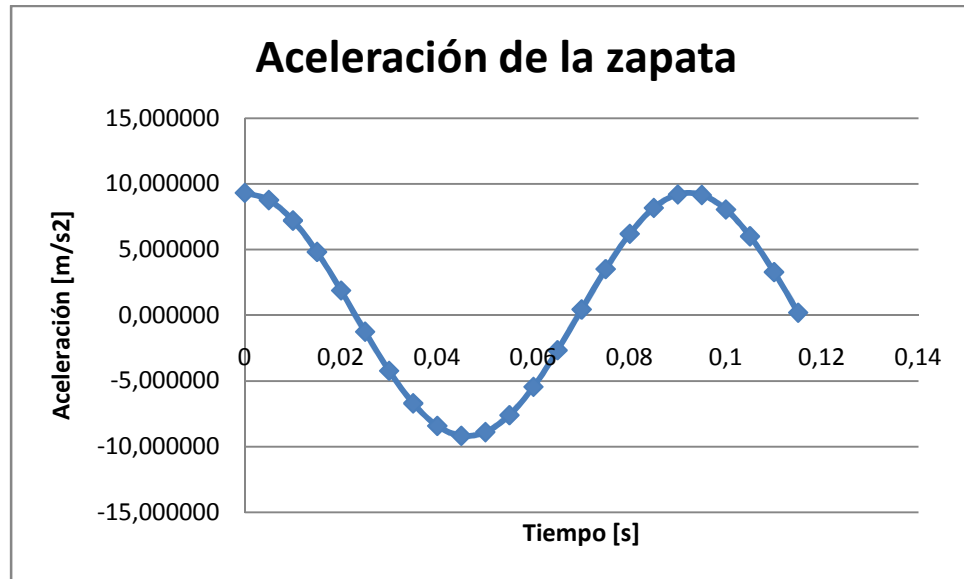


Figura 51. Aceleración de la zapata

4.3.2.2. Análisis dinámico

En esta sección se determinarán las fuerzas actuantes sobre las articulaciones O2 y B. Así como también el torque requerido en el eje cigüeñal (O2).

- Masas equivalentes

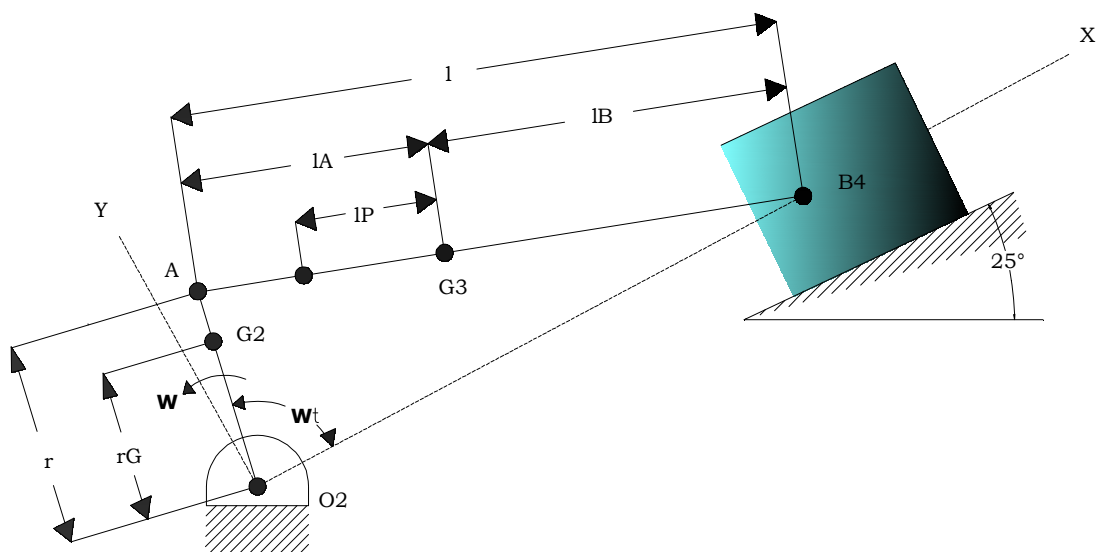


Figura 52. Análisis gráfico del eslabonamiento de cuatro barras

$$m_{3B} = \frac{m_3 l_A}{l} \quad (170)$$

$$m_{3A} = \frac{m_3 l_B}{l} \quad (171)$$

4.3.2.3. Fuerza de la biela sobre el eje 4C

$$F_{34} = (m_4 j_Z) \hat{i} - [(m_{3B} + m_4) j_Z] \tan \phi \hat{j} \quad (172)$$

TABLA XVII. FUERZA DE LA BIELA SOBRE EL EJE 4C

Fuerza de la biela sobre el eje 4C [N]	
dirección X	dirección Y
-1287,57	0,00
-1212,57	-2,29
-996,68	-3,54
-665,97	-3,21
-259,91	-1,44
173,86	0,97
585,47	2,95
928,57	3,61
1165,26	2,68
1269,82	0,56
1230,98	-1,80
1052,91	-3,37
754,88	-3,45
369,54	-2,00
-60,12	0,34
-485,16	2,53
-856,18	3,59
-1129,22	3,04
-1271,46	1,12
-1265,66	-1,30
-1112,53	-3,14
-830,61	-3,57
-453,78	-2,39
-26,59	-0,15
-1287,57	0,00

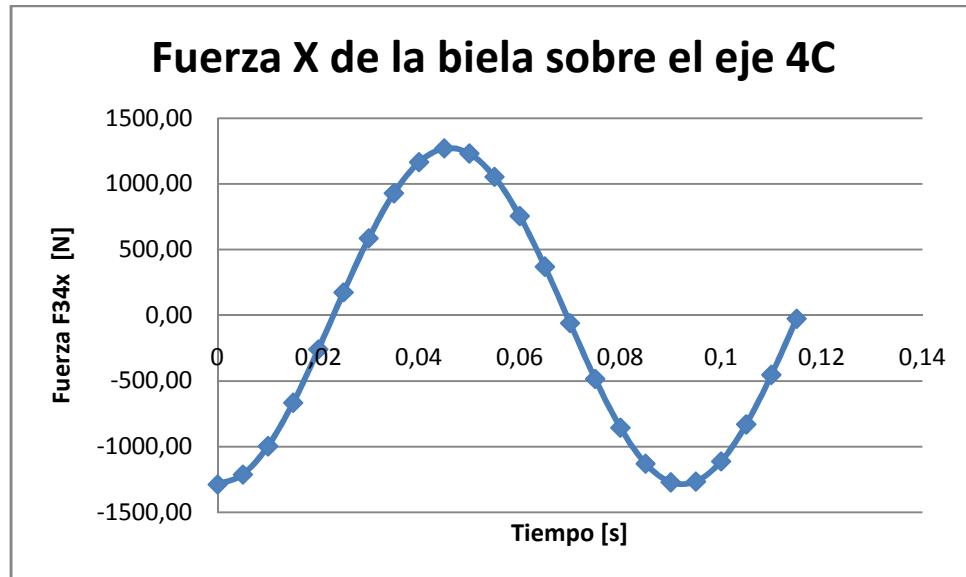


Figura 53. Fuerza de la biela sobre el eje 4C eje X

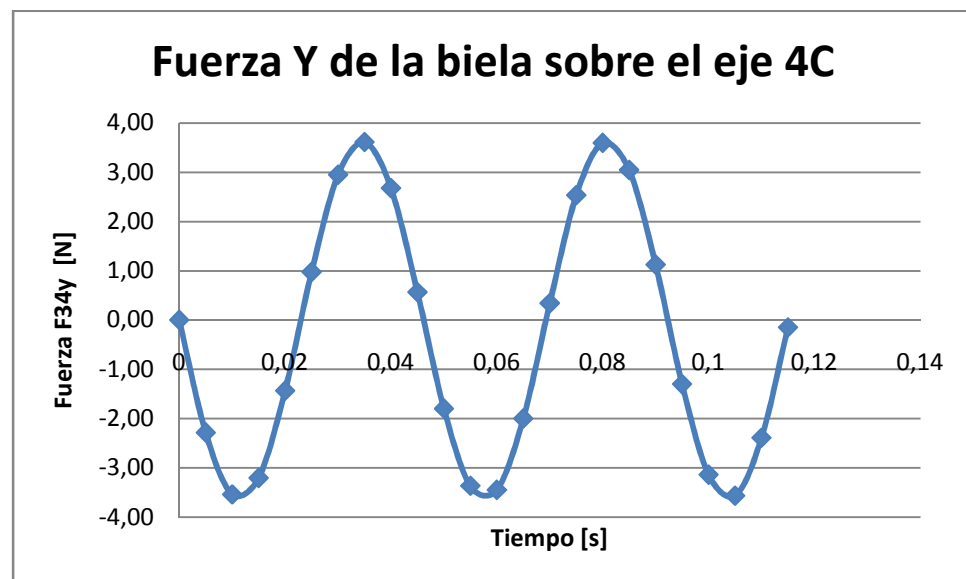


Figura 54. Fuerza de la biela sobre el eje 4C eje Y

4.3.2.4. Fuerza de la biela sobre el eje 3C

$$F_{32} = [m_{3A}r_{exc}\omega_{p3C}^2 \cos \omega_{p3C}t - [(m_{3B} + m_4)j_Z]\hat{i} + [m_{3A}r_{exc}\omega_{p3C}^2 \sin \omega_{p3C}t + [(m_{3B} + m_4)j_Z +] \tan \phi]\hat{j}] \quad (173)$$

$$F_{21} = F_{32} \quad (174)$$

TABLA XVIII. FUERZA DE LA BIELA SOBRE EL EJE 3C

Fuerza de la biela sobre el eje 3C [N]	
dirección X	dirección Y
-1298,47	0,00
-1222,80	-2,26
-1004,99	-3,45
-671,39	-3,04
-261,86	-1,21
175,53	1,20
590,46	3,13
936,25	3,72
1174,77	2,72
1280,12	0,56
1240,98	-1,78
1061,55	-3,29
761,21	-3,30
372,80	-1,79
-60,38	0,57
-489,02	2,73
-863,25	3,72
-1138,70	3,10
-1282,22	1,13
-1276,37	-1,30
-1121,86	-3,08
-837,46	-3,43
-457,36	-2,19
-26,58	0,08
-1341,35	0,00

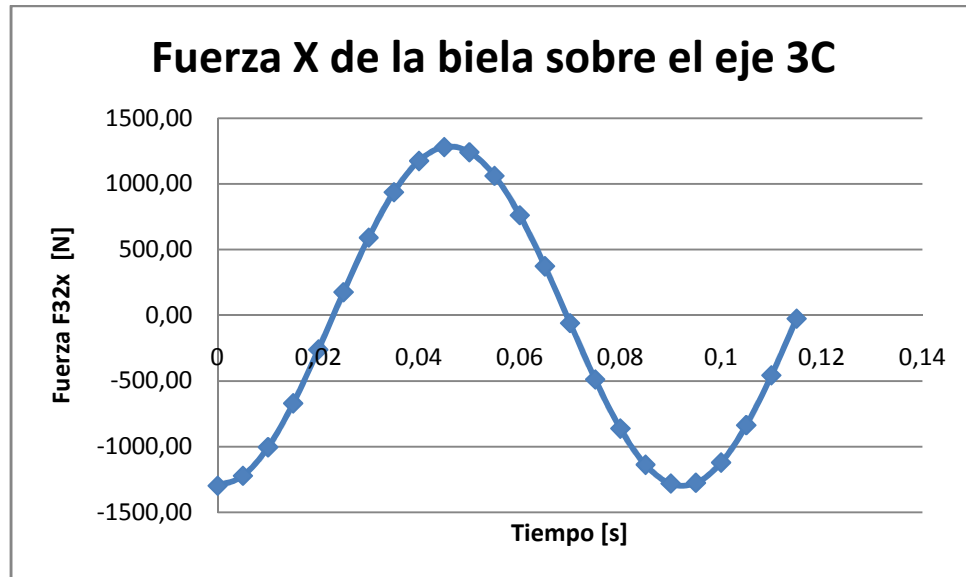


Figura 55. Fuerza de la biela sobre el eje 3C eje X

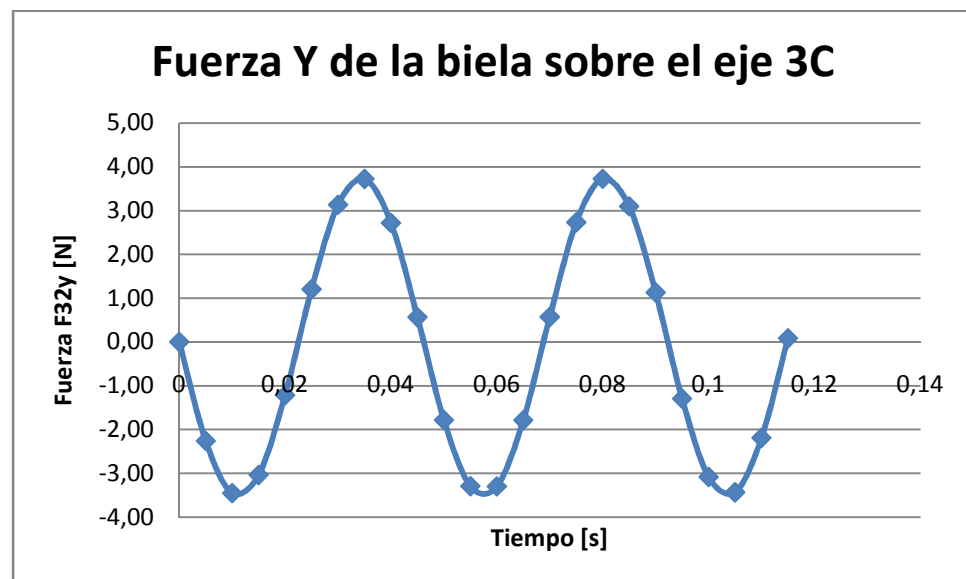


Figura 56. Fuerza de la biela sobre el eje 3C eje Y

4.3.2.5. Torque requerido por el eje 3C

$$T_{21} = [(m_{3B} + m_4)j_z]A_z \tan \phi \hat{k} \quad (175)$$

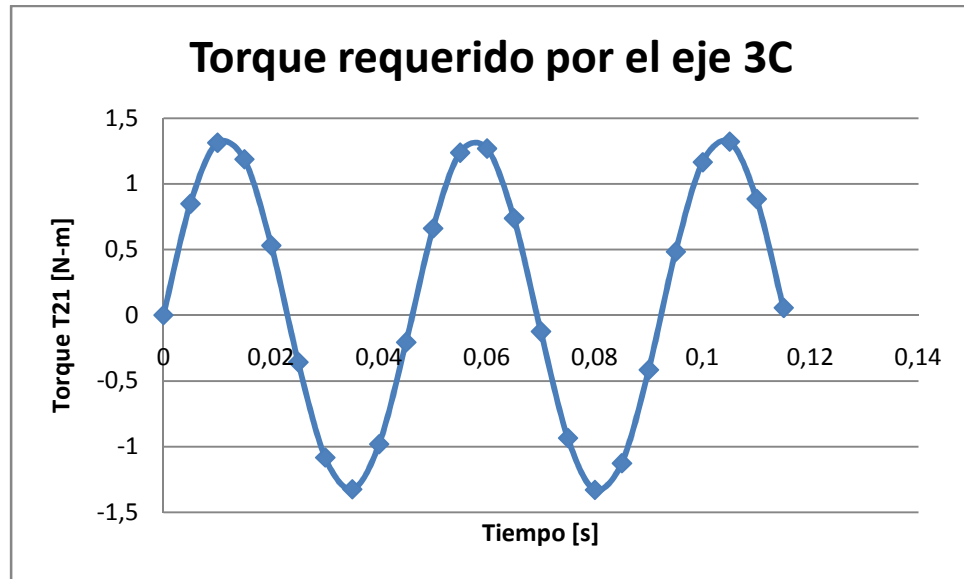


Figura 57. Torque requerido por eje 3C

4.3.3. Potencia consumida por la cribadora

La potencia requerida en el eje cigüeñal de la cribadora se la determina según los resultados anteriores:

$$P_{SC} = T_{21} * \omega_{p3C} = 1.33 * 650 = 0.12[\text{Hp}] \quad (176)$$

$$P_{SC} = 1.33 * 650 = 0.12[\text{Hp}]$$

Potencia dinámica del motor de la cribadora:

$$P_{DMC} = \frac{P_{SC}}{\eta_{general}} * C_s \quad (177)$$

Calculo del rendimiento general:

$$\eta_{general} = \eta_{banda} * \eta_{rodam}^k \quad (178)$$

$$\eta_{general} = 0.8 * 0.99^2 = 0.78$$

$$C_s = 1.25$$

$$P_{DMC} = \frac{0.12}{0.78} * 1.25 = 0.19[\text{Hp}]$$

Potencia del motor de la cribadora:

$$P_{MC} = 1.75 * P_{DMC} \quad (179)$$

$$P_{MC} = 1.75 * 0.19 = 0.33[\text{Hp}] \quad (180)$$

4.3.3.1. Selección del motor

Con estos datos se selecciona un motor trifásico con rotor de jaula conmutable 220/440 [Volt], 60[Hz]/1200[rpm]-6 Polos y de arranque directo:

Marca: SIEMENS

Tipo: 1LAY 072-6YA60

Potencia nominal: 0.5 [Hp]

Velocidad Nominal: 1090 [rpm]

4.3.4. Cálculo convencional de los ejes de la cribadora

4.3.4.1. Fuerzas actuantes sobre el eje 4C

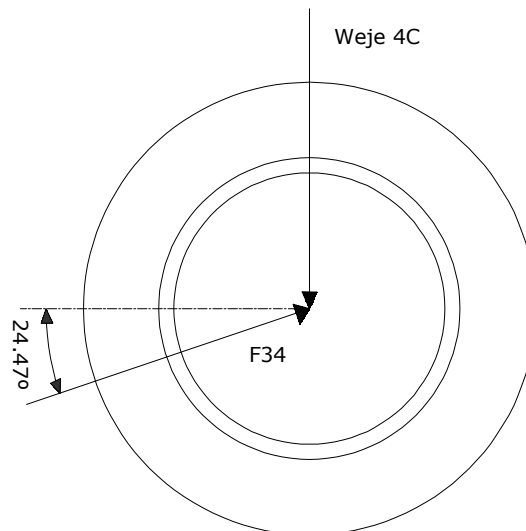


Figura 58. Fuerza de la biela sobre el eje 4C sección transversal

$$W_{eje4C} = 12.5[N] \quad (181)$$

$$F_{34} = (-1817.2; 1863.5)[N]$$

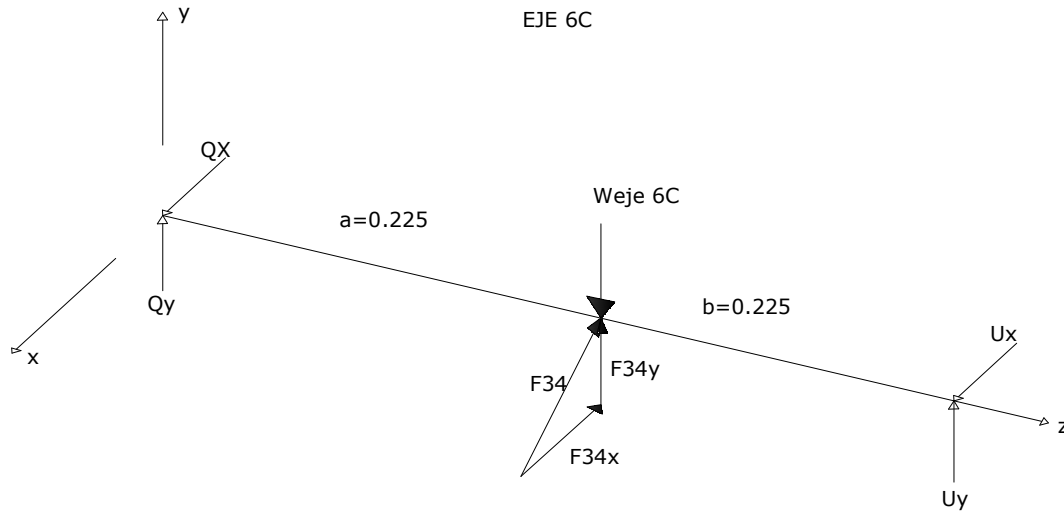


Figura 59. Eje 4C

Plano X-Z

$$\sum F_x = 0;$$

$$Q_x = -F_{34} \cos 24.47 - U_x \quad (182)$$

$$\sum M_Q = 0;$$

$$U_x = \frac{-F_{34} \cos 24.47 a}{a+b} \quad (183)$$

$$U_x = (827; -848.18)[N]$$

$$Q_x = (827; -848.18)[N]$$

Plano Y-Z

$$\sum F_y = 0;$$

$$Q_y = W - F_{34} \sin 24.47 - U_y \quad (184)$$

$$\sum M_Q = 0;$$

$$U_y = \frac{Wa - F_{34}a \sin 24.47}{a+b} \quad (185)$$

$$U_y = (382.6; -379.7)[N]$$

$$Q_y = (382.6; -379.7)[N]$$

4.3.4.2. Selección de la banda para el eje 3C

1) Relación de transmisión

$$i_2 = \frac{\omega_{p2C}}{\omega_{p3C}} = \frac{1090}{650} = 1.7$$

2) Potencia corregida

$$P_c = (P_{MC}) \cdot C = 0.44[Hp] \frac{1.014[Cv]}{1[Hp]} 1.4 = 0.62[Cv] = 0.616[Hp]$$

3) Sección de la banda

La sección de la banda es de tipo A

4) Elección de los diámetros primitivos d_2 y d_3 de las poleas

$$d_2 = 107[mm]$$

$$d_3 = i_2 * d_2 = 179.43[mm]$$

5) Distancia entre ejes I

$$d_3 \leq l \leq 3(d_3 + d_2)$$

$$179.43[mm] \leq 340.5[mm] \leq 859.3[mm]$$

6) Longitud primitiva de la banda

$$L = 2l + 1.57(d_3 + d_2) + \frac{(d_3 - d_2)^2}{4l}$$

$$L = 2 * 340.5 + 1.57(179.43 + 107) + \frac{(179.43 - 107)^2}{4 * 340.5} = 1134.5[mm]$$

7) Arco de contacto θ_s

$$\theta_s = 180 - \frac{(d_3 - d_2)}{I} * 60$$

$$\theta_s = 180 - \frac{(179.43 - 107)}{340.5} * 60 = 167.2^\circ$$

8) Potencia transmisible por banda

$$P_a = (P_b + P_d)C_r C_L$$

$$P_a = (1.64 + 0.18) * 0.96 * 0.9 = 1.6[CV]$$

9) Determinación del número de bandas

$$\#_b = \frac{P_C}{P_a} = \frac{0.62}{1.6} = 0.39 = 1$$

10) Velocidad de la banda

$$V = \frac{0.052 d_2 \omega_{p2C}}{1000}$$

$$V = \frac{0.052 * 107 * 1090}{1000} = 6.1[m/s] = 1193.9[ft/min]$$

11) Selección de las poleas

12) Cálculo de las tensiones de la banda

Datos:

$$\mu = 0.4$$

$$K_C = 0.561$$

Tabla 17-16 Shigley

$$F_C = \left(\frac{V}{1000}\right)^2 * K_C$$

$$F_C = \left(\frac{1193.8}{1000}\right)^2 * 0.561 = 0.8[Lb]$$

$$\frac{T_1 - F_C}{T_2 - F_C} = e^{\theta_s \mu / \sin \frac{\beta}{2}} = 54.23[Lb]$$

$$T_1 - T_2 = \frac{33000 * P_{MC}[HP]}{V} = \frac{33000 * 0.259}{1193.8} = 17.14[Lb]$$

$$T_2 = 1.0[Lb] = 4.44[N]$$

$$T_1 = 11.6[Lb] = 51.44[N]$$

4.3.4.3. Reacciones debido a la polea sobre eje 3C

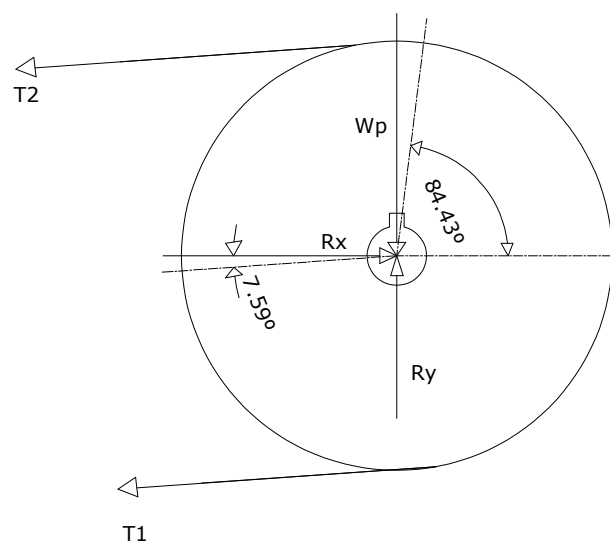


Figura 60. Polea 3C

$$\sum F_x = 0;$$

$$R_x = (T_1 + T_2) \cos 7.59 \quad (186)$$

$$R_x = (0 ; 55.4)[N]$$

$$\sum F_y = 0;$$

$$R_y = (T_1 + T_2) \sin 7.59 + W_p \quad (187)$$

$$R_y = (24.2 ; 23.7)[N]$$

$$\sum M_o = 0;$$

$$M_{Torsor} = (T_1 - T_2) \frac{d_3}{2} \tag{188}$$

$$M_{Torsor} = (0; 4.2)[N]$$

4.3.4.4. Fuerzas actuantes sobre el eje 3C

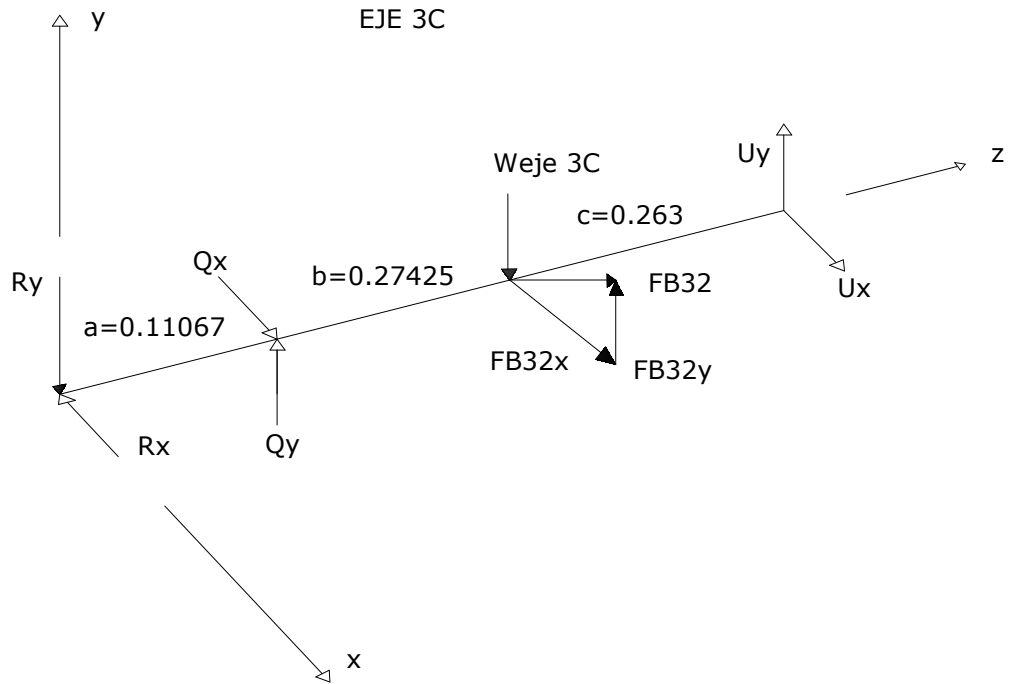


Figura 61. Eje 3C

TABLA XIX. REACCIONES EN LOS EJES DE LA CRIBA

Reacciones en los ejes de la criba [N/m ²]		
Ejes	Eje 4C	Eje 3C
W	12,5	62,45
U_x	1467,8;-496,96	478,8;-507,1
Q_x	477,8;-496,96	478,8;-430,3
U_y	223,7;-219,9	244,2;199,3
Q_y	223,7;-219,10	278,2;-166,1

4.3.4.5. Cálculo de los esfuerzos del eje 4C

Flexión:

$$M_{fm\acute{a}x} = 1178.71[N - m]$$

$$M_{fm\acute{i}n} = -122.3[N - m]$$

$$d_h = 0.033[m]$$

$$\sigma_{fm\acute{a}x} = \frac{32M_{fm\acute{a}x}}{\pi d_h^3} = 33646941.3 \left[\frac{N}{m^2} \right] \quad (189)$$

$$\sigma_{fm\acute{i}n} = \frac{32M_{fm\acute{i}n}}{\pi d_h^3} = -34664484.3 \left[\frac{N}{m^2} \right] \quad (190)$$

$$\sigma_{fa} = \frac{\sigma_{fm\acute{a}x} - \sigma_{fm\acute{i}n}}{2} = 34155712.8 \left[\frac{N}{m^2} \right] \quad (191)$$

$$\sigma_{fm} = \frac{\sigma_{fm\acute{a}x} + \sigma_{fm\acute{i}n}}{2} = -508771.46 \left[\frac{N}{m^2} \right] \quad (192)$$

$$\sigma_a = \sigma_{fa} + \sigma_{aa} = 31155712.8 \left[\frac{N}{m^2} \right] \quad (193)$$

$$\sigma_m = \sigma_{fm} + \sigma_{ma} = -508771.5 \left[\frac{N}{m^2} \right] \quad (194)$$

Corte directo:

$$V_{m\acute{a}x} = 543.4[N]$$

$$V_{m\acute{i}n} = -543.4[N]$$

$$\tau_{Cm\acute{a}x} = \frac{4V_{m\acute{a}x}}{\pi d_h^2} = 635333.67 \left[\frac{N}{m^2} \right] \quad (195)$$

$$\tau_{Cm\acute{i}n} = \frac{4V_{m\acute{i}n}}{\pi d_h^2} = -635333.67 \left[\frac{N}{m^2} \right] \quad (196)$$

$$\tau_{Ca} = \frac{\tau_{Cm\acute{a}x} - \tau_{Cm\acute{i}n}}{2} = 635333.67 \left[\frac{N}{m^2} \right] \quad (197)$$

$$\tau_{Cm} = \frac{\tau_{Cm\acute{a}x} + \tau_{Cm\acute{i}n}}{2} = 0 \left[\frac{N}{m^2} \right] \quad (198)$$

Corte indirecto:

$$T_{m\acute{a}x} = 0[N - m]$$

$$T_{m\acute{i}n} = 0$$

$$\tau_{Ta} = \frac{\tau_{Tm\acute{a}x} - \tau_{Tm\acute{i}n}}{2} = 0 \left[\frac{N}{m^2} \right] \quad (199)$$

$$\tau_{Tm} = \frac{\tau_{Tm\acute{a}x} + \tau_{Tm\acute{m}n}}{2} = 0 \left[\frac{N}{m^2} \right] \quad (200)$$

$$\tau_a = \tau_{Ca} + \tau_{Ta} = 2141306.17 \left[\frac{N}{m^2} \right] \quad (201)$$

$$\tau_m = \tau_{Cm} + \tau_{Tm} = 1060153.98 \left[\frac{N}{m^2} \right] \quad (202)$$

TABLA XX. ESFUERZOS SOBRE LOS EJES DE LA CRIBA

Esfuerzos sobre los ejes		
Eje	Eje 4C	Eje 3C
$M_{f\acute{m}ax}$	1178,71	147,4
$M_{f\acute{m}n}$	-122,3	-149,5
d_h	0,033	0,035
$\sigma_{f\acute{m}ax}$	336446941	35618170,8
$\sigma_{f\acute{m}n}$	-34664484,3	-35517072,8
σ_{fa}	34155712,8	35267621,8
σ_{fm}	-508771,46	-249451,013
σ_a	31155712,8	35267621,8
σ_m	-508771,5	-249451,013
$V_{m\acute{a}x}$	543,4	544,7
$V_{m\acute{m}n}$	-543,4	-536,8
$\tau_{Cm\acute{a}x}$	635333,67	566149,861
$\tau_{Cm\acute{m}n}$	-635333,67	-557938,765
τ_{Ca}	635333,67	562044,313
τ_{Cm}	0	4105,55
$T_{m\acute{a}x}$	0	4,2
$T_{m\acute{m}n}$	0	0
$\tau_{Tm\acute{a}x}$	0	498902,025
$\tau_{Tm\acute{m}n}$	0	0
τ_{Ta}	0	249451,013
τ_{Tm}	0	249451,013
τ_a	2141306,17	811495,326
τ_m	1060153,98	253556,561

4.3.4.6. Esfuerzos sobre el eje 4C

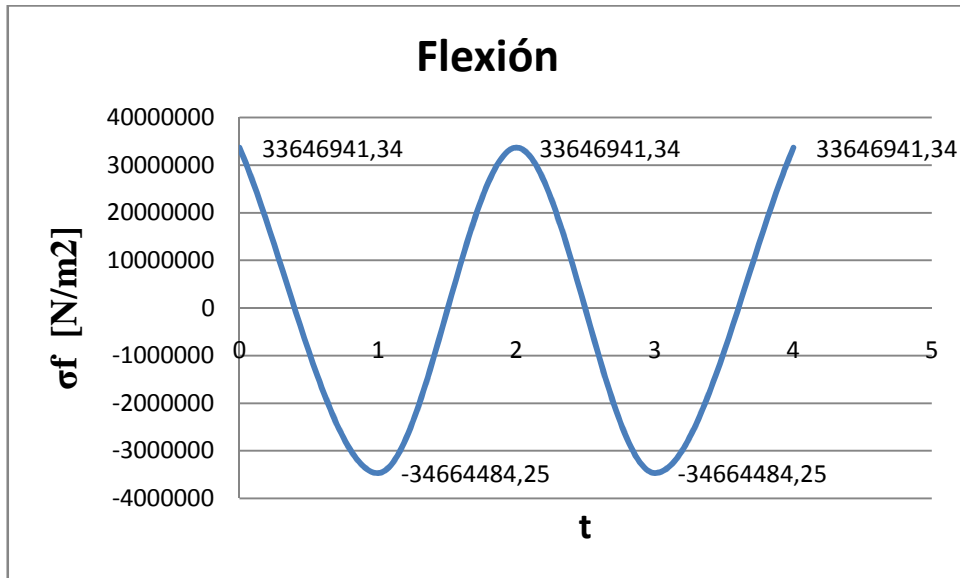


Figura 62. Esfuerzo por flexión eje 4C

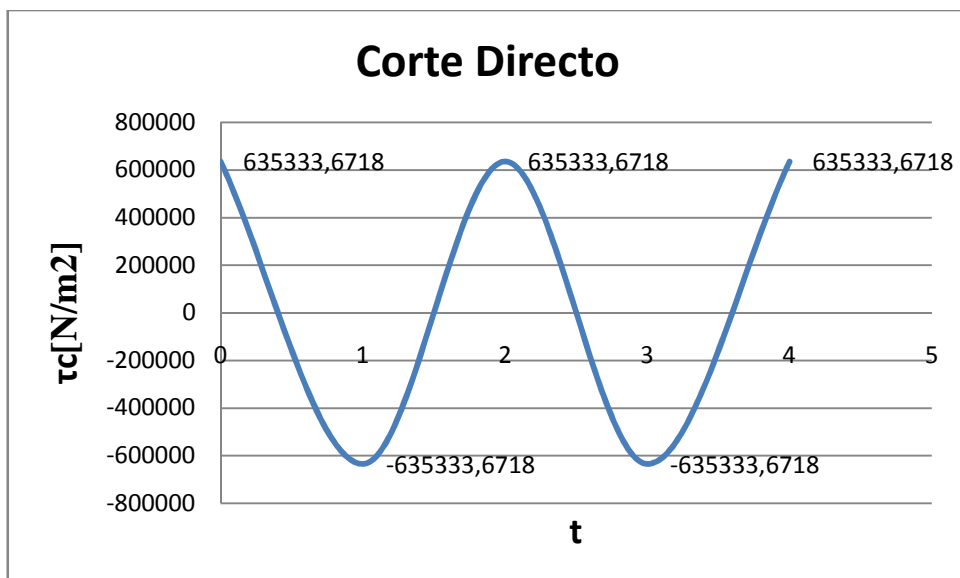


Figura 63. Esfuerzo por corte directo eje 4C

4.3.4.7. Coefficiente de seguridad del eje 4C

Para un acero AISI 1020

$$K_a = A(S_{ut})^b = 4.51(395)^{-0.265} = 0.93$$

$$K_b = 1.189(d_h)^{-0.097} = 1.189(33)^{-0.097} = 0.85$$

$$K_c = 0.7 \quad \text{Para un 99.99\% de confiabilidad}$$

$$K_d = K_g = K_e = 1$$

Aplicando la ecuación de Marín:

$$s_e = 0.93 * 0.85 * 0.7 * 1 * 1 * 1 * (0.5 * 395 \times 10^6) = 102.2 \times 10^6 \left[\frac{N}{m^2} \right]$$

Datos:

$$r_{filete} = 1[mm]$$

$$r_{filete}/d_h = 0.03$$

$$D_h = 36[mm]$$

$$D_h/d_h = 1.1$$

$$K_{ff} = q_f(K_{tf} - 1) + 1 = 0.7(2.1 - 1) + 1 = 1.8$$

$$K_{ft} = q_t(K_{tt} - 1) + 1 = 0.74(1.4 - 1) + 1 = 1.3$$

$$\sigma eq_a = \sqrt{(K_{ff}\sigma_a)^2 + 3(K_{ft}\tau_a)^2} \quad (203)$$

$$\sigma eq_a = \sqrt{(1.8 * 34155712.8)^2 + 3(1.3 * 635333.67)^2} = 60.4 \times 10^6 \left[\frac{N}{m^2} \right]$$

$$\sigma eq_m = \sqrt{(\sigma_m)^2 + 3(\tau_m)^2} \quad (204)$$

$$\sigma eq_m = \sqrt{(508771.5)^2 + 3(0)^2} = 0.51 \times 10^6 \left[\frac{N}{m^2} \right]$$

$$\frac{\sigma eq_a}{s_e} + \frac{\sigma eq_m}{S_{ut}} = \frac{1}{n} \quad (205)$$

$$\frac{60.4 \times 10^6}{102.2 \times 10^6} + \frac{0.51 \times 10^6}{395 \times 10^6} = \frac{1}{n}$$

$$n = 1.7$$

TABLA XXI. COEFICIENTES DE SEGURIDAD

Coeficiente de seguridad		
Eje	Eje 4C	Eje 3C
Acero	AISI 1020	AISI 1020
S_{ut}	395 [Mpa]	395 [Mpa]
K_a	0,87	0,87
K_b	0,85	0,84
K_c	0,7	0,7
K_d	1	1
K_g	1	1
K_e	1	1
r_{filete}	1	1
r_{filete}/d_h	0,03	0,03
D_h	36	40
D_h/d_h	1,1	1,1
q_f	0,7	0,7
K_{tf}	2,1	2,1
q_t	0,74	0,74
K_{tt}	1,4	1,6
K_{ff}	1,8	1,8
K_{ft}	1,3	1,4
σeq_a	604772431	62456676,8
σeq_m	508771,5	505072,862
n	1.7	2

CAPÍTULO V

SIMULACIÓN MEDIANTE SOLIDWORKS DE LA PLANTA PILOTO PROCESADORA DE SEMILLAS

5.1. ANIMACIÓN DE FUNCIONAMIENTO

5.1.1. Secador

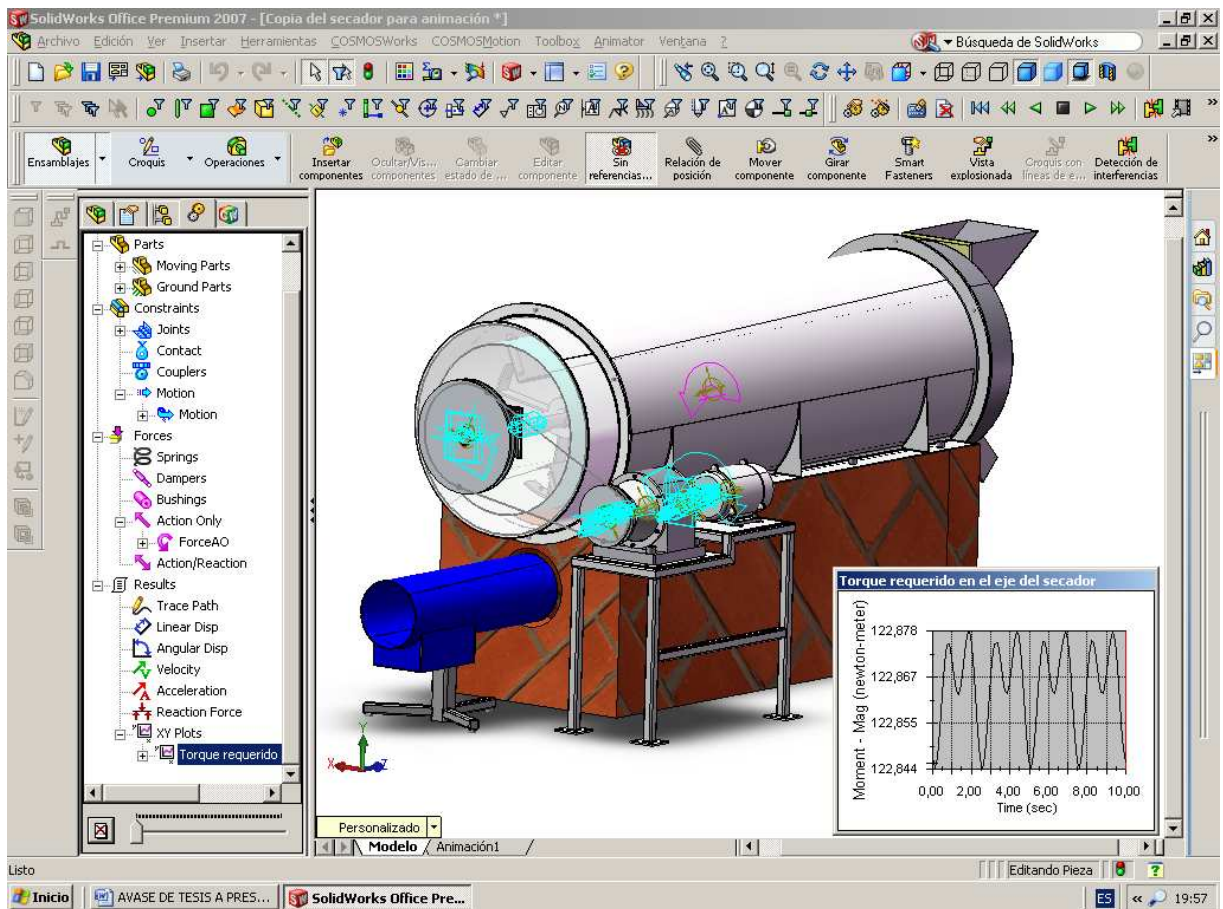


Figura 64. Animación del secador

5.1.1.1. Torque requerido en el eje del secador

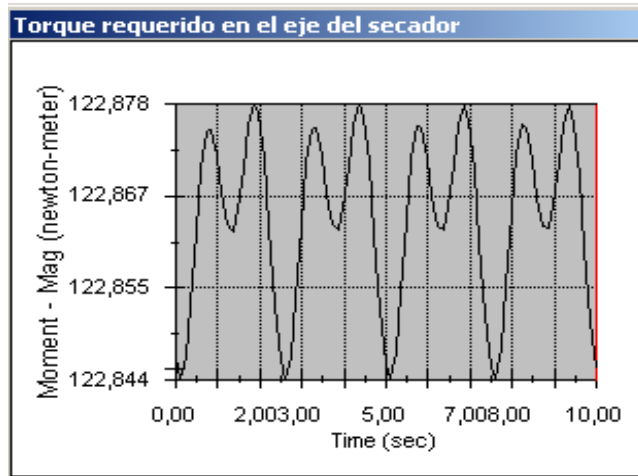


Figura 65. Torque requerido en el eje del secador

5.1.2. Descascaradora

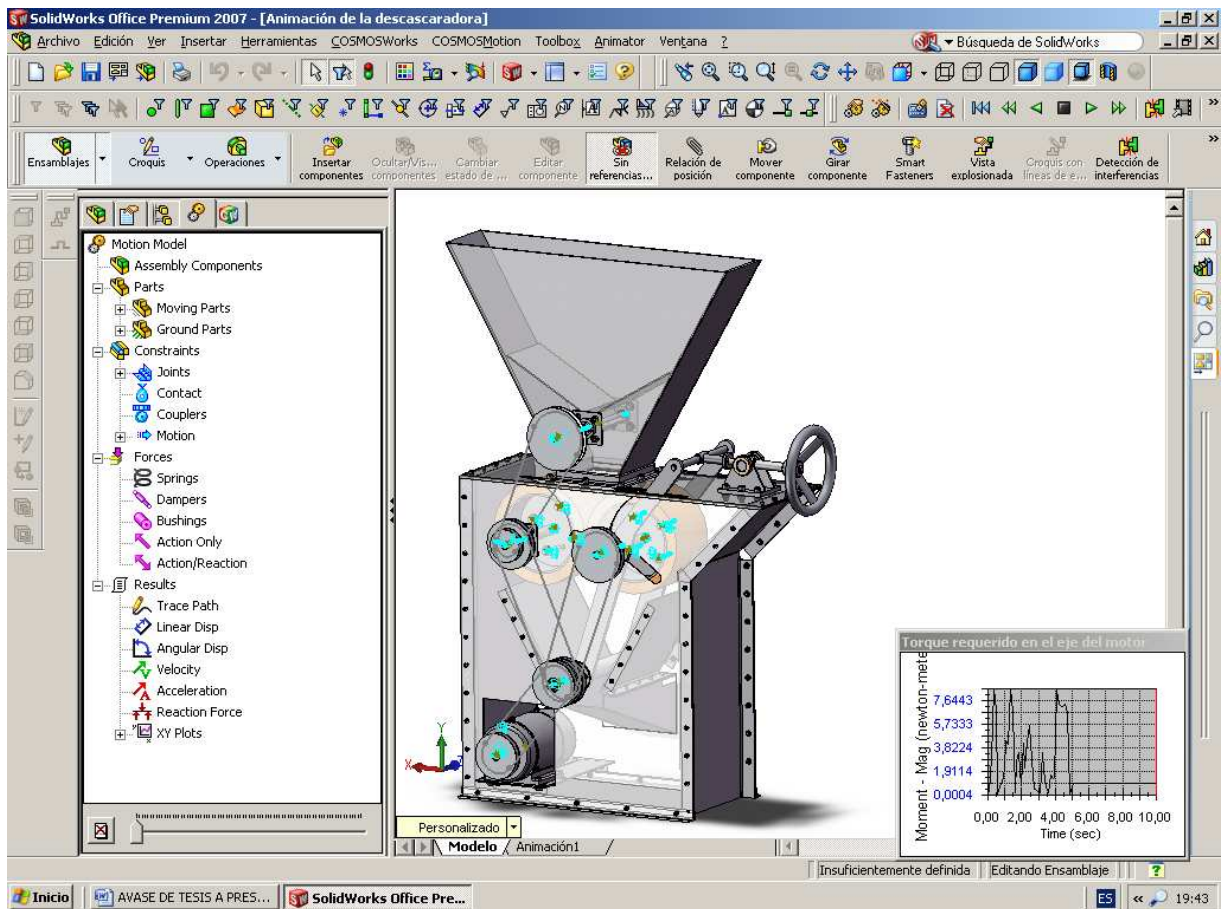


Figura 66. Animación de la descascaradora

5.1.2.1. **Torque requerido en el eje del motor**

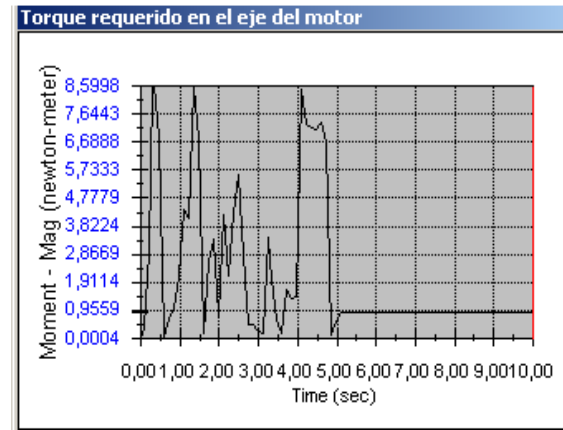


Figura 67. Torque requerido en el eje del motor

5.1.3. **Cribadora**

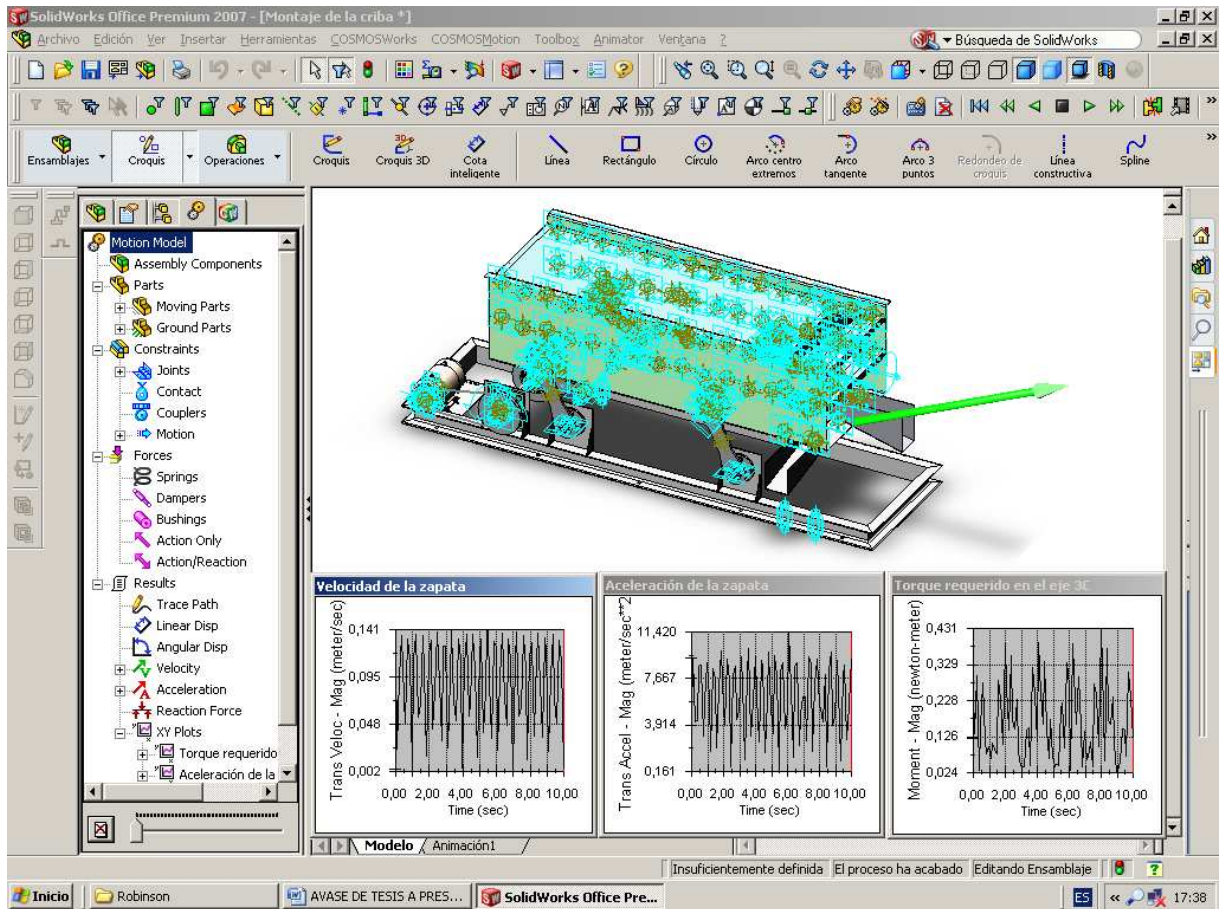


Figura 68. Animación de la cribadora

5.1.3.1. Velocidad de la zapata

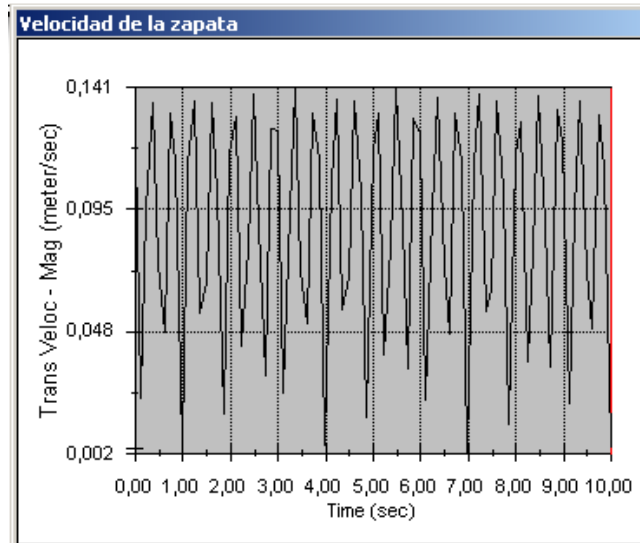


Figura 69. *Velocidad de la zapata*

5.1.3.2. Aceleración de la zapata

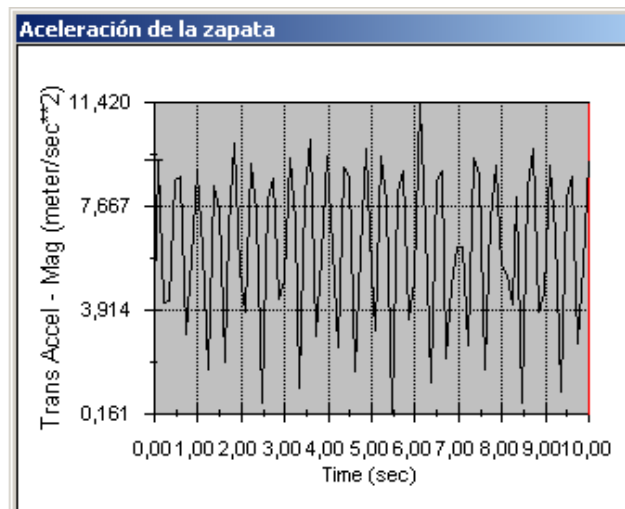


Figura 70. *Aceleración de la zapata*

5.1.3.3. Torque en el eje 3C

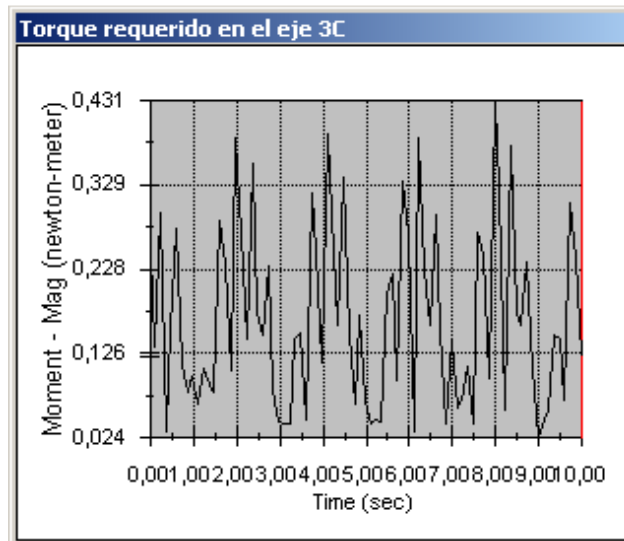


Figura 71. Torque en el eje 3C

5.2. ANÁLISIS DE ESFUERZOS

5.2.1. Secador

5.2.1.1. Eje principal

Cargas y restricciones

Restricción	
Restricción-1 <Eje del secador>	activar 2 Cara(s) fijo.
Descripción:	

Carga		
Fuerza-1 <Eje del secador>	activar 1 Cara(s) aplicar fuerza -665 N normal a plano de referencia con respecto a la referencia seleccionada Arista< 1 > utilizando distribución uniforme	Carga secuencial
Descripción:		
Fuerza-2 <Eje del secador>	activar 1 Cara(s) aplicar fuerza -3479 N normal a plano de referencia con respecto a la referencia seleccionada Arista< 1 > utilizando distribución uniforme	Carga secuencial
Descripción:		
Fuerza-3 <Eje del secador>	activar 1 Cara(s) aplicar fuerza -1431 N normal a plano de referencia con respecto a la referencia seleccionada Arista< 1 > utilizando distribución uniforme	Carga secuencial
Descripción:		
Fuerza-4 <Eje del secador>	activar 1 Cara(s) aplicar fuerza -1431 N normal a plano de referencia con respecto a la referencia seleccionada Arista< 1 > utilizando distribución uniforme	Carga secuencial

Información de malla

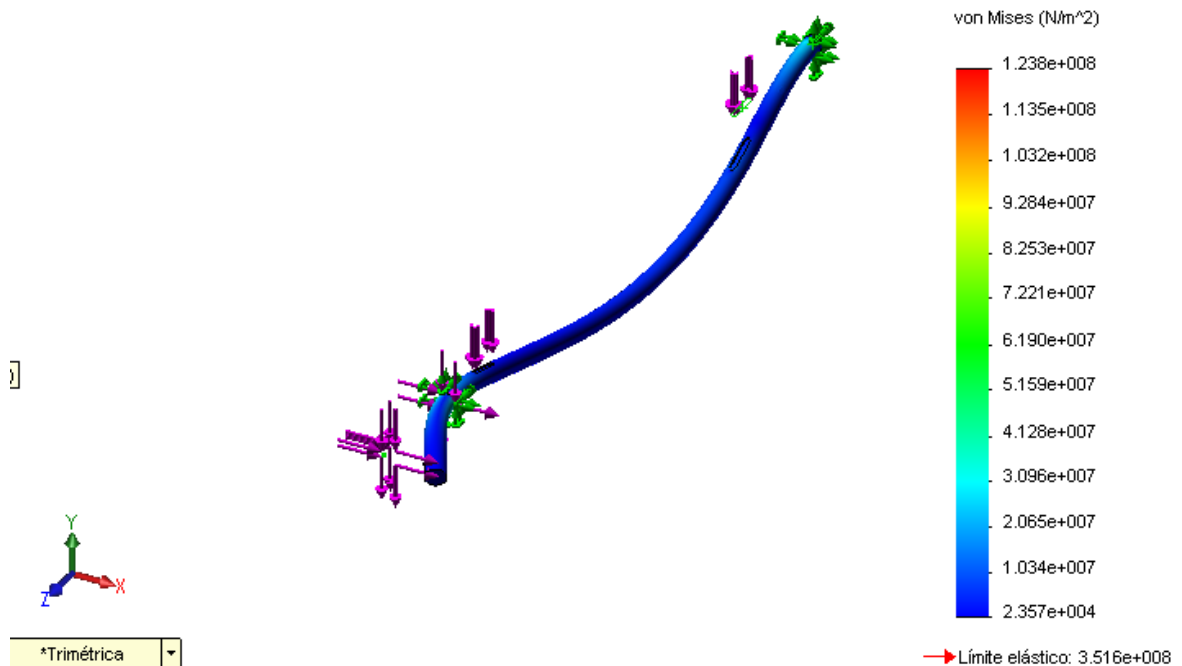
Información de malla	
Tipo de malla:	Malla con elementos sólidos tetraédricos
Mallador utilizado:	Estándar
Transición automática:	Desactivar
Superficie suave:	Activar
Verificación jacobiana:	4 Points
Tamaño de elementos:	16.523 mm
Tolerancia:	0.82616 mm
Calidad:	Alta
Número de elementos:	6857
Número de nodos:	12096
Tiempo para completar la malla (hh:mm:ss):	00:00:02
Nombre de computadora:	FAMILIA

Resultados predeterminados

Nombre	Tipo	Mín.	Ubicación	Máx.	Ubicación
Tensiones1	VON: Tensión de von Mises	23568.1 N/m ² Nodo: 4761	(-4.41066 mm, -25.0141 mm, 1577.08 mm)	1.23779e+008 N/m ² Nodo: 11582	(-23.7753 mm, 6.25 mm, 1950 mm)
Desplazamientos1	URES: Desplazamientos resultantes	0 m Nodo: 1	(25.5 mm, 3.12285e-015 mm, 20 mm)	0.000351587 m Nodo: 7662	(-25.4 mm, 0 mm, 821.981 mm)
Deformaciones unitarias1	ESTRN: Deformación unitaria equivalente	1.90943e-007 Elemento: 3788	(4.65348 mm, 20.3368 mm, 1575.71 mm)	0.00022584 Elemento: 4609	(-24.7002 mm, 3.15392 mm, 1945 mm)

Tensiones de von Mises

Nombre de modelo: Eje del secador
 Nombre de estudio: Estudio 1
 Tipo de resultado: Static tensión nodal Tensiones1
 Escala de deformación: 639.958



5.2.2. Descascaradora

5.2.2.1. Eje 4D

Cargas y restricciones

Restricción	
Restricción-1 <Eje de rodillo fijo>	activar 2 Cara(s) fijo.
Descripción:	

Carga		
Fuerza-1 <Eje de rodillo fijo>	activar 1 Cara(s) aplicar fuerza 44 N normal a plano de referencia con respecto a la referencia seleccionada Arista< 1 > utilizando distribución uniforme	Carga secuencial
Descripción:		
Fuerza-2 <Eje de rodillo fijo>	activar 1 Cara(s) aplicar fuerza 19.9 N normal a plano de referencia con respecto a la referencia seleccionada Arista< 1 > utilizando distribución uniforme	Carga secuencial
Descripción:		
Fuerza-3 <Eje de rodillo fijo>	activar 1 Cara(s) aplicar fuerza -317 N normal a plano de referencia con respecto a la referencia seleccionada Arista< 1 > utilizando distribución uniforme	Carga secuencial
Descripción:		
Fuerza-4 <Eje de rodillo fijo>	activar 1 Cara(s) aplicar fuerza -358.22 N normal a plano de referencia con respecto a la referencia seleccionada Arista< 1 > utilizando distribución uniforme	Carga secuencial
Descripción:		

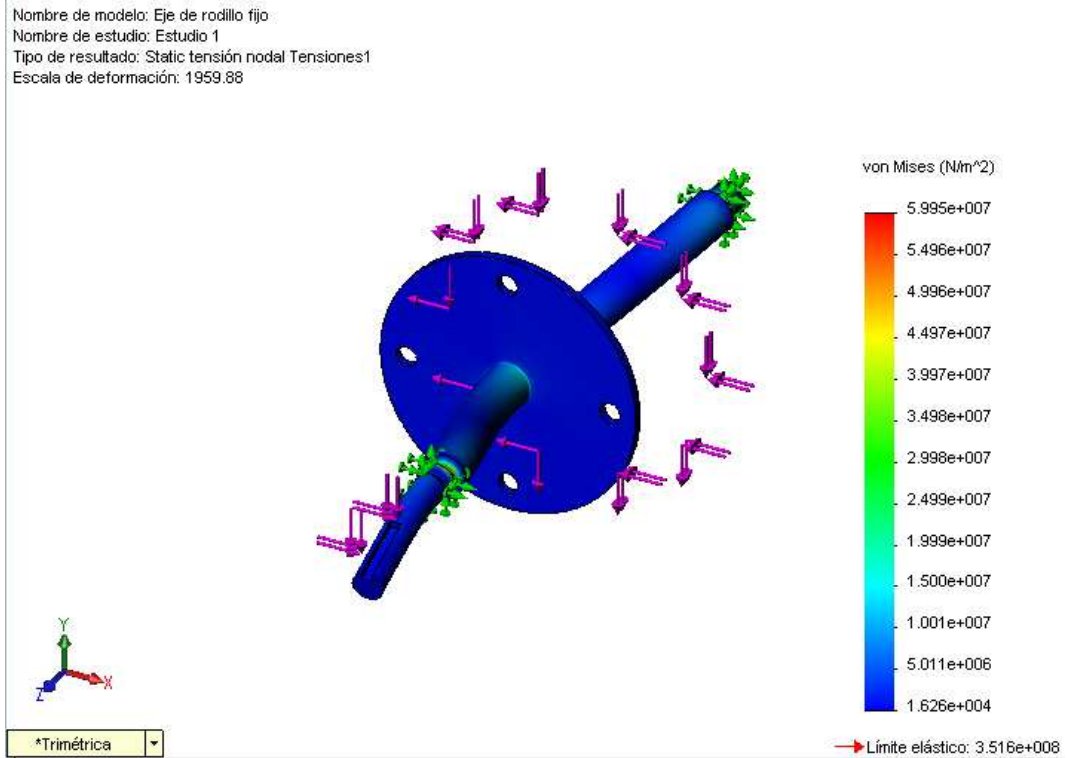
Información de malla

Información de malla	
Tipo de malla:	Malla con elementos sólidos tetraédricos
Mallador utilizado:	Estándar
Transición automática:	Desactivar
Superficie suave:	Activar
Verificación jacobiana:	4 Points
Tamaño de elementos:	6.3626 mm
Tolerancia:	0.31813 mm
Calidad:	Alta
Número de elementos:	9246
Número de nodos:	16381
Tiempo para completar la malla (hh:mm:ss):	00:00:05
Nombre de computadora:	FAMILIA

Resultados predeterminados

Nombre	Tipo	Mín.	Ubicación	Máx.	Ubicación
Tensiones1	VON: Tensión de von Mises	16259.5 N/m ² Nodo: 15877	(-7.98739 mm, -2.90717 mm, 394.346 mm)	5.99503e+007 N/m ² Nodo: 10803	(-5.93061 mm, -6.02211 mm, -2.5 mm)
Desplazamientos1	URES: Desplazamientos resultantes	0 m Nodo: 106	(-9 mm, 1.10218e- 015 mm, 305.5 mm)	2.81569e-005 m Nodo: 12673	(50.1848 mm, -55.7359 mm, 151.5 mm)
Deformaciones unitarias1	ESTRN: Deformación unitaria equivalente	9.94511e- 008 Elemento: 539	(-4.0453 mm, 6.35927 mm, 396.071 mm)	0.000189752 Elemento: 6326	(-5.50668 mm, -6.2651 mm, -3.2031 mm)

Tensiones de von Mises



5.2.3. Cribadora

5.2.3.1. Eje 3C

Cargas y restricciones

Restricción		
Restricción-1 <Eje cigüeñal de la criba>	activar 2 Cara(s) inmóvil (sin traslación).	
Descripción:		
Carga		
Fuerza-1 <Eje cigüeñal de la criba>	activar 1 Cara(s) aplicar fuerza 434.9 N normal a plano de referencia con respecto a la referencia seleccionada Arista< 1 > utilizando distribución uniforme	Carga secuencial
Descripción:		
Fuerza-2 <Eje cigüeñal de la criba>	activar 1 Cara(s) aplicar fuerza -24.2 N normal a plano de referencia con respecto a la referencia seleccionada Arista< 1 > utilizando distribución uniforme	Carga secuencial
Descripción:		
Fuerza-3 <Eje cigüeñal de la criba>	activar 1 Cara(s) aplicar fuerza -955.7 N normal a plano de referencia con respecto a la referencia seleccionada Arista< 1 > utilizando distribución uniforme	Carga secuencial
Descripción:		

Información de malla

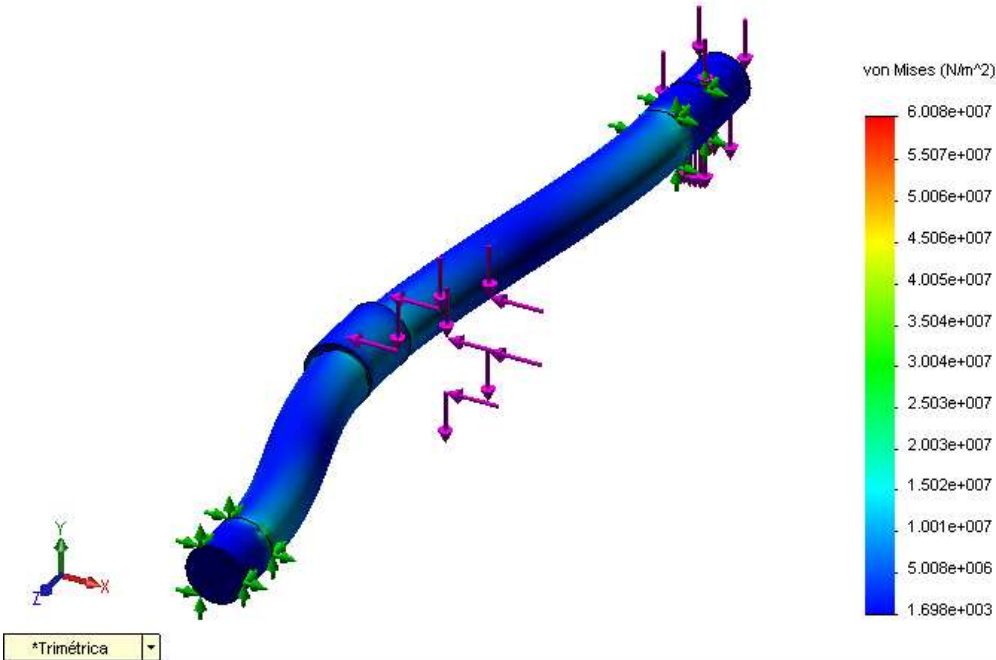
Información de malla	
Tipo de malla:	Malla con elementos sólidos tetraédricos
Mallador utilizado:	Estándar
Transición automática:	Desactivar
Superficie suave:	Activar
Verificación jacobiana:	4 Points
Tamaño de elementos:	8.394 mm
Tolerancia:	0.4197 mm
Calidad:	Alta
Número de elementos:	7327
Número de nodos:	11981
Tiempo para completar la malla (hh:mm:ss):	00:00:03
Nombre de computadora:	FAMILIA

Resultados predeterminados

Nombre	Tipo	Mín.	Ubicación	Máx.	Ubicación
Tensiones1	VON: Tensión de von Mises	1697.85 N/m ² Nodo: 5626	(-191.068 mm, -419.277 mm, -66 mm)	6.00754e+007 N/m ² Nodo: 11370	(-180.691 mm, -404.863 mm, 496.754 mm)
Desplazamientos1	URES: Desplazamientos resultantes	0 m Nodo: 30	(-200.862 mm, -433.697 mm, 4.82699 mm)	4.29322e-005 m Nodo: 10030	(-202.946 mm, -399.249 mm, 250.827 mm)
Deformaciones unitarias1	ESTRN: Deformación unitaria equivalente	1.73929e- 008 Elemento: 1830	(-194.111 mm, -420.548 mm, -64.6355 mm)	0.00012681 Elemento: 6937	(-181.856 mm, -403.851 mm, 498.45 mm)

Tensiones de von Mises

Nombre de modelo: Eje cigüeñal de la criba
 Nombre de estudio: Estudio 1
 Tipo de resultado: Static tensión nodal Tensiones1
 Escala de deformación: 1525.72



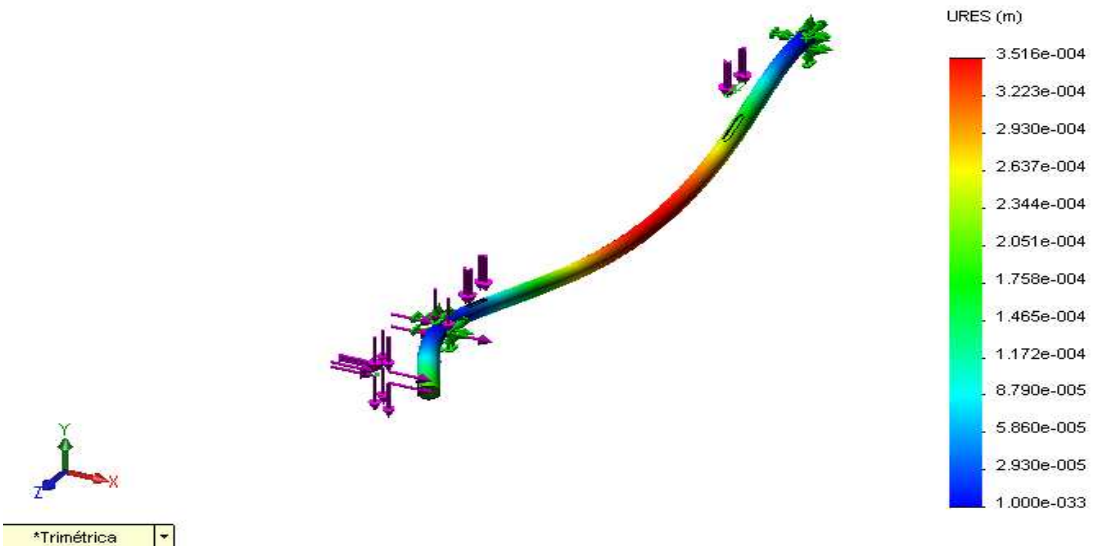
5.3. ANÁLISIS DE DEFORMACIONES

5.3.1. Secador

5.3.1.1. Eje del secador

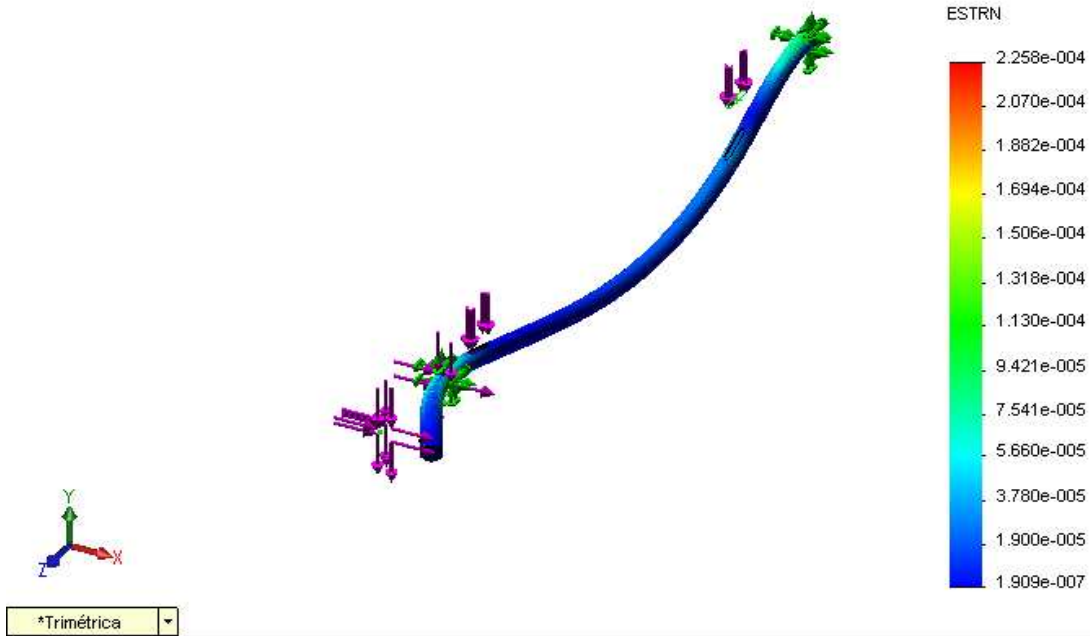
Desplazamientos estáticos

Nombre de modelo: Eje del secador
 Nombre de estudio: Estudio 1
 Tipo de resultado: Desplazamiento estático Desplazamientos1
 Escala de deformación: 639.958



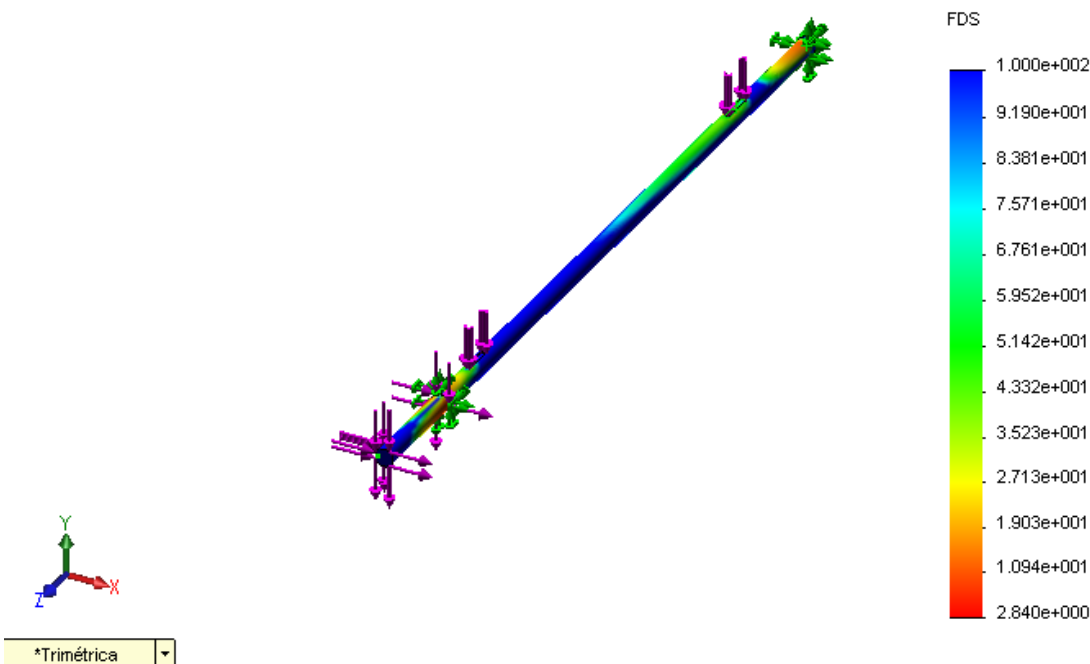
Deformaciones unitarias

Nombre de modelo: Eje del secador
 Nombre de estudio: Estudio 1
 Tipo de resultado: Deformación unitaria estática Deformaciones unitarias1
 Escala de deformación: 639.958



Verificación de diseño

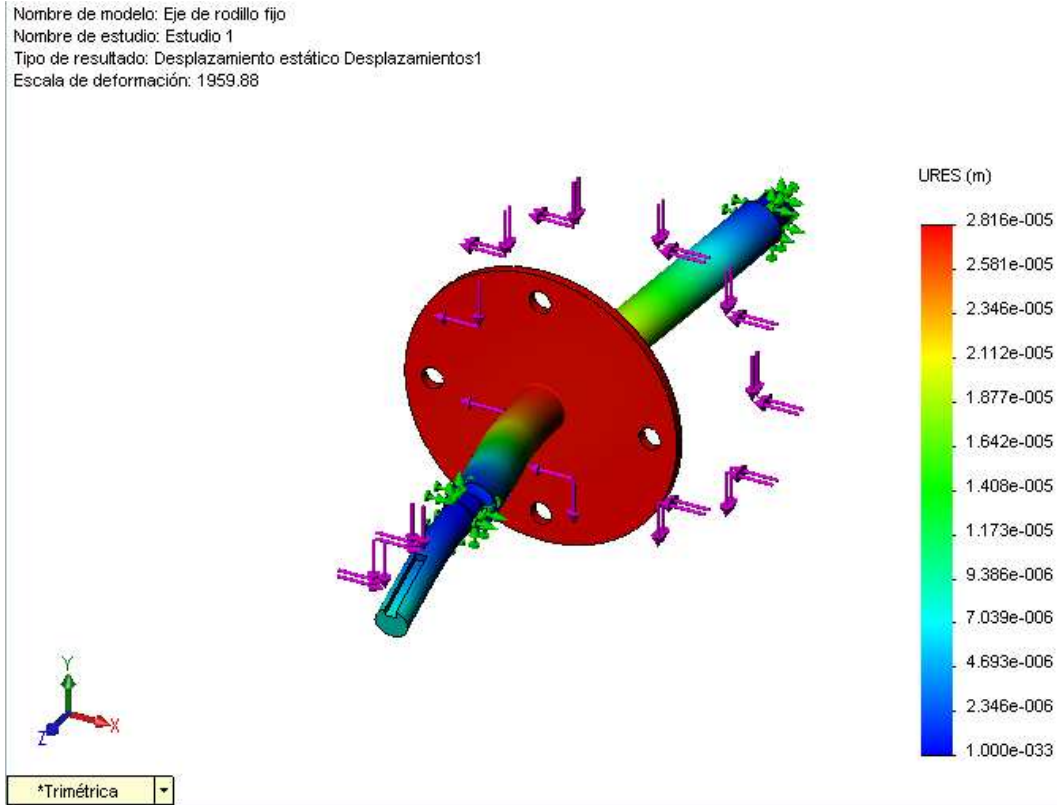
Nombre de modelo: Eje del secador
 Nombre de estudio: Estudio 1
 Tipo de resultado: Verificación de diseño Verificación de diseño1
 Criterio: Tensiones von Mises máx.
 Distribución de factor de seguridad: FDS mín. = 2.8



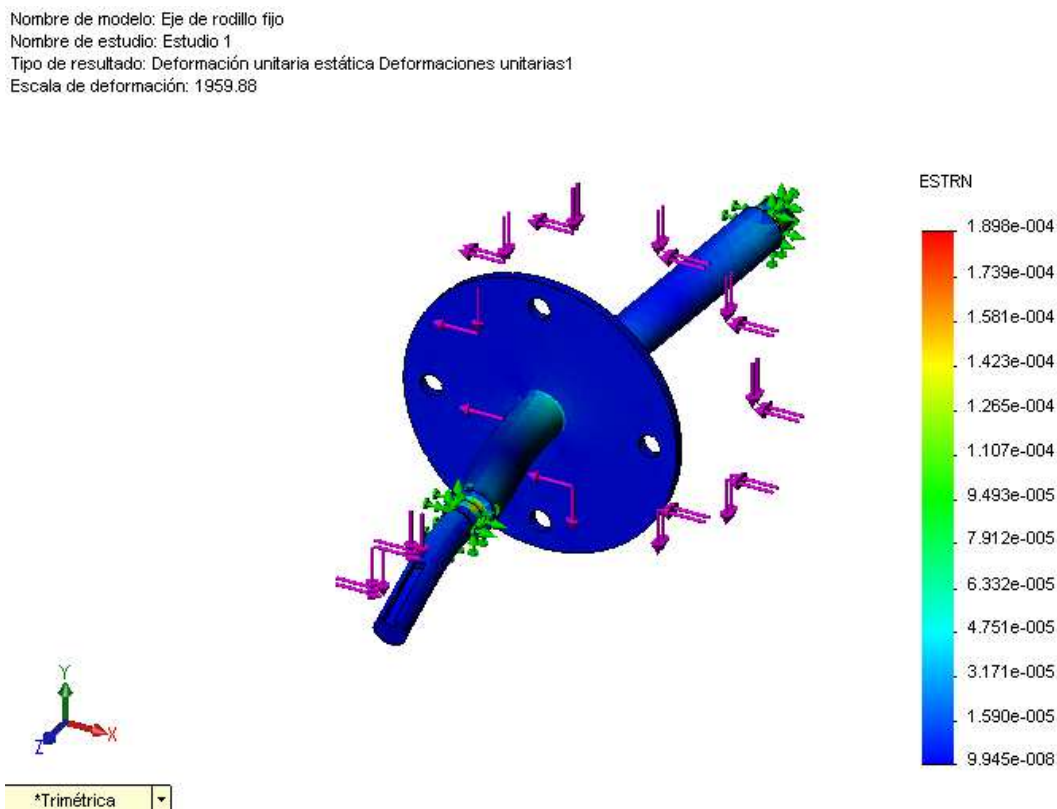
5.3.2. Descascaradora

5.3.2.1. Eje 4D

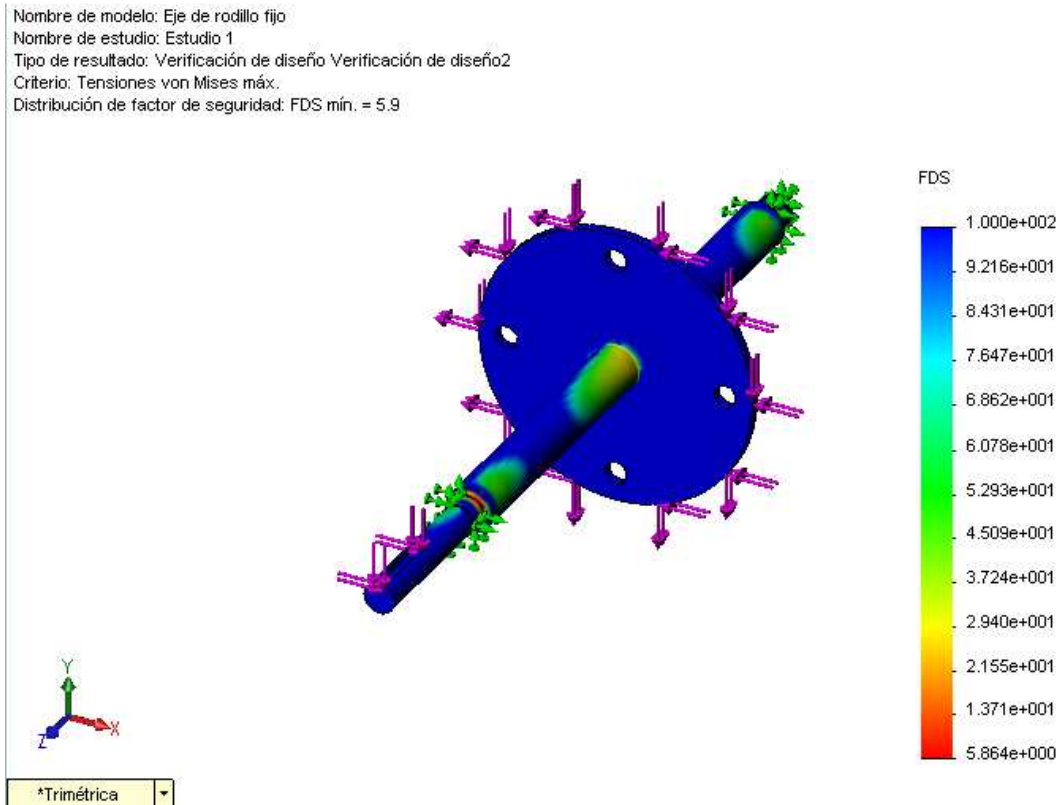
Desplazamientos estáticos



Deformaciones unitarias



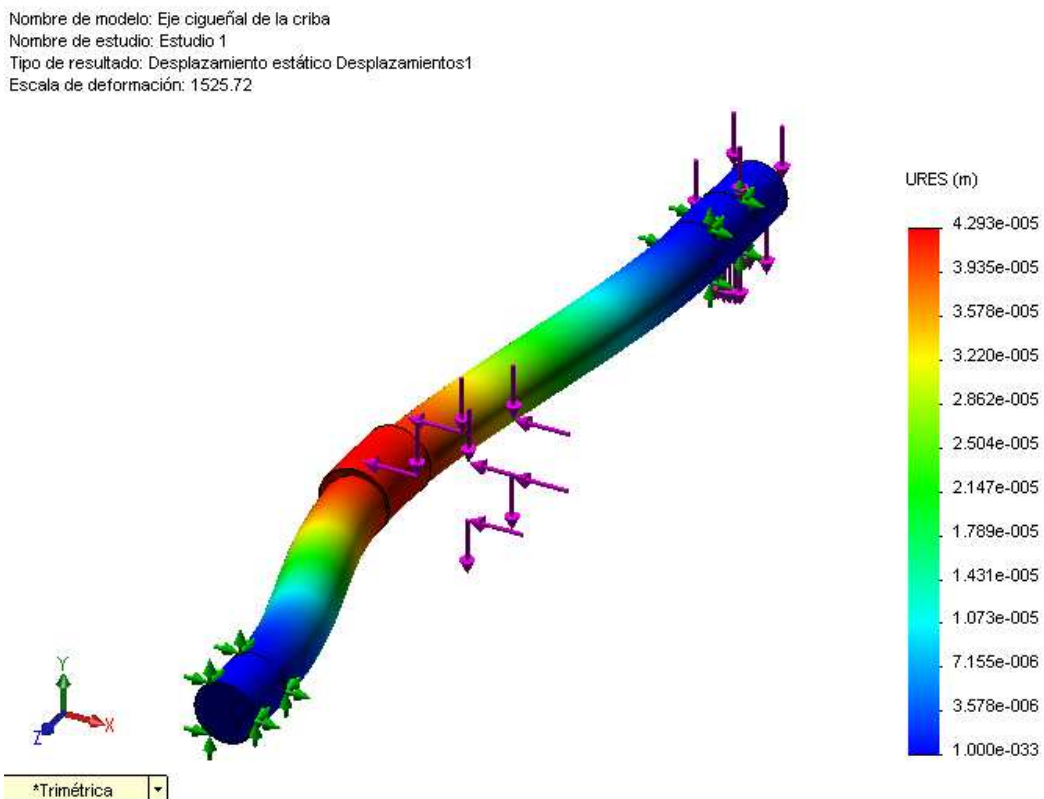
Verificación de diseño



5.3.3. Cribadora

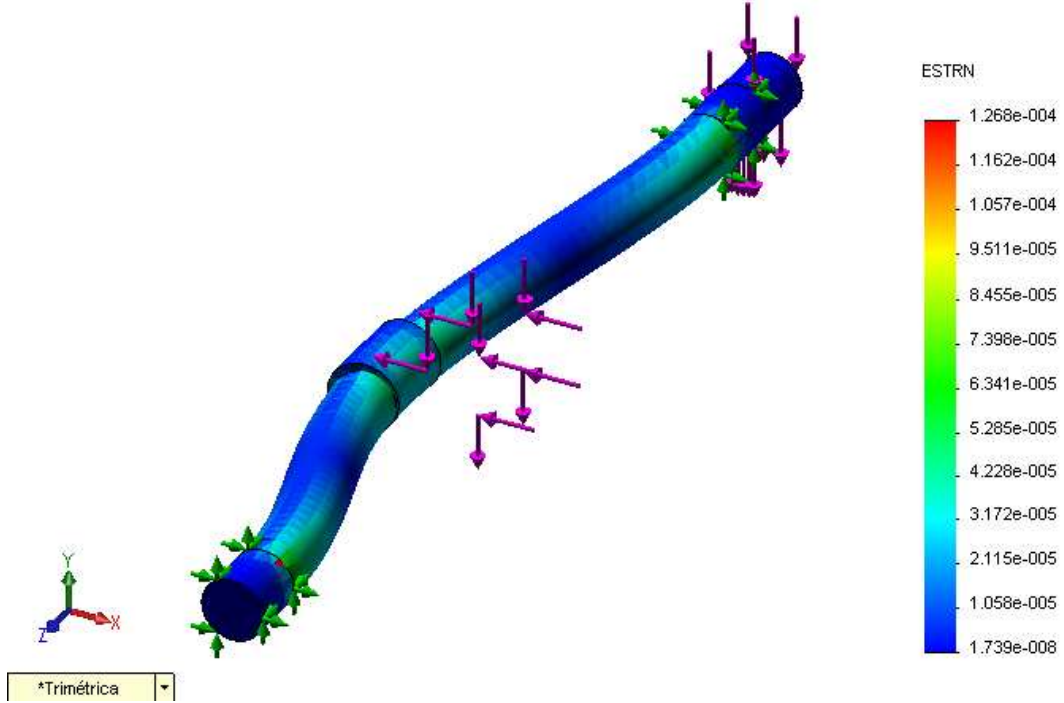
5.3.3.1. Eje 3C

Desplazamientos estáticos



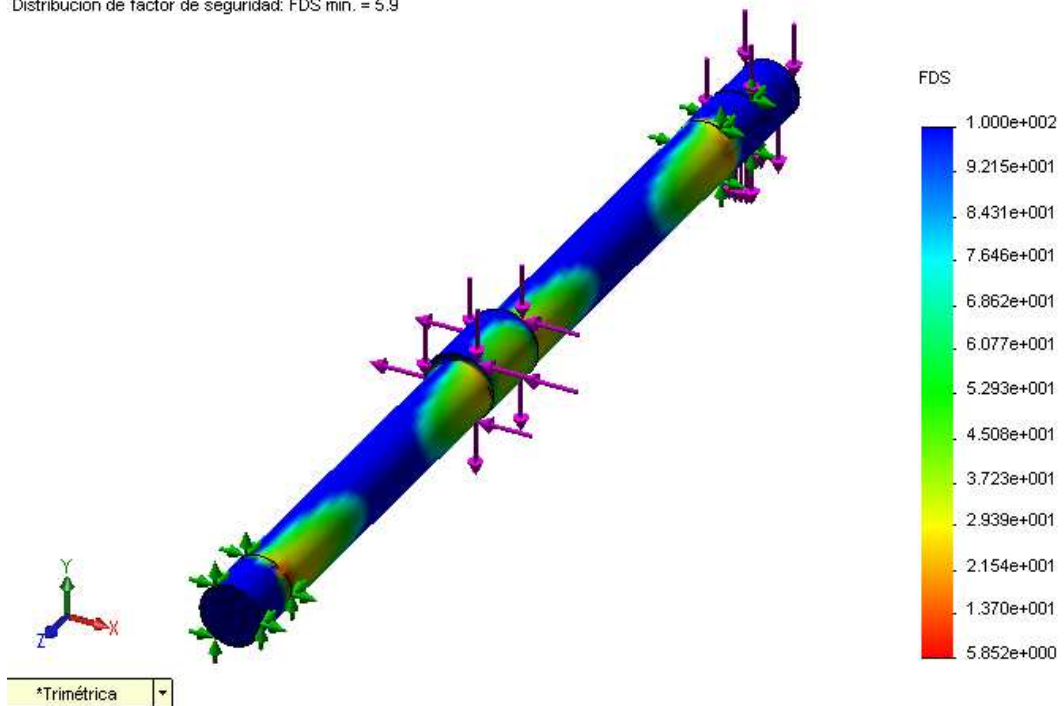
Deformaciones unitarias

Nombre de modelo: Eje cigüeñal de la criba
 Nombre de estudio: Estudio 1
 Tipo de resultado: Deformación unitaria estática Deformaciones unitarias1
 Escala de deformación: 1525.72



Verificación de diseño

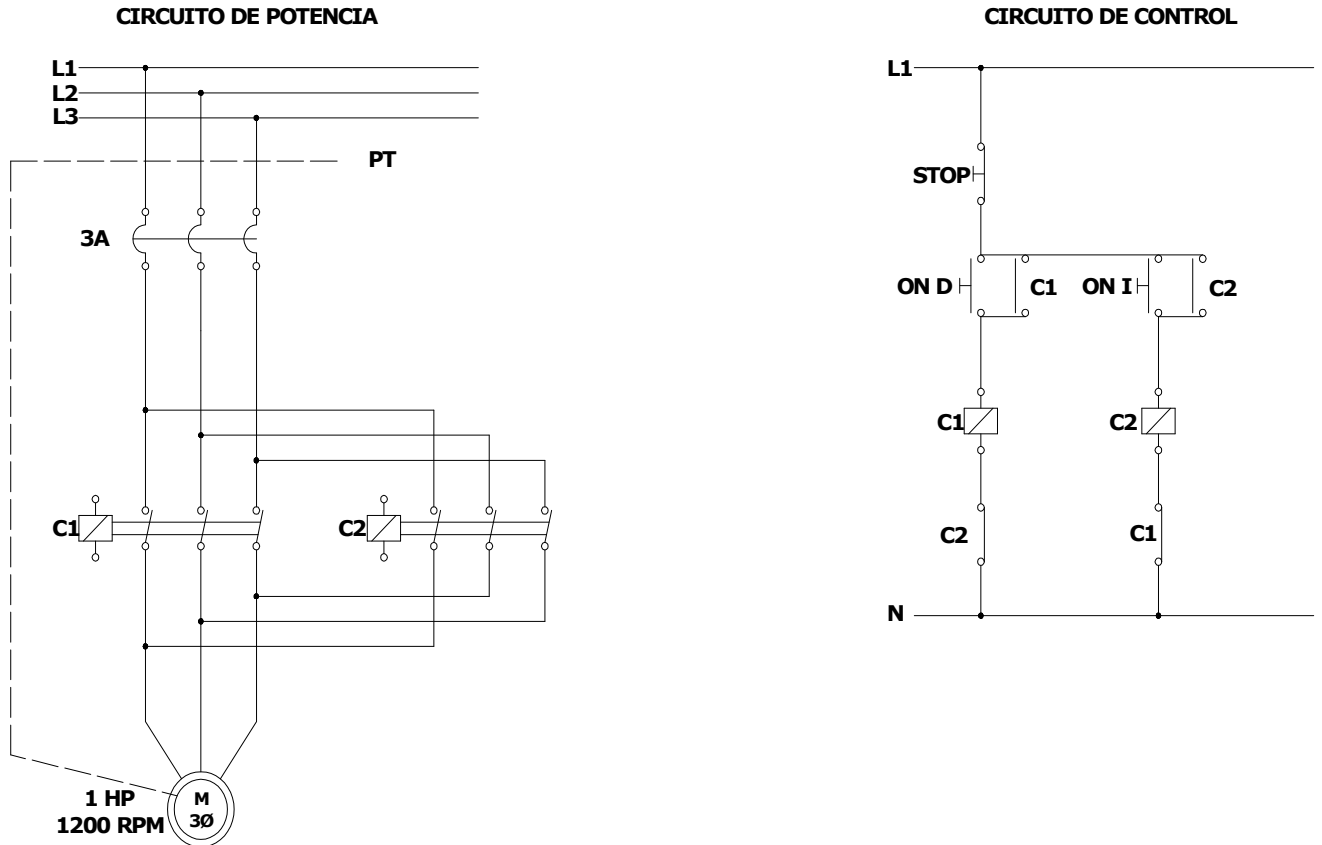
Nombre de modelo: Eje cigüeñal de la criba
 Nombre de estudio: Estudio 1
 Tipo de resultado: Verificación de diseño Verificación de diseño2
 Criterio: Tensiones von Mises máx.
 Distribución de factor de seguridad: FDS mín. = 5.9



5.3.4. Sistema de control

5.3.4.1. Circuitos de potencia y control

SECADOR DE TAMBOR GIRATORIO



Para el secador de tambor rotatorio en los circuitos tenemos: tres líneas L1, L2, L3 ; una línea puesta a tierra PT, contactores C1 y C2 de 120 V, relé térmico de 3A, motor trifásico de 1 HP – 1200rpm; STOP (apagado), ON D (Encendido derecho), ON I (Encendido izquierdo)

Calculo de la corriente de línea I_L

$$\eta = \frac{P_S}{P_E} = \frac{746 \text{ W}}{1000 \text{ W}} = 0.746$$

$$\cos \Phi = 0.85$$

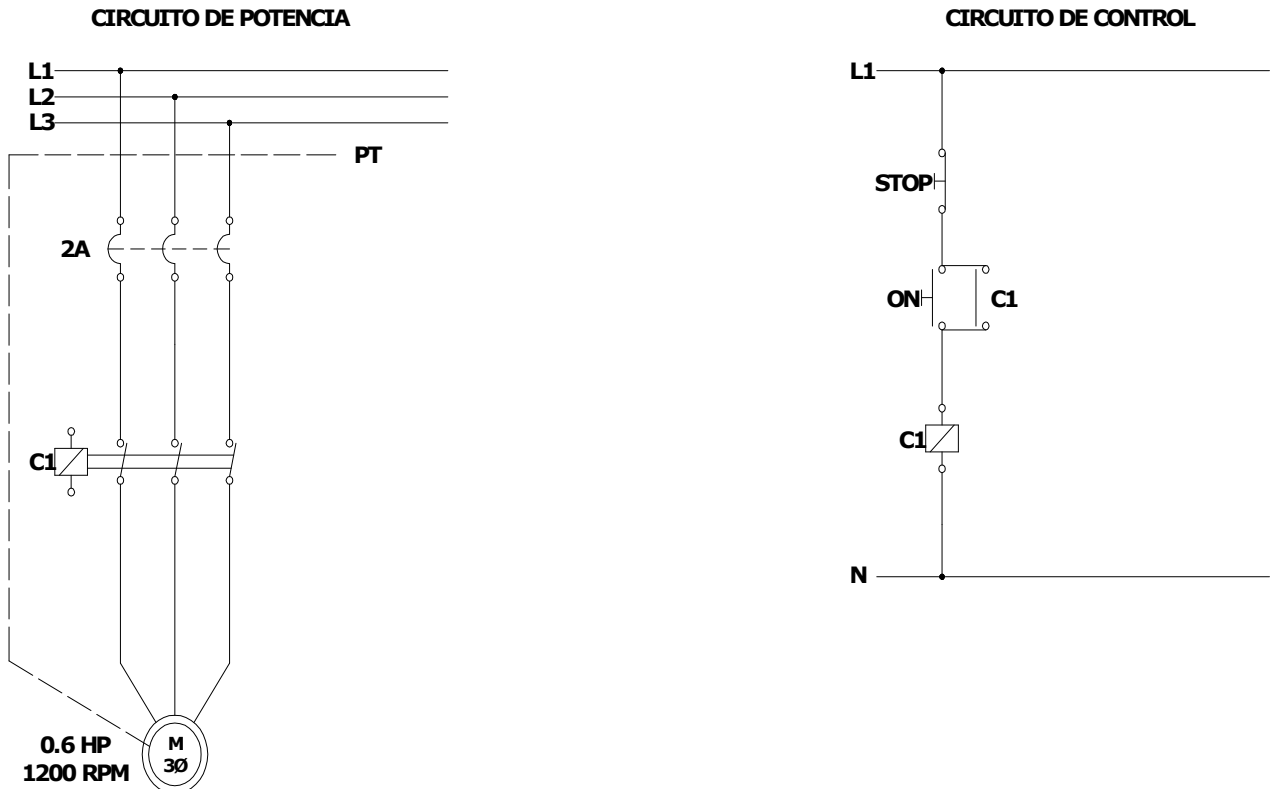
$$V_L = 220 \text{ V}$$

$$P = 1 \text{ HP} = 746 \text{ W}$$

$$P = \sqrt{3} * V_L * I_L * \cos \Phi$$

$$I_L = 3A$$

DESCASCARADORA DE RODILLOS



Para el descascarador de rodillos en los circuitos tenemos: tres líneas L1, L2, L3 ; una línea puesta a tierra PT, contactor C1 de 120 V, relé térmico de 2A, motor trifásico de 0.6 HP – 1200rpm; STOP (apagado), ON (Encendido), Línea neutro N

Calculo de la corriente de línea I_L

$$\cos \Phi = 0.85$$

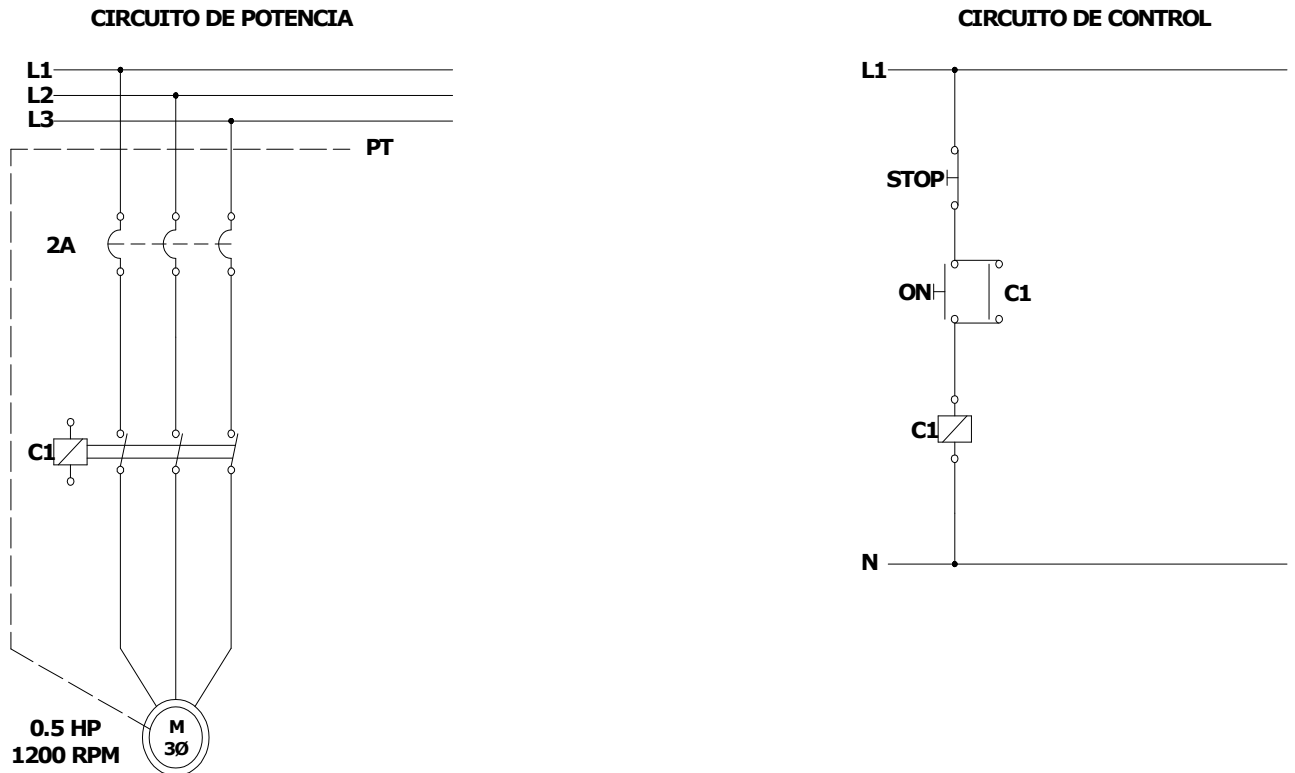
$$V_L = 220 V$$

$$P = 0.6 HP = 448 W$$

$$P = \sqrt{3} * V_L * I_L * \cos \Phi$$

$$I_L = 1.4 A \approx 2 A$$

CRIBADORA



Para la cribadora en los circuitos tenemos: tres líneas L1, L2, L3 ; una línea puesta a tierra PT, contactor C1 de 120 V, relé térmico de 2A, motor trifásico de 0.5 HP – 1200rpm; STOP (apagado), ON (Encendido), Línea neutro N

Calculo de la corriente de línea I_L

$$\cos \Phi = 0.85$$

$$V_L = 220 V$$

$$P = 0.5 HP = 373 W$$

$$P = \sqrt{3} * V_L * I_L * \cos \Phi$$

$$I_L = 1.15 A \approx 2 A$$

CAPÍTULO VI

TECNOLOGÍA DE LA CONSTRUCCIÓN Y COSTOS

6.1. TECNOLOGÍA DE LA CONSTRUCCIÓN DE LA PLANTA PILOTO

Al estar diseñado y/o seleccionado los diferentes elementos de la planta piloto como son el SECADOR ROTATORIO, DESCASCARADORA, CRIBADORA se procede al montaje de los mismos.

El proceso de la construcción se lo puede dividir en las siguientes fases:

6.1.1. Secador

- Construcción de los ejes.
- Construcción de los soportes de: Centrador del Eje, Rodamientos.
- Construcción de los cilindros interior y exterior.
- Construcción de las tapas del cilindro exterior.
- Construcción de las aletas de elevación.
- Construcción de las tolvas.
- Construcción de la base del motor-reductor.

6.1.2. Descascarador

- Construcción de los ejes.
- Construcción de los bocines.
- Construcción de los soportes de: Chumacera, Rodamientos.
- Construcción de las tolvas.
- Construcción de los Rodillos: Alimentador, Descascarador.
- Construcción de las tapas laterales: Izquierda y Derecha.
- Construcción de la Bancada.
- Construcción del brazo articulado.

- Construcción de la base del motor.
- Construcción de las piezas en fundición de aluminio.

6.1.3. Cribadora

- Construcción de los ejes: Esparrago de calibración.
- Construcción de los soportes de: Chumacera, Rodamientos.
- Construcción de las canastas de las cribas.
- Construcción de las cribas.
- Construcción de los marco de las cribas.
- Construcción de la contraplaca de sujeción.
- Construcción de las tolvas.
- Construcción de la base del motor.
- Construcción de la base de la criba.
- Construcción de las piezas en fundición de aluminio.

6.2. OPERACIONES TECNOLÓGICAS.

Las diferentes operaciones tecnológicas que se realizan para la construcción se describen en la siguiente tabla.

TABLA XXII. OPERACIONES TECNOLÓGICAS

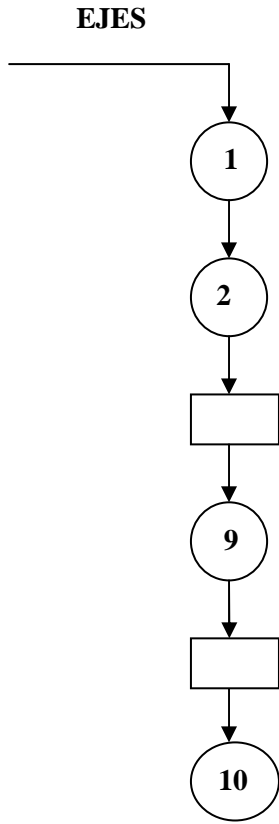
Nº	OPERACIÓN
1	Medición y trazado
2	Corte
4	Amolado/Cepillado
5	Taladrado
6	Doblado
7	Soldado
8	Empernado
9	Refrendado y Cilindrado
10	Fresado
11	Esmerilado
12	Fundido
13	Masillado
14	Lijado
15	Limpiado
16	Fondeado
17	Pintado
18	Montaje

6.2.1. Cursograma de construcción

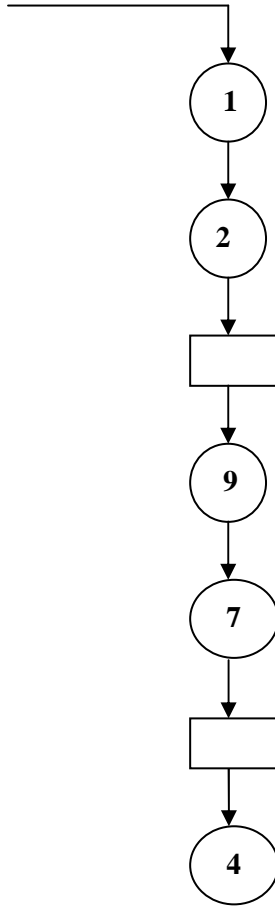
Las diferentes etapas de construcción se condensan en los siguientes Cursogramas. La simbología utilizada es la siguiente:

Operación	→
Conector	○
Inspección	□

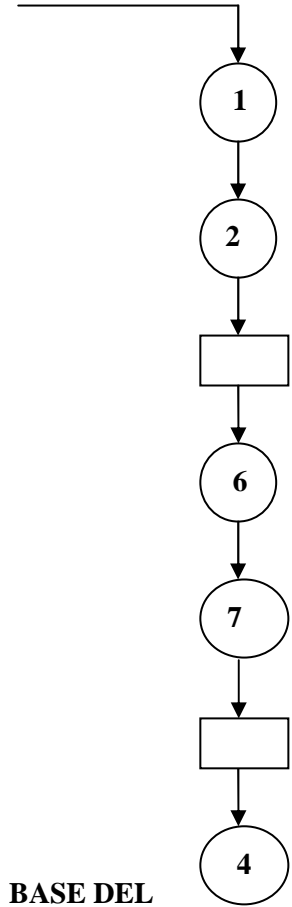
SECADOR



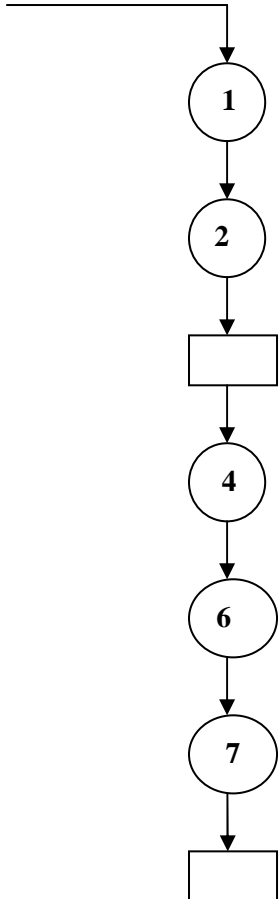
CENTRADOR



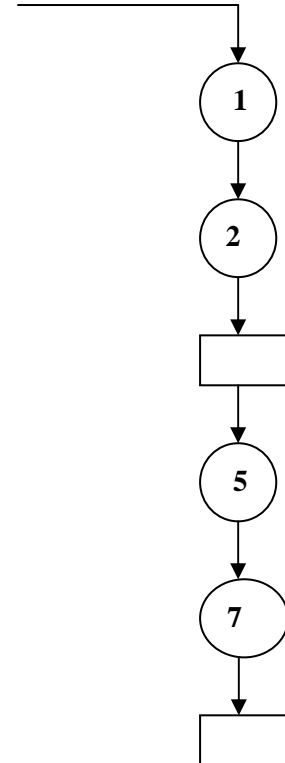
CILINDROS



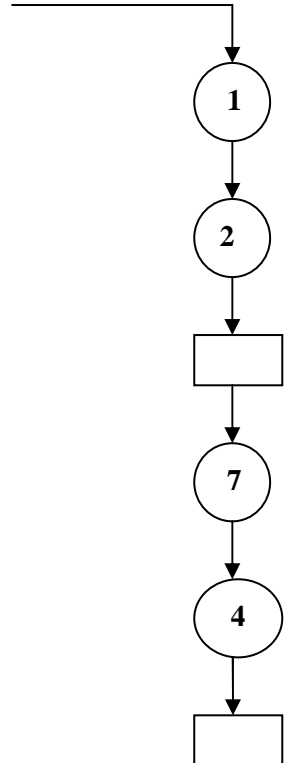
TAPAS DEL CILINDRO EXTERIOR



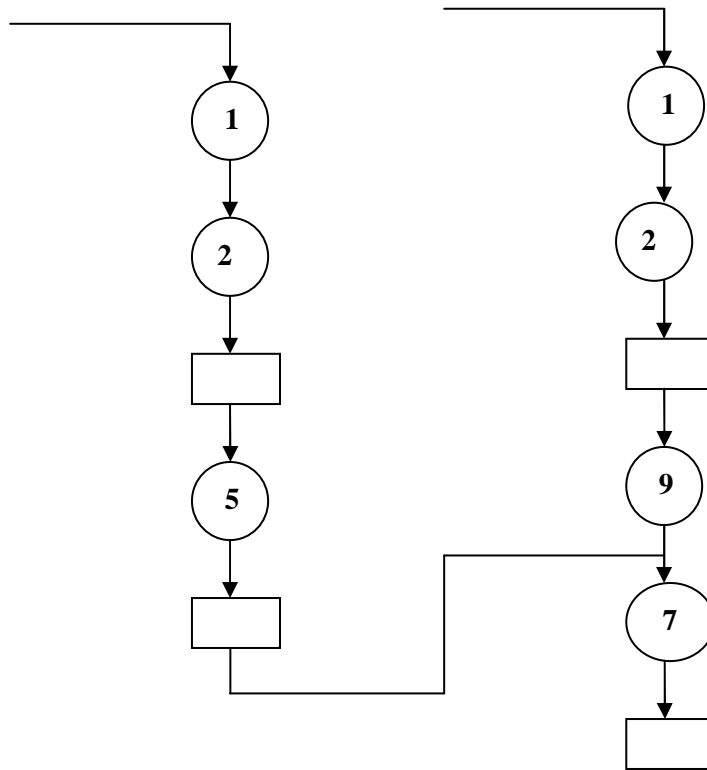
TOLVAS



BASE DEL MOTO REDUCTOR

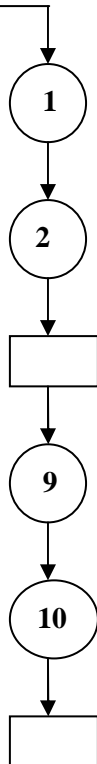


ALETAS DE ELEVACIÓN

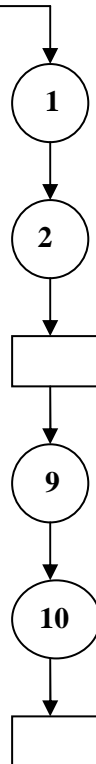


DESCASCARADOR

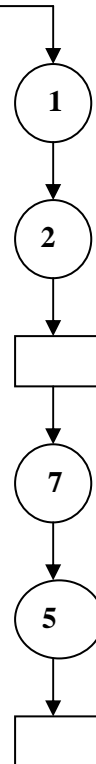
EJES



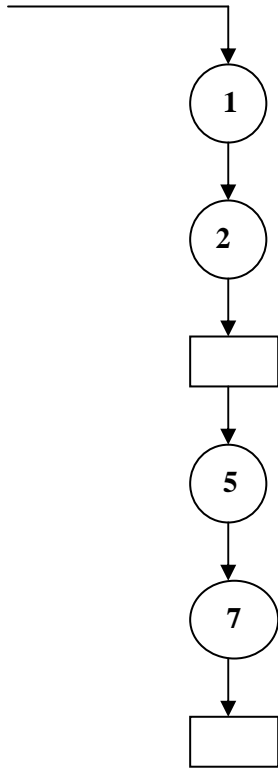
BOCINES



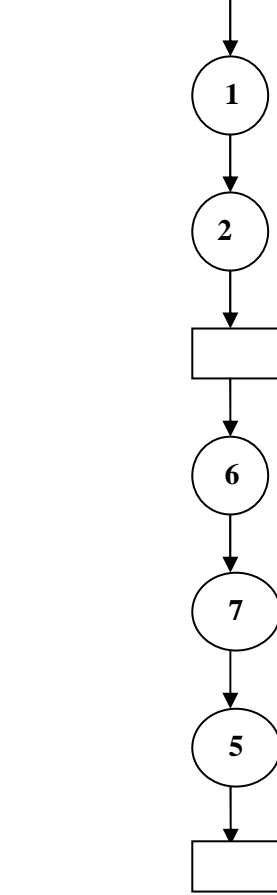
SOPORTES RODAMIENTOS



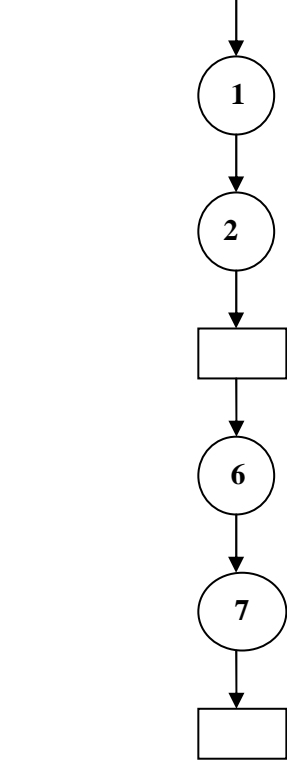
TOLVAS



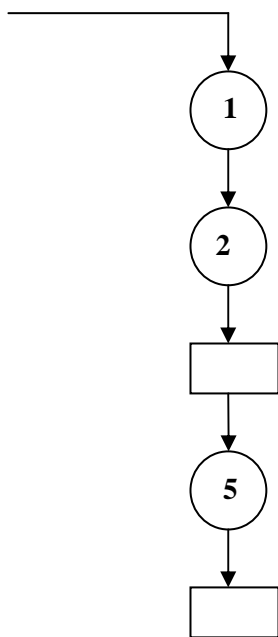
TAPAS LATERALES



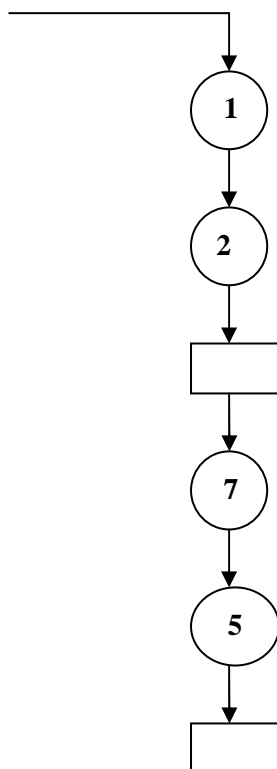
BANCADA



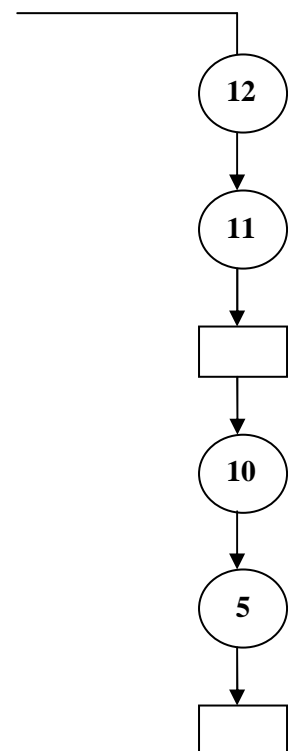
BRAZO ARTICULADO



BASE DEL MOTOR

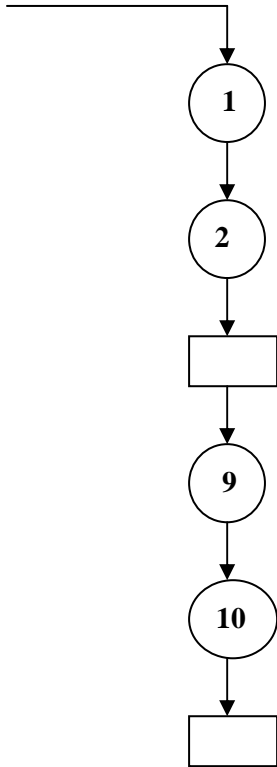


P. ALUMINIO

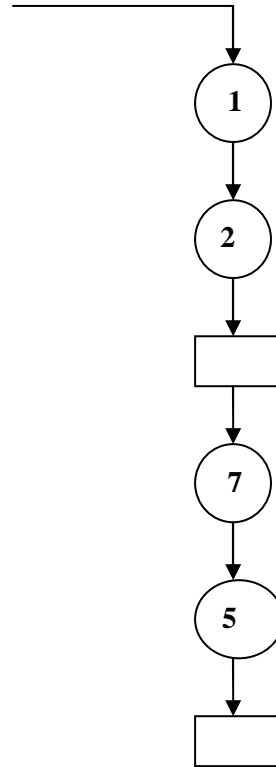


CRIBADORA

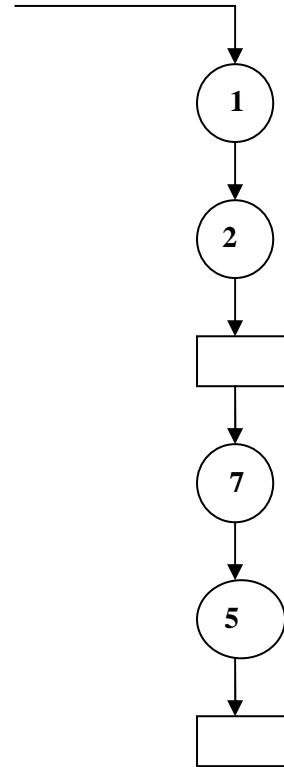
EJES



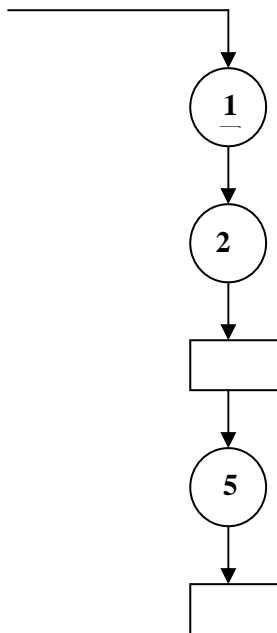
**SOPORTE
RODAMIENTOS**



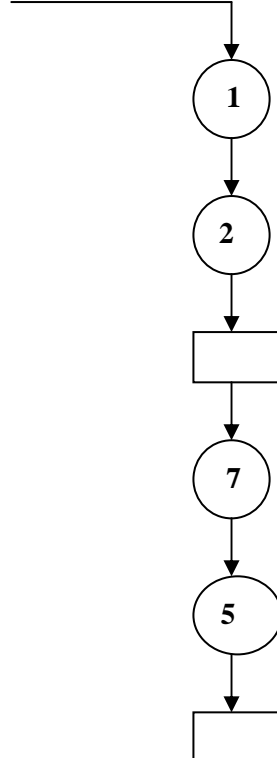
**CANASTAS
CRIBAS**



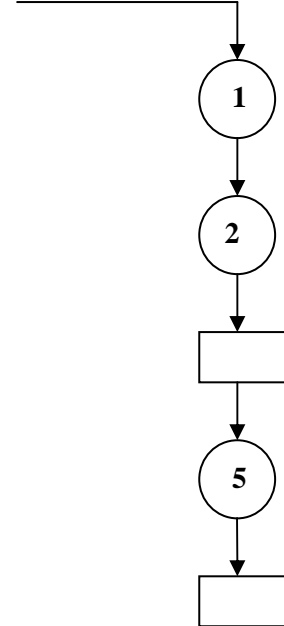
CRIBAS

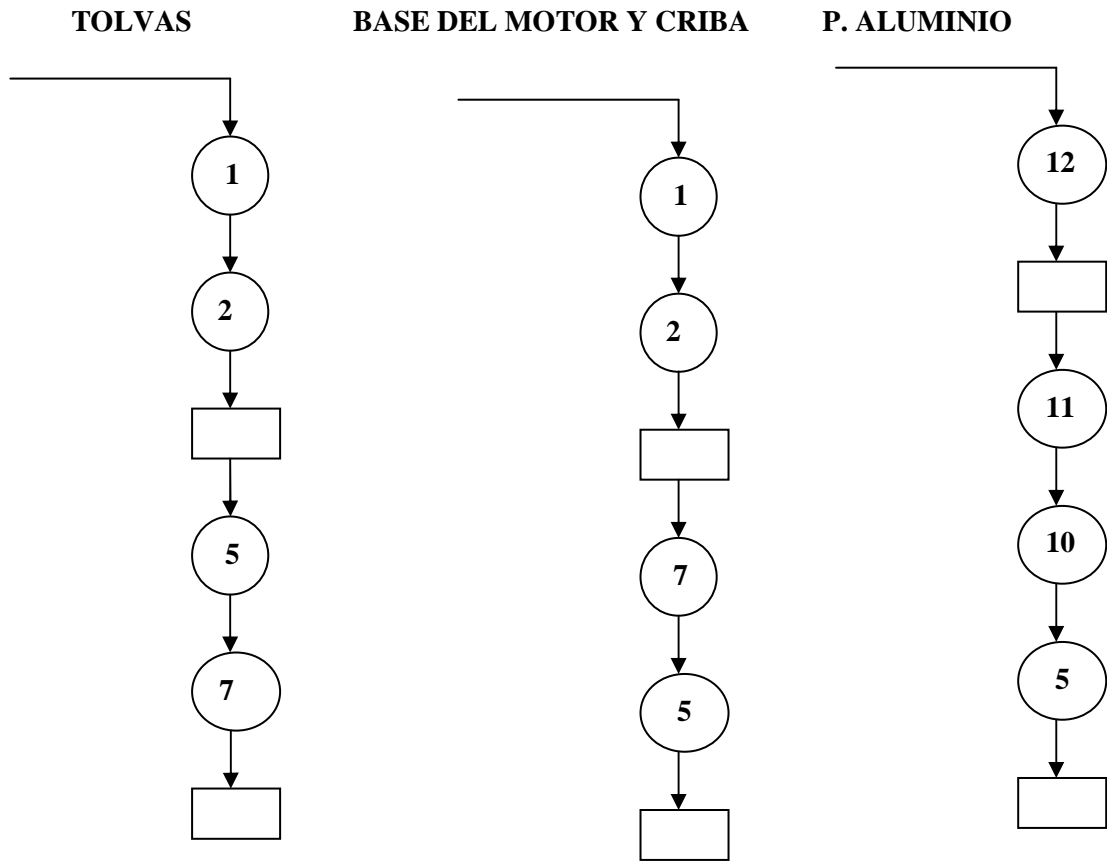


LAS CRIBAS



CONTRAPLACA





6.3. ANÁLISIS DE COSTOS

Al analizar los costos de los equipos para el procesamiento de la semilla de alfalfa, debemos tomar en cuenta los costos directos; costos de mano de obra; costos de utilización de maquinaria.

A continuación se detallan los costos de:

6.3.1. Costos de materiales del secador

TABLA XXIII. COSTOS DE MATERIALES DEL SECADOR

Cantidad	Denominación	Características	Costo Unit	Costo total (\$)
2,25 m	Eje	diam 2"	103	103
2	Chumacera de pared	UCF210D1	34	68
1	Reductor línea MNHL	40/2 47,4 PAM	715,55	715,55
1	Motor eléctrico Siemens 3F	1HP-1200 RPM	194	194
1	Catalina ANSI 80	diam 300 mm	25	25
1	Catalina ANSI 80	diam 145 mm	15	15
1	cadena	ANSI 80	40	40
4	Bridas	diam 700mm	25,92	103,68
1	Tubo negro	30x2mm	15,52	15,52
8	Pernos	M14X30	0,03	0,24
18	Pernos	M6X10	0,06	1,08
12	Pernos	M6X16	0,06	0,72
8	Pernos	M16X45	0,6	4,8
4	Pernos	M20X60	1,11	4,44
4	Pernos	M10X30	0,2	0,8
6	Pernos	M6X25	0,05	0,3
20	Pernos	M12X60	0,65	13
8	Pernos	M12X10	0,55	4,4
8	Pernos	M10X16	0,15	1,2
1	Angulo	20x20x3mm	6,17	6,17
66,8cm	Eje	diam 3/4 "	3,3	3,3
10 cm	Eje	diam 4 1/2"	19,55	19,55
4	Planchas de acero ASTM	1200X2400X3mm	81,257	325,028
10Kg	Electrodos	6011	29.905	29.905
10Kg	Electrodos	6013	35	35
2	Pintura anticorrosiva		15	15
1	Quemador	QG	200	200
1	Ventilador		350	350

TOTAL: 2294.383

6.3.2. Costos de materiales del descascarador

TABLA XXIV. COSTOS DE MATERIALES DEL DESCASCARADOR

Cantidad	Denominación	Características	Costo Unit (\$)	Costo total (\$)
1	Motor eléctrico Siemens 3F	1/2 HP -1200 RPM	128	128
3	Chumacera de piso	NTN UCF202D1	7	21
4	Rodamiento	DIN625 16003	5	20
1	Polea Aluminio	diam 157mm x 40mm	6	6
1	Polea Aluminio	diam 118mm x 60mm	5	5
1	Polea Aluminio	diam 137mm x 40mm	5	5
1	Polea Aluminio	diam 124mm x 40mm	4	4
1	Polea Aluminio	diam 114mm x 30mm	4	4
88	Pernos	M6x12	0,05	4,4
10	Pernos	M6X16	0,06	0,6
24	Pernos	M10x20	0,9	21,6
6	Pernos	M10x30	1,11	6,66
4	Pernos	M10x25	1	4
1	Eje AISI 1018	diam 25mm x 382mm	5.20	5.20
1	Eje AISI 1018	diam 37mm x 235mm	6.10	6.10
1	Eje AISI 1018	diam 20mm x 426mm	5.15	5.15
1	Eje AISI 1018	diam 15mm x 280mm	1.50	1.50
1	Eje AISI 1018	diam 25mm x 425mm	5.85	5.85
6	Bocín Bronce	diam 38mm x 7mm	3.25	19.50
2	Bocín Bronce	diam 50mm x 10mm	5.85	11.72
2	Bocín Bronce	diam 32mm x 15mm	3.45	3.45
1	Rodillo alimentador	diam 18mm x 342mm	40	40
2	Rodillo descascarador	diam 260mm x 150mm	65	65
2	Angulo	25mmx4mmx1300mm	1.60	320
10Kg	Electrodos	6011	29.905	29.905
10Kg	Electrodos	6013	35	35
1	Pintura anticorrosiva		15	15
1	Planchas de acero ASTM	1200mmX2400mmX3mm	81,257	81,257

TOTAL: 874.892

6.3.3. Costos de materiales de la cribadora

TABLA XXV. COSTOS DE MATERIALES DE LA CRIBADORA

Cantidad	Denominación	Características	Costo Unit	Costo total (\$)
1	Motor eléctrico Siemens 3F	0,75HP - 1200RPM	149	149
170 mm	Eje AISI 1018	diam 30mm	3.40	3.40
475 mm	Eje AISI 1018	diam 36mm	12.35	12.35
600 mm	Eje AISI 1018	diam 40mm	21.60	21.60
2	Chumacera	UCP206D1	18	18
1	Rodamiento Bolas	DIN 6408	10	10
1	Polea Aluminio	diam 186 mm	6	6
1	Polea Aluminio	diam 114 mm	4	4
1	Criba ASTM A-36	1,5mx0,48mx3 mm	15	15
1	Criba ASTM A-36	1,5x0,48x3 mm	15	15
32	Pernos	M10X65	0,8	25,6
32	Pernos	M12X40	0,95	30,4
62	Pernos	M6X16	0,06	3,72
32	Tuercas	M12	0,08	2,56
18	Tuercas	M6	0,02	0,36
8	Tablillas madera	450x100x10 (mm)	8	8
16	Perfil Z ASTM A-36	150X100X2 (mm)	0.50	8
5,5m	Perfil C ASTM A-36	80x45x5 (mm)	8.50	8.50
2	Planchas de acero ASTM	1200X2400X3mm	81,257	162,514
	Varios Fundición	Aluminio		100
10Kg	Electrodos	6011	29.905	29.905
10Kg	Electrodos	6013	35	35
2 gl	Pintura anticorrosiva		15	30

TOTAL: 698.909

6.4. COSTO POR UTILIZACIÓN DE MAQUINARIA

TABLA XXVI. COSTOS POR UTILIZACIÓN DE MAQUINARIA

Nº	MAQUINA HERRAMIENTA	TIEMPO (h)	TARIFA (\$. / h)	COSTO TOTAL (\$)
1	Torno	24	7	168
2	Fresadora	40	8	320
3	Soldadora Eléctrica	80	5	400
4	Cortadora por plasma	32	5	160
5	Taladro de pedestal	6	2	16
6	Taladro de mano	8	3	24
7	Dobladora	5	5	25
8	Esmeril	5	3	15
9	Pulidora	36	2	72
10	Compresor	8	5	40
11	Prensa de banco	80	2	160

TOTAL: \$ 1400

TABLA XXVII. COSTO DE MANO DE OBRA

Nº	MAQUINA HERRAMIENTA	TIEMPO (h)	TARIFA (\$. h)	COSTO TOTAL (\$)
1	Torno	24	3	72
2	Fresadora	40	5	200
3	Soldadora Eléctrica	80	4	320
4	Cortadora por plasma	36	3	108
5	Taladro de pedestal	10	1	10
6	Taladro de mano	24	1	24
7	Dobladora	8	4	32
8	Esmeril	5	2	10
9	Pulidora	36	1	36
10	Compresor	8	3	24
11	Prensa de banco	80	1	80

TOTAL: 851.20

6.5. COSTOS DE LA PLANTA PILOTO

6.5.1. Costos directos

COSTO DIRECTO TOTAL = Costo de Materiales + Costo de Maquinaria + Costo de Mano De obra + Costo de Transporte.

TABLA XXVIII. COSTOS DIRECTOS

RUBRO	COSTO EN DÓLARES
MATERIALES REQUERIDO	3868,184
UTILIZACIÓN DE EQUIPOS	1400
MANO DE OBRA	851,2
TRANSPORTE	400
TOTAL	6519,384

6.5.2. Costos indirectos

Estos costos representan a los gastos de ingeniería, combustibles, imprevistos. En la realización de este proyecto se considera un 5% de los costos directos totales como rubro posible imprevistos

TABLA XXIX. COSTOS DE COMBUSTIBLE

COMBUSTIBLE			
DENOMINACIÓN	CANTIDAD	COSTO (USD)	COSTO TOTAL (USD)
G.L.P. (GAS)	4	2	8

TABLA XXX. COSTOS INDIRECTOS

RUBRO	COSTO EN DÓLARES
COSTO INGENIERIL	2000
COMBUSTIBLE	8
IMPREVISTOS	306,37
TOTAL	2314,37

6.5.3. Costos totales

Es la suma de los costos directos e indirectos existentes en el proyecto.

TABLA XXXI. COSTOS TOTALES

COSTOS DIRECTOS (USD)	6519,384
COSTOS INDIRECTOS (USD)	2314,37
COSTO TOTAL (USD)	8833,754

6.5.4. Costos por operación y mantenimiento

Consideramos un periodo de trabajo de la planta procesadora de semillas, lo que concierne al secador rotatorio un trabajo de 8 horas diarias, descascarador 4 horas, cribador 4 horas diarias.

Y como días laborables en un mes un valor de 22 días. Obteniendo los datos de consumos eléctricos en los respectivos catálogos.

TABLA XXXII. CONSUMO ELÉCTRICO

Detalle	Kw	Horas de trabajo	Kw h al mes
Motor-reductor trifásico del secador	2,1	176	369,6
Motor trifásico del descascarador	0,37	176	65.12
Motor trifásico de la cribadora	0,56	176	98.56
TOTAL			533.28

En nuestro país se tiene un costo promedio de energía eléctrica de 0.11 USD por Kw h; consecuentemente, el valor mensual a pagar por operación será de 58.66 USD.

Se consideran otros datos como son pagos a operarios y por materiales propios de mantenimiento como grasa, brocha y wype. Se detallan en la tabla siguiente:

TABLA XXXIII. COSTOS DE OPERACIÓN DE LA PLANTA PILOTO

Costos por operación de la planta piloto en un mes	
Detalle	Costo USD
Consumo eléctrico	58.66
Operario (tres personas)	600
Grasa	5
Materiales para limpieza	5
TOTAL	668.66

6.6. VIABILIDAD DEL PROYECTO

6.6.1. Salvamento de la planta piloto

Para efectos de cálculos de rentabilidad, se hace necesaria la estimación de un valor de salvamento de los equipos para el procesamiento de semilla de alfalfa y trébol al momento en el que haya terminado su vida legal contable. Se estima un valor de salvamento del 10% del costo de inversión en función de que los elementos constitutivos de los equipos para el procesamiento de semilla de alfalfa y trébol, sigan funcionando al término de su vida útil contable. Se tiene:

$$\text{Inversión: } P = 8833,754 \text{ USD}$$

$$\text{Salvamento de los equipos: } S = 10\% * P$$

$$S = 0.10 * 8833.754 \text{ USD}$$

$$S = 883.3754 \text{ USD.}$$

6.6.2. Depreciación de la planta piloto

La depreciación es la pérdida de valor contable que sufren los activos fijos por el uso que se les somete y su acción productora de renta. En medida en que avance el tiempo de servicio, decrece el valor contable de dichos activos. [20]

La vida de un activo fijo despreciable comienza desde la fecha en que la empresa lo compra y lo comienza a explotar económicamente hasta la fecha en que se cumple su depreciación total.

Las leyes tributarias de nuestro país determinan una vida legal para maquinarias y equipos de 10 años.

El método de depreciación en línea recta es el método más utilizado y con este se supone que los activos se usan más o menos con la misma intensidad año por año, a lo largo de su vida útil; por tanto la depreciación periódica debe ser del mismo monto.

Aplicando este método a la planta procesadora de semilla se tiene una depreciación anual de:

Inversión: $P = 8833,754 \text{ USD}$

Salvamento: $S = 883.3754 \text{ USD}$

Vida útil contable: $n = 7 \text{ años}$

Depreciación anual:

$$Da = \frac{P-S}{n} \quad (206)$$

$$Da = 1135.77 \text{ USD}$$

La depreciación anual, la depreciación acumulada y el valor en libros de la planta piloto al final de cada uno de los años de la vida útil. Se muestran a continuación.

TABLA XXXIV. DEPRECIACIÓN ANUAL DE LA PLANTA PILOTO

Año	Depreciación anual (USD)	Depreciación acumulada (USD)	Valor en salvamento (USD)
0	0	0	8833,75
1	1135,67	1135,67	7698,07
2	1135,67	2271,35	6562,39
3	1135,67	3407,03	5426,71
4	1135,67	4542,71	4291,04
5	1135,67	5678,39	3155,36
6	1135,67	6814,07	2019,68
7	1135,67	7949,74	884,00

6.7. ANÁLISIS DE VAN Y TIR

6.7.1. Calculo del TIR a un VAN=0

Para realizar una evaluación del TIR para la planta procesadora de semillas se toma como referencia la tasa pasiva efectiva referencial de 5.36% que forma parte de las tasas referenciales y máximas que dispone el Banco Central del Ecuador a través de la Superintendencia de Bancos. Como se muestra en la siguiente tabla:

TABLA XXXV.TASA REFERENCIALES

TASA REFERENCIALES Y MÁXIMAS DEL BANCO CENTRAL DEL ECUADOR	
Pasiva efectiva referencial	5,36%
Activa efectiva referencial	9,52%
Legal	9,52%

Producción mínima mensual de la planta piloto	
Tiempo de trabajo (h/día)	8
Producción (kg/h)	6,82
Días laborables (mes)	22 días
Producción mensual (kg/mes)	1200,32
Ingreso anual de la planta piloto	
Costo por kilo de semilla procesada (USD)	0,8
Ingreso mensual (USD)	960,25
Ingreso anual (USD)	11523,07

TABLA XXXVI. FLUJO DE CAJA

	símbolo	valor
Costo de inversión	P	8833,75
Ingreso anual	Ia	11523.07
Egreso anual	Ea	8023.92
Valor de salvamento a 7 años	Vs	884.00
Depreciación anual	Da	1135,67
Tiempo a evaluar el proyecto (años)		7

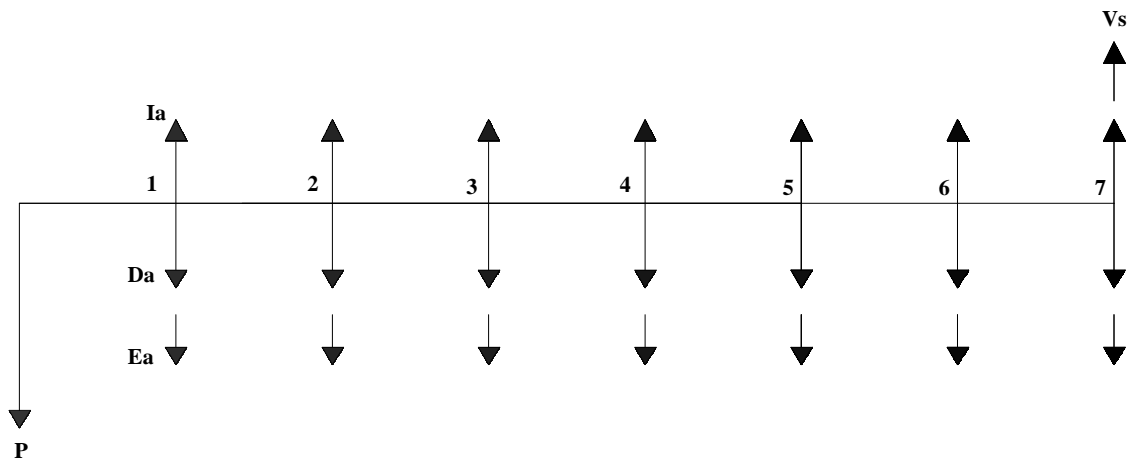


Figura 72. Diagrama de evaluación financiera

Se calcula el valor presente neto (VAN) necesario para el cálculo de la (TIR)

$$VAN = VAI - VAE \quad (207)$$

$$VAN = Ia * (P/A, i\%, n) + Vs * (P/F, i\%, n) - P - Da * (P/A, i\%, n) - Ea * (P/A, i\%, n)$$

$$VAN = (Ia - Da - Ea) * (P/A, i\%, n) + Vs * (P/F, i\%, n) - P \quad (208)$$

TABLA XXXVII. INTERÉS COMPUESTO

i	P/A	P/F	VAN
20	3,6046	0,2791	-66,95105131
18	3,8115	0,3139	452,8150304

Aplicando la ecuación para determinar el TIR obtenemos:

$$TIR = i\% + \frac{VAN^+ * \Delta\%}{VAN^+ + VAN^-} \quad (209)$$

$$TIR = 19.74$$

Como él $TIR > i$, por lo consiguiente el proyecto es aceptable.

6.7.2. Análisis del punto de equilibrio

El análisis del punto de equilibrio tiene como propósito el de determinar el valor de una variable o un parámetro de un proyecto o alternativa que iguala dos elementos que pueden ser los ingresos y los costos.

Los estudios de los puntos de equilibrio se valen de estimaciones que se consideran ciertas, es decir, si se espera que los valores estimados varíenlo suficiente como para que influyan en el resultado, se requiriera otro análisis del punto de equilibrio con diferentes cálculos. [20]

TABLA XXXVIII. COSTOS FIJOS Y COSTOS VARIABLES DE FUNCIONAMIENTO

Concepto	Costos fijos	Costos variables
Consumo eléctrico		703,92
Operario	7200	
Depreciación	1165.37	
Materiales para limpieza		60
Grasa		60
TOTAL	8365.37	823,92

Ingreso anual: $I_a = 11523.072$ USD

Entonces el punto de equilibrio se lo obtiene mediante la siguiente fórmula:

$$PE = \frac{\text{Costo fijo}}{1 - \frac{\text{Costo variable}}{\text{Costo total de semilla procesada}}} \quad (210)$$

$$PE = \frac{8365.37}{1 - \frac{823.92}{11523.072}} = 9009.57 \text{ USD}$$

Como el ingreso se calcula a razón de 0.8 USD por kg de semilla procesada, la cantidad de semilla que requiere procesar para llegar al punto de equilibrio es

$$\text{Cantidad de semilla} = \frac{PE}{0.8 \text{ USD/kg}} \quad (211)$$

$$\text{Cantidad de semilla} = \frac{9009.57 \text{ USD}}{0.8 \text{ USD/kg}} = 11261.96[\text{kg}]$$

Con una producción de 6.82 kg por hora de la planta procesadora de semilla se requerirían 1617.33 horas de trabajo; a un ritmo de trabajo de 8 horas de trabajo diarios y 22 días por cada mes, se necesitara un tiempo de 9.19 meses para llegar al punto de equilibrio.

CAPÍTULO VI

CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

7.1. CONCLUSIONES

- Entre las alternativas seleccionadas, para la planta piloto para procesamiento de semillas. Son secador de tambor rotatorio, descascaradora de rodillos de caucho y cribadora de adherencia variable; por las ventajas que prestan al momento de construir y operar
- Al realizar las pruebas de secado de alfalfa, se determino que el tiempo de secado de las semillas era de aproximadamente 7 horas, como se muestra en la TABLA IV y Figura 19.
- Con el diseño del descascarador de rodillos de caucho se llegó a la viabilidad de acelerar el proceso de la separación de la semilla, para de ésta manera tener en el menor tiempo un producto de calidad.
- La criba ha sido diseñado con la finalidad de operar en forma exclusiva en el cribado de semilla de alfalfa y trébol. Presentando la facilidad de intercambiabilidad de las planchas perforadas, que son del mismo tamaño pero con las perforaciones para el respectivo desbrozado en la parte superior y clasificado en la inferior como se muestra en la TABLA III.
- Las figuras 66 a la 73 muestran los resultados obtenidos en SolidWorks de torque, velocidades y aceleraciones. Las cuales pueden compararse con las TABLAS V y X; y las curvas que se muestran en las figuras 52, 53 y 59 obtenidas a través del cálculo convencional.

7.2. RECOMENDACIONES

- Al realizar el secado de productos agro-industriales, es recomendable para realizar un pre-secado natural eliminando así el exceso de humedad inicial contenido en la superficie, el beneficio que se tiene es de disminuir el tiempo de secado e igualmente el consumo de energía por kilogramo de agua evaporada.
- En éste tipo de secadores no es recomendado realizar el secado de productos que se aglutinen o adhieran a las paredes internas, ya que aumentaría la dificultad de mantenimiento, disminuyendo también el rendimiento térmico y su capacidad de secado. Las temperaturas del gas de secado no debe exceder la temperatura máxima de secado (40°C).
- Para el descascarador se recomienda que se revisen periódicamente los rodillos de caucho, para evitar en lo posterior cualquier disminución del rendimiento de la utilización de la máquina.
- Se recomienda tener precaución de colocar protectores para las poleas para evitar accidentes de agarramiento o arrastre.
- Una de las principales recomendaciones para la cribadora es de mantener la superficie de la primera criba siempre cubierta de producto para de ésta forma no contrarrestar su eficiencia de la máquina.

BIBLIOGRAFÍA

- [1] Pdf, Procesamiento y Análisis de Semillas. Universidad Nacional del Sur.
- [2] **VAUGHAN, C.; GREEG, H. y DELOUCHE, J.** PROCESAMIENTO MECÁNICO Y BENEFICIO DE SEMILLAS.
- [3] **CALLAVATE, O.** TÉCNICAS DE MECANIZACIÓN AGRARIA.
- [4] **BRITO, R.; QUISHPE, S.** EVALUACIÓN DE SECADORES INDUSTRIALES DE TAMBOR ROTATORIO. Riobamba tesis ESPOCH 1990.
- [5] **NOVILLO, G.** DISEÑO DE ELEMENTOS DE MAQUINA II. Riobamba. ESPOCH Facultad de Ingeniería Mecánica.
- [6] **NORTON, R.** DISEÑO DE MÁQUINAS. 4ta edición México McGRAW-HILL 1999.
- [7] **SHIGLEY, J.** DISEÑO EN INGENIERÍA MECÁNICA. 6ta edición México McGRAW-HILL 1998
- [8] **ZABALA, G.** APUNTES DE TERMODINÁMICA II. 3ra edición Riobamba ESPOCH Facultad de Ingeniería Mecánica.
- [9] **ZABALA, G.** APUNTES DE COMBUSTIÓN. 3ra edición Riobamba ESPOCH Facultad de Ingeniería Mecánica.
- [10] **VALENZUELA, R.** APUNTES DE TRANSFERENCIA DE CALOR. 3ra edición Riobamba ESPOCH Facultad de Ingeniería Mecánica.
- [11] **SHIGLEY, J.; UICKER, J.JR.** TEORÍA DE MAQUINAS Y MECANISMOS México McGRAW-HILL 1996.
- [12] **LARBURU, N.** PRONTUARIO DE MAQUINAS 5ta edición. Bilbao-España Parainfo S.A 1993

- [13] Catalogo INEN 3ra edición Quito-Ecuador Editorial INEN 1989.
- [14] Catalogo de Rodamientos y Chumacera NTN.
- [15] **JENSEN.; MASON.** FUNDAMENTOS DE DIBUJO 6ta edición. México McGRAW-HILL 1999.
- [16] **CEVALLOS, G;** MANUAL DE DIBUJO TÉCNICO 7ma edición 2002
- [17] PRUEBAS Y EVALUACIÓN DE EQUIPOS AGRÍCOLAS – Colección FAO.
- [18] SECADO DE GRANOS Y SECADORES...AGROSITIO C.A.
- [19] PROCESAMIENTO DE SEMILLAS DE CEREALES Y LEGUMINOSAS DE GRANO: Colección FAO.
- [20] **BLANK, L. Y TARQUIN, A.** ECONOMÍA EN LA INGENIERÍA 6ta edición.
- [21] **BASANTES, D. Y REAL, F.** DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UNA DESCASCARADORA DE ARROZ Riobamba Tesis ESPOCH 1993.