

ESCUELA POLITÉCNICA DEL EJÉRCITO

**DEPARTAMENTO DE CIENCIAS DE LA ENERGÍA
Y MECÁNICA**

CARRERA DE INGENIERÍA MECÁNICA

**“DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UNA MÁQUINA
CLASIFICADORA POR DIÁMETRO PARA CHAMPIÑONES CON
CAPACIDAD DE 1 Ton / día PARA LA EMPRESA KENNET”**

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

**JUAN FERNANDO ACOSTA TAMAYO
DANIEL HERNÁN CARRILLO TAMAYO**

**DIRECTOR: ING. JORGE CORREA
CODIRECTOR: ING: PEDRO MERCHÁN**

Sangolquí, 2007- 02- 21

CERTIFICACIÓN DE LA ELABORACIÓN DEL PROYECTO

El proyecto “DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UNA MÁQUINA CLASIFICADORA POR DIÁMETRO PARA CHAMPIÑONES CON CAPACIDAD DE 1 Ton / día PARA LA EMPRESA KENNET” fue realizado en su totalidad por Juan Fernando Acosta Tamayo y Daniel Hernán Carrillo Tamayo, bajo nuestra supervisión, como requerimiento parcial para la obtención del título de Ingeniero Mecánico.

ING. JORGE CORREA
DIRECTOR

ING. PEDRO MERCHÁN
CODIRECTOR

Sangolquí, 2007- 02- 10

LEGALIZACIÓN DEL PROYECTO

“DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UNA MÁQUINA CLASIFICADORA POR DIÁMETRO PARA CHAMPIÑONES CON CAPACIDAD DE 1 Ton / día PARA LA EMPRESA KENNET”

ELABORADO POR:

Juan Fernando Acosta

Daniel Carrillo T.

CARRERA DE INGENIERÍA MECÁNICA

CRNL. ING. JUAN DIAZ
COORDINADOR DE LA CARRERA

DEDICATORIA

Quiero dedicar el presente proyecto a Juan Daniel, Danny y a mis padres que sin su sacrificio y empuje no hubiera sido posible la obtención de mi título profesional. Gracias por su tiempo, comprensión y por su apoyo en los momentos difíciles.

JUAN

Al culminar una etapa más en mi vida y haber logrado alcanzar mi título profesional, meta que no hubiese sido posible sin el apoyo de mi familia, novia y amigos, quiero dedicar este trabajo a ellos. Gracias por el apoyo incondicional, tanto en los buenos como en los malos momentos, y por guiarme siempre por el camino correcto.

DANIEL

AGRADECIMIENTO

A Dios por ser mi refugio en los momentos difíciles, por ser la fuerza interna que nunca me ha abandonado.

A mis padres por nunca darse por vencidos. Gracias por su apoyo y paciencia. A toda mi familia y amigos que siempre creyeron en mí y me ayudaron a alcanzar esta meta.

A mi querida Facultad de Ingeniería Mecánica de la ESPE por que dentro y fuera de sus aulas aprendí a ser profesional y por que nunca olvidaron la formación como personas de bien útiles a la sociedad, a mi director Señor Ingeniero Jorge Correa, y codirector Señor Ingeniero Pedro Merchán por su tiempo, paciencia, guía y apoyo.

Un agradecimiento muy especial a Oswaldo, Edison, Darío y Ricardo Portilla, por su colaboración y su ayuda desinteresada. A la empresa KENNET C.A. por la oportunidad y el apoyo gracias Ing. Hugo Andrade e Ing. Nancy Pacheco

JUAN

A Dios por estar siempre conmigo, guiarme y cuidarme además de ser mi fuerza espiritual para no darme por vencido y alcanzar mis metas, ser un profesional y mejor persona.

A todos quienes hacen la Facultad de Ingeniería Mecánica de la ESPE, por haber colaborado en mi formación integral; a mi director Señor Ingeniero Jorge Correa, y codirector Señor Ingeniero Pedro Merchán por su guía y apoyo.

A todas aquellas personas que me ayudaron a alcanzar esta meta, en especial a mis padres y mi novia Johito, por su cariño y espera, su fuerza, su paciencia y apoyo.

DANIEL

ÍNDICE DE CONTENIDOS

CERTIFICACIÓN DE LA ELABORACIÓN DEL PROYECTO.....	III
LEGALIZACIÓN DEL PROYECTO.....	V
DEDICATORIA.....	VII
AGRADECIMIENTO.....	IX
ÍNDICE DE CONTENIDOS.....	XI
ÍNDICE DE FIGURAS.....	XV
ÍNDICE DE TABLAS.....	XVIII
LISTADO DE ANEXOS.....	XIX
NOMENCLATURA UTILIZADA.....	XX
RESUMEN	XXIV
CAPÍTULO 1	
1. DESCRIPCIÓN DEL PROYECTO.....	1
1.1 ANTECEDENTES.....	1
1.2 DEFINICIÓN DEL PROBLEMA.....	1
1.3 OBJETIVOS.....	2
1.3.1 OBJETIVO GENERAL.....	2
1.3.2 OBJETIVOS ESPECÍFICOS.....	2
1.4 ALCANCE.....	2
1.5 JUSTIFICACIÓN E IMPORTANCIA.....	2
CAPÍTULO 2	
2. MARCO TEÓRICO.....	3
2.1. VIBRACIONES.....	3
2.1.1 VIBRACIONES MECÁNICAS: Definiciones, Clasificación.....	3
2.1.2 VIBRACIÓN LIBRE NO AMORTIGUADA.....	8
2.1.3 CARACTERÍSTICAS DE MEDICIÓN DE VIBRACIÓN.....	.11
2.2. MECANISMOS.....	14
2.2.2 CONCEPTOS IMPORTANTES EN MECANISMOS.....	14
2.2.3 MECANISMOS DE ESLABONES ARTICULADOS.....	17

2.2.3.1	Mecanismo de cuatro barras articuladas.....	17
2.2.3.2	Mecanismo biela-manivela-corrediza.....	18
2.2.3.3	Mecanismo Yugo Escocés.....	19
2.2.3.4	Mecanismos de retorno rápido.....	19
2.2.3.5	Mecanismo de Palanca.....	21
2.2.4	SÍNTESIS DE MECANISMOS.....	22
2.2.5	ANÁLISIS DE FUERZAS EN MAQUINARIA.....	23
2.2.6	CONSIDERACIONES MECANISMO BIELA MANIVELA....	24
2.2.6.1	Características.....	25
2.3	MATERIALES A UTILIZAR.....	26
2.3.1	ACEROS INOXIDABLES.....	26
2.3.1.1	Aceros inoxidables martensíticos.....	27
2.3.1.2	Aceros inoxidables ferríticos.....	27
2.3.1.3	Aceros inoxidables austeníticos.....	27
2.3.1.4	Daño Superficial y Materia Extraña Introducida Durante la Fabricación	29
2.3.1.5	Limpieza de Superficies de Acero Inoxidable....	29
2.3.2	MATERIALES PARA FUNDICIÓN	31
2.3.2.1	Fundición Gris.....	31
2.3.3	MATERIALES NO FERROSOS.....	32
2.3.3.1	Aluminio.....	32
2.3.4	PROPIEDADES FÍSICAS – MECÁNICAS.....	32

CAPÍTULO 3

3.	METODOLOGÍA DE DISEÑO.....	35
	ALTERNATIVAS.....	35
	MÁQUINA CLASIFICADORA VERTICAL.....	35
	MÁQUINA CLASIFICADORA CIRCULAR.....	36
	MÁQUINA CLASIFICADORA INCLINADA.....	36
	ANÁLISIS Y SELECCIÓN.....	37
	CARACTERÍSTICAS CLASIFICADORA VERTICAL.....	37
	CARACTERÍSTICAS CLASIFICADORA CIRCULAR.....	37

CARACTERÍSTICAS CLASIFICADORA INCLINADA.....	38
---	----

SELECCIÓN DE LA ALTERNATIVA	38
Criterios de Selección.....	40
SELECCIÓN DE PARÁMETROS DE DISEÑO.....	40
EN BASE A REQUERIMIENTOS FÍSICOS.....	40
Capacidad de la Máquina.....	40
Producto a Clasificar	41
Condiciones Ambientales.....	42
EN BASE A REQUERIMIENTOS QUÍMICOS.....	43
Oxidación.	43

CAPÍTULO 4

4. ANÁLISIS DEL SISTEMA MECÁNICO.....	45
4.1 FORMA Y DIMENSIONES DE LA MCCH.....	45
4.2 CARGAS ESTÁTICAS ACTUANTES SOBRE MCCH	48
4.3 ANÁLISIS DE ESFUERZOS Y DEFORMACIONES EN LA MCCH..	50
4.4 CARGAS DINÁMICAS ACTUANTES SOBRE LA MCCH.....	50
4.4.1 ANÁLISIS CINEMÁTICO.....	51
4.4.2 CARGAS DINÁMICAS.....	55

CAPÍTULO 5

5. DISEÑO DE LA MÁQUINA.....	63
5.1 DISEÑO ESTÁTICO DE LA MÁQUINA CLASIFICADORA DE CHAMPIÑONES (MCCH).....	63
5.1.1 FORMA Y DIMENSIONES DE LA MCCH.....	63
5.1.2 ANÁLISIS ESTÁTICO.....	65
5.1.3 SIMULACIÓN POR MEDIO DE SOFTWARE ESPECIALIZADO.....	74
5.1.4 ACCESORIOS PARA LA MCCH.....	79

5.2	DISEÑO A FATIGA DE LA MÁQUINA (MCCH)	79
5.2.1	ANÁLISIS A FATIGA EN LA MÁQUINA MCCH	79
5.3	DISEÑO DE ELEMENTOS EN LA MCCH	86
5.1.1	DISEÑO DEL SISTEMA MOTRIZ EN LA MCCH	86
5.1.2	DISEÑO DEL SISTEMA DE CONTROL	90
CAPÍTULO 6		
7.	CONSTRUCCIÓN DE LA MÁQUINA	91
	MANUFACTURA DE LA MCCH	91
	LISTA DE MATERIALES	91
	ELEMENTOS DE LA	
	MCCH	92
	HOJAS DE	
	RUTA	92
	DIAGRAMAS DE	
	PROCESO	104
	MANUFACTURA DE LOS ACCESORIOS PARA LA MCCH	117
	ÓRDENES DE TRABAJO	117
CAPÍTULO 7		
8.	EVALUACIÓN ECONÓMICA FINANCIERA	119
	EVALUACIÓN ECONÓMICA	119
	COSTOS DIRECTOS	119
	COSTOS INDIRECTOS	121
	COSTO TOTAL	119
	EVALUACIÓN FINANCIERA	121
	FINANCIAMIENTO	121
	FLUJOS DE CAJA ESTIMADOS E ÍNDICES	122
CAPÍTULO 8		
8.	CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES	125
8.1	CONCLUSIONES	125
8.2	RECOMENDACIONES	126
8.2.1	RECOMENDACIONES GENERALES	126

8.2.2 RECOMENDACIONES DE MANUFACTURA.....	127
8.2.3 RECOMENDACIONES DE INSTALACIÓN Y OPERACIÓN.....	128
BIBLIOGRAFÍA.....	129

ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 2.1: Vibración lineal y vibración no lineal.....	5
Figura 2.2: Vibración determinante (a) y Random (b).....	5
Figura 2.3: Señal compleja representada por la suma de senos y cosenos.....	6
Figura 2.4: Análisis de armónicos para determinación de fallas.....	6
Figura 2.5: Esquema de una máquina herramienta	7
Figura 2.6: Aplicación modelo matemático en forma gradual.....	7
Figura 2.7: Modelo típico de un sistema libre no amortiguado	8
Figura 2.8 Tres posiciones del modelo típico.....	8
Figura 2. 9: Diagrama de cuerpo libre, análisis estático.....	9
Figura 2.10: DCL considerando un estiramiento total.....	9
Figura 2.11: Visualización de amplitudes, y período.....	12
Figura 2.12: Dos masas vibrando con un desfase de 90°.....	13
Figura 2.13: Mecanismo de cuatro barras.....	17
Figura 2.14: Mecanismo Biela-Manivela.....	18
Figura 2.15: Mecanismo Biela-Manivela-Excéntrica.....	19
Figura 2.16: Mecanismo Yugo Escocés	19
Figura 2.17: Mecanismo de eslabón de arrastre.....	20
Figura 2.18: Mecanismo Withworth	21
Figura 2.19: Mecanismo de cepillo	21
Figura 2.20: Mecanismo de Palanca.....	22
Figura 2.21: Esquema mecanismo biela-manivela.....	25
Figura 2.22: Longitudes de biela y manivela.....	25
Figura 2.23: Tipos de defectos superficiales.....	29
Figura 3.1: Esquema de máquina clasificadora vertical.....	35
Figura 3.2: Esquema de máquina clasificadora circular.....	36
Figura 3.3: Esquema de máquina clasificadora inclinada.....	36
Figura 4.1: Esquema de la forma de la máquina.....	45
Figura 4.2: Esquema de optimización de la MCCH.....	47

Figura 4.3: Ejemplos de distribución de las cribas.....	47
Figura 4.4: Estado de carga crítico de la MCCH.....	48
Figura 4.5: Esquema biela manivela excéntrica.....	50
Figura 4.6: Esquema del mecanismo.....	51
Figura 4.7: Disposición de los ángulos y vectores	51
Figura 4.8: Disposición de ángulos, vectores para cálculo de acg de biela.....	54
Figura 4.9: Esquema del mecanismo y disposición de ejes.....	56
Figura 4.10: Diagramas de cuerpo libre.....	56
Figura 4.11: Diagrama de cuerpo libre de la manivela	57
Figura 4.12: Diagrama de cuerpo libre de la biela.....	58
Figura 4.13: Distancias al centro de gravedad de la biela.....	58
Figura 4.14: Diagrama de cuerpo libre del eslabón 4 (máquina).....	59
Figura 5.1: Eje excéntrico cumple función de manivela.....	64
Figura 5.2: Paletas cumplen función de columnas.....	65
Figura 5.3: Sección transversal de las Paletas.....	67
Figura 5.4: Estado de carga de la Biela.....	68
Figura 5.5: Estado de carga del Eje excéntrico.....	69
Figura 5.6: Cargas Aplicadas a la Estructura Soporte.....	75
Figura 5.7: Esfuerzos causados en la estructura	76
Figura 5.8: Desplazamientos en la Estructura Soporte	77
Figura 5.9: Deformación Unitaria.....	77
Figura 5.10: Factores de Seguridad para la Estructura.....	78
Figura 6.1: Esquema final de la base de la MCCH.....	94
Figura 6.2: Esquema final de las bandejas colectoras de la MCCH.....	95
Figura 6.3: Esquema final de las paleta vibradora de la MCCH.....	96
Figura 6.4: Esquema final de las Tolvas de Descarga de la MCCH.....	97
Figura 6.5: Esquema final de las de la estructura soporte de las Tolvas.....	98
Figura 6.6: Esquema final del Tamiz Pequeño.....	99
Figura 6.7: Esquema final del Tamiz Mediano.....	100
Figura 6.8: Esquema final del Tamiz Grande.....	101
Figura 6.9: Esquema final del Eje motriz.....	103
Figura 6.10: Esquema final de la Biela.....	103

Figura 6.11: Esquema final del travesaño.....	104
Figura 6.12: Diagrama de proceso de la base de la MCCH.....	105
Figura 6.13: Diagrama de proceso de las Bandejas Colectoras.....	106
Figura 6.14: Diagrama de proceso de las Paletas Vibradoras.....	107
Figura 6.15: Diagrama de proceso de los Ángulos.....	108
Figura 6.16: Diagrama de proceso de las Tolvas de Descarga.....	109
Figura 6.17: Diagrama de proceso de las Estructura soporte de tolvas.....	110
Figura 6.18: Diagrama de proceso del Tamiz Pequeño.....	111
Figura 6.19: Diagrama de proceso del Tamiz Mediano.....	112
Figura 6.20: Diagrama de proceso del Tamiz Grande.....	113
Figura 6.21: Diagrama de proceso de los pernos de sujeción.....	114
Figura 6.22: Diagrama de proceso del Eje Motriz.....	114
Figura 6.23: Diagrama de proceso de la biela.....	115
Figura 6.24: Diagrama de proceso del travesaño.....	116

ÍNDICE DE TABLAS

Tabla 2.1: Aceros inoxidables y su Aplicación.....	28
Tabla 2.2: Defectos superficiales y técnicas para su eliminación.....	31
Tabla 2.3: Propiedades físicas – mecánicas de materiales a utilizar.....	33
Tabla 3.1: Criterios a Evaluarse.....	39
Tabla 3.2: Matriz de Selección de Alternativas.....	40
Tabla 3.3: Tamaños del Champiñón.....	41
Tabla 6.1: Materiales a utilizar para la manufactura de la MCCH.....	92
Tabla 6.2: Hoja de Ruta de la Base de la MCCH.....	93
Tabla 6.3: Hoja de Ruta de las Bandejas Colectoras de la MCCH.....	94
Tabla 6.4: Hoja de Ruta de las Paletas Vibradoras de la MCCH.....	95
Tabla 6.5: Hoja de Ruta de los Ángulos de Sujeción de las paletas.....	96
Tabla 6.6: Hoja de Ruta de las Tolvas de Descarga de la MCCH.....	97
Tabla 6.7: Hoja de Ruta de la estructura soporte de las Tolvas.....	98
Tabla 6.8: Hoja de Ruta del Tamiz Pequeño.....	99
Tabla 6.9: Hoja de Ruta del Tamiz Mediano.....	100
Tabla 6.10: Hoja de Ruta del Tamiz Grande.....	101
Tabla 6.11: Hoja de Ruta de los pernos de sujeción	102
Tabla 6.12: Hoja de Ruta del eje motriz.....	102
Tabla 6.13: Hoja de Ruta de la Biela.....	103
Tabla 6.14: Hoja de Ruta del Travesaño.....	104
Tabla 6.15: Orden de trabajo de Matriz pequeña.....	117
Tabla 6.15: Orden de trabajo de Matriz mediana.....	117
Tabla 6.15: Orden de trabajo de Matriz grande.....	118
Tabla 7.1: Costos materia prima.....	120
Tabla 7.2: Honorarios mano de obra directa.....	120
Tabla 7.3: Costos equipos.....	120
Tabla 7.4: Gastos administrativos.....	121
Tabla 7.5: Financiamiento del proyecto.....	122
Tabla 7.6: Costo de operación de la MCCH.....	123
Tabla 7.7: Flujo de Capital.....	123

LISTADO DE ANEXOS

Anexo A: Planos de Diseño, Construcción y Montaje de la Máquina

Anexo B: Detalle de Cálculos de Análisis Cinemático y Dinámico

Anexo C: Detalle de Cálculos de Diseño de Elementos

Anexo D: Carta de satisfacción del proyecto por parte de Kennet C.A

Anexo E: Fotografías de la Máquina

Anexo F: Manual de Operación y Mantenimiento de la MCCH

Anexo G: Tablas de selección del catálogo de rodamientos SKF

Anexo H: Tablas de selección del catálogo de bandas y poleas TRELLEBORG

NOMENCLATURA UTILIZADA

SÍMBOLOS

α = Aceleración angular

α_2 = Aceleración angular de manivela

α_3 = Aceleración angular de biela

β = Angulo entre eje real y aceleración del centro de gravedad de biela

Σ = Sumatoria

σ = Esfuerzo normal

σ_a = Esfuerzo normal alternante

σ_m = Esfuerzo normal medio

σ_1 = Esfuerzo principal 1

σ_2 = Esfuerzo principal 2

σ_3 = Esfuerzo principal 3

η = Eficiencia

η_{mec} = Eficiencia mecánica

θ_2 = Ángulo de impulso

θ_3 = Ángulo de biela

ρ = Distancia entre línea neutra y lugar de esfuerzo cortante

τ = Esfuerzo cortante

τ_a = Esfuerzo cortante alternante

τ_m = Esfuerzo cortante medio

ω_2 = Velocidad angular de manivela

ω_3 = Velocidad angular de biela

ω_a = Frecuencia natural

a = Aceleración

A = Área

A_s = Área de soldadura

ag_3 = Aceleración del centro de gravedad de la biela

b = base.

C = Distancia entre centros de polea

C_1 = Constante de condición de frontera

C2 = Constante de condición de frontera.
d = diámetro
de = diámetro exterior
di = diámetro interior
dp = Diámetro de polea menor
Dp = Diámetro de polea mayor
E = Módulo de Elasticidad
F = Fuerza
Fb = Fuerza que transmite la biela
FC = Factor de Cresta.
Fi = Fuerza inicial que transmite el motor
fig = Figura
Fm = Fuerza que transmite la manivela
Ft = Fuerza necesaria para el movimiento
g = Gravedad
h = Altura
i = Relación de Transmisión
I = Inercia
Ib = Inercia de biela
J = Segundo momento polar de inercia
k = Constante de elasticidad
Ka = Factor de modificación de resistencia a la fatiga de Superficie
Kb = Factor de modificación de resistencia a la fatiga de Tamaño
Kc = Factor de modificación de resistencia a la fatiga de Carga
Kd = Factor de modificación de resistencia a la fatiga de Temperatura
Kdb = Factor de servicio de bandas
Kdt = Factor corregido de servicio de bandas
Ke = Factor de modificación de resistencia a la fatiga de Efectos Diversos
Kf = Factor de concentración de esfuerzos a fatiga
Kfs = Factor de concentración de esfuerzos a fatiga en soldadura
Kl = Factor de corrección de potencia tabulada por longitud de banda
Kθ = Factor de corrección de potencia tabulada por ángulo de contacto
Kt = Factor de concentración de esfuerzos
kte = Constante

L = Longitud
Lp = Longitud de banda
m = Masa
M = Momento
M = Masa total de la máquina
max = Máxima.
mb = Masa de biela
min = Mínima
n = Factor de seguridad
N° = Número
P = Carga / Resistencia
Pd = Potencia de diseño
perm = Permisible
Pest = Potencia estática
Pn = Potencia nominal
Preal = Potencia real
q = Sensibilidad a la muesca
r1 = Desplazamiento dinámico
r2 = Longitud de manivela
r3 = longitud de biela
rb = Distancia entre centro de gravedad de biela y unión biela – máquina
rd = Distancia entre centro de gravedad de biela y unión biela - manivela
rg3 = Longitud al centro de gravedad de la biela
Rx = Reacción en el eje x
Ry = Reacción en el eje y
Se = Resistencia a la fatiga
Se' = Resistencia a la fatiga totalmente corregida
Sse = Resistencia de soldadura a la fatiga
Sut = Resistencia última
Sy = Resistencia a la fluencia
t = Tiempo
T = Torque.
teor = Teórico
V = Velocidad

V_B = Velocidad tangencial de banda

x = Desplazamiento o Amplitud de vibración

X_{PICO} = Amplitud pico

X_r = Deformación Total.

X_{RMS} = Amplitud RMS

X_s = Deformación estática

y = Distancia entre línea neutra y lugar de esfuerzo normal

UNIDADES

[°] = grado angular sexagesimal

[°C] = grados centígrados

[cpm] = ciclos por minuto

[Hz] = Hertz

[g] = gramo

[h] = hora

[Hp] = caballo de fuerza

[kg] = kilogramo

[KW] = kilovatios

[lb] = libra

[m] = metro

[m²] = metro cuadrado

[m³] = metro cúbico

[min] = minutos

[mm] = milímetro

[MPa] = Megapascal

[N] = newton

[rad] = radianes

[rpm] = revoluciones por minuto

[s] = segundo

[Ton] = tonelada

[W] = vatios

RESUMEN

En la actualidad es necesaria una mejora continua en los procesos productivos de las empresas, para llegar y mantenerse en el liderazgo del mercado. Partiendo de esta premisa, la empresa Kennet ha decidido trabajar con más eficiencia, para ello ha visto la necesidad de automatizar sus procesos; pero con un factor importante: el no seguir importando maquinaria, sino impulsar el desarrollo tecnológico de la industria ecuatoriana.

La finalidad de este proyecto es diseñar una máquina capaz de clasificar champiñones de acuerdo al tamaño de su diámetro, la cual va a ser utilizada por la empresa Kennet en su proceso de comercialización de champiñones. A la vez se cumplen objetivos como: innovar, impulsar nuevos diseños, y no hay como negar que un punto fundamental es el factor económico, pues al dejar de importar la máquina se disminuyen considerablemente los costos.

Por lo ya señalado, es un reto el diseñar y construir la máquina clasificadora de champiñones (MCCH), por cuanto los objetivos están orientados a mantener la calidad, confiabilidad, seguridad, y durabilidad de una máquina importada de similares características.

Para partir con el diseño de la MCCH, fue necesaria la investigación para obtener información acerca de las máquinas ya existentes que clasifican champiñones. En este punto se presentaron inconvenientes, por cuanto apenas se pudo obtener información, la cual fue muy limitada, sin especificaciones de medidas, materiales y funcionamiento.

Al no contar con referencias, se investigó sobre la forma en la que la máquina podría moverse para seleccionar los champiñones, se analizaron una gran cantidad de mecanismos, obteniéndose como la mejor opción el mecanismo de biela manivela. Sin embargo, este mecanismo tiene algunas variantes, las cuales se obtiene de acuerdo a su disposición; en el desarrollo del proyecto se llegó a la conclusión que se necesitaba el mecanismo dispuesto excéntricamente.

Al ya decidir el mecanismo, se hizo un completo análisis tanto cinemático y dinámico, con los cuales se llegaron a determinar las fuerzas que actúan en cada componente del mecanismo, y que luego se transmiten a las partes de la máquina. En este análisis también se llega a determinar la potencia que será necesaria para el movimiento de la máquina.

Teniendo ya los datos descritos en el párrafo anterior, se procede al diseño de elementos de la MCCH, los cuales se basan aplicando las Teorías de Falla conocidas. Vale señalar que primero se hace un análisis estático para luego realizar el análisis a fatiga, el cual es necesario por cuanto la MCCH funciona en elevados ciclos de trabajo.

Se establece el estado de carga crítico de la MCCH y mediante el software SolidWorks y CosmosWorks se determinan Tensiones, Deformaciones, Desplazamientos, Deformaciones Unitarias, y por último la Verificación del Diseño basada en el criterio del Factor de Seguridad mediante el método de diseño LSD; mencionado análisis se lo realiza en conjunto y componente a componente

Realizado el diseño se procede a la manufactura de la MCCH, empezando con los planos de construcción de cada elemento, siguiendo con los diagramas de proceso de manufactura, para luego ejecutar el plan de montaje de la máquina. Una vez ya ensamblada la máquina, es necesaria la realización de pruebas de funcionamiento, tanto sin carga como con carga de champiñones.

Por último se realiza la evaluación económica financiera, en donde se obtienen índices muy positivos, lo que lleva a la conclusión de que el proyecto es muy rentable para la empresa auspiciante. Vale señalar que por tratarse de un prototipo, los costos son elevados; sin embargo si se proyecta para una producción en serie, los costos bajarían considerablemente, por cuanto se ahorraría el costo por el diseño, y en algunas manufacturas (las matrices por ejemplo).

En definitiva, se ha cumplido con los objetivos propuestos; y sobre todo la empresa auspiciante ha mostrado su satisfacción por el trabajo realizado.

CAPÍTULO 1

DESCRIPCIÓN DEL PROYECTO

1.6 ANTECEDENTES

La empresa KENNET, en su proceso continuo de mejoramiento de la calidad integral, ha visto la necesidad de adquirir una máquina clasificadora de champiñones por su tamaño.

Dicha necesidad se basa en la obligatoriedad del escogitamiento por tamaño del champiñón; es decir su clasificación, que es el primer paso de todo un proceso que tiene como fin su comercialización al público, garantizando un producto de calidad, la cual se verá en varios aspectos como: sabor, limpieza, presentación, etc.

Actualmente el proceso de clasificación lo realizan manualmente, donde los champiñones pasan por una banda transportadora y los empleados separan uno a uno los champiñones. Es un proceso lento e ineficiente.

Al adquirir la máquina también se logra otros objetivos como el evitar el manipuleo del champiñón, ya que se trata de un producto fácilmente oxidable, muy susceptible al estropeo y evitar su exposición al medio ambiente. Además se pretende conseguir realizar la labor clasificadora en el menor tiempo posible, y con una mayor eficiencia.

Por estos antecedentes, es necesario diseñar y construir una máquina clasificadora que cumpla con las aspiraciones y requerimientos deseados de la Empresa Kennet.

1.7 DEFINICIÓN DEL PROBLEMA

Diseñar y construir una máquina clasificadora por tamaño de champiñones con capacidad de 1 Ton / día, evitando daños físicos del producto.

1.8 OBJETIVOS

1.8.1 OBJETIVO GENERAL

Diseñar y Construir una máquina clasificadora de champiñones por diámetro con capacidad de 1 Ton/día para la empresa Kennet

1.8.2 OBJETIVOS ESPECÍFICOS

- Realizar un análisis de alternativas que permita seleccionar el mejor tipo de máquina
- Diseñar la máquina clasificadora de champiñones
- Construir la máquina clasificadora de champiñones
- Analizar la factibilidad económica – financiera del proyecto

1.9 ALCANCE

Proporcionar una máquina clasificadora de champiñones con capacidad de 1 Ton / día, para que sea utilizada por la empresa Kennet en su proceso de comercialización de champiñones.

1.10 JUSTIFICACIÓN E IMPORTANCIA

La misión y visión de la empresa para la cual se lleva a cabo este proyecto, son la de mantenerse en el primer lugar de ventas de champiñón, para lo cual es obligatorio mantener su calidad en el producto, y por ello es necesario un proceso de constante mejoramiento, lo cual conlleva capacitación permanente

del personal, modernización de máquinas, procesos innovadores, evaluación permanente de los proveedores, constantes estudios de mercado, y muchos otros factores.

Así, con la ejecución de este proyecto se ayudará al mejoramiento de procesos de la industria ecuatoriana, y específicamente a la empresa Kennet, para que siga siendo competitiva en el mercado, y siga entregando un producto de excelente calidad.

CAPÍTULO 2

MARCO TEÓRICO

2.3. VIBRACIONES

El estudio de las vibraciones mecánicas se ha convertido en algo esencial para el estudiante de ingeniería mecánica ya que el buen funcionamiento de maquinaria mecánica está relacionado en muchos casos con su comportamiento vibratorio. Es importante conocer la clasificación de las vibraciones mecánicas ya que nos presentan un panorama de los diferentes estudios.

2.1.4 VIBRACIONES MECÁNICAS: DEFINICIONES, CLASIFICACIÓN

Definiciones

Vibración mecánica: es el movimiento de vaivén de las moléculas de un cuerpo o sistema debido a que posee características energéticas cinéticas y potenciales.

Vibración es el cambio de posición en el tiempo (movimiento) de las partes de una máquina hacia un lado y otro con respecto a su posición de reposo

Es la oscilación o el movimiento repetitivo de un objeto alrededor de una posición de equilibrio. Este tipo de vibración se llama vibración de cuerpo entero, lo que quiere decir que todas las partes del cuerpo se mueven juntas en la misma dirección en cualquier momento

En cualquiera que sea el caso, la excitación es el suministro de energía. Como ejemplos de excitación instantánea tenemos el golpeteo de una placa, el rasgueo de las cuerdas de una guitarra el impulso y deformación inicial de un sistema masa resorte, etc.

Clasificación

Vibración libre: es cuando un sistema vibra debido a una excitación instantánea.

Vibración forzada: es cuando un sistema vibra debida a una excitación constante.

Esta importante clasificación dice que un sistema vibra libremente si existen condiciones iniciales, ya sea que se suministre la energía por medio de un pulso (energía cinética) o debido a que posee energía potencial, por ejemplo deformación inicial de un resorte. Aún cuando la energía es disipada durante la vibración, en le caso de la vibración forzada está descompensada por la excitación constante.

Vibración amortiguada: es cuando la vibración de un sistema es disipada.

Vibración no amortiguada: es cuando la disipación de energía se puede disipar

El amortiguamiento es un sinónimo de la pérdida de energía de sistemas vibratorios. Este hecho puede aparecer como parte del comportamiento interno de un material, de rozamiento, o bien, un elemento físico llamado amortiguador.

Vibración lineal: si los componentes básicos de un sistema tienen un comportamiento lineal la vibración resultante es lineal.

Vibración no lineal: se produce si alguno de sus componentes se comporta como no lineal.

El comportamiento lineal de un elemento facilita su estudio, en la realidad todo elemento se comporta como no lineal pero los resultados de su estudio no difieren, en su mayoría, a los realizados si se consideran como elementos lineales. Un ejemplo de ello es el resorte, donde según la ley de Hooke el comportamiento fuerza-deformación es lineal

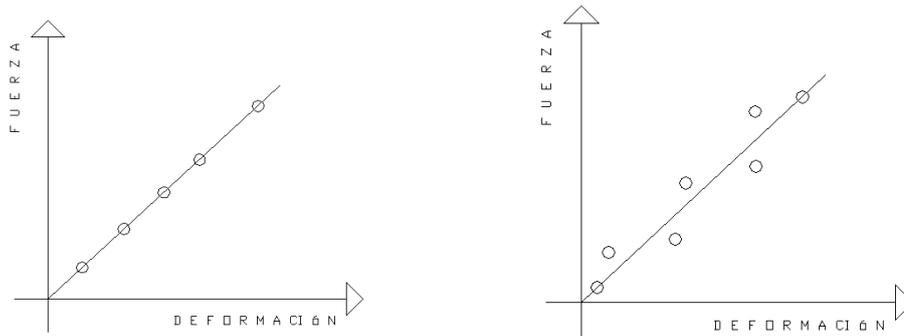


Figura 2.1: Vibración lineal y vibración no lineal

Cuando el comportamiento vibratorio de un sistema se puede representar por medio de una ecuación matemática entonces se dice que la vibración es determinante, pero si se tiene que determinar por ecuaciones probabilísticas entonces la vibración es probabilística o random. (fig 2.2)

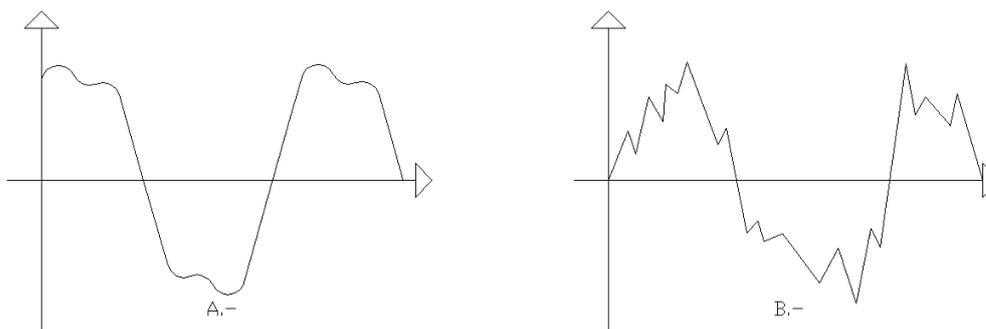


Figura 2.2 Vibración determinante (a) y Random (b)

Si el comportamiento determinante se repite de igual forma después de cierto tiempo entonces la vibración es periódica, de lo contrario es no periódica.

Si las características de señal de la vibración de un sistema se asemejan a una señal senoide, entonces se dice que la vibración es senoide. Una señal compleja a simple vista no se puede representar por medio de una ecuación matemática, pero si puede ser determinado por medio de senos y cosenos (llamados armónicas).

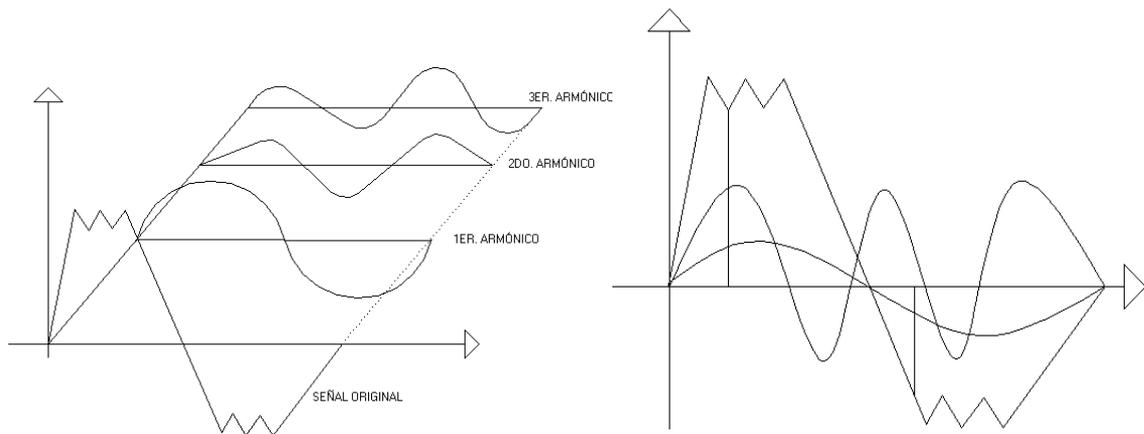


Figura 2.3: Señal compleja representada por la suma de senos y cosenos

Este descubrimiento de Fourier adquiere importancia ya que el análisis de los armónicos de una señal puede revelar posibles fallas en una maquinaria.

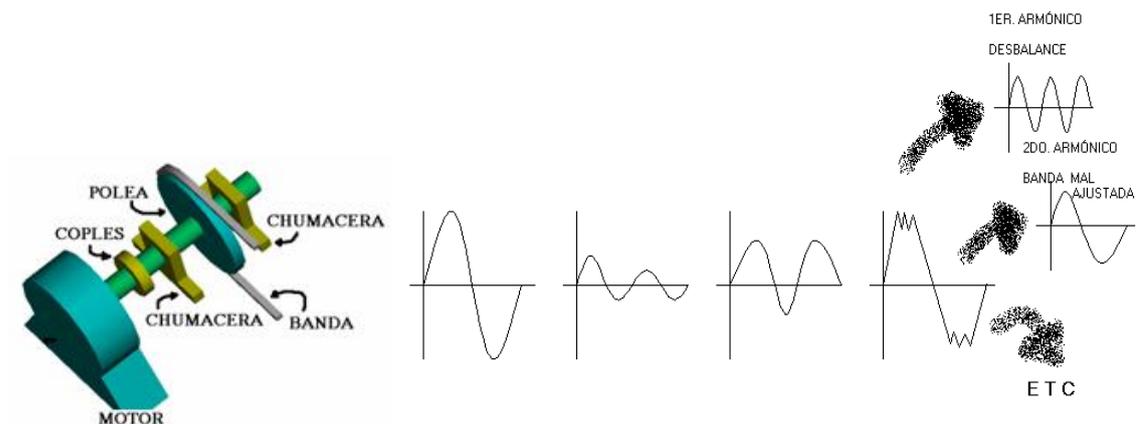


Figura 2.4: Análisis de armónicos para determinación de fallas

Frecuencia natural.- es la frecuencia propia de un cuerpo o sistema al poseer elementos elásticos e inerciales. Es la frecuencia resultante de la vibración libre.

Resonancia.- es cuando la excitación es de frecuencia igual a la frecuencia natural

Modelo matemático: es la representación de todas las características importantes de un sistema con el propósito de derivar las ecuaciones matemáticas que determinen su comportamiento. Algunas veces, durante el procedimiento del análisis, el modelaje se realiza en forma gradual, esto dependiendo de los componentes. Se lo puede apreciar en las siguientes figuras:

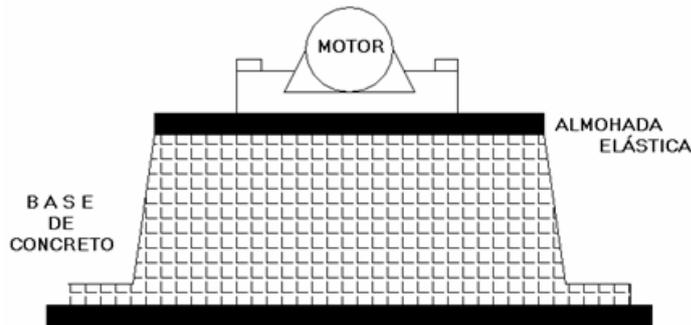


Figura 2.5: Esquema de una máquina herramienta

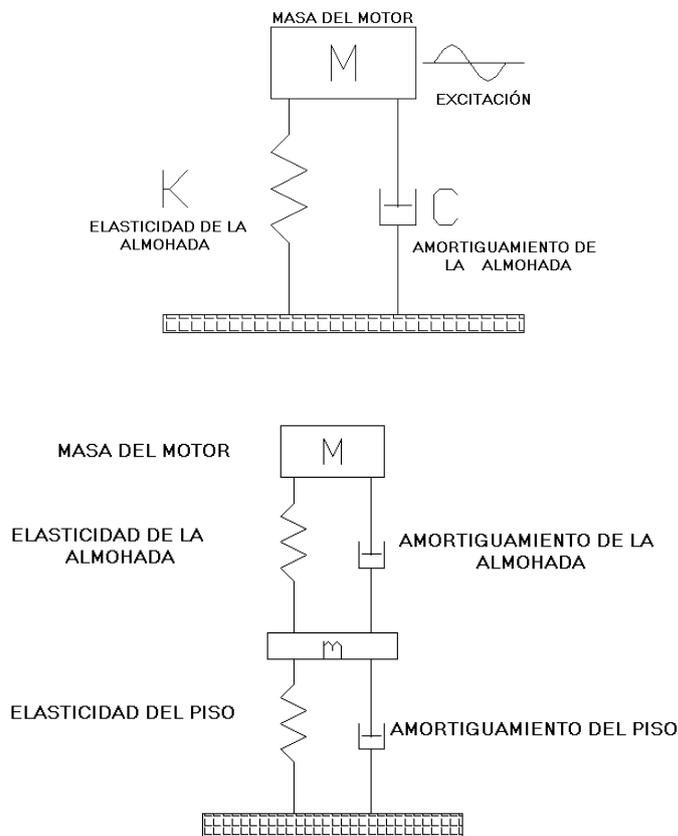


Figura 2.6: Aplicación modelo matemático en forma gradual

2.1.5 VIBRACIÓN LIBRE NO AMORTIGUADA

En este apartado se estudiará el modelo más simple de tal modo que una ecuación matemática denotará su comportamiento. Este modelo se lo llama modelo típico, y la ecuación diferencial que determina su comportamiento se lo conoce como la forma canónica de un sistema libre no amortiguado.

La fig. 2.7 muestra este modelo con un sistema de masa 'm' y una constante elástica 'k', se va a realizar un estudio estático y cinético con el fin de determinar la ecuación diferencial que determinará el movimiento, posteriormente se verá la solución de la ecuación diferencial para ver la respuesta en el tiempo del sistema así como la fórmula que determina el cálculo de la frecuencia natural.

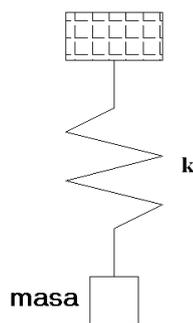


Figura 2.7: Modelo típico de un sistema libre no amortiguado.

Se supone tres casos como se muestra en la figura 2.8:

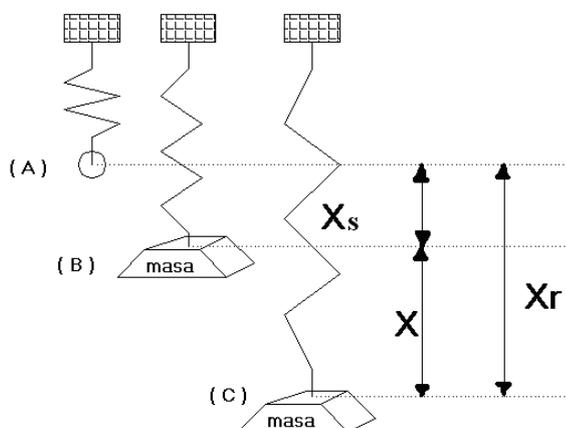


Figura 2.8: Tres posiciones del modelo típico

En la figura 2.8 (A) se tiene el resorte sin deformar, posteriormente se coloca una masa 'm' y el resorte sufre una deformación X_s que se llama deformación estática; de aquí

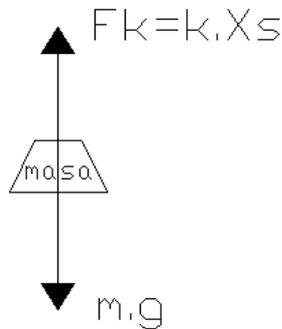


Figura 2.9: Diagrama de cuerpo libre, análisis estático.

El diagrama de cuerpo libre estático nos dice que:

$$\sum F_y = 0$$

$$m \cdot g - k \cdot X_s = 0 \quad (2.1.1)$$

$$m \cdot g = k \cdot X_s \quad (2.1.2)$$

Ahora se imagina que se estira la masa una amplitud x y luego se libera la masa, permitiéndole vibrar libremente. Bajo estas condiciones, la masa vibra naturalmente entre los extremos x y $-x$.

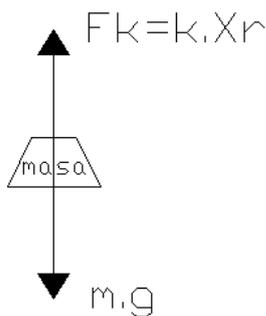


Figura 2.10: DCL considerando un estiramiento total

Utilizando la 2da ley de Newton

$$\sum F_y = \sum F_{y \text{ efect}} = m \cdot a$$

$$m \cdot g - k \cdot X_r = m \cdot \frac{d^2 x}{dt^2} \quad (2.1.3)$$

Como $X_r = X_s + x$ la ecuación (2.1.3) se convierte en:

$$m \cdot g - kX_s - k \cdot x = m \cdot \frac{d^2 x}{dt^2} \quad (2.1.4)$$

Utilizando la ecuación (2.1.2) en la ecuación (2.1.4), y despejando se tiene:

$$\frac{d^2 x}{dt^2} + \frac{kx}{m} = 0 \quad (2.1.5)$$

A la ecuación (2.1.5) se le conoce como la ecuación diferencial del movimiento de un sistema libre no amortiguado. Si existe deformación estática el efecto que produce la masa se coloca con un resorte cuando se deforma estáticamente por lo tanto se va a buscar la solución utilizando la transformada de Laplace.

$$x = C1 \cdot \cos \sqrt{\frac{k}{m}} \cdot t + C2 \cdot \text{sen} \sqrt{\frac{k}{m}} \cdot t \quad (2.1.6)$$

$C1$ y $C2$ son constantes que se pueden determinar de las condiciones de frontera de la vibración. Si se inicia cuando la masa está en $x = 0$, entonces las condiciones de frontera son $x = 0$ en $t = 0$, y la otra $x = X$ en $\sqrt{\frac{k}{m}} \cdot t = \frac{\pi}{2}$. Para estas condiciones, $C1 = 0$ y $C2 = X$ y la solución queda como:

$$x = X \text{sen} \sqrt{\frac{k}{m}} \cdot t \quad (2.1.7)$$

La inspección de la solución muestra que el desplazamiento de la masa es armónico simple, en que X es un vector que gira con vector angular o frecuencia circular:

$$\omega_n = \sqrt{\frac{k}{m}} \quad (2.1.8)$$

Consecuentemente es la frecuencia circular natural que solamente depende de la masa m y de la constante k del resorte.

2.1.6 CARACTERÍSTICAS DE MEDICIÓN DE VIBRACIÓN

Amplitud. Puede ser descrita de tres maneras: Desplazamiento, Velocidad y Aceleración

Desplazamiento

La distancia que el peso de la fig 2.8 se mueve hacia arriba y hacia abajo cuando vibra, es también un desplazamiento, y se está describiendo su desplazamiento pico a pico que representa la distancia que viaja desde su posición límite superior hasta su posición límite inferior, su representación gráfica corresponde a una vibración armónica (curva sinusoidal)

Velocidad

Velocidad es la rata de cambio del desplazamiento con respecto al tiempo y es la mejor indicación de la energía destructiva total. La velocidad máxima del objeto se tiene cuando él pasa por su posición de equilibrio. Cuando el objeto alcanza sus límites superior e inferior, su velocidad es cero.

Aceleración

La aceleración es definida como la rata de cambio de la velocidad con respecto al tiempo. La aceleración no es constante sino que varía a través del ciclo en forma sinusoidal también. Cuando el objeto pasa por su posición de referencia, su aceleración es cero, mientras que en los extremos de su recorrido la aceleración es máxima y es donde ocurren físicamente los máximos esfuerzos dentro de la máquina. Si la fuerza requerida para detener el movimiento vibratorio excede la resistencia de la carcasa del rotor, la máquina se rompe.

La forma y el período de vibración se mantiene, sean en desplazamiento, velocidad, aceleración; sin embargo la velocidad se adelanta al desplazamiento

por un ángulo de fase de 90°; y la aceleración se adelanta a la velocidad por un ángulo de fase de 90°.

Amplitud RMS. El valor de la amplitud RMS es una cantidad descriptiva que se relaciona con el contenido energético de las vibraciones.

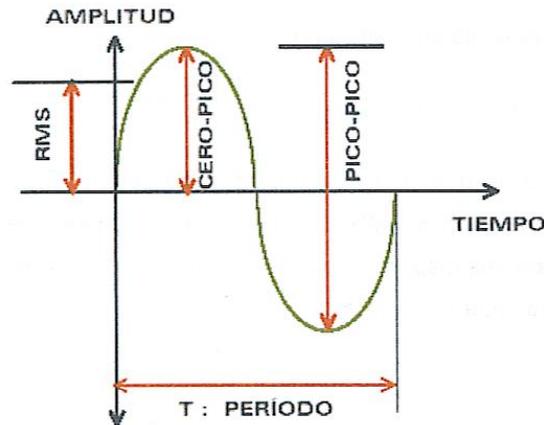


Figura 2.11: Visualización de amplitudes, y período¹

Para movimiento armónico puro:

$$X_{RMS} = \frac{X_{PICO}}{\sqrt{2}} \quad (2.1.9)$$

Una forma general para esta relación es:

$$X_{RMS} = \frac{X_{PICO}}{FC} \quad (2.1.10)$$

El factor FC, el llamado “Crest Factor”, y es una indicación del perfil bajo algunas consideraciones, y se ha determinado que para armónico puro es $FC = \sqrt{2}$. De hecho, la gran mayoría de los instrumentos disponibles actualmente realizan mediciones RMS y las convierten en mediciones PICO para mostrar en sus pantallas simplemente multiplicando la amplitud RMS para cada frecuencia por $\sqrt{2}$

¹ Ilustración tomada de: A-Maq S.A., Tutorial Vibraciones para Mantenimiento Mecánico, 2005

Frecuencia. Es definido como el número de ciclos por unidad de tiempo, usualmente descrita como ciclos por segundo [Hz] o ciclos por minuto [cpm]. Este es un concepto muy importante y es usado extensivamente en el análisis de vibraciones. El periodo es el tiempo necesario para completar un ciclo de movimiento, se lo puede apreciar en la figura 2.11

Fase. Otra característica importante de la vibración es la fase. Se defina fase como “la posición de una pieza que vibra en un instante dado con relación a un punto fijo o a otra pieza que vibra”

En la práctica, las medidas de fase constituyen un modo conveniente de comparar a un movimiento vibracional con otro, o de determinar como vibra una pieza con respecto a otra. En la fig 2.12 el peso X se halla al límite superior de su trayectoria mientras que el peso Y se halla en la posición de referencia. Estos 2 pesos están vibrando con un desfase de 90° . Las lecturas de fase se expresan normalmente en $^\circ$, de 0 a 360° , siendo un ciclo completo de vibración igual a 360° .

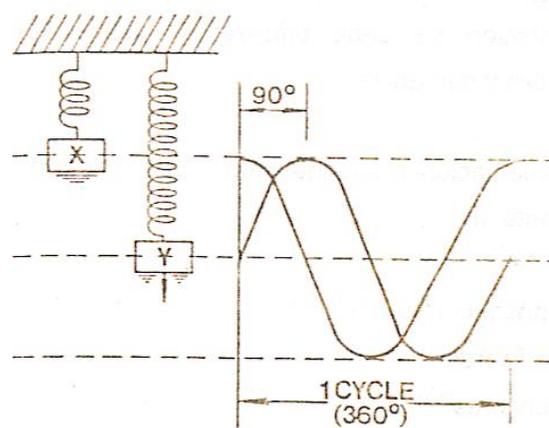


Figura 2.12: Dos masas vibrando con un desfase de 90° ²

² Ilustración tomada de: ASOCIACIÓN Colombiana de Ingenieros, Cundinamarca, Seminario Taller: Mantenimiento Predictivo basado en vibraciones y Termografía, Colombia 2003

2.2 MECANISMOS

Se puede definir a los mecanismos como la parte del diseño de máquinas que se interesa en el diseño cinemática de los eslabones, levas, engranajes y trenes de engranaje. Y diseño cinemática es el diseño basado en los requerimientos de movimiento comparado con el diseño en base a los requerimientos de fuerzas.

2.2.1 CONCEPTOS IMPORTANTES EN MECANISMOS

Mecanismo. Un mecanismo es una combinación de cuerpos rígidos o resistentes formados de tal manera y conectados de tal forma que se mueven uno sobre el otro con un movimiento relativo definido. Un ejemplo de ello es la manivela, la biela, el pistón de un motor de combustión interna.

Máquina. Una máquina es un mecanismo o colección de mecanismos que transmiten fuerza desde la fuente de energía hasta la resistencia que se debe vencer. Un ejemplo de ello es el motor completo de combustión interna.

Movimiento. Al entrar al estudio de los mecanismos es necesario definir los distintos tipos de movimiento producido por estos mecanismos.

Movimiento plano.

TRASLACIÓN. Cuando un cuerpo rígido se mueve de tal forma que la posición de cada línea recta del cuerpo es paralela a todas sus otras posiciones.

Traslación rectilínea. Todos los puntos del cuerpo se mueven en trayectorias de líneas rectas paralelas. Cuando el cuerpo se mueve hacia atrás y adelante en esta forma, se dice que oscila, como pasa en el mecanismo de corredera.

Traslación Curvilínea. Las trayectorias de los puntos son curvas idénticas paralelas a un plano fijo. Como ejemplo se puede tener un mecanismo que se usó para conectar las ruedas motrices de la locomotora a vapor.

ROTACIÓN. Si cada punto de un cuerpo rígido que tiene movimiento plano permanece a una distancia constante de un eje fijo que está perpendicular al plano del movimiento. Si el cuerpo se mueve en un vaivén en un ángulo dado, se dice que oscila.

ROTACIÓN Y TRASLACIÓN. Muchos cuerpos tienen un movimiento que es una combinación de rotación y traslación.

Movimiento helicoidal. Cuando un cuerpo rígido se mueve de manera que cada punto del mismo tiene movimiento de rotación alrededor de un eje fijo y al mismo tiempo tiene una traslación paralela al eje. Un ejemplo de este movimiento es el de una tuerca cuando se atornilla en un perno.

Movimiento esférico. Cuando un cuerpo se mueve de tal manera que cada punto del cuerpo tiene movimiento alrededor de un punto fijo en tanto que permanece a una distancia constante del mismo.

Ciclo, período y fase de movimiento. Cuando las partes de un mecanismo han pasado por todas las posiciones posibles que pueden tomar después de iniciarlo desde algún conjunto simultáneo de posiciones relativas y han regresado a sus posiciones relativas originales, han completado un ciclo de movimiento. El tiempo requerido para un ciclo de movimiento es el período. Las posiciones relativas simultáneas de un mecanismo en un instante dado durante un ciclo determinan una fase.

Pares. Se llaman pares a las formas geométricas mediante las cuales se unen dos miembros de un mecanismo de manera que el movimiento relativo entre ambos sea consistente. Si el acoplamiento que une los dos miembros tiene contacto superficial tal como una unión de perno, la conexión se llama par inferior. Si la conexión ocurre en un punto a lo largo de una línea tal como en un balero o cojinete de bolas o entre dos dientes de engranajes en contacto, se conoce como par superior.

Un par que permite solamente el movimiento relativo es un par de revolución o de giro; uno que solamente permite el deslizamiento es un par deslizante. Un par de giro puede ser inferior o superior dependiendo de que se emplee un perno y buje o un cojinete de bolas para la conexión. Un par deslizante es un par inferior como entre un pistón y la pared del cilindro.

Eslabón, cadena. Un eslabón es un cuerpo rígido que tiene dos o más pares o elementos de apareamiento, por medio del cual se puede conectar a otros cuerpos con el fin de transmitir la fuerza o movimiento. Por lo general, un eslabón o unión es un miembro rígido que tiene en ambos extremos la posibilidad de conectarse con otros dos eslabones. Sin embargo, esto se puede extender a tres, cuatro o incluso más conexiones.

Cuando se conecta un número de eslabones por medio de pares, el sistema resultante es una cadena cinemática. Si se conectan estos eslabones de manera que no sea posible ningún movimiento, se tiene una cadena trabada (estructura). Una cadena constreñida es el resultado de conectar los eslabones en tal forma que no importa cuantos ciclos de movimientos se pase, el movimiento relativo siempre será el mismo entre los eslabones.

Inversión. Si se permite mover el eslabón que originalmente estaba fijo en un mecanismo y se fija otro eslabón, se dice que el mecanismo se invierte. La inversión de un mecanismo no cambia el movimiento de sus eslabones entre sí, aunque sí cambia sus movimientos absolutos (relativos al suelo)

Transmisión del movimiento. En el estudio de los mecanismos es necesario investigar el método mediante el cual se puede transmitir el movimiento de un miembro al otro. El movimiento se puede transmitir en tres formas:

- a) Contacto directo entre dos miembros tales como una leva y su seguidor o entres dos engranajes
- b) Por medio de un eslabón intermedio o biela
- c) Por medio de un conector flexible tal como una banda o cadena.

2.3.2 MECANISMOS DE ESLABONES ARTICULADOS

2.2.2.1 Mecanismo de cuatro barras articuladas.

Es uno de los mecanismos más simples y útiles. En la figura 2.13. se ilustra uno de ellos. El eslabón 1 es el marco o tierra y generalmente es estacionario. El eslabón 2 es el motriz que puede girar completamente o puede oscilar. En cualquiera de los dos casos, el eslabón 4 oscila. Si el eslabón 2 gira completamente, entonces el mecanismo transforma el movimiento rotatorio en movimiento oscilatorio. Si la manivela oscila, entonces el mecanismo multiplica el movimiento oscilatorio.

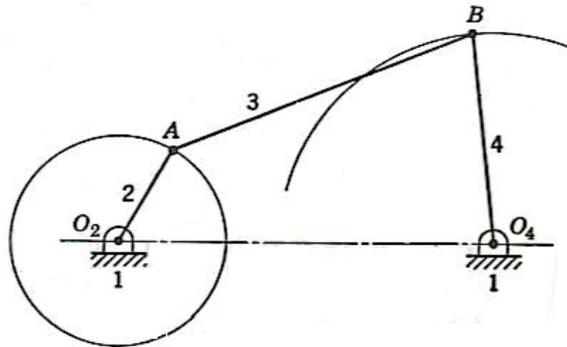


Figura 2.13: mecanismo de cuatro barras

Si el mecanismo de cuatro barras está diseñado de manera que el eslabón 2 pueda girar completamente pero se hace que el 4 sea el motriz, entonces ocurrirán puntos muertos, por lo que es necesario que haya un volante para ayudar a pasar por estos puntos muertos.

Además de los puntos muertos posibles en este mecanismo, es necesario tomar en cuenta el ángulo de transmisión, que es el ángulo entre el eslabón conector 3 y el eslabón de salida 4. Por lo general, el máximo ángulo de transmisión no debe ser mayor a 140° y el mínimo no menor que 40° si se usa el mecanismo de eslabones articulados para transmitir fuerzas considerables. Si el ángulo de transmisión se hace menor a 40° , este mecanismo tiende a pegarse debido a la fricción en las articulaciones; adicionalmente, los eslabones 3 y 4 tienden a alinearse y se pueden trabar.

2.2.2.2 Mecanismo biela-manivela-corrediza

Este mecanismo se emplea ampliamente y encuentra su mayor aplicación en el motor de combustión interna. La figura 2.14 a muestra un dibujo en que el eslabón 1 es el marco (fijo), el eslabón 2 es el cigüeñal, el eslabón 3 es la biela y el eslabón 4 es el pistón. En el motor de combustión interna, el eslabón 4 es el pistón sobre el que se ejerce la presión del gas. Esta fuerza se transmite por medio de la biela al cigüeñal. Se puede ver que hay dos puntos muertos durante el ciclo, uno a cada posición extrema del recorrido del pistón. Al considerar este mecanismo, con frecuencia es necesario calcular desplazamiento del pistón y su velocidad y aceleración correspondientes.

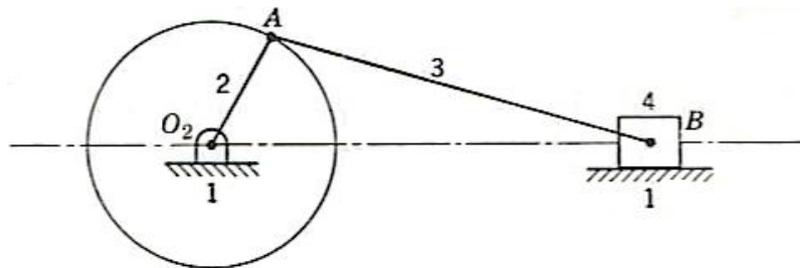


Figura 2.14: Mecanismo Biela-Manivela

Se puede lograr una variante del mecanismo biela-manivela aumentando el tamaño del perno del cigüeñal hasta que sea mayor que la flecha a la que está unido y, a la vez, desplazando el centro del perno del cigüeñal del de la flecha. Este perno agrandado de cigüeñal se llama excéntrico y se puede emplear para sustituir el cigüeñal del mecanismo original.

La figura 2.15 muestra un dibujo en que el punto A es el centro del excéntrico y el punto O el centro de la flecha. El movimiento de este mecanismo con el de la longitud equivalente del cigüeñal OA es idéntico al de biela-manivela. Sin embargo, una desventaja sería de este mecanismo es el problema de la lubricación adecuada entre la excéntrica y la biela, lo que limita la cantidad de energía que se puede transmitir.

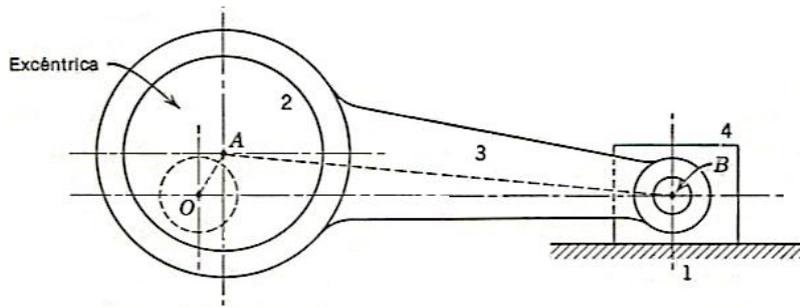


Figura 2.15: Mecanismo Biela-Manivela-Excéntrica

2.2.2.3 Mecanismo Yugo Escocés

Este mecanismo es tal que proporciona movimiento armónico simple. Su primera aplicación fue en bombas de vapor, aunque ahora se usa como un mecanismo en una máquina de prueba para producir vibraciones. Adicionalmente se usa como generador de senos-cosenos para elementos de computación. La figura 2.16a es una ilustración de este mecanismo; la figura 2.16b muestra la forma como se genera el movimiento armónico simple. El radio r gira a una velocidad angular constante ω_r , y la proyección del punto P sobre el eje de las x se mueve con movimiento armónico simple.

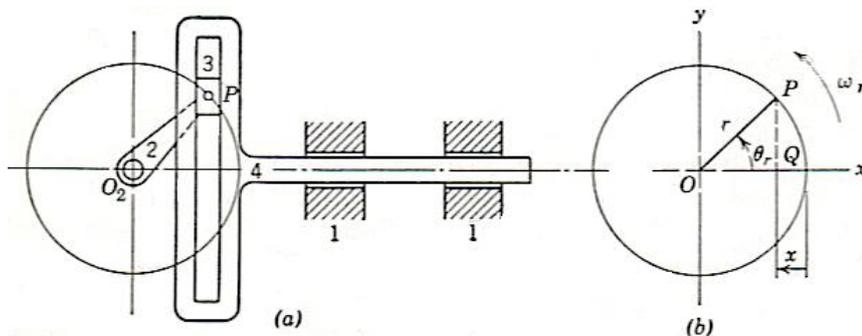


Figura 2.16: Mecanismo Yugo Escocés

2.2.2.4 Mecanismos de retorno rápido

Estos mecanismos se emplean en máquinas herramientas que tienen una carrera lenta de corte y una carrera rápida de retorno para una velocidad angular constante de la manivela motriz. Son una combinación de eslabones

simples tales como el mecanismo de cuatro barras y el mecanismo biela-manivela. También se emplea una inversión de la biela-manivela combinada con la biela – manivela convencional. Existen varios tipos de mecanismos de retorno rápido que se describen a continuación:

De eslabón de arrastre. Este mecanismo se obtiene a partir del de mecanismo de cuatro barras articuladas y aparece en la figura 2.17. Para una velocidad angular constante del eslabón 2, el 4 gira a velocidad no uniforme. El martinete 6 se mueve con velocidad casi constante en casi toda la carrera ascendente para dar una carrera ascendente lenta y una carrera descendente rápida cuando el eslabón motriz 2 gira en el sentido de las manecillas del reloj

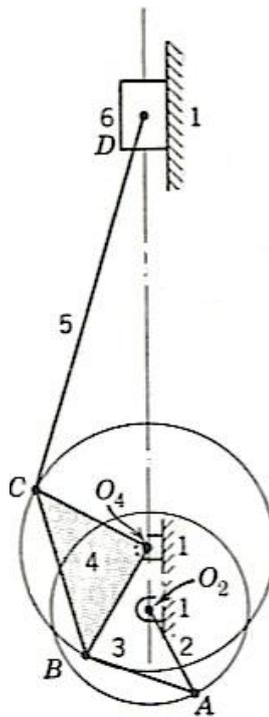


Figura 2.17: Mecanismo de eslabón de arrastre

Withworth. Esta es una variante de la primera inversión de la biela – manivela en que se mantiene fija la manivela. La figura 2.18 muestra el mecanismo en que tanto el eslabón 2 como el eslabón 4 giran revoluciones completas.

mecanismo; los eslabones 4 y 5 son de la misma longitud. Al disminuir el ángulo α y conforme los eslabones 4 y 5 se hacen más colineales, la fuerza F necesaria para vencer la resistencia P disminuye en la forma mostrada por la siguiente relación:

$$\frac{F}{P} = 2 \tan \alpha \quad (2.2.1)$$

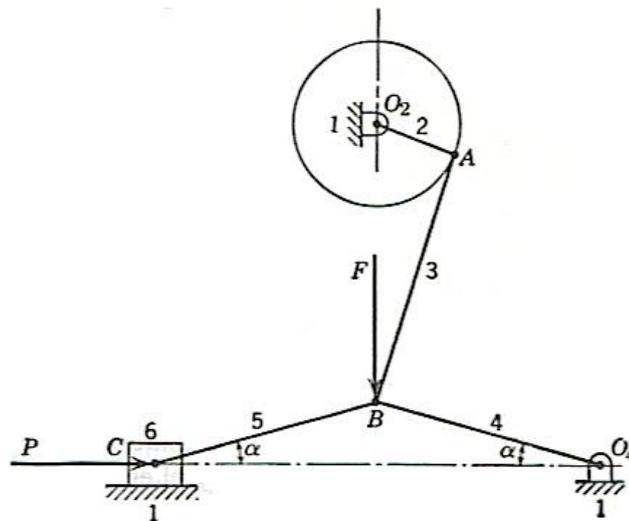


Figura 2.20: Mecanismo de Palanca

Se ve que para una F dada, conforme α se aproxima a cero, P se aproxima a infinito. Este mecanismo se emplea en una quebradora de piedra para vencer una gran resistencia con una fuerza pequeña. Este mecanismo puede ser empleado lo mismo en forma estática que dinámica, como se puede ver en los muchos dispositivos sujetadores de palanca para detener o fijar piezas de trabajo.

2.3.3 SÍNTESIS DE MECANISMOS

En los mecanismos de eslabones articulados descritos anteriormente, se han dado las proporciones y el problema ha sido analizar el movimiento producido por este mecanismo. Sin embargo, es otra cosa muy diferente partir de un movimiento requerido y tratar de proporcionar un mecanismo para dar este movimiento. Este procedimiento se conoce como síntesis de mecanismos.

2.3.4 ANÁLISIS DE FUERZAS EN MAQUINARIA

Para diseñar las componentes de una máquina o mecanismo en atención a su resistencia, es necesario determinar las fuerzas y momentos que actúan en los eslabones individuales. Cada componente de una máquina completa por más pequeño que sea se debe analizar cuidadosamente para determinar su papel en la transmisión de fuerzas.

Generalmente se conocen, o suponen, las fuerzas asociadas con la función principal de la máquina que desarrollan trabajo útil. Por ejemplo, en un motor de tipo pistón se conoce o se supone conocer la fuerza del gas sobre el pistón; se supone conocida la resistencia de la herramienta de corte de un mecanismo de retorno rápido. A esas fuerzas se las llama estáticas debido a que se clasifican en forma diferente que las fuerzas de inercia en el análisis de las máquinas, en el cual las fuerzas de inercia se expresan en función del movimiento acelerado de los eslabones individuales.

Fuerza de Inercia

Del estudio de la mecánica se sabe que las siguientes ecuaciones del movimiento se aplican a un cuerpo rígido en movimiento plano

$$\Sigma F = m.a \quad (2.2.2)$$

$$\Sigma T = I.\alpha \quad (2.2.3)$$

Para mecanismos con movimiento restringido, generalmente se conocen las aceleraciones a partir de un análisis cinemático, y las fuerzas y momentos que producen las aceleraciones son las incógnitas.

Determinación de fuerzas

En el análisis de fuerzas de un mecanismo completo, generalmente se debe hacer un diagrama de cuerpo libre de cada eslabón para indicar las fuerzas que actúan en el eslabón.

En el caso de un análisis de fuerzas estáticas, la suma vectorial de las fuerzas en cada eslabón debe ser igual a cero para tener el equilibrio. Esto también debe ser válido para un análisis dinámico cuando se usan fuerzas de inercia. En consecuencia, es conveniente usar el concepto de fuerzas de inercia tanto para los casos estáticos como los dinámicos debido a que se pueden tratar de la misma forma.

Hay dos formas de realizar un análisis completo de fuerzas en un mecanismo articulado: a) superposición y b) usando componentes radiales y transversales.

En el método de superposición se dice que se puede determinar un efecto resultante de la suma de los varios efectos que equivalen al efecto total. Con este método es fácil analizar un mecanismo articulado con varias fuerzas que actúan sobre él, determinando el efecto de estas fuerzas tomadas de una en una. A continuación se suman los efectos de los distintos análisis de una sola fuerza para dar las fuerzas totales que actúan en cada unión en el mecanismo articulado.

La desventaja de usar este método es que el mecanismo debe ser analizado varias veces, lo que con frecuencia se hace tedioso. Otra desventaja es que no se puede hacer un análisis exacto si se requiere considerar las fuerzas de fricción.

2.3.5 CONSIDERACIONES DEL MECANISMO BIELA MANIVELA

El mecanismo biela manivela es ampliamente utilizado, principalmente en las máquinas de émbolos, tanto en motores de vapor (poco utilizados hoy en día), de explosión y de combustión interna, como en compresores.

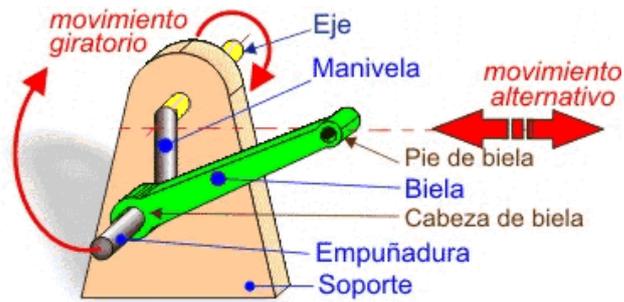


Figura 2.21. Esquema mecanismo biela-manivela

Este mecanismo, el cual se muestra en la figura 2.21, transforma un movimiento rectilíneo alternativo en un movimiento circular, de tal modo que una fuerza que se ejerce en un extremo de la biela es transmitida a la manivela, la que a su vez la entrega a un eje imprimiéndole un movimiento de rotación, el cual es utilizado para mover otros mecanismos, como engranajes, poleas, etc.

Este sistema es totalmente reversible, pues se puede imprimir un movimiento lineal alternativo al pie de biela y obtener uno giratorio en el eje de la manivela.

2.3.5.1 Características

A la hora de diseñar estos mecanismos se debe tener en cuenta que la longitud del brazo de la manivela determina el movimiento del pie de la biela (**carrera**), por tanto, se ha de diseñar la manivela con longitud mucho más corta que la biela.

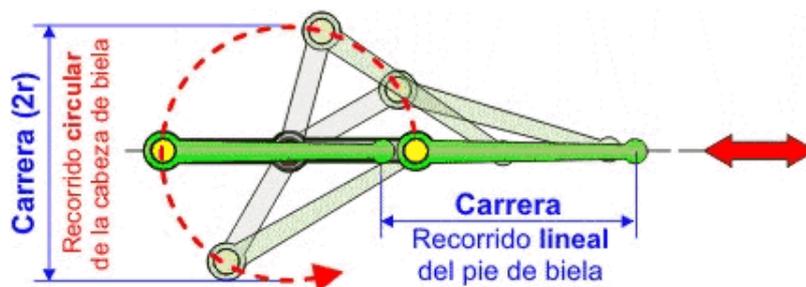


Figura 2.22 Longitudes de biela y manivela

Para que el sistema funcione adecuadamente se deben emplear bielas cuya longitud sea, al menos, 4 veces el radio de giro de la manivela a la que está acoplada.

Cuando se tiene que transformar movimiento giratorio en alternativo, el eje de la manivela es el elemento motriz y el pie de biela se conecta al elemento resistente (potencia útil). Esto hace que la fuerza aplicada al eje se reduzca en proporción inversa a la longitud de la manivela, por lo que **cuanto mayor sea la manivela menor será la fuerza que aparece en su empuñadura** y consecuentemente en el pie de la biela.

Las *cabezas de las bielas* deben de estar centradas en la empuñadura sobre la que giran, por lo que puede ser necesario aumentar su anchura (colocación de un casquillo).

2.4 MATERIALES A UTILIZAR

Uno de los principales materiales utilizados comúnmente en la industria alimenticia es el *acero inoxidable*; razón por la cual se centrará el estudio en este tema

2.3.5 ACEROS INOXIDABLES

Los aceros inoxidables son aleaciones ferro-cromo con un mínimo de 11% de cromo. El agregado de otros elementos a la aleación permite formar un amplio conjunto de materiales, conocidos como la familia de los aceros inoxidables.

Entre los elementos de aleación, dos se destacan: el cromo, elemento presente en todos los aceros inoxidables por su papel en la resistencia a la corrosión y el níquel por la memoria en las propiedades mecánicas.

2.3.5.1 Aceros inoxidables martensíticos

Los aceros inoxidables martensíticos tienen la característica común de ser magnéticos y endurecibles por tratamiento térmico, presentando cuando están templados una microestructura acicular (en forma de agujas).

El más utilizado de los aceros inoxidables martensíticos es el Tipo 420. En estado recocido (estructura ferrítica), no presenta buen comportamiento frente a la corrosión atmosférica. Por eso, el acero inoxidable 420, es colocado en servicio por el usuario, solamente después de un tratamiento de temple.

2.3.5.2 Aceros inoxidables ferríticos

Tienen una mayor cantidad de cromo que mejora la resistencia a la corrosión en diversos medios, pero sacrifica otras propiedades, como la resistencia al impacto. La estampabilidad es buena, y la soldabilidad es apenas discreta.

El más utilizado de los aceros inoxidables ferríticos es el Tipo 430, que contiene 16 a 18% de cromo y un máximo de 0,12% de carbono. Entre sus aplicaciones, se puede mencionar: cubiertos, vajillas, cocinas, piletas, monedas, revestimientos, mostradores frigoríficos. Se adiciona titanio y/o niobio, como estabilizadores del carbono. Los Tipos 409, 430 Ti y 430 Nb son muy utilizados, principalmente en silenciadores y escapes de automóviles.

2.3.5.3 Aceros inoxidables austeníticos

Los aceros inoxidables austeníticos no son magnéticos y no pueden ser endurecidos por tratamiento térmico. Son muy dúctiles y presentan excelente soldabilidad.

El inoxidable austenítico más popular es el Tipo 304, que contiene básicamente 18% de cromo y 8% de níquel, con un tenor de carbono limitado a un máximo de 0,08%. Tiene gran aplicación en las industrias químicas, farmacéuticas, de alcohol, aeronáutica, naval, uso en arquitectura, alimenticia, y de transporte. Es

también utilizado en cubiertos, vajillas, piletas, revestimientos de ascensores y en un sin número de aplicaciones.

La presencia de molibdeno permite la formación de una capa pasiva más resistente y en casos en que el inoxidable 304 no resiste a la acción de determinados medios, los inoxidables 316 y 317 constituyen una excelente solución. Son aceros con gran utilización en las industrias químicas, de alcohol, petroquímicas, de papel y celulosa, en la industria petrolífera, industrias textil y farmacéutica.

En los casos en que se pretende una buena resistencia mecánica, los aceros inoxidables 304H y 316H son recomendados. La precipitación de una fina red de carburos de cromo, tan perjudicial bajo el punto de vista de la corrosión, se torna benéfica cuando lo que interesa son las propiedades mecánicas.

Ligeras reducciones en el tenor de níquel consiguen excelentes propiedades para aplicaciones estructurales. Es el Tipo 301, disponible en las versiones 1/4, 1/2, 3/4 y totalmente duro y con gran utilización en las industrias ferroviarias, de trenes metropolitanos y de carrocerías de ómnibus.

Tipo de acero inoxidable	Aplicación
Austenítico (resistente a la corrosión)	<ul style="list-style-type: none"> ••• equipos para industria química y petroquímica ••• equipos para industria alimenticia y farmacéutica ••• construcción civil ••• vajillas y utensilios domésticos
Ferrítico (resistente a la corrosión, más barato)	<ul style="list-style-type: none"> ••• electrodomésticos (cocinas, heladeras, etc.) ••• mostradores frigoríficos ••• monedas ••• industria automovilística ••• cubiertos
Martensítico (dureza elevada)	<ul style="list-style-type: none"> ••• cuchillería ••• instrumentos quirúrgicos como bisturí y pinzas ••• cuchillos de corte ••• discos de freno

Tabla 2.1: Aceros inoxidables y su Aplicación

2.3.5.4 Daño Superficial y Materia Extraña Introducida Durante la Fabricación

Durante la fabricación de un equipo se pueden producir daños a la superficie, defectos, e introducir sustancias tales como polvo, suciedad, partículas de hierro, marcas por calentamiento y por desgaste, manchas de óxido, marcas de electrodos y salpicaduras de la soldadura, manchas de decapantes, aceites y grasas, soldaduras defectuosas, pinturas y adhesivos residuales, marcas de tiza, crayones, etc.

Algunos de éstos se pueden observar en la figura 2.23 La mayoría no son intencionales y se producen debido a la ignorancia de sus efectos perniciosos; sin embargo, son potencialmente peligrosos para la película de óxido protectora. Una vez que se daña, el acero inoxidable que se encuentra debajo se debilita o se altera y puede comenzar la corrosión. Normalmente, la corrosión no ocurrirá en toda la superficie, sino sobre el defecto, o adyacente a él.

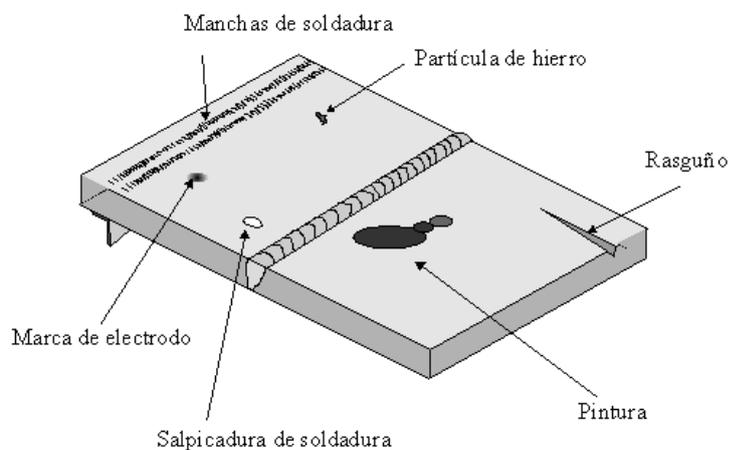


Fig 2.23: Tipos de defectos superficiales

2.3.5.5 Limpieza de las Superficies de Acero Inoxidable

El acero inoxidable es un material de elección para las industrias alimenticias, farmacéuticas y biotecnológicas, especialmente para las superficies en contacto con los productos. Sin embargo, para lograr todas las ventajas de sus

excelentes propiedades, la superficie debe estar libre de depósitos contaminantes y materiales extraños, que se pueden eliminar reconociendo sus fuentes y realizando buenos procedimientos de limpieza.

Los fabricantes de productos de acero inoxidable (chapas, barras, productos de fundición, etc.), realizan grandes esfuerzos para despachar sus productos con una buena terminación superficial. Sin embargo, durante el transporte, o a medida que se van construyendo los equipos de proceso, y durante su uso, las superficies se ensucian con muchos tipos de materias extrañas y perjudiciales. Para que el acero inoxidable tenga un buen desempeño se debe eliminar toda esta contaminación.

En la tabla 2.2 se resumen todos estos defectos y la manera de eliminarlos

Defecto	Técnica para eliminarlo
Polvo y suciedad	Lavar con agua y/o detergente. Si es necesario, hacerlo con agua a presión o vapor
Inclusiones de partículas de hierro	Tratar la superficie con solución de ácido nítrico al 20%. Lavar con agua limpia. Confirmar la eliminación con el test del ferroxilo. Si el hierro está aún presente, utilizar una solución de ácido nítrico (10%) y ácido fluorhídrico (2%). Lavar con agua limpia. Confirmar nuevamente con el test de ferroxilo. Repetir si es necesario. Eliminar todas las trazas del test del ferroxilo con agua limpia o ácido nítrico o acético diluidos.
Rasguños, manchas de calentamiento	Pulir la superficie con un abrasivo fino. Decapar la superficie con una solución de ácido nítrico al 10% y ácido fluorhídrico al 2% hasta eliminar todas las trazas. Lavar con agua limpia o electropulir
Áreas oxidadas	Tratar la superficie con una solución de ácido nítrico al 20%. Confirmar la eliminación del óxido con el test del ferroxilo. Lavar con agua limpia o ácidos nítrico o acético diluidos
Rugosidades	Pulir con un abrasivo de grano fino
Marcas de electrodos	Eliminar mediante pulido con abrasivo de grano fino, o soldar encima si está en la línea de la soldadura

Salpicaduras de soldadura	Prevenir las mediante la utilización de una película adhesiva a los costados del cordón de soldadura, o eliminarlas utilizando un abrasivo de grano fino
Marcas de decapante de soldadura	Eliminar mediante abrasivo de grano fino
Defectos de soldadura	Si es inaceptable, eliminar con amoladora y volver a soldar
Aceite y grasa	Eliminar con solventes o limpiadores alcalinos
Residuos de adhesivo	Eliminar con solvente o mediante pulido con abrasivo de grano fino
Pintura, tiza y crayón	Lavar con agua limpia y/o limpiadores alcalinos
Productos de proceso	Lavar con agua o vapor, o disolver mediante solvente adecuado
Depósitos coloreados	Disolver con ácidos nítrico, fosfórico o acético entre el 10 y 15 %.

Tabla 2.2: Defectos superficiales y técnicas para su eliminación

2.3.6 MATERIALES PARA FUNDICIÓN

2.3.6.1 Fundición Gris

De todos los materiales fundidos, la fundición de hierro gris es la de mayor uso, debido a su costo muy bajo, que se puede fundir con facilidad en grandes cantidades y porque es fácil de maquinar. Las principales desventajas para el uso de la fundición de hierro son su fragilidad y debilidad en tensión. Además de un carbono alto (alrededor del 2%), la fundición de hierro también presenta un alto contenido de silicio, con bajos porcentajes de azufre, manganeso y fósforo.

La fundición gris no se suelda con facilidad, porque puede agrietarse, pero esta tendencia se reduce si la parte se precalienta con cuidado. Aunque las fundiciones suelen utilizarse en la condición tal como salen de fundición, un recocido ligero reduce los esfuerzos inducidos por el enfriamiento y mejora la

maquinabilidad. La resistencia a la tensión de la fundición gris varía de 100 a 400 [MPa] y las resistencias a la compresión son de 3 a 4 veces las resistencias a la tensión. El módulo de elasticidad varía ampliamente, sus valores van desde 75 hasta 150 [GPa]

2.3.7 MATERIALES NO FERROSOS

2.3.7.1 Aluminio

Las características sobresalientes del aluminio y sus aleaciones son su relación resistencia-peso, su resistencia a la corrosión y su alta conductividad térmica y eléctrica. El aluminio puro tiene un resistencia a la tensión de 90 [MPa], pero se puede mejorar mucho mediante el trabajo en frío y también aleándolo con otros materiales. El módulo de elasticidad del aluminio, así como de sus aleaciones de 71 [GPa]

Considerando el costo y la resistencia del aluminio y sus aleaciones, estos productos se encuentran entre los materiales más versátiles desde el punto de vista de la fabricación; ya que se puede procesar mediante la fundición, trabajo en caliente o en frío, o extrusión. Sus aleaciones se pueden maquinar, trabajo en prensa, soldar en forma directa, al bronce o al estaño. Hay que tomar ciertas precauciones al unir el aluminio mediante soldadura directa, al bronce o al estaño; los anteriores métodos de unión no se recomiendan para todas las aleaciones.

2.3.8 PROPIEDADES FÍSICAS – MECÁNICAS

En la siguiente tabla se tabulan las propiedades de los materiales, que se usarán para el presente proyecto. Los valores tabulados son representativos del material, pero para propósitos específicos de ingeniería se deben consultar directamente con los fabricantes y distribuidores.

MATERIAL	Densidad [kg/m³]	Módulo Elasticidad <i>E</i> [GPa]	Resistencia Fluencia <i>S_y</i> [MPa]	Resistencia Última <i>S_{ut}</i> [MPa]
Acero Inoxidable AISI 308	7850	200	567	840
Acero Inoxidable AISI 304	7850	200	520	790
Acero al Carbono K570	7850	200	270	420
Acero Estructural ASTM A36	7850	200	250	400
Aluminio 6061 – T6	2700	73	270	310
Polímero (Duralón)	1050	2,9		60

Tabla 2.3: Propiedades Físicas – Mecánicas de Materiales a Utilizar³

³ Valores tomados del Apéndice H, Mecánica de Materiales de James Gere

CAPÍTULO 3

METODOLOGÍA DE DISEÑO

ALTERNATIVAS

La máquina clasificadora por diámetro de champiñones, tendrá un conjunto de cribas o tamices con agujeros de diferente tamaño, que mediante un sistema de vibración permitirá realizar el proceso de clasificación de los champiñones.

Todas las alternativas de la máquina consisten en que los champiñones pasen de una criba a otra; la diferencia está en el cómo hacerlo; así se tiene las siguientes alternativas:

3.1.1 MÁQUINA CLASIFICADORA VERTICAL

En este caso se pondrán las cribas una por debajo de la otra, y se hará que los champiñones las atraviesen por medio de la vibración vertical.

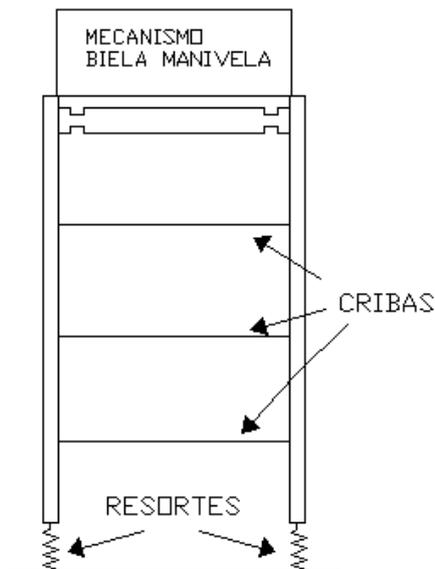


Figura 3.1: Esquema de máquina clasificadora vertical

3.1.2 MÁQUINA CLASIFICADORA CIRCULAR

Esta máquina consta de un cilindro hueco, cuyas paredes vienen a ser las cribas, que están unidas una tras otra; es decir las paredes están agujereadas; entonces por medio de la rotación en su propio eje del cilindro los champiñones van cayendo por los agujeros. Para lograr el avance transversal de los champiñones hacia las distintas cribas, la máquina tiene una pequeña pendiente.

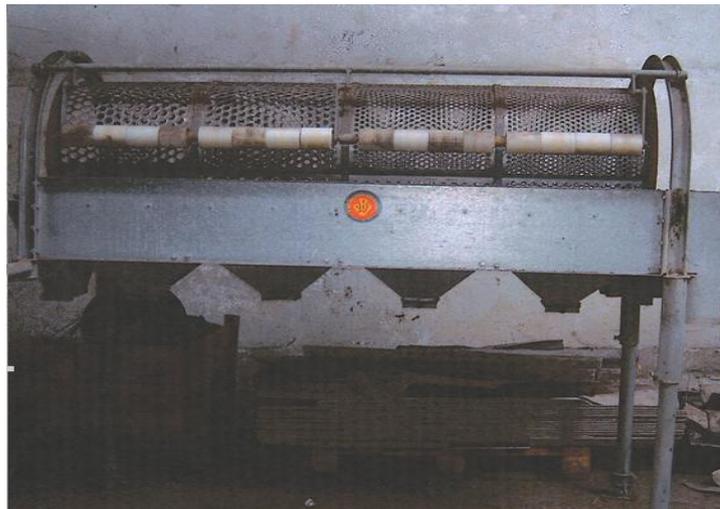


Fig 3.2: Máquina clasificadora circular

3.1.3 MÁQUINA CLASIFICADORA INCLINADA

Para este sistema la máquina tiene una pequeña pendiente, y los champiñones recorren las cribas o tamices por medio de la gravedad y también por medio de la vibración que produce el mecanismo biela manivela corredera.

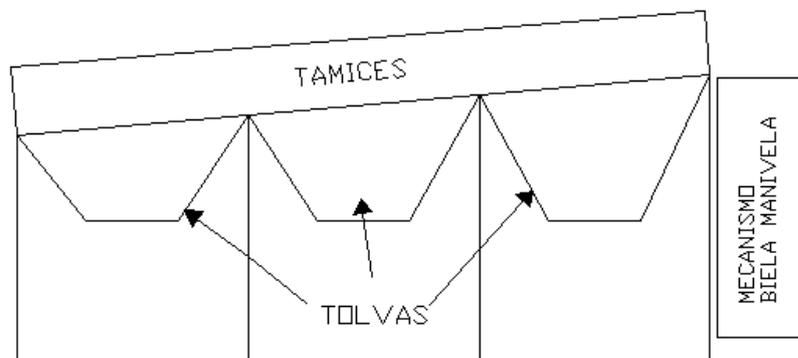


Fig 3.3: Esquema de máquina clasificadora inclinada

ANÁLISIS Y SELECCIÓN

Para el análisis de las alternativas y su posterior selección es necesario señalar las características de cada posibilidad.

CARACTERÍSTICAS CLASIFICADORA VERTICAL

Para esta alternativa se planea usar el mecanismo biela-manivela-corredera dispuesto verticalmente. Y se encuentran los siguientes aspectos:

- Se aprovecha la gravedad para la caída de los champiñones.
- La construcción de las cribas son fáciles
- Se cuenta con la maquinaria disponible para la construcción.
- Requiere diseño por mecanismos y vibraciones
- Su mantenimiento es sencillo y económico
- No ocupa demasiado espacio físico
- Demasiado maltrato a los champiñones

CARACTERÍSTICAS CLASIFICADORA CIRCULAR

Para el funcionamiento de este sistema se necesitará de un mecanismo con poleas que transmitan el movimiento giratorio desde un motor. Se tienen además los siguientes aspectos:

- Las cribas son cilíndricas, y tienen más complejidad en su construcción
- Se tendrá un sistema con gran robustez e incómodo al manejar
- Se tiene un excesivo estropeo del champiñón
- Ocupa gran espacio físico.
- El mantenimiento es demasiado complejo
- El diseño en general se hace más complejo

CARACTERÍSTICAS CLASIFICADORA INCLINADA

En esta alternativa, lo fundamental es que la línea donde se encuentran las cribas tiene una pendiente. El desplazamiento de los champiñones de una criba a otra, se lo realiza al tener el movimiento de vaivén de la máquina. Se dispone el mecanismo biela-manivela- corredera adecuadamente, teniendo los siguientes aspectos:

- Diseño y construcción más sencillas que las anteriores alternativas
- Reduce significativamente los costos de fabricación
- Requiere mayor espacio físico que las alternativas anteriores
- No se aprovecha al máximo la gravedad para el paso de los champiñones
- Existen más posibilidades de atascamientos de los champiñones en su flujo a través de las cribas
- Mantenimiento sencillo y económico

SELECCIÓN DE LA ALTERNATIVA

Para la selección de la alternativa se usa un método cualitativo de evaluación, en el cual se han determinado un conjunto de variables relacionadas con las características de cada máquina, y se les ha asignado un peso de acuerdo a su importancia.

Dicha importancia es según el criterio de la empresa auspiciante Kennet, además de los aspectos tecnológicos para la manufactura con la que se cuenta en nuestro país; sin olvidar desde luego el aspecto económico importantísimo en este tipo de proyectos.

3.2.4.1 Criterios de Selección

Costos: se refiere a los costos totales del proyecto, incluyendo diseño, manufactura, operación y mantenimiento.

Confiabilidad: tiene que ver directamente con la eficiencia de la máquina, es decir que clasifique correctamente los champiñones.

Durabilidad: tiempo de vida útil de la máquina, así como también la resistencia a condiciones de trabajo pesado.

Seguridad de Operación: directamente con seguridad industrial, es decir la probabilidad de no causar algún accidente durante su operación

Operación: vibraciones causadas, ruido, y sobre todo la facilidad para ser manejada por el encargado de la máquina.

Facilidad de Mantenimiento: incluye número de acciones de mantenimiento periódicas, facilidad para realizarlo y costos de mantenimiento

Tamaño: se refiere al espacio físico que ocupará la máquina en la planta de producción de la empresa.

Así se tienen los siguientes criterios y su respectiva ponderación:

CRITERIOS	PESO (%)
Costos	25
Confiabilidad	20
Durabilidad	15
Seguridad de Operación	15
Operación	10
Facilidad de Mantenimiento	10
Tamaño	5
Total	100

Tabla 3.1: Criterios a Evaluarse

Lo siguiente es la elaboración de una matriz de selección:

Nº	CRITERIO	PESO	ALTERNATIVAS						
			VERTICAL		CIRCULAR		INCLINADA		IDEAL
1	Costos	0,25	7	1,75	6	1,50	9	2,25	10
2	Confiabilidad	0,20	8	1,60	8	1,60	9	1,80	10
3	Durabilidad	0,15	8	1,20	8	1,20	8	1,20	10
4	Seguridad de Operación	0,15	8	1,20	8	1,20	9	1,35	10
5	Operación	0,10	8	0,80	7	0,70	8	0,80	10
6	Facilidad de Mantenimiento	0,10	9	0,90	6	0,60	9	0,90	10
7	Tamaño	0,05	9	0,45	7	0,35	7	0,35	10
	Σ	1,00	7,90		7,15		8,65		
	Σ / Ideal		0,79		0,715		0,865		

Tabla 3.2: Matriz de Selección de Alternativas

De la matriz de selección, se concluye que la mejor alternativa es la máquina clasificadora inclinada.

SELECCIÓN DE PARÁMETROS DE DISEÑO

EN BASE A REQUERIMIENTOS FÍSICOS

Capacidad de la Máquina

Los requerimientos físicos que deberá tener la máquina a construir, se hallan definidos por la capacidad que se propone obtener, en este caso de 1 Ton / día. Se hace la consideración por hora, ya que luego de ese tiempo se recogerán los champiñones clasificados y se volverá a encender la máquina para que clasifique los champiñones.

$$1 \frac{[Ton]}{[día]} = 1000 \frac{[kg]}{8[horas]} = 125 \left[\frac{kg}{h} \right] = 275 \left[\frac{lb}{h} \right] \quad (3.3.1)$$

Y se considera que la densidad promedio del champiñón es de:

$$0,33 \left[\frac{g}{cm^3} \right] = 330 \left[\frac{kg}{m^3} \right] \quad (3.3.2)$$

Entonces se necesitaría una máquina que pueda clasificar los champiñones con un volumen por hora de:

$$Volumen = \frac{125 \left[\frac{kg}{h} \right]}{330 \left[\frac{kg}{m^3} \right]} = 0,378 \left[\frac{m^3}{h} \right] \quad (3.3.3)$$

Producto a Clasificar

Es de suma importancia saber específicamente el tamaño de champiñones que recibe la empresa Kennet para su clasificación y su posterior procesamiento.

Tamaños Del Champiñón

El tamaño del champiñón es muy importante para la producción; se lo suele denominar “calibre”, según el diámetro de sus sombreros, de acuerdo con el cuadro siguiente:

Denominación	Calibres en [mm]
Extrafinos	Inferiores a 22
Finos	De 22 a 30
Medios	De 30 a 38
Gruesos	De 38 a 45
Extragruesos	Superiores a 45

Tabla 3.3: Tamaños del Champiñón⁴

⁴ Tabla proporcionada por la Empresa Kennet

Kennet recibe de sus proveedores champiñones de todo calibre. Los champiñones “medios” y “gruesos” pasan a otra fase de laminado (cortado); los champiñones “finos” y “extrafinos” no requieren ser laminados. Mientras que los “extragruesos” no siguen en el proceso.

De aquí que se debe clasificar en 4 grupos (los “extrafinos y “finos” no necesitan ser separados), pero la máquina tendrá solamente 3 recipientes, porque los champiñones “extragruesos” serán los que queden al final del proceso de clasificación.

Condiciones Ambientales⁵

Las condiciones ambientales dependen en gran parte de las características de los locales donde se realiza el cultivo. El hongo se desarrolla perfectamente cuando la temperatura del local es de 12° a 14° C. y la humedad relativa del aire del 75-80 %.

Pero el cultivo del hongo puede realizarse siempre que la temperatura del aire esté comprendida entre 8-18° C. y la humedad entre el 70-90 %. La temperatura del desarrollo micelar del champiñón es de 25° C, deteniéndose el mismo a partir momento en el que se rebasan los 34° C. El contenido en humedad del sustrato debe oscilar entre el 62-67 %.

El contenido en CO₂ del ambiente juega un importante papel en la fructificación y es necesario que éste no rebase el 0,1 % para que no haya interferencias negativas. Por ello es necesaria una buena aireación.

⁵ Información tomada de: “El cultivo del champiñón”, GEA, F.J. & TELLO, J. 1997

EN BASE A REQUERIMIENTOS QUÍMICOS

Oxidación⁶

Al momento de estar cosechando los champiñones, es importante que se trasladen rápidamente a la cámara frigorífica para frenar la oxidación del producto. Para ello se colocan las canastas de hongos en un cuarto frío en donde se baja la temperatura hasta 2°C, una vez logrado esto se traspasan a otro cuarto frío donde se mantendrán almacenados a 4°C. Esta operación garantizará que la vida se prolongue y que además soporten más el manipuleo durante el almacenamiento.

Una vez frenada la oxidación del producto, la cual puede durar algunas horas, dependiendo de la capacidad de enfriamiento del equipo de refrigeración logrando bajar la temperatura del champiñón hasta 2°C y mantenido posteriormente a 4°C; se lleva a cabo todo el proceso para la comercialización del champiñón, que va desde su clasificación, corte, sazonado, y empaquetado.

Como se puede ver el champiñón es un producto muy fácil de “oxidar”, y muy sensible al manipuleo por lo que la máquina a construir deberá ser hecha con materiales muy resistentes, y sobre todo inoxidable, he ahí la razón del por qué la gran mayoría de las partes de la máquina se las hará con acero inoxidable.

Otro punto importante, es que el champiñón puede perderse en cuestión de horas si se mantiene a temperatura ambiente, por lo que se recomienda que la ubicación de la máquina clasificadora dentro de la planta de la empresa debe estar cerca de las cámaras frigoríficas, sin embargo esa condición no influye directamente en el diseño de la máquina.

⁶ Información tomada de: “El cultivo del champiñón”, GEA, F.J. & TELLO, J. 1997

Lo que sí incide en el diseño de la máquina es que los recipientes de almacenamiento donde irán los champiñones ya clasificados no deben ser muy grandes, sino que tendrán un volumen que pueda almacenar la tercera parte de los champiñones a clasificar en cada hora (alrededor de 45 kg); por cuanto los champiñones no pueden permanecer allí más de un par de horas.

CAPÍTULO 4

ANÁLISIS DEL SISTEMA MECÁNICO

4.5 FORMA Y DIMENSIONES DE LA MÁQUINA CLASIFICADORA DE CHAMPIÑONES (MCCH)

Para el funcionamiento de la máquina se tendrá el mecanismo biela-manivela-corredera excéntrico, el cual consta de 4 eslabones; donde el cuarto eslabón viene a ser la estructura que contiene las cribas (tamices)

El mecanismo se encontrará ubicado en la parte central de la máquina (fig. 4.1), en donde no se tendrán mayores variaciones de fuerzas para el movimiento de vaivén, tratando de hacer un análisis lo más simétrico posible, además es una forma de disminuir la inercia en comparación si el mecanismo iría ubicado en la parte delantera.

Los tamices tendrán una pendiente del 5% (3°), valor que fue determinado luego de varias pruebas con diferentes pendientes, y que tiene como objetivo aprovechar la gravedad para que los champiñones puedan avanzar por todos los tamices.

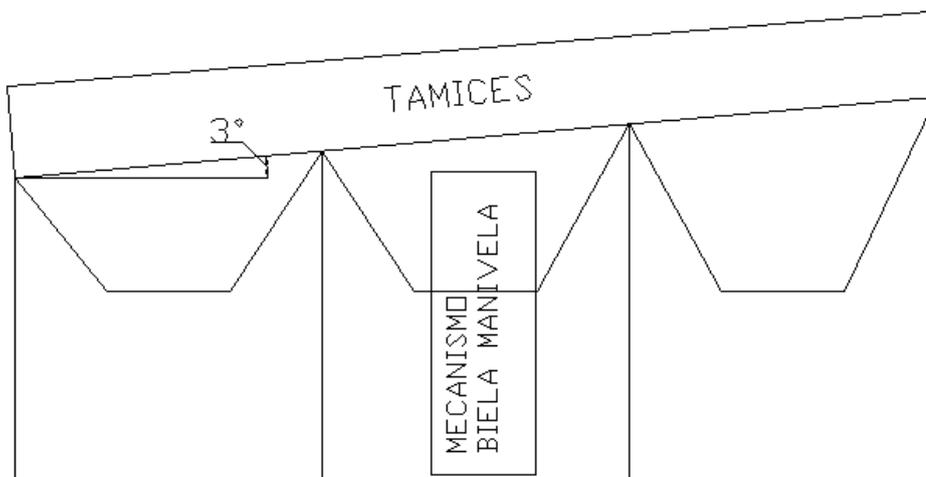


Fig 4.1: Esquema de la forma de la máquina

Para el dimensionamiento preliminar se tomará como base los parámetros de diseño que se analizaron en el capítulo 3; en donde se determinó que se tiene un volumen de carga por hora de:

$$Vc \text{ arg } a = 0,378[m^3] \quad (4.1.1)$$

Ahora se tendrán 3 recipientes donde caerán los champiñones seleccionados, y se supone que en cada una de ellos caerán aproximadamente 1/3 del volumen de carga por hora; sin embargo no hay que olvidar que pueden haber champiñones extragruesos, que no caerán por ninguna criba, lo que disminuye el volumen de cada recipiente, por tanto cada bandeja recibiría en cada hora:

$$Vrec = \frac{Vc \text{ arg } a}{4} = \frac{0,378}{4} = 0,095[m^3] \quad (4.1.2)$$

Cada recipiente será rectangular con lados de 700 y 740 [mm]. Partiendo de ello se puede calcular la altura que deben tener los recipientes:

$$hrec = \frac{Vrec}{A} = \frac{0,095[m^3]}{(0,74 * 0,7)[m^2]} = 0,18[m] \quad (4.1.3)$$

Ahora hay que sumar a sea altura un rango de prevención del 20% aproximadamente, debido a que puede suceder que vengan más champiñones de un tipo que del otro, teniendo como altura final:

$$hrec = 0,18 + 20\% = 0,21[m] \quad (4.1.4)$$

Para una mayor eficiencia en la clasificación de los champiñones se debe tomar en cuenta los siguientes aspectos:

- 1) La banda transportadora debe funcionar simultáneamente con la MCCH
- 2) Al inicio de la MCCH debe existir una zona de preclasificación
- 3) Al final de la MCCH debe haber una salida para el champiñón extragrueso.

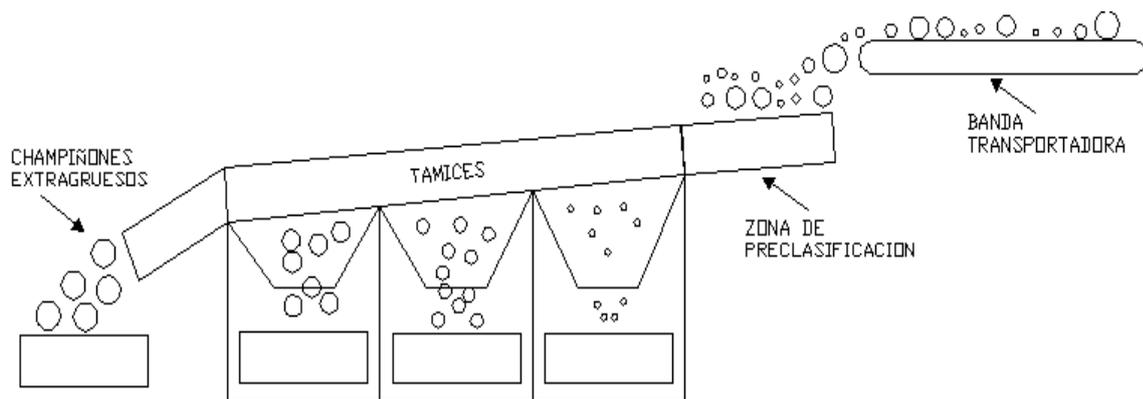


Fig 4.2: Esquema de optimización de la MCCH

Como se explicó, la máquina tendrá una pendiente con un ángulo de inclinación de 3° , y los tamices irán dispuestos de tal manera que los champiñones más grandes se clasifiquen al final; por tanto los tamices con los agujeros más pequeños se encontrarán en la parte superior.

Para la distribución de los agujeros en las cribas o tamices, se hicieron pequeños y sencillos prototipos en donde se probaron diferentes distribuciones (ver figura 4.3), encontrándose que la más efectiva es la distribución alternada.

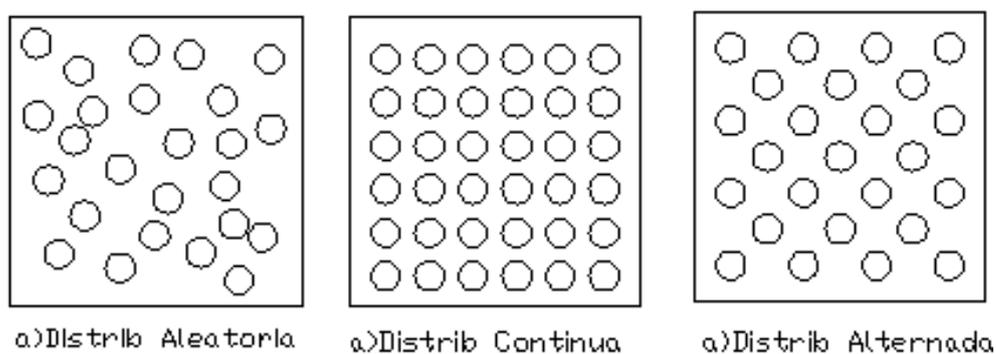


Fig 4.3: Ejemplos de distribución de las cribas

Las dimensiones anteriores son preliminares y pueden variar luego de realizar el análisis completo del diseño de la máquina.

4.6 CARGAS ESTÁTICAS ACTUANTES SOBRE LA MCCH

En la figura 4.4 se representa el estado de carga crítica de la MCCH. Para facilitar los cálculos, el sistema de referencia (x-y) se rota 3° en sentido antihorario.

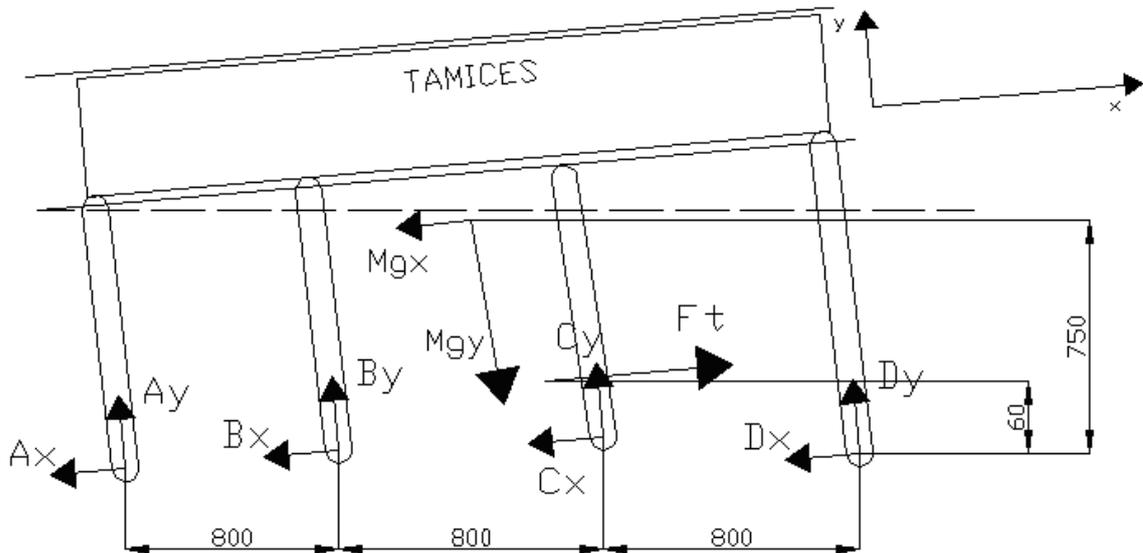


Figura 4.4: Estado de carga crítica de la MCCH

Donde:

M_{gx} y M_{gy} son las componentes del peso total (tamices + carga)

F_t : es la fuerza mínima iniciar el movimiento de la máquina

A, B, C, D: reacciones en los apoyos

$$M_{gx} = M * 9,8 * \text{sen}(3^\circ) = 0,513M \quad [\text{N}] \quad (4.2.1)$$

$$M_{gy} = M * 9,8 * \text{cos}(3^\circ) = 9,787M \quad [\text{N}] \quad (4.2.2)$$

Para los cálculos iniciales y una pendiente del 5% del sistema se considera que las reacciones en los apoyos son iguales:

$$A_x = B_x = C_x = D_x = R_x \quad (4.2.3)$$

$$A_y = B_y = C_y = D_y = R_y \quad (4.2.4)$$

Aplicando las ecuaciones de la estática se tiene:

$$\begin{aligned} \text{En x:} \quad Ft &= Mg_x + Ax + Bx + Cx + Dx \\ Ft &= 0,513M + 4Rx \end{aligned} \quad (4.2.5)$$

$$\begin{aligned} \text{En y:} \quad Mgy &= Ay + By + Cy + Dy \\ 9,787M &= 4Ry \end{aligned} \quad (4.2.6)$$

$$\begin{aligned} \sum MD + \curvearrowright &= 0 \\ Ry(0,8) + Ry(1,6) + Ry(2,4) + Ft(0,06) - Mg_x(0,75) - Mgy(1,2) &= 0 \\ 4,8Ry + 0,06Ft &= 0,75 * 0,513M + 1,2 * 9,787M \\ 4,8Ry + 0,06Ft &= 12,63M \end{aligned} \quad (4.2.7)$$

Se resuelve el sistema de ecuaciones sabiendo que la máquina tiene una masa de $M = 130$ [Kg] que incluye la masa de los champiñones y de los materiales de los tamices, y se encuentra:

$$\begin{aligned} Ft &= 1920 \text{ [N]} \\ Rx &= 463 \text{ [N]} \\ Ry &= 318 \text{ [N]} \end{aligned}$$

Al encontrar F_t , se puede calcular el torque necesario para mover la máquina y la potencia estática del motor; para ello se sabe que la manivela tendrá 10 [mm] de longitud, y que el motor girará alrededor de 480 [rpm] que equivalen a 50,26 [rad/s]

$$T = F_t * 0,01 = 1920 * 0,01 = 19,2 \text{ [N-m]} \quad (4.2.8)$$

$$P_{est} = T * 50,26 = 965,15 \text{ [W]} = 1,29 \text{ [Hp]} \quad (4.2.9)$$

En el análisis estático, ésta viene a ser la potencia necesaria del motor para iniciar el movimiento de la máquina.

4.7 ANÁLISIS DE ESFUERZOS Y DEFORMACIONES

Para realizar el análisis, tanto de esfuerzos y deformaciones, que sufrirán cada uno de los componentes de la máquina clasificadora, primero se deben tomar decisiones de materiales a utilizar, geometría de los elementos, y sobre todo las fuerzas estáticas y dinámicas que van a actuar sobre los elementos. Debido a estas razones, el análisis de esfuerzos y deformaciones se lo realiza más adelante, y también se lo puede apreciar en la simulación utilizando un software especializado (Solidworks)

4.8 CARGAS DINÁMICAS ACTUANTES SOBRE LA MCCH

Para determinar las cargas dinámicas, se debe realizar primero el análisis cinemático, para lo cual se tiene un mecanismo biela manivela excéntrica; con el siguiente esquema:

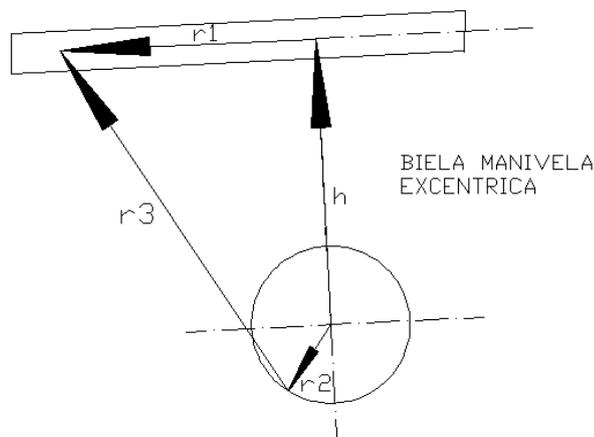


Figura 4.5: Esquema del mecanismo biela manivela excéntrica

Entonces se necesita determinar las longitudes de manivela (r_2), biela (r_3) y la distancia h que está descentrado el mecanismo. Además se tiene como dato la velocidad angular de la manivela (ω_2)

4.8.1 ANÁLISIS CINEMÁTICO

En las siguientes figuras se observa la disposición de ángulos y vectores:

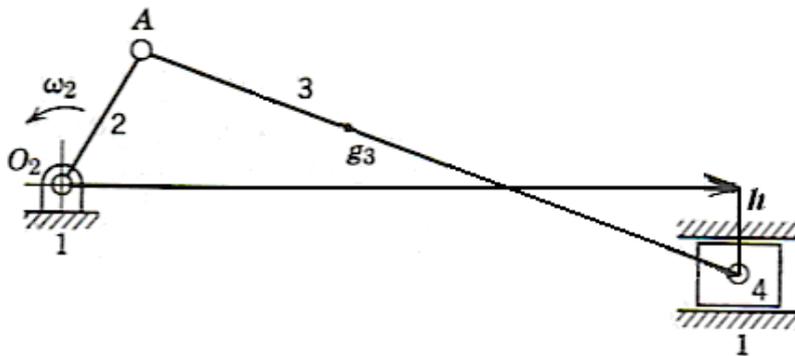


Figura 4.6: Esquema del mecanismo

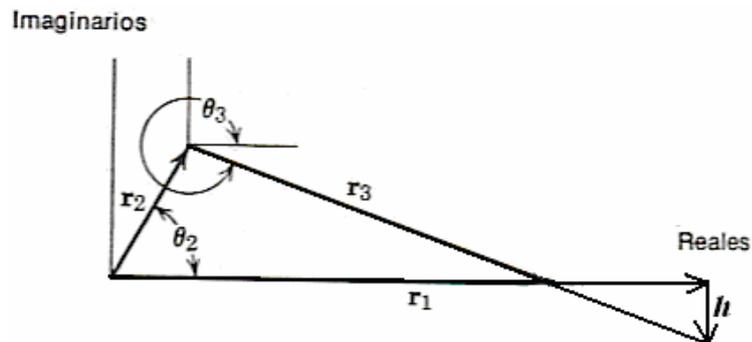


Figura 4.7: Disposición de los ángulos y vectores

Cálculo de la Posición:

De la figura 4.7 se puede escribir la siguiente expresión:

$$\vec{r}_1 + \vec{h} = \vec{r}_2 + \vec{r}_3 \quad (4.4.1)$$

Y sabiendo que el vector h siempre tiene igual magnitud, dirección y sentido:

$$\vec{h} = kte \quad (4.4.2)$$

Usando algebra compleja donde el eje x es el real y el eje y es el imaginario:

$$r_1.e^{i0} + h.e^{i\frac{\pi}{2}} = r_2.e^{i\theta_2} + r_3.e^{i\theta_3} \quad (4.4.3)$$

Usando la expresión de Euler:

$$e^{i\theta} = \cos \theta + i.\text{sen} \theta \quad (4.4.4)$$

Y reemplazando en la (4.4.3):

$$r_1(\cos 0 + i\text{sen} 0) + h(\cos \frac{\pi}{2} + i\text{sen} \frac{\pi}{2}) = r_2(\cos \theta_2 + i\text{sen} \theta_2) + r_3(\cos \theta_3 + i\text{sen} \theta_3) \quad (4.4.5)$$

Igualando la parte real y la parte imaginaria se tiene:

$$r_1 = r_2 \cos \theta_2 + r_3 \cos \theta_3 \quad (4.4.6)$$

$$h = r_2 \text{sen} \theta_2 + r_3 \text{sen} \theta_3 \quad (4.4.7)$$

Donde: θ_2 es la variable independiente que varía entre 0° y 360°

Resolviendo la ecuación (4.4.7):

$$\theta_3 = \text{sen}^{-1} \left(\frac{h - r_2 \cdot \text{sen} \theta_2}{r_3} \right) \quad (4.4.8)$$

Sabiendo que:

$$\cos \theta_3 = \sqrt{1 - \text{sen}^2 \theta_3} \quad (4.4.9)$$

Reemplazando (4.4.9) en la ecuación (4.4.6):

$$r_1 = r_2 \cdot \cos \theta_2 + r_3 \sqrt{1 - \text{sen}^2 \theta_3} \quad (4.4.10)$$

Reemplazando θ_3 en la ecuación anterior:

$$r_1 = r_2 \cdot \cos \theta_2 + r_3 \sqrt{1 - \left(\frac{h - r_2 \cdot \text{sen} \theta_2}{r_3} \right)^2} \quad (4.4.11)$$

Cálculo Velocidad:

Derivando la expresión (4.4.2): $\vec{r}_1 + \vec{h} = \vec{r}_2 + \vec{r}_3$

$$\dot{r}_1 e^{i0} = \dot{r}_2 e^{i\theta_2} + r_2 i \omega_2 e^{i\theta_2} + \dot{r}_3 e^{i\theta_3} + r_3 i \omega_3 e^{i\theta_3} \quad (4.4.12)$$

Usando Euler:

$$\dot{r}_1 (\cos 0 + i \operatorname{sen} 0) = r_2 i \omega_2 (\cos \theta_2 + i \operatorname{sen} \theta_2) + r_3 i \omega_3 (\cos \theta_3 + i \operatorname{sen} \theta_3) \quad (4.4.13)$$

Igualando parte real e imaginaria se tiene:

$$\dot{r}_1 = V = -r_2 \omega_2 \operatorname{sen} \theta_2 - r_3 \omega_3 \operatorname{sen} \theta_3 \quad (4.4.14)$$

$$0 = r_2 \omega_2 \cos \theta_2 + r_3 \omega_3 \cos \theta_3 \quad (4.4.15)$$

Teniendo como datos θ_3 y r_1 , ya encontrados en el análisis de posición; se resuelve:

$$\omega_3 = -\omega_2 \frac{r_2 \cos \theta_2}{r_3 \cos \theta_3} \quad (4.4.16)$$

$$V = r_2 \omega_2 (\cos \theta_2 \tan \theta_3 - \operatorname{sen} \theta_2) \quad (4.4.17)$$

Cálculo Aceleración:

Derivando dos veces la expresión (4.4.2):

$$\ddot{r}_1 e^{i0} = r_2 i \omega_2 e^{i\theta_2} + r_3 i \omega_3 e^{i\theta_3} \quad (4.4.18)$$

$$\ddot{r}_1 e^{i0} = r_2 i (\alpha_2 e^{i\theta_2} + \omega_2^2 i e^{i\theta_2}) + r_3 i (\alpha_3 e^{i\theta_3} + \omega_3^2 i e^{i\theta_3}) \quad (4.4.19)$$

$$\ddot{r}_1 = a = r_2 (i \alpha_2 - \omega_2^2) (e^{i\theta_2}) + r_3 (i \alpha_3 - \omega_3^2) (e^{i\theta_3}) \quad (4.4.20)$$

Igualando las partes real e imaginaria:

$$a = -r_2 (\omega_2^2 \cos \theta_2 + \alpha_2 \operatorname{sen} \theta_2) - r_3 (\omega_3^2 \cos \theta_3 + \alpha_3 \operatorname{sen} \theta_3) \quad (4.4.21)$$

$$0 = r_2 (\alpha_2 \cos \theta_2 + \omega_2^2 \operatorname{sen} \theta_2) + r_3 (\alpha_3 \cos \theta_3 - \omega_3^2 \operatorname{sen} \theta_3) \quad (4.4.22)$$

Despejando:

$$\alpha_3 = \frac{r_2(\omega_2^2 \operatorname{sen} \theta_2 - \alpha_2 \cos \theta_2)}{r_3 \cos \theta_3} + \frac{\omega_3^2 \operatorname{sen} \theta_3}{\cos \theta_3} \quad (4.4.23)$$

$$a = -r_2 \omega_2^2 (\cos \theta_2 + \tan \theta_3 \operatorname{sen} \theta_2) - r_3 \omega_3^2 (\cos \theta_3 + \tan \theta_3 \operatorname{sen} \theta_3) + r_2 \alpha_2 (\cos \theta_2 \tan \theta_3 - \operatorname{sen} \theta_2) \quad (4.4.24)$$

La aceleración angular α_2 es cero para velocidad angular constante de la manivela, de manera que las ecuaciones se simplifican así:

$$\alpha_3 = \frac{r_2 \omega_2^2 \operatorname{sen} \theta_2}{r_3 \cos \theta_3} + \omega_3^2 \tan \theta_3 \quad (4.4.25)$$

$$a = -r_2 \omega_2^2 (\cos \theta_2 + \tan \theta_3 \operatorname{sen} \theta_2) - r_3 \omega_3^2 (\cos \theta_3 + \tan \theta_3 \operatorname{sen} \theta_3) \quad (4.4.26)$$

Cálculo de la aceleración del centro de gravedad de la biela.

Se dibuja el vector de posición al centro de gravedad de la biela, como se ve en el siguiente esquema:

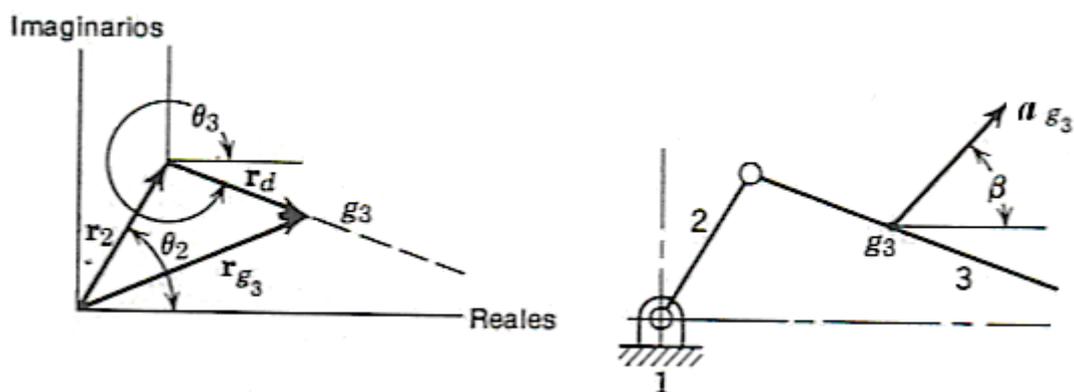


Figura 4.8: Disposición de los ángulos y vectores para el cálculo de a_{g3} de la biela

Se debe derivar el vector de posición r_{g3} dos veces:

$$\vec{rg}_3 = \vec{r}_2 + \vec{rd} \quad (4.4.27)$$

$$rg_3 = r_2 e^{i\theta_2} + rd e^{i\theta_3} \quad (4.4.28)$$

$$Vg_3 = r_2 \omega_2 (ie^{i\theta_2}) + rd \omega_3 (ie^{i\theta_3}) \quad (4.4.29)$$

$$ag_3 = r_2 (i\alpha_2 - \omega_2^2) (e^{i\theta_2}) + rd (i\alpha_3 - \omega_3^2) (e^{i\theta_3}) \quad (4.4.30)$$

Para rapidez angular constante de la manivela, $\alpha_2 = 0$, de manera que:

$$ag_3 = -r_2 \omega_2^2 (e^{i\theta_2}) + rd (i\alpha_3 - \omega_3^2) (e^{i\theta_3}) \quad (4.4.31)$$

$$ag_3 = (-r_2 \omega_2^2 \cos \theta_2 - rd \alpha_3 \sin \theta_3 - rd \omega_3^2 \cos \theta_3) + \\ + i(r_2 \omega_2^2 \sin \theta_2 + rd \alpha_3 \cos \theta_3 - rd \omega_3^2 \sin \theta_3) \quad (4.4.32)$$

$$ag_3 = ag_{3x} + iag_{3y} \quad (4.4.33)$$

Se puede determinar la magnitud de ag_3 de la expresión:

$$ag_3 = \sqrt{ag_{3x}^2 + ag_{3y}^2} \quad (4.4.34)$$

Y el ángulo β que forma, ag_3 con el eje de los reales se puede determinar de la expresión:

$$\tan \beta = \frac{ag_{3y}}{ag_{3x}} \quad (4.4.35)$$

4.8.2 CARGAS DINÁMICAS

Para ello se realiza diagramas de cuerpo libre de cada eslabón del mecanismo, y vale señalar que por facilidad se cambia la orientación de los ejes, rotándolos 30° en sentido antihorario (figura 4.9)

Las fuerzas de gravedad también actúan en los eslabones del mecanismo, aunque debido a que los pesos son pequeños, comparados con las cargas principales, no se toman en cuenta; excepto el cuarto eslabón (máquina) que sí se tiene en cuenta para los cálculos.

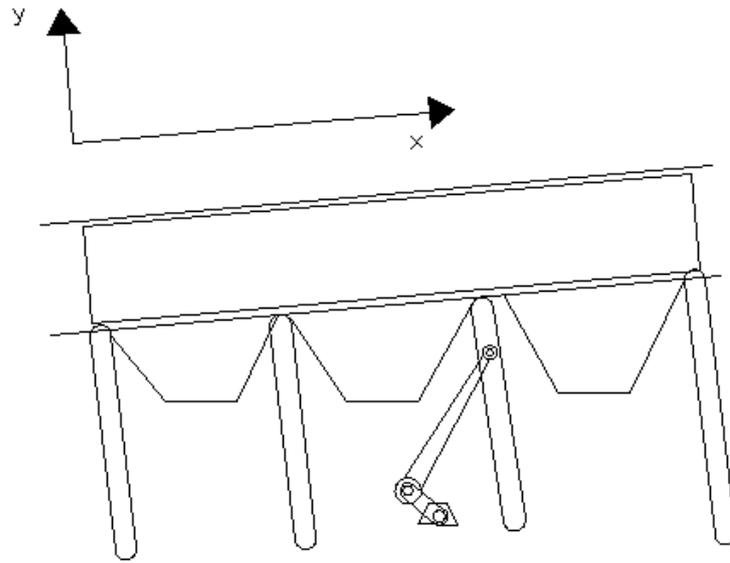


Figura 4.9: Esquema del mecanismo y disposición de ejes

Diagramas de cuerpo libre:

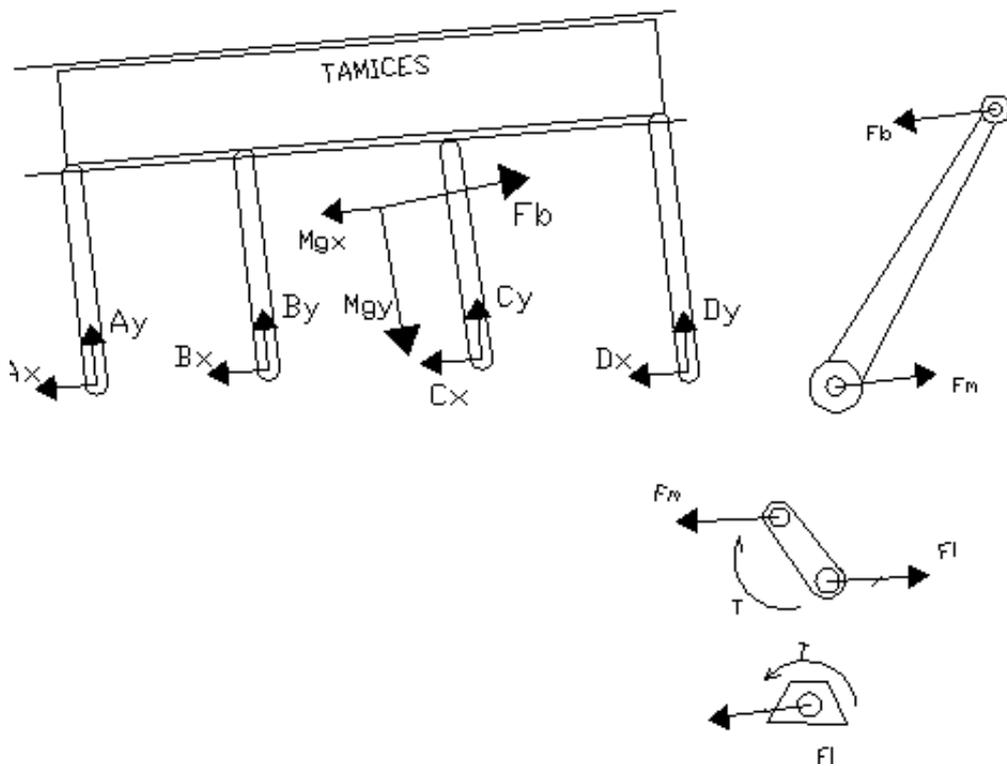


Figura 4.10: Diagramas de cuerpo libre

Ahora se revisa el diagrama de cuerpo libre de cada elemento:

Del diagrama de cuerpo libre de la manivela:

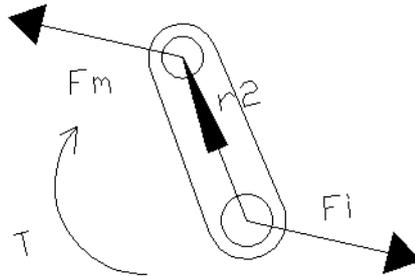


Figura 4.11: Diagrama de cuerpo libre de la manivela

$$\Sigma F_x = 0$$

$$F_{mx} + F_{ix} = 0 \quad (4.4.36)$$

$$\Sigma F_y = 0$$

$$F_{my} + F_{iy} = 0 \quad (4.4.37)$$

$$\Sigma T = I\alpha = 0 \text{ (positivo en el sentido antihorario)}$$

$$T - F_{mx} \cdot r_{2y} - F_{my} \cdot r_{2x} = 0 \quad (4.4.38)$$

De igual manera por trigonometría:

$$r_{2x} = r_2 \cdot \cos \theta_2 \quad (4.4.39)$$

$$r_{2y} = r_2 \cdot \sin \theta_2 \quad (4.4.40)$$

Del diagrama de cuerpo libre de la biela, donde se debe saber las distancias desde el centro de gravedad hacia las uniones; se tiene:

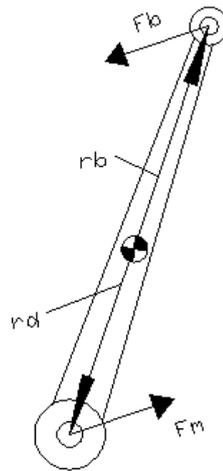


Figura 4.12: Diagrama de cuerpo libre de la biela

$$\begin{aligned} \Sigma F_x &= m \cdot a_{g3x} \\ F_{mx} - F_{bx} &= m \cdot a_{g3x} \end{aligned} \tag{4.4.41}$$

$$\begin{aligned} \Sigma F_y &= m \cdot a_{g3y} \\ F_{my} - F_{by} &= m \cdot a_{g3y} \end{aligned} \tag{4.4.42}$$

$$\begin{aligned} \Sigma T &= I_b \cdot \alpha_3 \quad (\text{positivo en el sentido antihorario}) \\ F_{my} \cdot r_{dx} - F_{mx} \cdot r_{dy} + F_{by} \cdot r_{bx} - F_{bx} \cdot r_{by} &= I_b \cdot \alpha_3 \end{aligned} \tag{4.4.43}$$

Para tener las distancias r_{dx} y r_{dy} en función del ángulo θ_3 se tiene:

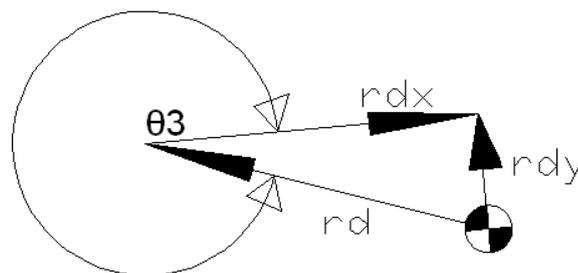


Figura 4.13: Distancias al centro de gravedad de la biela

$$r_{dx} = r_d \cdot \cos(2\pi - \theta_3) = r_d \cdot \cos \theta_3 \tag{4.4.44}$$

$$r_{dy} = r_d \cdot \cos\left(\frac{\pi}{2} - (2\pi - \theta_3)\right) = r_d \cdot \cos\left[-\left(\frac{3\pi}{2} + \theta_3\right)\right] = r_d \cdot \cos\left(\frac{3}{2}\pi + \theta_3\right) = r_d \cdot \text{sen} \theta_3 \tag{4.4.45}$$

Igual análisis para r_b , entonces se tiene en definitiva:

$$rdx = rd \cdot \cos \theta_3 \quad (4.4.46)$$

$$rdy = rd \cdot \sen \theta_3 \quad (4.4.47)$$

$$rbx = rb \cdot \cos \theta_3 \quad (4.4.48)$$

$$rby = rb \cdot \sen \theta_3 \quad (4.4.49)$$

Del diagrama de cuerpo libre de la máquina se tiene:

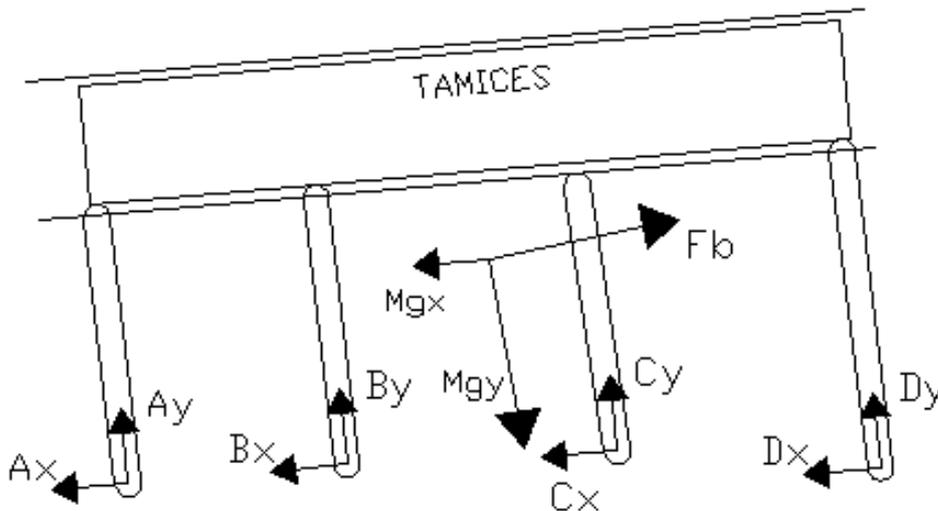


Figura 4.14: Diagrama de cuerpo libre del eslabón 4 (máquina)

$$\Sigma F_x = M \cdot a$$

$$F_{bx} - Mg_x - 4R_x = Ma \quad (4.4.50)$$

$$\Sigma F_y = 0$$

$$Mg_y = F_{by} + 4R_y \quad (4.4.51)$$

Hecho el análisis anterior se puede encontrar las fuerzas dinámicas resolviendo el sistema de ecuaciones formado por las ecuaciones:

$$F_{mx} + F_{ix} = 0 \quad (4.4.36)$$

$$F_{my} + F_{iy} = 0 \quad (4.4.37)$$

$$T - F_{mx} * r_{2y} - F_{my} * r_{2x} = 0 \quad (4.4.38)$$

$$F_{mx} - F_{bx} = m \cdot a \cdot g \cdot 3x \quad (4.4.41)$$

$$F_{my} - F_{by} = m \cdot a \cdot g \cdot 3y \quad (4.4.42)$$

$$F_{my} * r_{dx} - F_{mx} * r_{dy} + F_{by} * r_{bx} - F_{bx} * r_{by} = I_b \cdot \alpha \cdot 3 \quad (4.4.43)$$

$$F_{bx} - M \cdot g_x - 4R_x = M \cdot a \quad (4.4.50)$$

$$M \cdot g_y = F_{by} + 4 * R_y \quad (4.4.51)$$

Que expresado matricialmente se tiene:

$$\begin{pmatrix} 1 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & r_{2y} & r_{2x} & 0 & 0 & 0 & -1 \\ 0 & 0 & 1 & 0 & -1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & -1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & -r_{dy} & r_{dx} & -r_{by} & r_{bx} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & -4 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 \end{pmatrix} \begin{pmatrix} F_{ix} \\ F_{iy} \\ F_{mx} \\ F_{my} \\ F_{bx} \\ F_{by} \\ R_x \\ T \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} 0 \\ 0 \\ 0 \\ m \cdot a \cdot g \cdot 3x \\ m \cdot a \cdot g \cdot 3y \\ I_b \cdot \alpha \cdot 3 \\ M \cdot a + M \cdot g_x \\ M \cdot g_y - 4 * R_y \end{pmatrix}$$

Reemplazando los valores de r2, rd y rb, se tiene el siguiente arreglo matricial:

$$\begin{pmatrix} 1 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & r_{2sen\theta 2} & r_{2cos\theta 2} & 0 & 0 & 0 & -1 \\ 0 & 0 & 1 & 0 & -1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & -1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & -r_{dsen\theta 3} & r_{dcos\theta 3} & -r_{bsen\theta 3} & r_{bcos\theta 3} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & -4 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 \end{pmatrix} \begin{pmatrix} F_{ix} \\ F_{iy} \\ F_{mx} \\ F_{my} \\ F_{bx} \\ F_{by} \\ R_x \\ T \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} 0 \\ 0 \\ 0 \\ m \cdot a \cdot g \cdot 3x \\ m \cdot a \cdot g \cdot 3y \\ I_b \cdot \alpha \cdot 3 \\ M \cdot a + M \cdot g_x \\ M \cdot g_y - 4 * R_y \end{pmatrix}$$

Como se ve para resolver el sistema es necesario conocer antes, las demás variables como θ_2 y θ_3 y R_y , que ya se las expresó en el Análisis Cinemático; con excepción de I_b (inercia de la biela) y las masas, que se las calculará usando el programa Solidworks.

Usando el programa Mathcad, en donde se hace el análisis completo (ver Anexo B), se puede determinar las fuerzas críticas (máximas y mínimas) con lo cual se entra al diseño de elementos de la máquina. Así se tienen:

$$F_i \text{ max} = F_m \text{ max} = 3803 \text{ [N]} \quad (\text{iguales en Valor Absoluto})$$

$$F_i \text{ min} = F_m \text{ min} = 17 \text{ [N]} \quad (\text{iguales en Valor Absoluto})$$

$$F_b \text{ max} = 3673 \text{ [N]}$$

$$F_b \text{ min} = 73 \text{ [N]}$$

$$R_x \text{ max} = 2773 \text{ [N]}$$

$$R_x \text{ min} = -1528 \text{ [N]}$$

$$T \text{ max} = 6,1 \text{ [N-m]}$$

$$T \text{ min} = -31,8 \text{ [N-m]}$$

Con este último dato, que es el torque máximo (en valor absoluto), se puede calcular la potencia del motor necesaria para que funcione correctamente el sistema:

$$\text{Potencia} = T * \omega$$

$$\text{Potencia} = 31,8 \text{ [N-m]} * 50,26 \text{ [rad / seg]}$$

$$\text{Potencia} = 1599 \text{ [W]} = 2,14 \text{ [Hp]}$$

Sin olvidar que es una potencia teórica, sin tomar en cuenta la eficiencia, tanto mecánica como eléctrica del motor.

Por ser una aplicación del motor a una máquina de tipo liviano, se tienen los siguientes valores de eficiencias⁷:

$$\eta_{mec} = 0,87$$

$$\eta_{motor} = 0,9$$

$$Pr_{eal} = \frac{Potencia}{\eta_{mec} * \eta_{motor}} = \frac{2,14}{0,87 * 0,9} = 2,74[Hp] \quad (4.4.52)$$

Por tanto se necesita de un motor de 3 [Hp]

⁷ Valores tomados del prontuario de Máquina Herramientas de LARBURO, 1989.

CAPÍTULO 5

DISEÑO DE LA MÁQUINA

5.4 DISEÑO ESTÁTICO DE LA MÁQUINA CLASIFICADORA DE CHAMPIÑONES (MCCH)

5.1.3 FORMA Y DIMENSIONES DE LA MCCH

En el capítulo anterior se describió dimensiones preliminares de la MCCH, ahora se determina el material, secciones transversales y dimensiones finales de ciertos elementos; para ello se debe tener en cuenta las siguientes consideraciones:

- Detallar la manera cómo se aplicarán las diferentes teorías de fallas, que depende de la geometría que posean cada uno de los elementos que conforman el sistema y del material del que se vayan a construir.
- Material con el que se va a construir debe ser barato y de fácil obtención en el mercado.
- Análisis a fatiga debido a las variaciones de las fuerzas y torque con las que funciona el dispositivo.
- Se empieza planteando geometrías tentativas con las cuales se manejarán los elementos del dispositivo.

Tamices

En el capítulo 4 se determinó la distribución de los orificios que tendrán los tamices, y de igual manera el diámetro de éstos se ven determinados por el calibre de los champiñones especificados en la Tabla 3.2. El material a utilizar se lo analizó en el Capítulo 3, en este caso acero inoxidable.

Sin embargo faltó por definir sus dimensiones finales; así cada criba tiene una sección transversal de $0,64[m^2]$ con arista de $0,8 [m]$

Estructura Soporte

Esta estructura, además de ser el soporte para el movimiento de la máquina y del mecanismo biela manivela corredera, también contiene en su parte inferior los recipientes en donde caerán los champiñones clasificados. Por lo que debe tener una buena rigidez. El material utilizado para la estructura es el acero A36. De igual manera los detalles se los puede apreciar en el plano MCCH - 301

Manivela

El diseño de la manivela requirió de un análisis extenso, el cual tuvo su principal dificultad en que debía ser de apenas 10 [mm] (aprox) de extensión. Analizando las alternativas de diseño y sobre todo de construcción se decidió que la función de la manivela la cumpla un eje excéntrico; en cuyo extremo irá soldado la biela, cumpliendo las necesidades del mecanismo que se necesita para la máquina.

En la siguiente figura podemos apreciar la longitud y disposición del eje, para que cumpla con la función de la manivela:

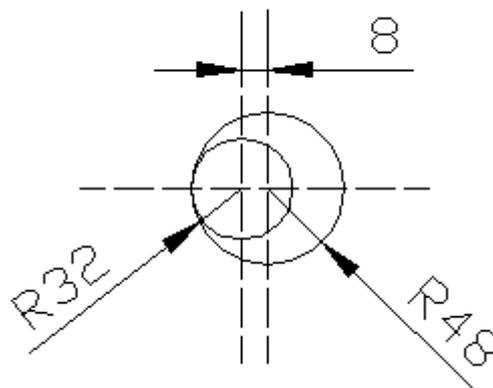


Figura 5.1: Eje excéntrico cumple función de manivela

5.1.4 ANÁLISIS ESTÁTICO

Para realizar el diseño de elementos, en forma estática se toma un factor de seguridad de $n = 2$.

Diseño Estructura Soporte

Se va a considerar la estructura que está formada por 8 columnas, pues cumplen las condiciones fundamentales de éstas: miembros estructurales esbeltos y alargados, axialmente a compresión.

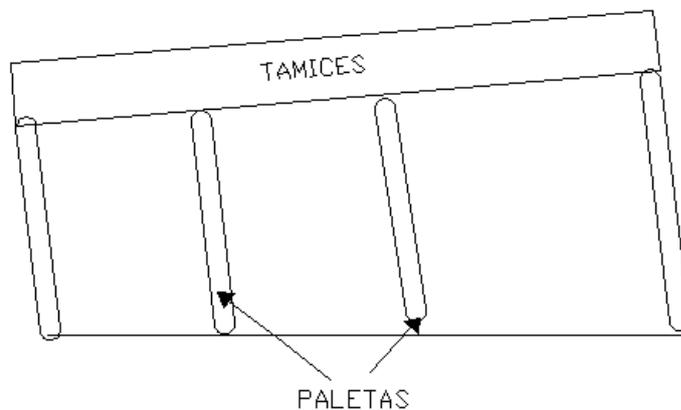


Figura 5.2: Paletas cumplen función de columnas

Diseño por Resistencia

En el literal 4.4.2 se calcularon las fuerzas que soportará cada columna:

$$R_x = 2773 \text{ [N]}$$

$$R_y = 318 \text{ [N]}$$

Teniendo una resultante de:

$$R = 2795 \text{ [N]} \quad (5.1.1)$$

Se encuentra el esfuerzo que puede soportar cada columna, sabiendo que el Duralón tiene una resistencia $S_{ut} = 60 \text{ [MPa]}$

$$\sigma_{perm} = \frac{S_{ut}}{n} = \frac{60}{2} = 30 \text{ [MPa]} \quad (5.1.2)$$

Teniendo el esfuerzo y la fuerza se calcula el área transversal mínima necesaria de diseño por resistencia:

$$A = \frac{R}{\sigma_{perm}} = \frac{2975[N]}{30[Mpa]} = \mathbf{93,16 [mm^2]} \quad (5.1.3)$$

Verificación por Pandeo

Ahora se debe comprobar de que tipo de columnas se trata: cortas, intermedias o largas; para ello se encuentra la esbeltez, teniendo como dato el área mínima calculada en el literal anterior, suponiendo una arista del área de $\sqrt{93,16} = 9,65[\text{mm}]$:

$$I = \frac{b * h^3}{12} = 722,65 [\text{mm}^4] \quad (5.1.5)$$

Constante para columna empotrada - articulada :

$$K = 0,699$$

Longitud de las columnas más largas

$$L = 600 [\text{mm}]$$

Radio de giro:

$$r = \sqrt{\frac{I}{A}} = 2,78 [\text{mm}] \quad (5.1.5)$$

$$Esb = \frac{K * L}{r} = 150,55 \quad (5.1.6)$$

Al ser la esbeltez mayor a 30, se comprueba que no se tratan de columnas cortas y es posible que se tengan problemas de pandeo.

Para evitar dichos problemas en las paletas se decide que tengan una sección transversal más grande; además porque estarán unidas a la estructura por 2 pernos en sus extremos, por lo que se necesita una sección mucho más ancha, y además por facilidad de manufactura se escoge las siguientes dimensiones:

Base o ancho: $b = 40 [\text{mm}]$

Altura o espesor: $h = 15 [\text{mm}]$

Con estas dimensiones se asegura el diseño tanto por resistencia como por pandeo.

Verificación del Número de Pernos

La fuerza cortante que soporta la sección es:

$$V = R_x = 2773 \text{ [N]} \quad (5.1.7)$$

El área transversal se puede calcular a partir de la figura 5.3:

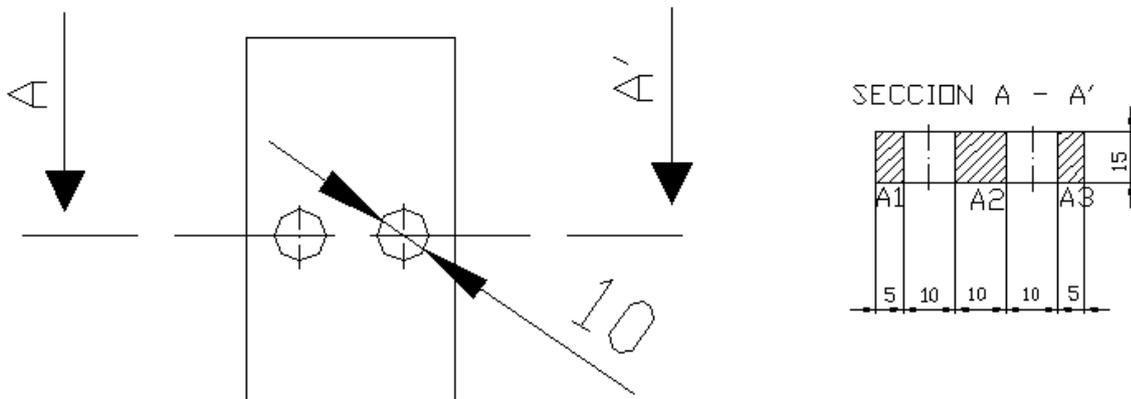


Figura 5.3: Sección transversal de las Paletas

$$A_t = A_1 + A_2 + A_3 = 5 \cdot 15 + 10 \cdot 15 + 5 \cdot 15 = 300 \text{ [mm}^2\text{]} \quad (5.1.8)$$

Se encuentra el esfuerzo cortante que puede soportar cada paleta:

$$\tau_{perm} = \frac{0,57 \cdot S_{ut}}{n} = \frac{0,57 \cdot 60}{2} = 17,1 \text{ [MPa]} \quad (5.1.9)$$

Se calcula el esfuerzo cortante que va a soportar la paleta:

$$\tau = \frac{V}{A_t} = \frac{2773 \text{ [N]}}{300 \text{ [mm}^2\text{]}} = 9,24 \text{ [MPa]} \quad (5.1.10)$$

Se observa que el esfuerzo permisible es mayor que el aplicado, por lo que se acepta el utilizar 2 pernos, además se lo hace por seguridad en el diseño y facilidad de manufactura y montaje.

Biela

Se considera la mayor fuerza que actúa sobre la biela, calculada en el capítulo 4; y sabiendo que está hecha de Acero K570:

$$S_{ut} = 420 \text{ [MPa]} \quad S_y = 270 \text{ [MPa]}$$

$$F_{m\acute{a}x} = 3803 \text{ [N]}$$

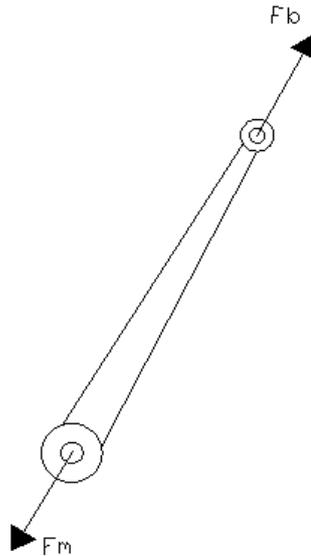


Figura 5.4: Estado de carga de la Biela

Usando la Teoría de falla Energía de Distorsión Máxima:

$$\sigma_{eq} = \sqrt{\frac{(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_3 - \sigma_1)^2}{2}} = \sigma_1 \quad (5.1.11)$$

para este caso: $\sigma_2 = 0$ y $\sigma_3 = 0$; de donde:

$$\sigma_{1perm} = \frac{S_y}{n} = \frac{270 \text{ [MPa]}}{2} = 135 \text{ [MPa]} \quad (5.1.12)$$

$$A = \frac{F_{m\acute{a}x}}{\sigma_{1perm}} = \frac{3803 \text{ [N]}}{135 \text{ [MPa]}} = 28,17 \text{ [mm}^2\text{]} \quad (5.1.13)$$

Siendo ésta el área mínima que debe tener la biela. Sin embargo la biela debe estar soldada en sus extremos por lo que necesita una sección que permita esta operación, y además por facilidad de manufactura y montaje se escoge las siguientes dimensiones:

Base o ancho: $b = 25$ [mm]

Altura o espesor: $h = 15$ [mm]

$$A = b * h = 375 \text{ [mm}^2\text{]} \quad (5.1.14)$$

Manivela (Eje excéntrico)

Se tiene como material Acero al Carbono K570, con una longitud entre apoyos de 150 [mm]

$S_{ut} = 420$ [MPa] $S_y = 270$ [MPa]

$F_{m\acute{a}x} = 3803$ [N] $L = 150$ [mm]

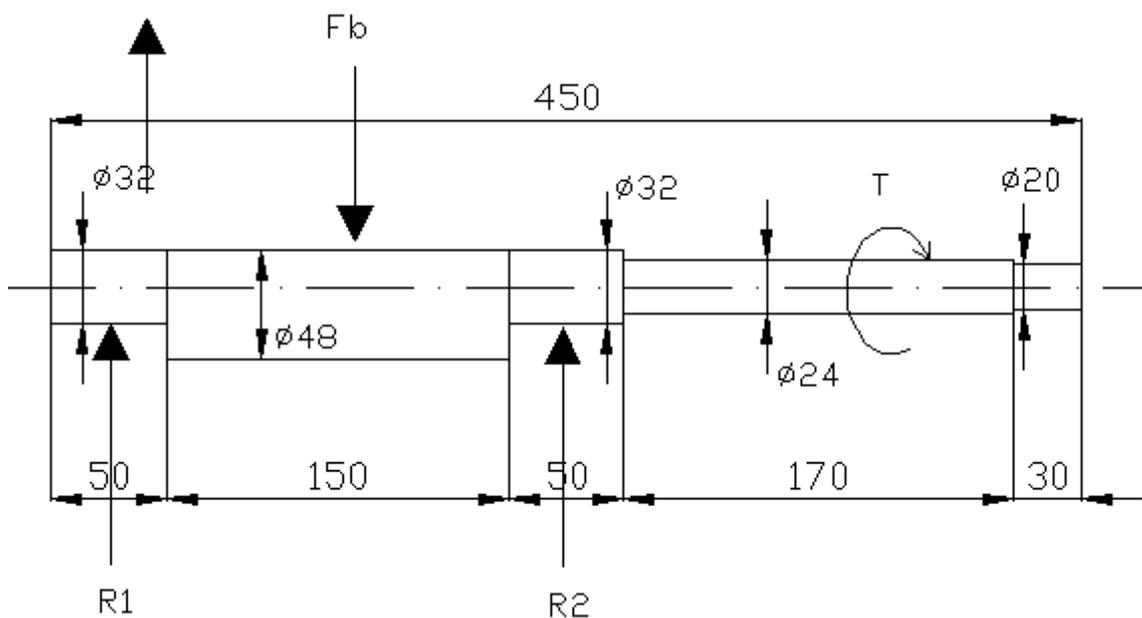


Figura 5.5: Estado de carga del Eje excéntrico

Para el diseño del eje, se va proponer un diámetro del eje donde actuará como manivela de 48 [mm]; por cuanto los cálculos se simplifican, y se verificará que cumpla con el factor de seguridad impuesto en el principio del capítulo. Sin embargo se nota en la figura 5.5 que el diámetro crítico viene a ser el adyacente al de la manivela, por ello se verificará este diámetro.

Diámetro $d = 32$ [mm]

$$\text{Área} = A = \frac{\pi}{4} * 32^2 = 804,25 \text{ [mm}^2\text{]} \quad (5.1.15)$$

Se hace el cálculo de las reacciones en los apoyos (rodamientos), que por estar en la mitad del eje son de la mitad de la fuerza:

$$R1 = R2 = \frac{F_{m\acute{a}x}}{2} = 1901,5 \text{ [N]} \quad (5.1.16)$$

Los esfuerzos producidos por la carga a transmitir son:

$$\tau_v = \frac{4}{3} \frac{F_{m\acute{a}x}}{A} = 6,3 \text{ [MPa]} \quad (5.1.17)$$

$$M_{m\acute{a}x} = \frac{L}{2} \frac{F_{m\acute{a}x}}{2} = 142600 \text{ [N-mm]} \quad (5.1.18)$$

$$y = \frac{d}{2} = 16 \text{ [mm]} \quad (5.1.19)$$

$$I = \frac{\pi * d^4}{64} = 51470 \text{ [mm}^4\text{]} \quad (5.1.20)$$

$$\sigma_x = \frac{M_{m\acute{a}x} * y}{I} = 44,88 \text{ [MPa]} \quad (5.1.21)$$

Los esfuerzos producidos por la rotación del eje:

$$\tau = \frac{T * 1000 * \rho}{J}; \quad (5.1.22)$$

Donde:

$$T = 3 [\text{Hp}] * 746 = 2238 [\text{W}] \quad (5.1.23)$$

$$\rho = \frac{d}{2} = 16 [\text{mm}] \quad (5.1.24)$$

$$J = \frac{\pi * d^4}{32} = 102900 [\text{mm}^4] \quad (5.1.25)$$

Reemplazando en la ecuación (5.1.22)

$$\tau = 125,54 [\text{MPa}]$$

Se encuentran los esfuerzos principales según el Círculo de Mohr:

$$\sigma_1 = \frac{\sigma_x}{2} + \sqrt{\left(\frac{\sigma_x}{2}\right)^2 + \tau^2} = 149 [\text{MPa}] \quad (5.1.26)$$

$$\sigma_2 = \frac{\sigma_x}{2} - \sqrt{\left(\frac{\sigma_x}{2}\right)^2 + \tau^2} = -104 [\text{Mpa}] \quad (5.1.27)$$

$$\tau_{\max} = \frac{\sigma_1 - \sigma_2}{2} = 126,95 [\text{MPa}] \quad (5.1.28)$$

$$n = \frac{S_y}{\tau_{\max}} = \frac{270}{126,95} \quad \rightarrow \quad n = 2,17 \quad (5.1.29)$$

Travesaño (unión biela-estructura)

Este travesaño estará empotrado en sus extremos. En definitiva este elemento será quien mueva a la máquina, pues hará que éste sea el encargado de transmitir el movimiento desde la biela a la estructura. Al estar empotrado en

ambos lados, se lo considera como una viga doblemente empotrada, la biela estará unida en el centro a este travesaño.

El material del travesaño será Acero ASTM36, tendrá una longitud de 120 [mm], y se diseñará con la fuerza máxima que le transmite la biela ($F_{b\max}$), y se procede a calcular el diámetro d necesario para el diseño.

$$\begin{aligned} S_{ut} &= 400 \text{ [MPa]} & S_y &= 250 \text{ [MPa]} \\ F_{b\max} &= 3673 \text{ [N]} & L &= 120 \text{ [mm]} \end{aligned}$$

$$M_{\max} = \frac{L F_{b\max}}{2} = 110200 \text{ [N- mm]} \quad (5.1.30)$$

$$y = \frac{d}{2} \quad (5.1.31)$$

$$I = \frac{\pi * d^4}{64} \quad (5.1.32)$$

El esfuerzo que puede soportar el travesaño es de:

$$\sigma_{perm} = \frac{S_y}{n} = \frac{250}{2} = 125 \text{ [MPa]} \quad (5.1.33)$$

Dicho esfuerzo se lo reemplaza en la ecuación de flexión

$$\sigma_{perm} = \frac{M_{\max} * y}{I} \quad (5.1.34)$$

En esta ecuación se reemplazan las ecuaciones (5.1.30) a la (5.1.33), y se despeja el diámetro d :

$$125 \text{ [MPa]} = \frac{110200 \text{ [N- mm]} * \frac{d}{2}}{\frac{\pi * d^4}{64}} \quad \rightarrow \quad \mathbf{d = 21 \text{ [mm]}} \quad (5.1.35)$$

Es decir, se necesita un travesaño macizo de 21 [mm] de diámetro, sin embargo como se explicó este travesaño será la unión entre biela y máquina por lo que se necesita un mayor diámetro para su soldadura alrededor.

Para no tener un excesivo desperdicio de material se opta por que el travesaño sea hueco (además es más barato que el macizo), y para que garantice el diseño con las siguientes dimensiones

Diámetro exterior: $d_e = 45$ [mm]

Diámetro interior: $d_i = 15$ [mm]

Soldadura del Travesaño

La soldadura será a filete alrededor de la unión entre el travesaño y la estructura; se utilizará electrodo E6011 ya que los materiales base (máquina y travesaño) son de acero ASTM 36 y dicho electrodo no presenta dificultades con este material.

Área de la soldadura: $A_s = 0,707 \cdot \pi \cdot h \cdot d_e$

Siendo h el ancho de la garganta de soldadura que se va a calcular.

Sut (Electrodo E6011) = 427 [MPa]

Sut (Acero ASTM36) = 400 [MPa]

Se escoge el material de menor propiedades, en este caso el de material base:

$$\tau_{perm} = 0,3 \cdot S_{ut} = 128,1 \text{ [MPa]} \quad (5.1.36)$$

$$\tau = \frac{\tau_{perm}}{n} = \frac{128,1 \text{ [MPa]}}{2} = 64,05 \text{ [Mpa]} \quad (5.1.37)$$

Es el esfuerzo que puede soportar la soldadura, que se aplica en la ecuación de esfuerzo cortante, y de donde se calcula el ancho de la garganta de soldadura:

$$\tau = \frac{F_{b\acute{m}ax}}{A_s} \quad (5.1.38)$$

$$64,05[MPa] = \frac{3673[N]}{0,707 * \pi * h * 45[mm]} \rightarrow h = 0,3 [mm] \quad (5.1.39)$$

Por lo que el ancho de la garganta de la soldadura debería ser menor a 1 [mm], sin embargo no se puede conseguir ese ancho al soldar, por lo que se decide un ancho de garganta de 4 [mm]

5.1.5 SIMULACIÓN A TRAVÉS DE SOFTWARE ESPECIALIZADO

Para ello se usa el Solidworks y el Cosmos, luego del modelamiento se procede a la simulación y de esta manera se puede realizar el análisis de esfuerzos y deformaciones que quedó pendiente en el capítulo 4.

En la figura 5.6 se tienen las cargas estáticas aplicadas a la estructura soporte, las mismas que están representadas en color morado y que representan a su vez el peso del mecanismo, el peso de los tamices y el peso del volumen de carga de champiñones. Mientras que las flechas de color azul es la fuerza motriz que brinda el motor a través de la biela para mover la máquina; y la flecha de color rojo es el peso de la misma.

Las flechas de color verde que se encuentran en la base de toda la máquina representan el asentamiento en el piso; mientras que las flechas verdes en las uniones paletas – bases representan las restricciones articuladas de la máquina para rotar con respecto al eje x.

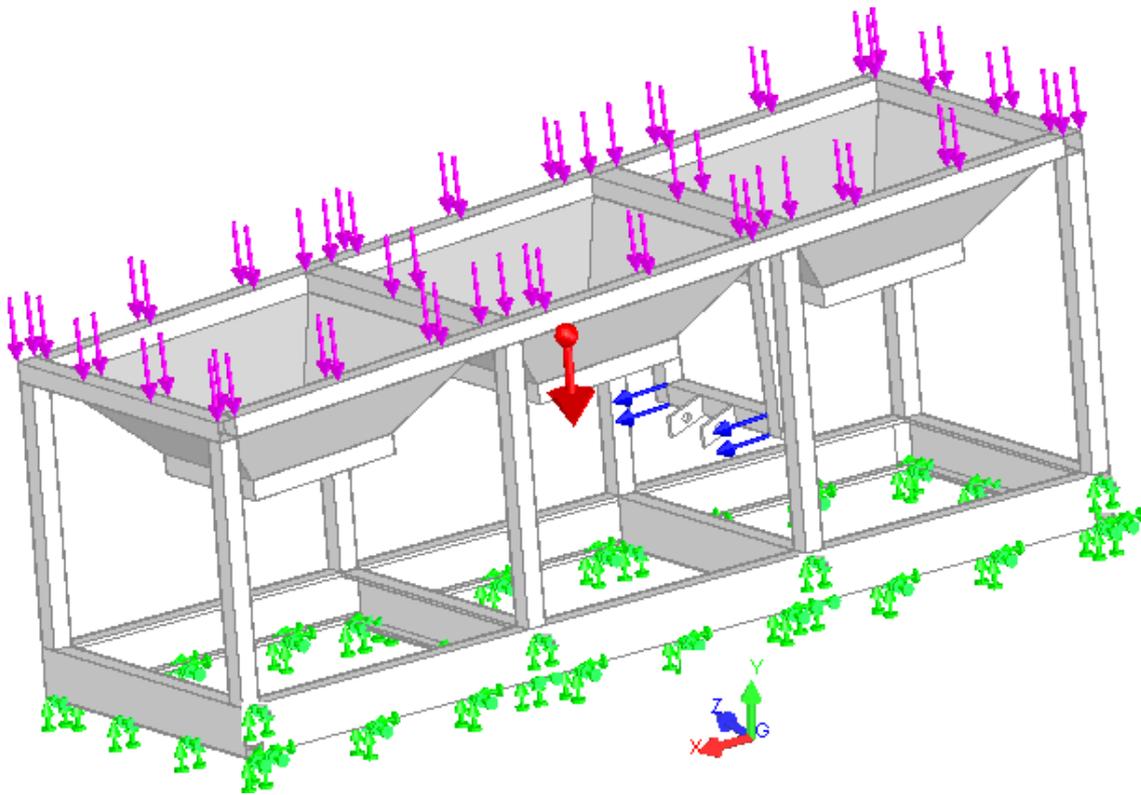


Figura 5.6: Cargas Aplicadas a la Estructura Soporte

En la figura 5.7, se muestra la simulación de tensiones en la estructura soporte. Y se puede apreciar que el valor máximo de compresión aplicada al conjunto es de 66 [MPa] aproximadamente y está localizado en las esquinas donde se unen las columnas con las vigas.

El resto de la estructura soporta tensiones menores como se puede ver en la figura mediante escala de colores.

Nombre de modelo: ensamble final
Nombre de estudio: Estudio 1
Tipo de resultado: Static esfuerzo nodal Plot1
Escala de deformación: 284.586

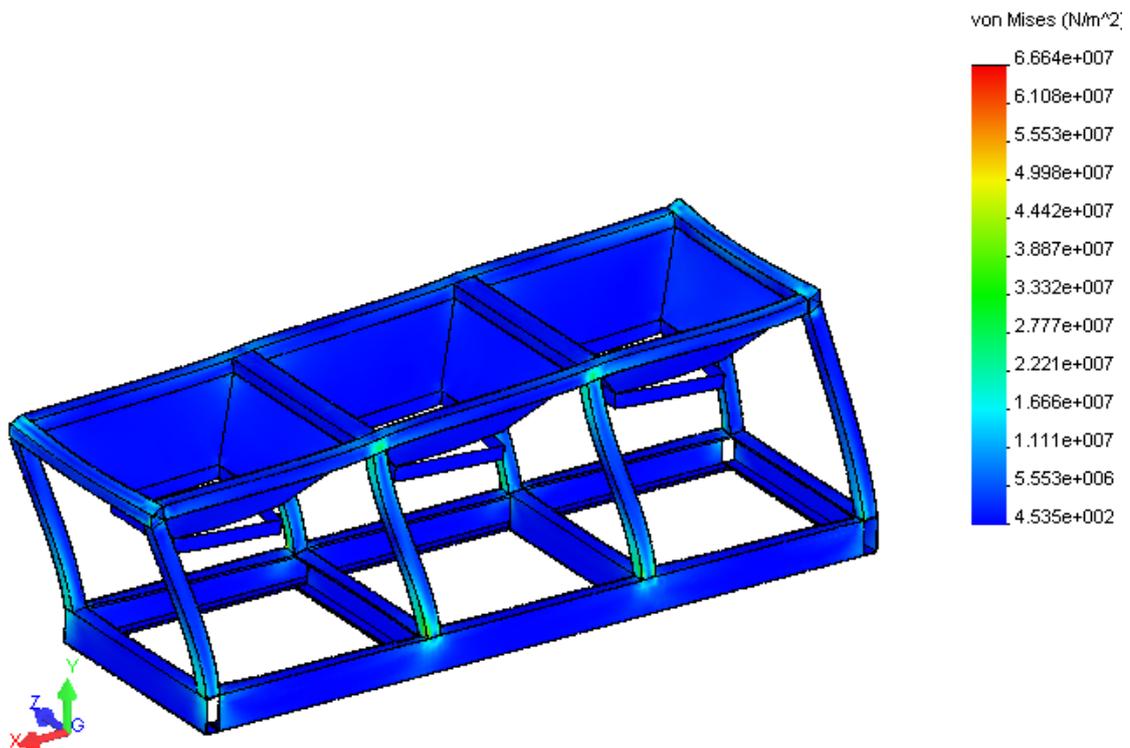


Figura 5.7: Esfuerzos causados en la estructura

En la fig 5.8 se tienen los valores de deformación máxima en la estructura, dando el punto más crítico de deformación máxima de 0.88 [mm]. Con estos resultados se puede asegurar un mínimo desplazamiento de los componentes de la estructura. Este desplazamiento no es el que se tendrá como funcionamiento propio de la máquina en su proceso de clasificación, sino es un desplazamiento no deseado o “extra” que es dañino para la máquina.

En la figura 5.9, se tiene las deformaciones unitarias en la máquina.

Nombre de modelo: ensamble final
Nombre de estudio: Estudio 1
Tipo de resultado: Desplazamiento estático Plot1
Escala de deformación: 284.586

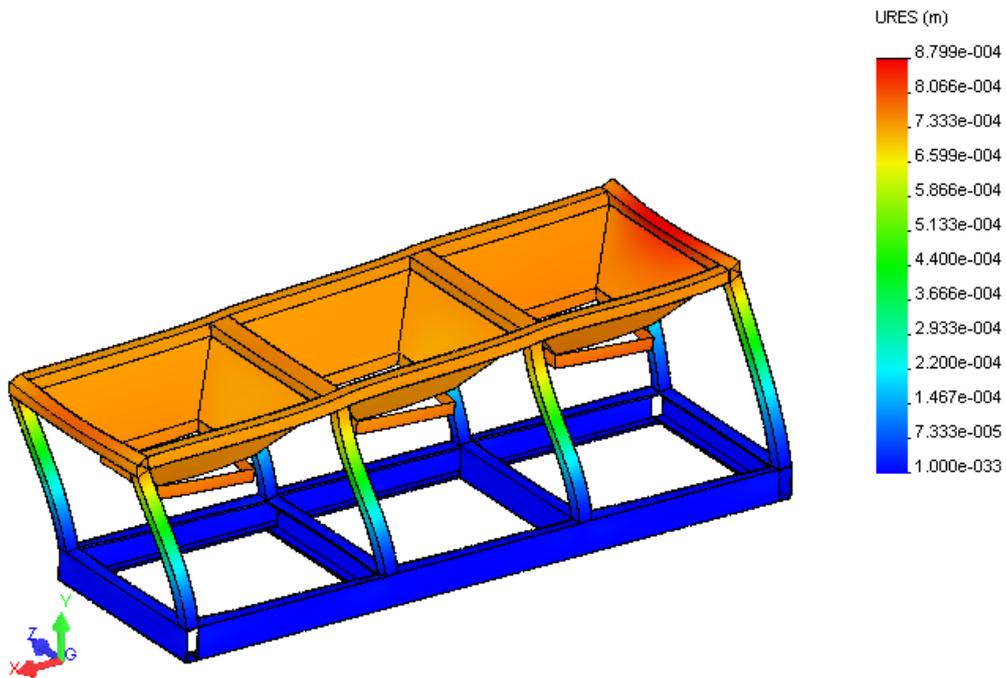


Figura 5.8: Desplazamientos en la Estructura Soporte

Nombre de modelo: ensamble final
Nombre de estudio: Estudio 1
Tipo de resultado: Deformación unitaria estática Plot1
Escala de deformación: 284.586

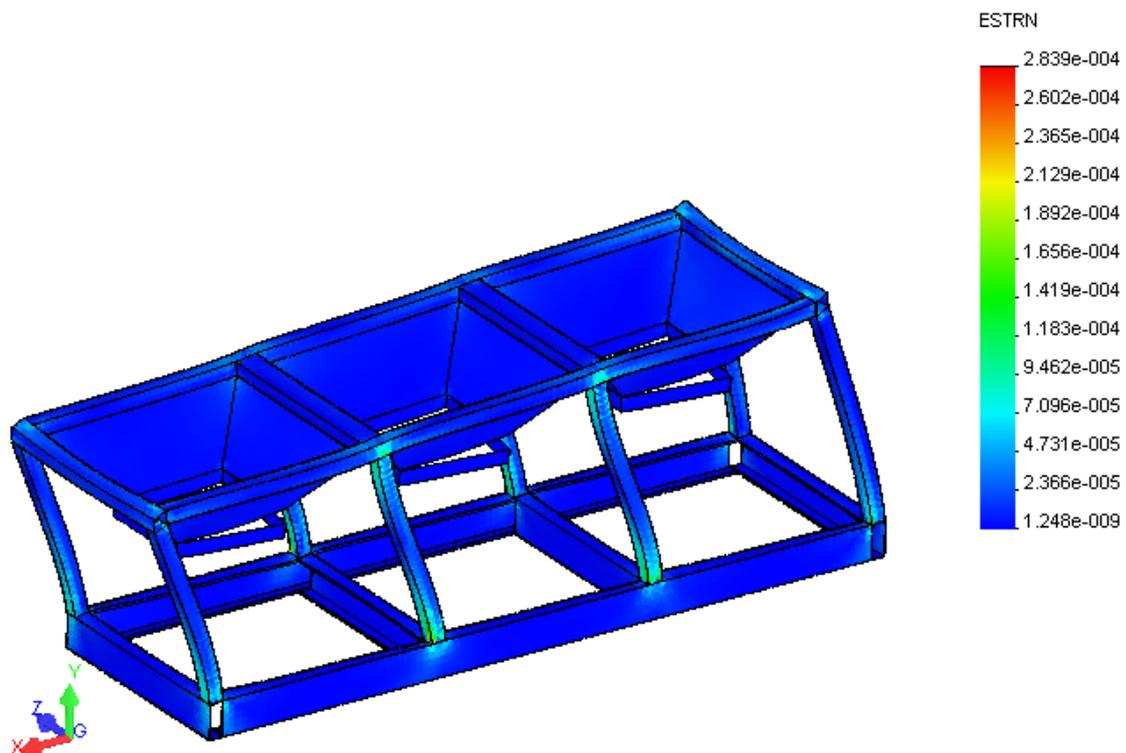


Figura 5.9: Deformación Unitaria

VERIFICACIÓN DEL DISEÑO

Se refiere al cálculo de los factores de seguridad en toda la estructura, los mismos que no son los mismos sino que varían dependiendo de la ubicación que tenga en la estructura.

En la figura 5.10 se puede ver que el diseño es correcto con un factor de seguridad mínimo de 3,7; y que se lo tiene en las partes de la estructura coloreadas con color rojo.

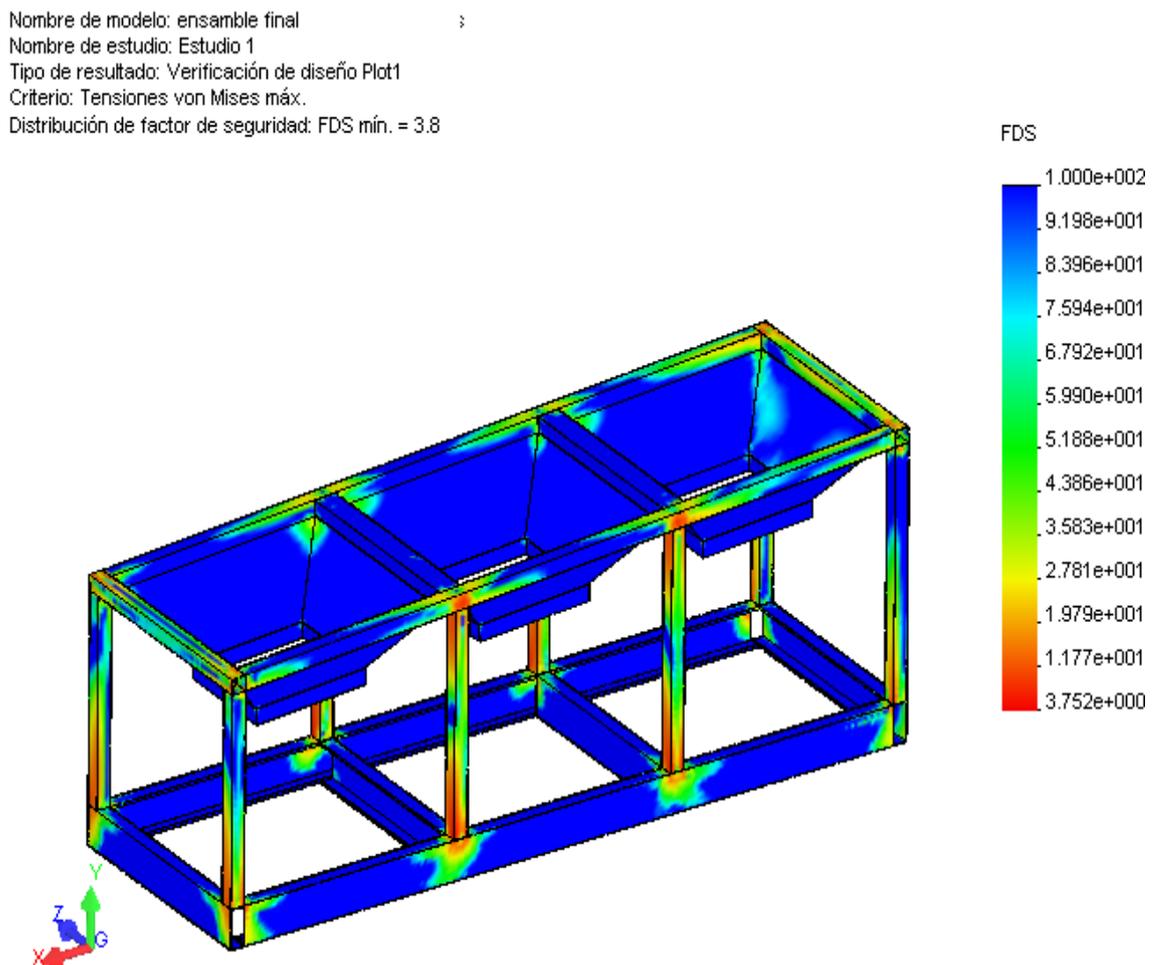


Figura 5.10: Factor de Seguridad en la Máquina

5.1.6 ACCESORIOS PARA LA MCCH

En lo que se refiere a accesorios para la máquina, no se hizo ningún diseño, sino solamente se hizo la selección u orden de pedido, como se explica a continuación:

Para la manufactura de la máquina clasificadora de champiñones, fue necesaria la construcción de matrices, una por cada tamaño de agujeros en los tamices. Por tanto mencionadas matrices pueden ser consideradas como accesorios para la máquina. Se elaboraron las órdenes de trabajo para la construcción de las matrices, las cuales constan en el capítulo 6 (manufactura de la MCCH)

La máquina de igual manera necesita de un par de rodamientos y chumaceras, que no se diseñaron sino se seleccionaron y adquirieron; así se escogieron los rodamientos SKF6306, y las chumaceras FBJ P207. En el anexo A se encuentran mayores especificaciones

5.2 DISEÑO A FATIGA DE LA MÁQUINA (MCCH)

5.2.1 ANÁLISIS A FATIGA EN LA MÁQUINA MCCH

El análisis a fatiga se hace necesario por cuanto es una máquina que trabajará un elevado número de ciclos por día. Se va a referir al diseño de los eslabones, uniones del mecanismo biela-manivela-corredera.

Los factores que modifican la resistencia a la fatiga (K_a , K_b , K_c , K_d , K_e), varían de acuerdo al análisis y al elemento en que actúan. Su cálculo en detalle para cada elemento se lo puede ver en el anexo C.

En el diseño a fatiga se toman como base las dimensiones y materiales determinados en el análisis estático realizado en la sección 5.1.2; con la consideración de que el factor de seguridad n , que se calculará no debe ser menor a 2.

Biela

Se considera la Teoría de falla de Goodman modificado:

$$\sigma_m - \frac{Sut * \sigma_a}{Se} = \frac{Sut}{n} \quad (5.2.1)$$

Donde:

$$Se = Ka * Kb * Kc * Kd * Ke * Se' \quad (5.2.2)$$

$$Se' = 0,5 * Sut \quad (5.2.3)$$

$$\sigma_m = Kt * \frac{\sigma_{\max} + \sigma_{\min}}{2} = \frac{Kt}{2} * \left(\frac{Fb_{\max}}{A} + \frac{Fb_{\min}}{A} \right) \quad (5.2.4)$$

$$\sigma_a = Kf * \frac{\sigma_{\max} - \sigma_{\min}}{2} = \frac{Kf}{2} * \left(\frac{Fb_{\max}}{A} - \frac{Fb_{\min}}{A} \right) \quad (5.2.5)$$

$$Kf = 1 + (1 - Kt) * q \quad (5.2.6)$$

Teniendo como datos:

$$Sut = 420 \text{ [MPa]}$$

$$Fm_{\max} = 3803 \text{ [N]}$$

$$Fm_{\min} = 17 \text{ [N]}$$

$$Kt = 1,5 \text{ (tabla Shigley)}$$

$$q = 0,8$$

Realizando todos los cálculos, y despejando en la ecuación (5.2.1) se llega a determinar el factor de seguridad:

$$n = 4,56 \quad (5.2.7)$$

Se ha considerado que la biela ha de construirse con acero al carbono y ya no por fundición, por cuanto se la hará de una geometría no muy compleja (detalle en planos); y además porque se ves que las fuerzas no son muy elevadas, queriendo decir que mencionado material no tendrá problemas de resistencia.

Manivela (Eje excéntrico)

Se considera la Teoría de falla de Goodman modificado:

$$\tau_m - \frac{S_{ut} * \tau_a}{S_e} = \frac{S_{ut}}{n} \quad (5.2.8)$$

Donde:

$$S_e = K_a * K_b * K_c * K_d * K_e * S_e' \quad (5.2.9)$$

$$S_e' = 0,5 * S_{ut} \quad (5.2.10)$$

$$S_{ut} = 420 \text{ [MPa]} \quad S_y = 270 \text{ [MPa]}$$

$$F_{m\max} = 3803 \text{ [N]} \quad F_{m\min} = 17 \text{ [N]}$$

$$L = 150 \text{ [mm]} \quad d = 32 \text{ [mm]}$$

$$\text{Área} = A = \frac{\pi}{4} * 32^2 = 804,25 \text{ [mm}^2\text{]} \quad (5.1.11)$$

$$y = \frac{d}{2} = 16 \text{ [mm]} \quad (5.2.12)$$

$$I = \frac{\pi * d^4}{64} = 51470 \text{ [mm}^4\text{]} \quad (5.2.13)$$

$$M_{\max} = \frac{L}{2} \frac{F_{m\max}}{2} = 142600 \text{ [N-mm]} \quad (5.2.14)$$

$$M_{\min} = \frac{L}{2} \frac{F_{m\min}}{2} = 637,5 \text{ [N-mm]} \quad (5.2.15)$$

$$\sigma_{\max} = \frac{M_{\max} * y}{I} = 44,33 \text{ [MPa]} \quad (5.2.16)$$

$$\sigma_{\min} = \frac{M_{\min} * y}{I} = 0,196 \text{ [MPa]} \quad (5.2.17)$$

$$\tau = \frac{T * 1000 * \rho}{J} = 125,54 \text{ [MPa]} \quad (5.2.18)$$

Se encuentran los esfuerzos principales máximos y mínimos:

$$\sigma_{1 \max} = \frac{\sigma_{\max}}{2} + \sqrt{\left(\frac{\sigma_{\max}}{2}\right)^2 + \tau^2} = 149 \text{ [MPa]} \quad (5.2.19)$$

$$\sigma_{2 \max} = \frac{\sigma_{\max}}{2} - \sqrt{\left(\frac{\sigma_{\max}}{2}\right)^2 + \tau^2} = -104 \text{ [MPa]} \quad (5.2.20)$$

$$\tau_{\max} = \frac{\sigma_{1 \max} - \sigma_{2 \max}}{2} = 126,95 \text{ [MPa]} \quad (5.2.21)$$

$$\sigma_{1 \min} = \frac{\sigma_{\min}}{2} + \sqrt{\left(\frac{\sigma_{\min}}{2}\right)^2 + \tau^2} = 125,01 \text{ [MPa]} \quad (5.2.22)$$

$$\sigma_{2 \min} = \frac{\sigma_{\min}}{2} - \sqrt{\left(\frac{\sigma_{\min}}{2}\right)^2 + \tau^2} = -124,91 \text{ [Mpa]} \quad (5.2.23)$$

$$\tau_{\min} = \frac{\sigma_{1 \min} - \sigma_{2 \min}}{2} = 125 \text{ [MPa]} \quad (5.2.24)$$

Se encuentran los esfuerzos medios y alternantes:

$$\tau_m = K_t * \frac{\tau_{\max} + \tau_{\min}}{2} = 214 \text{ [MPa]} \quad (5.2.25)$$

$$\tau_a = K_f * \frac{\tau_{\max} - \tau_{\min}}{2} = 1,6 \text{ [MPa]} \quad (5.2.26)$$

Sabiendo que:

$$K_t = 1,7 \quad (\text{tabla Shigley})$$

$$q = 0,9$$

$$K_f = 1 + (K_t - 1) * q \quad (5.1.27)$$

Realizando todos los cálculos, y reemplazando en la ecuación (5.2.8), se llega a determinar el factor de seguridad:

$$n = 1,95 \quad (5.2.28)$$

Travesaño (unión biela-máquina)

Se considera la Teoría de falla de Goodman modificado:

$$\sigma_m - \frac{S_{ut} * \sigma_a}{S_e} = \frac{S_{ut}}{n} \quad (5.2.29)$$

Donde:

$$S_e = K_a * K_b * K_c * K_d * K_e * S_e' \quad (5.2.30)$$

$$S_e' = 0,5 * S_{ut} \quad (5.2.31)$$

$$S_{ut} = 420 \text{ [MPa]}$$

$$S_y = 270 \text{ [MPa]}$$

$$F_{bmax} = 3803 \text{ [N]}$$

$$F_{bmin} = 17 \text{ [N]}$$

$$L = 120 \text{ [mm]}$$

$$d_e = 45 \text{ [mm]}$$

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

$$\text{Área} = A = \frac{\pi}{4} * (45^2 - 15^2) = 1414 \text{ [mm}^2\text{]} \quad (5.1.32)$$

$$y = \frac{de}{2} = 22,5 \text{ [mm]} \quad (5.2.33)$$

$$I = \frac{\pi * de^4}{64} - \frac{\pi * di^4}{64} = 198800 \text{ [mm}^4\text{]} \quad (5.2.34)$$

$$M_{\text{máx}} = \frac{L}{2} \frac{F_{\text{máx}}}{2} = 427800 \text{ [N-mm]} \quad (5.2.35)$$

$$M_{\text{mín}} = \frac{L}{2} \frac{F_{\text{mín}}}{2} = 1912,5 \text{ [N-mm]} \quad (5.2.36)$$

$$\sigma_{\text{max}} = \frac{M_{\text{máx}} * y}{I} = 12,47 \text{ [MPa]} \quad (5.2.37)$$

$$\sigma_{\text{mín}} = \frac{M_{\text{mín}} * y}{I} = 0,25 \text{ [MPa]} \quad (5.2.38)$$

$$\sigma_m = K_t * \frac{\sigma_{\text{max}} + \sigma_{\text{mín}}}{2} \quad (5.2.39)$$

$$\sigma_a = K_f * \frac{\sigma_{\text{max}} - \sigma_{\text{mín}}}{2} \quad (5.2.40)$$

$$K_f = 1 + (1 - K_t) * q \quad (5.2.41)$$

$K_t = 2,1$ (tabla Shigley)

$q = 0,9$

Realizando todos los cálculos y reemplazando en la ecuación (5.2.29) se llega a determinar el factor de seguridad:

$$\mathbf{n = 8,8} \quad (5.2.42)$$

Soldadura del Travesaño

Se considera la Teoría de falla de Goodman modificado:

$$\tau_m - \frac{Sut * \tau_a}{Sse} = \frac{Sut}{n} \quad (5.2.43)$$

Donde:

$$Sse = Ka * Kb * Kc * Kd * Ke * Se' \quad (5.2.44)$$

$$Se' = 0,5 * Sut \quad (5.2.45)$$

$$As = 0,707 * \pi * h * de = 0,707 * \pi * 4 \text{ [mm]} * 45 \text{ [mm]} = 400 \text{ [mm}^2] \quad (5.2.46)$$

Kfs = 2,7 (tabla Shigley)

$$Fbmax = 3673 \text{ [N]} \quad Fbmin = 73 \text{ [N]}$$

$$\tau_m = \frac{\tau_{\max} + \tau_{\min}}{2} = \frac{1}{2} * \left(\frac{Fb_{\max}}{As} + \frac{Fb_{\min}}{As} \right) \quad (5.2.47)$$

$$\tau_a = \frac{\tau_{\max} - \tau_{\min}}{2} = \frac{1}{2} * Kfs \left(\frac{Fb_{\max}}{As} - \frac{Fb_{\min}}{As} \right) \quad (5.2.48)$$

Sut (Material del Travesaño ASTM 36) = 400 [MPa]

Realizando todos los cálculos y reemplazando en la ecuación (5.2.43) se llega a determinar el factor de seguridad:

$$n = 10,77 \quad (5.2.49)$$

5.3 DISEÑO DE ELEMENTOS EN LA MCCH

5.3.1 DISEÑO DEL SISTEMA MOTRIZ EN LA MCCH

En el diseño del sistema motriz y del sistema de transmisión se tienen varias posibilidades; pero la principal variable es que la manivela debe girar a alrededor de las 480 revoluciones por minuto, ya que con este valor se hicieron los cálculos dinámicos.

De ahí que la primera posibilidad es adquirir un motor que tenga esas [rpm] de salida, o adquirir un moto-reductor; en ambos casos el costo de la máquina sube significativamente. Las otras posibilidades es el diseño en base a poleas y bandas, o por catalinas y cadenas.

Para tomar una decisión final se realizará el diseño tanto por bandas como por cadenas, se analizarán costos, facilidad de construcción, versatilidad; y se comparará con los costos que representan la adquisición del motor o moto-reductor.

Sin embargo, en el proceso de diseño, la empresa auspiciante puso a nuestra disposición un motor; por lo que el diseño del sistema motriz estará ligado a poder darle uso a ese motor proporcionado

Poleas y Bandas

Se dispone del motor facilitado por la empresa auspiciante:

Motor de 1725 [rpm] con una potencia de 3 [Hp]

Se calcula la relación de transmisión:

$$i = \frac{\omega_{motor}}{\omega_2} = \frac{1725}{480} = 3,594 \quad (5.3.1)$$

Se determina un factor de servicio $Kdb = 1,05$; al cual se le añade 0,1 para obtener el factor de servicio corregido:

$$Kdt = Kdb + 0,1 = 1,15 \quad (5.3.2)$$

Se calcula la potencia de diseño Pd :

$$Pd = Pn * Kdt = 3[Hp] * 1,15 = 2,45 [KW] \quad (5.3.3)$$

Usando el catálogo de la Trelleborg, se selecciona una banda tipo V tipo Z, para la transmisión del movimiento desde el motor a la manivela.

La polea del eje del motor tendrá un diámetro $dp = 70$ [mm]

El diámetro Dp de la polea de la manivela está dado por:

$$Dp = dp * i \approx 250 [mm] \quad (5.3.4)$$

Se calcula la velocidad tangencial de la banda:

$$V_B = \frac{2\pi * \omega_{motor} * dp}{60 * 1000 * 2} = \frac{\pi * \omega_{motor} * dp}{60000} = 6,32 [m/s] \quad (5.3.5)$$

Se ve que dicha velocidad se encuentra entre 5 y 25 [m/s], que es el rango en el cual la banda funciona correctamente.

Se determina el espacio necesario para el montaje, para ello se calcula la distancia entre centros mínima, que será la mayor de:

$$C_{min} = \frac{Dp + 3dp}{2} = 230 [mm] \quad (5.3.6)$$

$$C_{\min} = D = 250 \text{ [mm]} \quad (5.3.7)$$

Sabiendo que la distancia mínima entre centros es de 250 [mm], se escoge una distancia teórica entre centros de:

$$C_{\text{teor}} = 275 \text{ [mm]} \quad (5.3.8)$$

Con este dato se determina la longitud teórica de la banda:

$$L_{\text{teorica}} = 2.C_{\text{teor}} + \frac{\pi}{2}(D_p + d_p) + \frac{(D_p - d_p)^2}{4.C_{\text{teor}}} = 1082 \text{ [mm]} \quad (5.3.9)$$

Se selecciona la banda del catálogo de la TRELLEBORG, así se escoge la banda sección en V tipo Z No 42. Mencionada banda tiene una longitud real de banda de:

$$L_p \text{ real} = 1099,82 \text{ [mm]} \quad (5.3.10)$$

Se calcula la distancia real entre centros, la cual deberá cumplirse al momento del montaje:

$$C_{\text{real}} = C_{\text{teor}} + \frac{L_{\text{teor}} + L_{\text{preal}}}{2} = 283,85 \text{ [mm]} \quad (5.3.11)$$

Con una tolerancia superior de 3 [mm], e inferior de 2 [mm]

De igual manera, del catálogo TRELLEGORG, se obtiene la potencia unitaria tabulada para la banda seleccionada, con parámetros de entrada D_p y ω_2 :

$$P_{\text{tab}} = 2,05 \text{ [KW]} \quad (5.3.12)$$

Se debe tomar en cuenta los factores de corrección de potencia por longitud de banda y el arco de contacto (obtenidos del catálogo TRELLEBORG):

$K_I = 1,04$ Debido a la longitud de banda

$K_\theta = 0,968$ Debido al ángulo de contacto

Entonces la potencia tabulada real será de:

$$P_{tab \text{ real}} = P_{tab} * K_I * K_\theta = 2,064 \text{ [KW]} \quad (5.3.13)$$

Se ve las bandas necesarias para el correcto funcionamiento del sistema:

$$N^\circ \text{ Bandas} = \frac{P_d}{P_{tabreal}} = 1,08 \quad (5.3.14)$$

Se toma la decisión de realizar el sistema con una sola banda, por cuanto en la realización de los cálculos, se usaron criterios conservadores, dejando margen para seguridad.

Evaluación y Selección

En esta decisión pesó fundamentalmente el hecho de que la empresa auspiciante facilita un motor de 1725 [rpm] con una potencia de 3 [Hp]; es por eso que opta por la utilización de bandas y poleas para llegar a obtener las revoluciones requeridas para el funcionamiento correcto de la máquina clasificadora de champiñones.

Además el sistema mencionado, no es de difícil montaje, tampoco es caro, y cumple con las necesidades que se requieren. También vale señalar que el adquirir un moto – reductor, o un motor con la salida directa de rpm necesarias, elevaría el costo lo que causaría una desventaja al proyecto

5.3.2 DISEÑO DEL SISTEMA DE CONTROL

No se hizo el diseño del sistema de control, sino que se seleccionó. Así se decidió por: Botonera para motor de 3 [Hp] con protección calibrada en 5.7 Amperios, este sistema permitirá que frente a manejos equivocados se corte el suministro de energía al motor, deteniéndose la máquina.

CAPITULO 6

CONSTRUCCIÓN DE LA MÁQUINA

MANUFACTURA DE LA MCCH

En este capítulo se detallará la construcción y montaje de la MCCH y los procedimientos a seguir de cada elemento.

La construcción y montaje de la máquina clasificadora de champiñones requirió de ciertos accesorios y pedidos especiales en cuanto a materiales se refiere, ya que como es un producto de consumo humano debemos trabajar con los materiales correctos de tal manera que no se vea afectado ni el producto ni el consumidor.

Cabe destacar que la manufactura de la MCCH fue realizada en Metálicas Portilla por la cercanía geográfica de ésta con la empresa auspiciante, además de la confianza que existe entre ambas, ya que mantienen relaciones laborales frecuentes.

6.1.1 LISTA DE MATERIALES

A continuación en la siguiente tabla se describe la lista de los materiales utilizados para la fabricación de la MCCH.

Tipo	Cant	Descripción	Material	Aplicación
Plancha	4	1220x2440x1,5	Acero Inoxidable	Clasificador
Perfil Cuadrado	2	50*50*1,5	Perfil galvanizado	Estructura
Perfil "U"	2	125*50*3	SA - 36	Guia, base estructura
Duralón	1		Polimero	Paleta vibradora
Angulo 90°	1	50*50*3	SA - 36	Angulos de soporte

Broca	2	Ø 1/4"	Acero Inoxidable	Orificios
Broca	1	Ø 1/2"	Acero Inoxidable	Orificios
Broca	1	Ø 1"	Acero Inoxidable	Orificios pequeños
Broca	1	Ø 32mm	Acero Inoxidable	Orificios medianos
Broca	1	Ø 41mm	Acero Inoxidable	Orificios grandes
Broca	1	Ø 47mm	Acero Inoxidable	Avellanado
Cilindro Hueco	1	60*50*25	Acero K750	Matriz pequeña
Cilindro	1	42,5*50	Acero K750	Punzón pequeña
Cilindro Hueco	1	60*50*27	Acero K750	Matriz mediana
Cilindro	1	70*60*40	Acero K750	Punzón mediano
Cilindro Hueco	1	80*70*40	Acero K750	Matriz grande
Cilindro	1	80*70*40	Acero K750	Punzón grande
Polea	1	φ 50 mm	Aluminio	
Polea	1	φ 100 mm	Aluminio	
Rodamientos	2	φ 32 mm	Acero Inoxidable	
Chumaceras	2		Fundición Gris	
Eje	1	φ 50 mm	Acero K750	Eje motriz

Tabla 6.1: Materiales a utilizar para la manufactura de la MCCH

6.1.2 ELEMENTOS DE LA MCCH

A continuación se detallan los elementos de la MCCH:

1. Base.
2. Bandejas Colectoras.
3. Paletas Vibradoras.
4. Ángulos de sujeción de paletas vibradoras
5. Tolvas de descarga.

6. Estructura Soporte de Tolvas.
7. Tamices.
 - a. Pequeños
 - b. Medianos.
 - c. Grandes.
8. Pernos de sujeción para tamices y tolvas
9. Eje Motriz
10. Biela
11. Travesaño
12. Motor.
13. Banda.
14. Rodamientos.
15. Poleas.

6.1.3 HOJAS DE RUTA

1. Base

Elemento: Base N°Parte: M1		Material: Acero A36		Dimensión: 125*50*3	Cantidad: 1
Orden	Descripción operación	N° de Máquina	Utilaje	Piezas	Tiempo/ pieza[min]
1	Trazar medidas	1	Mesa, Flexómetro, Escuadra, Rayador.	2	25
2	Cortar Longitud	2 y 3	Entenalla, Esab Plasma, Sierra	6	30
3	Unión (Soldadura)	4	Soldadora SMAW, 3 Electrodo 6011	4	30
4	Pintado Anticorrosivo	5	Compresor (soplete)	1	20
5	Secado	6	Secadora por calor	1	120

Tabla 6.2: Hoja de Ruta de la Base de la MCCH

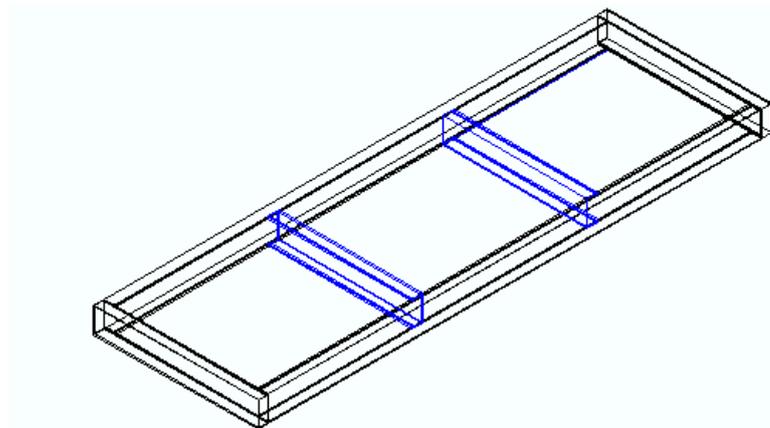


Figura 6.1: Esquema final de la base de la MCCH

2. Bandejas Colectoras

Elemento: Bandeja Colectora N°Parte: M2		Material: Acero Inoxidable 304		Dimensión: 244*122*1.5 (Plancha)	Cantidad: 3
Orden	Descripción operación	N° de Máquina	Utilaje	Piezas	Tiempo/ pieza[min]
1	Trazar medidas	1	Mesa, Flexómetro, Escuadra, Rayador.	3	25
2	Cortar Longitud	7	Cizalla	12	30
3	Doblar según medidas	8	Dobladora	4	30
4	Unión (soldadura)	4	Soldadora TIG, Electrodo Acero. Inox.	12	75
5	Muecas Esquinas	9	Esmeril y Moladora	24	45

Tabla 6.3: Hoja de Ruta de las Bandejas Colectoras de la MCCH

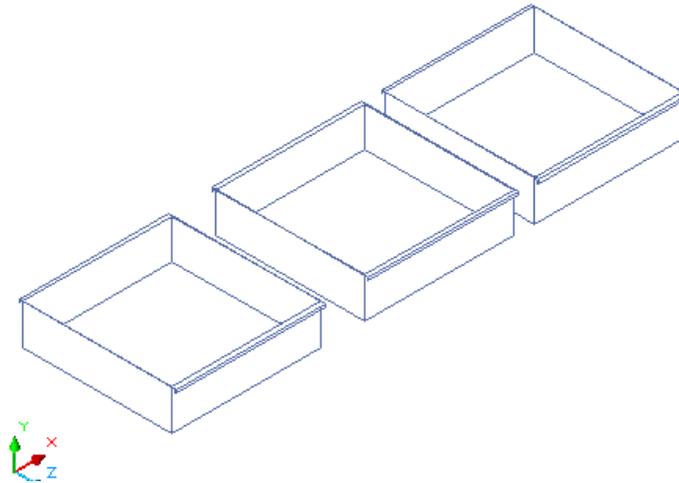


Figura 6.2: Esquema final de las bandejas colectoras de la MCCH

3. Paletas Vibradoras

Elemento: Paletas Vibradoras N°Parte: M3		Material: Duralón Polímero		Dimensión: 62*100*10 (Plancha)	Cantidad: 8
Orden	Descripción operación	N° de Máquina	Utilaje	Piezas	Tiempo/ pieza[min]
1	Trazar medidas	1	Mesa, Flexómetro, Escuadra, Rayador.	8	25
2	Cortar Longitud	3	Sierra	8	20
3	Taladrar	10	Taladro de Banco Brocas 1/4"y 5/16"	16	45
4	Muecas Esquinas	9	Esmeril y Moladora	8	45
5	Acabado (lijado)		Lija de agua 350	8	25

Tabla 6.4: Hoja de Ruta de las Paletas Vibradoras de la MCCH



Figura 6.3: Esquema final de una paleta vibradora de la MCCH

4. Ángulos de sujeción de Paletas Vibradoras

Elemento: Ángulos de sujeción N°Parte: M4		Material: Acero Galvanizado		Dimensión: 50*50*3 (Angulo 90°)	Cantidad: 16
Orden	Descripción operación	N° de Máquina	Utilaje	Piezas	Tiempo/ pieza[min]
1	Trazar medidas	1	Mesa, Flexómetro, Escuadra, Rayador.	16	20
2	Cortar Longitud	3	Sierra	16	30
3	Taladrar	10	Taladro de Banco Brocas 1/4"y 5/16"	16	45
4	Muecas Esquinas	9	Esmeril y Moladora	16	25
5	Acabado (Limado)		Lima Bastarda	16	25

Tabla 6.5: Hoja de Ruta de los Ángulos de Sujeción de las paletas

5. Tolvas de Descarga

Elemento: Tolvas de Descarga N°Parte: M5		Material: Acero Inoxidable 304		Dimensión: 244*122*1.5 (Plancha)	Cantidad: 3
Orden	Descripción operación	N° de Máquina	Utilaje	Piezas	Tiempo/ pieza[min]
1	Trazar medidas	1	Mesa, Flexómetro, Escuadra, Rayador.	3	25
2	Cortar Longitud	7	Cizalla	12	40
3	Doblar según medidas	8	Dobladora	12	40
4	Unión (soldadura)	4	Soldadora TIG. Electrodo A. Inox.	12	75
5	Muecas Esquinas	9	Esmeril y Moladora	24	45

Tabla 6.6: Hoja de Ruta de las Tolvas de Descarga de la MCCH

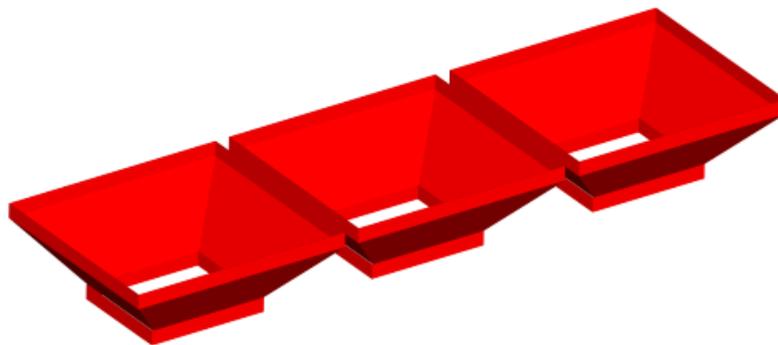


Figura 6.4: Esquema final de las Tolvas de Descarga de la MCCH

6. Estructura Soporte de Tolvas

Elemento: Estructura Soporte		Material: Acero Galvanizado		Dimensión: 50*50*2	Cantidad: 1
Orden	Descripción operación	N° de Máquina	Utilaje	Piezas	Tiempo/ pieza[min]
1	Trazar medidas	1	Mesa, Flexómetro, Escuadra, Rayador.	2	25
2	Cortar Longitud	2 y 3	Entenalla, Esab Plasma, Sierra	6	30
3	Unión (Soldadura)	4	Soldadora SMAW, 3 Electrodo 6011	8	30
4	Muecas Esquinas	9	Esmeril, Moladora	12	20

Tabla 6.7: Hoja de Ruta de la estructura soporte de las Tolvas

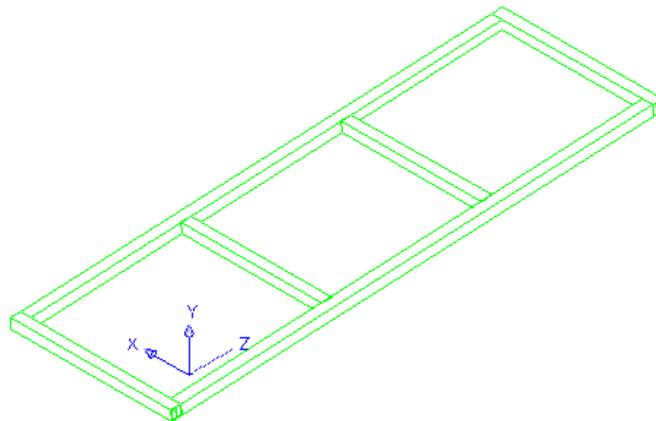


Figura 6.5: Esquema final de las de la estructura soporte de las Tolvas

7.1 Tamiz Pequeño

Elemento: Tamiz Pequeño N°Parte: M7a		Material: Acero Inoxidable 304		Dimensión: 800*800*1.5	Cantidad: 1
Orden	Descripción operación	N° de Máquina	Utilaje	Piezas	Tiempo/ pieza[min]
1	Trazar medidas	1	Mesa, Flexómetro, Escuadra, Rayador.	1	120
2	Puntear		Punto, Martillo,	313	45
3	Cortar	7	Cizalla.	1	5
4	Taladrar	10	Taladro de Banco, 1° Broca ¼" 2° Broca ½" 3° Broca 1"	313	240
5	Avellanado	10	Taladro de Banco Broca 1¼"	313	30
6	Embutición	11	Prensa Hidráulica	313	420
7	Enderezado	12	Roladora	1	10
8	Doblado según medidas	8	Dobladora	6	20
9	Unión (Soldadura)	4.1	Soldadora TIG Electrodo Acero Inox	4	20
10	Muecas Esquinas	9	Esmeril, Moladora	12	20

Tabla 6.8: Hoja de Ruta del Tamiz Pequeño

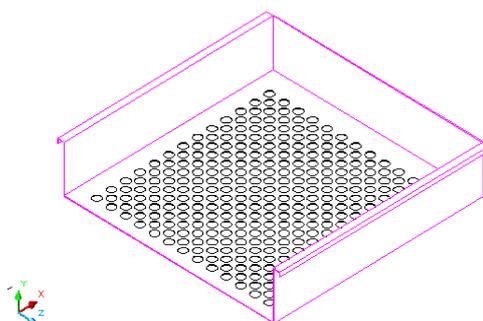


Figura 6.6: Esquema final del Tamiz Pequeño

7.2 Tamiz Mediano

Elemento: Tamiz Mediano N°Parte: M7b		Material: Acero Inoxidable 304		Dimensión: 800*800*1.5	Cantidad : 1
Orden	Descripción operación	N° de Máquina	Utilaje	Piezas	Tiempo/ pieza[min]
1	Trazar medidas	1	Mesa, Flexómetro, Escuadra, Rayador.	1	110
2	Puntear		Punto, Martillo,	231	45
3	Cortar	7	Cizalla	1	5
4	Taladrar	10	Taladro Banco, 1° Broca 1/4" 2° Broca 1/2" 3° Broca 1" 4° Broca 1/4"	231	280
5	Avellanado	10	Taladro Banco Broca 1/2"	231	30
6	Embutición	11	Prensa Hidráulica	313	360
7	Enderezado	12	Roladora	1	10
8	Doblado según medidas	8	Dobladora	6	20
9	Unión (Soldadura)	4.1	Soldadora TIG Electrodo Acero Inox	4	20
10	Muecas Esquinas	9	Esmeril, Moladora	12	20

Tabla 6.9: Hoja de Ruta del Tamiz Mediano

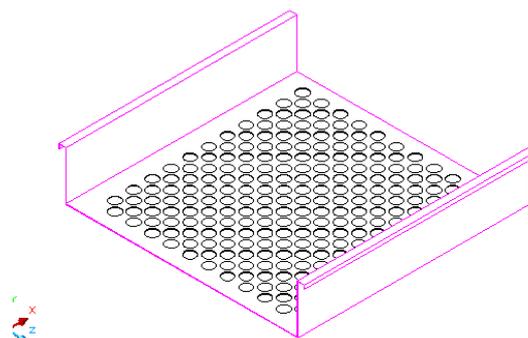


Figura 6.7: Esquema final del Tamiz Mediano

7.3 Tamiz Grande.

Elemento: Tamiz Grande N°Parte: M7c		Material: Acero Inoxidable 304		Dimensión: 800*800*1.5	Cantidad: 1
Orden	Descripción operación	N° de Máquina	Utilaje	Piezas	Tiempo/ pieza[min]
1	Trazar medidas	1	Mesa, Flexómetro, Escuadra, Rayador.	1	100
2	Puntear		Punto, Martillo,	180	30
3	Cortar	7	Cizalla	1	5
4	Taladrar	10	Taladro Banco, 1° Broca 1/4" 2° Broca 1/2" 3° Broca 1" 4° Broca 1 1/4" 5° Broca 1 1/2" 6° Broca 1 3/8"	180	320
5	Avellanado	10	Taladro Banco Broca 1 3/4"	180	25
6	Embutición	11	Prensa Hidráulica	180	300
7	Enderezado	12	Roladora	1	10
8	Doblado según medidas	8	Dobladora	6	20
9	Unión (Soldadura)	4.1	Soldadora TIG Electrodo Acero Inox	4	20
10	Muecas Esquinas	9	Esmeril, Moladora	12	20

Tabla 6.10: Hoja de Ruta del Tamiz Grande

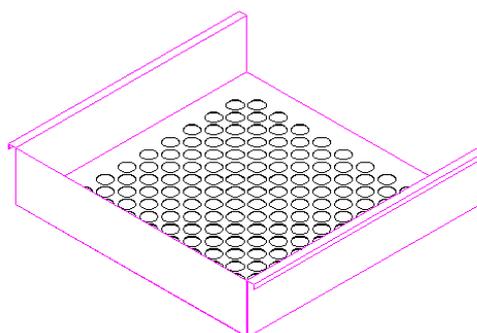


Figura 6.8: Esquema final del Tamiz Grande

8 Pernos de sujeción para tamices y tolvas

Lastimosamente dentro del mercado nacional fue imposible encontrar pernos de Acero inoxidable con cabeza avellanada tipo allen 5/16" * 2 1/2", razón por la cual se tuvo que tornearlos para que cumplan las condiciones

Elemento: Pernos de Sujeción N°Parte: M8		Material: Acero Inoxidable 304		Dimensión : 5/16"*2 1/2"	Cantidad: 40
Orden	Descripción operación	N° de Máquina	Utilaje	Piezas	Tiempo/ pieza[min]
1	Trazar medidas	1	Mesa, Flexómetro, Pie de Rey.	1	100
2	Tornear	12	Torno Cuchilla	180	30

Tabla 6.11: Hoja de Ruta de los pernos de sujeción

9 Eje motriz

Elemento: Eje motriz N°Parte: M9		Material: Acero K750		Dimensión : 450*Ø50	Cantidad: 1
Orden	Descripción operación	N° de Máquina	Utilaje	Piezas	Tiempo/ pieza[min]
1	Trazar medidas	1	Mesa, Flexómetro, Pie de Rey.	1	15
2	Cortar según medidas	13	Sierra	1	15
3	Tornear	12	Torno	1	120

Tabla 6.12: Hoja de Ruta del eje motriz

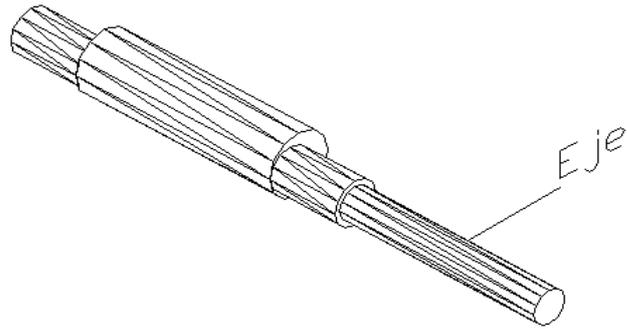


Figura 6.9: Esquema final del Eje Motriz

10 Biela

Elemento: Biela N°Parte: M10		Material: Acero K570		Dimensión: 500*10*25	Cantidad: 1
Orden	Descripción operación	N° de Máquina	Utilaje	Piezas	Tiempo/ pieza[min]
1	Trazar medidas	1	Mesa, Flexómetro, Escuadra, Rayador.	1	25
2	Cortar Longitud	3	Sierra	1	20
3	Taladrar	10	Taladro de Banco Brocas 1/4" y 5/16"	1	45
4	Muecas Esquinas	9	Esmeril y Moladora	1	45
5	Acabado (lijado)		Lija de agua 350	1	25

Tabla 6.13: Hoja de Ruta de la Biela

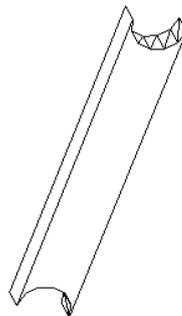


Figura 6.10: Esquema final de la Biela

11 Travesaño

Elemento: Travesaño N°Parte: M11		Material: Acero K750		Dimensión: 120* Ø45	Cantidad: 1
Orden	Descripción operación	N° de Máquina	Utilaje	Piezas	Tiempo/ pieza[min]
1	Trazar medidas	1	Mesa, Flexómetro, Pie de Rey.	1	15
2	Cortar según medidas	13	Sierra Eléctrica	1	20
3	Tornear	12	Torno Cuchilla	1	40

Tabla 6.14: Hoja de Ruta del Travesaño

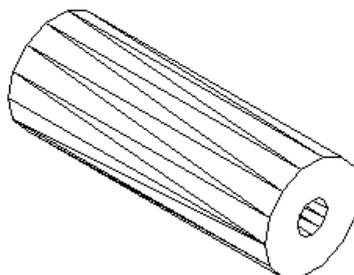


Figura 6.11: Esquema final del Travesaño

Los otros elementos (Motor, banda, poleas y rodamientos) se los consiguió bajo pedido así que no fue necesario realizar una hoja de ruta de estos elementos; en el caso de las matrices para realizar las cribas, es un caso especial que se detallará en los accesorios de la MCCH

6.1.4 DIAGRAMAS DE PROCESOS

Se detallan a continuación en las siguientes figuras los diagramas de procesos de cada elemento:

Base

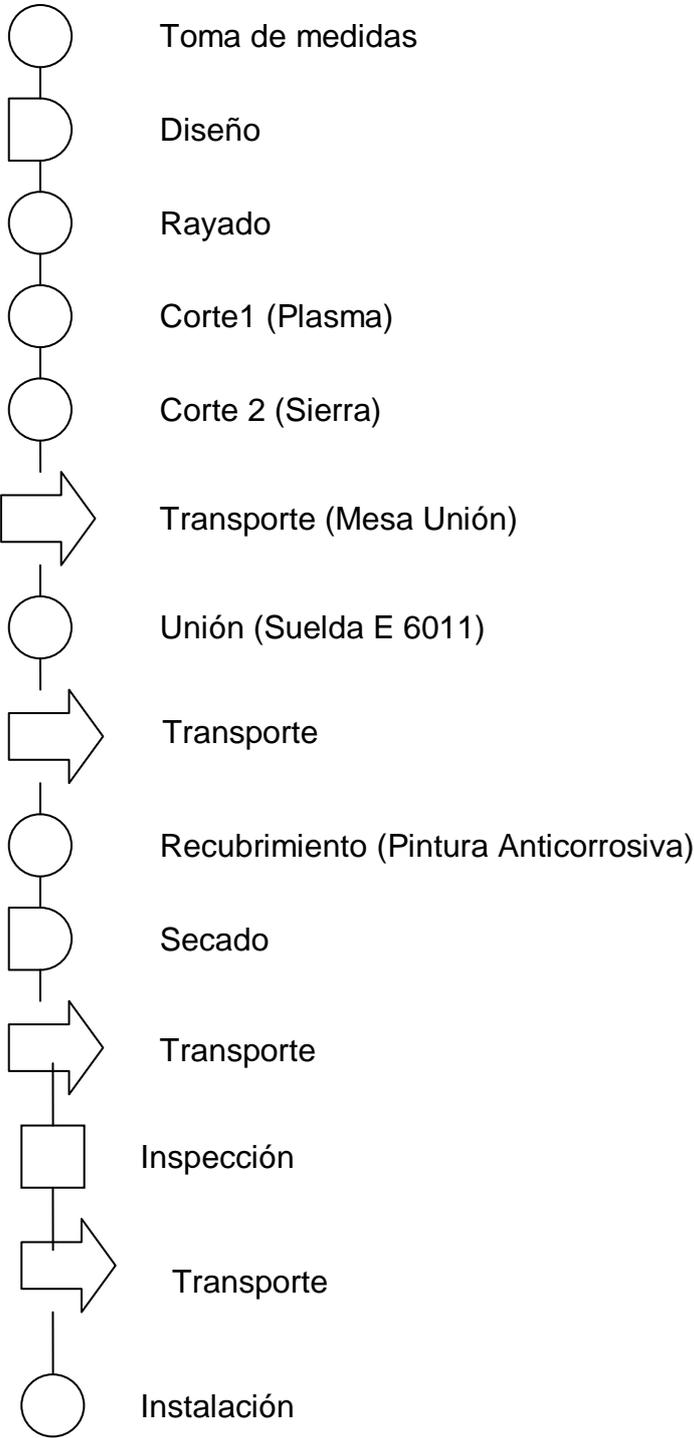


Figura 6.12: Diagrama de proceso de la base de la MCCH

Bandejas Colectoras

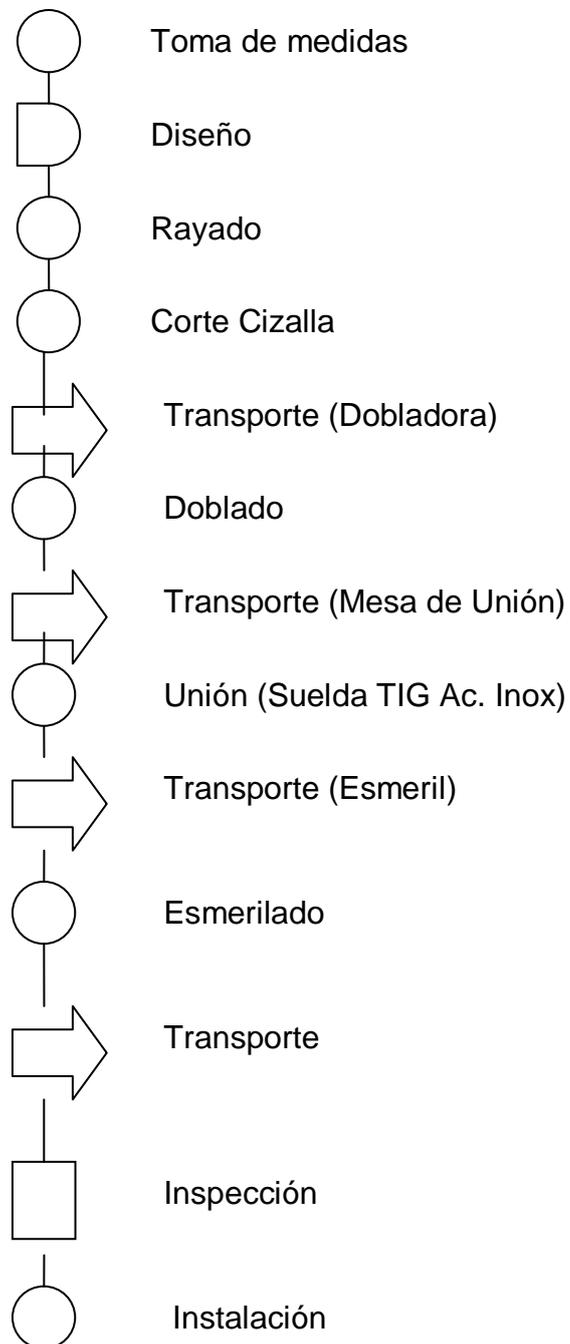


Figura 6.13: Diagrama de proceso de las Bandejas Colectoras

Paletas Vibradoras

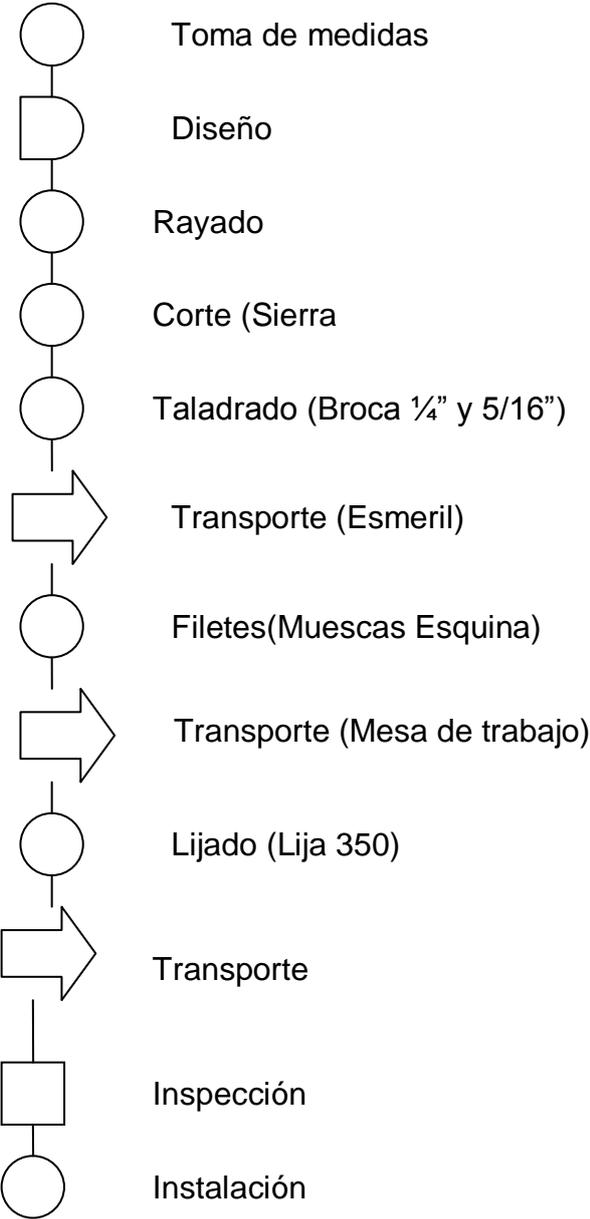


Figura 6.14: Diagrama de proceso de las Paletas Vibradoras

Ángulos

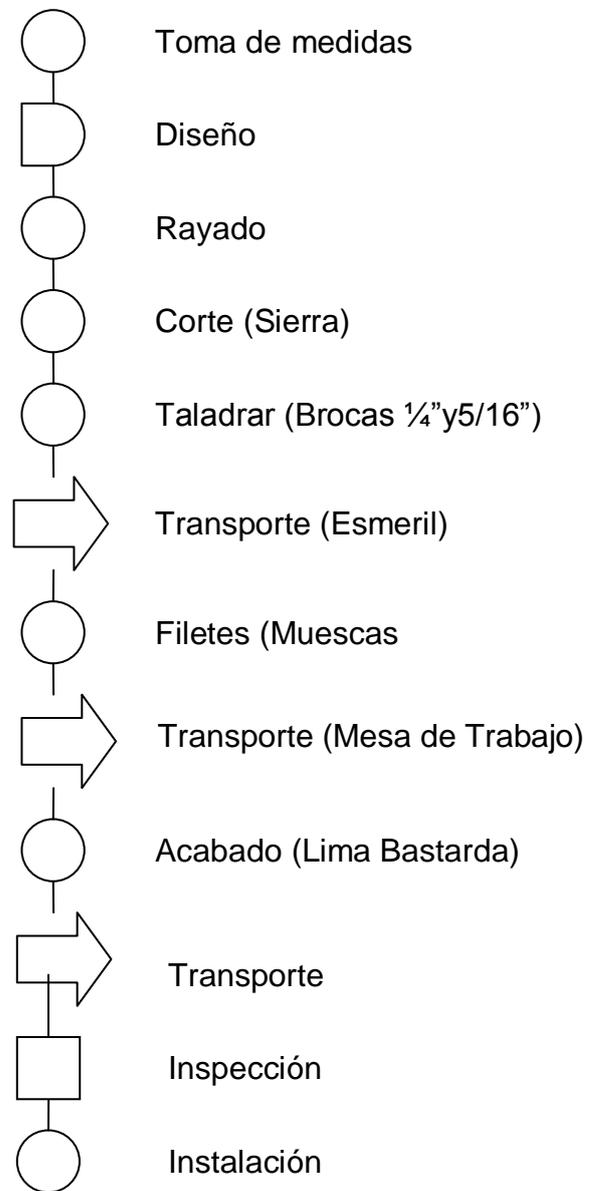


Figura 6.15: Diagrama de proceso de los Ángulos

Tolvas de Descarga

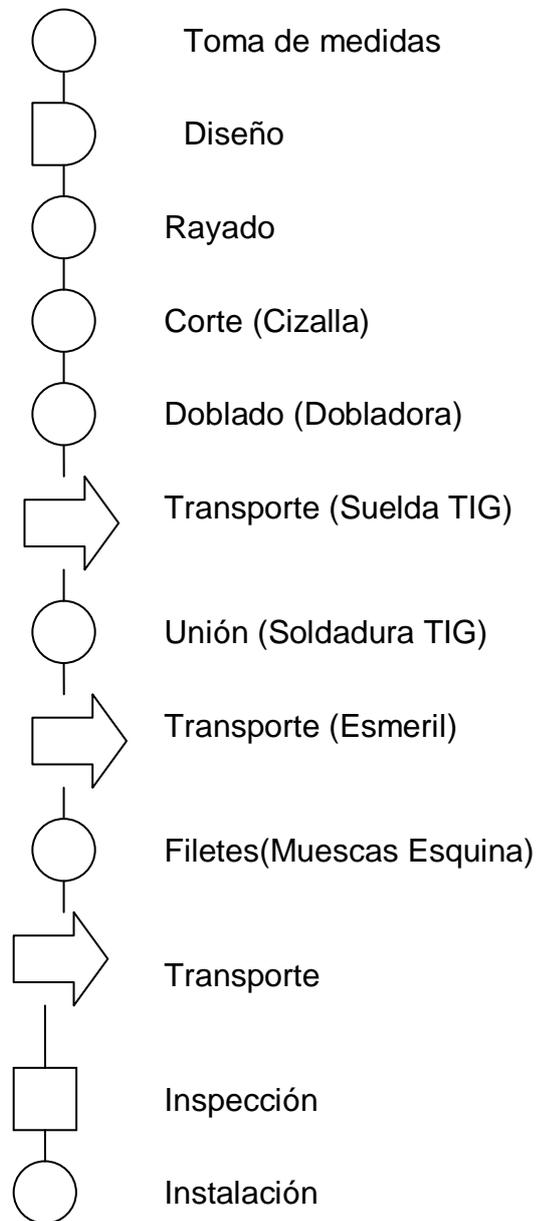


Figura 6.16: Diagrama de proceso de las Tolvas de Descarga

Estructura Soporte Tolvas

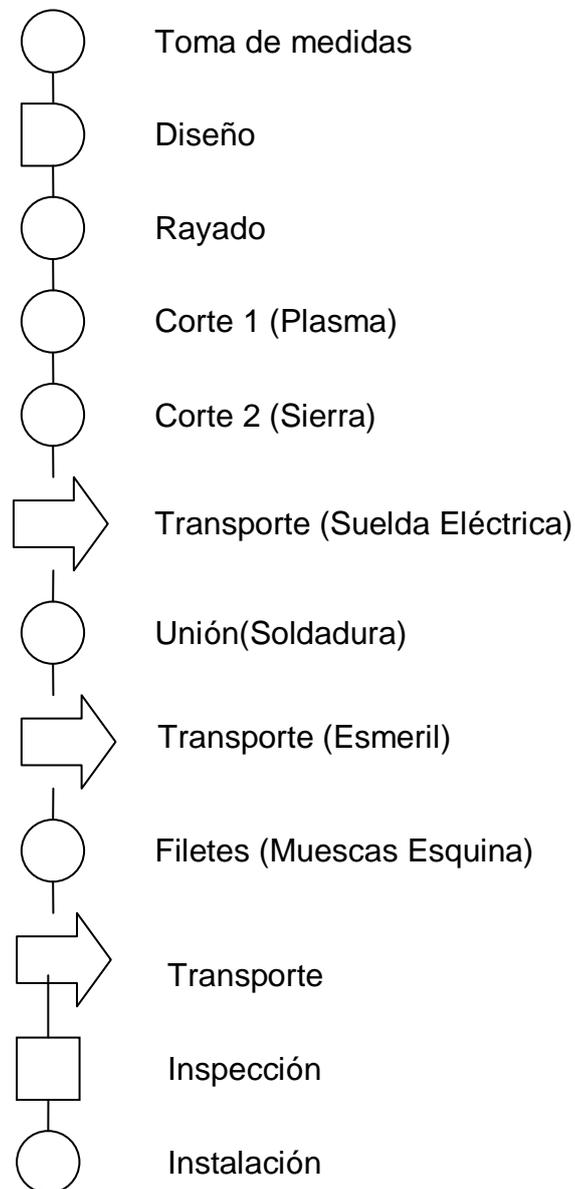


Figura 6.17: Diagrama de proceso de las Estructura soporte de tolvas

Tamiz Pequeño

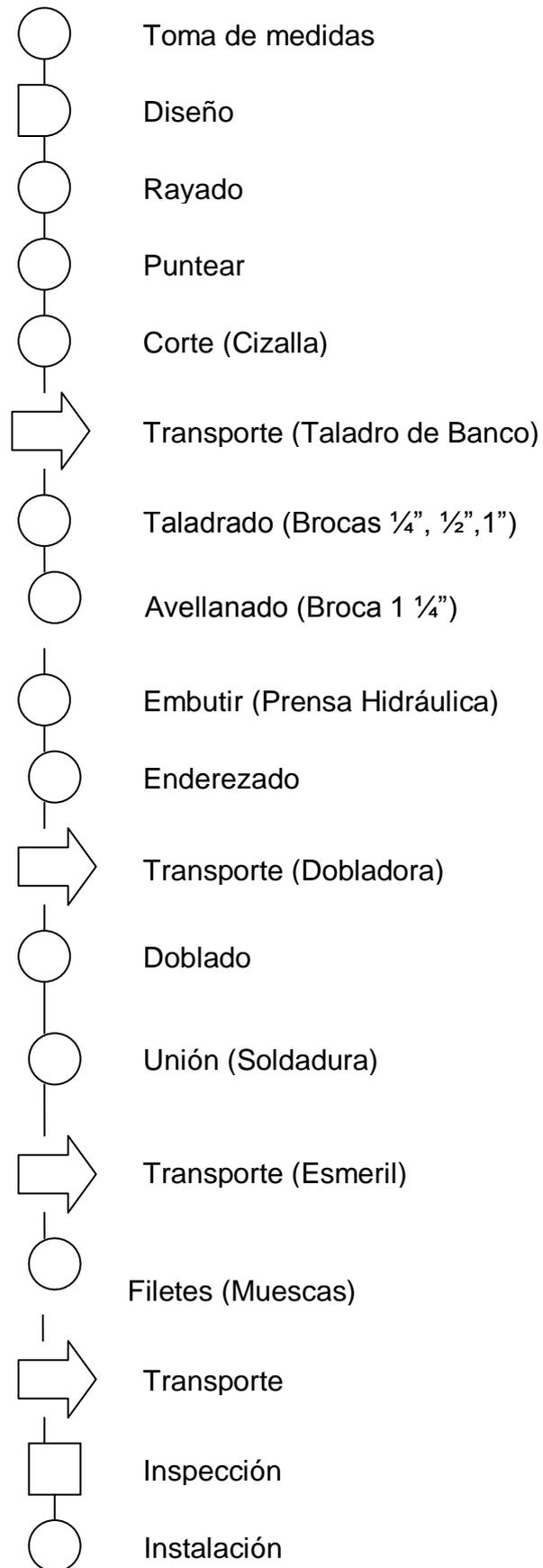


Figura 6.18: Diagrama de proceso del Tamiz Pequeño

Tamiz Mediano

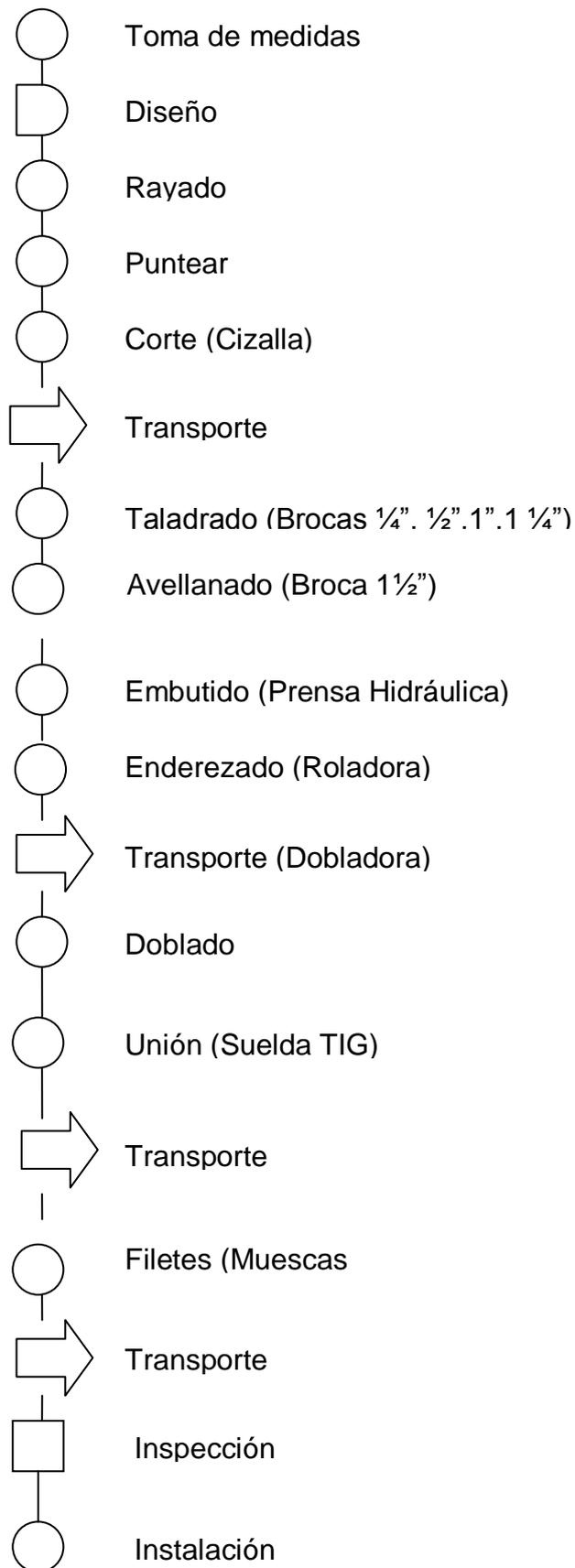


Figura 6.19: Diagrama de proceso del Tamiz Mediano

Tamiz Grande

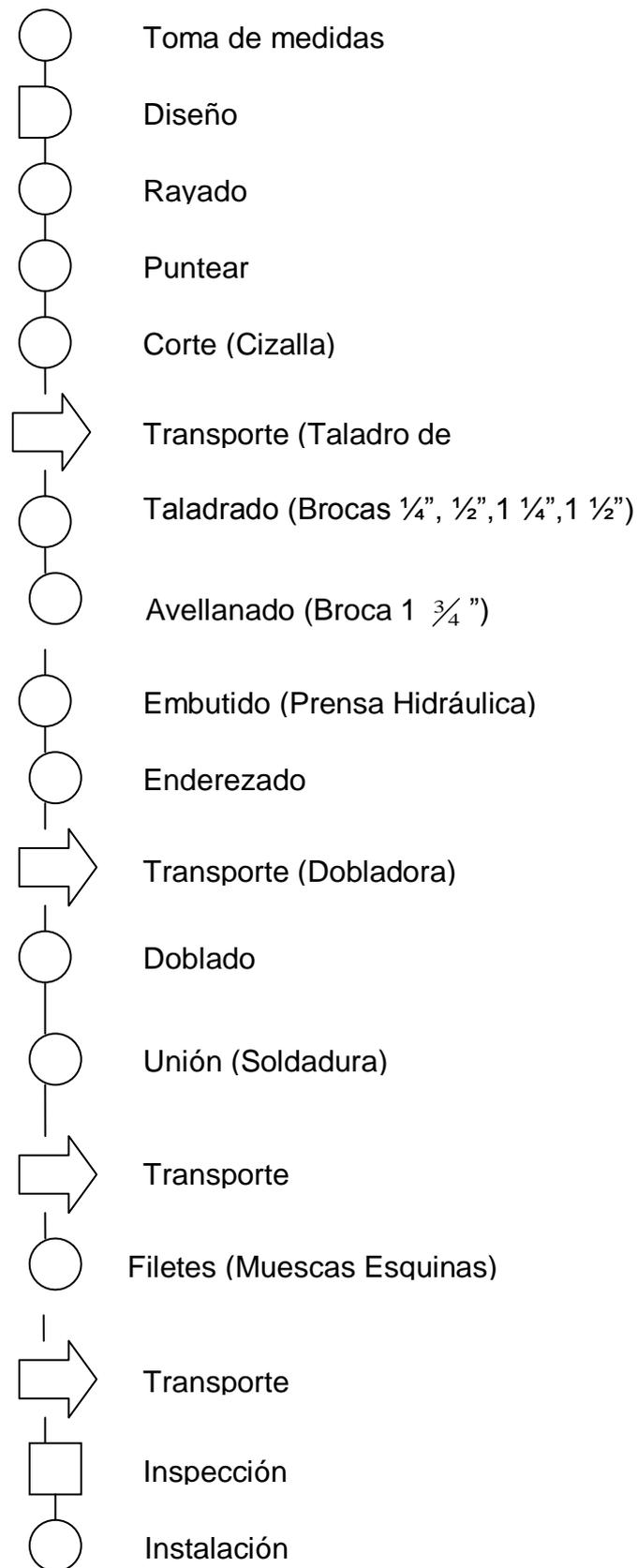


Figura 6.20: Diagrama de proceso del Tamiz Grande

Pernos de Sujeción

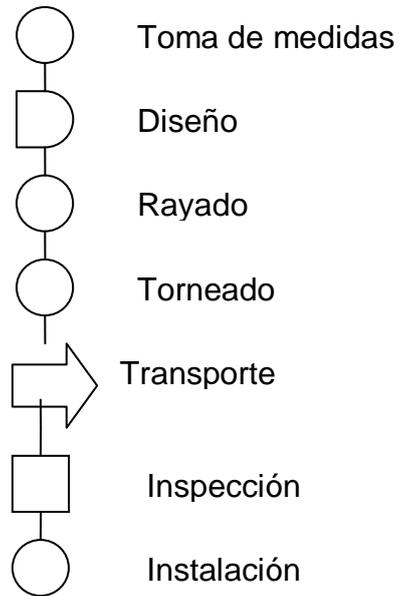


Figura 6.21: Diagrama de proceso de los pernos de sujeción

Eje Motriz

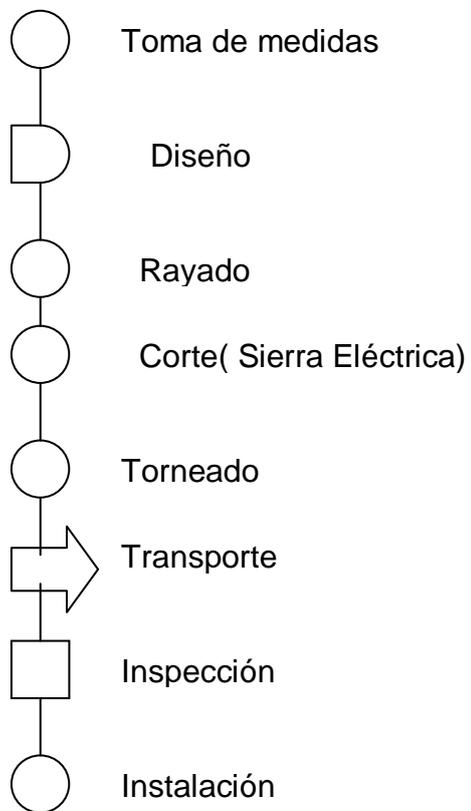


Figura 6.22: Diagrama de proceso del Eje Motriz

Biela

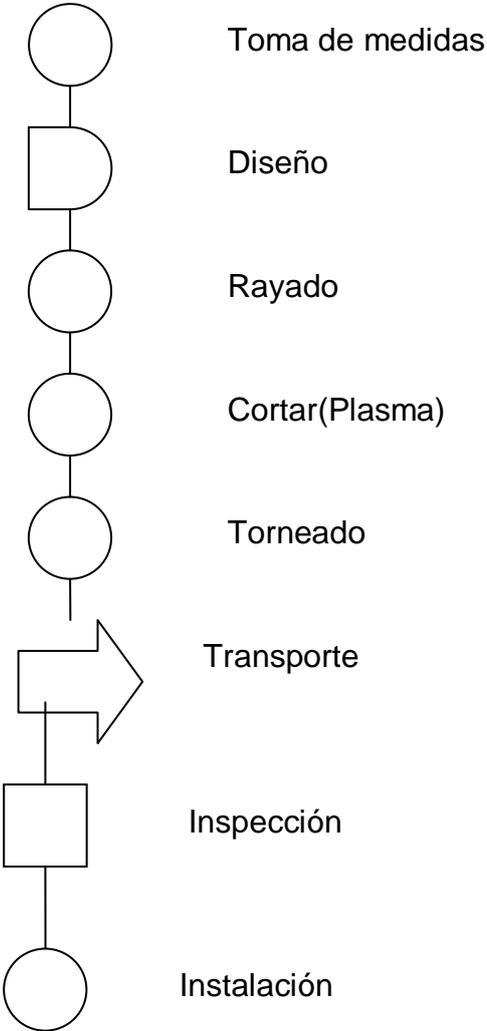


Figura 6.23: Diagrama de proceso de la biela

Travesaño

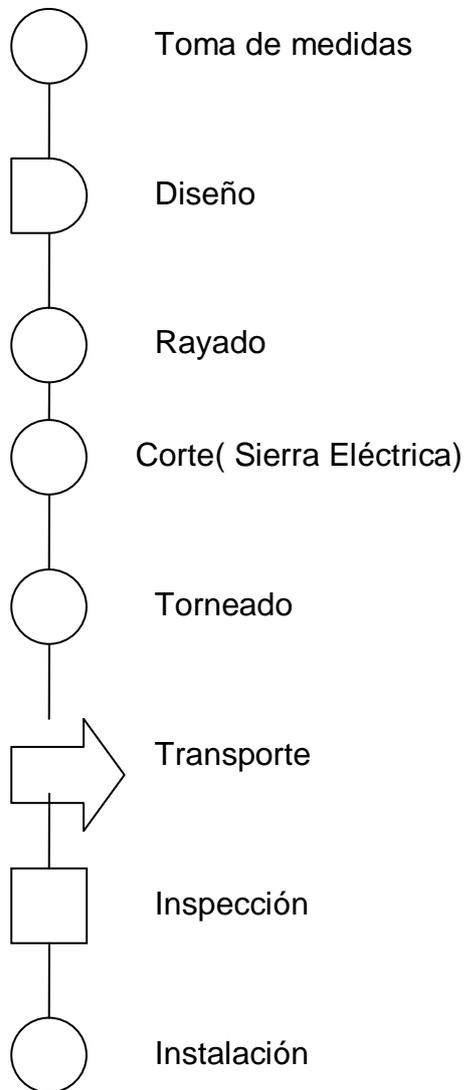


Figura 6.24: Diagrama de proceso del travesaño

6.2 MANUFACTURA DE LOS ACCESORIOS DE LA MCCH

Para la manufactura fue necesario el pedido de una orden de trabajo para la construcción de matrices para los tamices que a continuación se detallan:

6.2.1 ÓRDENES DE TRABAJO

ORDEN DE TRABAJO	
FECHA:	30-Dic-06
DE:	KENNET C.A.
PARA:	Metálicas Portilla
ASUNTO:	Elaborar matrices para embutición
NOMBRE PIEZA:	Matriz pequeña
DETALLE	
PLANO:	Adjunto (Matriz pequeña.DWG)
MATERIAL:	Acero k750
ACABADO:	n7, sin porosidad
TOLERANCIA:	0,10%
CANTIDAD:	1

Tabla 6.15: Orden de trabajo de Matriz pequeña

ORDEN DE TRABAJO	
FECHA:	30-Dic-06
DE:	KENNET C.A.
PARA:	Metálicas Portilla
ASUNTO:	Elaborar matrices para embutición
NOMBRE PIEZA:	Matriz mediana
DETALLE	
PLANO:	Adjunto (Matriz mediana.DWG)
MATERIAL:	Acero k750
ACABADO:	n7, sin porosidad
TOLERANCIA:	0,10%
CANTIDAD:	1

Tabla 6.16: Orden de trabajo de Matriz mediana

ORDEN DE TRABAJO	
FECHA:	30-Dic-06
DE:	KENNET C.A.
PARA:	Metálicas Portilla
ASUNTO:	Elaborar matrices para embutición
NOMBRE PIEZA:	Matriz grande
DETALLE	
PLANO:	Adjunto (Matriz grande.DWG)
MATERIAL:	Acero k750
ACABADO:	n7, sin porosidad
TOLERANCIA:	0,10%
CANTIDAD:	1

Tabla 6.17: Orden de trabajo de Matriz grande

CAPITULO 7

EVALUACIÓN ECONÓMICA FINANCIERA

En el presente capítulo se detallarán los costos del proyecto, para luego analizar la viabilidad y rentabilidad del mismo

EVALUACIÓN ECONÓMICA

Los costos están divididos en directos e indirectos, tal como se describen a continuación.

7.1.1. COSTOS DIRECTOS

Los costos directos comprenden todo lo referente a la construcción de la máquina, es decir: equipos, materiales y mano de obra directa para la construcción de los distintos componentes, e incluyen también materiales y componentes del sistema de control.

La tabla 7.1 detalla los costos de la materia prima utilizada para la construcción de la máquina clasificadora de champiñones.

Tipo	Cantidad	Descripción	Material	Valor Unitario	Valor Total
Plancha	4	1220x2440x1,5	Acero inoxidable	232	928
Perfil cuadrado	2	50x50x1,5	Perfil galvanizado	16	32
Perfil "U"	2	125x50x3	SA - 36	34	68
Duralón	1		Polímero	195	195
Angulo	1	50x50x3	SA - 36	6,8	6,8
Broca	2	Φ 1/4"	Acero inoxidable	13,5	27
Broca	1	Φ 1/2"	Acero inoxidable	20	20
Broca	1	Φ 1"	Acero inoxidable	33	33
Broca	1	Φ 32 mm	Acero inoxidable	40	40
Broca	1	Φ 41 mm	Acero inoxidable	63	63
Broca	1	Φ 47 mm	Acero inoxidable	75	75
Eje hueco	1	60x50x25	Acero K750	24	24
Cilindro	1	42,5x50	Acero K750	17	17
Eje hueco	1	60x50x27	Acero K750	30	30
Cilindro	1	60x50x28	Acero K750	23	23

Eje hueco	1	60x50x27	Acero K750	36	38
Cilindro	1	60x50x28	Acero K750	28	28
Polea	1	Φ 100 mm	Aluminio	22	22
Polea	1	Φ 50 mm	Aluminio	10	10
Chumaceras	2		Fundición gris	10	20
Eje	1	Φ 50 mm	Acero al carbono no aleado	50	50
Rodamientos	2	SKF6306	Acero K750	5	10
OTROS					46
				TOTAL	1805,8

Tabla 7.1: costos materia prima

La tabla 7.2 detalla los costos de la mano de obra directa. En donde los honorarios de los proyectistas incluyen el diseño de la máquina y su mano de obra en la construcción propiamente dicha. Además la mano de obra directa del técnico incluye el alquiler de las máquinas – herramientas que fueron necesarias.

Cantidad	Puesto	Horas	Valor Hora	Valor Total
2	Proyectista	300	5	3000
2	Asesor	50	15	1500
1	Técnico	40	10	400
			TOTAL	4900

Tabla 7.2: honorarios mano de obra directa

La tabla 7.3 detalla los costos de los equipos adquiridos y necesarios para el funcionamiento de la MCCH

Cantidad	Descripción	Valor
1	Motor 3 [Hp] salida 1725 [rpm]	350
TOTAL		350

Tabla 7.3: costos equipos

7.1.2. COSTOS INDIRECTOS

En lo que se refiere a costos indirectos se incluyen los gastos administrativos, financieros y cualquier gasto extra.

La tabla 7.4 detalla los gastos administrativos que fueron necesarios para realizar el diseño y la construcción de la MCCH.

Descripción	Valor
Transporte	125
Equipos de computación	82
Utiles de oficina	30
Internet	37
Fotocopias	24,2
Ploteo de planos	50,2
Servicios Básicos	20
TOTAL	370,2

Tabla 7.4: gastos administrativos

7.1.3. COSTO TOTAL

Entonces el costo total de la ejecución del proyecto es:

$$\text{Costo total} = \text{Costos Directos} + \text{Costos Indirectos} \quad (7.1.1)$$

Reemplazando los valores, se obtiene el costo total, que es de:

$$\text{Costo Total} = 7426 \text{ US\$}$$

EVALUACIÓN FINANCIERA

FINANCIAMIENTO

Los costos de los materiales para la construcción de la máquina clasificadora de champiñones y los honorarios al personal (excepto el de los estudiantes) fueron cubiertos por la empresa KENNET, los demás costos fueron cubiertos por los estudiantes ejecutantes del proyecto

RUBROS	Valor US\$	Recursos Propios US\$	%	Empresa KENNETH US\$	%
Costos Directos	7055,80	3000,00	42,52	4055,80	57,48
Costos Indirectos	370,20	370,20	100,00	0,00	0,00
TOTAL	7426,00	3370,20	45,38	4055,80	54,62

Tabla 7.5: Financiamiento del proyecto

FLUJOS DE CAJA ESTIMADOS E ÍNDICES

Primero se debe determinar los costos que representan: el ahorro por operadores, el costo de operación y el costo de mantenimiento. Y cabe anotar que la depreciación de la máquina está considerada a 5 años.

Al implementar la máquina las 2 personas dejaron de trabajar en el proceso de selección de champiñones, que tienen un sueldo mensual de 250 US\$ con lo que se tendría un ahorro de:

$$\text{Ahorro} = 2 \times 250 \text{ US\$} \times 12 \quad (7.2.1)$$

De la expresión anterior se tiene:

$$\text{Ahorro} = 6 \text{ 000 US\$ al año}$$

El costo de operación de la máquina únicamente va a ser la energía que ésta consume al operar. Como se había expuesto anteriormente, la máquina trabajará 8 horas diarias, y si se considera un año con un promedio de 250 días laborables, entonces trabajará 2000 horas al año.

El elemento que va a consumir energía será el motor de 3 [Hp], y conociendo el valor del [KW/h] para el sector industrial, se realiza el cálculo:

Equipo	Potencia (KW)	horas/año	Energía (KW*h)	Costo KW*h (US\$)	Costo anual (US\$)
Motor	2,238	2000	4476	0,35	1566,5

Tabla 7.6: Costo de operación de la MCCH

El mantenimiento de la máquina se deberá realizar cada mes como mínimo, el cual comprende la limpieza interna como externa, y su lubricación que es fundamental. Los costos de mantenimiento son únicamente el lubricante, agua, detergente y alcohol que se utilice, así como el tiempo que el operador invierta en esta operación, en total cada acción de mantenimiento será de 20 US\$.

$$\text{Costo Anual Mtto: } 20 \text{ US\$} * \# \text{ acciones mto año} \quad (7.2.2)$$

De la expresión anterior tenemos:

$$\text{Costo Mtto} = 240 \text{ US\$ al año}$$

En las siguientes tablas se presenta el flujo de capital usando una tasa de inflación sugerida del 3, 11% y un periodo de 5 años

Año	0	1	2	3	4	5
Inversión	-7426,00	0,00	0,00	0,00	0,00	-7426,00
Ahorro Operadores	0,00	6000,00	6186,60	6379,00	6577,39	6781,95
Operación	0,00	-1566,60	-1615,32	-1665,56	-1717,36	-1770,77
Mantenimiento	0,00	-240,00	-247,46	-255,16	-263,10	-271,28
Total	-7426,00	4193,40	4323,81	4458,29	4596,94	-2686,10

Tabla 7.7: Flujo de Capital

Con los datos de la tabla anterior podemos calcular el Valor Actual Neto (**VAN**), que se obtiene igual a US\$ 4035,23, lo que demuestra que el proyecto es muy rentable ya que nos arroja un valor positivo muy significativo.

$$\text{VAN} = \text{US\$ } 4035,23$$

De igual manera se calcula la Tasa Interna de Retorno (**TIR**), que es la tasa de descuento para la cual el VAN es igual a cero; en este caso se tiene un TIR del 46%, lo cual ratifica que el proyecto es muy rentable ya que la tasa actual de interés pasivo está alrededor del 5%.

$$\text{TIR} = 41 \%$$

Al final se determina la relación Beneficio / Costo (B/C), definida como los ingresos sobre los gastos, que para el proyecto es igual a 1,92; que al ser mayor a 1, demuestra nuevamente que el proyecto es rentable.

$$\text{B} / \text{C} = 1,92$$

Después de obtener el VAN, TIR y el B/C, se concluye que la máquina clasificadora de champiñones resulta muy rentable desde el punto de vista económico

CAPÍTULO 8

CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

8.3 CONCLUSIONES

- Luego de haber analizado cuidadosamente cada opción de las diferentes alternativas, mediante una matriz de decisión, se determinó que una máquina clasificadora inclinada con un sistema motriz basado en el mecanismo biela-manivela-corredera, es la más idónea para los objetivos que se plantean conseguir.
- La mayor influencia para decidirnos por esa alternativa, fue el requerimiento fundamental de la empresa Kennet por cuidar al champiñón y no maltratarlo; seguido por las bondades ya descritas en el proyecto en especial la económica.
- En los aspectos en los cuales no se contó con información detallada, se hicieron pequeñas pruebas para determinar la mejor alternativa de diseño; así:
 - Para el movimiento de vaivén de la máquina, las pruebas dicen que es más eficiente el movimiento horizontal que el vertical
 - Para el diseño de las cribas (tamices) de la máquina, las pruebas arrojaron que la mejor opción para la disposición de los agujeros es la “alternada”.
 - Para la pendiente de la MCCH, las pruebas con mejores resultados fueron con una pendiente del 5% (3°).
- En el diseño de la máquina, al haberlo realizado componente a componente, se tienen diferentes factores de seguridad, pero todos cumplen con los requerimientos mínimos de diseño; e incluso se pueden ver

factores altos, sin embargo ésto puede suceder por dos situaciones: requerimiento de la empresa, o material proporcionado por la empresa.

- El diseño realizado es sanitario y cumple con las normas internacionales 3A y el CODEX alimentario. Por ello fue necesaria la utilización de acero inoxidable AISI 304; y su limpieza se puede realizar con gran facilidad
- Los indicadores económicos, TIR (41%), VAN (US\$ 4035,23) y B/C (1,92), apuntan un éxito inminente de la máquina en la aplicación para la que fue diseñada.
- Los costos de la MCCH, expresados en la evaluación económica, son elevados por tratarse de un prototipo, lo que conlleva haber hecho un análisis de diseño completo; así estos costos disminuirán considerablemente en caso de construir una nueva máquina, por cuanto se dispone ya del diseño y de las matrices.

8.4 RECOMENDACIONES

8.4.1 RECOMENDACIONES GENERALES

- Para la optimización del funcionamiento de la máquina, en lo que se refiere al volumen de carga, es recomendable se lo realice mediante una banda transportadora que pueda tener regulación en su velocidad de operación.
- Es indispensable un programa de lubricación para el mantenimiento de la máquina clasificadora de champiñones, y al no ser complicado, entra sin ningún problema en el mantenimiento conjunto de las demás máquinas de la empresa Kennet; tal como se indica en el manual de operación de la máquina. (anexo F)

- Al trabajar con acero inoxidable y necesitar soldas especiales, se recomienda asesoramiento y supervisión de soldadores capacitados en estos tipos de suelda.
- En los proyectos que cuentan con un auspiciante, como en este caso, es recomendable una comunicación fluida y permanente entre los ejecutantes y la empresa, así no se tendrán problemas al final de proyecto y ambas partes estarán satisfechas.
- No se recomienda el uso de moto-reductores para este proyecto, los cuales, elevan el costo de la máquina. Sin embargo en proyectos que requieran velocidades angulares menores, se los recomienda por cuanto son mucho más confiables en su funcionamiento y simplifican la disposición de los diferentes elementos constituyentes.

8.4.2 RECOMENDACIONES DE MANUFACTURA

Muchos de los defectos superficiales se introducen durante la fabricación y manejo de los materiales y equipo. A través de la insistencia en procedimientos e inspecciones adecuados, se pueden evitar muchos problemas asociados con la falta de cuidados y errores de fabricación. Se sugieren las siguientes especificaciones para agregar a las órdenes de compra:

1 – Todas las superficies que estarán en contacto con los productos del proceso deberán estar libres de aceite, grasa, marcas de dedos, crayones, tintas, pinturas, cintas, y otras sustancias que contengan material orgánico. Se requerirá el test previsto por la norma ASTM A380.

2 – Todas las superficies deberán estar libres de contaminación por hierro. Se requerirán los tests del agua y del ferróxilo estipulados en la norma ASTM A380.

3 – Todas las soldaduras deberán estar libres de coloración y otras oxidaciones, salpicaduras, marcas de electrodos, decapantes y zonas manchadas por cepillado y pulido. Si la inspección visual revela estos defectos, se requerirá el tratamiento mecánico, químico y/o electroquímico adecuado.

4 – Todos los defectos de soldadura tales como penetración incompleta, fusión incompleta y rajaduras, deberán ser reparadas desbastando y volviendo a soldar.

5 – Se requerirá que todas las aberturas sean cerradas después que se hayan realizado los procedimientos de limpieza. Todas las tapas deberán permanecer en posición hasta en ensamblado final y durante el transporte.

8.4.3 RECOMENDACIONES DE INSTALACIÓN Y OPERACIÓN

A menudo los equipos se ensucian y contaminan durante la instalación y operación. Se deben eliminar los precipitados, productos depositados, polvo y suciedad, y otros materiales adheridos a la superficie. Normalmente los procedimientos de limpieza de los equipos en funcionamiento incluyen todos o alguno de los siguientes procedimientos:

1 – desagotado y enjuagado con agua limpia

2 – lavado con agua a alta presión

3 – inyección de vapor a baja y/o alta presión

4 – lavado con solventes o álcalis para eliminar aceites, grasas y otras sustancias orgánicas. Si se usan limpiadores alcalinos, debe ser seguido por un lavado con agua limpia.

5 – lavado con ácidos, seguido por un enjuague con agua limpia. Si se usa ácido clorhídrico, se debe tener un cuidado extremo, debido a que los cloruros residuales pueden promover la corrosión

BIBLIOGRAFÍA

- SHIGLEY J., Diseño en Ingeniería Mecánica, Mc Graw Hill, 2002
- OLMEDO F., Mecanismos con Mathcad, s.f.
- GERE J., Mecánica de Materiales, Thomson, 2002
- OCVIRK F., Mecanismos y Dinámica de la Maquinaria, Noriega Editores, 1990
- LARBURU, Prontuario de Máquinas Herramientas, Thomson, 1989
- MOTT R., Diseño de Elementos de Máquinas, Prentice Hall, 1995.
- MARKS, Manual del Ingeniero Mecánico, Mc Graw Hill, 2001
- AGA, Catálogo de soldadura, AGA, 2004
- SKF, Catálogo de rodamientos, SKF, s.f.
- TRELLEBORG, Catálogo de bandas y poleas, TRELLEBORG, 2001

ANEXOS

ANEXO A

Planos de Diseño, Construcción y Montaje de la Máquina

ANEXO B

Detalle de Cálculos de Análisis Cinemática y Dinámico

ANEXO C

Detalle de Cálculos de Diseño de Elementos de Máquina

ANEXO D

Carta de satisfacción del proyecto
por parte de Kennet C.A.

ANEXO E

Fotografías e la Máquina

ANEXO F

Manual de Operación y Mantenimiento de la MCCH

ANEXO G

Tablas de selección del Catálogo
de rodamientos SKF

ANEXO H

Tablas de selección del Catálogo
de bandas y poleas
TRELLEBORG