

TRABAJO ESPECIAL DE GRADO

**DISEÑO DE UN SISTEMA DE EXTRACCION DE PULPA DE
MANGO COCIDA PARA FINES DE CONSUMO HUMANO CON
CALIDAD EXPORTABLE**

Presentado ante la ilustre
Universidad Central de Venezuela.

Por el bachiller:

Hernández E., Gerardo R.

Para optar al título de Ingeniero
Mecánico.

Caracas, 2004

TRABAJO ESPECIAL DE GRADO

DISEÑO DE UN SISTEMA DE EXTRACCION DE PULPA DE MANGO COCIDA PARA FINES DE CONSUMO HUMANO CON CALIDAD EXPORTABLE

TUTOR: Prof. Fausto Carpentiero.

Presentado ante la ilustre
Universidad Central de Venezuela.

Por el bachiller:

Hernández E., Gerardo R.

Para optar al título de Ingeniero
Mecánico.

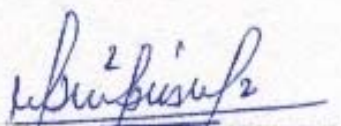
Caracas, 2004

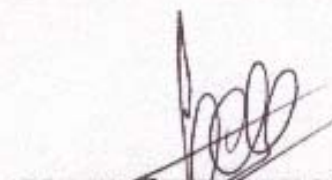
Caracas, Junio del 2004

Los abajo firmantes, miembros del Jurado por el Consejo de Escuela de Ingeniería Mecánica, para evaluar el Trabajo Especial de Grado presentado por el bachiller *Gerardo R. Hernández E.*, titulado:

**“DISEÑO DE UN SISTEMA DE EXTRACCION DE PULPA DE MANGO
COCIDA PARA FINES DE CONSUMO HUMANO Y CALIDAD
EXPORTABLE”**

Consideran que el mismo cumple con los requisitos exigidos por el plan de estudios conducente al Título de Ingeniero Mecánico, y sin que ello signifique que se hacen solidarios con las ideas expuestas por el autor, lo declaran **APROBADO**.


Prof. Manuel Martínez
Jurado


Prof. Pedro Lecue
Jurado



AGRADECIMIENTOS

Ante todo a **DIOS**, por sembrar en mí la fuerza y la voluntad necesaria para la culminación de este trabajo. Su guía a través de todo el camino ha sido el mayor aliciente para lo que hoy he logrado.

A la Universidad Central de Venezuela por brindarme una excelente formación académica, permitiendo no solo mi desarrollo profesional, sino además, mi crecimiento como persona en todos los ámbitos de mi vida. En mi mente queda grabado el recuerdo de tantas enseñanzas que representan el inicio de una nueva etapa.

A mi tutor, el Profesor Fausto Carpentiero, por facilitarme las herramientas adecuadas que permitieron la culminación de esta tesis.

Al cuerpo de profesores de la Escuela de Ingeniería Mecánica, así como a todo el personal que allí labora. Especialmente, a los Profesores Manuel Martínez, Antonio Barragán y Pedro Lecue, por darme la orientación necesaria para el desarrollo de este trabajo.

Al Ingeniero Gerardo Boadas por la proposición del tema de esta tesis que me ha permitido dar un sentido distinto a la Ingeniería Mecánica.

Al Centro de Investigaciones del Estado para la Producción Experimental Agroindustrial (CIEPE) y todo su personal, por la maravillosa atención recibida en las visitas realizadas a sus instalaciones. En especial, a la Licenciada Magaly Lira de Parra por sus valiosos consejos y su aporte, en cuanto a la Tecnología de Alimentos se refiere.

Al Instituto de Química y Tecnología de la Facultad de Agronomía de Maracay, por brindarme la experiencia práctica necesaria para la comprensión adecuada del procesamiento de frutas.

A la Escuela de Tecnología de los Alimentos de la Facultad de Ciencias y su biblioteca, por la valiosa información obtenida en sus instalaciones.

A la Empresa Transmisiones Industriales por la orientación recibida en la evaluación de costos y en la selección de los componentes adecuados.

A mis compañeros de clases, quienes supieron brindar momentos de alegría e ímpetu para alcanzar juntos el mismo objetivo.

A Erika especialmente, por ese apoyo que trascendió mucho más allá de palabras para convertirse en un soporte moral invaluable y una motivación más para el logro de este importante objetivo de mi vida. Por enseñarme el verdadero sentido de una amistad desinteresada y sincera, y por toda la ayuda que supo ofrecerme en los momentos más difíciles.

A mis amigos que siempre creyeron en mí y con los que podré contar eternamente. Por compartir juntos ese sueño de superación que siempre hemos albergado y que ha servido como inspiración para seguir adelante.

A mi gran familia que estuvieron atentos en todo momento y que supieron brindar la ayuda necesaria en cada etapa de mi vida, y a todas aquellas personas que de una forma u otra pusieron un grano de arena para la culminación de este trabajo.

DEDICATORIA

Descifrar solo con palabras lo que significa la culminación de este trabajo no parece una labor sencilla, pues este paso es también el comienzo de una nueva forma de vida que se ha iniciado en mí. El resultado de lo que hoy he logrado obedece a la consecución de un sueño que empezó desde mi niñez y del cual mi *Padre* siempre representará la mayor motivación. Quizás la vida no me permitió compartir este importante triunfo junto a él, pero estoy seguro que en cualquier lugar en que se encuentre expresará una sonrisa de satisfacción por el logro de este sueño, porque también era el suyo. Sus sabias palabras y sus enseñanzas siempre serán el principal legado que se albergará en mi corazón a lo largo de mi vida, para radicar en mi alma la suficiente fuerza y voluntad que me permita alcanzar mis metas. *Gracias.*

A mi *Madre* por esa confianza que en cada momento depósito en mí para el logro de este objetivo. Por su amor, su constancia y su dedicación. Por representar la persona más maravillosa que siempre supo apoyarme sobre todas las cosas y a pesar de las dificultades. Por esa lección invaluable de una mujer que supo salir adelante y vencer los obstáculos más adversos. Este triunfo también es tuyo. *Te Amo, hoy y siempre.*

A mis bellas *hermanas*, Ingrid y Belkys, por ese apoyo incondicional y desinteresado que supieron brindarme en esta etapa de mi vida. Por esa mano siempre tendida dispuesta a prestar la más valiosa ayuda que he podido recibir. Por ser mis mejores amigas y también parte de mi lucha. Por ese cariño y esas ganas de crecimiento que siempre se ha albergado en nosotros. Por esa vida común que ha estado marcado de momentos tristes, pero ante todo con la felicidad implícita de estar juntos como verdaderos hermanos. *Gracias y sigamos luchando.*

Hernández E, Gerardo R.

DISEÑO DE UN SISTEMA DE EXTRACCION DE PULPA DE MANGO COCIDA PARA FINES DE CONSUMO HUMANO CON CALIDAD EXPORTABLE

Tutor Académico: Prof. Fausto Carpentiero. Tesis. Caracas, U.C.V. Facultad de Ingeniería. Escuela de Ingeniería Mecánica. 2003. 293 Pág.

Pulpa, Lavado, Escaldado, Despulpado.

En este trabajo, se desarrollo un sistema de extracción de pulpa de mango cocida utilizando los fundamentos teóricos del Diseño de Máquinas y la aplicación de herramientas computacionales en el Diseño Asistido por Computadora. Este sistema consta de dos componentes principales para la obtención del producto final. El primero se refiere al lavado y escaldado de la materia prima, donde una cesta transportadora es desplazada por medio de cadenas de rodillos que la llevan a transitar por cada una de las fases del proceso. El segundo trata del despulpado y refinado de la fruta en el que la acción de unas paletas giratorias obligan al material a rotar contra las paredes de un tamiz fijo, donde la acción de una fuerza centrífuga permite el desmembramiento de dicha fruta para la obtención de su pulpa a través de los agujeros del recipiente cilíndrico.

Se determina la configuración básica de un sistema de control que permite regular las variables de mayor importancia que entran en juego durante todo el proceso y se establecen planes de mantenimientos a los componentes más sensibles de cada sistema. Una evaluación final de costos permite determinar la factibilidad económica de los diseños presentados y da la posibilidad de contrastarlo con mecanismos similares de extracción de pulpa.

ÍNDICE GENERAL

AGRADECIMIENTOS	i
DEDICATORIA	iii
RESUMEN	iv
ÍNDICE DE FIGURAS	xii
ÍNDICE DE TABLAS	xvii
INTRODUCCIÓN	xix

CAPITULO 1. PRESENTACIÓN DEL PROBLEMA

1.1 Planteamiento del Problema	1
1.2 Objetivos.....	3
1.2.1 Objetivo General	3
1.2.2 Objetivos Específicos.....	3
1.3 Justificación de la Investigación.....	4
1.4 Limitaciones	5

CAPITULO 2. MARCO TEÓRICO

2.1 El Mango	6
2.1.1 Origen.....	6
2.1.2 Clasificación Botánica.....	7
2.1.3 Fruto	8
2.1.4 Semilla.....	9
2.1.5 Variedades.....	9

2.1.6	Parámetros de la Calidad del Fruto	11
2.1.6.1	Calidad de la Pulpa.....	11
2.1.6.2	Estado de Madurez.....	13
2.1.6.3	Color.....	13
2.1.6.4	Peso	14
2.1.6.5	Almacenaje.....	14
2.1.6.6	Control de Enfermedades.....	15
2.1.7	Valor Nutricional.....	16
2.1.8	Importancia Económica y Distribución Geográfica.....	16
2.1.9	El Mango en Venezuela	18
2.2	Procesamiento de Frutas.....	20
2.2.1	Características de las Pulpas.....	20
2.2.1.1	Organolépticas	21
2.2.1.2	Fisicoquímicas	22
2.2.1.3	Microbiológicas	24
2.2.2	Proceso Manual para el Mango.....	25
2.2.2.1	Generalidades Biológicas.....	25
2.2.2.2	Recepción y Selección	26
2.2.2.3	Lavado.....	26
2.2.2.4	Escaldado	26
2.2.2.5	Pelado y Troceado.....	27
2.2.2.6	Despulpado.....	27
2.2.2.7	Tratamiento Térmico.....	27
2.2.2.8	Aditivos.....	28
2.2.2.9	Envasado	28
2.2.2.10	Enfriamiento.....	28
2.2.3	Posibilidades de Industrialización.....	29
2.3	Tecnología de los Alimentos.....	33
2.3.1	Limpieza de las materias primas	33
2.3.1.1	Métodos Secos	34
2.3.1.2	Métodos Húmedos	34

2.3.2	Escaldado.....	34
2.3.2.1	Inmersión en Agua Caliente.....	36
2.3.2.2	Vapor.....	36
2.3.3	Formación de Pulpa.....	36

CAPITULO 3. MARCO METODOLÓGICO

3.1	Sistema de Lavado.....	38
3.1.1	Alternativas Propuestas.....	38
3.1.1.1	Inmersión.....	38
3.1.1.2	Flotación.....	38
3.1.1.3	Tambor y Aspersión.....	39
3.1.1.4	Cinta y Aspersión.....	40
3.1.1.5	Combinados.....	41
3.1.2	Evaluación.....	42
3.1.2.1	Criterios y Ponderación.....	42
3.1.2.2	Escala de puntuación.....	43
3.1.3	Matriz de selección.....	43
3.1.4	Presentación del sistema.....	44
3.2	Sistema de Escaldado.....	47
3.2.1	Alternativas Propuestas.....	47
3.2.1.1	Tanque de Escaldado.....	47
3.2.1.2	Tornillo Sin Fin.....	47
3.2.1.3	Escaldadora Horizontal.....	48
3.2.1.4	Escaldadora Dual.....	49
3.2.2	Evaluación.....	49
3.2.2.1	Criterios y Ponderación.....	49
3.2.2.2	Escala de Puntuación.....	50

3.2.3	Matriz de Selección	51
3.2.4	Presentación del Sistema	51
3.3	Sistema de Despulpado – Refinado	53
3.3.1	Alternativas Propuestas	53
3.3.1.1	Extractor de Paletas	53
3.3.1.2	Extractor de Cepillos	53
3.3.1.3	Centrífuga Especial	54
3.3.1.4	Combinados	55
3.3.2	Evaluación	56
3.3.2.1	Criterios y Ponderación	56
3.3.2.2	Escala de Puntuación	56
3.3.3	Matriz de Selección	57
3.3.4	Presentación del Sistema	57
3.4	Integración de Componentes	59
3.4.1	Posibilidades de Integración	59
3.4.1.1	Sistema Lavado - Escaldado	59
3.4.1.2	Sistema Escaldado – Despulpado - Refinado	60
3.4.2	Presentación Final del Sistema	60
3.5	Selección de Materiales	64
3.5.1	Acero Inoxidable	64

CAPITULO 4. SISTEMA DE LAVADO – ESCALDADO

4.1	Cesta Transportadora	67
4.1.1	Dimensiones	67
4.1.2	Malla	75
4.1.3	Elementos de Sujeción	76
4.1.4	Materiales	78
4.1.4.1	Platinas Transversales Curvas (C)	80
4.1.4.2	Platinas Longitudinales Secundarias y Platinas Laterales	89

4.1.4.3	Platinas Longitudinales Principales (B)	90
4.1.4.4	Platinas Transversales Principales (A)	94
4.1.4.6	Eje de Soporte	97
4.1.4.7	Cilindro de Soporte	101
4.1.5	Peso de la Cesta	105
4.1.6	Configuración Final	106
4.2	Cadena Transportadora	107
4.2.1	Velocidad Preliminar	109
4.2.2	Dimensiones Preliminares	113
4.2.3	Carga en la Cadena	122
4.2.4	Preselección	124
4.2.5	Curvas Verticales	125
4.2.6	Selección Definitiva	130
4.2.7	Cálculo Punto a Punto	131
4.2.8	Sistema de Tracción	135
4.2.8.1	Motor - Reductor	136
4.2.8.2	Transmisión de Cadena	138
4.2.8.3	Eje Impulsor	142
4.2.9	Accesorios	146
4.2.9.1	Ruedas Catarinas	146
4.2.9.2	Eje de Soporte para las Ruedas	147
4.2.9.3	Selección de Cojinetes	150
4.2.9.4	Sistema Tensor	152
4.2.10	Configuración Final	153
4.3	Lavado – Enjuague – Escurrido	155
4.3.1	Tuberías	156
4.3.2	Depósito de Agua	158
4.3.3	Configuración Final	160

4.4	Escaldado.....	162
4.4.1	Cuarto de Escaldado.....	163
4.4.2	Entrada y Salida del Vapor.....	164
4.4.3	Aislantes.....	165
4.4.4	Configuración Final.....	166
4.5	Sistema de Carga y Descarga.....	168
4.5.1	Carga.....	168
4.5.2	Descarga.....	171
4.6	Estructura.....	174
4.7	Configuración Final del Sistema.....	176

CAPITULO 5. SISTEMA DE DESPULPADO – REFINADO

5.1	Eje Impulsor.....	179
5.1.1	Paletas.....	179
5.1.1.1	Despulpado.....	180
5.1.1.2	Refinado.....	185
5.1.1.3	Soporte.....	186
5.1.2	Transmisión de Potencia.....	187
5.1.3	Cargas Estáticas.....	189
5.1.4	Fatiga.....	192
5.2	Selección de Cojinetes.....	196
5.3	Sistema de Tracción.....	197
5.4	Tamices y terminales.....	198
5.4.1	Tamiz.....	199
5.4.2	Entrada y salida de la fruta.....	200
5.4.3	Terminales de las paletas.....	203
5.4.4	Protector para el eje.....	204
5.5	Estructura.....	206

5.6	Configuración Final del Sistema	208
5.7	Integración al Sistema de Lavado – Escaldado	210

CAPITULO 6. CONTROL Y MANTENIMIENTO

6.1	Sistemas de Control.....	212
6.1.1	Velocidad de Transporte en la Cadena.....	213
6.1.2	Flujo de Agua en Tuberías	216
6.1.3	Temperatura de Escaldado	217
6.2	Mantenimiento.....	221
6.2.1	Limpieza y Desinfección.....	222
6.3	Producción y Calidad	224
6.3.1	Generalidades Sobre la Producción.....	224
6.3.2	Control de Calidad.....	226
6.3.3	Técnicas de Conservación de Pulpas.....	227

CAPITULO 7. EVALUACIÓN DE COSTOS

7.1	Empresas y Proveedores.....	230
7.2	Sistema de Lavado – Escaldado	232
7.3	Sistema de Despulpado – Refinado.....	234
7.4	Costo Total	236

CONCLUSIONES	237
---------------------------	-----

RECOMENDACIONES	240
------------------------------	-----

BIBLIOGRAFÍA	241
---------------------------	-----

APÉNDICES A: PLANOS	245
----------------------------------	-----

APÉNDICES B: PRESUPUESTOS	272
--	-----

ANEXOS	276
---------------------	-----

ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 1.	Árbol de Mango.....	8
Figura 2.	Fruto de Mango	8
Figura 3.	Estados de Madurez del Mango	13
Figura 4.	Estados de Desarrollo del Mango.....	14
Figura 5.	Rendimiento en pulpa de algunas frutas.....	21
Figura 6.	Sólidos Solubles (%) de algunas pulpas de frutas	23
Figura 7.	Acidez (% ácido cítrico anhidro) aproximada de algunas pulpas de fruta.....	24
Figura 8.	Métodos Mecánicos utilizados en la extracción de Pulpa de Mango	30
Figura 9.	Tanque de Inmersión	38
Figura 10.	Flotación	39
Figura 11.	Tambor Rotatorio	40
Figura 12.	Cinta y Aspersión	40
Figura 13.	Sistema de Lavado Combinado	41
Figura 14.	Tanque de Escaldado.....	47
Figura 15.	Tornillo Sin Fin	48
Figura 16.	Escaldadora Horizontal	48
Figura 17.	Escaldadora Dual.....	49
Figura 18.	Extractor de Paletas	53
Figura 19.	Extractor de Cepillos	54
Figura 20.	Centrífuga Especial	54
Figura 21.	Sistema Combinado de Despulpado – Refinado	55
Figura 22.	Sistema de Lavado – Escaldado	61
Figura 23.	Sistema de Despulpado – Refinado	61
Figura 24.	Cesta Transportadora.....	62
Figura 25.	Variedad Keitt. Dimensiones Promedios	68
Figura 26.	Paralelepípedo Unitario Promedio	68

Figura 27.	Paralelepípedo Unitario de Diseño	70
Figura 28.	Ventajas del Traslado de las Frutas en una Sola Columna.....	71
Figura 29.	Determinación del Ancho de la Cesta	71
Figura 30.	Determinación del Claro o Distancia entre Cestas	72
Figura 31.	Ancho, Largo y Altura de la Cesta	74
Figura 32.	Media Circunferencia Inferior	74
Figura 33.	Arreglo Rectangular de la Malla	76
Figura 34.	Elemento de Sujeción Alterno.....	77
Figura 35.	Horizontalidad de la Cesta Transportadora	77
Figura 36.	Eje de Soporte.....	78
Figura 37.	Elementos que Conforman la Cesta Transportadora	79
Figura 38.	Soldadura de Filete	80
Figura 39.	Platinas Transversales Curvas (C).....	81
Figura 40.	Sistema Análogo (C)	81
Figura 41.	Diagramas para la Platina Transversal Curva	82
Figura 42.	Elementos Curvos Sometidos a Flexión.....	86
Figura 43.	Platinas Longitudinales Secundarias y Platinas Laterales.....	89
Figura 44.	Platina Lateral F2	90
Figura 45.	Platinas Longitudinales Principales (B)	90
Figura 46.	Sistema Análogo (B)	91
Figura 47.	Diagramas para la Platina Longitudinal Principal.....	92
Figura 48.	Platinas Transversales Principales (A)	94
Figura 49.	Sistema Análogo (A)	95
Figura 50.	Diagramas para la Platina Transversal Principal (A)	96
Figura 51.	Ejes de Soporte	98
Figura 52.	Sistema Análogo (Eje de Soporte)	98
Figura 53.	Diagramas para el Eje de Soporte	99
Figura 54.	Cilindro de Soporte.....	101
Figura 55.	Sistema Análogo (Cilindro de Soporte)	102
Figura 56.	Diagramas para el Cilindro de Soporte	103
Figura 57.	Cesta Transportadora. Diseño Final	106

Figura 58.	Traslado de la Cesta por Par de Cadenas de Rodillos	107
Figura 59.	Geometría Preliminar del Sistema de Lavado – Escaldado. Plano Lateral.....	110
Figura 60.	Rango de tiempo para el Escaldado de la Fruta	112
Figura 61.	Longitud y Altura de Carga.....	116
Figura 62.	Descenso y Ascenso en la fase de Lavado	116
Figura 63.	Determinación de la Longitud de Enfriamiento	117
Figura 64.	Determinación de la Altura de Retorno.....	118
Figura 65.	Primera Dimensión Preliminar para la Cadena Transportadora. Plano Lateral.....	119
Figura 66.	Determinación de la Distancia entre Cadenas	120
Figura 67.	Isometría Preliminar de la Trayectoria de las Cadenas Transportadoras ...	121
Figura 68.	Determinación del Diámetro de las Curvas Verticales.....	127
Figura 69.	Segunda Dimensión Preliminar para la Cadena Transportadora. Plano Lateral.....	128
Figura 70.	Tercera Dimensión Preliminar para la Cadena Transportadora. Plano Lateral.....	133
Figura 71.	Combinación Motor - Reductor	137
Figura 72.	Transmisión de Cadena	138
Figura 73.	Transmisión de Cadena. Reducción Adicional	141
Figura 74.	Eje Impulsor	142
Figura 75.	Sistemas Fuerza – Par.....	144
Figura 76.	Diagramas para el Eje Impulsor	144
Figura 77.	Configuración Final del Eje Impulsor	146
Figura 78.	Ruedas Catarinas	146
Figura 79.	Eje de Soporte para las Ruedas Catarinas	147
Figura 80.	Sistema Análogo para el Eje de las Ruedas Catarinas	148
Figura 81.	Diagramas para el Eje de las Ruedas Catarinas.....	148
Figura 82.	Cojinetes	150
Figura 83.	Sistema Tensor de Brazo Angular	153

Figura 84.	Configuración Final de la Cadena Transportadora y el Sistema de Tracción.....	153
Figura 85.	Configuración Preliminar del Lavado – Enjuague – Escurrido. Plano Lateral.....	155
Figura 86.	Disposición de Tuberías	157
Figura 87.	Depósito de Agua	159
Figura 88.	Lavado – Enjuague – Escurrido	161
Figura 89.	Configuración Preliminar del Escaldado. Plano Lateral	162
Figura 90.	Cuarto de Escaldado	163
Figura 91.	Sistema de Distribución de Vapor	164
Figura 92.	Campana Recolectora.....	165
Figura 93.	Configuración Final del Escaldado	167
Figura 94.	Configuración Preliminar del Sistema de Carga	168
Figura 95.	Bandeja de Recepción	169
Figura 96.	Elemento Giratorio	169
Figura 97.	Configuración Final de la Carga del Sistema.....	171
Figura 98.	Configuración Preliminar de la Descarga del Sistema.....	172
Figura 99.	Configuración Final de la Descarga del Sistema.....	173
Figura 100.	Cargas y Tensiones del Diseño. Plano Lateral	174
Figura 101.	Configuración Preliminar de la Estructura.....	175
Figura 102.	Configuración Final del Sistema A	176
Figura 103.	Configuración Final del Sistema B.....	177
Figura 104.	Configuración Preliminar Eje – Paletas	179
Figura 105.	Paletas del Despulpado.....	180
Figura 106.	Análisis de Fuerzas.....	181
Figura 107.	Fuerzas en la Platina Longitudinal	183
Figura 108.	Diagramas para la Platina Longitudinal	183
Figura 109.	Paletas del Refinado	185
Figura 110.	Soporte de las Paletas	186
Figura 111.	Transmisión de Cadena en el Despulpado – Refinado.....	189
Figura 112.	Sistema Análogo para el Eje Impulsor	190

Figura 113.	Diagramas para el Eje Impulsor	191
Figura 114.	Configuración Modificada par el Eje Impulsor.....	192
Figura 115.	Sistema de Tracción	197
Figura 116.	Elementos que Conforman el Despulpado – Refinado.....	198
Figura 117.	Cuerpo Central.....	199
Figura 118.	Tamiz Doble	200
Figura 119.	Cuerpo Lateral.....	201
Figura 120.	Cuerpo Cilíndrico de Salida	202
Figura 121.	Tapa o Cubierta	203
Figura 122.	Terminales de las Paletas.....	204
Figura 123.	Protector para el Eje	205
Figura 124.	Estructura de Soporte del Despulpado – Refinado.....	206
Figura 125.	Configuración Final del Sistema C.....	208
Figura 126.	Configuración Final del Sistema D	209
Figura 127.	Sistema de Extracción de Pulpa de Mango	210
Figura 128.	Convertidor de Frecuencia	215
Figura 129.	Válvula de Globo.....	217
Figura 130.	Control de Temperatura en el Cuarto de Escaldado.....	218
Figura 131.	Termopar	219

ÍNDICE DE TABLAS

Tabla N° 1.	Valor Nutricional del Mango.....	16
Tabla N° 2.	Principales Exportadores de Mangos	17
Tabla N° 3.	Producción y Rendimiento del Mango en Venezuela	18
Tabla N° 4.	Principales Estados Productores de Mango en Venezuela.....	19
Tabla N° 5.	Matriz de Selección para el Sistema de Lavado.....	44
Tabla N° 6.	Matriz de Selección para el Sistema de Escaldado	51
Tabla N° 7.	Matriz de Selección del Sistema de Despulpado – Refinado.....	57
Tabla N° 8.	Diferentes Dimensiones para el Paralelepípedo Unitario.....	70
Tabla N° 9.	Platinas Transversales Curvas	85
Tabla N° 10.	Platinas Longitudinales Secundarias y Platinas Laterales.....	89
Tabla N° 11.	Platinas Longitudinales Principales.....	93
Tabla N° 12.	Platinas Transversales Principales.....	97
Tabla N° 13.	Ejes de Soporte.....	101
Tabla N° 14.	Cilindros de Soporte	104
Tabla N° 15.	Velocidades Preliminares de Transporte	112
Tabla N° 16.	Determinación de la Longitud de cada Proceso	114
Tabla N° 17.	Primera Dimensión Preliminar para la Cadena Transportadora.....	120
Tabla N° 18.	Cadena RS50SS.....	125
Tabla N° 19.	Segunda Dimensión Preliminar para la Cadena Transportadora.....	129
Tabla N° 20.	Segunda Carga o Empuje para cada Cadena	130
Tabla N° 21.	Método Punto a Punto	134
Tabla N° 22.	Reductores de Velocidad.....	137
Tabla N° 23.	Cadena ANSI 80.....	140
Tabla N° 24.	Eje Impulsor	145
Tabla N° 25.	Ruedas Catarinas	147
Tabla N° 26.	Ejes de Soporte para las Ruedas Catarinas.....	149
Tabla N° 27.	Cojinetes de Bola para las Ruedas Catarinas	151
Tabla N° 28.	Cojinetes de Bola para el Soporte del Eje Impulsor.....	152

Tabla N° 29. Tuberías de Entrada y Salida.....	157
Tabla N° 30. Bloques y Planchas de Espuma de Uretano	165
Tabla N° 31. Platinas Longitudinales de las Paletas.....	184
Tabla N° 32. Platinas Transversales de las Paletas.....	185
Tabla N° 33. Paletas del Refinado	186
Tabla N° 34. Cadena ANSI 40.....	188
Tabla N° 35. Eje Impulsor del Despulpado	192
Tabla N° 36. Cojinetes de Bola para el Soporte del Eje Impulsor del Despulpado.....	196
Tabla N° 37. Mantenimiento del Sistema	222
Tabla N° 38. Empresas y Proveedores.....	230
Tabla N° 39. Presupuesto A1.....	232
Tabla N° 40. Presupuesto A2.....	233
Tabla N° 41. Costo Total del Sistema de Lavado – Escaldado.....	233
Tabla N° 42. Presupuesto B1	234
Tabla N° 43. Presupuesto B2	234
Tabla N° 44. Costo Total del Sistema de Despulpado – Refinado	235
Tabla N° 45. Costo Total del Sistema de Extracción de Pulpa.....	236

INTRODUCCION

En el mundo actual, la industrialización de los procesos alimenticios ha sido una tarea ardua pero necesaria para el desarrollo de los pueblos, pues ésta satisface una necesidad elemental de los individuos y determina en gran medida la dependencia entre las naciones. Venezuela cuenta con enormes recursos para la explotación, transformación y exportación de productos alimenticios debido a las bondades que posee. No solo referente a la calidad de la tierra, sino además al potencial humano y a los extraordinarios ingresos que genera la actividad petrolera. Este potencial hace necesario el estudio de procesos productivos que permitan el desarrollo de ésta área, fundamental para la economía de cualquier país. Para ello se requiere la aplicación de tecnologías innovadoras capaces de minimizar los costos y el tiempo de producción, haciendo especial énfasis en la calidad del producto que se obtiene.

Dentro del grupo de alimentos capaces de competir en los mercados internacionales, las frutas tropicales poseen características que las hacen únicas para su desarrollo dentro de la actividad industrial en Venezuela. Las condiciones climáticas y morfológicas que posee la región generan una serie de ventajas para el cultivo de estos frutos que no se presentan en otras latitudes, donde son consideradas exóticas por su difícil obtención. Es entonces cuando deben aprovecharse éstas prerrogativas para dar un mayor valor agregado a la materia prima, y a su vez generar actividades que puedan ser productivas y competitivas.

El mango es quizás uno de los frutos exóticos más conocidos y apreciados. Su valor radica en su exquisito sabor y en su alto poder alimenticio. Un solo mango aporta toda la vitamina C que necesita un individuo para el día, 2/3 de las necesidades de vitamina A, casi la mitad de las necesidades de vitamina E, una cuarta parte de la fibra que necesita el cuerpo y una combinación de minerales entre los que se encuentran hierro y potasio. Las posibilidades de industrialización de ésta fruta es

enorme debido a la gran producción que se tiene en el país, la cual en gran parte es desperdiciada. Además, cuenta con una variedad de subproductos que tienen un alto valor en los mercados foráneos. Para la obtención de la mayoría de estos productos es necesario, como paso fundamental, la extracción de la pulpa de mango, cuya dificultad radica en la separación de la piel y la semilla, las cuales pueden ser también aprovechables.

Todas estas razones han creado la necesidad de desarrollar un sistema de extracción de pulpa de mango cocida para el consumo humano y con posibilidades de exportación. El estudio se basa en el desarrollo de elementos de máquinas que puedan llevar a cabo dicho proceso y que permitan obtener un producto de calidad competitiva. Para ello se usan las herramientas de cálculo procedentes del diseño, complementados con la aplicación de instrumentos para el Diseño Asistido por Computadora. De esta forma se logran simular el comportamiento de los diferentes elementos que conforman el sistema y así anticipar cualquier error que pueda alterar su funcionamiento, previniendo la posible inversión en la construcción de un prototipo.

El proceso consta de tres sistemas fundamentales para el lavado, el escaldado y el despulpado de la fruta, las cuales han sido desarrolladas bajo los parámetros propuestos por la tecnología de los alimentos y las diferentes normas que rigen la materia. La posterior integración de estos componentes determinan el diseño final a ser empleado, donde además se proponen los sistemas de control para el proceso, así como los planes de mantenimiento de la maquinaria. La evaluación final de costos permite la comparación del sistema propuesto con otros ya existentes y con ello la viabilidad económica del diseño propuesto para su posterior construcción.

CAPITULO 1

PRESENTACION DEL PROBLEMA

1.1. PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA.

Las posibilidades de desarrollo en el campo alimenticio tiene como requisito indispensable la aplicación de técnicas modernas que puedan sustituir los procesos manuales y artesanales que aún son usados en el país. La creciente demanda y la agresiva competitividad de las empresas en el logro de sus objetivos hace necesario impulsar la labor de pequeños empresarios dispuestos a mejorar la producción de sus industrias, más cuando la principal premisa es la calidad del producto que se quiere ofrecer.

Enmarcado en este concepto el Ingeniero Gerardo Boadas ha propuesto el desarrollo de un sistema de extracción de pulpa de mango cocida, motivado por el interés de pequeños empresarios de la ciudad de Puerto Ordaz quienes tienen como objetivo la automatización del proceso productivo de esta fruta para así poder alcanzar mayores niveles de producción y por ende, el crecimiento de sus empresas.

Para definir el problema con claridad, exactitud y precisión es necesario indagar las diferentes alternativas que se presentan hoy en día para la extracción de la pulpa, y definir de esta forma, las variables necesarias que entran en juego. Para los procesos manuales existen una serie de pasos fundamentales recomendados por la Red Latinoamericana de Agroindustria de Frutas Tropicales, que establecen parámetros específicos al respecto. Ellos abarcan los procesos de recepción y selección, lavado, escaldado, pelado y troceado, despulpado, tratamiento térmico, aditivos, envasado, y enfriamiento.

El sistema propuesto busca la automatización de los procesos de lavado, escaldado, pelado y troceado, y despulpado, con los que se obtiene la pulpa de mango necesaria para proceder a los otros tratamientos. Cada sistema es independiente, capaz de integrarse a los demás componentes en la búsqueda de la continuidad y la automatización.

Los diferentes parámetros que rigen cada proceso son determinados por la Tecnología de los Alimentos, ciencia que tiene entre sus objetivos el establecimiento de tales variables, las cuales han sido previamente analizadas por especialistas en la materia. También es necesaria la adaptación del sistema a las diferentes normas sanitarias y de higiene para la construcción de maquinarias destinadas a la producción de alimentos, así como las variables ergonómicas que puedan afectar a los operarios de dichas maquinas.

La base del problema radica en la necesidad de desarrollar un sistema capaz de automatizar un proceso que es realizado manualmente y para ello se siguen las diferentes fases del diseño con la que se pretende dar una solución puntual a un problema específico.

1.2. OBJETIVOS.

1.2.1. OBJETIVOS GENERALES.

El presente trabajo tiene como objetivo principal el diseño de un sistema de extracción de pulpa de mango cocida para fines de consumo humano y con calidad exportable.

1.2.2. OBJETIVOS ESPECIFICOS.

- Recopilar información técnica de los procesos de extracción de pulpa de diferentes frutas tropicales.
- Recopilar información de las normas para la manipulación de alimentos.
- Realizar el estudio para el sistema de lavado de la fruta.
- Realizar el estudio para el sistema de escaldado de la fruta.
- Realizar el estudio para el sistema de despulpado de la fruta.
- Diseñar el sistema final mediante la integración de componentes.
- Calcular y seleccionar los compresores y motores eléctricos requeridos en el sistema.
- Seleccionar los sistemas de control.
- Establecer planes de mantenimiento del sistema.
- Realizar cálculos de costos.

1.3. JUSTIFICACION DE LA INVESTIGACION.

El diseño de un sistema de extracción de pulpa de mango trae consigo una serie de ventajas para aquellos pequeños empresarios que vienen realizando esta labor en forma manual. Más que la reducción en la mano de obra, el incremento de la producción y la disminución de costos, lo que se busca es el crecimiento de la actividad dentro del país con la posibilidad explícita de lograr niveles de exportación. Para ello no solo son necesarias estas variables, sino además enfatizar en la importancia que tiene la calidad del producto para cualquier actividad que quiera ser competitiva en este mundo industrializado.

En países de la región como Brasil, Costa Rica y Colombia, se han emprendido planes ambiciosos de producción de frutas tropicales y sus derivados, que han resultados beneficiosos no solo para las empresas exportadoras, sino también para esos países. Venezuela, que no dista mucho en sus recursos agropecuarios a estas naciones, tiene un enorme potencial para desarrollar estas actividades y así generar ingresos adicionales por conceptos de exportación.

En los países del hemisferio norte estas frutas tienen un gran atractivo y valor, debido a la dificultad que tienen estas naciones en desarrollar los procesos productivos necesarios por sus propias condiciones climatológicas. A pesar de ello, la tecnología involucrada en estos procesos proviene de esos países que resultan recelosos al momento de transferirla. Por esta razón, resulta indispensable el desarrollar tales tecnologías en el país y así dar un impulso a aquellos empresarios que tengan una visión amplia de la actividad.

1.4. LIMITACIONES.

Las limitaciones que presenta el diseño del sistema de extracción de pulpa de mango se fundamenta en las variables estudiadas por lo especialistas en Tecnología de Alimentos e Ingeniería Agrónoma que establecen los parámetros bajo los cuales se circunscribe cada proceso. Estos se refieren a las diferentes condiciones a las que debe ser sometida la fruta para la obtención final de la pulpa y que se desarrollan en el siguiente capítulo.

Además, se deben seguir las normas sanitarias pertinentes a la construcción de maquinarias para la producción de alimentos y el importante papel que juega la ergonomía en las actividades industriales.

Este trabajo abarca la selección del diseño, los cálculos empleados, la simulación computacional, los sistemas de control, planes de mantenimiento y la evaluación final de costos. No incluye la construcción final del sistema pero abre las puertas a dicha posibilidad.

CAPITULO 2

MARCO TEORICO

2.1. EL MANGO.

2.1.1. ORIGEN.

El mango está reconocido en la actualidad como uno de los 3 ó 4 frutos tropicales más exóticos. Ha estado bajo cultivo desde los tiempos prehistóricos. Las Sagradas Escrituras en Sánscrito, las leyendas y el folklore hindú 2.000 años antes de Cristo, se refieren a él como de origen antiguo, aún desde entonces, el árbol de mango ha sido objeto de gran veneración en la India y sus frutos constituyen un artículo estimado como comestibles a través de los tiempos. Aparentemente es originario del noroeste de la India y el norte de Burma en las laderas del Himalaya y posiblemente también de Ceilán.

El mango está distribuido por todo el sureste de Asia y el archipiélago Malayo desde épocas antiguas. Se le ha descrito en la literatura china del siglo VII como un cultivo frutal bien conocido en las partes más cálidas de China e Indochina. La temprana prominencia del mango en su tierra nativa sale a la luz por el hecho de que Akbar, el gran Moguel de la India del siglo XVI, tenía un huerto conteniendo 100.000 árboles de mango.

El mundo occidental se relacionó con el mango e inició su actual distribución mundial con la apertura, por los portugueses, de las rutas marítimas hacia el Lejano Oriente, al principio del siglo XVI. También se le llevó de Indochina a la isla de Mindanao y a Sulus por el siglo XIII, no siendo sino hasta fines del siglo XIV y principio del siglo XV que los viajeros españoles llevaron la fruta desde la India hasta

Manila, en Luzón. Mientras tanto, los portugueses en Goa, cerca de Bombay, transportaron fruta de mango al sur de África, de ahí hacia Brasil, alrededor del siglo XVI y unos 40 años después a la Isla de Barbados.

Del mismo modo, los españoles introdujeron este cultivo a sus colonias tropicales del Continente Americano, por medio del tráfico entre las Filipinas y la costa oeste de México por los siglos XV y XVI. Jamaica importó sus primeros mangos de Barbados hacia 1782 y las otras islas de las Indias Occidentales, al principio del siglo XVII. Los mangos fueron llevados de México a Hawai, en 1809, y a California, alrededor de 1880, mientras que la primera plantación permanente en Florida data de 1861.

2.1.2. CLASIFICACION BOTANICA.

Mangifera indica L., es el miembro más importante de los *Anacardiaceae* o familia del marañón. Tiene algunos parientes bien conocidos, tales como el marañón (*Anacardium occidentale L.*), el pistachero (*Pistacia vera L.*), los mombins (*Spondias* spp.), y la familiar hiedra venenosa o roble venenoso de Norteamérica (*Rhus toxicodendron L.*, o *R.radicans L.*), entre otros.

La mayoría de todas las especies de la familia se caracterizan por los canales de resina y muchos son famosos por su savia irritante y venenosa, que puede ocasionar dermatitis severa. El género *Mangifera* comprende más o menos 50 especies nativas del sureste de Asia o las islas circundantes, excepto una, *M. africana* que se encuentra en África. Sólo 3 ó 4 especies del grupo producen frutas comestibles; sin embargo, muchas de las otras especies pueden ser de un valor potencial para fines de mejoramiento, puesto que ellas poseen flores con 5 estambres fértiles.



Figura 1. Árbol de Mango.

2.1.3. FRUTO.

Se trata de una gran drupa carnosa que puede contener uno o más embriones. Los mangos de tipo indio son monoembriónicos y de ellos derivan la mayoría de los cultivos comerciales. Generalmente los mangos poliembriónicos se utilizan como patrones. Posee un mesocarpo comestible de diferente grosor según las condiciones de cultivo.

Su peso varía desde 150 g hasta 2 Kg. Su forma también es variable, pero generalmente es ovoide-oblonga, notoriamente aplanada, redondeada, u obtusa a ambos extremos, de 4-25 cm. de largo y 1,5-10 cm. de grosor. El color puede estar entre verde, amarillo y diferentes tonalidades de rosa, rojo y violeta. La cáscara es gruesa, frecuentemente con lenticelas blancas prominentes; la carne es de color amarilla o anaranjada, jugosa y sabrosa.



Figura 2. Fruto de Mango

2.1.4. SEMILLA.

Es ovoide, oblonga, alargada, estando recubierta por un endocarpio grueso y leñoso con una capa fibrosa externa, que se puede extender dentro de la carne.

2.1.5. VARIEDADES.

El Instituto Colombiano de Agricultura realiza una clasificación de las variedades de Mango, basado en el estudio de Galvis y Herrera de 1995. En esta clasificación se encuentran las siguientes variedades de Mango ya aceptadas mundialmente:

- *Haden*: su fruto es de tamaño medio a grande, con un peso entre 380 y 700 gramos y una forma ovalada; la cáscara presenta color amarillo vivo con manchas púrpuras, con numerosas lenticulas pequeñas. La pulpa es firme y tiene poca fibra. En suelos fértiles, los árboles tienden a crecer mucho. Son susceptibles a la antracnosis y poseen la tendencia a formar frutas partenocárpicas.
- *Kent*: el fruto es de tamaño grande, con un peso que oscila entre los 500 y 800 gramos y forma ovalada orbicular; la cáscara es de color verde claro a amarillo con pintas rojo oscuro y numerosas lenticelas amarillas pequeñas. La pulpa posee agradable sabor, es jugosa, de poca fibrosidad y alto contenido de azúcares.
- *Keitt*: los frutos son de forma ovalada y su tamaño va de medianos a grandes. El peso promedio es 600 gramos. La corteza es de color amarillo con manchas rojas. La pulpa es jugosa, muy firme y tiene poca fibra.
- *Ruby*: la fruta es de tamaño mediano, con un peso promedio de 350 gramos. La piel es de color amarillo o anaranjado con fondo oscuro. La pulpa es de calidad excelente, con un alto contenido de azúcares y no tiene fibrosidad.

- *Tommy Atkins*: la fruta es de tamaño grande con un peso promedio de 600 gramos. La forma es ovalada. La cáscara es amarilla rojiza, lisa, brillante, gruesa y resistente a daños mecánicos. Tiene lenticelas visibles de color verde amarillento. La pulpa contiene alta cantidad de fibra fina. Es susceptible a la pudrición interna y a nariz blanda.
- *Albania*: la fruta tiene forma ovalada y un peso promedio de 500 gramos. La corteza es de color verde con fondo amarillo. La pulpa es de buena calidad, jugosa, con pocas fibras. Es susceptible al ataque de antracnosis.
- *Mariquita*: la fruta tiene forma ovalada y un peso promedio de 300 gramos. La pulpa presenta fibrosidad, es dulce y jugosa.
- *Van Dyke*: la fruta tiene un peso promedio de 350 gramos y es de color rojo y amarillo. Posee poca fibra. Es poco susceptible a antracnosis y su estación de cosecha es tardía.
- *Pig 693*: es un árbol vigoroso de rápido crecimiento y precoz, con frutos de tamaño mediano (325 gramos) y de coloración atractiva cuando están maduros.
- *Bocado de reina*: frutos pequeños (140 gramos) con alto contenido de fibra. Los árboles son muy productivos.
- *Lorito*: los frutos son grandes (400 gramos) y de buen sabor; la pulpa es anaranjada, aunque la coloración externa es pobre; tiene poco contenido de fibra. La semilla es pequeña y poco adherida a la pulpa. Es una de las variedades que ha presentado resistencia a antracnosis.
- *Irwin*: obtenida en el estado de la Florida, Estados Unidos, a partir de la variedad Lippens. La fruta es mediana (325 gramos). La pulpa tiene poco contenido de fibra y su aroma es agradable. Su coloración externa es amarilla y el color de la pulpa es más oscuro.
- *Mango de azúcar*: este es un mango de buen aroma, color, sabor, olor y tamaño; tiene poca fibra. Se obtienen dos cosechas al año. Presenta buenas características para el consumo fresco y, además, para el procesamiento agroindustrial.

- *Mango manzanita*: es un mango pequeño, muy dulce, usado principalmente en la preparación de pastas y dulces. Tiene la desventaja de ser poco resistente al transporte. La fruta es de color amarillo - pálido.
- *Palmer*: la fruta es oblonga con un peso promedio de 650 gramos. Posee gran número de lenticelas grandes en la corteza. La pulpa es firme y con poca fibra.
- *Zill*: de tamaño mediano, con un peso promedio de 350 gramos. Su forma es ovalada cortada. La cáscara es amarilla, con leves matices rosados y muchas lenticelas amarillas. La pulpa tiene un suave aroma; y es muy dulce y de buena calidad.

2.1.6. PARAMETROS DE LA CALIDAD DEL FRUTO.

En los últimos años, grandes superficies están siendo plantadas con mango, sobre todo en Latinoamérica, con vista a abastecer los crecientes mercados de Europa y Norteamérica. Los aumentos futuros de las producciones conducirán sin duda a una demanda específica para fruta de alta calidad. La calidad es el resultado de muchos factores, algunos de los cuales se discuten a continuación.

2.1.6.1. Calidad de la pulpa:

Los cultivos de Indochina, Filipinas y la India son generalmente muy dulces y son consumidos principalmente en países tropicales. Pero es importante subrayar que entre los cultivos de mejor calidad de pulpa, los hay tempranos, de media estación y tardíos y algunos de ellos (Irwin, Lippens, Keitt) tienen además buenos resultados de productividad, estabilidad y no presentan problemáticas limitantes graves.

El fuerte sabor a trementina de casi todos los cultivos de la India desagrada a algunas personas. En Europa y Norteamérica los cultivos sub - ácidos de Florida son generalmente preferidos.

El contenido en fibras es muy variable, incluso dentro del mismo grupo de cultivos de los dos más populares de Florida, Tommy Atkins es muy fibroso siéndolo Keitt mucho menos. Se trata de una característica comercial importante, pues el consumidor europeo no gusta de la fibra en los frutos de mango. En general se está de acuerdo en que los cultivos con contenido medio en fibras, como Tommy Atkins, son aceptables. Las tendencias modernas hacia alimentos fibrosos mantendrán probablemente esta situación, aunque los cultivos con mucho menos contenido en fibras como Peach, no son considerados aceptables en el comercio internacional.

El contenido en azúcar es muy importante, pues existe una cierta relación con la "valoración de la calidad de la pulpa". Sin embargo, no es determinante de una preferencia por parte del consumidor, pues hay otros aspectos en la pulpa de gran importancia como su consistencia y la intensidad del sabor terpénico, carácter sub – ácido en el sabor de fondo de la pulpa; así hay cultivos que sin estar entre los más azucarados son muy apreciados y valorados por el consumidor, tal ocurre con el Osteen y algo similar ocurre con la pulpa de la variedad mejicana Manzanillo.

La mejor relación media peso/pulpa del fruto la ofrece el cultivo Osteen (88.22%) seguido del Irwin (86.0%). La peor el Keitt (72.63%), el Sensation (78.14%) y el Van Dyke (78.96%). En general todos los cultivos presentan una gran uniformidad en esta medida, con coeficientes de variación menores del 5%.

La relación volumétrica entre hueso y fruto es una característica muy importante desde el punto de vista del consumidor, pues la menor relación volumétrica determina mayor cantidad de pulpa en el conjunto del fruto. El cultivo Osteen es quien presenta una relación volumétrica más favorable, junto a Lippens y al Tolbert. La peor relación desde el punto de vista del mercado la presenta el Sensation y el Van Dyke.

2.1.6.2. Estado de madurez:

A causa de las largas distancias en el transporte marítimo, los mangos son recogidos generalmente en la etapa maduro verdosa. Su definición es difícil porque implica un cambio en el color de la piel, desde verde oscuro a verde claro. Si una fruta es recogida demasiado pronto, su sabor es afectado de forma negativa. Es por lo tanto esencial definir un estado de madurez mínimo.

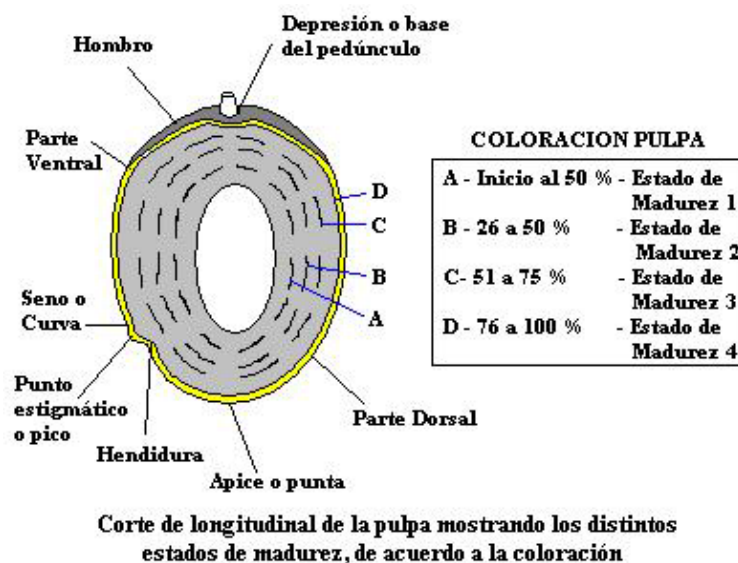


Figura 3. Estados de Madurez del Mango.

Varios países utilizan un sistema de media de densidad simplificado, ya que ésta se incrementa con la madurez. Las frutas maduras se hunden en agua mientras las inmaduras flotan sobre la superficie.

2.1.6.3. Color:

El consumidor europeo prefiere frutos con un cierto color rojo o rojizo al menos parcialmente coloreados, y los frutos totalmente verdes de algunas variedades indias, por ejemplo, son menos apreciados en el mercado. Los cultivares filipinos, indochinos y casi todos los indios, muestran, en su maduración una epidermis verde o

amarilla. Casi todos los cultivos de Florida, tienen bastante color rojo, aunque hay excepciones.

2.1.6.4. Peso:

El peso de la fruta depende del cultivo, de las condiciones de crecimiento y de la cosecha. Casi todos los mercados prefieren la fruta en la gama de 300 a 500 gramos. Para obtener estos tamaños será necesario técnicas de cultivo especiales en algunos cultivares.

Los frutos de tamaño demasiado pequeños presentan el inconveniente de que un fruto de semilla tan voluminosa como el mango da la sensación que con el fruto pequeño se adquiere menos pulpa, aunque realmente no es así, pues la relación volumétrica pulpa/fruto es función lineal del tamaño. En caso de frutos demasiado grandes, pueden llegar a ser muy caros adquirirlos por piezas y contener demasiada pulpa para una ración.

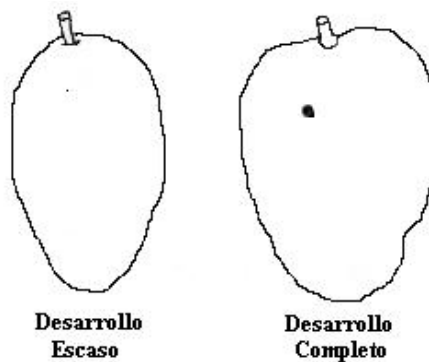


Figura 4. Estados de Desarrollo del Mango.

2.1.6.5. Almacenaje:

Los mangos, como muchas otras frutas tropicales y subtropicales, se dañan por las bajas temperaturas durante el almacenaje. La temperatura de tránsito

recomendada varía según las áreas de producción entre 10 y 13° C del nivel bajo, el riesgo de daño por frío aumenta. A 13° C el proceso de maduración no se para completamente y el período de almacenaje se reduce. Como con casi todas las frutas, la atmósfera controlada, la eliminación de etileno o el sellado de frutas individuales en bolsas de plástico de permeabilidad controlada, alargan el período de almacenaje bajo condiciones de laboratorio.

Largos almacenajes, especialmente a bajas temperaturas disminuyen el contenido de azúcar y ácido de las frutas. Los problemas de calidad son evidentes tras el transporte de la fruta por barco, cuando el tiempo transcurrido entre la recogida y el consumo alcanza los 35 días. Mangos recién recogidos, almacenados a 18-22° C alcanzan el estado blando comestible en 8-10 días.

2.1.6.6. Control de enfermedades:

- *Mosca de la fruta*: algunos países como Japón, Chile, EE.UU. y Nueva Zelanda exigen la aplicación de un tratamiento hidrotérmico para el control de la mosca de la fruta como requisito indispensable para permitir la entrada de mangos en estos países. Este consiste en el tratamiento con agua a 46 °C durante 90 minutos. Aunque también son admitidas otras alternativas como el tratamiento por vapor caliente y la irradiación.
- *Antracnosis*: las lesiones que se producen durante la recolección del fruto, continúan su desarrollo durante el almacenaje y maduración. Se controla de manera eficaz con el tratamiento de inmersión en agua caliente.
- *Pudriciones de la base del fruto*: se controlan de manera eficaz con el tratamiento de inmersión en agua caliente añadiéndole a ésta Benomilo a dosis de 500-1000 ppm a una temperatura de 50°C, aunque sólo será válido en aquellos países donde se permita la aplicación de este fungicida.
- *Mancha negra (Alternaria)*: la aplicación de un fungicida como Procloraz aplicado como lavado durante 15 segundos después de la inmersión en agua caliente ha tenido grandes resultados.

2.1.7. VALOR NUTRICIONAL.

Los frutos del mango constituyen un valioso suplemento dietético, pues es muy rico en vitaminas A y C, minerales, fibras y anti-oxidantes; siendo bajos en calorías, grasas y sodio. Su valor calórico es de 62-64 calorías/100 g de pulpa. En la Tabla N° 1 se muestra el valor nutritivo del mango en 100 g de parte comestible.

Componentes	Valores Medios de la materia fresca
Agua (g)	81,8
Carbohidratos (g)	16,4
Fibra (g)	0,7
Vitamina A (U.I.)	1100
Proteínas (g)	0,5
Ácido Ascórbico (mg)	80
Fósforo (mg)	14
Calcio (mg)	10
Hierro (mg)	0,4
Grasa (mg)	0,1
Niacina (mg)	0,04
Tiamina (mg)	0,04
Riboflavina (mg)	0,07

Tabla N° 1. Valor Nutricional del Mango.

2.1.8. IMPORTANCIA ECONOMICA Y DISTRIBUCION GEOGRAFICA.

Ahora, se encuentran bajo cultivo áreas importantes de mango en la India, Indonesia, Florida, Hawaii, México, Sudáfrica, Queen Island, Egipto, Israel, Brasil, Cuba, Filipinas y otros numerosos países. Probablemente la India tiene más plantaciones comerciales que el total del resto del mundo. Sin embargo, la importancia económica real del mango estriba en el tremendo consumo local que se realiza en cada pueblo y ciudad de las tierras bajas de los trópicos, ya que se trata de una de las plantas más fructíferas de los países tropicales. Esta especie se cultiva en todos los países de Latinoamérica, siendo México el principal país exportador del mundo.

Como cosecha de exportación, se coloca bastante abajo en la lista de las frutas, siendo sobrepasada en mucho por los plátanos, cítricos, aguacates, dátiles, higos, piñas y posiblemente otros, pero ocupa el segundo lugar, sólo superándolo los plátanos, en términos de uso doméstico.

El número de variedades existente es enorme. Entre aquellas de mayor valor comercial se encuentran Haden, Edward, Tommy Atkins, Manila, etc. Venezuela se encuentra entre los escasos exportadores de esta fruta y existen interesantes oportunidades en el mercado internacional. En efecto con una producción mundial de 24.975.204 toneladas, apenas 576.413 fueron exportadas en 1999 (FAO, 2001). Es decir que el comercio mundial representa apenas el 2,31% de la producción. En la Tabla N° 2 se pueden apreciar los principales exportadores a nivel mundial para el año 1997.

País	Producción (t) 1999	Rendimiento (Kg./ha) 1999	Exportación (t) 1997
Mundo	24.975.204	9.035	460.709
India	12.000.000	9.231	47.149
China	2.936.522	14.050	9.394
México	1.529.307	9.761	204.002
Tailandia	1.350.000	10.000	10.473
Pakistán	937.705	9.976	37.971
Filipinas	931.500	9.920	35.102
Brasil	605.000	9.603	53.765
Venezuela	130.180	15.497	4.583

**Tabla N° 2. Principales exportadores de mangos.
(FAO, 2001)**

2.1.9. EL MANGO EN VENEZUELA.

La mejor época de cosecha para el Mango en Venezuela es en los meses de Junio, Julio y Agosto. Los rendimientos obtenidos en el país se encuentran entre los más elevados del mundo y la calidad también es apreciada. Venezuela es el 8vo exportador mundial, pero su participación en un mercado dominado por México (44,2%) es muy reducida (0,99%). En la Tabla N° 3 se puede observar la producción y el rendimiento de mango en el país.

	94	95	96	97	98	99	00	01*
Producción (toneladas)	137.671	134.562	137.584	143.403	132.853	132.460	130.268	74.982
Rendimiento (Kg./ha)	15.770	15.002	15.002	15.372	14.808	14.900	15.311	14.723

Tabla N° 3. Producción y rendimiento del mango en Venezuela
(MAC, 1994-1997; MPC, 1998-2000; MAT, 2001)

*cifras sujetas a revisión

La producción de mango en Venezuela se encuentra concentrada en los estados Guárico, Cojedes y Aragua. Los mejores rendimientos se han registrado en Cojedes y Bolívar, con años en los cuales han superado los 20.000 Kg./ha (Cojedes, 1994), valores excelentes, que deberían constituir una base importante para desarrollar las exportaciones. El Dto. Federal aunque con menor producción (3.400 t en 1998) ha logrado alcanzar también excelentes rendimientos (20 Kg./ha). En la Tabla N° 4 se muestran los principales productores de mango en el país.

	94	95	96	97	98	99	00	01*
Guárico	79.880	77.251	80.441	84.185	73.950	72.720	69.919	23.712
Cojedes	26.650	18.135	11.364	13.077	12.960	12.600	11.655	9.750
Bolívar	3.363	2.332	11.872	12.224	4.215	5.810	3.435	3.265
Aragua	6.082	7.549	9.510	9.510	18.000	18.300	20.920	18.425
Monagas	4.178	4.310	6.750	6.350	7.520	7.520	7.520	7.525
Miranda	5.713	6.172	6.392	3.840	3.804	3.832	4.042	3.830

Tabla N° 4. Principales estados productores de Mango en Venezuela (toneladas)
(MAC, 1994-1997; MPC, 1998-2000; MAT, 2001)

***cifras sujetas a revisión**

2.2. PROCESAMIENTO DE FRUTAS.

2.2.1. CARACTERISTICAS DE LAS PULPAS.

Según la norma COVENIN 977 la pulpa de fruta es la porción carnosa y comestible de la fruta y se caracteriza por poseer una variada gama de compuestos nutricionales que les confieren un atractivo especial a los consumidores. Están compuestas de agua en un 70 a 95%, pero su mayor atractivo desde el punto de vista nutricional es su aporte a la dieta de vitaminas, minerales, enzimas y carbohidratos como la fibra. La composición en pulpa también varía mucho entre el amplio número de frutas producidas. En la Figura N° 5 se observa esta fluctuación. En particular, la pulpa de cada especie posee compuestos que la hacen diferente en sus características de composición, organolépticas y rendimiento. Estas características varían de manera importante aún entre frutas de una misma especie. Hay factores genéticos y agro culturales que influyen para que existan, por ejemplo guanábanas de una región que posean 12% de sólidos solubles y otras que pueden alcanzar hasta 23%. Obviamente lo mejor es conseguir frutas que posean alto rendimiento en pulpa, un elevado valor de sólidos solubles e intensas características sensoriales propias de la fruta.

Las características de las pulpas más tenidas en cuenta en la normativa venezolana son las organolépticas, las fisicoquímicas y las microbiológicas.

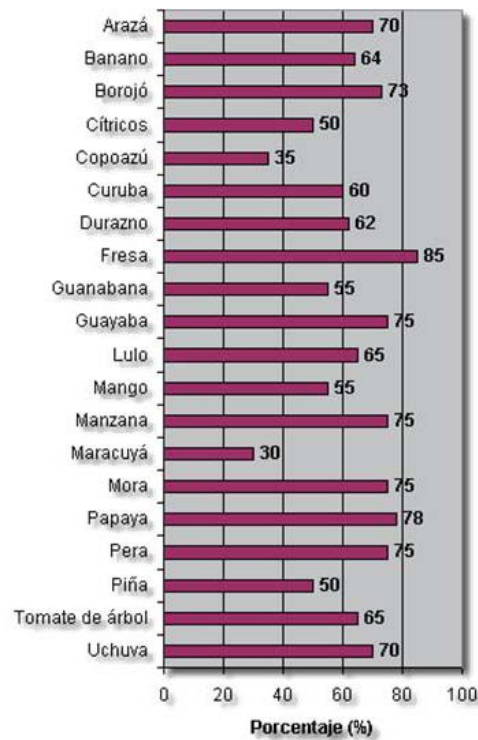


Figura 5. Rendimiento en pulpa de algunas frutas.

2.2.1.1. Organolépticas:

Las características organolépticas son las que se refieren a las propiedades detectables por los órganos de los sentidos, es decir, apariencia, color, aroma, sabor y consistencia.

La apariencia de la pulpa debe estar libre de materias extrañas, admitiéndose una separación en fases y la mínima presencia de trozos y partículas oscuras propias de la fruta utilizada. La mayor separación de fases se produce por la presencia de aire ocluido, por el tamaño grueso de las partículas que componen la pulpa y por reacciones enzimáticas en pulpas no pasteurizadas.

El aire ocluido es inevitable cuando se emplean despulpadoras que provoquen esta incorporación. En relación con el tamaño de partícula depende del diámetro del orificio del tamiz que se empleó para la separación de las semillas durante el

despulpado. A mayor diámetro, partículas más gruesas que menos se sostienen en la columna de fluido, tendiendo a caer por efectos de la fuerza de la gravedad.

La separación de fases se presenta al dejar las pulpas en estado crudo, es decir sin aplicar un tratamiento térmico que inactive las enzimas, causantes de la hidrólisis de pectinas y posterior formación de sales que precipitan. Esta precipitación es la que produce un líquido de apariencia más transparente en la parte superior y opaca en la inferior. La presencia de partículas oscuras en la pulpa se puede deber a la rotura de semillas de color oscuro durante el despulpado. También puede ser debido a la presencia de manchas oscuras en la piel de la fruta que pueden pasar a la pulpa. Este caso se puede dar en la guayaba o en la guanábana.

Las normas de los países importadores de estas pulpas establecen el grado de separación de fases y el número máximo de puntos oscuros por gramo que aceptan. La pulpa debe estar libre de sabores extraños. Cualquier sabor a viejo o de alcohol es señal de fermentación, que de inmediato es rechazado.

El color y olor deben ser semejantes a los de la fruta fresca de la cual se ha obtenido. El producto puede tener un ligero cambio de color, pero no desviado debido a alteración o elaboración defectuosa. Además la pulpa debe contener el elemento histológico, o tejido celular de la fruta correspondiente.

2.2.1.2. Fisicoquímicas:

Otras características exigidas para las pulpas son las fisicoquímicas. Específicamente la norma venezolana COVENIN establece condiciones de sólidos solubles, sólidos totales, acidez total, acidez iónica (pH) y otras, para las pulpas de frutas más comunes en el mercado nacional.

En el caso de la acidez titulable establece los niveles mínimos de ácido que debe poseer cada pulpa, expresados en porcentaje masa/masa de ácido cítrico anhidro.

Con esta medida se puede deducir el grado de madurez de la fruta que se empleo o si la pulpa ha sido diluida. En otros países piden la presencia de iones (cationes y aniones) propios de determinada fruta, de proteína, y aún de aminoácidos específicos que se hallan en cada una de las pulpas.

También se exige un nivel mínimo de sólidos disueltos o solubles determinados por lectura refractométrica a 20 °C o grados Brix. El valor de este parámetro permite igualmente deducir el grado de madurez de la fruta o si ha sido diluida. En las Figura N° 6 y N° 7 se observan los valores de acidez y Brix de las frutas más comunes. Estos datos son promedios de frutas de diferente procedencia.

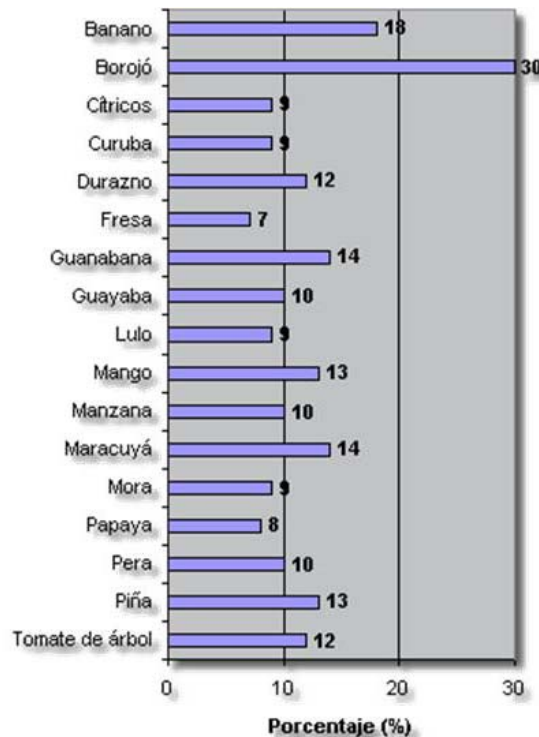


Figura 6. Sólidos solubles (%) de algunas pulpas de frutas.

Una relación muy utilizada para determinar el estado de madurez en que se encuentra una pulpa es el valor que resulta de dividir los grados Brix por la acidez; se le conoce como el Índice de Madurez (IM) o Relación ° Brix/acidez. Este valor se hace mayor cuando la fruta avanza en su proceso de maduración natural. Los

azúcares aumentan porque llegan de diversas partes de la planta a la fruta y los ácidos disminuyen porque son gastados en la respiración de la planta, de tal forma que ocurre el natural aumento de sus ° Brix y disminución de su grado de acidez. Esta relación es muy empleada para normalizar pulpas, es decir, lograr ajustar el IM a un valor específico. Con una pulpa normalizada un jefe de producción de una fábrica puede formular y elaborar un néctar también normalizado, con lo que garantiza tanto el contenido en pulpa como los Brix y la acidez final del néctar. En otras palabras, con una pulpa de cualquier procedencia que ha sido normalizada se puede preparar un néctar de características sensoriales y fisicoquímicas previstas.

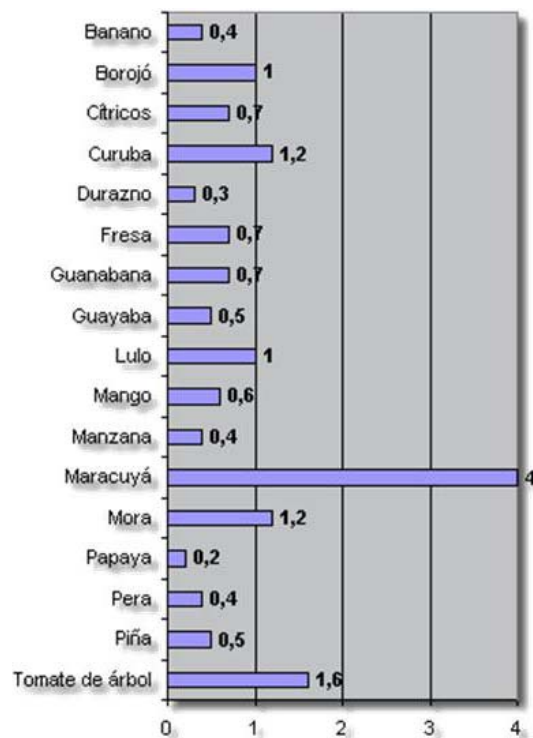


Figura 7. Acidez (% ácido cítrico anhidro) aproximada de algunas pulpas de fruta.

2.2.1.3. Microbiológicas:

Las características microbiológicas de las pulpas también están normalizadas. Se aceptan ciertos niveles de contaminación de algunos microorganismos que comúnmente pueden desarrollarse en este tipo de alimento. Las determinaciones más

usuales en la norma venezolana son la de microorganismos aerobios mesófilos, termófilos, hongos y levaduras. En otros países también se incluyen microorganismos coliformes y esporas de clostridium sulfito reductor. El nivel de estos microorganismos permitidos en las pulpas dependerá del tipo de proceso de conservación a que se haya sometido la pulpa.

2.2.2. PROCESO MANUAL PARA EL MANGO.

La Red Latinoamericana de Agroindustrias de Frutas Tropicales propone una serie de pasos que se deben seguir para la extracción de la pulpa de mango, cuando el proceso es realizado en forma manual. Estos contemplan desde la selección de la fruta hasta el envasado final de la pulpa.

2.2.2.1. Generalidades Biológicas:

La fruta de mango que se utiliza para procesar se debe cosechar en estado de madurez fisiológica, es decir, cuando el fruto está totalmente maduro. Debe tener su tamaño desarrollado y según la variedad, deben lucir un color amarillo o una combinación de este color con el rojo; y que internamente, alrededor de la semilla, tenga una coloración amarilla también.

Los mangos deben cortarse del pedúnculo de tal modo que no se desgarre la piel, para que no se exponga ninguna parte de la fruta al ambiente, debido a que esto puede producir descomposición de la misma, disminuyendo su calidad. La pulpa de mango se obtiene al separar la pulpa, o parte carnosa del fruto, de la semilla y la cáscara. Las variedades de mango más recomendables para el procesamiento son la criolla, Mora, Filipino, Irwin y Haden.

2.2.2.2. Recepción y Selección:

La persona encargada de la inspección debe considerar las siguientes características:

- Fruta sana.
- Ausencia de ataques de insectos.
- Ausencia de daños mecánicos.
- Estado de madurez fisiológica.
- Color y textura uniformes y característicos del fruto.
- Valor mínimo de sólidos solubles (° Brix) de 13 grados.
- Valor de pH entre 3,5 y 4,0.

El lugar donde se recibe en la planta debe ser limpio, ventilado, libre de insectos, animales, roedores o cualquier otro que pueda producir daño. No es recomendable dejar por mucho tiempo la fruta en la planta antes de procesarla, porque esto puede causar su deterioro.

2.2.2.3. Lavado:

La pila de lavado debe contener agua con cloro a un nivel de 15 ppm. (43 ml. de solución de hipoclorito de sodio al 3.5% -cloro líquido comercial- por cada 100 litros de agua), esto con el fin de reducir la carga microbiana, y de eliminar impurezas y suciedades del fruto. Después del lavado con agua con cloro se procede a lavar con agua potable para eliminar cualquier residuo de cloro que tenga la fruta.

2.2.2.4. Escaldado:

Esta operación tiene el propósito de producir los siguientes efectos: inactivar enzimas (compuestos químicos), sacar el aire ocluido en el interior de la fruta, reducir el número de microorganismos, remover aromas y sabores indeseables, ablandar la

fruta para facilitar el despulpado y fijar el color. Existen dos formas principales de efectuar el escaldado: inmersión en agua hirviendo, y aplicación de vapor de agua sobre la fruta.

El escaldado se aplica al producto por un tiempo tal que la fruta alcance en su interior una temperatura mínima de 75 °C. En términos generales, el tiempo es de 10 minutos para el caso del uso de agua en ebullición. Con el uso de vapor el producto se expone por 6 minutos. El mango se escalda entero, sin ser pelado.

2.2.2.5. Pelado y troceado:

Con esta operación se separa la pulpa de la semilla. Se realiza en forma manual utilizando cuchillos con filo de acero inoxidable, sobre una mesa de trabajo del mismo material. Los trozos de mango ya listos se colocan en baldes plásticos limpios para luego ser llevados al despulpador.

2.2.2.6. Despulpado:

Para obtener un puré fino, se aconseja refinar el puré pasándolo a través de un despulpador con una malla bien fina, que asegure la remoción de partes indeseables. En el despulpado, la fruta se somete a un proceso de reducción de tamaño, por lo que se obtiene una especie de puré. El tamaño de malla recomendado es de 0.5 mm. La materia que se separa de la pulpa mediante este proceso se recibe en baldes plásticos y se separa. La pulpa también se recibe en baldes y se coloca en la marmita.

2.2.2.7. Tratamiento térmico:

En la marmita la pulpa recibe un tratamiento térmico adecuado para evitar su deterioro químico y microbiológico. Este tratamiento consiste en aplicar calor hasta que la parte central de la pulpa colocada en la marmita alcance los 95°C. Debe

mantenerse a esta temperatura por 10 min. La agitación es muy importante durante todo este proceso.

2.2.2.8. Aditivos:

La adición de aditivos es recomendable para prolongar su vida útil. Uno de estos aditivos es el ácido cítrico al 0.3% como acidulante, para bajar el pH y evitar así el crecimiento de microorganismos. Además estas condiciones permiten la acción del preservante utilizado, que en la mayoría de los casos es el benzoato de sodio al 0.1%. También se recomienda la adición de ácido ascórbico al 0.1%, para que actúe como antioxidante y evite así el cambio de color del producto final (oscurecimiento). Además, ayuda a combatir los hongos y levaduras.

Estos aditivos se adicionan un poco antes de que termine el tratamiento térmico, pueden ser cinco minutos. Se disuelven en un poco de agua o pulpa caliente y se da una buena agitación para asegurar una distribución homogénea.

2.2.2.9. Envasado:

Este proceso se realiza en caliente en recipientes de material plástico. Inmediatamente después, se procede a cerrar el envase y colocarlo en forma inversa para asegurar la higiene de la tapa al estar en contacto con el producto caliente. Los envases y las tapas deben estar totalmente limpios antes de ser utilizados para envasar.

2.2.2.10. Enfriamiento:

Este enfriamiento se realiza con agua potable, lo más fría posible, y debe estar en constante circulación para aumentar la eficiencia del proceso. Luego de enfriados los envases los cierres deben revisarse para asegurarse que la tapa está bien colocada

y que no se aflojó durante el enfriamiento. Por último se procede a limpiar bien los envases y etiquetarlos. Una vez listos se deben guardar en un lugar fresco y limpio.

2.2.3. POSIBILIDADES DE INDUSTRIALIZACION.

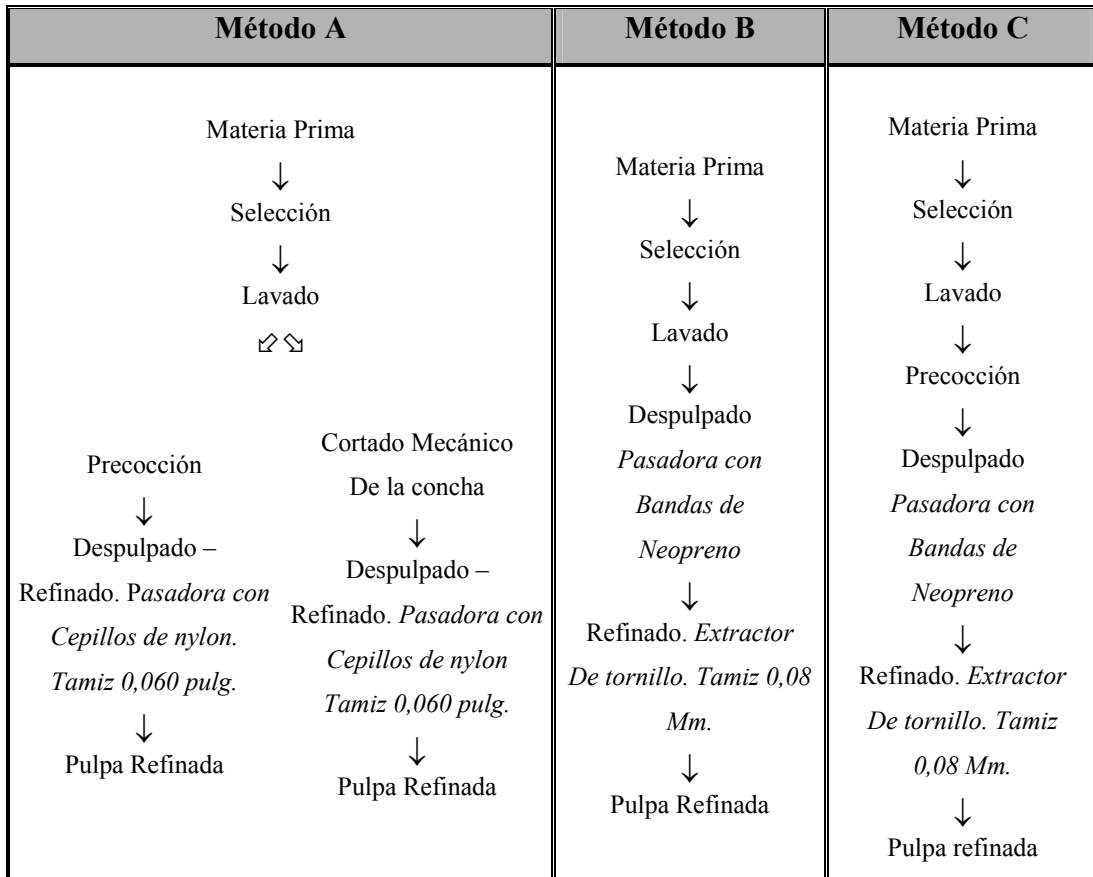
La pulpa de mango es una importante materia prima para la preparación de diferentes productos, tales como:

- Pulpa de mango.
- Jugo de mango.
- Néctar de mango.
- Salsa de frutas con mango como ingrediente.
- Cóctel de frutas con mango como ingrediente.
- Mango deshidratado: rodajas, cuadritos, pulpa.
- Vino de Mango.
- Líquido de cobertura.
- Yogurt con mango como ingrediente.
- Helados de mango.

La pulpa de mango se prepara y preserva con el objeto de manufacturar un amplio espectro de productos fuera de estación. Debido a la carencia de adecuados procedimientos para el pelado y extracción de la pulpa, la utilización industrial del mango se ha visto limitada. Anteriormente el pelado de la fruta y extracción de la pulpa era realizado a mano; sin embargo, éste procedimiento no es rentable comercialmente, debido a los requerimientos altos de mano de obra, lo cual se traduciría en altos costos de producción.

En la Figura N° 8, se esquematizan 3 métodos mecánicos utilizados para la preparación de la pulpa refinada de mango. Se seleccionan sólo las frutas maduras, con textura firme y concha amarilla; siendo descartadas todas aquellas con concha

verde, sobre maduras, con manchas o puntos negros, y blandas o altamente contaminadas con antracnosis.



Método A – Reportado por Benero y Rodríguez (1971)

Método B – Esquema recomendado por la Compañía Bertuzzi, Rivas (1981).

Método C – Reportado por Rivas (1981).

Figura 8. Métodos Mecánicos utilizados en la extracción de pulpa de mango.

(Fuente: Rodríguez, 1985)

Por el método A, propuesto por Benero y Rodríguez, (1971) los mangos seleccionados se conducen hasta un tanque con agua clorinada, conteniendo 50 ppm de cloro, seguido por un lavado con abundante agua corriente en una lavadora rotatoria. Puesto que en la extracción de la pulpa se procesa la fruta entera, es esencial un lavado concienzudo, no solamente para evitar el desarrollo de “off – flavor”, sino

también para reducir la carga bacteriana y la fermentación durante el procesamiento. Las frutas lavadas son pre-tratadas mediante dos vías diferentes antes del despulpado. En un caso, los mangos se someten a escaldado a 200 °F (93 °C) por 2,5 minutos en un escaldador a vapor continuo. En el otro, las frutas se llevan hasta un cortador mecánico de concha, consistiendo de un tambor rotatorio con cuchillos que sobresalen 1/8 de pulgada desde la superficie del tambor. Después del pre-tratamiento, los mangos se vierten dentro de un extractor E-Z con cepillos de nylon que rotan a 650 rpm y separan la pulpa de las semillas y las conchas por medio de un tamiz de 0,060 pulgadas. Cuando la fruta se blanquea en el escaldador, el porcentaje de pulpa extraída (basado en el contenido de pulpa de 62,2% de la variedad Mayagüezano) está en el rango de 52,3 – 54% y en el rango de 47 – 49,5% cuando la fruta es pre-tratada en el cortador mecánico. Esto demuestra que un calentamiento a vapor previo al despulpado determina un mayor rendimiento. Según el autor, las pulpas pre-tratadas en la cuba de escaldar o en el cortador de concha pueden ser almacenadas a 85 °F (29 °C) por un año aproximadamente, sin que ocurran cambios perceptibles en el mantenimiento de la calidad.

Para la extracción de la pulpa mediante el método de Bertuzzi (Método B), las frutas se seleccionan y luego se lavan en una lavadora de tambor rotatorio. El despulpado se realiza en una pasadora o despulpadora de paletas, operada con bandas de neopreno y tamiz de 0,8 mm.

El método Bertuzzi modificado (Método C) es igual que el anterior, pero se realiza una precocción en un tornillo térmico antes del despulpado.

No se han encontrado prácticamente diferencias en los rendimientos obtenidos por los métodos A (pre-tratamiento en la cuba de escaldar), B y C; y el riesgo de rotura de semillas es muy pequeño. En cuanto a la calidad de las pulpas, Rivas (1981) reportó que los métodos B y C, permiten obtener pulpas de superior calidad, debido a su consistencia lisa, homogénea, aún cuando la obtenida por el método A (escaldado)

es de buena calidad. Por lo tanto, cualquiera de los métodos descritos puede utilizarse dependiendo de la disponibilidad de equipos.

2.3. TECNOLOGIA DE LOS ALIMENTOS.

2.3.1. LIMPIEZA DE LAS MATERIAS PRIMAS.

Al limpiar las materias primas, el fabricante persigue principalmente dos objetivos: (a) la eliminación de contaminantes que constituyen un peligro para la salud o que son estéticamente desagradables; (b) el control de la carga microbiana y de las reacciones químicas y bioquímicas que perjudican la eficacia del procesado y; (c) la calidad del producto. Un proceso de limpieza aceptable debe satisfacer los siguientes criterios:

- La eficacia de la separación debe ser la máxima compatible con un desperdicio mínimo del producto noble.
- El contaminante debe retirarse tras su separación, a fin de evitar la recontaminación del alimento limpio.
- El proceso y la maquinaria deben diseñarse de tal modo que limiten la recontaminación del alimento limpio; por ejemplo, por el polvo del ambiente o por las aguas de lavado contaminadas por lotes anteriores.
- El proceso de limpieza debe dejar la superficie limpia en un estado aceptable.
- Tiene que evitar la lesión del producto.
- Tanto el volumen y como la concentración de los efluentes líquidos deben ser mínimos.

La limpieza total de las materias primas resulta un ideal inalcanzable. En la práctica, hay que establecer un balance entre los costos de limpieza (reflejados por la pérdida de material, el trabajo y costo del proceso) y la necesidad de producir un alimento de buena calidad. Por ello, deben establecerse estándares aceptables de limpieza de las materias primas para cada uso concreto, teniendo en cuenta el grado en que la contaminación de la materia prima se va a reflejar en el producto final.

La diversidad de contaminantes que se encuentran en las materias primas alimenticias y los bajos límites de tolerancia permisibles obligan a adoptar varios métodos de limpieza.

2.3.1.1. Métodos secos:

Estos métodos presentan la ventaja de ser relativamente baratos y de dejar la superficie seca. Sin embargo, los productos pueden verse recontaminados si no se minimiza la diseminación de polvo. Además, la abundancia de polvo durante la limpieza en seco puede suponer riesgo de incendio y explosiones. Estas explosiones son un peligro real y un riesgo continuo en el proceso de alimentos.

2.3.1.2. Métodos húmedos:

La limpieza húmeda elimina eficazmente las partículas de tierra firmemente adheridas y permite el uso de detergentes y productos sanitarios. Desgraciadamente, este método tiene cierto número de inconvenientes. En primer lugar, emplea grandes cantidades de agua (cuyo costo cada día es mayor) que se convierte en un efluente molesto. Los volúmenes de efluente producidos son muy grandes (unos 15000 litros por tonelada de alimento) y muy polucionantes y exigen un tratamiento caro antes de su vertido final. En segundo lugar, las superficies húmedas se alteran con más rapidez que las secas, de tal modo que la limpieza húmeda exige, a menudo, el escurrido para obtener un material limpio, adecuado para el proceso o el almacenamiento.

2.3.2. ESCALDADO.

En principio, el escaldado tiene como objeto inactivar las enzimas o destruir sus sustratos, como los peróxidos. El escaldado se lleva a cabo calentando rápidamente hasta una temperatura predeterminada, manteniéndolo a esta temperatura, durante un tiempo también predeterminado, y luego enfriándolo

rápidamente, o pasándolo al siguiente proceso de elaboración sin pérdida de tiempo. Además, el escaldado produce los siguientes efectos adicionales:

- Limpia la materia prima y reduce su carga microbiana.
- Expulsa los gases celulares, con lo que reduce la corrosión de los envases y facilita la creación de un vacío en el espacio de cabeza.
- Ablanda y contrae los alimentos, con lo que facilita el llenado de los envases.
- Mejora la textura, especialmente en los productos deshidratados.
- Por otra parte, puede producir pérdidas de vitaminas sensibles al calor y de los nutrientes solubles en agua. El escaldado excesivo daña la textura.

Los principales problemas que se plantean en el escaldado son: asegurar un tratamiento térmico uniforme, controlar las pérdidas de nutrientes durante el proceso y resolver las dificultades que supone la eliminación de los efluentes. En los escaldadores continuos, las variables movilizadas para el control del tratamiento uniforme son, entre otras:

- El tiempo de residencia, controlado a su vez por el tipo de flujo. Habitualmente, el tiempo de residencia no es uniforme, por lo que un escaldado que consiga actividad peroxidasa cero conlleva un acusado sobreescaldado.
- El tamaño de las piezas, que afecta mucho a la velocidad de penetración del calor, por lo que su heterogeneidad produce inevitablemente un cierto grado de sobreescaldado.
- La forma de las piezas, que también afecta a la penetración de calor y controla el tipo de flujo en el escaldador, por lo que influye sobre el tiempo de residencia.

2.3.2.1. Inmersión en agua caliente:

El escaldado por inmersión se lleva a cabo haciendo atravesar el alimento por un depósito de agua a la temperatura de escaldado controlada termostáticamente. En algunos alimentos, este proceso por inmersión produce abundantes pérdidas de sólidos solubles. Exige además una limpieza escrupulosa, para evitar la contaminación por la flora termófila.

2.3.2.2. Vapor:

Los escaldadores al vapor utilizan vapor de agua saturado a baja presión (150 KN/m²). Este proceso produce menos pérdidas de sólidos solubles que el escaldado por inmersión, pero tiene menor capacidad de limpieza, por lo que se requiere utilizar un sistema de lavado posterior. En general, los escaldadores a vapor son más fáciles de esterilizar que los escaldadores de agua.

2.3.3. FORMACION DE PULPA.

Es una operación de desintegración muy utilizada en la industrialización de frutas. Muchas frutas y hortalizas se someten a transformación de pulpa y tamizado. Para la obtención de pulpa, se suele utilizar una máquina constituida por un tamiz cilíndrico que contiene, en su interior, cepillos que giran a gran velocidad. El producto a transformar en pulpa ingresa en el cilindro y se ve forzado, por la acción de los cepillos, a atravesar el tamiz. Los rabos, pieles y las semillas se deslizan sobre la superficie del tamiz y se expulsan como desechos. Las características del tamiz dependen de las exigencias del producto a obtener. Si se eligen tamices de apertura adecuada, se logran pulpas sólido – líquidas finamente dispersa. Antes de su transformación en pulpa, algunas frutas se calientan, para ablandarlas, ya que su ablandamiento mejora el rendimiento en pulpa. Para lograr una pulpa óptima, esta se somete nuevamente a la acción de los cepillos con un tamiz de tamaño reducido para su refinado, lo que permite obtener partículas finas que incrementen su calidad.

CAPITULO 3

MARCO METODOLOGICO

Enmarcado dentro de las fases del diseño, el marco metodológico busca la obtención de un resultado final, que de solución a un problema específico, al que se llega mediante una acción determinada o por la creación de algo que tiene realidad física. En este sentido, ya identificada la necesidad del problema y su definición, resulta perentorio la presentación de todas aquellas ideas capaces de dar solución al inconveniente descrito, y con su posterior evaluación poder establecer aquella que cumpla con los parámetros y las limitaciones que se han establecido y que forman parte del contexto del diseño.

Para el problema presentado, se estudia cada sistema independientemente de los otros, con la finalidad explícita de encontrar la solución más acertada para cada proceso. Esto se debe a que cada uno de ellos cumplen funciones totalmente distintas a pesar de la relación de continuidad que se presenta, además es importante que el sistema final pueda adaptarse a otros procesos. Lo que se quiere lograr con esta acción es determinar en forma precisa la mejor opción para cada componente, por supuesto, con la firme intención de poder integrarlos finalmente y con ello, lograr la continuidad de todo el diseño.

Dentro de las alternativas para cada proceso, se incluyen aquellas soluciones que anteriormente han sido desarrolladas, conjuntamente con los diseños novedosos que buscan dar solución al problema. Su evaluación permite comparar metodológicamente las mejores alternativas presentadas y con ello establecer la que realmente se adapte a las necesidades.

3.1. SISTEMA DE LAVADO.

3.1.1. ALTERNATIVAS PROPUESTAS.

3.1.1.1. Inmersión:

Es el método más simple de limpieza húmeda. Consta de un tanque de inmersión en el que se descarga la materia prima. La acción de lavado se realiza por el desplazamiento del agua con respecto a los productos, esto se logra por medio de agitadores de hélice, cubiertos y alojados en el depósito. Dispone de vías de descarga, protegidos por rejillas en el fondo, para eliminar las tierras densas, y en los laterales para la eliminación de los detritos ligeros, que flotan y que, en otro caso, acompañarían al producto limpio.

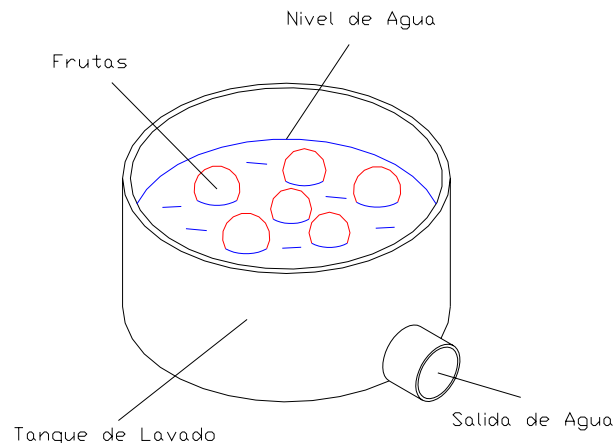


Figura 9. Tanque de Inmersión.

3.1.1.2. Flotación:

Se basa en las diferencias de densidad entre las partes valiosas y el material contaminante de la partida de alimentos a limpiar. El producto, al descargarse, transita por una serie de compartimientos en los cuales quedan retenidos los contaminantes más pesados. Los más ligeros, y que acompañan al producto final, se

limpian pasándolos por un tamiz vibratorio, en el que, por aspersión de agua, se retiran estos contaminantes más finos.

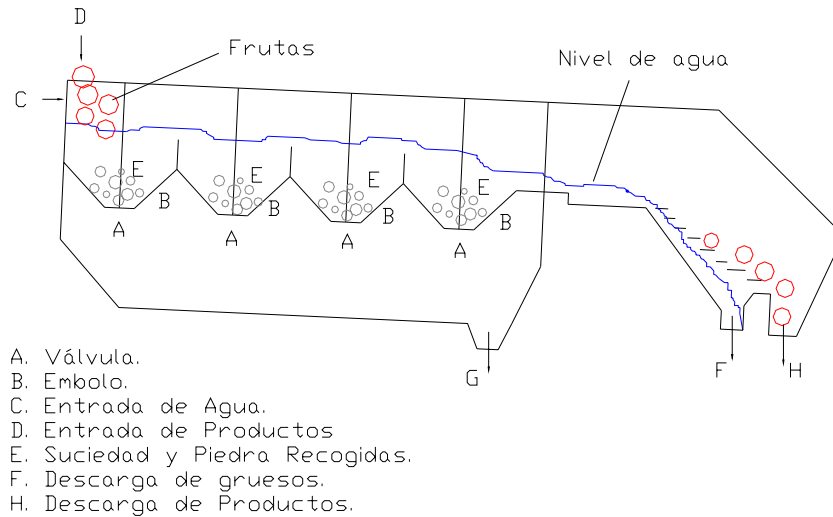


Figura 10. Flotación.

3.1.1.3. Tambor y aspersión:

Consiste en un tambor rotatorio de barras o rodillos metálicos, separados de forma que retengan los alimentos y dejen pasar los detritos. El tambor gira lentamente, en posición inclinada. La velocidad de giro y el ángulo de inclinación controlan, tanto el movimiento de los alimentos en el tambor, como la duración del ciclo de lavado. El cilindro está provisto de un tubo central de aspersión, con cabezales aspersores o rendijas a través de los que se dispersa agua. El material se descarga en la parte superior y rota dentro del tambor mientras es bañado con agua.

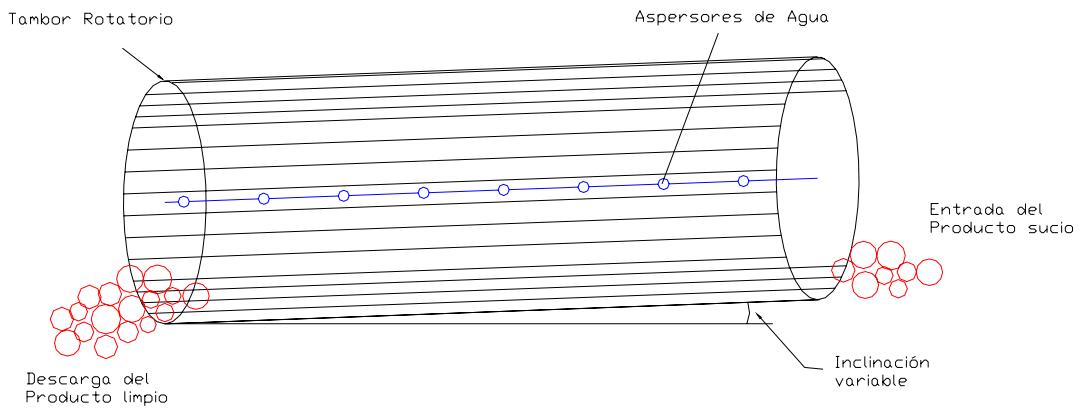


Figura 11. Tambor rotatorio.

3.1.1.4. Cinta y aspersión:

Consiste en un transportador (cinta continua perforada o rodillos) que desplaza los alimentos bajo un banco de aspersores de agua. El material, al ser cargado, rota y se desplaza por el sistema exponiendo toda su superficie a la ducha.

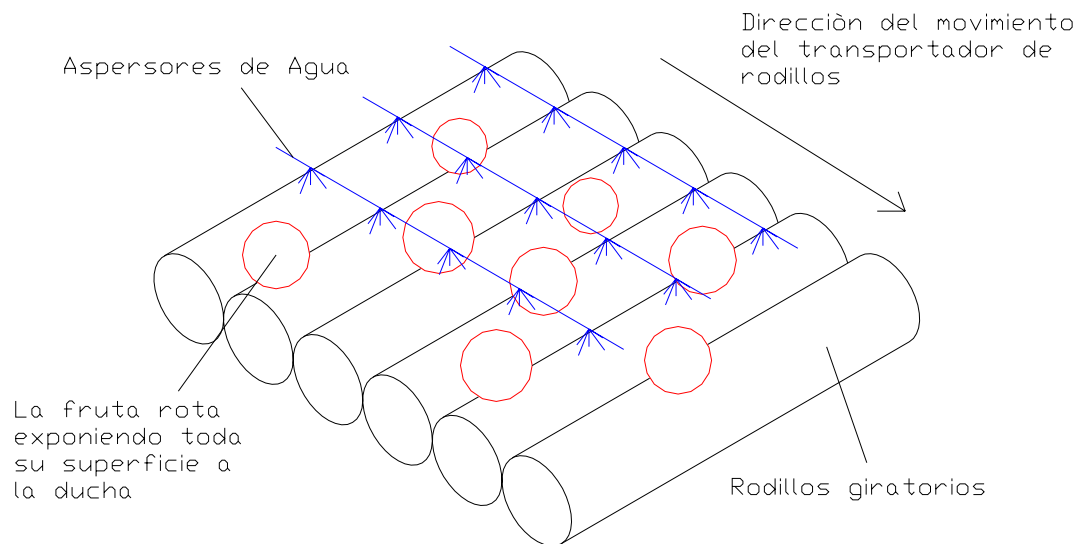


Figura 12. Cinta y aspersión.

3.1.1.5. Combinados:

Combina los sistemas de inmersión y aspersión. El material se desplaza por medio de cestas extraíbles que sumergen al producto en un depósito de agua. Los productos flotan dentro del depósito sin salir de la cesta, y por medio de aspersores de agua se somete a un lavado intensivo. El agua con cloro, se aloja en el depósito que tiene un desagüe que permite la salida del agua contaminada. Posteriormente, y por medio de las cestas, se separa la materia del depósito de agua para luego ser bañada por aspersores de agua limpia que remueven las partículas de cloro adheridas a la fruta.

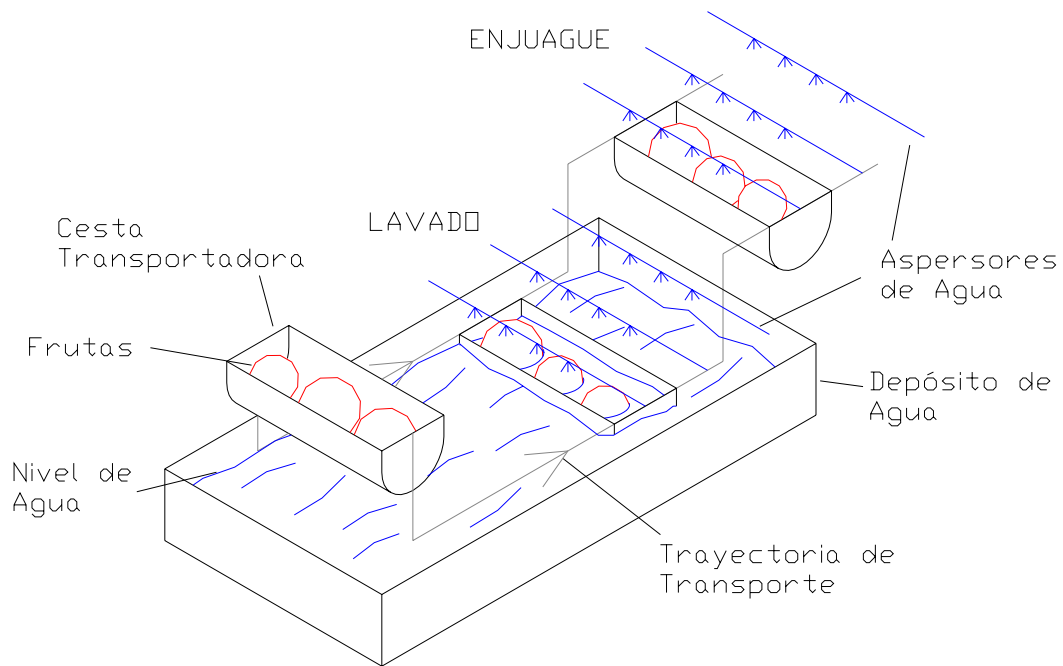


Figura 13. Sistema de lavado combinado.

3.1.2. EVALUACION.

3.1.2.1. Criterios y ponderación:

Con la clara finalidad de establecer parámetros de evaluación para las opciones planteadas, es necesario definir aquellos criterios que serán usados en el proceso. Además, resulta indispensable catalogar estos criterios de acuerdo a la importancia y al rol que desempeñan para el diseño de la máquina. Esta ponderación permitirá establecer el diseño más apropiado, de acuerdo a los parámetros definidos.

- *Costo del Equipo:* evalúa la inversión inicial que se requiere para desarrollar el equipo y representa el principal criterio a considerar. Tiene una ponderación de 5 puntos.
- *Consumo de agua:* dentro de los procesos de lavado este criterio representa uno de los principales obstáculos para vencer debido al costo incremental que representa, de allí su importancia. Tiene una ponderación de 5 puntos.
- *Continuidad del Proceso:* establece la facilidad del equipo para adaptarse a los demás procesos que componen el sistema. Tiene una ponderación de 4 puntos.
- *Efectividad:* mide la calidad del lavado, la capacidad que tiene el equipo para remover los contaminantes. Tiene una ponderación de 4 puntos.
- *Rendimiento:* determina la capacidad de producción del equipo de acuerdo a la cantidad de fruta lavada en un tiempo determinado. Tiene una ponderación de 3 puntos.
- *Tamaño:* evalúa las dimensiones del equipo y la cantidad de espacio que ocupa. Tiene una ponderación de 3 puntos.
- *Mantenimiento:* establece la disponibilidad del equipo para las operaciones de mantenimiento enmarcadas dentro del

mantenimiento preventivo, incluyendo los costos. Tiene una ponderación de 2 puntos.

- *Seguridad*: determina las condiciones de seguridad y ergonomía para los operarios, de forma tal, que minimice el riesgo de accidentes laborales. Tiene una ponderación de 1 punto.

3.1.2.2. Escala de puntuación:

Cada alternativa debe ser evaluada de acuerdo a si cumple o no con los criterios expuestos anteriormente, para ello se establece una escala de puntuación que permite determinar si el diseño se aproxima al comportamiento ideal constituido por tales criterios.

- *Deficiente*: 1 punto.
- *Regular*: 2 puntos.
- *Bueno*: 3 puntos.
- *Muy bueno*: 4 puntos.
- *Excelente*: 5 puntos.

3.1.3. MATRIZ DE SELECCIÓN.

Después de establecer los criterios de evaluación y sus respectivas ponderaciones, se procede a la construcción de la matriz morfológica para el sistema y con ello someter a evaluación cada una de las alternativas propuestas de acuerdo a los criterios enunciados.

CRITERIOS	Ponderación	Inmersión	Flotación	Tambor y aspersión	Cinta y aspersión	Combinados
Costo del Equipo	5	4	2	2	3	3
Consumo de agua	5	2	2	4	4	4
Continuidad del proceso	4	1	3	4	4	4
Efectividad	4	4	4	3	3	5
Rendimiento	3	2	3	5	4	4
Tamaño	3	5	4	2	4	4
Mantenimiento	2	4	1	2	2	2
Seguridad	1	5	5	3	5	5
TOTAL	27	84	76	86	96	104

Tabla N° 5. Matriz de selección para el sistema de lavado.

3.1.4. PRESENTACION DEL SISTEMA.

El sistema Combinado ha sido seleccionado como la solución más viable al problema presentado, esto después de evaluar bajo los criterios establecidos las características de cada una de las alternativas propuestas.

En cuanto a la inversión inicial del equipo, su costo es similar al sistema de Cinta y Aspersión, debido a que posee las mismas características de tamaño, transmisión de potencia y funcionamiento. Indudablemente, el sistema de Inmersión tiene las mayores ventajas en cuanto al costo, debido a su fácil construcción y baja potencia para el funcionamiento. El sistema de flotación y el de Tambor requieren un mayor costo, el primero debido a que el lavado se produce en dos fases (flotación y tamiz); y el segundo debido al gran tamaño que posee y al alto torque requerido.

En el consumo de agua se observa que en los sistemas de aspersión este gasto es mucho menor al de inmersión y flotación. El sistema seleccionado conjuga estos dos principios, pero aprovecha el agua ya usada en la aspersión para su uso en la inmersión, lo que produce a su vez la economía en este sentido, al reducir la cantidad de agua usada para el lavado. Es de notar, que para cada uno de los procesos se ha supuesto un sistema de recirculación de agua.

Para la continuidad del proceso, el tipo de transporte, de carga y descarga de material hace que los sistemas de tambor, cinta y combinados sean adaptables a cualquier procedimiento tanto anterior como posterior que quiera introducirse al sistema, lo que ayuda a que la línea de producción sea continua. El sistema de inmersión y el de flotación dificulta esta operación, debido principalmente a la descarga de la materia prima, que no se produce continuamente.

En cuanto a la calidad del lavado, el proceso combinado ofrece mayores ventajas debido a la unión de los principios de inmersión y aspersion usados por los otros mecanismos. El sistema de inmersión y el de flotación recurren a un lavado intenso, mientras que el tambor y cinta se usa para el enjuague de la materia prima.

El sistema de tambor, debido a su gran tamaño, ofrece el mayor rendimiento por la gran cantidad de materia prima que puede procesar en un determinado tiempo. El de cinta y el combinado tienen similar capacidad y ella depende de las dimensiones de la máquina. El de flotación y el de inmersión ofrecen menos ventajas al respecto.

El sistema de inmersión ocupa el menor espacio físico posible debido a que solo consta de un tanque de agua. Los procesos de tambor, cinta y combinados tienen una geometría mayor y similar entre ellos, debido a que la materia prima se desplaza mientras se realiza la operación de lavado. El de flotación consta de dos procesos que aumentan las dimensiones del equipo.

En cuanto al mantenimiento, el sistema de inmersión, debido a su carácter estacionario, requiere menor inversión para este aspecto. Para las partes móviles de los sistemas de tambor, cinta y combinado se requiere un mantenimiento más concienzudo y de mayores gastos. El sistema de flotación ofrece menos ventajas en este sentido.

El sistema de flotación, el de inmersión, el de cinta y el combinado ofrecen la mayor seguridad al operario, debido a que éste no está expuesto a mecanismos de grandes velocidades y además, no tiene contacto directo con las partes eléctricas del equipo. En el de tambor el operario se encuentra próximo a una gran masa que gira, a pesar de su poca velocidad.

3.2. SISTEMA DE ESCALDADO.

3.2.1. ALTERNATIVAS PROPUESTAS.

3.2.1.1. Tanque de Escaldado:

Consta de un tanque de agua caliente en donde se sumergen la materia prima para su calentamiento. Tanto la carga como descarga del material son operaciones realizadas manualmente. La materia prima se introduce en el tanque para su escaldado, y luego de un tiempo ya determinado se procede a su retiro.

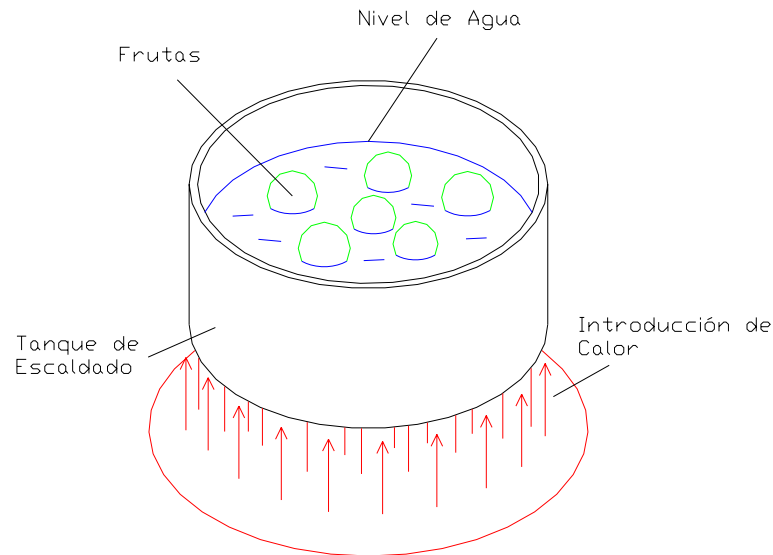


Figura 14. Tanque de Escaldado.

3.2.1.2. Tornillo sin fin:

Es un tornillo helicoidal que desplaza el material mientras realiza el escaldado, y usa vapor como medio de calentamiento. Este es introducido a través de agujeros ubicados en la carcasa y distribuidos equitativamente. El tiempo de la operación es controlado por la velocidad del tornillo.

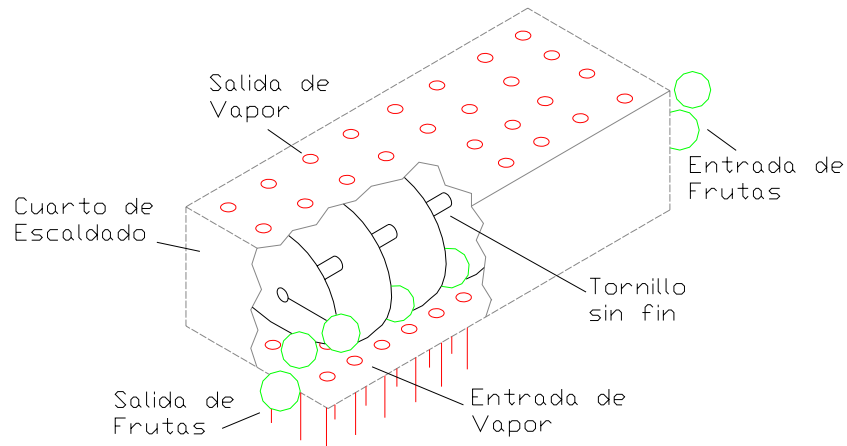


Figura 15. Tornillo Sin Fin.

3.2.1.3. Escaldadora Horizontal:

Usa una cinta o malla como medio de transporte a medida que se realiza el calentamiento, producido por la acción del vapor sobre la materia prima. La velocidad del mecanismo controla el tiempo de escaldado, que se ve limitado también por el tamaño de la máquina. Está ubicado en posición horizontal y la distribución de vapor debe ser equitativa a lo largo del proceso para evitar diferencias de temperaturas notables.

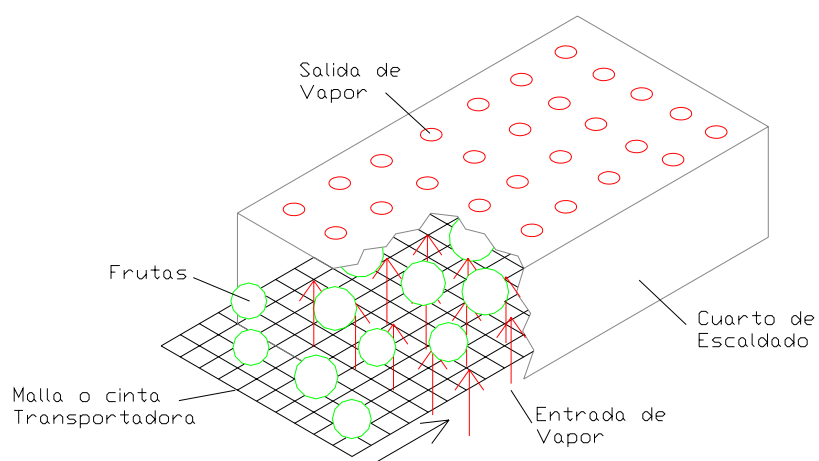


Figura 16. Escaldadora Horizontal.

3.2.1.4. Escaldadora Dual:

Debe su nombre a la incorporación de una escaldadora vertical con un precalentamiento horizontal y se basa en el calentamiento por vapor mientras la materia prima es transportada. La mitad del proceso se realiza similarmente a la escaldadora horizontal; la otra mitad, realizada en un tramo vertical, aprovecha el vapor residual del primer proceso para su operación.

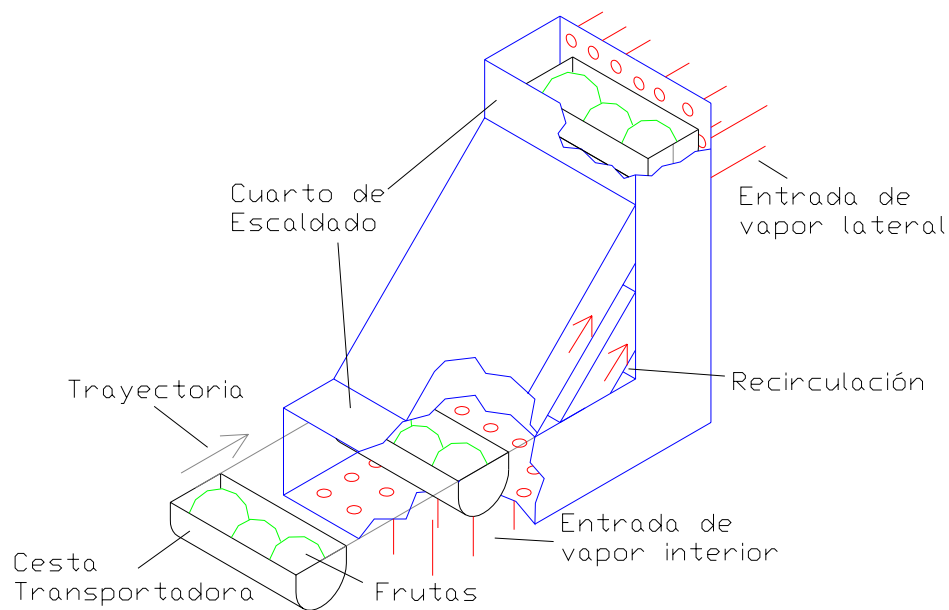


Figura 17. Escaldadora Dual.

3.2.2. EVALUACION.

3.2.2.1. Criterios y ponderación:

- *Costo del Equipo:* evalúa la inversión inicial que se requiere para desarrollar el equipo y representa el principal criterio a considerar. Tiene una ponderación de 5 puntos.
- *Consumo de Vapor o Agua:* representa la cantidad de vapor o agua que debe usar el sistema para procesar la misma cantidad de

materia prima. Su importancia radica en el gasto incluido en la generación del vapor y el consumo de agua. Tiene una ponderación de 5 puntos.

- *Continuidad del proceso*: establece la facilidad del equipo para adaptarse a los demás procesos que componen el sistema. Tiene una ponderación de 4 puntos.
- *Efectividad*: mide la calidad del escaldado, es decir, la capacidad que tiene el equipo para inactivar las enzimas o destruir sus sustratos. Se mide de acuerdo la uniformidad del tratamiento térmico para el proceso. Tiene una ponderación de 4 puntos.
- *Rendimiento*: determina la capacidad de producción del equipo de acuerdo a la cantidad de fruta escaldada en un tiempo determinado. Tiene una ponderación de 3 puntos.
- *Tamaño*: evalúa las dimensiones del equipo y la cantidad de área que ocupa. Tiene una ponderación de 3 puntos.
- *Mantenimiento*: establece la disponibilidad del equipo para las operaciones de mantenimiento enmarcadas dentro del mantenimiento preventivo, incluyendo los costos. Tiene una ponderación de 2 puntos.
- *Seguridad*: determina las condiciones de seguridad y ergonomía para los operarios, de forma tal, que minimice el riesgo de accidentes laborales. Tiene una ponderación de 1 punto.

3.2.2.2. Escala de puntuación:

- *Deficiente*: 1 punto.
- *Regular*: 2 puntos.
- *Bueno*: 3 puntos.
- *Muy bueno*: 4 puntos.
- *Excelente*: 5 puntos.

3.2.3. MATRIZ DE SELECCION.

CRITERIOS	Ponderación	Tanque de Escaldado	Tornillo sin fin	Escaldadora Horizontal	Escaldadora Dual
Costo del Equipo	5	5	2	4	4
Consumo de Vapor o Agua	5	3	3	3	5
Continuidad del Proceso	4	1	4	5	5
Efectividad	4	3	5	4	4
Rendimiento	3	3	3	5	5
Tamaño	3	5	3	3	4
Mantenimiento	2	5	3	4	4
Seguridad	1	2	4	4	4
TOTAL	27	92	89	107	120

Tabla N° 6. Matriz de selección para el sistema de escaldado.

3.2.4. PRESENTACION DEL SISTEMA.

La escaldadora dual es seleccionada como la alternativa capaz de dar solución al problema planteado, esto como resultado de la evaluación realizada bajo los criterios que se han considerado.

En cuanto al costo del equipo el tanque de escaldado resulta el más económico indudablemente, debido a su fácil construcción y a la carencia de elementos móviles que requieran potencia. Las escaldadoras dual y horizontal tienen costos similares, pero la primera tiene la desventaja que la estructura que soporta al peso de la máquina debe ser más robusta. El tornillo sin fin requiere de una construcción más compleja.

La escaldadora dual ofrece un ahorro de vapor no visto en la de posición horizontal y en el tornillo sin fin, debido a que aprovecha la columna de vapor formada en el proceso. El tanque de escaldado requiere de grandes cantidades de agua para procesar la misma cantidad de frutas que los otros mecanismos.

La continuidad del proceso se ve favorecida en las escaldadoras dual y horizontal, debido al desplazamiento de material tanto en la entrada como en la

salida. El tornillo sin fin presenta la misma ventaja pero con la particularidad que la producción es menor, lo que puede afectar a los sistemas posteriores o anteriores. El tanque de escaldado no ofrece ninguna ventaja para este criterio.

El calentamiento por vapor resulta el más efectivo debido a las pérdidas de sólidos solubles que se producen en el agua. De ellos, el tornillo sin fin ofrece mayor ventaja debido a la rotación a la que es sometida la materia prima durante el proceso, lo que facilita su exposición al vapor.

Las escaldadoras dual y horizontal son capaces de procesar la mayor cantidad de materia prima en un tiempo determinado, debido a su carácter de continuidad. El tornillo sin fin y el tanque de escaldado requieren de grandes dimensiones para lograr esta capacidad, lo que hace que la relación costo – rendimiento sea proporcional y por lo tanto una desventaja.

El tanque de escaldado requiere el menor espacio para el proceso debido a su característica estacionaria. Las escaldadoras tienen dimensiones similares, pero la dual tiene la ventaja de ocupar menor área. El tornillo sin fin requiere dimensiones similares a la escaldadora horizontal.

En cuanto al mantenimiento, el tanque de escaldado tiene la ventaja de no poseer elementos móviles que requieran mantenimiento y su limpieza es sencilla. Las escaldadoras y el tornillo sin fin requieren un mantenimiento similar, en el que se deben prever las fallas que puedan surgir en los elementos móviles. Para el tornillo sin fin la limpieza que requiere debe ser más detallada debido a su forma.

El tornillo sin fin y las escaldadoras tienen niveles de seguridad compatibles, debido a que el operario nunca está expuesto directamente a las altas temperaturas usadas en el proceso. Para la carga y descarga del tanque de escaldado se requiere la manipulación directa del operario, lo que aumenta el riesgo de quemaduras.

3.3. SISTEMA DE DESPULPADO - REFINADO.

3.3.1. ALTERNATIVAS PROPUESTAS.

3.3.1.1. Extractor de Paletas:

Consiste en un tamiz cilíndrico fijo que contiene, en su interior, 2 paletas que giran a gran velocidad (650 rpm). Están hechas con bandas de neopreno y no llegan a hacer contacto con el tamiz. El producto ingresa al cilindro y por la acción de las paletas es obligado a atravesar el tamiz, que contiene unos agujeros de tamaño determinado. La piel y la semilla se deslizan sobre la superficie del tamiz y se expulsan como desechos.

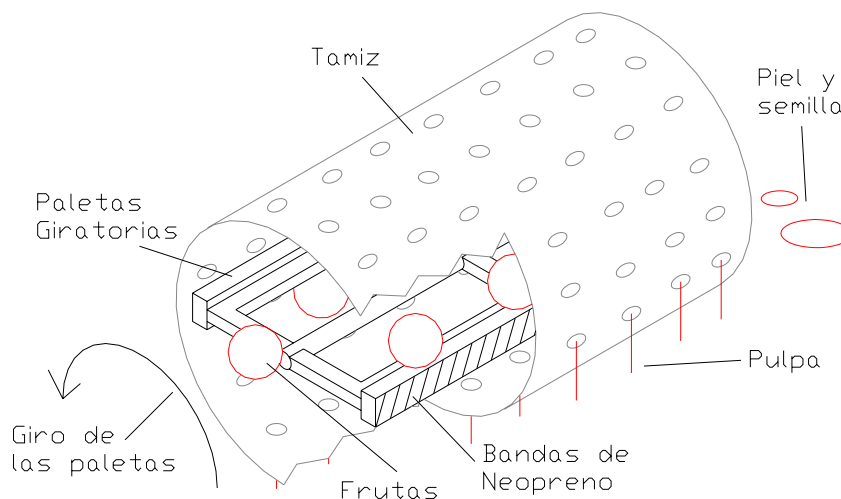


Figura 18. Extractor de Paletas.

3.3.1.2. Extractor de Cepillos:

Funciona bajo las mismas características del extractor de paletas, con la particularidad que usa cepillos de nylon en lugar de las bandas de neopreno. La velocidad de giro y el tamaño del sistema es el mismo.

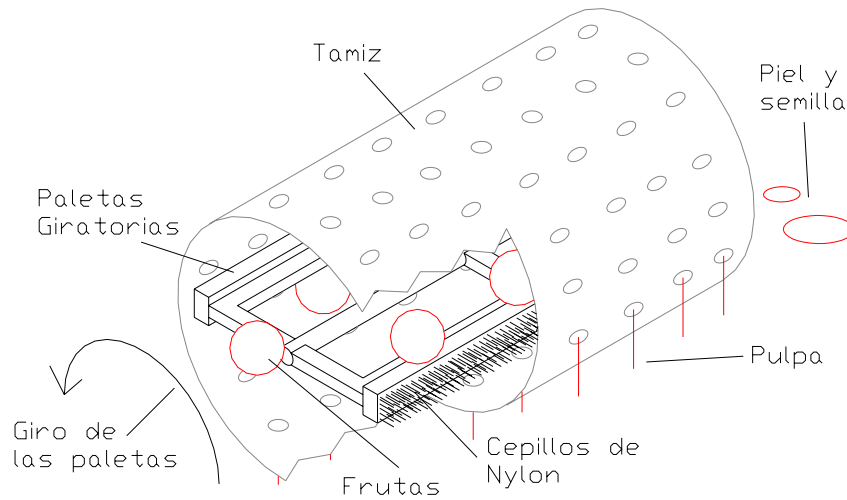


Figura 19. Extractor de Cepillos.

3.3.1.3. Centrifuga Especial:

Consiste en un tamiz rotatorio a gran velocidad en el que se ingresa el producto a procesar. Por la acción de la fuerza centrífuga es obligado a deslizarse sobre la pared del cilindro que permite filtrar las partículas más pequeñas a través de los agujeros y de acuerdo al tamaño de estos.

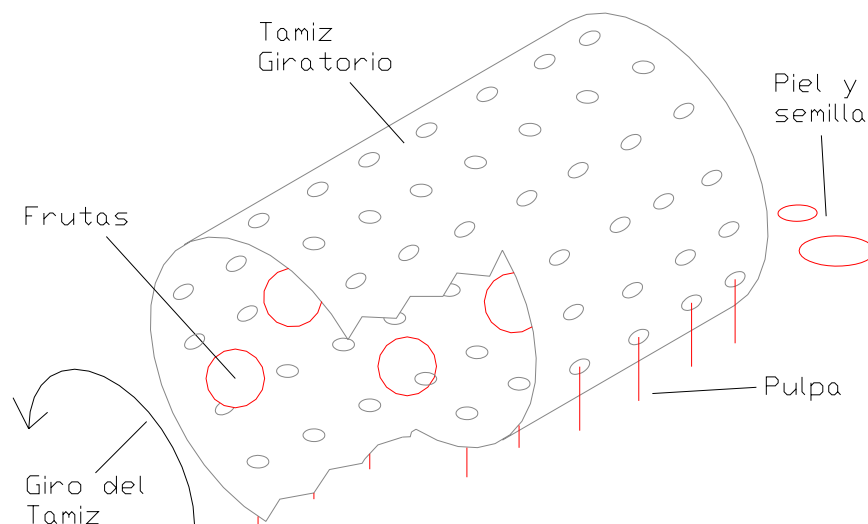


Figura 20. Centrifuga Especial.

3.3.1.4. Combinados:

Trabaja bajo el mismo principio que los extractores, pero tiene la particularidad que los cepillos de nylon y las bandas de neopreno son intercambiables. Es decir, pueden alternarse de acuerdo al proceso. Esta variación trae consigo la ventaja de adaptar la maquinaria al procesamiento de diferentes frutas y a la posibilidad de realizar el despulpado con un material y el refinado con otro, si así lo amerita el caso. Además, la operación de refinado se realiza con un tamiz de mayores dimensiones situado alrededor del interno, y con agujeros de menores dimensiones, lo que permite la realización de ambas operaciones en un solo paso. Esto se logra por medio de paletas o cepillos externos.

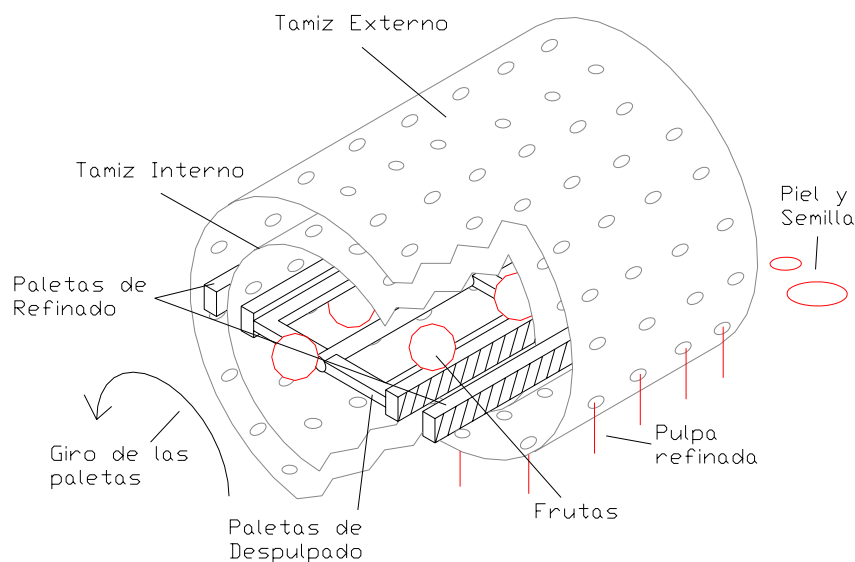


Figura 21. Sistema combinado de Despulpado – Refinado.

3.3.2. EVALUACION.

3.3.2.1. Criterios y ponderación:

- *Costo del Equipo:* evalúa la inversión inicial que se requiere para desarrollar el equipo y representa el principal criterio a considerar. Tiene una ponderación de 5 puntos.
- *Efectividad:* determina la calidad del despulpado y refinado del proceso, y esta se mide de acuerdo a las características de la pulpa obtenida. Tiene una ponderación de 4 puntos.
- *Adaptabilidad a otros procesos:* considera las posibilidades que tiene la máquina para adaptarse a operaciones de despulpado de otras frutas. Tiene una ponderación de 4 puntos.
- *Rendimiento:* mide la cantidad de frutas procesadas en un tiempo determinado. Tiene una ponderación de 3 puntos.
- *Mantenimiento:* establece la disponibilidad del equipo para las operaciones de mantenimiento enmarcadas dentro del mantenimiento preventivo, incluyendo los costos. Tiene una ponderación de 2 puntos.
- *Seguridad:* determina las condiciones de seguridad y ergonomía para los operarios, de forma tal, que minimice el riesgo de accidentes laborales. Tiene una ponderación de 1 punto.

3.3.2.2. Escala de puntuación:

- *Deficiente:* 1 punto.
- *Regular:* 2 puntos.
- *Bueno:* 3 puntos.
- *Muy bueno:* 4 puntos.
- *Excelente:* 5 puntos.

3.3.3. MATRIZ DE SELECCION.

CRITERIOS	Ponderación	Extractor de Paletas	Extractor de Cepillos	Centrifuga Especial	Combinados
Costo del Equipo	5	5	5	4	3
Efectividad	4	4	4	3	5
Adaptabilidad	4	3	3	5	4
Rendimiento	3	4	4	5	5
Mantenimiento	2	4	4	3	5
Seguridad	1	5	5	3	5
TOTAL	15	78	78	76	81

Tabla N° 7. Matriz de selección del sistema de despulpado – refinado.

3.3.4. PRESENTACION DEL SISTEMA.

Después de realizar la evaluación de las diferentes alternativas el sistema Combinado se selecciona para dar solución al problema planteado, de acuerdo a los criterios establecidos. A pesar de la similitud entre las alternativas planteadas, el sistema Combinado presenta algunas ventajas que lo hacen óptimo para su selección.

En cuanto al costo del equipo, los sistemas extractores presentan ventajas similares, con la única diferencia del tipo de paletas empleados por cada uno. El costo aumenta al construir un equipo de similares condiciones pero que trabaje con ambos tipos de paleta, como sucede en el sistema Combinado, que además incluye un tamizado adicional. La Centrifuga no requiere de este sistema, pero si de mayor potencia y torque debido a la cantidad de masa que gira, lo que aumenta su costo.

La calidad de la pulpa dada por los sistemas extractores y la combinación de ellos es elevada y probada en ensayos ya realizados. El contacto producido por las paletas o cepillos con la fruta, y ésta con el tamiz, produce un barrido que ayuda a la formación de pulpa de calidad, característica que no posee la centrifuga especial. El sistema combinado minimiza la incorporación de aire entre el despulpado y el refinado con un consecuente aumento de la calidad.

El sistema combinado ofrece la opción de intercambio de los terminales de los extractores, lo que permite adaptarla a varios procesos de despulpado de fruta, lo que representa una ventaja en comparación a los sistemas extractores. La centrifuga especial puede adaptarse a cualquier proceso.

La centrifuga especial da el mayor rendimiento en cuanto a fruta procesada, debido a que en el interior del cilindro no posee limitaciones de tamaño. En los extractores y el sistema combinado, tanto las paletas o cepillos, como el eje que los soporta, reducen la cantidad de espacio disponible para el procesado. Pero en el sistema combinado el despulpado y el refinado se realizan en un solo paso, lo que se traduce en un aumento del rendimiento.

El sistema combinado tiene características de mantenimiento similares a los extractores, pero la combinación paleta – cepillo produce que el desgaste de estos elementos sea menor, y por lo tanto tenga una vida útil mayor. El mantenimiento a realizar en la centrifuga debe ser más cuidadoso, debido a las fallas que puede presentarse en los apoyos, debido a la gran masa que gira.

En cuanto a la seguridad, la centrifuga especial tiene la desventaja de que existen objetos de gran tamaño girando a una velocidad elevada, con el consecuente riesgo para el operario. En los otros sistemas el giro de la máquina se produce en el interior del tamiz, reduciendo de esta manera el riesgo para el personal que manipula el mecanismo.

3.4. INTEGRACION DE COMPONENTES.

Para el desarrollo de un sistema continuo de operación, y de esta forma, acrecentar la automatización de todo el proceso, es necesario evaluar las diferentes posibilidades para la integración de cada uno de los componentes que ya han sido seleccionados. Esta evaluación se hará de acuerdo a las posibilidades de enlace que presenten los componentes, tomando en cuenta las características de funcionamiento y al proceso que enmarca cada uno.

3.4.1. POSIBILIDADES DE INTEGRACION.

3.4.1.1. Sistema Lavado - Escaldado:

Los sistemas de lavado y escaldado poseen características similares que hacen viable la unión de tales elementos. Estas características son:

- Velocidad de transporte baja.
- Uso del agua como elemento principal para la operación.
- Mecanismos de transmisión de potencia similares.
- Igualdad en los elementos de transporte.
- Analogía en la carga y descarga de la materia prima.
- Similitud en la geometría del mecanismo.

La unión de tales elementos trae consigo ventajas importantes que se mencionan a continuación:

- Reducción de costos al disminuir la cantidad de material empleado.
- Uso de una sola fuente de generación de potencia.
- Posibilidad de automatizar el proceso en mayor medida, por medio del uso de un tablero de control.

- Limita la exposición de la materia procesada a entes contaminantes.
- Reducción de la cantidad de operarios.
- Minimiza el tiempo del proceso.

La desventaja observada a este sistema conjunto radica en el control de tiempo del escaldado, que indiscutiblemente afecta el tiempo de lavado de la materia prima. Pero esta dificultad puede ser sobrellevada con un sistema de control adecuado para el proceso.

3.4.1.2. Sistema Escaldado – Despulpado - Refinado:

Los sistemas de escaldado – despulpado – refinado poseen características totalmente adversas y que dificultan su probable integración. Estas diferencias son observadas en las siguientes configuraciones:

- Velocidad del proceso.
- Sistema de transporte.
- Geometría de la máquina.
- Modo de carga y descarga de productos.

Estas características hacen que para estos sistemas no sea posible la unión de sus componentes, por lo que, deben crearse mecanismos que permitan la continuidad del proceso.

3.4.2. PRESENTACION FINAL DEL SISTEMA.

El sistema final incluye los diferentes componentes seleccionados a través de su respectiva matriz morfológica, basadas en los criterios preestablecidos. Incorpora además, la integración de los procesos de Lavado – Escaldado (Figura 22) en una sola

maquinaria y presenta el mecanismo de unión entre estos procesos y el de Despulpado – Refinado (Figura 23).

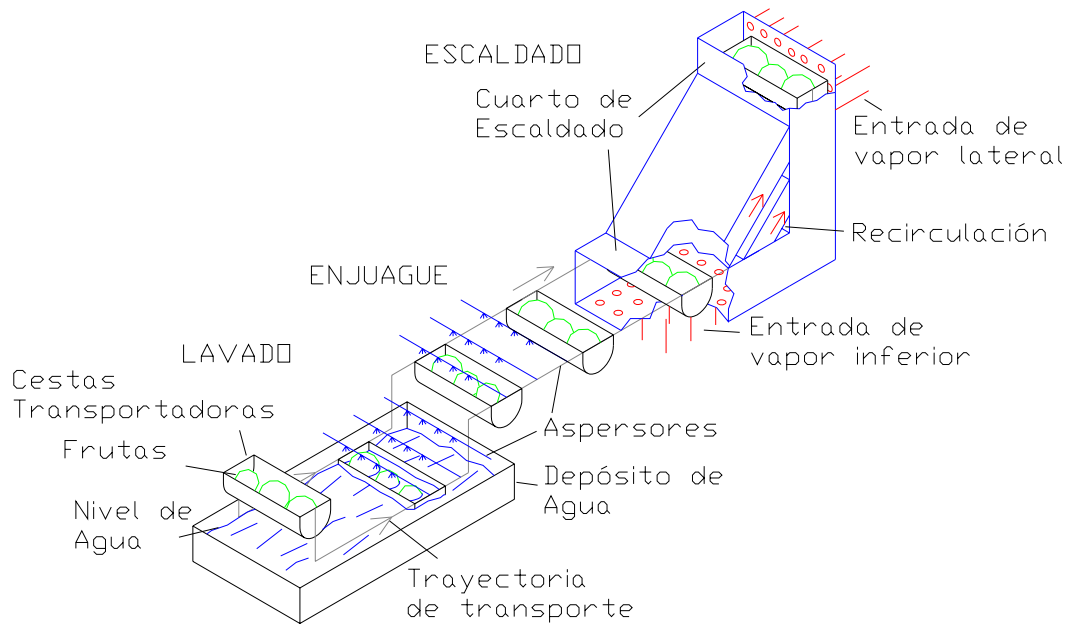


Figura 22. Sistema de Lavado – Escaldado.

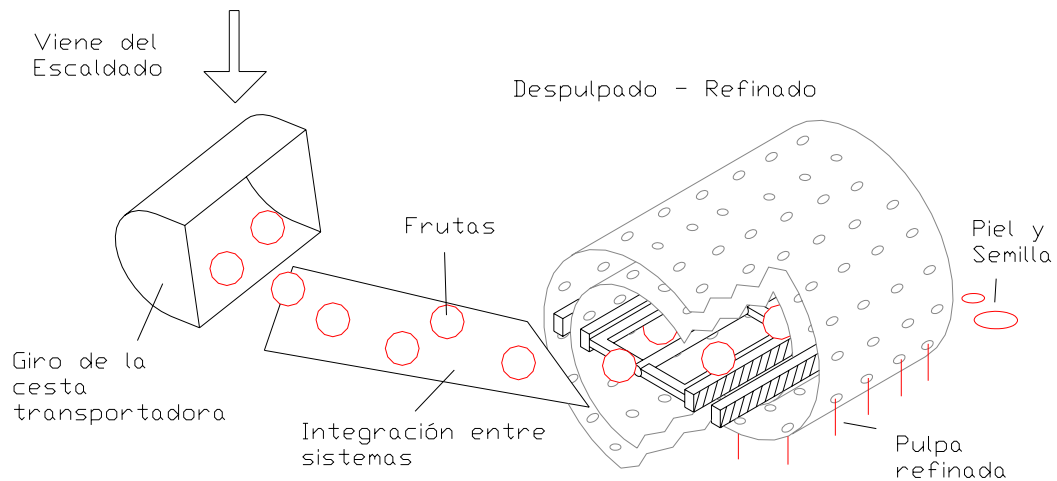


Figura 23. Sistema de Despulpado – Refinado.

La materia prima ingresa, bien sea por un proceso manual o proveniente de un proceso anterior, al sistema de Lavado – Escaldado, el cual usa cestas para su

transporte a través de la maquinaria. El movimiento que presentan estas cestas es impulsado por un par de cadenas de rodillos ubicadas lateralmente.

Para el lavado de la materia prima, ésta se sumerge en un depósito de agua con cloro en el que la acción de los aspersores y la traslación de la cesta, genera el desplazamiento del líquido respecto a la fruta, y con ello la operación de limpieza. Las cestas (Figura 24) están construidas en malla (con espacios de gran tamaño), lo que permite que el producto sea liberado de los entes contaminantes. Un enjuague posterior con los aspersores de agua permite la remoción del cloro que puede quedar adherido a la superficie de la materia prima y así completar la fase de lavado.

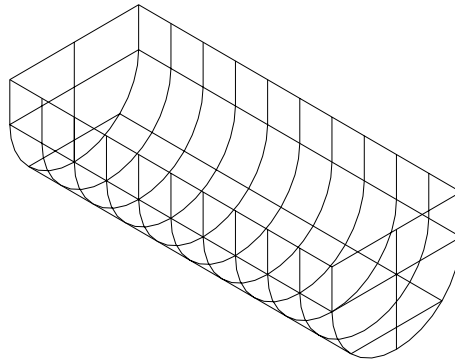


Figura 24. Cesta Transportadora.

El sistema de transporte conduce a la materia prima hasta la escaldadora dual, en donde por la acción del vapor genera el calentamiento adecuado para la operación. La temperatura del cuarto es controlada por las condiciones termodinámicas del vapor y el tiempo de escaldado por la velocidad de transporte del sistema y por la altura de la máquina.

Cuando la materia prima sale del escaldado y desciende por la máquina se produce un ligero enfriamiento que ayuda a mejorar el rendimiento y la calidad. Posteriormente, es extraída por un giro de la cesta transportadora y llevada por medio de un conducto hasta la máquina de despulpado – refinado.

En este proceso la fruta ingresa en el tamiz interno para la operación de despulpado. Por medio de la acción centrífuga de las paletas o cepillos giratorios, la pulpa es obligada a atravesar el tamiz cilíndrico, mientras que la piel y la semilla se deslizan por sus paredes. Consecutivamente, la pulpa se somete al proceso de refinado por medio de un sistema similar al anterior, pero con tamiz de agujeros reducidos. Las partículas más gruesas deslizan por el tamiz, y así se obtiene una pulpa de consistencia lisa y homogénea que se descarga por medio de una tubería, bien sea a otro proceso o a un envase determinado.

3.5. SELECCIÓN DE MATERIALES.

La tecnología de los alimentos establece que dentro del diseño de equipos destinados a la producción y/o transformación de productos alimenticios, los materiales a usar en su construcción y que entran en contacto directo con estos productos, no deben contener sustancias tóxicas que puedan constituir un riesgo para la salud de quienes lo consuman. Entre los metales que se encuadran ordinariamente en esta categoría figuran el cobre, el hierro, el cinc, el cadmio, el antimonio y el plomo. Algunas normas permiten la inclusión de plomo en los materiales de soldadura, en cantidades no superior al 5%, aunque la soldadura autógena y las suturas cementadas han sustituido prácticamente por completo a las costuras soldadas, en botes y latas.

El acero inoxidable es el material más usado para las superficies que entran en contacto con los alimentos y en la construcción de aparatos, tuberías, etc., en la industria alimentaria. Este material ofrece buena resistencia mecánica, es fácil de usar, resiste a la corrosión (aunque no se recomienda su contacto con salmueras), la abrasión y el choque térmico y es relativamente barato. Los grados preferidos son los tipos 304 y 316. El tipo 316 es más caro, pero ofrece mayor resistencia a la corrosión. El acero inoxidable puede ser pulido mecánicamente o electro pulido hasta lograr un excelente acabado que dé una superficie lisa, de fácil limpieza, consideraciones vitales para el diseño higiénico de este tipo de maquinarias.

3.5.1. ACEROS INOXIDABLES.

Los elementos básicos utilizados en los aceros inoxidables del tipo austenítico (AISI 304, 3041, 316, 3161, 321 y 347) son; carbono, en un porcentaje menor o igual a 0,1%; cromo, en un porcentaje colocado entre 17 y 27%; níquel, en un porcentaje ubicado entre un 8 y 30%; molibdeno, en un porcentajes situado entre un 0 y un 5%.

Son amagnéticos, tienen estructura cúbica centrada en las caras (estructura gamma γ) y presentan excelentes propiedades de tenacidad, ductilidad, resistencia a la corrosión y soldabilidad. No se endurecen por tratamiento térmico (temple), sino únicamente por deformación en frío o caliente. Tienen una gran estabilidad estructural.

Para el desarrollo de los sistemas propuestos, se utiliza el acero inoxidable AISI 304, debido a que entre sus elementos no contiene molibdeno, restringido en el diseño de maquinarias para el procesamiento de alimentos. Además, su costo es relativamente inferior al acero inoxidable AISI 316, otra de las opciones presentadas para la construcción de los equipos.

El mercado de proveedores ofrece entre los inoxidables, los tipos AISI 430, 304 y 316, en diversidad de dimensiones y presentaciones (láminas, barras y platinas). Para el sistema, el AISI 304 es, según el fabricante (FERRUM, 1998), un acero inoxidable y refractario austenítico, aleado altamente con Cr (19%) y Ni (10%), y de bajo contenido de C (máx. 0,08%) que presenta una resistencia a la corrosión muy enérgica. Este tipo de acero es resistente contra corrosión intercrystalina y tiene propiedades para ser embutido profundo (No tempable. No magnético).

Entre sus aplicaciones se encuentran: partes para las industrias de alimentación y embotelladoras de bebidas, tanques de fermentación, de almacenamiento y barriles para cervecerías, equipos para lecherías incluyendo tapas y fondos, equipos para refinerías de cereales, útiles para la cocina, cubiertos, etc. Es un acero adecuado para soldar y se recomienda utilizar soldadura al arco o con gas protector. El electrodo adecuado para soldar es el BOHLER Fox AS 2-A y el BOHLER Fox SAS 4-A.

CAPITULO 4

SISTEMA DE LAVADO - ESCALDADO

Dentro de este sistema existen dos procesos principales que van a limitar las características de la maquinaria a diseñar. Tanto el lavado como el escaldado de frutas son estudios referentes a la Tecnología de Alimentos que dicta las condiciones, características y limitaciones de cada componente, las cuales serán analizadas en el desarrollo del estudio. El diseño de la máquina y sus elementos deben adaptarse a tales exigencias con el propósito de desarrollar el sistema que mejor se adecue a las necesidades planteadas y así, crear la mayor aproximación a la solución del problema.

Para estos procesos, se ha seleccionado un transportador de cadena de rodillos, el cual desplaza una serie de cestas que contienen al producto. Se usan cadenas transportadoras cuando las producciones son en serie, los volúmenes de producción son considerables y se desea limitar el contacto entre el producto y los operarios, aumentando la automatización y la higiene de los procesos. Además, evita que el operario tenga que trasladarse hacia los sitios donde el producto se encuentra en proceso o transformación, trayendo como consecuencia un ahorro considerable de tiempo.

Como primer paso para el desarrollo del mecanismo presentado es necesario establecer las dimensiones de la cesta que transportará al producto. Sus características incidirán en forma definitiva en la selección de los demás componentes que integran el sistema.

4.1. CESTA TRANSPORTADORA.

Tal como su nombre lo indica, la cesta transportadora es el elemento encargado de transportar la fruta a través de los diferentes procesos que conforman la máquina. Para su diseño deben tomarse en cuenta los cambios a los que se someterá la fruta durante su recorrido, de manera de poder lograr la adaptabilidad de la cesta a estos cambios, sin sufrir modificaciones importantes que puedan afectar al proceso que se quiere lograr. En general, las características que debe poseer la cesta son:

- Facilidad de traslación horizontal y vertical, minimizando la rotación en cualquier punto.
- La forma de la cesta debe permitir la entrada del agua para el lavado y enjuague, y del vapor para el escaldado.
- Además debe permitir la salida de los contaminantes en la fase de lavado y enjuague.
- Debe evitar la acumulación de producto en las esquinas según consideraciones de la tecnología de los alimentos.
- El material a usar en su construcción debe resistir los esfuerzos a los que será sometida la cesta, además de cumplir con las condiciones higiénicas y de corrosión implicadas en el proceso.
- La dimensión de la cesta debe tomar en consideración la cantidad de frutas a transportar por unidad de tiempo, que según exigencias del diseño deben estar entre 1 y 2 toneladas por hora.

4.1.1. DIMENSIONES:

El mango posee una clasificación botánica extensa y entre sus variedades existe una total diversidad de geometría, tamaño y forma. La cesta transportadora debe tener la capacidad no solo de trasladar las frutas de tamaños menores y promedios, sino también aquellas variedades de mayores dimensiones, pues en este rango se encuentra las frutas que son destinadas para la obtención de pulpa. Debido a

que no existe un método preciso para determinar tales dimensiones, se propone un desarrollo analítico basado en las características del fruto que puede alcanzar mayor tamaño dentro de la extensa gama de variedades.

Eduardo Sergent, en su libro “*El Cultivo del Mango*”, establece dimensiones (ancho y largo) de distintas variedades de mango basadas en la fruta promedio. Según estos datos, el tipo de mango que puede alcanzar mayores dimensiones pertenece a la variedad Keitt, que puede pesar entre 0,51 y 2 kg. Esta fruta presenta un largo de 140 mm y un ancho de 100 mm como dimensiones promedio para un peso de 0,6 kg, tal como se muestra en la Figura 25.

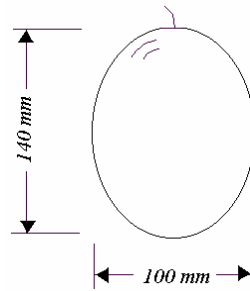


Figura 25. Variedad Keitt. Dimensiones Promedios. (Fuente: Sergent, 1999).

Basándose en estas dimensiones se puede establecer un paralelepípedo unitario capaz de encerrar totalmente a esta fruta promedio. En la Figura 26 se muestran las dimensiones de esta geometría que tiene un volumen de $1,4 \times 10^6 \text{ mm}^3$.

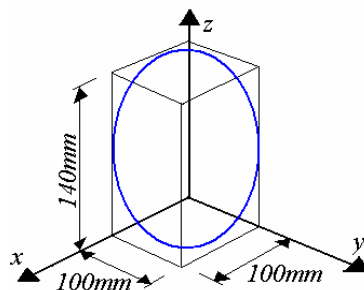


Figura 26. Paralelepípedo unitario promedio.

Debido a que estos valores se han obtenido de una variedad de mango de magnitudes promedio, es necesario ampliar las dimensiones de este paralelepípedo para que pueda albergar al fruto que alcance el mayor tamaño. Para ello se hará uso de la fórmula de la densidad (d), que se supone constante, y con el peso de la fruta poder determinar el volumen mínimo que debe tener este paralelepípedo unitario de diseño.

$$d = \frac{P_{PROM}}{V_U} = \frac{P_{MAX}}{V_{MAX}} \quad (1)$$

Donde P_{PROM} y P_{MAX} son el peso promedio y máximo de la fruta de variedad Keitt respectivamente, y V_U y V_{MAX} son el volumen unitario promedio y el volumen máximo que alcanza la fruta. Despejando el volumen máximo, se obtiene,

$$V_{MAX} = \frac{P_{MAX}}{P_{PROM}} V_U = \frac{2kg}{0,6kg} (1,4 \times 10^6 mm^3) = 4,66 \times 10^6 mm^3 \cong 4,7 \times 10^6 mm^3 \quad (1.1)$$

De esta forma, el paralelepípedo unitario que servirá de base para el diseño de la cesta transportadora debe tener al menos un volumen de $4,7 \times 10^6 mm^3$. Para lograr ello, se supone que las dimensiones del paralelepípedo unitario promedio crecen análogamente en cada una de las direcciones coordenadas de la Figura 26, basándose en un desarrollo homogéneo de la fruta hasta alcanzar su mayor tamaño. Establecido esto, se estudian diferentes dimensiones para el paralelepípedo unitario que permitan superar este volumen mínimo requerido, haciendo crecer la longitud inicial $10 mm$ cada vez. Los resultados se muestran en la Tabla N° 8.

Dimensiones (mm)	Volumen (mm ³)
100 x 100 x 140	1,4 x 10 ⁶
110 x 110 x 150	1,8 x 10 ⁶
120 x 120 x 160	2,3 x 10 ⁶
130 x 130 x 170	2,9 x 10 ⁶
140 x 140 x 180	3,5 x 10 ⁶
150 x 150 x 190	4,3 x 10 ⁶
160 x 160 x 200	5,1 x 10 ⁶

Tabla N° 8. Diferentes dimensiones para el paralelepípedo unitario.

De esta tabla puede desprenderse que el paralelepípedo unitario de diseño es de 160 x 160 x 200 mm y un volumen total de $5,1 \times 10^6 \text{ mm}^3$, superior al requerido, tal como se muestra en la Figura 27.

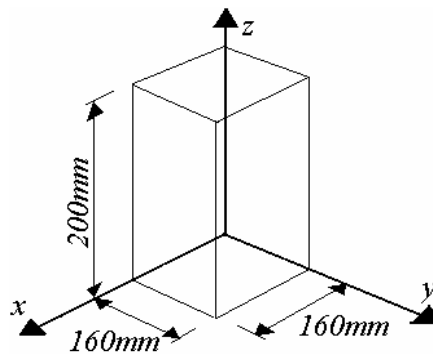


Figura 27. Paralelepípedo unitario de diseño.

Se puede observar que un crecimiento análogo en un rango menor hubiese establecido dimensiones más exactas para el paralelepípedo obtenido, pero esta diferencia amplía la posibilidad de transporte del dispositivo para frutas de tamaño mayor al estudiado, por lo que, se establece esta geometría como base para el diseño de la cesta transportadora.

El mecanismo de transporte debe poseer la particularidad de trasladar las frutas en una sola columna, lo que va a permitir que la acción de los aspersores para el lavado y enjuague, y el vapor para el escaldado, tengan una acción mucho más efectiva para el logro de sus respectivos objetivos. Esto se debe a que de esta forma el agua y el vapor tienen la facilidad de poder incidir directamente sobre la superficie del mango en toda su extensión. La comparación entre las dos posibilidades se muestra en la Figura 28.

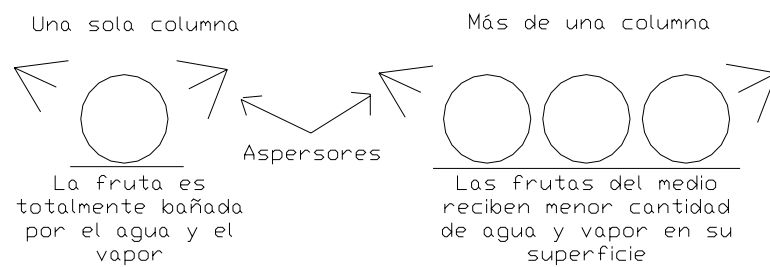


Figura 28. Ventajas del traslado de las frutas en una sola columna.

El ancho de la cesta transportadora debe permitir que la fruta ingrese a ella en cualquier orientación, y en este sentido, se toma la mayor distancia del paralelepípedo unitario de diseño, es decir, un ancho (a_c) de 200 mm. Esta medida garantiza que la fruta de mayor tamaño ingrese a la cesta sin importar la posición en que se encuentre, tal como se observa en la Figura 29.

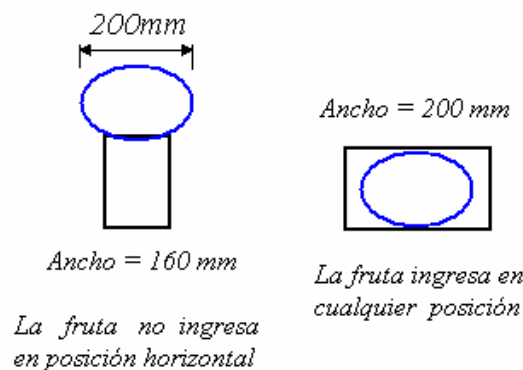


Figura 29. Determinación del ancho de la cesta.

Si se traslada una sola fruta en la cesta, el largo debería ser de 160 *mm* basados en el paralelepípedo unitario de diseño que se desarrolló. Pero deben tomarse en cuenta dos factores adicionales que dependen de las características de todo el sistema de lavado – escaldado, éstas son la Capacidad de Producción del Sistema (C_p) y la Velocidad de Transporte (v_T). De ellas depende la cantidad de frutas que debe trasladar cada cesta por unidad de tiempo con el objeto de satisfacer las exigencias iniciales, las cuales establecen que el sistema debe ser capaz de procesar entre 1 y 2 toneladas de frutas por hora. La velocidad de transporte depende de muchas variables que serán analizadas en la próxima sección, pero por ahora, se establece una velocidad preliminar de 0,01 *m/s*.

Se define el ancho total de diseño (a_T) como la distancia entre dos cestas consecutivas y es la resultante de la adición del ancho de la cesta (a_C) y la distancia o claro (c) que hay entre ellas. Para esta última distancia, se recomienda como medida preliminar $\frac{1}{4}$ del ancho de la cesta, es decir, un claro de 50 *mm*, que se aprecia en la Figura 30. Las variaciones que puedan presentarse en este sentido dependerán de las interferencias que se puedan producir entre las cestas cuando el sistema se encuentre en movimiento y existan cambios de dirección.

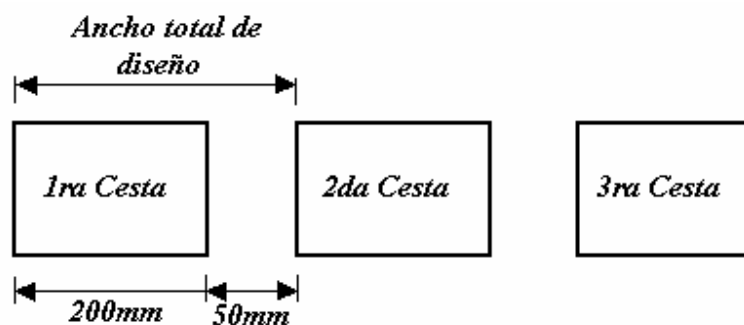


Figura 30. Determinación del claro o distancia entre cestas.

Basados en estos datos preliminares, se puede determinar el peso en frutas que debe soportar cada cesta (P_{CAR}) para cumplir con las exigencias en cuanto a la capacidad máxima de producción mediante la siguiente fórmula:

$$P_{CAR} = \frac{C_M [kg/s] a_T [m]}{v_T [m/s]} \quad (2)$$

Donde,

$$a_T = \text{Ancho total de diseño} = a_C + c = 200 \text{ mm} + 50 \text{ mm} = 250 \text{ mm} = 0,25 \text{ m}$$

$$C_M = \text{Capacidad máxima de producción} = 2 \text{ ton/hr} = 0,5 \text{ kg/s}$$

Sustituyendo,

$$P_{CAR} = \frac{(0,5 \text{ kg/s})(0,25 \text{ m})}{0,01 \text{ m/s}} = 12,5 \text{ kg} \quad (2.1)$$

Para poder satisfacer la máxima capacidad de producción se debe diseñar una cesta que pueda soportar al menos 12,5 kg en peso. El paralelepípedo unitario de diseño que se desarrollo fue realizado basándose en la fruta de mayor tamaño con un peso unitario máximo (P_U) de aproximadamente 2 kg para un largo unitario (l_U) de 160 mm ó 0,16 metros. Suponiendo que el peso por unidad de longitud es constante, se tiene que el largo total de la cesta (l_C) debe ser:

$$\frac{P_{CAR}}{l_C} = \frac{P_U}{l_U} \Rightarrow l_C = \frac{P_{CAR}}{P_U} l_U \quad (3)$$

Sustituyendo,

$$l_C = \frac{12,5 \text{ kg}}{2 \text{ kg}} (160 \text{ mm}) = 1000 \text{ mm} \quad (3.1)$$

Ya determinados tanto el ancho (200 mm) y el largo (1000 mm) de la cesta, la altura de ésta viene a ser la otra medida restante, es decir 160 mm, tal como se muestra en la Figura 31.

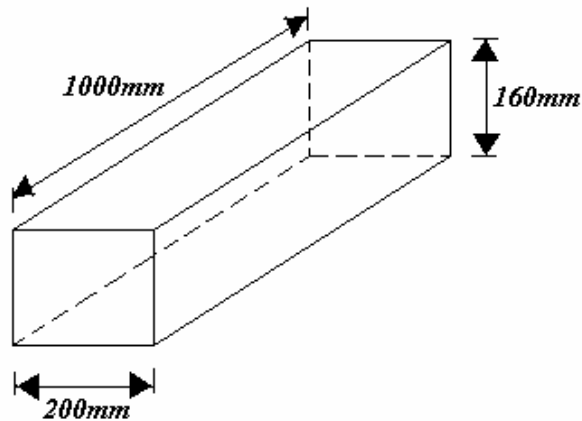


Figura 31. Ancho, largo y altura de la cesta.

Dentro de las operaciones de la tecnología de los alimentos se recomienda que los recipientes que transportan o almacenan los productos alimenticios deben estar contruidos de forma tal que drenen por sí solas, evitándose con ello, la acumulación indeseable del producto en las esquinas. Por ello, se insiste en la eliminación de los ángulos rectos en el diseño de estos dispositivos, de manera que se facilite el vaciado completo tanto de los alimentos como de sus contaminantes. En este sentido, se añade una modificación adicional al diseño de la cesta, que consiste en una media circunferencia inferior de 200 *mm* de diámetro, seleccionada de acuerdo a las facilidades de construcción del elemento y al ancho de la cesta. Esta modificación se puede observar en la Figura 32.

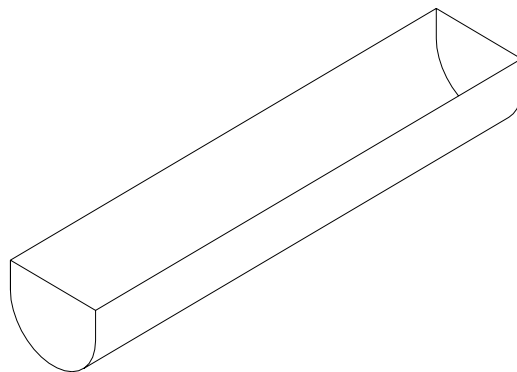


Figura 32. Media circunferencia inferior.

4.1.2. MALLA:

La cesta transportadora debe tener la capacidad de permitir la entrada tanto del agua como del vapor usado en los procesos de enjuague, lavado y escaldado, además de permitir la salida de los contaminantes y la carga microbiana en los dos primeros. Por esta razón es necesario disponer de agujeros en el interior de la cesta que permitan dotarla de estas características. Mientras mayor sea el tamaño de los agujeros, se podrá permitir un mayor contacto entre los fluidos y las frutas, y a su vez, tener el espacio suficiente para la salida de los contaminantes tanto livianos como pesados, teniendo como limitación el tamaño más pequeño que pueda alcanzar la fruta. Debido a la forma de la cesta transportadora el uso de espacios rectangulares permite obtener la mayor amplitud posible para la realización de estas operaciones y con ello lograr la mayor capacidad para la entrada y salida de los elementos mencionados.

Determinar las dimensiones de estos agujeros depende nuevamente del tamaño y la forma de la fruta de mango, pero esta vez, con base al menor volumen que la fruta puede alcanzar. Esta característica depende de las condiciones de cultivo y cosecha de la fruta, lo que incide directamente en el estado de desarrollo del mango y en sus dimensiones finales. Si la fruta no se desarrolla el tiempo necesario en el campo puede llegar a tener un tamaño muy reducido, y esto debe considerarse para la selección de una malla adecuada para el sistema.

Debido a que no existe una metodología precisa encargada de establecer las dimensiones de los agujeros requeridos en la cesta, estos se determinan de acuerdo a la observación de sistemas similares de transporte y procesamiento de frutas, específicamente en el escaldador horizontal encontrado en el Centro de Investigaciones del Estado para la Producción Experimental Agroindustrial (CIEPE), el cual posee espacios de 50 *mm* de radio para dichos agujeros. De esta forma, se establecen un arreglo rectangular de 50 x 50 *mm* aproximadamente para la malla

requerida, tal como se muestra en la Figura 33. La determinación de los componentes de la cesta puede causar una ligera variación de estos espacios.

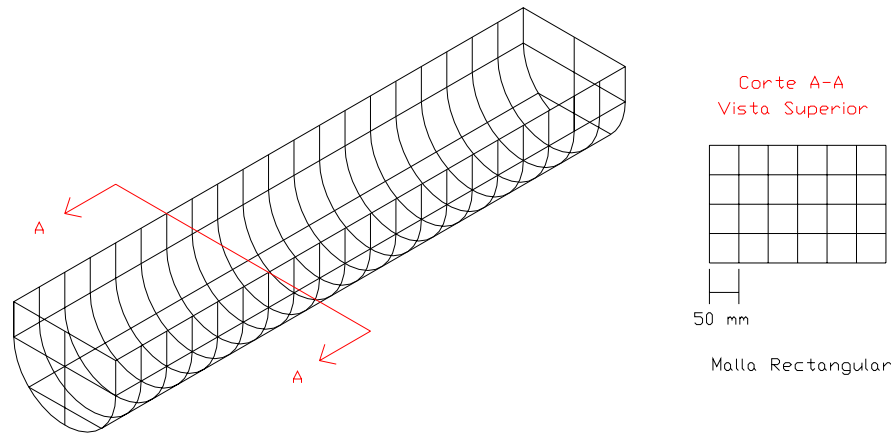


Figura 33. Arreglo rectangular de la malla.

4.1.3. ELEMENTOS DE SUJECION:

Los elementos de sujeción son aquellos que permiten el enganche entre la cesta transportadora y la cadena de rodillos. Deben poseer como características principales la posibilidad de extracción de la cesta para labores de mantenimiento, y además, permitir la traslación de éstas para poder realizar los procesos tanto en los tramos horizontales como verticales del sistema, sin perder la horizontalidad de la cesta. Ya los fabricantes de cadenas de rodillos proveen de una gran variedad de elementos sujetadores para una amplia gama de usos. Con solo establecer las características de transporte, material y peso de la cesta y su carga puede escogerse aquel que resulte más adecuado para cada proceso.

Para el sistema que se desarrolla se diseña un elemento de sujeción alternativo que permita cubrir con las características mencionadas y que implique una reducción de costos. Este consiste en un cuerpo cilíndrico hueco adherido a los extremos de la cesta y en un eje de soporte que se aloja directamente en la cadena de rodillos, tal como se muestra en la Figura 34.

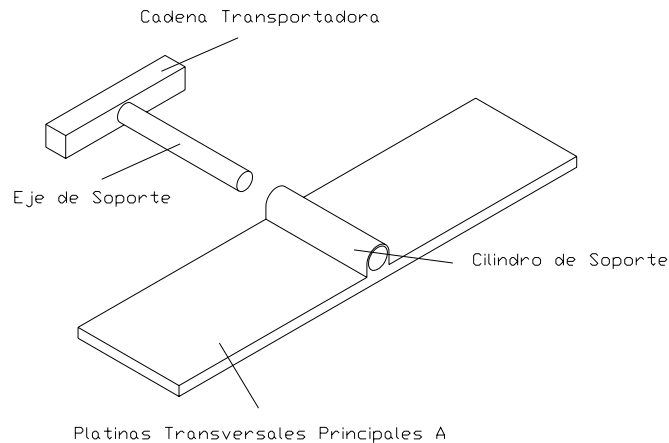


Figura 34. Elemento de sujeción alterno.

El cilindro de soporte está ubicado justo en la mitad de cada extremo de la cesta, con la finalidad de contribuir a su horizontalidad. La importancia de esta característica radica en la posibilidad de giro de la cesta, y por ende, en la salida de la materia prima de su interior. Para evitar esto, además, la semicircunferencia inferior de la cesta facilita que, en cualquier caso, el plano vertical donde está contenido el centro de gravedad de la carga, se aproxime significativamente al plano vertical donde se encuentra el centro de gravedad de la cesta, al prácticamente obligar a la carga a alojarse en el punto medio de ella, incidiendo así en la horizontalidad del recipiente transportador. De esta forma, se intenta equilibrar el peso de la cesta y la carga minimizando la posibilidad de giro, tal como se muestra en la Figura 35.

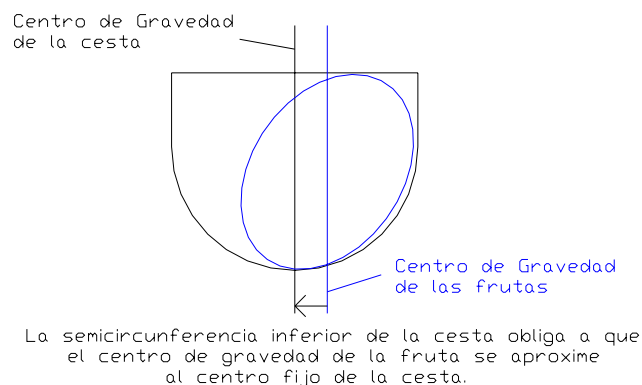


Figura 35. Horizontalidad de la cesta transportadora.

El eje de soporte representa la unión entre la cesta y la cadena, y también permite el giro de la primera cuando existen cambios en las direcciones horizontales y verticales del recorrido, de manera que la cesta siempre mantenga la horizontalidad adecuada en cualquier caso. En la Figura 36 se aprecia que este giro es posible debido al juego existente entre el eje y el cilindro de soporte adherido a la cesta transportadora, que además, otorga la posibilidad de que sea extraída para labores de mantenimiento.

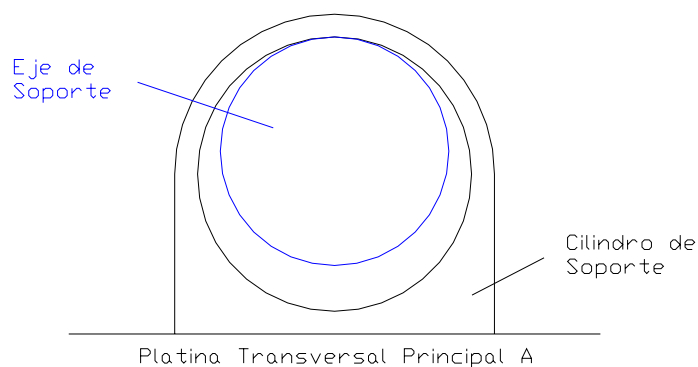


Figura 36. Eje de soporte.

4.1.4. MATERIALES:

El material a usar en la fabricación de la cesta transportadora es el acero inoxidable AISI 304 descrito anteriormente, que permite trabajar hasta temperaturas de 200 °C sin que exista una modificación importante en sus propiedades físicas. Es adecuado para las operaciones de lavado, enjuague y escaldado a las que debe estar sometida la fruta, debido a su alta resistencia a la corrosión para las condiciones higiénicas requeridas.

Para la construcción de la cesta se ha optado por las platinas de acero inoxidable AISI 304 (**Anexo A**). Esta selección se ha hecho con base en los costos del material, en las facilidades de construcción y en las recomendaciones del fabricante, en comparación con las otras presentaciones que se encuentran en el mercado.

Se pueden clasificar los diferentes elementos que conforman la cesta de acuerdo a la forma de cada uno de ellos y a los esfuerzos a los que serán sometidos durante su funcionamiento. Esta clasificación se observa en la Figura 37 y consta de las siguientes partes:

- 2 Platinas Transversales Principales (A).
- 2 Platinas Longitudinales Principales (B).
- Platinas Transversales Curvas (C).
- 5 Platinas Longitudinales Secundarias (D).
- 2 Platinas Laterales (E).
- 2 Platinas Laterales (F1).
- 2 Platinas Laterales (F2).
- 2 Cilindros de Soporte (G).

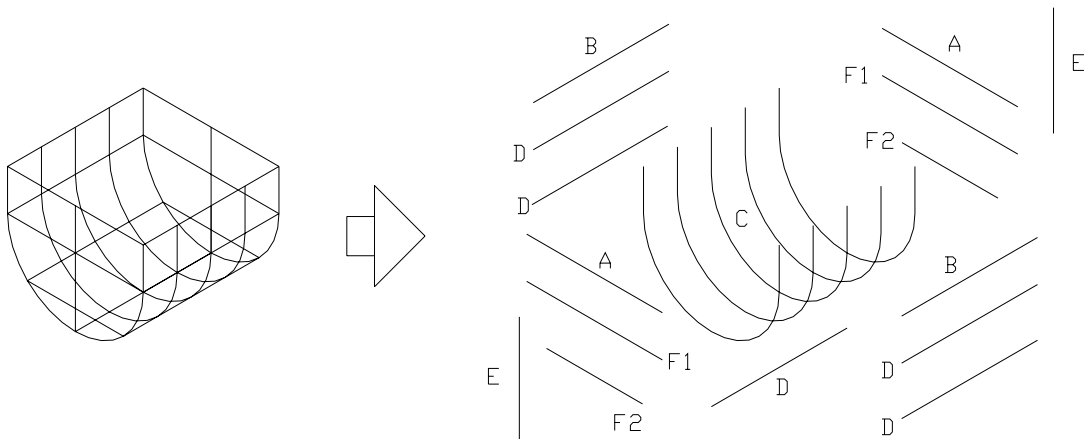


Figura 37. Elementos que conforman la cesta transportadora.

La unión entre estos elementos se realiza por medio de soldadura al arco o con gas protector según recomendaciones del fabricante, que además exhorta el uso de electrodos BOHLER Fox AS 2-A, ó en cualquier caso el electrodo BOHLER Fox SAS 4-A. La tecnología de alimentos obliga el uso de soldadura de filete para la unión de las partes que conforman los recipientes que transportan, almacenan o

procesan productos alimenticios, tal como se muestra en la Figura 38. De esta forma, se garantiza que estos productos, así como los contaminantes, drenen en el interior del recipiente, impidiendo su acumulación en las esquinas y contribuyendo con la higiene del proceso.

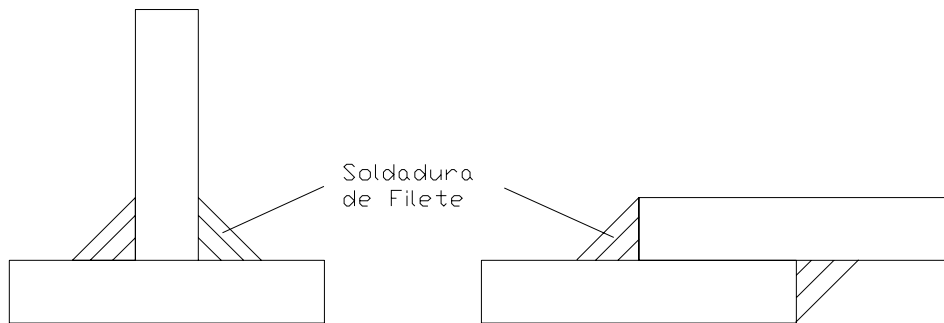


Figura 38. Soldadura de Filete.

Para determinar las dimensiones de los componentes de la cesta se realiza un estudio de las condiciones de esfuerzo a las que está sometido cada uno, con el objeto de evitar fallas en el material mientras está sometido a tales solicitaciones. Para ello se usan los principios de la Mecánica de Materiales en el análisis de fallas.

4.1.4.1. Platinas Transversales Curvas (C):

Estas platinas curvas que se muestran en la Figura 39, están distribuidas uniformemente a lo largo de la cesta, con una distancia aproximada de 50 *mm* entre ellas. El análisis a realizar para este componente se hace con el uso de la Teoría de Esfuerzo Cortante Máximo empleado en un sistema análogo que consta de una viga apoyada en los extremos.

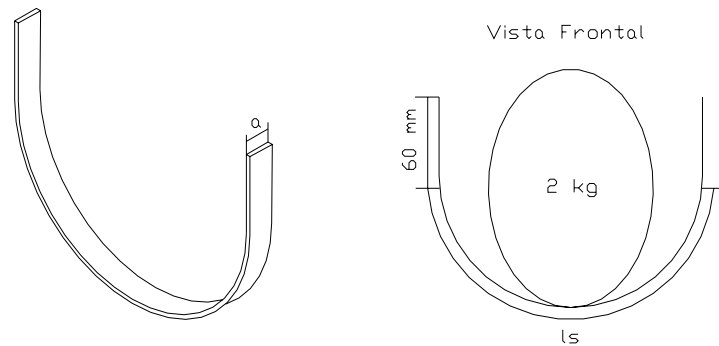


Figura 39. Platinas Transversales Curvas (C).

Para el estudio de esta sección se siguen las siguientes suposiciones:

- i. Cada platina soporta el peso total máximo de una fruta, es decir, 2 kg.
- ii. El sistema análogo es una platina recta con dos apoyos en los extremos y carga puntual en el centro.
- iii. El material es homogéneo.

El sistema análogo se muestra en la Figura 40, donde el ancho de la platina (a) es la incógnita a descifrar. Con el objeto de lograr la mayor facilidad para la deformación de la platina hasta su forma curva final, se establece un espesor (e) de $1/8''$ [$3,18mm$], valor mínimo del **Anexo A**.

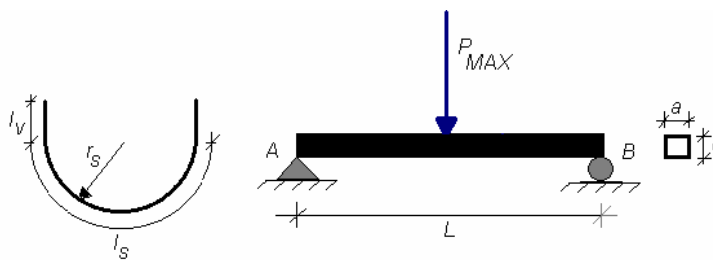


Figura 40. Sistema Análogo (C).

La longitud de la viga (L) es igual a la longitud total de la platina curva y, de la Figura 40, ésta viene dada por,

$$L = 2l_V + l_S = 2l_V + r_S \pi \quad (4)$$

Sustituyendo,

$$L = 2(60\text{mm}) + (100\text{mm})\pi = 120\text{mm} + 314,1\text{mm} = 434,1\text{mm} \quad (4.1)$$

Los diagramas de cuerpo libre, fuerza cortante y momento flector se observan en la Figura 41.

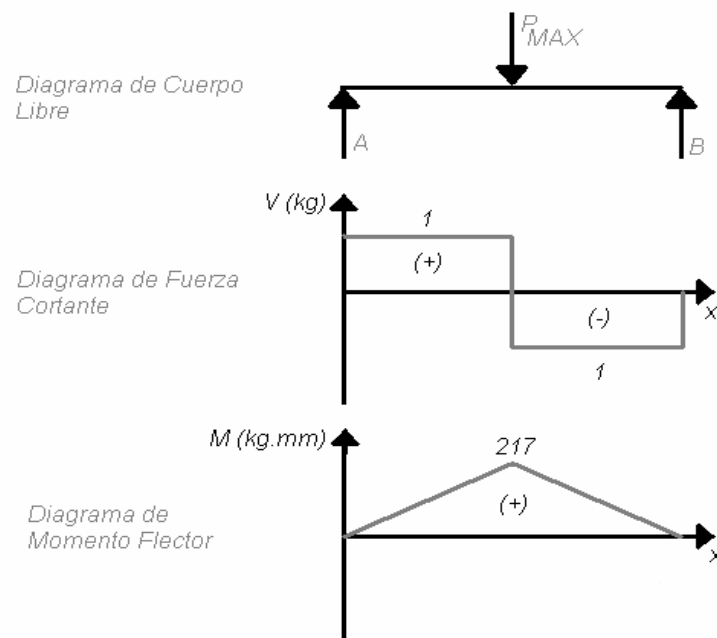


Figura 41. Diagramas para la Platina Transversal Curva.

De aquí, se establece una Fuerza Cortante Máxima (V_{MAX}) de 1 kg [9,78 N] y un Momento Flexionante Máximo (M_{MAX}) de 217 kg.mm [2,12 N.m]. El momento de Inercia (I) de una sección rectangular viene dado, del **Anexo B**, por,

$$I = \frac{1}{12} ae^3 \quad (5)$$

El módulo de sección (S) es,

$$S = \frac{I}{c} \quad (6)$$

Donde c es el centro de inercia de la sección y equivale a $e/2$. Sustituyendo para S , se tiene,

$$S = \frac{(1/12)ae^3}{e/2} = \frac{1}{6}ae^2 = \frac{1}{6}a(3,175mm)^2 = (1,68mm^2)a \quad (6.1)$$

El mínimo valor admisible del módulo de sección (S_{MIN}) viene dado por,

$$S_{MIN} = \frac{M_{MAX}}{\sigma_{ADM}} \quad (7)$$

Donde σ_{ADM} es el valor admisible del esfuerzo que resulta,

$$\sigma_{ADM} = \frac{\sigma_U}{FS} \quad (8)$$

σ_U es el límite de fluencia del material que equivale a 19 kg/mm^2 [$185,82 \text{ MPa}$] según indicación del fabricante (**Anexo A**). FS es el factor de seguridad empleado en el cálculo y que en este caso es igual a 2. Sustituyendo (8) en (7), se tiene,

$$S_{MIN} = \frac{M_{MAX}FS}{\sigma_U} \quad (7.1)$$

Lo cual resulta,

$$S_{MIN} = \frac{(217kg.mm)(2)}{19kg/mm^2} = 22,84mm^3 \quad (7.2)$$

Igualando con (6),

$$S_{MIN} = S \Rightarrow 22,84mm^3 = (1,68mm^2)a \Rightarrow a = 13,59mm \cong 13,6mm \quad (7.3)$$

Es necesario además, verificar la resistencia cortante de la viga deducida anteriormente, al corroborar que el máximo esfuerzo cortante del sistema no exceda a la resistencia a la tracción del material (τ_U), el cual es igual a $50 kg/mm^2$ [489 MPa] (**Anexo A**). El valor admisible del esfuerzo cortante resulta,

$$\tau_{ADM} = \frac{\tau_U}{FS} \quad (9)$$

Sustituyendo valores,

$$\tau_{ADM} = \frac{50kg/mm^2}{2} = 25kg/mm^2 \quad (9.1)$$

El máximo esfuerzo cortante (τ_M) de una viga rectangular viene dado por,

$$\tau_M = \frac{3V_{MAX}}{2A} = \frac{3V_{MAX}}{2ae} \quad (10)$$

Donde A es el área de la sección y el valor del ancho (a) a usar es el que dedujo anteriormente. Sustituyendo, se tiene,

$$\tau_M = \frac{3(1kg)}{2(13,6mm)(3,175mm)} = 3,47 \times 10^{-2} kg/mm^2 \quad (10.1)$$

De esta forma se comprueba que el máximo esfuerzo cortante de la viga es bastante inferior al valor admisible del esfuerzo cortante, por lo que, la dimensión deducida es totalmente aceptable.

El espesor de la platina debe tener una magnitud de al menos 13,6 mm [0,53´´]. Del **Anexo A**, se encuentran platinas de ¾´´ [19,05 mm] como medida próxima superior al requerido. Por esta razón, la platina a usar en la construcción de este componente es la que se muestra en la Tabla N° 9.

	Ancho (mm, in)	Espesor (mm, in)	Largo (mm, m)
Platinas Transversales Curvas (C)	19,05 (¾)	3,18 (1/8)	434 (0,434)

Tabla N° 9. Platinas Transversales Curvas.

Para el cálculo de los demás componentes es necesario la determinación del peso de cada una de estas platinas ya calculadas. En este sentido, se usa la densidad del material (d), la cual es de $7,9 \text{ g/cm}^3$ [$7,9 \times 10^{-6} \text{ kg/mm}^3$] (**Anexo A**), y el volumen (V) ocupado por la platina, mediante la ecuación de la densidad,

$$P_C = Vd \quad (1.2)$$

Donde el volumen es igual a,

$$V = aeL \quad (11)$$

Sustituyendo,

$$V = (19,05\text{mm})(3,175\text{mm})(434\text{mm}) = 26249,95\text{mm}^3 \quad (11.1)$$

Entonces en (1.2), se tiene,

$$P_C = (26249,95 \text{ mm}^3) (7,9 \times 10^{-6} \text{ kg / mm}^3) = 0,21 \text{ kg} \quad (1.3)$$

Para este componente resulta necesario el estudio de la teoría de los elementos curvos sometidos a flexión, con el objetivo de poder determinar si los esfuerzos de compresión y tensión en las curvas A y B respectivamente de la Figura 42, no exceden el límite de fluencia admisible calculado anteriormente. A diferencia de una viga recta, en este caso el eje neutro no coincide con el eje centroidal longitudinal de la curva, por lo que el esfuerzo no varía linealmente a partir del eje neutro.

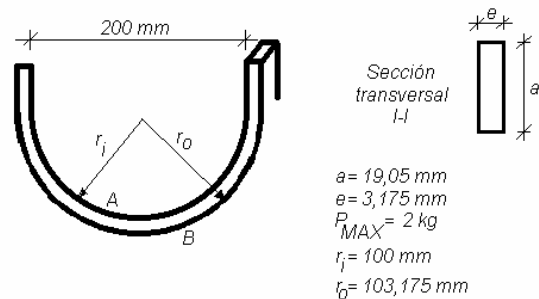


Figura 42. Elementos curvos sometidos a flexión.

En este sentido, el radio del eje centroidal longitudinal (R) viene dado por,

$$R = r_i + \frac{e}{2} \quad (12)$$

Sustituyendo,

$$R = 100 \text{ mm} + \frac{3,175 \text{ mm}}{2} = 101,59 \text{ mm} \quad (12.1)$$

El área de la sección transversal I-I (A), resulta,

$$A = ae = (19,05 \text{ mm})(3,18 \text{ mm}) = 60,48 \text{ mm}^2$$

El radio del eje neutro de la viga (r_N) es,

$$r_N = \frac{e}{\ln(r_o / r_i)} \quad (13)$$

Sustituyendo,

$$r_N = \frac{3,18mm}{\ln(103,18mm / 100mm)} = 101,58mm \quad (13.1)$$

La excentricidad (E) es la diferencia entre ambos radios, es decir,

$$E = R - r_N = 101,59mm - 101,58mm = 8,2 \times 10^{-3} mm$$

El momento flexionante (M) es positivo y vale,

$$M = P_{MAX} R = 2kg(101,59mm) = 203,18kg.mm$$

De esta forma, el esfuerzo (σ) resulta entonces,

$$\sigma = \frac{P_{MAX}}{A} + \frac{My}{AE(r_N - y)} \quad (14)$$

Donde $y = r_N - r$, siendo r el radio de la curva sometida a estudio. Sustituyendo valores en (14), se tiene,

$$\sigma = \frac{2kg}{60,48mm^2} + \frac{(203,18kg.mm)(101,58 - r)}{(60,48mm^2)(8,2 \times 10^{-3})r} \quad (14.1)$$

Sustituyendo r_i y r_o en esta ecuación, se tiene,

$$\begin{aligned} r = r_i = 100mm &\Rightarrow \sigma_i = 6,47kg / mm^2 \\ r = r_o = 103,18mm &\Rightarrow \sigma_o = -6,34kg / mm^2 \end{aligned} \quad (14.2)$$

Como puede observarse los valores de esfuerzos tanto en el radio interior como en el exterior de la platina no sobrepasan el límite de fluencia admisible determinado para el componente. Debido a ello, se verifica que la selección realizada de la platina es adecuada para el sistema estudiado.

El número de Platinas Transversales Curvas (n) a determinar depende del ancho que se ha calculado previamente para la platina, así como del espacio existente entre ellas y que se ha establecido en 50 mm . Esta incógnita viene dada por la siguiente ecuación,

$$an + 50(n - 1) = L \quad (15)$$

Despejando para n ,

$$an + 50n - 50 = L \Rightarrow n(a + 50) = L + 50 \Rightarrow n = \frac{L + 50}{a + 50} \quad (15.1)$$

Para un ancho de $19,05 \text{ mm}$ y una longitud de 1000 mm , el número de platinas es,

$$n = \frac{1000 + 50}{19,05 + 50} = 15,2 \cong 15 \quad (15.2)$$

De esta forma, para la construcción de la Cesta Transportadora se usan un total de 15 Platinas Transversales Curvas, cumpliendo con las condiciones geométricas establecidas para la malla rectangular.

4.1.4.2. Platinas Longitudinales Secundarias y Platinas Laterales:

Estas platinas, observadas en la Figura 43, funcionan como retención para las frutas, evitando que las más pequeñas abandonen el interior de la cesta por los espacios existentes entre las Platinas Transversales Curvas. Adicionalmente, cumplen como función mantener la rigidez y unión entre los demás componentes de la cesta transportadora.

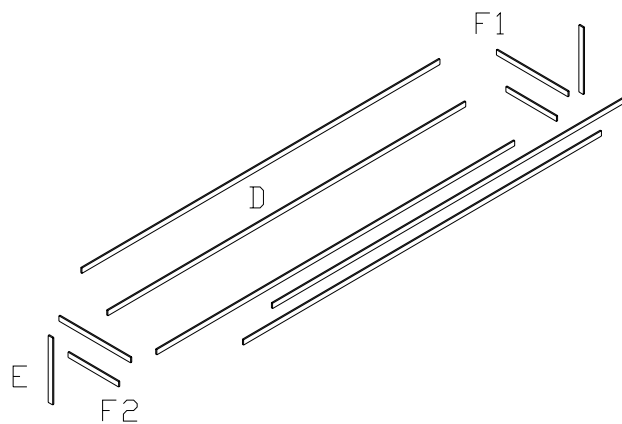


Figura 43. Platinas Longitudinales Secundarias y Platinas Laterales.

Por esta razón, las Platinas Longitudinales Secundarias y las Platinas Laterales no están sometidas a esfuerzos considerables, por lo que se seleccionan las platinas más pequeñas encontradas en el **Anexo A**, que a su vez implican el menor costo para esta presentación. Esta selección se resume en la Tabla N° 10.

Componente	Ancho (mm, in)	Espesor (mm, in)	Largo (mm, m)	Volumen (mm ³)	Peso (kg)
<i>D</i>	12,7 (½)	3,18 (1/8)	1000 (1)	40322,5	0,32
<i>E</i>			160 (0,16)	6451,6	0,05
<i>F1</i>			200 (0,2)	8064,5	0,06
<i>F2</i>			141 (0,14)	5701,6	0,05

Tabla N° 10. Platinas Longitudinales Secundarias y Platinas Laterales.

El volumen para cada platina fue calculado de acuerdo a la fórmula (11), mientras que el peso se basa en la ecuación (1.2). La longitud de la Platina Lateral F2 se determina tal como lo indica la Figura 44.

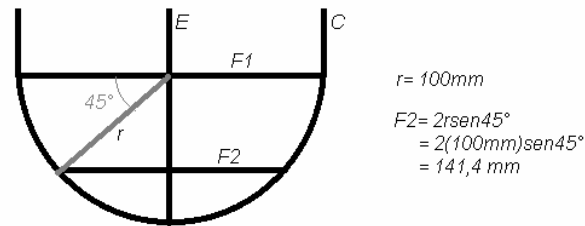


Figura 44. Platina Lateral F2.

4.1.4.3. Platinas Longitudinales Principales (B):

A diferencia de las secundarias, las 2 Platinas Longitudinales Principales que se muestran en la Figura 45, soportan el peso de las demás platinas ya calculadas más el peso de la carga, por lo que resulta necesario el análisis de fallas de este componente para determinar sus características. Se hace uso nuevamente, de la Teoría de Esfuerzo Cortante Máximo para establecer las dimensiones apropiadas para el elemento minimizando las posibilidades de falla.

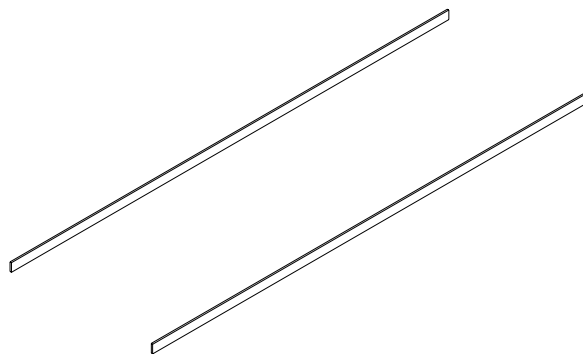


Figura 45. Platinas Longitudinales Principales (B).

Para el desarrollo de este análisis se siguen las siguientes suposiciones:

- i. Las platinas soportan el peso de las Platinas Transversales Curvas, las Platinas Longitudinales Secundarias, las Platinas Laterales y la carga de diseño de la cesta.
- ii. La carga de diseño del producto es de 12,5 kg.
- iii. El peso soportado por las platinas está uniformemente distribuido a lo largo de ella y tiene apoyo en los extremos.
- iv. Cada platina soporta la mitad del peso total.
- v. El material es homogéneo.

El sistema a analizar se observa en la Figura 46. Para este caso, se establece el ancho (a) de la platina como la menor dimensión ofrecida encontrada en el **Anexo A** para estas presentaciones, es decir, 1/8'' [3,18 mm]. La incógnita a descifrar es el espesor (e) de la platina.

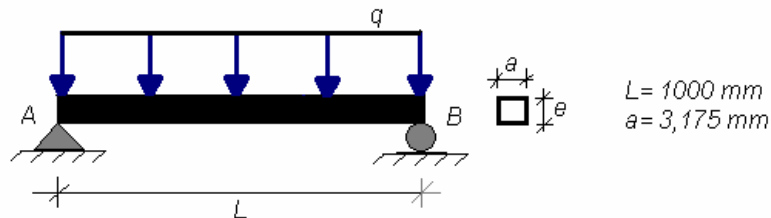


Figura 46. Sistema Análogo (B).

Para determinar la carga distribuida (q) a lo largo de la platina, es necesario establecer el peso de los demás componentes mencionados, más el peso de la carga de diseño. Este peso total (P_{TB}) viene dado por la fórmula,

$$P_{TB} = (15P_C + 5P_D + 2P_E + 2P_{F1} + 2P_{F2} + P_{CAR}) / 2 \quad (16)$$

Sustituyendo estas cantidades que ya han sido previamente calculadas, se tiene,

$$P_{TB} = [15(0,21) + 5(0,32) + 2(0,05) + 2(0,06) + 2(0,05) + 12,5] \text{kg} / 2 = 8,76 \text{kg} \cong 8,8 \text{kg} \quad (16.1)$$

El peso por unidad de longitud (q), resulta,

$$q = \frac{P_{TB}}{L} = \frac{8,8 \text{kg}}{1000 \text{mm}} = 8,8 \times 10^{-3} \text{kg} / \text{mm} \quad (17)$$

Los diagramas de cuerpo libre, fuerza cortante y momento flector se muestran en la Figura 47.

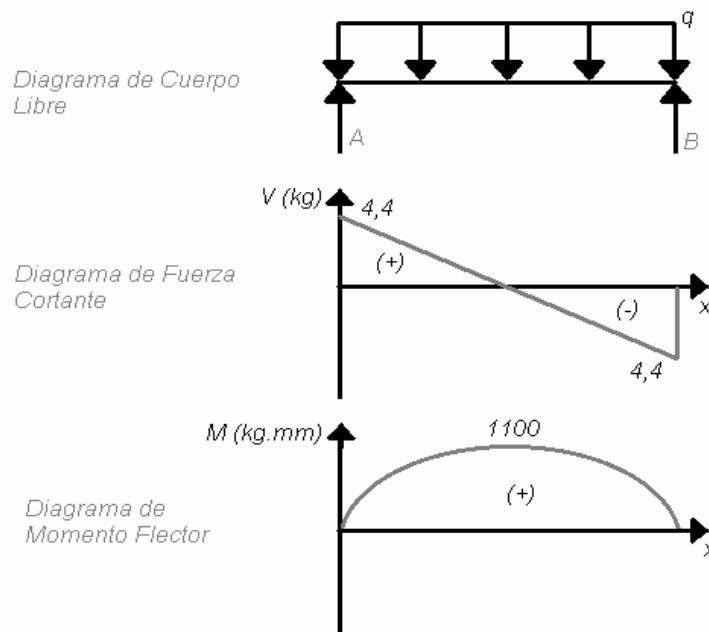


Figura 47. Diagramas para la Platina Longitudinal Principal.

De estos diagramas se deduce que la Fuerza Cortante Máxima (V_{MAX}) es de 4,4 kg [43,14 N] y el Momento Flexionante Máximo (M_{MAX}) es de 1100 kg.mm [10,78

$N.m$]. El centro de inercia de la sección equivale a $e/2$. Sustituyendo (5) en (6), se tiene,

$$S = \frac{(1/12)ae^3}{e/2} = \frac{1}{6}ae^2 = \frac{1}{6}(3,18mm)e^2 = (0,53mm)e^2 \quad (6.2)$$

El factor de seguridad (FS) para este caso es igual a 2. Sustituyendo en (7.1),

$$S_{MIN} = \frac{M_{MAX}FS}{\sigma_U} = \frac{(1100kg.mm)2}{19kg/mm^2} = 115,79mm^3 \quad (7.4)$$

Igualando los módulos de sección resulta,

$$S = S_{MIN} \Rightarrow (0,53mm)e^2 = 115,79mm^2 \Rightarrow e = 14,79mm \cong 14,8mm \quad (7.5)$$

Al sustituir en la ecuación (10), el esfuerzo cortante máximo de la viga resulta $0,14 kg/mm^2$, mientras que en la fórmula (9), el valor admisible del esfuerzo cortante, resulta $25 kg/mm^2$. De esta forma, se verifica que el esfuerzo cortante máximo es bastante inferior a este último valor, y por lo tanto, el esfuerzo normal admisible controla el diseño.

El espesor de la platina debe tener una magnitud de al menos $14,8 mm$ [$0,58''$]. Del **Anexo A**, se encuentran platinas de $\frac{3}{4}''$ [$19,05 mm$] como medida próxima superior al requerido. Por esta razón, la platina a usar en la construcción de este componente es la que se muestra en la Tabla N° 11.

	Ancho (mm, in)	Espesor (mm, in)	Largo (mm, m)
Platinas Longitudinales Principales (B)	19,05 ($\frac{3}{4}$)	3,18 (1/8)	1000 (1)

Tabla N° 11. Platinas Longitudinales Principales.

El volumen de cada platina viene dado por la fórmula (11), y es,

$$V = aeL = (19,05mm)(3,18mm)(1000mm) = 60483,75mm^3 \quad (11.2)$$

Por lo tanto, de la ecuación (1.2), el peso de la platina resulta,

$$P_B = VD = (60483,75mm^3)(7,9 \times 10^{-6} kg / mm^3) = 0,48kg \quad (1.4)$$

4.1.4.4. Platinas Transversales Principales (A):

Estas platinas, mostradas en la Figura 48, están ubicadas en los extremos laterales superiores de la cesta transportadora y soportan el peso de las demás platinas calculadas, más el peso de la carga. Usando la Teoría de Esfuerzo Cortante Máximo se hace el estudio para este componente dentro del análisis de fallas que se ha desarrollado para el elemento transportador.



Figura 48. Platinas Transversales Principales (A).

Las suposiciones a seguir para este análisis son:

- i. Las platinas soportan el peso de las Platinas Transversales Curvas, las Platinas Longitudinales Principales y Secundarias, las Platinas Laterales y la carga de diseño de la cesta.
- ii. La carga de diseño del producto es de 12,5 kg.

- iii. Las cargas están puntualmente ubicadas en los extremos y cada una es equivalente a $\frac{1}{4}$ del peso total.
- iv. El apoyo se encuentra en la mitad de la platina.
- v. El material es homogéneo.

Se establece el espesor de la platina (e) en $1/8''$ [$3,18 \text{ mm}$], como medida mínima encontrada en el **Anexo A**. El sistema a estudiar es el de la Figura 49, donde el ancho (a) de la platina es la incógnita a determinar.

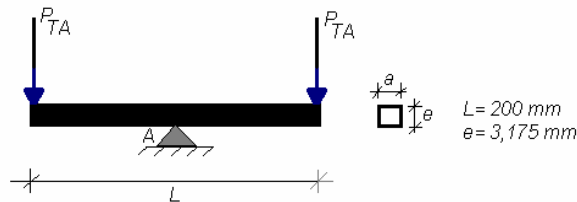


Figura 49. Sistema Análogo (A).

La magnitud de cada carga es la resultante de sumar el peso de los demás componentes más el peso de diseño del producto, dividido entre cuatro, es decir,

$$P_{TA} = (2P_B + 15P_C + 5P_D + 2P_E + 2P_{F1} + 2P_{F2} + P_{CAR}) / 4 \quad (18)$$

Sustituyendo, se tiene,

$$\begin{aligned} P_{TA} &= [2(0,48) + 15(0,21) + 5(0,32) + 2(0,05) + 2(0,06) + 2(0,05) + 12,5] \text{kg} / 4 = \\ &= 4,62 \text{kg} \cong 4,6 \text{kg} \end{aligned} \quad (18.1)$$

Los diagramas de cuerpo libre, fuerza cortante y momento flector se muestran en la Figura 50.

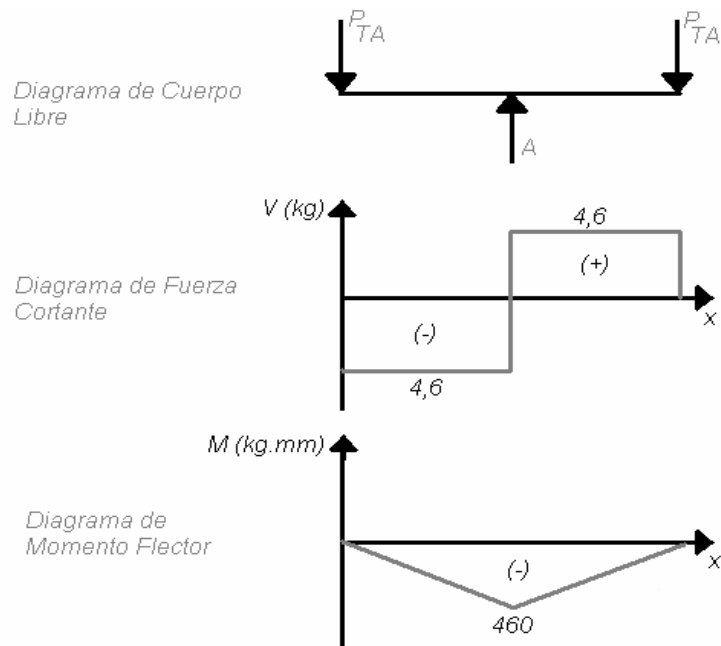


Figura 50. Diagramas para la Platina Transversal Principal (A).

De ellos se puede obtener que la Fuerza Cortante Máxima (V_{MAX}) es de 4,6 kg [45,11 N] y el Momento Flexionante Máximo (M_{MAX}) es de 460 kg.mm [4,51 N.m]. Para esta sección rectangular, el centro de inercia equivale a $e/2$. Sustituyendo (5) en (6), resulta,

$$S = \frac{(1/12)ae^3}{e/2} = \frac{1}{6}ae^2 = \frac{1}{6}(3,18mm)^2 a = (1,68mm^2) a \quad (6.3)$$

Para un factor de seguridad (FS) igual a 2, se tiene, sustituyendo en (7.1),

$$S_{MIN} = \frac{M_{MAX} FS}{\sigma_U} = \frac{(460kg.mm)2}{19kg/mm^2} = 48,42mm^3 \quad (7.6)$$

Igualando los módulos de sección,

$$S = S_{MIN} \Rightarrow (1,68mm^2) a = 48,42mm^3 \Rightarrow a = 28,82mm \cong 28,8mm \quad (7.7)$$

Al sustituir en la ecuación (10), se aprecia que el esfuerzo cortante máximo de la viga es $7,54 \times 10^{-2} \text{ kg/mm}^2$, valor inferior al esfuerzo cortante admisible del material que equivale a 25 kg/mm^2 , según la fórmula (9). De aquí se desprende que la medida resultante es adecuada para la sollicitación a la que está sometida.

El ancho de la platina debe ser al menos de $28,8 \text{ mm}$ [$1,13''$]. Del **Anexo A**, se encuentran platinas de $1.1/4''$ [$31,75 \text{ mm}$] como medida próxima superior al requerido. Por ello, la platina a usar en la construcción de este componente es la indicada en la Tabla N° 12.

	Ancho (mm, in)	Espesor (mm, in)	Largo (mm, m)
Platinas Transversales Principales (A)	31,75 (1.1/4)	3,18 (1/8)	200 (0,2)

Tabla N° 12. Platinas Transversales Principales.

El volumen de estas platinas, según la ecuación (11), es,

$$V = aeL = (31,75\text{mm})(3,18\text{mm})(200\text{mm}) = 20161,25\text{mm}^3 \quad (11.3)$$

Por lo tanto, de la fórmula (1.2), el peso resulta,

$$P_A = VD = (20161,25\text{mm}^3)(7,9 \times 10^{-6} \text{ kg/mm}^3) = 0,16\text{kg} \quad (1.5)$$

4.1.4.5. Eje de Soporte:

Para determinar las dimensiones del cilindro de soporte, es necesario establecer las características del eje que se aloja en su interior y que forma parte, también, del elemento de sujeción. Este Eje de Soporte que se muestra en la Figura 51 está adherido a la cadena transportadora y soporta el peso total de la cesta incluyendo la carga de la materia prima según las consideraciones ya estipuladas. La Teoría de Esfuerzo Cortante Máximo es la base para el análisis de este sistema.

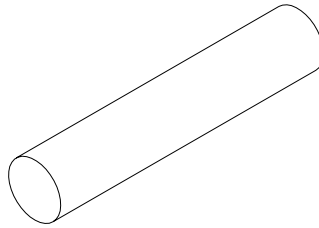


Figura 51. Ejes de Soporte.

Las suposiciones a seguir para este estudio son:

- i. Los ejes soportan el peso total de la cesta incluyendo la carga del producto.
- ii. Se desprecia el peso del cilindro de soporte.
- iii. El sistema análogo consta de una viga circular en voladizo.
- iv. La carga está uniformemente distribuida a lo largo de cada eje y equivale a la mitad de la carga total.
- v. El material es homogéneo.

El sistema análogo es el indicado en la Figura 52, en el cual el diámetro del eje (D) es la incógnita a descifrar. Se establece una longitud de 60 mm , medida mayor al ancho de la Platina Transversal Principal (A), procurando crear un espacio entre la cadena transportadora y los laterales de la cesta.

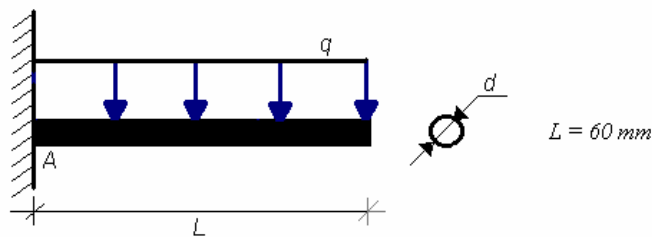


Figura 52. Sistema Análogo (Eje de Soporte).

El peso total soportado por cada eje (P_{TES}) viene dado por,

$$P_{TES} = (2P_A + 2P_B + 15P_C + 5P_D + 2P_E + 2P_{F1} + 2P_{F2} + P_{CAR}) / 2 \quad (19)$$

Sustituyendo, se tiene,

$$P_{TES} = \frac{[2(0,16) + 2(0,48) + 15(0,21) + 5(0,32) + 2(0,05) + 2(0,06) + 2(0,05) + 12,5] \text{kg}}{2} = 9,39 \text{kg} \cong 9,4 \text{kg} \quad (19.1)$$

El peso por unidad de longitud (q) equivale a,

$$q = \frac{P_{TES}}{L} = \frac{9,4 \text{kg}}{60 \text{mm}} = 0,16 \text{kg} / \text{mm} \quad (17.1)$$

Los diagramas de cuerpo libre, fuerza cortante y momento flector se muestran en la Figura 53.

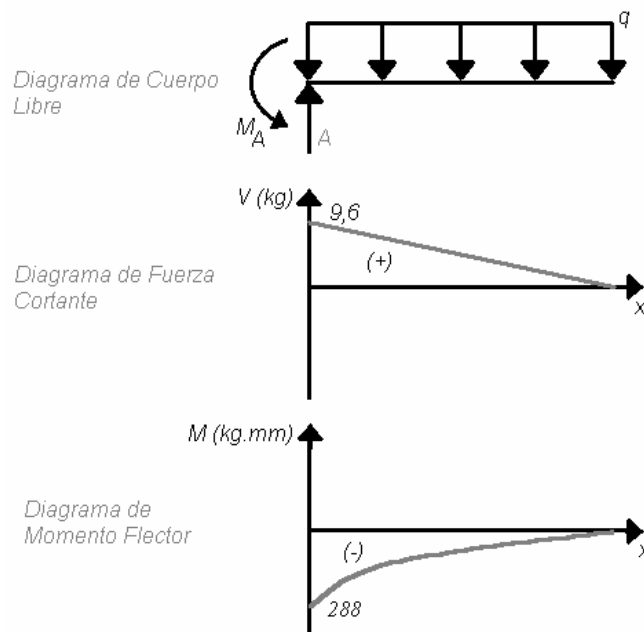


Figura 53. Diagramas para el Eje de Soporte.

De estos diagramas se aprecia que la Fuerza Cortante Máxima equivale a 9,6 kg [94,14 N], mientras que el Momento Flexionante Máximo es de 288 kg.mm [2,82 N.m]. El momento de inercia de una sección circular (**Anexo B**) equivale a,

$$I = \frac{\pi D^4}{64} \quad (20)$$

El centro de inercia está ubicado a $D/2$. Sustituyendo (20) en (6), se tiene,

$$S = \frac{\pi D^4 / 64}{D / 2} = \frac{\pi D^3}{32} \quad (6.4)$$

Para la construcción de este componente se usan las barras redondas de acero inoxidable AISI 304, encontradas en el **Anexo C** y que tienen las mismas propiedades de las platinas ya estudiadas. De esta forma, y para un factor de seguridad (FS) igual a 3, se tiene, sustituyendo en (7.1),

$$S_{MIN} = \frac{M_{MAX} FS}{\sigma_U} = \frac{(288 \text{ kg} \cdot \text{mm}) 3}{19 \text{ kg} / \text{mm}^2} = 45,47 \text{ mm}^3 \quad (7.8)$$

Igualando los módulos de sección, resulta,

$$S = S_{MIN} \Rightarrow 45,47 \text{ mm}^3 = \frac{\pi D^3}{32} \Rightarrow D^3 = 463,42 \text{ mm}^3 \Rightarrow D = 7,74 \text{ mm} \cong 7,7 \text{ mm} \quad (7.9)$$

El diámetro del eje debe al menos ser igual a 7,7 mm [0,303'']. Del **Anexo C**, se encuentran barras redondas de 5/16 '' [7,94 mm] superior al requerido para el sistema estudiado. Los datos precisos del material a usar en este componente se muestran en la Tabla N° 13.

	Diámetro (mm, in)	Largo (mm, m)
Ejes de Soporte	7,94 (5/16)	60 (0,06)

Tabla N° 13. Ejes de Soporte.

Según el fabricante (**Anexo C**), el peso teórico por unidad de longitud de la barra (P_{TEO}) es igual a $0,39 \text{ kg/m}$ [$3,9 \times 10^{-4} \text{ kg/mm}$]. Entonces, el peso del eje de soporte (P_{ES}) es,

$$P_{ES} = LP_{TEO} = 60\text{mm}(3,9 \times 10^{-4} \text{ kg / mm}) = 0,02\text{kg} \quad (21)$$

4.1.4.6. Cilindro de Soporte:

Ya establecidas las características del eje, es posible determinar la magnitud del diámetro interno del cilindro de soporte, de manera que exista juego entre ambos componentes para facilitar el giro de la cesta en los cambios de dirección horizontales y verticales. Por razones constructivas, se selecciona un diámetro interno de $5/16''$ [$9,53 \text{ mm}$], medida nominal encontrada en el **Anexo C** y que garantiza el juego entre el eje y el cilindro de soporte.

De esta forma, se tiene un cilindro de soporte mostrado en la Figura 54 al que se desea conocer la magnitud de su diámetro externo con el uso de la Teoría de Esfuerzo Cortante Máximo. El largo del cilindro es igual al ancho de la Platina Transversal Principal, es decir, $1.1/4''$ [$31,75 \text{ mm}$].

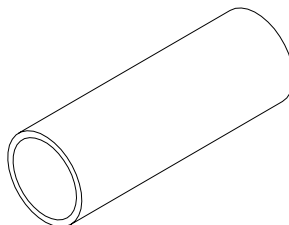


Figura 54. Cilindro de Soporte.

Las suposiciones a seguir en el análisis de este componente son:

- i. Los cilindros soportan el peso total de la cesta incluyendo el peso del producto.
- ii. El sistema análogo consta de una viga circular hueca en voladizo.
- iii. La carga está uniformemente distribuida a lo largo de la viga y equivale a la mitad del peso total para cada cilindro.
- iv. El material es homogéneo.

El sistema análogo es el que se indica en la Figura 55.

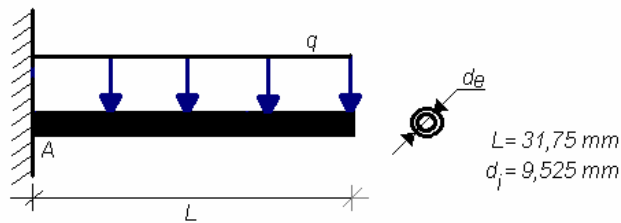


Figura 55. Sistema Análogo (Cilindro de Soporte).

El peso total que soporta cada cilindro (P_{TCI}) es igual al peso total que soporta cada eje, es decir,

$$P_{TCI} = P_{TES} = 9,4kg \quad (19.2)$$

El peso por unidad de longitud (q) equivale a,

$$q = \frac{P_{CIL}}{L} = \frac{9,4kg}{31,75mm} = 0,3kg / mm \quad (17.2)$$

Los diagramas de cuerpo libre, fuerza cortante y momento flector se muestran en la Figura 56.

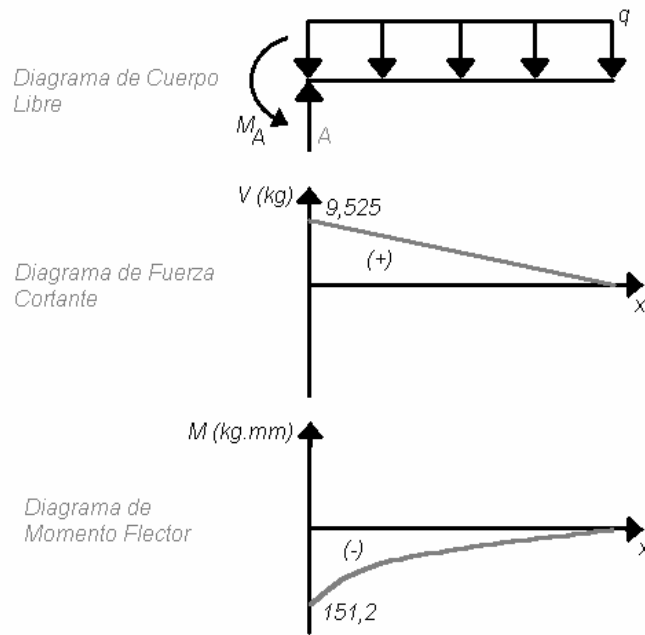


Figura 56. Diagramas para el Cilindro de Soporte.

De estos diagramas, se tiene que la Fuerza Cortante Máxima es de 9,53 kg [93,46 N], mientras que el Momento Flexionante Máximo equivale a 151,2 kg.mm [1,48 N.m]. El momento de inercia de una sección circular hueca (**Anexo B**) es,

$$I = \frac{\pi}{64} (D_E^4 - D_I^4) \quad (22)$$

El centro de inercia de la sección se encuentra a $D_E/2$. Sustituyendo en (6), se tiene,

$$\begin{aligned} S &= \frac{\pi(D_E^4 - D_I^4)/64}{D_E/2} = \frac{\pi(D_E^4 - D_I^4)}{32D_E} = \frac{\pi(D_E^4 - (9,525\text{mm})^4)}{32D_E} = \\ &= \frac{\pi(D_E^4 - 8231,11\text{mm}^4)}{32D_E} \end{aligned} \quad (6.5)$$

En la fórmula (7.1), se tiene, para un Factor de Seguridad (FS) igual a 3,

$$S_{MIN} = \frac{M_{MAX} FS}{\sigma_U} = \frac{(151,2kg \cdot mm) \beta}{19kg / mm^2} = 23,87mm^3 \quad (7.10)$$

Igualando los módulos de sección,

$$S = S_{MIN} \Rightarrow \frac{\pi(D_E^4 - 8231,14mm^4)}{32D_E} = 23,87mm^3 \Rightarrow$$

$$\Rightarrow \pi D_E^4 - 763,84mm^3 D_E - 25789,26mm^4 = 0 \quad (7.11)$$

Entre cuyas soluciones reales se encuentran $-8,8 \text{ mm}$ y $10,2 \text{ mm}$. Debido a que el valor negativo del diámetro externo no es posible, se tiene, que la magnitud a seleccionar es de $10,2 \text{ mm}$ [$0,4''$], como medida mínima para el cilindro de soporte. Del **Anexo C**, se encuentran barras redondas de acero inoxidable de $7/16''$ [$11,11 \text{ mm}$] medida próxima superior al requerido. De esta forma, las indicaciones del cilindro de soporte se muestran en la Tabla N° 14.

	Diámetro externo (mm, in)	Diámetro interno (mm, in)	Largo (mm, m)
Cilindro de Soporte	11,11 (7/16)	9,53 (3/8)	31,75 (0,03)

Tabla N° 14. Cilindros de Soporte.

El volumen de un cilindro hueco es,

$$V = \frac{\pi}{4} (D_E^2 - D_I^2) L \quad (23)$$

Sustituyendo valores,

$$V = \frac{\pi}{4} ((11,11mm)^2 - (9,53mm)^2) (31,75mm) = 816,55mm^3 \quad (23.1)$$

De la ecuación (1.2), el peso de cada cilindro (P_{CIL}) es,

$$P_{CIL} = VD = (816,55 \text{ mm}^3)(7,9 \times 10^{-6} \text{ kg / mm}^3) = 0,01 \text{ kg} \quad (1.6)$$

4.1.5. PESO DE LA CESTA:

Para el cálculo de la cadena transportadora resulta necesario determinar el peso total de la cesta cuando se encuentra descargada (P_{CD}) y también cuando soporta el peso del producto. El peso total de la cesta es la suma del peso de cada uno de los componentes que la conforman ya calculados, es decir,

$$\begin{aligned} P_{CD} &= 2P_A + 2P_B + 15P_C + 5P_D + 2P_E + 2P_{F1} + 2P_{F2} + 2P_{CIL} = \\ &= \left[2(0,16) + 2(0,48) + 15(0,21) + 5(0,32) + 2(0,05) + 2(0,06) + 2(0,05) + \right. \\ &\quad \left. + 2(0,01) \right] \text{ kg} = \\ &= 6,31 \text{ kg} = 6,3 \text{ kg} \end{aligned} \quad (24)$$

El peso total de la cesta cargada (P_{CC}) es igual a la suma de este último valor obtenido más el peso del producto,

$$P_{CC} = P_{CD} + P_{CAR} = 6,3 \text{ kg} + 12,5 \text{ kg} = 18,8 \text{ kg} \quad (25)$$

El uso de un factor de seguridad permite que el peso del producto que soporta la cesta transportadora pueda ser mayor. Esto resulta necesario si las condiciones supuestas en el diseño de la cesta varían en el cálculo de los demás componentes, lo que implicaría una corrección en la capacidad de transporte en peso de éste elemento para poder satisfacer las exigencias de producción en un tiempo determinado. Para los componentes de la cesta, un factor de seguridad equivalente a 2, permite que se pueda variar la capacidad de carga de acuerdo a las condiciones que presente el sistema, sin caer en el sobredimensionamiento de las partes. Para los elementos de sujeción se usa un factor de seguridad igual a 3, debido a que soportan la carga de toda la cesta y son las partes más sensible del sistema. Además, de esta forma se otorga la posibilidad de

explorar con el diseño de otros elementos transportadores, que presenten diferencias en el material, en la capacidad de carga o en la forma geométrica.

4.1.6. CONFIGURACION FINAL:

Todas las medidas calculadas para la cesta transportadora son las mínimas requeridas para soportar la carga a la que se somete en el diseño del Sistema de Lavado – Escaldado. Por medio del programa Autodesk Inventor , Versión 5.0, se ha realizado el montaje final de la cesta, tal como se muestra en la Figura 57, y se han analizado las interferencias entre los elementos que la conforman pudiendo con ello causar modificaciones en las magnitudes de cada uno. Estos cambios pueden apreciarse con exactitud en los planos de la cesta transportadora que se encuentran en el Apéndice.

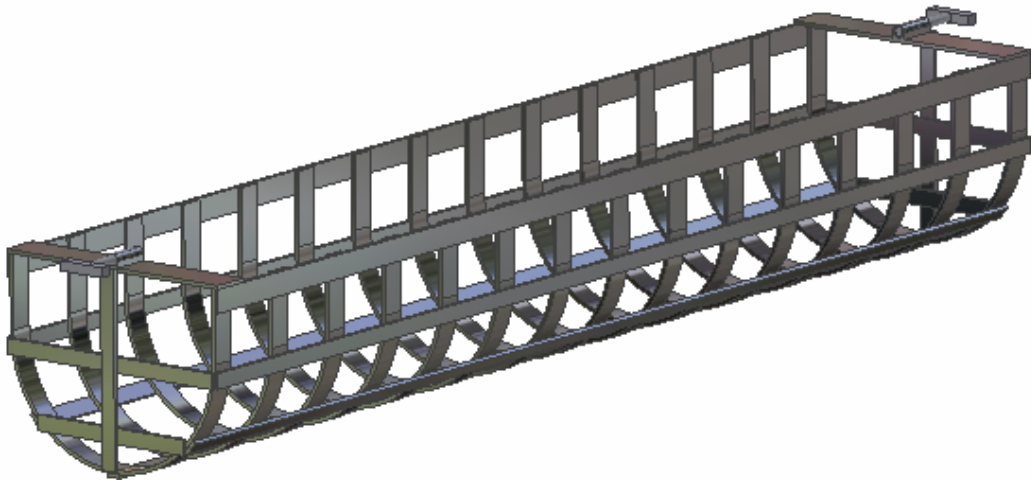


Figura 57. Cesta Transportadora. Diseño Final.

Ya establecidas las características de la cesta transportadora y determinada la carga nominal que soporta cada una, es necesario determinar la configuración de las cadenas transportadoras que facilitarán el movimiento de la cesta a través del sistema.

4.2. CADENA TRANSPORTADORA.

La cadena de rodillos se ha seleccionado como el elemento idóneo para transportar la cesta de frutas a través de los diferentes procesos que conforman el sistema. Al principio de este capítulo se enumeraron las diferentes ventajas que conlleva el uso de estos sistemas, para la automatización y la reducción de mano de obra, con el consecuente ahorro de tiempo, factor significativo cuando se habla de producciones continuas y en serie.

La idea original se ha concebido para un sistema de transporte de frutas que utiliza un par de cadenas de rodillos paralelas que permiten el traslado de la materia prima a lo largo del recorrido, tal como se muestra en la Figura 58. Al igual que en el diseño de la cesta transportadora, nuevamente deben tomarse en cuenta los cambios a los que se somete esta materia prima, con el objeto de poder seleccionar la cadena que pueda adecuarse al sistema y cumpla con las exigencias del diseño.

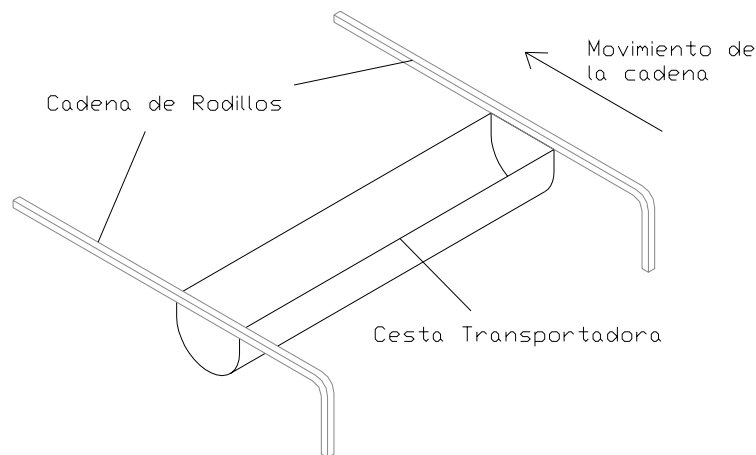


Figura 58. Traslado de la cesta por par de cadenas de rodillos.

La metodología de cálculo utilizada para la selección de este tipo de transportadores es bastante limitada, encontrándose muy poca literatura al respecto. A sabiendas de esto, los fabricantes de cadenas emplean métodos propios para el cálculo

y la selección de sus productos, que tampoco resultan muy accesibles para el público en general. En 1975 el Profesor Humberto Elías publica el trabajo de ascenso, para la Universidad Central de Venezuela, titulado “*Criterios de diseño para sistemas de pintura convencionales*”. Aquí se describe un método bastante preciso para la selección de cadenas transportadoras, donde se toman en cuenta el empuje requerido en forma progresiva y las pérdidas por fricción en cada punto a través de todo el recorrido.

Con una amplia visión de los sistemas de cadenas transportadoras la compañía Link - Belt publica un catálogo, titulado en inglés “*Trolley Conveyors*”, donde describe toda una metodología de cálculo para la selección de sus productos. Este procedimiento describe con gran exactitud los diferentes pasos que deben tomarse en consideración para el desarrollo de un sistema transportador de las características requeridas, y aunque tal práctica presenta una forma general de cálculo para cualquier sistema, se adapta perfectamente al que se ha escogido.

Este método presenta gran similitud al propuesto por el Profesor Humberto Elías, debido a que igualmente toma en cuenta el empuje requerido y las pérdidas de fricción en cada punto, con las notables diferencias respecto a las fórmulas usadas y a las tablas que sirven de soporte.

Para el desarrollo de este trabajo se ha tomado como base el catálogo presentado por la empresa Link – Belt, debido a que permite determinar las características del sistema de transporte paso a paso, en una forma precisa y detallada. Este procedimiento empleado es utilizado solo para la selección de la cadena de rodillos y demás accesorios utilizados por el sistema, sin que ello implique la necesaria utilización de los productos que ofrece esta compañía.

Ya determinados las características de la cesta transportadora y establecida la capacidad de producción, el paso siguiente, según éste método, consiste en definir la geometría y las dimensiones de todo el sistema, debido a que estas medidas

preliminares servirán de soporte para los cálculos a realizar. Para establecer estas variables deben tomarse en cuenta los parámetros a los que se circunscribe cada proceso al que esta sometido la fruta, y entre ellos, la velocidad de transporte juega un rol fundamental para el posterior dimensionamiento.

4.2.1. VELOCIDAD PRELIMINAR:

Para la Tecnología de Alimentos, el tiempo de residencia del mango en cada proceso viene a ser el principal factor a considerar en el estudio de este tipo de transformaciones a los que se somete la fruta. Para los intereses del diseño, la relación entre el tiempo de residencia, la velocidad de transporte y las dimensiones de cada proceso crean una interdependencia que va a limitar las características del sistema, en lo que se refiere a la longitud de cada uno de estos procesos. Y debido a que este tiempo de residencia ha sido establecido con anterioridad por los especialistas en el tema, es posible variar cualquiera de las otras dos características para lograr el diseño adecuado. Por un lado, la velocidad de transporte se ve limitada por la capacidad del sistema de tracción, y por el otro, las dimensiones de la máquina se ven limitada por razones de espacio, costo y sentido común.

Estas tres variables pueden relacionarse mediante una ecuación elemental que va a definir las dimensiones del sistema, la cual es,

$$L_p = v_T T_p \quad (26)$$

Donde (L_p) es la longitud para cada proceso, (v_T) es la velocidad de transporte y (T_p) es el tiempo de residencia en cada fase. En la Figura 59, se muestra en un plano lateral la geometría preliminar del sistema de Lavado – Escaldado, donde se indican los diferentes procesos que se llevan a cabo en el recorrido de la fruta.

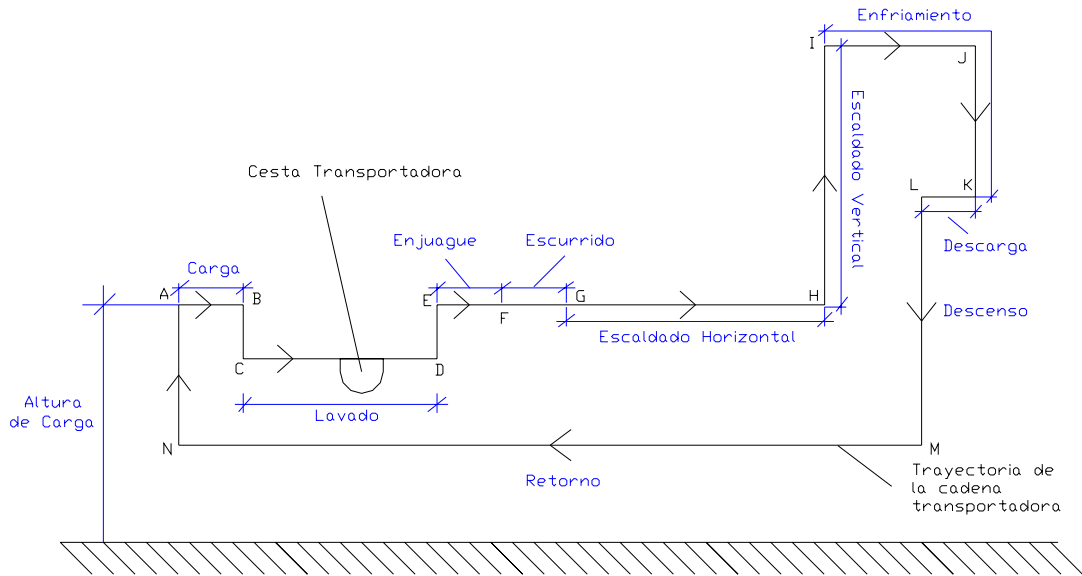


Figura 59. Geometría preliminar del Sistema de Lavado – Escaldado. Plano Lateral.

Como es de esperarse, a medida que la longitud de cada proceso sea menor, se reduce el costo del diseño y el espacio que ocupa la máquina. En la figura se puede observar que la altura del sistema resulta una de las principales limitantes para el diseño, y con base en ella se determinará la velocidad preliminar de transporte para el cálculo de las demás dimensiones. La altura de la máquina es la resultante de sumar la altura de carga del sistema más la distancia vertical del sistema de escaldado, la cual corresponde a justamente la mitad de este último proceso. Para la carga del sistema, la altura a la cual se realiza depende de las condiciones de ergonomía y su valor es prácticamente invariable. Por esta razón, se toma la distancia vertical del escaldado como la principal limitante para la determinación de la velocidad preliminar, y por ende, de las dimensiones del sistema.

Para el mango, la Red Latinoamericana de Agroindustrias de Frutas Tropicales establece un tiempo de escaldado de 6 minutos cuando se usa vapor como medio de calentamiento. Entre las características del sistema que se diseña debe lograrse la adaptabilidad de cada fase al procesamiento, no solo de mangos de diferentes tamaños, sino también de frutas que conlleven para su despulpado de procesos similares, lo que conlleva a establecer un lapso de tiempo en el que se pueda

cubrir éstas variaciones, tanto de tamaño como de variedad. La Universidad Nacional de Colombia en su publicación “*Elaboración de Pulpa de Frutas*”, establece un tiempo de escaldado para diferentes géneros en un rango entre 4 y 10 minutos, el cual sirve de base para el desarrollo de este sistema.

Para lograr abarcar a plenitud y con exactitud este rango debe añadirse la posibilidad de controlar la velocidad de transporte del sistema, por medio de un variador que posteriormente será seleccionado. Esta adición indiscutiblemente incrementa los costos originales y representa un exceso de los objetivos iniciales del trabajo, pero con ello se crea un mayor valor agregado al diseño, al poder procesar frutas de características similares al mango en una misma máquina. Siguiendo además, recomendaciones de la Licenciada Magaly Lira de Parra, Investigador del Área de Frutas y Hortalizas del CIEPE.

En este sentido, el tiempo de escaldado para determinar las dimensiones del sistema coincide con la velocidad de transporte mayor, es decir, el menor tiempo dentro del rango establecido, que como se indicó es de 4 minutos. Al disminuir la velocidad de transporte con el uso del variador, aumenta el tiempo de residencia hasta llegar a los 10 minutos máximos, con el objetivo de lograr abarcar todo el rango establecido. Pero este tiempo para el escaldado corresponde a todo el proceso, mientras que el diseño original plantea la división de éste en dos fases, un escaldado horizontal y otro vertical, correspondiente cada uno a la mitad del proceso. Por ello, la distancia vertical del escaldado es el equivalente a dicha mitad, que representa un tiempo mínimo de 2 minutos para este recorrido, así como lo indica la Figura 60.

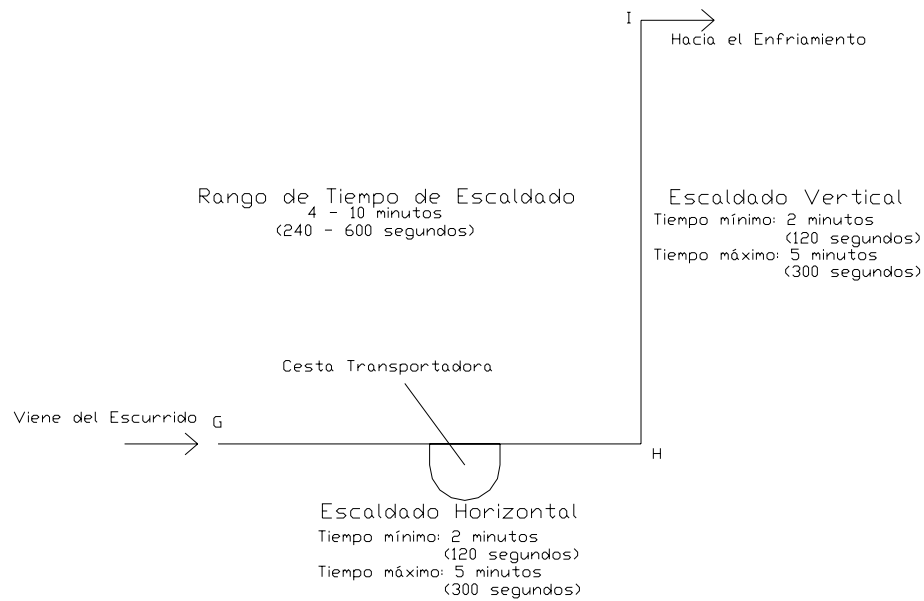


Figura 60. Rango de tiempo para el Escaldado de la fruta.

Determinado este tiempo (120 segundos) para el escaldado vertical y con el uso de la fórmula (26), es posible determinar diversas opciones de longitudes para este proceso de escaldado vertical variando la velocidad de transporte. Estas suposiciones se muestran en la Tabla N° 15.

Opciones	T (s)	v (m/s)	L (m)
1ra	120	1	120
2da		1×10^{-1}	12
3ra		1×10^{-2}	1,2
4ta		1×10^{-3}	0,12

Tabla N° 15. Velocidades preliminares de transporte.

Como puede observarse en la tabla, para velocidades de transporte aleatorias y supuestas, se obtienen diferentes longitudes para el proceso. En las primeras dos opciones se alcanzan dimensiones exageradas que imposibilitan su construcción en costo y espacio. La cuarta opción reduce al máximo el espacio y el costo, pero obliga al uso de un sistema de tracción que debe reducir la velocidad a niveles de 1 mm/s,

que resulta bastante complejo. La tercera opción resulta la más adecuada para el sistema, debido a la longitud moderada del proceso y a la posibilidad de lograr una velocidad de transporte similar por medio de un sistema de tracción propicio.

Esto permite establecer como velocidad preliminar $0,01 \text{ m/s}$, la cual está sujeta a revisión de acuerdo a la capacidad que pueda otorgar el sistema de tracción. Con base en ella, se realizan los cálculos para las longitudes de los demás procesos y al establecer las características del sistema se hacen las correspondientes correcciones hasta determinar la geometría adecuada.

4.2.2. DIMENSIONES PRELIMINARES:

Establecida la velocidad preliminar del sistema, es posible determinar las diferentes longitudes para cada fase del proceso, conociendo de antemano el tiempo de residencia de la fruta en cada uno de ellos. Para aquellas partes del recorrido que no incluyen tiempos predeterminados se hacen las consideraciones necesarias de diseño que permitan su dimensionamiento. De esta forma, se logran establecer la geometría del sistema para la posterior selección de los componentes que la integran.

Los procesos que entran en juego durante el recorrido de la fruta se refieren a la carga de la materia prima, lavado, enjuague, escurrido, escaldado horizontal y vertical, enfriamiento y descarga de las frutas. También debe tomarse en consideración el trayecto entre la descarga y la carga del material. Para aquellos procesos en los que el tiempo de residencia ha sido establecido, se determina la longitud de ellos por medio de la fórmula (26) y los resultados se resumen en la Tabla N° 16.

PROCESO	Rango (s)	T_{MIN} (s)	v (m/s)	L (m)
Lavado	90 – 225	90	0,01	0,9
Enjuague	30 – 75	30		0,3
Escurrido	Mín. 30	30		0,3
Escaldado horizontal	120 – 300	120		1,2
Escaldado vertical	120 – 300	120		1,2

Tabla N° 16. Determinación de la longitud de cada proceso.

Los tiempos de residencia tomados para el cálculo de estas longitudes representan la menor magnitud dentro de un rango aceptable y que han sido establecidos de acuerdo a los siguientes criterios:

- Lavado: la Organización de las Naciones Unidas para la Alimentación y la Agricultura establece en su publicación “*Procesamiento manual de frutas y hortalizas*”, un rango de tiempo para el lavado y enjuague entre 2 minutos (120 segundos) y 5 minutos (300 segundos), independientemente si este proceso se realiza por inmersión y/o aspersion. El lavado con agua y cloro representa la fase más significativa de este proceso, y por ello se toma el 75% de este lapso para el diseño, al cual corresponde, para el menor tiempo, una magnitud de 90 segundos.
- Enjuague: equivalente al 25% restante del tiempo de lavado y enjuague, este último se realiza en un lapso mínimo de 30 segundos, debido a que en esta fase sólo se realiza la aspersion con agua para la eliminación del cloro adherido a la superficie del producto.
- Escurrido: de pruebas realizadas para mangos de tamaño promedio, el tiempo necesario para lograr que la fruta escurra la mayor de cantidad de gotas de agua adheridas a su superficie es de 20 segundos aproximadamente. Para abarcar aquellas frutas de mayor tamaño, se establece un tiempo de residencia para este proceso equivalente a 30 segundos como mínimo. Este tiempo no incluye el secado de la fruta por no resultar necesario para el proceso.

- Escaldado Horizontal: corresponde a la mitad del proceso de escaldado, que tal como se mencionó anteriormente equivale a un tiempo de 120 segundos.
- Escaldado Vertical: igual al anterior.

Como se describió previamente, la altura de carga de la máquina viene dada por las condiciones de ergonomía para el diseño de maquinarias, debido a que esta ciencia determina las posiciones y dimensiones ideales para el trabajo de los operarios, minimizando, de esta forma, el riesgo a que puedan padecer de enfermedades laborales de cualquier tipo. La Organización Internacional del Trabajo, en su publicación *“Ergonomía en el diseño”*, establece el rango de altura adecuada para el trabajo en posición de pie. Este rango está comprendido entre 1,1 y 1,2 metros.

Para el sistema que se desarrolla, se propone la incorporación de un sistema de carga que de la facilidad al operario de ingresar las frutas a la máquina por cantidades considerables, evitando de esta forma que sea realizada fruta por fruta. Esta adición hace que el trabajo del operario sea mucho más cómodo, previniendo además la posibilidad que exista un proceso automático anterior al lavado de frutas, bien sea por la selección y/o clasificación de ellas. Por todas estas razones, la altura de carga seleccionada es la menor dentro del rango propuesto por la Organización Internacional del Trabajo, es decir, 1,1 metros de altura para esta sección, con el objetivo expreso de poder incorporar el sistema de carga descrito y que será analizado posteriormente.

Este sistema de carga, además, permite la incorporación de las frutas al sistema en un recorrido horizontal (Figura 61), cuya longitud se establece en 0,3 metros, con el objetivo de permitir al operario retirar aquellas frutas dañadas que ingresen al sistema y también evitar el amontonamiento de ellas en el interior de las cestas.

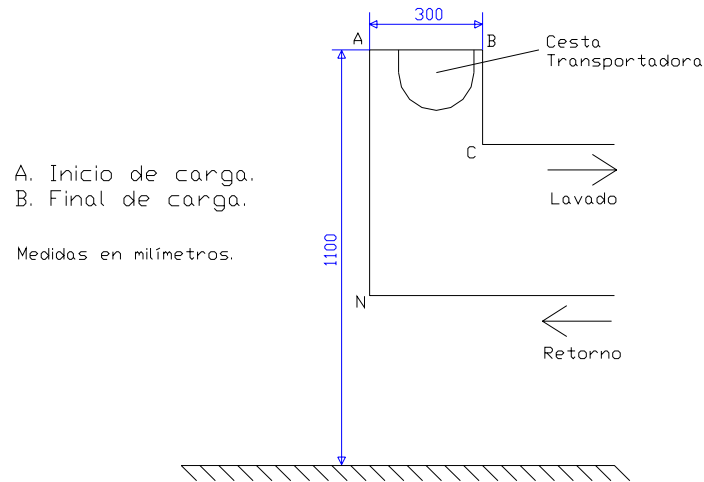


Figura 61. Longitud y altura de carga.

En la fase de lavado de la materia prima, la cesta que la contiene debe sumergirse en un depósito de agua para efectuar tal operación. Esto se logra por medio del descenso en el nivel de la cadena transportadora proveniente del proceso de carga. Al concluir la fase de lavado, la cesta retorna a su nivel original por medio de un ascenso que la incorpora a la operación de enjuague. Este detalle se observa en la Figura 62.

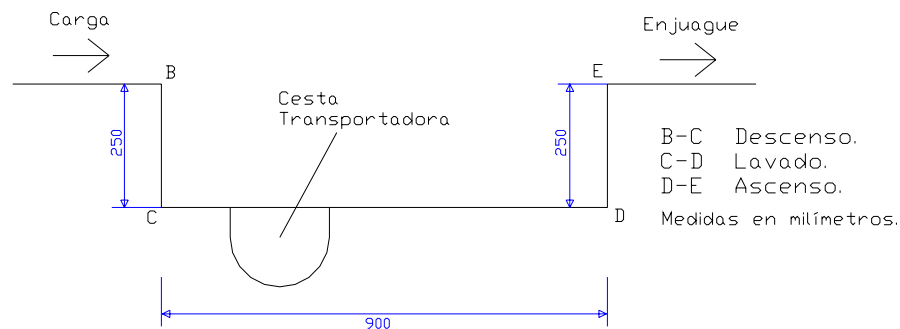


Figura 62. Descenso y ascenso en la fase de lavado.

La longitud del descenso de la cesta y posterior ascenso, puede determinarse de acuerdo a la distancia entre dos cestas consecutivas, de manera de poder lograr que mientras la primera cesta se encuentra totalmente sumergida en el depósito, la

segunda aún se halla en el nivel original de la cadena, tal como se muestra en la figura anterior. Esto permite establecer que esta longitud de ascenso y descenso debe ser al menos 0,25 metros.

La descarga del sistema se realiza horizontalmente a una altura predeterminada de 1,6 metros, bajo características que posteriormente serán analizadas. Entre la salida del proceso de escaldado (en el punto superior del sistema) y la descarga se produce un enfriamiento de las frutas, fase recomendada por la tecnología de los alimentos. Si la materia prima al salir del escaldado, es sometida inmediatamente a la siguiente operación de despulpado el tiempo de enfriamiento puede ser relativamente corto. No se especifica un lapso determinado de tiempo para este proceso, por ello se toman las consideraciones geométricas del sistema para poder dimensionar la longitud de enfriamiento.

En la Figura 63 pueden observarse los puntos iniciales que se tienen para la determinación de la geometría requerida. Entre los puntos H e I se realiza la operación de escaldado vertical, mientras que la línea KL corresponde a la descarga del sistema.

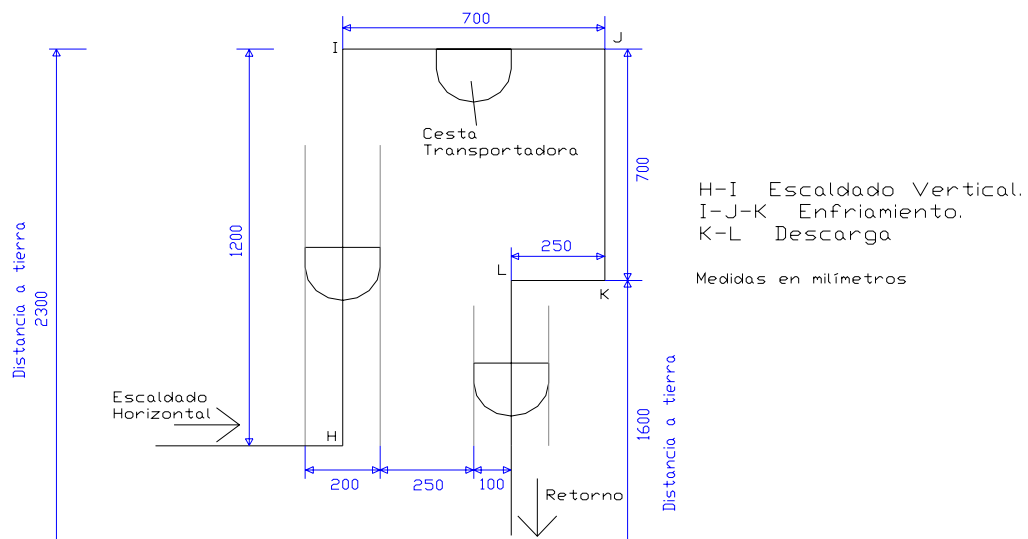


Figura 63. Determinación de la longitud de enfriamiento.

En el escaldado vertical se tiene el ascenso de las cestas transportadoras las cuales tienen un ancho de 0,2 metros. Se establece una distancia arbitraria de 0,25 metros como la separación adecuada entre el ascenso y descenso de las cestas, para permitir la incorporación de los elementos necesarios para el escaldado (tuberías de vapor, aislantes, etc.). Con base en esta suposición y en el ancho de la cesta, se determina el punto L en el descenso, sabiendo que tiene una altura de 1,6 metros. Cuando una cesta se encuentra en el punto L de descenso, la anterior debe encontrarse en el punto K de descarga, para minimizar el espacio de diseño y garantizar que el proceso de descarga sea adecuado. Por lo tanto, la distancia entre estos puntos equivale a 0,25 metros, equivalente a la distancia entre dos cestas consecutivas. Con esta medida se determina completamente el punto K de descarga y todas las demás dimensiones para el enfriamiento, el cual tendrá un trayecto horizontal y otro vertical de 0,7 metros cada uno, que representa un total de 1,4 metros para esta fase. Para la velocidad de transporte máximo supuesta (0,01 m/s) este enfriamiento equivale a 140 segundos.

Las cestas transportadoras inician el descenso final en el punto L. El retorno de las cestas debe realizarse en un nivel inferior al lavado de la materia prima, sin que se produzca interferencia con este proceso, así como lo indica la Figura 64.

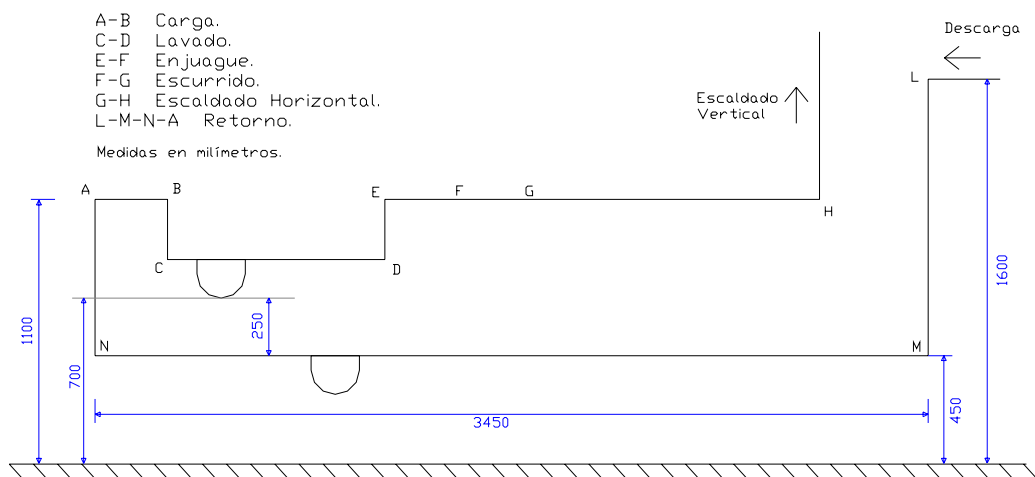


Figura 64. Determinación de la altura de retorno.

De esta figura puede determinarse que el nivel inferior para el lavado se encuentra a una altura de 0,7 metros aproximadamente. Nuevamente se toma una distancia arbitraria de 0,25 metros entre este punto inferior y el punto superior del retorno, esta vez para permitir la incorporación de los elementos necesarios para el lavado (tuberías de agua, geometría del depósito, etc.). De esta forma se determina una altura de 0,45 metros como el nivel adecuado para el retorno.

Todas estas longitudes permiten establecer la geometría de la trayectoria de la cadena dentro del sistema de Lavado – Escaldado, tal como se muestra en la Figura 65, cuyos procesos se resumen en la Tabla N° 17. Estas dimensiones serán definitivas en la medida que no afecten las características del transporte de las cestas, la incorporación de elementos y/o accesorios de cada proceso, las posibilidades de interferencia, la capacidad del sistema de tracción, la construcción y el costo. Cualquier alteración de estos principios implica una modificación en el diseño original, con el propósito expreso de adecuarlo a las nuevas características y a los objetivos iniciales de este trabajo.

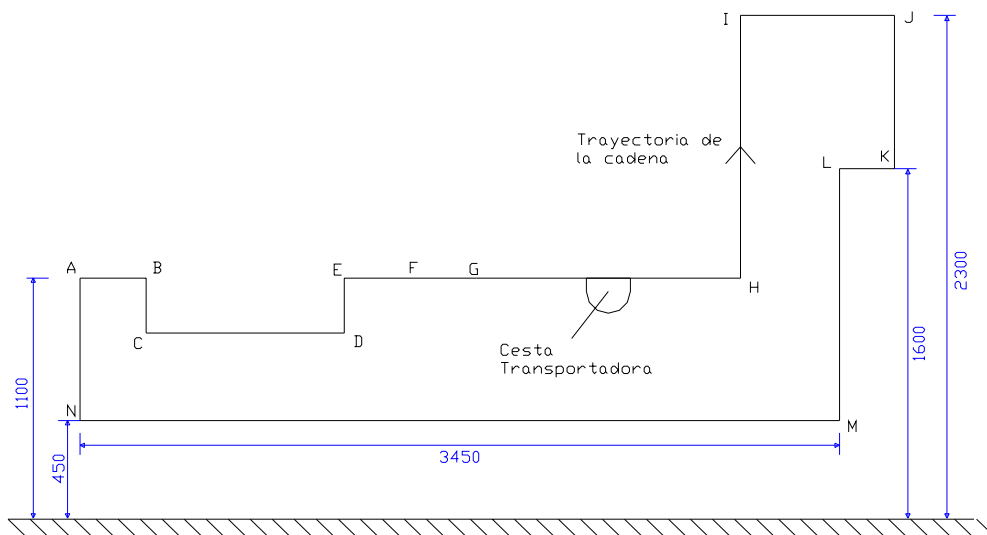


Figura 65. Primera dimensión preliminar para la Cadena Transportadora. Plano Lateral.

	Proceso	Longitud (mm)
A – B	Carga	300
B – C	Descenso	250
C – D	Lavado	900
D – E	Ascenso	250
E – F	Enjuague	300
F – G	Escurrido	300
G – H	Escaldado Horizontal	1200
H – I	Escaldado Vertical	1200
I – J	Enfriamiento Horizontal	700
J – K	Enfriamiento Vertical	700
K – L	Descarga	250
L – M	Descenso	1150
M – N	Retorno	3450
N – A	Ascenso	650

Tabla N° 17. Primera dimensión preliminar para la Cadena Transportadora.

Otra distancia importante a considerar en el diseño del sistema de transporte que se estudia radica en la separación que deben tener las dos cadenas. Esta distancia depende exclusivamente del largo de la cesta transportadora y de los elementos que le sirven de soporte y que representan la unión entre ellas y las cadenas de rodillos. En la Figura 66 se observa, en un plano frontal del sistema, la relación dependiente entre estas variables que facilitan la determinación de ésta importante incógnita.

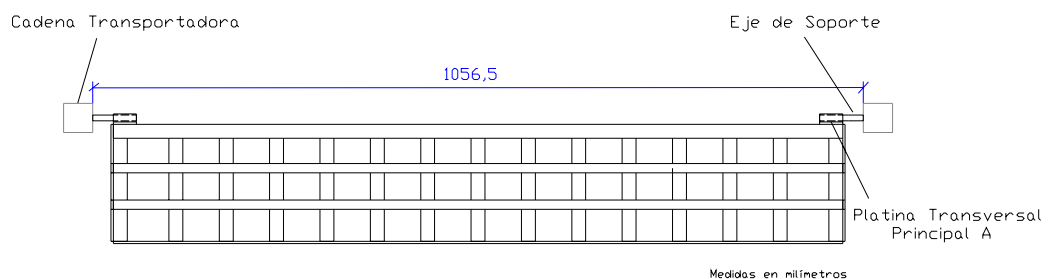


Figura 66. Determinación de la distancia entre cadenas.

En el gráfico se aprecia que la distancia entre ambas cadenas transportadoras (D_C) es el equivalente de restar al largo de la cesta (l_T), el ancho de las Platinas Transversales Principales A (a_A), y sumarle al resultado la longitud del Eje de Soporte (L_{ES}), tal como se muestra en la siguiente fórmula:

$$D_C = l_T + 2(-a_A + L_{ES}) \quad (27)$$

Al sustituir estos valores ya calculados, resulta,

$$D_C = 1000mm + 2(-31,75mm + 60mm) = 1056,5mm \quad (27.1)$$

Este valor permite la determinación preliminar total de la trayectoria de las cadenas transportadoras dentro del Sistema de Lavado – Escaldado, como se muestra en la Figura 67. Conjuntamente con las características de la cesta transportadora, es posible determinar ahora, las cargas que debe soportar cada cadena para su selección final.

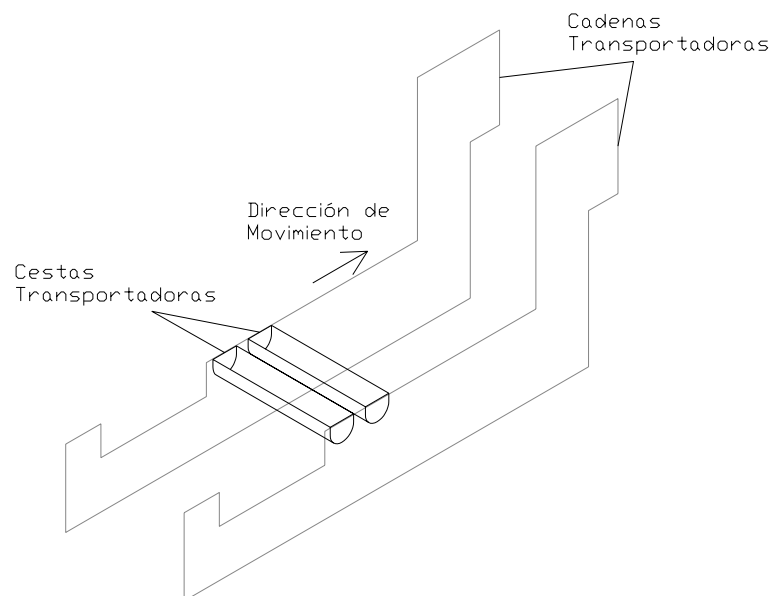


Figura 67. Isometría preliminar de la trayectoria de las cadenas transportadoras.

4.2.3. CARGA EN LA CADENA:

El catálogo Link – Belt “*Trolley Conveyors*” establece la necesaria determinación de las características de la cesta y de la geometría del sistema transportador con la finalidad de poder establecer una magnitud tentativa para la carga o empuje que debe soportar la cadena, y con ello poder seleccionar aquella que resulte más conveniente para el proceso descrito.

Esta carga o empuje tentativo que soporta la cadena (C_{CT}) esta definida, según el catálogo, mediante la siguiente ecuación:

$$C_{CT} = A_T + B_T \quad (28)$$

(A_T) y (B_T) son factores de carga para la longitud de la cadena y la elevación del sistema respectivamente, y vienen dados por,

$$A_T = P_M L_{CAD} C_F \quad (29)$$

$$B_T = \frac{P_{CAR}}{a_T} E_C \quad (30)$$

En donde, (P_M) es el peso total a mover por el transportador en kg/m ; (L_{CAD}) es la longitud total de la cadena en metros; (C_F) es el coeficiente de fricción equivalente a 3%; (P_{CAR}) es la carga total que soporta la cesta en kg ; (a_T) es el ancho total de diseño en metros; y (E_C) es la elevación total del sistema de transporte en metros.

El peso total a mover por el transportador por metro incluye el peso de la cesta descargada, el peso de la carga y el peso de la cadena (P_{CAD}), todos por unidad de longitud. Este último valor se establece en 10 lbs/ft [14,88 kg/m] como valor preliminar según el catálogo usado. De esta forma, se tiene:

$$P_M = \frac{P_{CD}}{a_T} + \frac{P_{CAR}}{a_T} + P_{CAD} \quad (31)$$

Sustituyendo estos valores ya determinados, el peso total a mover es:

$$\begin{aligned} P_M &= \frac{6,3kg}{0,25m} + \frac{12,5kg}{0,25m} + 14,88kg / m = (25,2 + 50 + 14,88)kg / m = \\ &= 90,1kg / m \end{aligned} \quad (31.1)$$

Como puede observarse en esta fórmula, el peso de la cadena representa una fracción importante en el peso total a mover. Esto se debe a que el catálogo usado presupone un sistema transportador de grandes dimensiones, en el cual se aplican cadenas transportadoras y elementos de sujeción de gran robustez. Al momento de seleccionar estos elementos se deben hacer las correcciones pertinentes que tomen en consideración este aspecto.

De la Figura 65 y la Tabla N° 17 puede determinarse la longitud preliminar de la cadena, sumando cada trayecto que la compone, resultando,

$$\begin{aligned} L_{CAD} &= \left(L_{AB} + L_{BC} + L_{CD} + L_{DE} + L_{EF} + L_{FG} + L_{GH} + L_{HI} + L_{IJ} + L_{JK} + L_{KL} + L_{LM} + \right. \\ &\quad \left. + L_{MN} + L_{NA} \right) = \\ &= \left(0,3 + 0,25 + 0,9 + 0,25 + 0,3 + 0,3 + 1,2 + 1,2 + 0,7 + 0,7 + 0,25 + 1,15 + \right. \\ &\quad \left. + 3,45 + 0,65 \right) m = \\ &= 11,6m \end{aligned} \quad (32)$$

De esta figura también se puede determinar la elevación total requerida por el sistema de transporte el cual proviene de la diferencia entre el punto superior (2,3 m) y el punto inferior (0,45 m), equivalente a una elevación de 1,85 m.

Sustituyendo en las ecuaciones (29) y (30), se tiene,

$$A_T = (90,1kg / m)(11,6m)0,03 = 31,4kg \quad (29.1)$$

$$B_T = \frac{12,5kg}{0,25m}(1,85m) = 92,5kg \quad (30.1)$$

Determinados estos factores, se puede establecer finalmente la carga o empuje tentativo que soportan las cadenas por medio de la ecuación (28), la cual resulta,

$$C_{CT} = 31,4kg + 92,5kg = 123,9kg \quad (28.1)$$

Debido a que se usan dos cadenas transportadoras paralelas para el transporte de la cesta, se supone que cada una de ellas soporta la mitad de la carga o empuje que se ha calculado. En este sentido, para cada cadena este empuje (C_C) equivale a 62 kg aproximadamente. Con este valor se procede a la selección primaria de la cadena transportadora y demás elementos.

4.2.4. PRESELECCION:

La elección de la cadena se hace con base en la carga o empuje que éstas pueden soportar. Para su preselección se toma el valor primario que se ha obtenido, posterior a ello, y con el uso del peso real de la cadena, se calcula un nuevo valor para la carga o empuje tentativo que debe soportar, tal como se realizó anteriormente. Este nuevo valor dará paso a una nueva selección y este procedimiento se repite hasta obtener en forma consecutiva la selección de la misma cadena transportadora.

Debido a las características del diseño desarrollado, la cadena a seleccionar debe ser de acero inoxidable y además, soportar las diversas temperaturas de trabajo. Entre la variedad existente en el mercado, las cadenas de marca TSUBAKI de origen japonés, provee las Acero Inoxidable Serie 300, la cual es aplicada para trabajos livianos, son antimagnéticas y tienen gran resistencia a la corrosión y a las altas temperaturas, elaboradas en dimensiones standard ANSI. De esta serie, la cadena

RS50SS (**Anexo D**) posee las características adecuadas para la preselección, basándose en la configuración mostrada en la Tabla N° 18.

SERIE 300		
Número	Carga de Rotura Media, Kg.	Peso aproximado, Kg/m
RS50SS	70	1,01

Tabla N° 18. Cadena RS50SS. (Fuente: TSUBAKI, 1997)

Estas cadenas tienen un paso de $5/8''$ [$15,88 \text{ mm}$]. La carga de rotura media soportada por esta cadena es superior al requerido por el diseño, por lo cual, con el nuevo valor del peso aproximado, se procede a determinar el nuevo empuje para el sistema. Previamente a esto, debe realizarse el estudio de las curvas verticales recomendadas por los fabricantes y la implicación que trae ello en el sistema y en la longitud definitiva de la cadena.

4.2.5. CURVAS VERTICALES:

El catálogo Link – Belt recomienda el radio mínimo de curvatura que deben poseer las curvas horizontales y verticales de los sistemas de transporte, con base en el tipo de cadena seleccionado. Estas curvas deben realizarse con el mayor radio posible, para así obtener la mayor durabilidad en la cadena. Los radios mínimos solo deben usarse en los sitios en los que sean imprescindibles. Estas recomendaciones se hacen para sistemas de transporte pesados y de grandes dimensiones.

El sistema de Lavado – Escaldado no presenta ninguna curva horizontal a considerar. Para la cadena seleccionada el fabricante no otorga ninguna recomendación para los radios mínimos de las curvas verticales. El proveedor aconseja en este sentido, que se analicen las posibilidades de interferencia entre cestas transportadoras consecutivas con el objeto de determinar el radio mínimo a usar. Para la teoría del diseño de máquinas, se establece la importancia del número de dientes de

la rueda catarina para los sistemas impulsores y conducidos. Para velocidades altas y moderadas se considera buena práctica usar una rueda impulsora de por lo menos 17 dientes. Donde las limitaciones de espacio son importantes o para velocidades bajas, pueden utilizarse números de dientes más pequeños sacrificando la expectativa de duración de la cadena, pero en todo caso se recomienda que estas ruedas posean al menos 9 dientes.

Por estas razones descritas, la determinación del radio de curvatura para los cambios verticales de dirección se realiza de acuerdo a las posibilidades de interferencia entre cestas consecutivas y al número de dientes de la rueda. Según el catálogo, para garantizar plenamente que no existan obstrucciones entre ellas, el radio de curvatura debe ser al menos la mitad de la distancia del ancho total de diseño, que para este caso equivale a 0,25 metros. Esto determina que las ruedas catarinas a usar deben tener un diámetro al menos igual a esta dimensión.

Con el objeto de validar esta suposición se realiza la simulación computacional de estas características y así, poder establecer que la selección realizada para el radio de curvatura evita que las cestas transportadoras tengan algún tipo de interferencia entre ellas cuando el sistema se encuentra en movimiento. La simulación se realiza bajo el programa Autodesk Inventor Versión 5.0, en el cual se recrean, en un plano lateral del sistema, dos cestas transportadoras consecutivas que se someten al cambio de dirección vertical por medio de una rueda de 0,25 metros de diámetro. Esta prueba determina que para este valor, se produce un choque entre las cestas en la curva de la rueda, lo que implica que el radio de curvatura a usar debe ser mayor para este caso, debido a la geometría de las cestas transportadoras.

Para las mismas condiciones de trabajo, pero con ruedas de 0,3 metros de diámetro, no se produce interferencia entre ambas cestas cuando se realiza la simulación del movimiento de la cadena transportadora, lo que implica que este valor debe ser el mínimo a usar para el diseño del sistema que se estudia. Las gráficas de ambas simulaciones, se observan en la Figura 68.

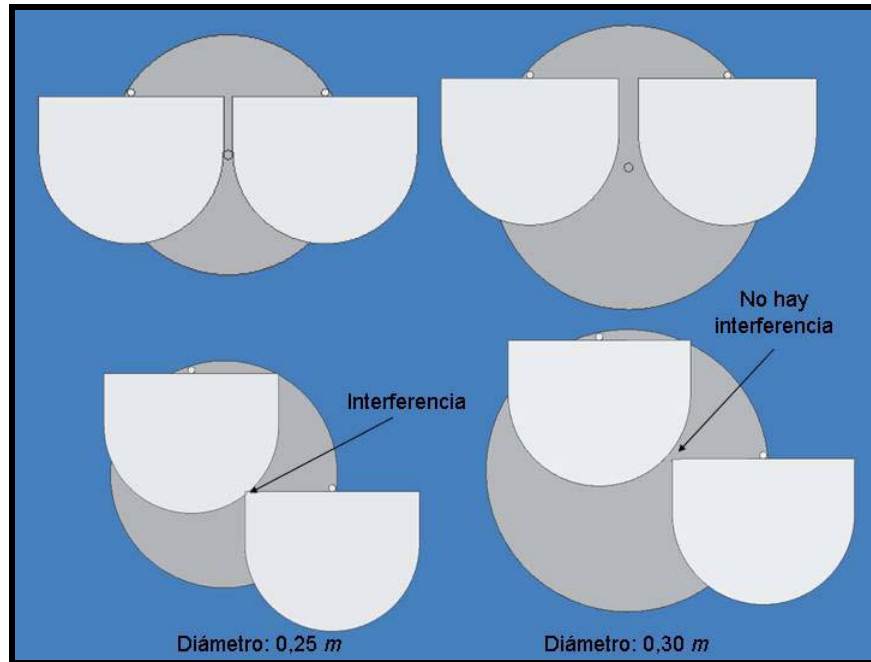


Figura 68. Determinación del diámetro de las curvas verticales.

La determinación del radio mínimo de estas curvas verticales permite la selección de las ruedas catarinas apropiada para el proceso. Pero para ello, debe realizarse un bosquejo final de la geometría del sistema con base en el diagrama preliminar mostrado en la Figura 65, ahora tomando en cuenta estos cambios de dirección curvos. Esta modificación se muestra en la Figura 69, en la que se ha incorporado los radios mínimos de curvatura para cada cambio de dirección.

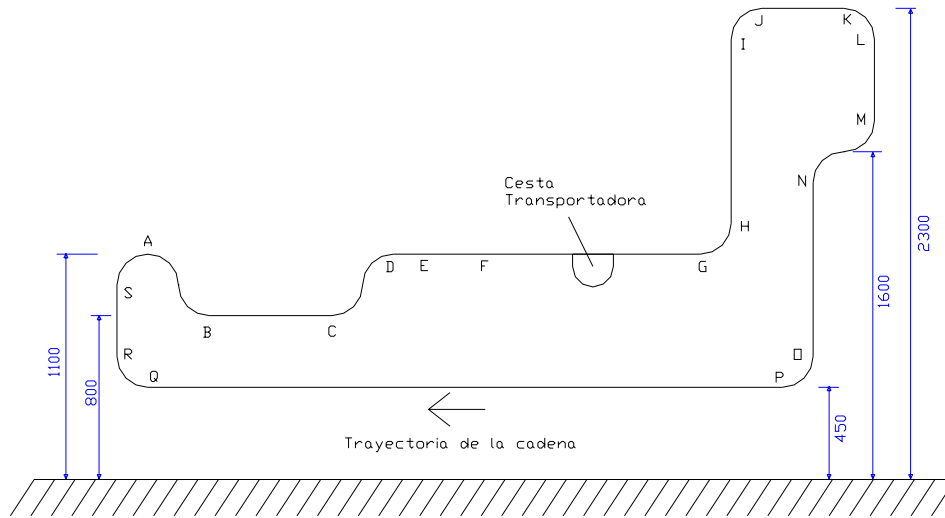


Figura 69. Segunda dimensión preliminar para la Cadena Transportadora. Plano Lateral.

La adición de los radios de curvatura equivalentes a 0,15 metros origina modificaciones importantes en la geometría de la trayectoria de la cadena transportadora y en los procesos que entran en juego para cada fase. Debido a que estas nuevas trayectorias curvas representan, en muchos casos, la transición entre un proceso y otro. Esto implica cambios en lo que se refiere a cada proceso en sí, como por ejemplo, en el ocurrido en el proceso de carga, que ahora se realiza puntualmente en A. Todos los cambios originados por esta modificación serán analizados cuando se estudie cada proceso por separado y se haya determinado en su totalidad el sistema de transporte de las cestas.

Si se hubiese querido mantener la geometría original para cada trayecto, las dimensiones de la máquina hubiesen crecido en forma significativa y acarreado mayores costos en materiales y construcción. Lo que se busca, principalmente, es el ahorro del espacio y mantener la configuración exterior original del sistema. Las únicas dimensiones que se han ampliado corresponden al descenso y ascenso en la fase de Lavado, además de la longitud de la fase de descarga, con la finalidad explícita de poder incorporar las ruedas catarinas del diámetro requerido. Las longitudes para cada proceso se muestran en la Tabla N° 19.

	PROCESO	GEOMETRIA	LONGITUD (mm)
A – B	Carga – Lavado	Curva	471,24
B – C	Lavado	Recta	600
C – D	Lavado – Enjuague	Curva	471,24
D – E	Enjuague	Recta	150
E – F	Escurrido	Recta	300
F – G	Escaldado Horizontal	Recta	1050
G – H	Escaldado Horizontal – Escaldado Vertical	Curva	235,62
H – I	Escaldado Vertical	Recta	900
I – J	Escaldado Vertical – Enfriamiento	Curva	235,62
J – K	Enfriamiento	Recta	400
K – L	Enfriamiento	Curva	235,62
L – M	Enfriamiento	Recta	400
M – N	Descarga	Curva	471,24
N – O	Descenso	Recta	850
O – P	Descenso – Retorno	Curva	235,62
P – Q	Retorno	Recta	3150
Q – R	Retorno – Ascenso	Curva	235,62
R – S	Ascenso	Recta	350
S – A	Ascenso	Curva	235,62
Longitud Total (L_{CAD})			10977,44

Tabla N° 19. Segunda dimensión preliminar para la Cadena Transportadora.

De esta tabla, se puede inferir una longitud total para la cadena (L_{CAD}) de 10,97 m, que se puede aproximar a 11 m exactos. Este valor permite determinar la cantidad de cestas a transportar por el Sistema de Lavado – Escaldado (n_{CT}), que viene dada por el cociente entre la longitud total de la cadena y el ancho total de diseño (a_T), es decir,

$$n_{CT} = \frac{L_{CAD}}{a_T} = \frac{11m}{0,25m} = 44cestas \quad (33)$$

Adicionalmente, el nuevo valor para la longitud de la cadena conjuntamente con su peso real, permite realizar un nuevo análisis para esta configuración.

4.2.6. SELECCIÓN DEFINITIVA:

Tal como se mencionó anteriormente, para lograr escoger la cadena que se usará en el diseño del sistema de Lavado – Escaldado, se toman los nuevos valores de la longitud de la cadena y su peso aproximado, para calcular la carga o empuje que debe soportar y así, establecerla en forma definitiva. Los resultados de este análisis (similar al anterior) han sido resumidos en la Tabla N° 20 que se muestra a continuación.

Variable	Fórmula	Símbolo	Valor
Peso aproximado (<i>kg/m</i>)	-----	P_{CAD}	1,01
Peso total a mover (<i>kg/m</i>)	(31)	P_M	76,21
Longitud de la cadena (<i>m</i>)	-----	L_{CAD}'	11
Factor de Longitud (<i>kg</i>)	(29)	A_T	25,15
Factor de Elevación (<i>kg</i>)	(30)	B_T	92,5
Carga o empuje tentativo (<i>kg</i>)	(28)	C_{CT}	117,65
Carga en cada cadena (<i>kg</i>)	$C_{CT}/2$	C_C	58,83

Tabla N° 20. Segunda carga o empuje para cada cadena.

La carga en cada cadena obtenida en este cálculo permite aseverar que la que se ha escogido primariamente para el sistema (Tabla N° 18), es la adecuada para el trabajo requerido, debido a que la cadena que puede soportar la carga calculada es la misma. Ahora, se debe realizar el cálculo en cada fase del sistema, a través del método punto a punto presentado en el catálogo Link – Belt.

4.2.7. CALCULO PUNTO A PUNTO:

Dentro de la selección de cadenas transportadoras el cómputo final obedece a una verificación de la capacidad de dicha cadena para soportar la tensión en cada punto del recorrido. Esto permite establecer las zonas críticas del sistema propuesto pudiendo ubicarlas con gran exactitud, de manera de poder obtener buenos balances de las cargas y por consiguiente mayor durabilidad en las cadenas.

El método punto a punto presentado en el catálogo de la compañía Link – Belt permite el estudio en cada trayecto del recorrido propuesto, con la finalidad explícita de considerar la ubicación correcta del sistema de tracción. Este análisis prevé la posibilidad de que en cualquier punto considerado se supere la carga nominal que la cadena pueda soportar y con ello, las probabilidades de falla. En el caso que llegue a superarse esta carga nominal, debe ubicarse el sistema de tracción en otro punto y hacerse nuevamente el análisis. Otra opción, sería la incorporación de un sistema de tracción compuesto que implicaría un incremento de los costos.

Este método usa tres fórmulas para computar el empuje de la cadena en cada punto. Estas son:

- Empuje en trayectos horizontales:

$$H = XWL \quad (34)$$

Donde (X) es un factor que considera la fricción estándar para transportadores de cadena y equivale a 0,02; (W) es el peso total a mover en kg/m , para el trayecto analizado; y (L) es la longitud de dicho trayecto en metros.

- Empuje para giros horizontales:

$$P_T = YP \quad (35)$$

Donde (Y) es un factor que considera la presión en las ruedas de tracción y giros horizontales, equivalente a 0,02; y (P) es el empuje acumulado al principio del trayecto.

- Empuje para trayectos verticales:

$$V = XWS + ZP \pm TW(1 + Z) \quad (36)$$

Donde (X), (W) y (P) son iguales a los anteriores; (S) es la proyección horizontal del trayecto en metros; (T) es el cambio de nivel o altura del trayecto en metros; y (Z) es 0,03 para 30° de inclinación, 0,045 para 45° de inclinación; 0,06 para 60° de inclinación y 0,09 para 90° de inclinación. Se usa el signo positivo para ascensos y el negativo para el descenso.

- Al final del análisis se adiciona un 5% del empuje obtenido para considerar la fricción en el sistema de tracción.

El peso total a mover por el transportador (W) depende si en el trayecto estudiado, la cesta se encuentra cargada o no. Cuando transita con la carga, este peso es equivalente al valor ya calculado en la Tabla N° 20, es decir, 76,21 *kg/m*. Cuando la cesta está vacía se le debe restar a este valor el peso de la carga por unidad de longitud, resultando en 26,21 *kg/m*.

La geometría a usar para el cálculo punto a punto del sistema se muestra en la Figura 70, en el que se han modificado los puntos de referencia de acuerdo a la ubicación del sistema de tracción.

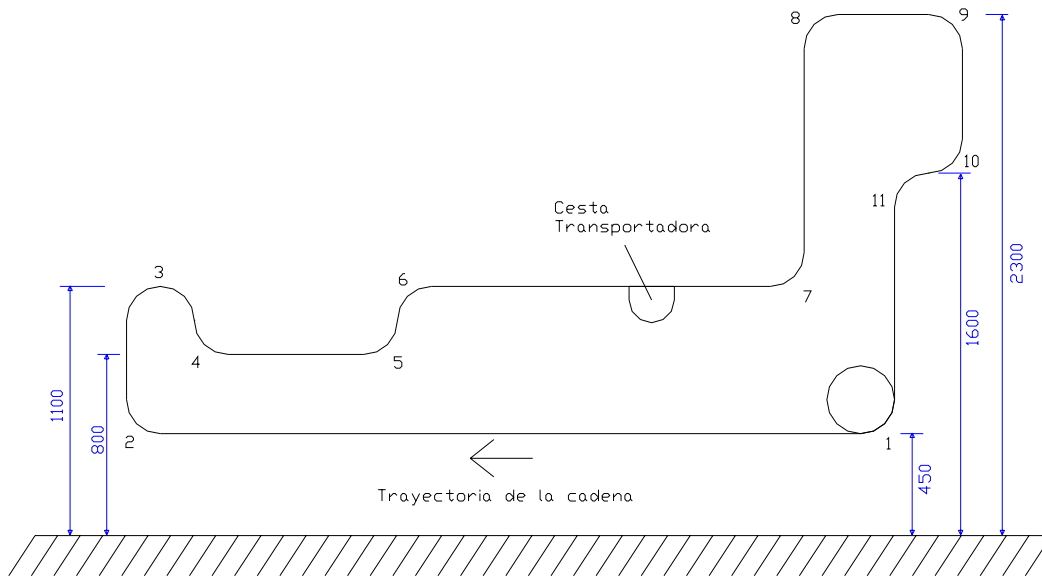


Figura 70. Tercera dimensión preliminar para la Cadena Transportadora. Plano Lateral.

El sistema de tracción se ubica en el punto 1 de la figura y desde aquí se empieza el estudio para cada trayecto siguiendo el desplazamiento de la cadena transportadora. El trayecto 1-2 es horizontal y por lo tanto se usa la fórmula (34) de la siguiente forma,

$$H = 0,02(26,21kg)(3,15) = 1,65kg \quad (34.1)$$

El trayecto 2-3 es vertical y se usa la fórmula (36), resultando,

$$V = 0,02(26,21kg)0 + 0,09(1,65kg) + 0,65(26,21)(1 + 0,09) = 18,72kg \quad (36.1)$$

De esta forma, se realizan los cálculos para los demás trayectos y los resultados se resumen en la Tabla N° 21.

Trayecto	Fórmula	X	W (kg)	L (m)	P (kg)	S (m)	T (m)	Z	Carga para esta sección (kg)	Carga acumulada (kg)
1-2	(34)	0,02	26,21	3,15	-----	-----	-----	-----	1,65	1,65
2-3	(36)			-----	1,65	0	0,65	0,09	18,72	20,37
3-4	(36)		76,21	-----	20,37	0,3	0,3	0,045	-22,51	0
4-5	(34)			0,6	-----	-----	-----	-----	0,92	0,92
5-6	(36)			-----	0,92	0,3	0,3	0,045	24,39	25,31
6-7	(34)			1,5	-----	-----	-----	-----	2,29	27,60
7-8	(36)			-----	27,60	0	1,2	0,09	102,17	129,77
8-9	(34)			0,4	-----	-----	-----	-----	0,61	130,38
9-10	(36)			-----	130,38	0	0,65	0,09	-42,26	88,12
10-11	(36)			-----	88,12	0,3	0,3	0,045	-19,45	68,67
11-1	(36)			26,21	-----	68,67	0	1	0,09	-22,34
Empuje final para el sistema de tracción									46,33x1,05	48,65

Tabla N° 21. Método punto a punto.

La carga nominal del sistema de cadenas transportadoras equivale a la suma de las cargas de rotura media de cada una de ellas, las cuales tienen el mismo valor (70 kg), teniéndose entonces, una carga nominal total para las dos cadenas (C_N) de 140 kg. Como puede observarse, la carga acumulada obtenida en cada trayecto no llega a exceder este valor en ningún punto del recorrido. Es más, la máxima magnitud alcanzada corresponde al trayecto 8-9, en la que se logra una carga acumulada de 130,38 kg, valor inferior a la carga nominal de las cadenas. Esto permite determinar que el sistema de tracción puede ubicarse en el punto 1 sin que se produzcan fallas teóricas en otro punto del sistema. Con este cálculo se comprueba que la cadena seleccionada es la adecuada para el diseño propuesto y, de esta forma se pueden establecer las características del sistema de tracción y analizar la influencia de éste sobre el diseño presentado.

4.2.8. SISTEMA DE TRACCION:

El sistema de tracción tiene como finalidad proporcionar la potencia necesaria, imprimir velocidad a la cadena y controlarla. Para estos sistemas de transporte pueden encontrarse dos tipos, el de engranajes y el de cadena caterpillar. Este último es usado para sistemas de gran tamaño. El de engranajes utiliza una rueda de engrane cuyos dientes entran en los eslabones de la cadena transportadora y transmiten la fuerza de engrane necesaria. Los sistemas de tracción pueden incluir el variador y el reductor de velocidad, además del motor eléctrico empleado.

Para el cálculo de la potencia requerida por la cadena transportadora para su trabajo, el catálogo proporcionado por la empresa Link – Belt establece una fórmula general que permite determinarla, por medio de la siguiente relación,

$$HP_C = \frac{C_N v_{TMAX}}{33000K} \quad (37)$$

Donde (C_N) es la capacidad nominal del sistema en libras; (v_{TMAX}) es la velocidad de transporte máxima en *ft/min* (FPM); y (K) es 0,55 para velocidades inferiores a 5 FPM, 0,60 para velocidades entre 5 y 20 FPM, 0,65 para velocidades entre 20 y 60 FPM y 0,70 para velocidades entre 60 y 150 FPM.

La capacidad nominal de las cadenas es de 140 *kg* (308,65 *lbs*). La velocidad de transporte máxima equivale a 0,01 *m/s* (1,97 *ft/min*). Sustituyendo estos valores en la ecuación (37), se tiene,

$$HP_C = \frac{(308,65\text{lbs})(1,97\text{ ft / min})}{33000(0,55)} = 0,03HP \quad (37.1)$$

Este valor para la potencia requerida, conjuntamente con las otras características del sistema, permite seleccionar los diferentes componentes a utilizar para el sistema de tracción de la cadena transportadora.

4.2.8.1. Motor – Reductor:

De acuerdo a la potencia necesaria para el movimiento del sistema de transporte estudiado se procede a la selección del motor encargado de generarla. La baja velocidad de transporte que se ha supuesto obliga al uso de un reductor que permita minimizar la velocidad de salida en el motor hasta poder alcanzar los límites establecidos. En este sentido, en el mercado se ofrece una variedad de motores y reductores de velocidad en los que la combinación de ambos elementos permite alcanzar revoluciones de salida bastante bajas y adecuadas a las especificaciones del sistema.

Para poder llegar a la selección adecuada, es necesario determinar las revoluciones requeridas por el eje impulsor del sistema de transporte y que se aloja en la rueda catarina impulsora del punto 1 de la Figura 70, conociendo de antemano la velocidad de transporte máxima y el radio del piñón. La velocidad angular para el eje impulsor viene dada por:

$$W_E = \frac{v_{TMAX}}{r_P} \quad (38)$$

Sustituyendo estos valores conocidos, se tiene,

$$W_E = \frac{0,01m/s}{0,15m} = 6,66 \times 10^{-2} rad/s = 0,64rpm \quad (38.1)$$

El sistema de generación de potencia a usar debe incluir velocidades de salida cercanas a este valor para alcanzar así la velocidad requerida por el transportador.

Debido a la baja potencia obtenida se selecciona un motor de 0,5 *HP* [0,37 *kW*], valor mínimo encontrado en el mercado. Dentro de la gama de proveedores existentes en Venezuela, el suministro de un equipo con la reducción de velocidad requerida por el sistema es prácticamente imposible, al menos que se recurra a la importación del mismo. En este sentido, los proveedores recomiendan la incorporación de un doble reductor de velocidad que permita alcanzar la velocidad requerida, que consiste en la aplicación de dos reductores en el eje de salida del motor. Por ello, para una velocidad de salida de 1000 *rpm* (mínima velocidad encontrada para el motor), se escogen los reductores mostrados en la Tabla N° 22.

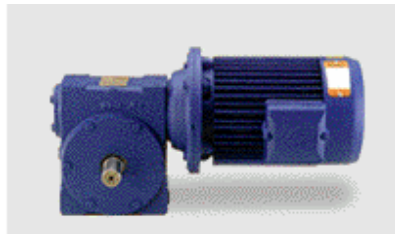


Figura 71. Combinación Motor - Reductor.

Modelo	Potencia (<i>kW</i>)	Relación	Velocidad de entrada (<i>rpm</i>)	Velocidad de salida (<i>rpm</i>)
SW063PA	0,37	100	1000	100
SW040PA	0,37	10	100	1

Tabla N° 22. Reductores de Velocidad. (Fuente: Spaggiari Transmisión)

Como puede observarse, la velocidad de salida para esta combinación del sistema de generación de potencia se aproxima al valor deseado. Pero al ser diferentes, debe incluirse una reducción adicional por medio de un sistema de transmisión de potencia de cadena, que permita alcanzar la velocidad angular ya determinada.

4.2.8.2. Transmisión de cadena:

Las cadenas de rodillos son ampliamente usadas en los sistemas de transmisión de potencia en los que es necesaria la variación de velocidades de entrada y cuyo diagrama se muestra en la Figura 72. Esto se debe a que no existen deslizamientos ni distensiones entre la cadena y las ruedas impulsora y conducida. Para el diseño presentado, se quiere transmitir una potencia nominal (HP_M) de 0,5 HP entre dos ruedas dentadas por medio de una cadena de rodillos, cuya velocidad de entrada (n_1) es de 1 rpm, y la velocidad de salida (n_2) es de 0,64 rpm.



Figura 72. Transmisión de Cadena.

Del **Anexo E**, para aplicaciones con motores de funcionamiento suave (motores eléctricos) y máquinas de carga no constante, se encuentra que el factor de servicio (F_S) es de 1,25. Esto implica que la potencia de diseño es,

$$HP_D = F_S HP_M \quad (39)$$

Sustituyendo,

$$HP_D = 1,25(0,5HP) = 0,625HP \quad (39.1)$$

La relación de velocidad (r_V) que se desea es,

$$r_V = \frac{n_1}{n_2} \quad (40)$$

Sustituyendo,

$$r_v = \frac{1rpm}{0,64rpm} = 1,56 \quad (40.1)$$

Debido a la baja velocidad de entrada y salida, la teoría del diseño de máquinas recomienda que se utilicen al menos 9 dientes en la rueda impulsora para este tipo de transmisiones. Con el objeto de aplicar un factor de corrección por dientes mayor o igual a la unidad, se escoge una rueda impulsora de 17 dientes. Para la rueda conducida se requiere,

$$N_2 = N_1 r_v \quad (41)$$

Donde N_1 y N_2 son el número de dientes de la rueda pequeña y grande respectivamente. Al sustituir valores, resulta,

$$N_2 = (17 \text{dientes}) 1,56 = 26,52 \text{dientes} \quad (41.1)$$

De este modo, se usa una rueda grande con 27 dientes. Ahora, la velocidad real de salida es,

$$n_2' = n_1 \left(\frac{N_1}{N_2} \right) \quad (42)$$

Sustituyendo valores,

$$n_2' = 1rpm \left(\frac{17}{27} \right) = 0,63rpm \quad (42.1)$$

Del **Anexo F**, se observa que la cadena doble No. 80 puede resultar satisfactoria para la transmisión requerida, con una capacidad de potencia (HP_R) de

0,43 HP para 1 rpm. El **Anexo G1** y el **Anexo G2** indican que, para 17 dientes $K_1 = 1$; y para dos cordones $K_2 = 1,7$. De esta forma la potencia corregida resulta,

$$HP_R' = HP_R K_1 K_2 \quad (43)$$

Sustituyendo,

$$HP_R' = (0,43HP)(1,0)(1,7) = 0,731HP \quad (43.1)$$

La cual es superior a la potencia de diseño, y por lo tanto, una cadena doble N° 80 es adecuada para la transmisión estudiada. En el **Anexo H** se encuentran las especificaciones para la cadena seleccionada, y que se resumen en la Tabla N° 23. Esta cadena requiere lubricación manual o por goteo.

Número de Cadena ANSI	Paso (mm, in)	Ancho (mm, in)	Resistencia mín. a la tensión (N)	Peso Medio (N.m)
80	25,40 (1)	15,88 (0,63)	55600	25

Tabla N° 23. Cadena ANSI 80. (Fuente: Shigley, 1990)

Los diámetros máximos para las ruedas dentadas pequeña (D_1) y grande (D_2) son, según el **Anexo J2**, de 151,1 mm y 232,7 mm respectivamente. La longitud de la cadena (L_C), viene dada por,

$$L_C = 2C_N + \frac{N_2 + N_1}{2} + \frac{(N_2 - N_1)^2}{4\pi^2 C_N} \quad (44)$$

Para una distancia central nominal (C_N) de 40 pasos, se encuentra,

$$L_C = 2(40) + \frac{27+17}{2} + \frac{(27-17)^2}{4\pi^2(40)} = 85,06 \text{ pasos} \quad (44.1)$$

Debido a que la longitud de la cadena debe ser un número entero de pasos, se selecciona una longitud de 85 pasos. Con base en ello, la distancia central real teórica (C_R) es,

$$C_R = \frac{1}{4} \left[L - \frac{N_2 + N_1}{2} + \sqrt{\left(L - \frac{N_2 + N_1}{2} \right)^2 - \frac{8(N_2 - N_1)^2}{4\pi^2}} \right] \quad (45)$$

Sustituyendo valores,

$$\begin{aligned} C_R &= \frac{1}{4} \left[85 - \frac{27 + 17}{2} + \sqrt{\left(85 - \frac{27 + 17}{2} \right)^2 - \frac{8(27 - 17)^2}{4\pi^2}} \right] = 31,46 \text{ pasos} = \quad (45.1) \\ &= 31,46(25,4 \text{ mm}) = 799,08 \text{ mm} \cong 800 \text{ mm} \end{aligned}$$

De esta forma, se logran establecer las características de la transmisión de cadena para la reducción adicional requerida por el sistema, y que se resumen en la Figura 73.

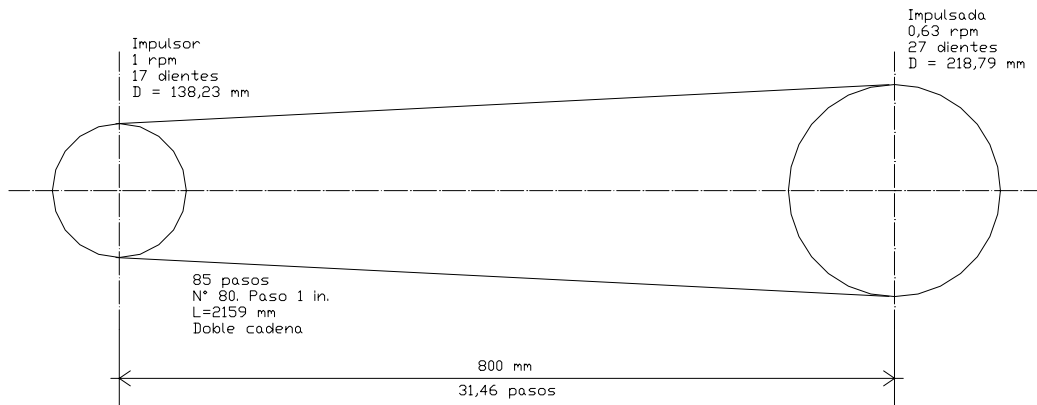


Figura 73. Transmisión de cadena. Reducción Adicional.

Esta reducción adicional aplicada, origina una nueva velocidad de salida (n_2') para el sistema de tracción, que incide en forma directa en la velocidad máxima de la

cadena transportadora. La magnitud de la variación producida resulta tan mínima, que no produce cambios apreciables en ésta velocidad de transporte, por lo que, los valores supuestos puede ratificarse en su totalidad sin modificarse los procesos que se quieren lograr.

4.2.8.3. Eje impulsor:

El eje impulsor es el encargado de transmitir la potencia y el movimiento a cada una de las cadenas transportadoras del diseño propuesto. Esta se aloja en la rueda catarina impulsora No. 1 de la Figura 70, y sus características se muestran en la Figura 74.

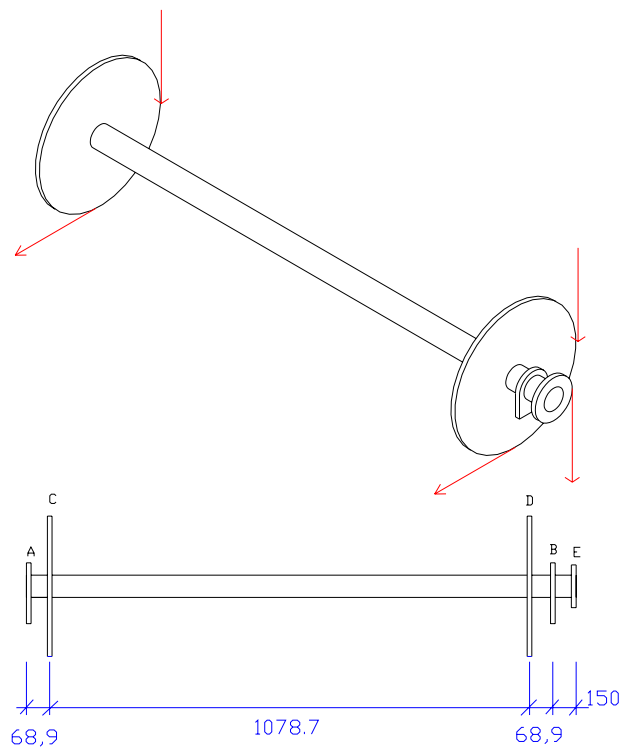


Figura 74. Eje impulsor.

Este eje sólido, mostrado en la figura, gira a $0,63 \text{ rpm}$ y transmite $0,5 \text{ HP}$ [$0,37 \text{ kW}$] de la corona E a los piñones C y D, tomando cada uno de ellos la mitad de

la potencia total transmitida. A y B son los puntos de apoyo. Por medio de la teoría del diseño de máquinas se procede a la determinación del mínimo diámetro admisible para el eje, usando para su construcción el Acero al Carbono AISI 1045, cuyas medidas normalizadas se encuentran en el **Anexo I**. Las suposiciones a usar para este análisis son,

- i. El peso de los piñones, coronas y cojinetes es despreciable.
- ii. La magnitud de la fuerza – par en los piñones C y D son iguales.
- iii. Las cargas actuantes en cada punto se hallan en el mismo plano (para sobredimensionar).
- iv. El material es homogéneo.

El torque para cada piñón (T) viene dado por,

$$T = \frac{P_{OT}}{2\pi f} \quad (46)$$

Donde P_{OT} es la potencia transmitida al piñón. La correspondiente fuerza tangencial (F_T) que actúa es,

$$F_T = \frac{T}{r_p} \quad (47)$$

Para $f = 0,63 \text{ rpm} = 0,01 \text{ Hz}$, se tiene, sustituyendo en (47) y (48), para cada piñón,

$$T_E = \frac{0,37kW}{2\pi(0,01Hz)} = 5891,72N.m \quad (46.1)$$

$$F_{TE} = \frac{5891,72N.m}{0,233m} = 25286,35N \approx 25kN \quad (47.1)$$

$$T_C = T_D = \frac{0,186kW}{2\pi(0,01Hz)} = 2961,78N.m \quad (46.2)$$

$$F_{TC} = F_{TD} = \frac{2961,78 N.m}{0,15m} = 19745,2N \approx 20kN \tag{47.2}$$

Las fuerzas en los piñones se reemplazan por sistemas fuerza – par, tal como se observa en la Figura 75.

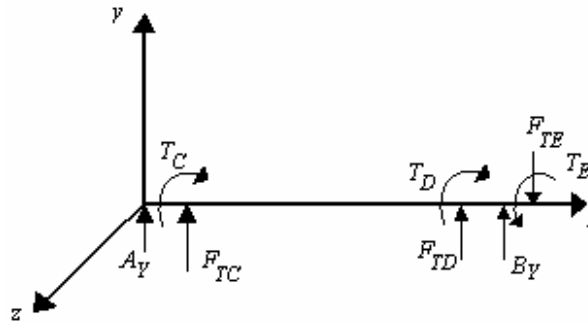


Figura 75. Sistemas Fuerza – Par.

De esta figura se obtienen los diagramas de momento flector (para cada dirección) y torque. La superposición de estos diagramas, mostrados en la Figura 76, facilitará la determinación de la sección transversal crítica.

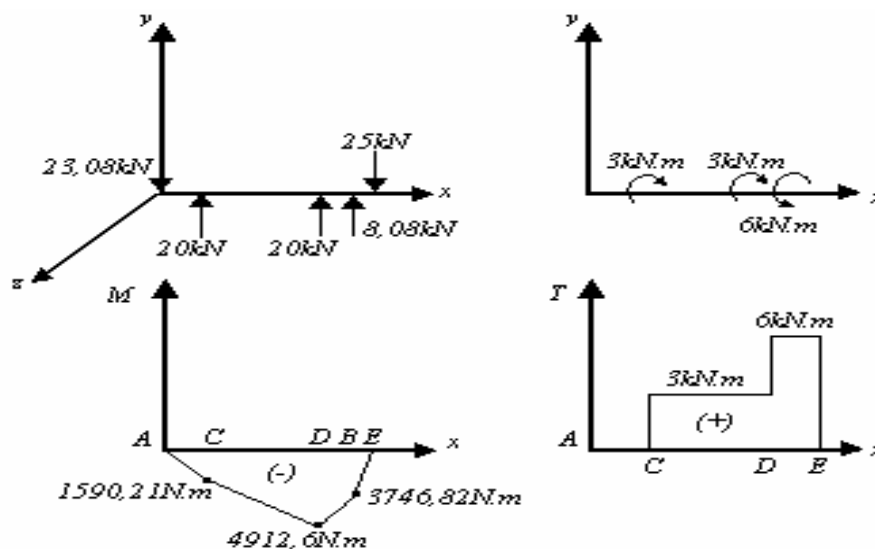


Figura 76. Diagramas para el eje impulsor.

De estos diagramas se aprecia que la sección potencialmente crítica se encuentra justo a la derecha del punto D. El diámetro mínimo aceptable para el eje es,

$$D_E = \left[\frac{32FS}{\pi\sigma_{ADM}} \sqrt{M^2 + T^2} \right]^{1/3} \quad (48)$$

La resistencia a la tracción del material (**Anexo I**) es de 60 kg/mm^2 [$588,4 \text{ MPa}$]. Para un factor de seguridad (FS) igual a 3, se tiene de la ecuación (9),

$$\tau_{ADM} = \frac{588,4 \text{ MPa}}{3} = 196,13 \text{ MPa} \quad (9.2)$$

Por lo tanto, sustituyendo en (48),

$$D_E = \left[\frac{32(3)}{\pi(196,13 \text{ MPa})} \sqrt{(4912,6 \text{ N.m})^2 + (6000 \text{ N.m})^2} \right]^{1/3} = 1,06 \times 10^{-1} \text{ m} = 106,52 \text{ mm} \quad (48.1)$$

El eje a usar en el sistema impulsor, debe tener al menos un diámetro de $106,52 \text{ mm}$. La medida normalizada superior para este tipo de ejes, según el **Anexo I** es de $4.1/2''$ [$114,3 \text{ mm}$], que se muestra en Tabla N° 24.

	Diámetro (mm, in)	Largo (mm, m)
<i>Eje impulsor</i>	114,3 (4.1/2)	1366,5 (1,37)

Tabla N° 24. Eje Impulsor.

Las consideraciones de diseño obligan a la modificación de este eje con el fin de incorporar los cojinetes y las ruedas empleadas en su funcionamiento. Esta configuración se muestra en la Figura 77 y los detalles en el apéndice.

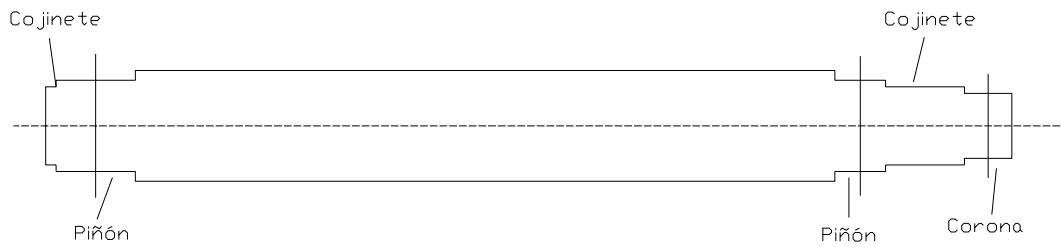


Figura 77. Configuración final del Eje Impulsor.

4.2.9. ACCESORIOS:

Entre los accesorios a considerar para el desarrollo del sistema transportador propuesto se tienen las ruedas catarinas, los cojinetes y los ejes de soporte para las ruedas. Todos estos seleccionados de acuerdo a las consideraciones del diseño y a la teoría respectiva para cada uno.

4.2.9.1. Ruedas Catarinas:

Las ruedas catarinas, mostradas en la Figura 78, son las encargadas del cambio de dirección en el movimiento de la cadena. Según las consideraciones establecidas en el sistema de transporte, éstas tienen un diámetro de 0,3 metros y un paso de 5/8". La configuración general de estas ruedas se observan en la Tabla N° 25.



Figura 78. Ruedas Catarinas.

Paso (<i>mm, in</i>)	Diámetro total (<i>mm</i>)	Hueco Estándar Diámetro (<i>mm</i>)
15,88 (5/8)	301,2	31,75

Tabla N° 25. Ruedas Catarinas. (Fuente: INTERMEC)

4.2.9.2. Ejes de Soporte para las ruedas:

Para la selección de los ejes que soportan las ruedas catarinas (Figura 79) es importante considerar la mayor carga producida en ellas y que se estableció en el cálculo punto a punto realizado anteriormente. De aquí, se pudo determinar una carga de 130,38 *kg* para el trayecto entre la rueda 8 y la 9. Con base en esta carga, se procede al cálculo del diámetro requerido por el eje usando la teoría de esfuerzo cortante. Estos ejes van adheridos por soldadura a la estructura de la máquina y por medio de rodamientos se permite el giro de la rueda catarina situada en el otro extremo. La longitud del eje se establece en 50 *mm*.

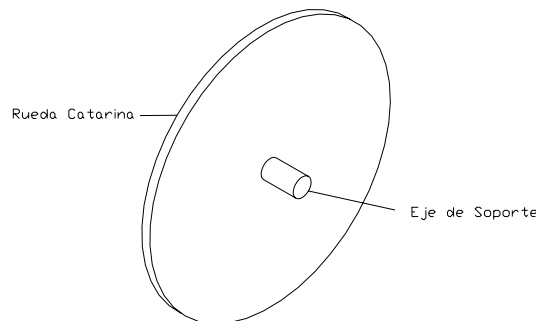


Figura 79. Eje de Soporte para las Ruedas Catarinas.

Las suposiciones a seguir para este estudio son:

- i. El eje soporta la carga máxima de 130,38 *kg*.
- ii. Se desprecia el peso de la rueda catarina.
- iii. El sistema análogo consta de una viga en voladizo.
- iv. La carga esta puntualmente ubicada en el extremo del eje.

- v. El material es homogéneo.

El sistema análogo se observa en la Figura 80, en el que el diámetro del eje (D_{ESR}) es la incógnita a descifrar. El material a usar en la construcción de este elemento es el acero inoxidable AISI 304, descrito en el **Anexo C**.

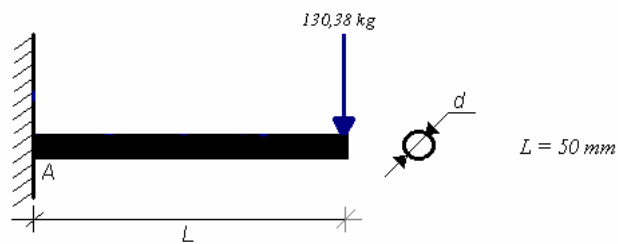


Figura 80. Sistema Análogo para el eje de las ruedas catarinas.

Los diagramas de fuerza libre, fuerza cortante y momento flector, se muestran en la Figura 81.

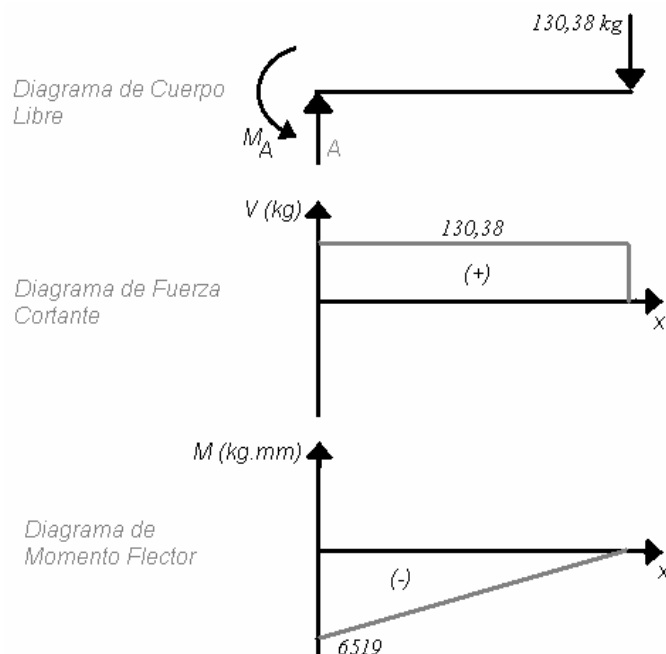


Figura 81. Diagramas para el eje de las ruedas catarinas.

De estos diagramas se aprecia que la Fuerza Cortante Máxima equivale a 130,38 kg [1278,59 kN], mientras que el Momento Flexionante Máximo es de 6519 kg.mm [63,93 N.m]. El módulo de sección viene dado por la ecuación (6.4), es decir,

$$S = \frac{\pi D^4 / 64}{D / 2} = \frac{\pi D^3}{32} \quad (6.6)$$

Para un factor de seguridad (FS) igual a 3, se tiene, sustituyendo en (7.1),

$$S_{MIN} = \frac{M_{MAX} FS}{\sigma_U} = \frac{(6519 \text{ kg.mm}) 3}{19 \text{ kg/mm}^2} = 1029,32 \text{ mm}^3 \quad (7.12)$$

Igualando los módulos de sección, resulta,

$$S = S_{MIN} \Rightarrow 1029,32 \text{ mm}^3 = \frac{\pi D^3}{32} \Rightarrow D^3 = 10489,84 \text{ mm}^3 \Rightarrow D = 21,89 \text{ mm} \cong 22 \text{ mm} \quad (7.13)$$

El diámetro del eje debe al menos ser igual a 22 mm [0,87'']. La medida próxima superior normalizada (**Anexo C**) es de 7/8'' [22,23 mm] mayor al requerido para el sistema estudiado. Los datos precisos del material a usar en este componente se muestran en la Tabla N° 26.

	Diámetro (mm, in)	Largo (mm, m)
<i>Ejes de Soporte para las Ruedas Catarinas</i>	22,225 (7/8)	50 (0,05)

Tabla N° 26. Ejes de Soporte para las ruedas catarinas.

4.2.9.3. Selección de Cojinetes:

Existen diferentes tipos de cojinetes a usar en la construcción del sistema de tracción. Por un lado se tienen aquellos alojados en las ruedas catarinas y por el otro, los soportes para el eje impulsor. Debido a que en todas las aplicaciones se tienen solo cargas radiales, se escogen los cojinetes de bola, de hilera única y ranura profunda (Figura 82).



Figura 82. Cojinetes.

Para las ruedas catarinas, la carga radial (C_R) a usar es la tensión máxima producida en la cadena transportadora y que equivale a $130,38 \text{ kg}$ [$1278,59 \text{ N}$]. Debido a que la pista externa del rodamiento es la que gira, el factor de rotación (V_R) es de 1,2. De esta forma, la carga de diseño (P_{DIS}) es,

$$P_{DIS} = V_R C_R \quad (49)$$

Sustituyendo,

$$P_{DIS} = 1,2(1278,59 \text{ N}) = 1534,31 \text{ N} \quad (49.1)$$

El diámetro mínimo aceptable para la flecha es al menos igual al diámetro mínimo para los eje de soporte de las ruedas catarinas, es decir $22,225 \text{ mm}$. Del **Anexo J**, la vida útil (L_{10}) recomendada para estas aplicaciones es de 30000 horas. Para una rueda que gira a $0,63 \text{ rpm}$, la vida útil del diseño es,

$$L_D = L_{10}(rpm)(60 \text{ min/ h}) \quad (50)$$

Sustituyendo,

$$L_D = (30000h)(0,63rpm)(60 \text{ min/ h}) = 1,13 \times 10^6 \text{ rev} \quad (50.1)$$

La carga dinámica viene dada por,

$$C_D = P_{DIS} (L_D / 10^6)^{1/K} \quad (51)$$

Donde $K = 3,00$ para cojinetes de bola. Entonces, resulta,

$$C_D = 1534,31N (1,13 \times 10^6 / 10^6)^{1/3} = 1598,11N \quad (51.1)$$

Del **Anexo K**, se obtiene que el cojinete a emplear es el mostrado en la Tabla N° 27.

Designación	Diámetro interno (mm)	Diámetro externo (mm)	Ancho (mm)	Carga dinámica (N)	Carga Estática (N)
61805	25	37	7	4360	2600

Tabla N° 27. Cojinetes de bola para las ruedas catarinas. (Fuente: SKF, 1999)

Para los soportes del eje impulsor la carga radial a considerar es la máxima que soporta el eje y que equivale a 25 kN. En este caso, la pista interna del rodamiento es la que gira, y por ende, el factor de rotación es de 1. De la ecuación (49), se observa que la carga de diseño es igual a la carga radial. El diámetro mínimo aceptable para la flecha es al menos igual al diámetro mínimo calculado para el eje impulsor, es decir, 114,3 mm. Para un eje que gira a 0,63 rpm, la vida útil del diseño es, según la ecuación (50.1), de $1,13 \times 10^6$ rev.

De la fórmula (51), la carga dinámica resulta,

$$C_D = 25kN(1,13 \times 10^6 / 10^6)^{1/3} = 26,04kN \quad (51.2)$$

Del **Anexo L**, se obtiene que el cojinete a emplear es el mostrado en la Tabla N° 28.

Designación	Diámetro interno (mm)	Diámetro externo (mm)	Ancho (mm)	Carga dinámica (N)	Carga Estática (N)
61824	120	150	16	29100	25000

Tabla N° 28. Cojinetes de bola para el soporte del eje impulsor. (Fuente: SKF, 1999)

4.2.9.4. Sistema Tensor:

El sistema tensor es el encargado de proporcionar la rigidez necesaria a la cadena de rodillos del sistema transportador y permitir la eliminación, cuando sea necesario, de excesos en su longitud. Además, facilita su montaje y desmontaje para labores de mantenimiento y reemplazo. Para transportadores de este tipo pueden usarse tensores de resortes, de aire, hidráulicos y de contrapesos, aunque este último es recomendado por su gran confiabilidad y larga duración.

La carga en el tensor es recomendada por el fabricante y depende de una serie de factores como el tipo de cadena utilizada y el grado de tensión deseada. Para las características del diseño se utiliza el tensor de brazo angular, mostrado en la Figura 83, el cual es aplicado a la rueda catarina 2 de la Figura 70.

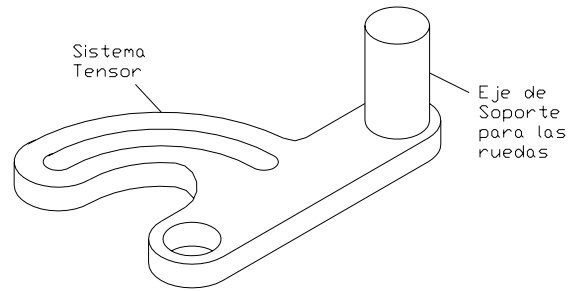


Figura 83. Sistema Tensor de brazo angular.

4.2.10. CONFIGURACION FINAL:

La configuración final de la cadena transportadora, conjuntamente con el sistema de tracción empleado, se muestran en la Figura 84. Todos los elementos que participan en su montaje han sido previamente seleccionados y el detalle de estos se encuentra en el apéndice.

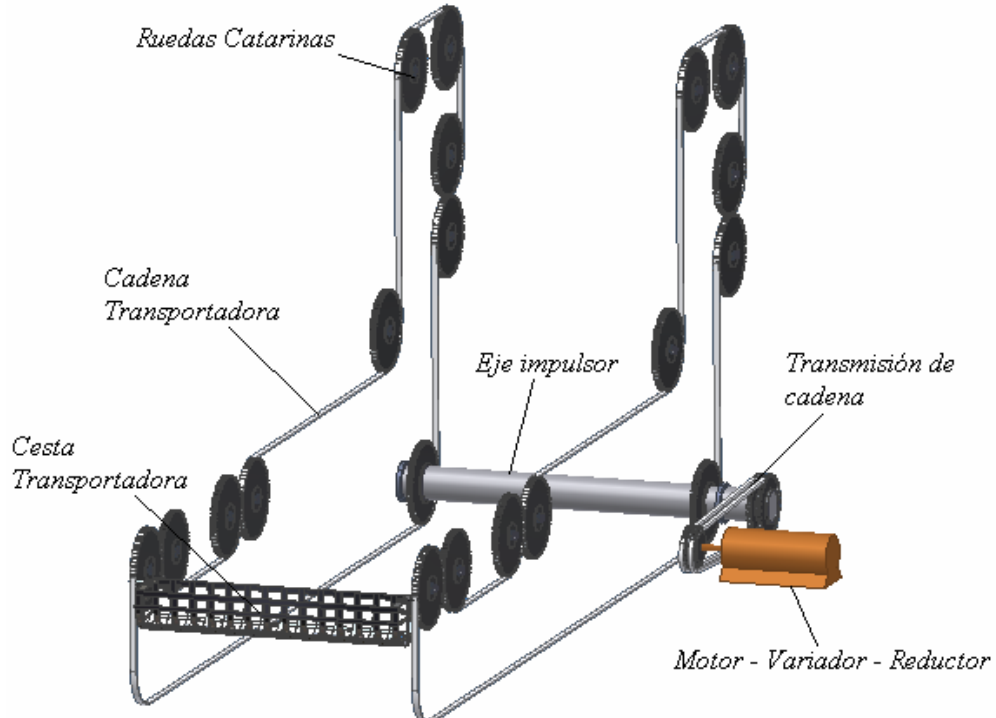


Figura 84. Configuración Final de la Cadena Transportadora y el Sistema de Tracción.

Ahora, resulta necesario el estudio de cada uno de los procesos que forman parte del Sistema de Lavado – Escaldado, cuyas características inciden en las transformaciones que se le quiere dar a la fruta y que representan, además, parte fundamental del diseño. Para el análisis de todos estos elementos, se emplea la simulación computacional que permite dimensionarlos, basado en la probable interferencia entre las partes cuando el sistema se encuentra en funcionamiento.

4.3. LAVADO – ENJUAGUE – ESCURRIDO.

La operación de lavado es el proceso mediante el cual se remueve, en su mayor parte, las impurezas y la carga microbiana que contiene la fruta proveniente del campo. Esta se realiza por el desplazamiento de agua con cloro con respecto a la materia prima, lo que origina la remoción de las partículas contaminantes adheridas a la superficie del producto. Para ello, el diseño presentado combina la aspersión y la inmersión como medios de limpieza. En la operación de enjuague se separan las partículas de cloro residuales que aún se alojan en la fruta y que resultan del proceso anterior. Esto se logra por medio de la aspersión con agua durante un tiempo ya determinado. Una operación posterior de escurrido permite eliminar la mayor cantidad de agua que aún contiene la fruta, previo al escaldado.

A pesar de tratarse de tres procesos con diferentes objetivos, el resultante de tales operaciones es el mismo. Por un lado, una fruta con mayor grado de limpieza, y por el otro, el agua contentiva de los contaminantes y que debe ser evacuada. La Figura 85, muestra una configuración preliminar en un plano lateral de los tres procesos y las diferentes características que deben determinarse para cada uno de ellos.

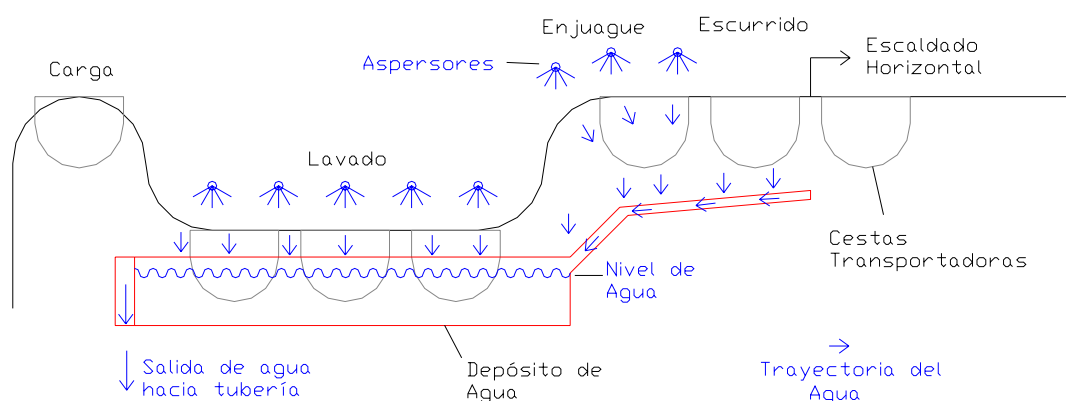


Figura 85. Configuración Preliminar del Lavado – Enjuague – Escurrido. Plano Lateral.

Para el análisis de estos procesos debe profundizarse en las dos trayectorias fundamentales que forman parte de todo el conjunto y que se muestran, también, en la Figura 85. En primer lugar, lo referente al desplazamiento de las cestas por medio de la cadena transportadora, que anteriormente fue analizado; y en segundo lugar, la trayectoria de los fluidos encargados de realizar la operación de limpieza. Este último aspecto toma en cuenta la entrada y la salida del agua, así como la geometría del depósito para el lavado.

4.3.1. TUBERÍAS:

Establecer la cantidad de agua necesaria para el lavado de la fruta es quizás uno de los principales inconvenientes que presentan este tipo de maquinarias, pues esto depende del nivel de contaminación que la fruta pueda traer del campo. Por esta razón, se incorpora al diseño el uso de válvulas de control que permitan variar la cantidad de agua usada para estos procesos, de manera que el usuario final tenga la posibilidad de escoger la cantidad del vital fluido a usar, de acuerdo a las características que presente la materia prima en cada momento.

En la Figura 86 se muestra la configuración geométrica seleccionada para la entrada y salida de agua para cada proceso. Las líneas de color azul representan la entrada del agua potable para la operación de enjuague, mientras las rojas representan la entrada de agua con cloro para la operación de lavado. La línea gris es la salida de agua de todo el sistema.

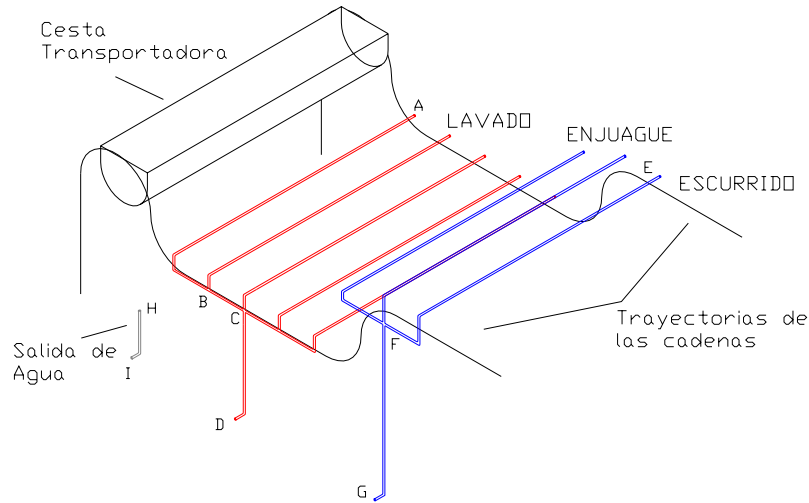


Figura 86. Disposición de tuberías.

La presión de agua en la entrada del sistema depende del suministro de agua potable y de las condiciones de bombeo aplicadas en la instalación procesadora de frutas. No se disponen de datos precisos para la presión en la salida de los aspersores, pues esta variable está sujeta a los requerimientos de limpieza de la superficie del producto, así como a las características de éste. Las tuberías seleccionadas para la entrada y salida de agua dentro del sistema se muestran en la Tabla N° 29, en la que se han escogido tuberías de acero Schelude 40 (**Anexo M**). Esta selección se basa en la economía del diseño y en la continuidad del caudal en cada trayecto.

Tramo	Operación	No. Tuberías empleadas	Diámetro (mm, in)
A-B	Lavado	5	3,18 (1/8)
B-C	Lavado	2	6,35 (1/4)
C-D	Lavado	1	19,05 (3/4)
E-F	Enjuague	3	3,18 (1/8)
F-G	Enjuague	1	9,53 (3/8)
H-I	Salida	1	31,75 (1.1/4)

Tabla N° 29. Tuberías de entrada y salida. (Fuente: Potter, 1998)

Los aspersores son mecanismos destinados a esparcir un líquido a presión. El uso de estos, dentro del sistema, originará la presión de agua necesaria que incidirá sobre la superficie del producto y así, efectuar la operación de limpieza. A los terminales de las tuberías deben adicionarse los agujeros correspondientes a estos aspersores de agua cuyo diámetro se recomienda entre 2 *mm* y 5 *mm*, espaciados 0,15 *m* entre ellos.

Todas estas características conforman el sistema de tubería de agua para las fases de lavado y enjuague. La elección tentativa de estas configuraciones se hace de acuerdo a la similitud con maquinarias destinadas al lavado de frutas y hortalizas. Un análisis más exhaustivo podría generar resultados distintos, pero para ello, deben conocerse las condiciones de la planta procesadora donde será aplicado el diseño y así poder evaluar la presión en la entrada del sistema y las pérdidas por fricción en cada tubería.

4.3.2. DEPÓSITO DE AGUA:

Este depósito, que se aprecia en la Figura 87, tiene como finalidad servir el cuerpo de agua necesaria para la inmersión de las frutas dentro de la operación de lavado. La traslación de las cestas transportadoras en su interior permite el desplazamiento relativo entre las frutas y el líquido, con la consecuente remoción de las partículas contaminantes adheridas a la superficie del producto. También, recoge el agua proveniente de los aspersores y que se desliza a través de las frutas y las cestas. Las partículas contaminantes finas flotan en la superficie y son extraídas a través de un canal lateral, mientras las partículas gruesas, se alojan en el fondo del depósito hasta un posterior mantenimiento.

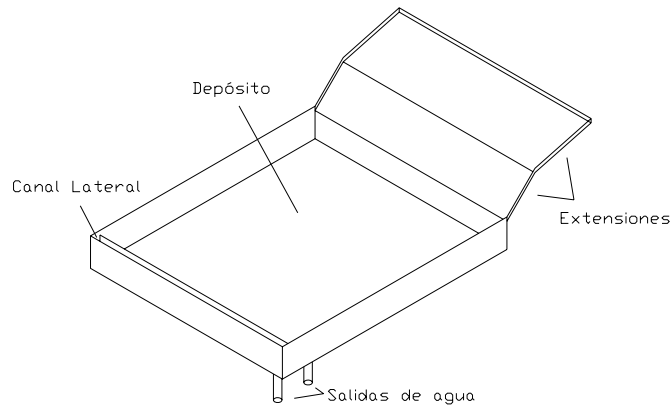


Figura 87. Depósito de Agua.

Las extensiones, mostradas a la derecha de la figura, están encargadas de recoger el agua proveniente de las operaciones de enjuague y escurrido, usadas nuevamente en el lavado de las frutas. Esta incorporación permite disminuir la cantidad de agua usada para todo el proceso, al compararla con otros diseños encargados de la limpieza de la materia prima. Las recomendaciones de especialistas en Tecnología de Alimentos están orientadas al ahorro del vital líquido y a la factibilidad higiénica de procesar las frutas en la fase de lavado con el agua residual del enjuague, siempre que todo el proceso implique una renovación constante del líquido.

Las dimensiones del depósito vienen dadas por las condiciones ya descritas de las cestas transportadoras y el sistema de tracción, con el objetivo de evitar interferencias entre sus elementos. Con base en este principio, se establecen diferentes medidas para el ancho, el largo y la altura que posee el depósito y que se muestran en el apéndice.

La salida del agua del depósito se produce por un canal lateral que permite la extracción de los contaminantes finos. Para el vaciado del depósito se dispone de una salida adicional ubicada en el fondo, en la cual, con el uso de un obturador se procede a la apertura o el cierre de dicha salida para labores de mantenimiento. Adicionalmente, el uso de filtros removibles en ambas descargas permite la remoción

inmediata de las tierras densas acumuladas en cada operación, lo que implica una revisión constante por parte del operario para evitar que se impida el paso del agua.

El fluido y las partículas residuales provenientes de ambas descargas se recogen por medio de la tubería de descarga hasta su salida del sistema. Es recomendable el tratamiento posterior de este líquido antes de su vertido o reciclaje.

La tecnología de alimentos establece que el fondo de los depósitos debe tener una pendiente de inclinación que permita el drenaje de los fluidos y los entes contaminantes. Recomendando además, la utilización de curvas suaves en las paredes del depósito que eviten la acumulación de sólidos. Por ello, se aconseja en su construcción la utilización de soldadura de filete, desbastada y pulida, que se ha descrito anteriormente. Para la construcción del depósito se usan láminas de acero inoxidable AISI 304 de $\frac{1}{2}$ ".

4.3.3. CONFIGURACIÓN FINAL:

La configuración final del lavado, enjuague y escurrido que se muestra en la Figura 88, no solo muestra las características geométricas finales de los procesos, sino que además, permite por medio de la simulación establecer las posibilidades de interferencia entre la cesta transportadora durante su recorrido, y los diferentes elementos que conforman a cada fase, incluyendo el sistema de tracción que se ha propuesto. Esta simulación se realiza bajo el programa Autodesk Inventor Versión 5.0.

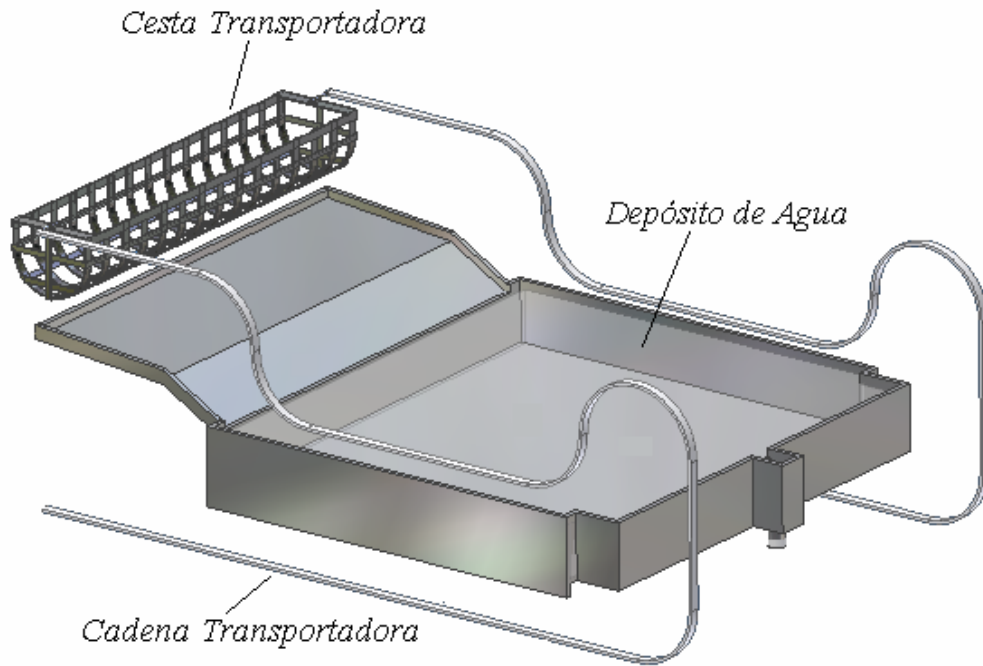


Figura 88. Lavado – Enjuague – Escurrido.

Otra fase de importancia durante la transformación de la fruta es el escaldado, y por ello, debe realizarse el análisis de este proceso para adaptarlo a las condiciones de todo el sistema.

4.4. ESCALDADO.

El principal objetivo del escaldado consiste en inactivar las enzimas presentes en la fruta, además de otros efectos adicionales ya vistos. Para el diseño presentado, esta operación se lleva a cabo por medio de la inyección de vapor en un cuarto cerrado parcialmente por donde transitan las cestas transportadoras, así como se aprecia en la Figura 89.

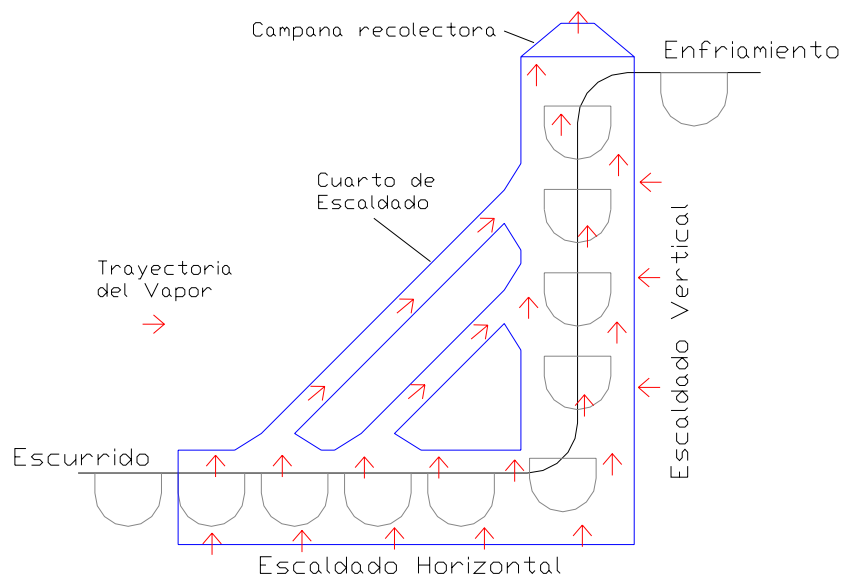


Figura 89. Configuración Preliminar del Escaldado. Plano Lateral.

La cesta transportadora ingresa al cuarto de escaldado proveniente de la fase de escurrido, dando inicio al baño de vapor de la fruta en un recorrido horizontal. Un cambio de dirección posterior obliga a la cesta a transitar verticalmente dentro del cuarto, aún bajo la acción del vapor, hasta su salida a la fase de enfriamiento. La incorporación de un trayecto vertical tiene como propósito el ahorro del vapor usado en este proceso, al aprovechar la columna formada en este recorrido. Adicionalmente, el vapor residual del escaldado horizontal es dirigido por medio de conductos hasta incorporarlo a la columna de ascenso, originando un ahorro mucho mayor. Para el estudio de esta operación, resulta necesario el análisis de los elementos que

conforman la configuración preliminar y que se refieren al cuarto de escaldado, la entrada y salida del vapor, y los aislantes a usar.

4.4.1. CUARTO DE ESCALDADO:

En el interior de esta geometría transita la cesta transportadora mientras es realizado el escaldado, cumpliendo como labor principal retener el vapor en los alrededores de las frutas sometidas a tal operación, manteniendo una temperatura uniforme en todo el recorrido. Para el mango, esta temperatura de escaldado es aproximadamente de $80^{\circ} C$. Mientras menores sean las dimensiones del cuarto de escaldado, se reducen los costos en consumo de vapor y materiales, teniendo como principal limitación la interferencia con las cestas transportadoras. Estas configuraciones se muestran en la Figura 90.

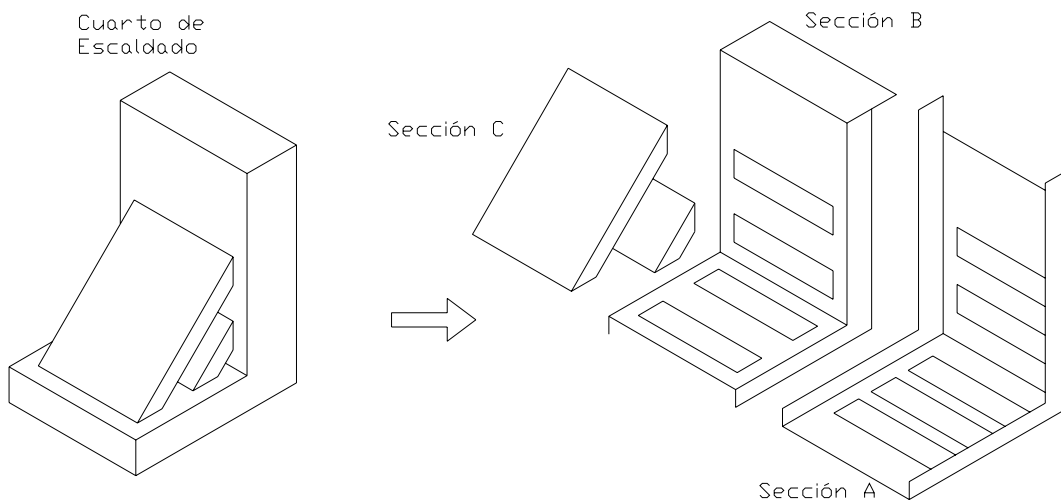


Figura 90. Cuarto de Escaldado.

El material a usar en la construcción de este elemento es el acero inoxidable AISI 304 y las dimensiones específicas se encuentran en los planos finales. Tal como se describe en la figura, para el montaje del cuarto de escaldado se utilizan tres secciones principales construidas en láminas de $\frac{1}{2}''$. La unión entre estas partes se

logra por medio de pernos, que a su vez la fijan a la estructura de la máquina. Los agujeros rectangulares, usados en la sección A, obedecen a la incorporación de elementos que permitan la entrada del vapor del cuarto.

4.4.2. ENTRADA Y SALIDA DEL VAPOR:

Las operaciones de escaldado utilizan vapor de agua saturado a una presión cercana a los 150 *kPa*. La temperatura del cuarto es controlada por la cantidad de vapor que ingresa y por las condiciones termodinámicas de éste. Para la entrada de este fluido al cuarto de escaldado se incorpora un sistema de distribución de vapor que se muestra en la Figura 91. Estos sistemas se incorporan a los agujeros rectangulares de la sección A de la Figura 90, usándose un total de 5 de estos elementos en el escaldado de la fruta.

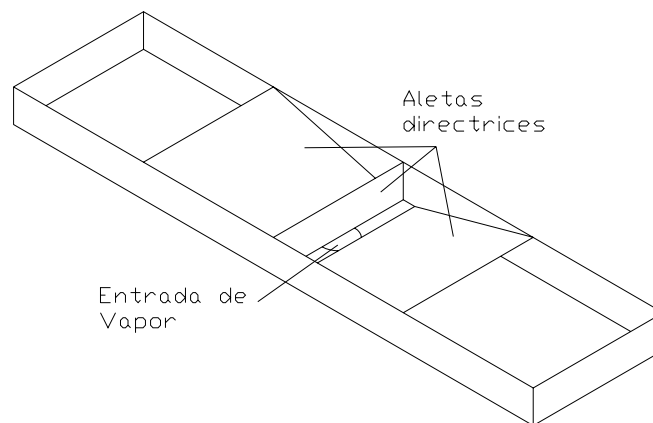


Figura 91. Sistema de distribución de vapor.

La distribución del vapor se logra por medio de canales circulares que lo obligan a expandirse por todo el cuarto. Cada sistema cuenta con válvulas de control de entrada que permiten regular la cantidad de vapor que ingresa, con el objetivo de controlar la temperatura en cada sección del proceso.

La salida de vapor del sistema se logra por medio de una campana recolectora del fluido residual en la parte superior del proceso, cuya geometría se observa en la Figura 92. De esta forma, el vapor es contraído para ser evacuado del sistema por medio de tuberías.

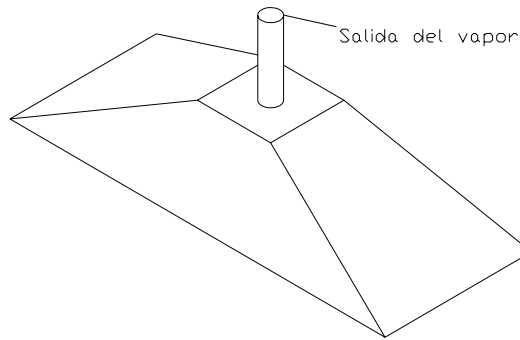


Figura 92. Campana recolectora.

Ambos elementos son construidos en láminas de acero inoxidable AISI 304 y son adheridos a la geometría del cuarto de escaldado por medio de pernos. Las dimensiones de cada elemento que los conforman se encuentran en el apéndice.

4.4.3. AISLANTES:

Para minimizar las pérdidas de calor en las paredes del cuarto, es importante incorporar un sistema de aislamiento exterior. En este tipo de aplicaciones y para rango de temperaturas de trabajo equivalentes, el tipo de aislante recomendado son los bloques y planchas de espuma de uretano, cuyas propiedades se aprecian en la Tabla N° 30.

Tipo	Intervalo de temperatura (°C)	Conductividad térmica ($mW/m^{\circ}C$)	Densidad (kg/m^3)
Bloques y planchas de espuma de uretano	Hasta 150	16 – 20	25 – 65

Tabla N° 30. Bloques y planchas de espuma de uretano. (Fuente: Holman, 1998).

4.4.4. CONFIGURACION FINAL:

Determinar las características exactas de la transferencia de calor que ocurre en este proceso de escaldado puede resultar una labor sumamente complicada, al desconocerse los valores de la conductividad térmica de la materia prima y a la variedad en la forma, tamaño y tipo de las frutas que son procesadas en estos sistemas. A sabiendas de esto, los sistemas de escaldado que actualmente se usan en la industria, controlan la transferencia de calor en el proceso por medio de las condiciones termodinámicas del vapor en la entrada, y por medio de ensayo y error determinan la configuración adecuada para cada tipo de fruta. El diseño propuesto no escapa de tales dificultades y por ello se propone la incorporación de un sistema de control de temperatura, que posteriormente será analizado.

La Figura 93 muestra la configuración final del proceso de escaldado dentro del sistema. Además, permite la simulación del movimiento de la cesta transportadora con la finalidad de evitar interferencias con los elementos que forman parte de esta fase. El programa Autodesk Inventor Versión 5.0 sirve de software para tal simulación.

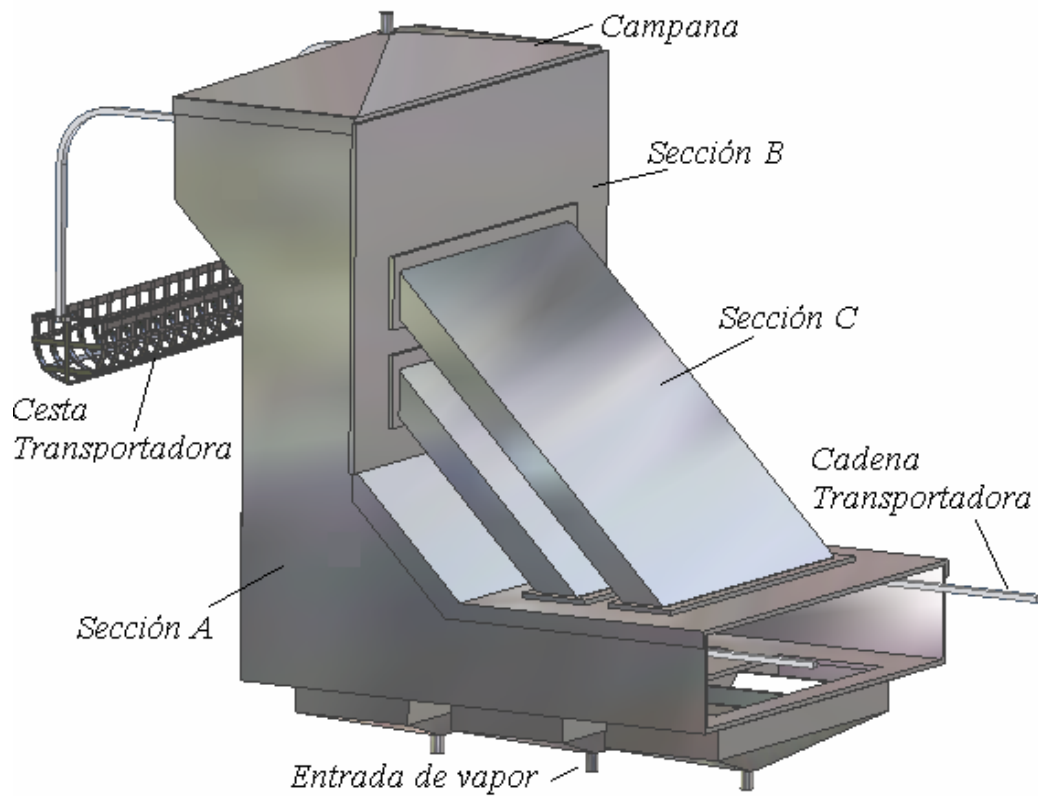


Figura 93. Configuración Final del Escaldado.

Otros procesos importantes para el análisis radican en la entrada y la salida de las frutas del sistema, y los diferentes mecánicos que son usados en cada uno de ellos.

4.5. SISTEMA DE CARGA Y DESCARGA.

En la búsqueda de la automatización del diseño se incorporan elementos mecánicos para la entrada y la salida de la materia prima en el sistema. Esto obedece a la necesidad de limitar la intervención humana en este tipo de procesos, sin otro fin que el de garantizar la higiene de los alimentos durante las transformaciones a las que son sometidos. Indudablemente, la incorporación de estos elementos trae consigo un aumento en los costos iniciales del sistema, los cuales pueden ser resarcidos con la disminución en la mano de obra.

4.5.1. CARGA:

Tal como se describió previamente, la carga del sistema se realiza en el punto superior de la rueda catarina 3 de la Figura 70, a una altura de 1100 mm. La configuración propuesta para la entrada de la fruta al sistema es la que se observa en la Figura 94, en el que la materia prima es depositada inicialmente en el interior de la bandeja de recepción. Un pequeño ángulo de inclinación las hace caer hasta el elemento giratorio que las deposita en las cestas transportadoras.

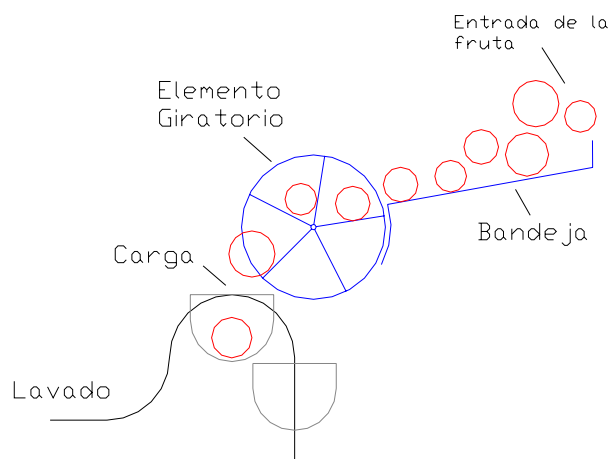


Figura 94. Configuración Preliminar del Sistema de Carga.

La recepción en la bandeja viene dado por la introducción de las frutas por parte del operario o por un proceso automático anterior. Esta entrada puede hacerse por lotes, dependiendo del tipo de carga a emplear. La bandeja (Figura 95) además, es la encargada de trasladar las frutas hasta el elemento giratorio. Cuenta con un ángulo de inclinación de 10° que permite la caída de las frutas por su propio peso sin que adquieran una velocidad significativa.

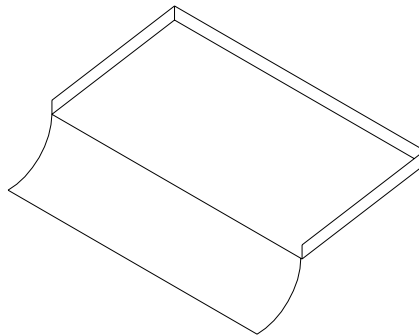


Figura 95. Bandeja de recepción.

Finalmente, el elemento giratorio, observado en la Figura 96, tiene como principal misión separar la cantidad de frutas adecuada para cada cesta, al permitir por medio del giro de sus compartimientos tomar la cantidad adecuada de frutas para su depósito en dichas cestas. Para ello, la rotación del elemento debe sincronizarse con la velocidad de traslado de las cestas, de manera que las frutas entren en ellas justo en el punto superior de la rueda catarina.

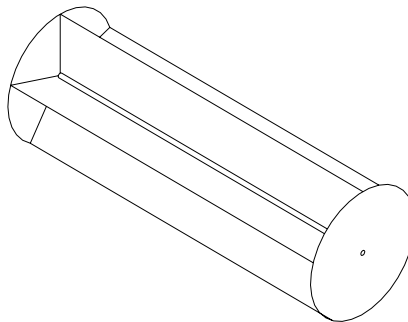


Figura 96. Elemento giratorio.

Este elemento giratorio está relacionado con la rueda catarina por medio de una transmisión de cadena que le da el movimiento necesario, y consta de 5 compartimientos iguales de 160 *mm* de distancia radial, y un eje de 12,7 *mm*. Para una velocidad de 0,01 *m/s*, y una distancia entre cestas de 0,25 *m*, el tiempo que tarda una cesta en llegar al punto inicial de la anterior (t_C) es de 25 *s*. Sabiendo que el ángulo entre dos compartimientos (\mathcal{G}_R) es de 72° [1,26 *rad*], la velocidad angular del elemento giratorio C debe ser,

$$W = \frac{\mathcal{G}_R}{t_C} = \frac{1,26rad}{25s} = 0,05rad / s = 0,48rpm \quad (52)$$

De la ecuación (39), se tiene,

$$r_V = \frac{0,63rpm}{0,48rpm} = 1,31 \quad (40.2)$$

Para esta transmisión se emplea una cadena N° 80, según ANSI, y que fue seleccionada en la Tabla N° 23 . Seleccionando ruedas de 11 y 15 dientes, se tiene, de la fórmula (41), que la velocidad real de salida es,

$$n_2' = 0,63rpm \left(\frac{11}{15} \right) = 0,46rpm \quad (42.2)$$

Cuyo valor es totalmente aceptable. Realizando un análisis similar a la transmisión de cadena anterior se encuentra, del **Anexo J2**, un diámetro para la rueda pequeña de 101,6 *mm*, para la rueda grande de 134,6 *mm*, una longitud de cadena de 33 pasos y una distancia central teórica 10 pasos ó 279,4 *mm* dadas por las condiciones geométricas.

Adicionalmente deben añadirse los respectivos cojinetes y longitud del eje de soporte para la rueda catarina 3. La configuración final del sistema de carga se

muestra en la Figura 97, a la que se le ha realizado la simulación de movimientos con el propósito de evitar interferencias.

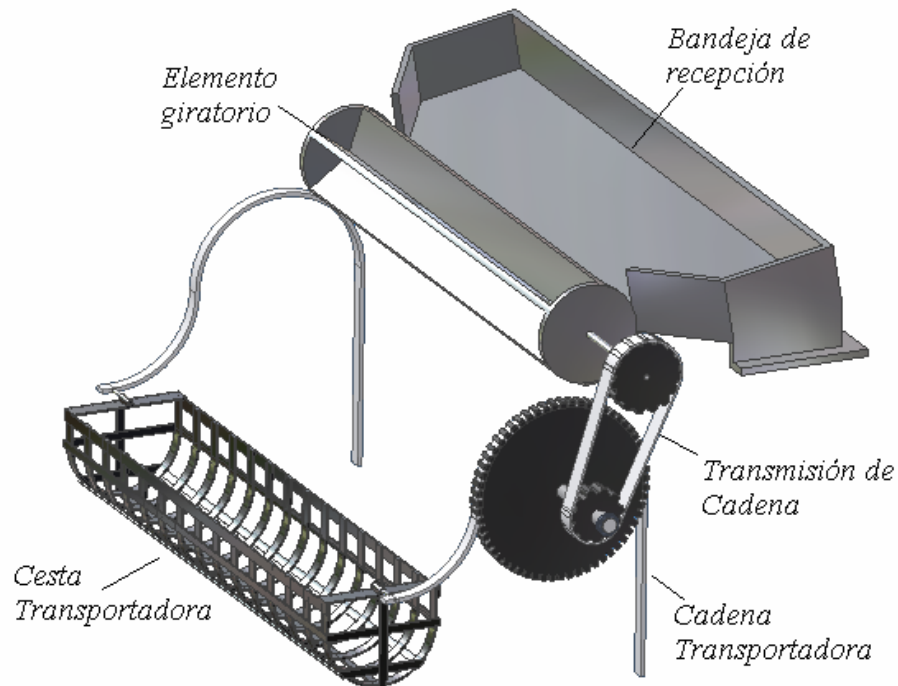


Figura 97. Configuración Final de la Carga del Sistema.

4.5.2. DESCARGA:

La descarga del sistema se realiza entre algún punto de la rueda catarina 10 y la 11 de la Figura 70. Esta se realiza por medio de unas barras de pivote que permite el giro de la cesta transportadora hasta evacuar todas las frutas que se hallan en su interior, tal cómo lo muestra la Figura 98.

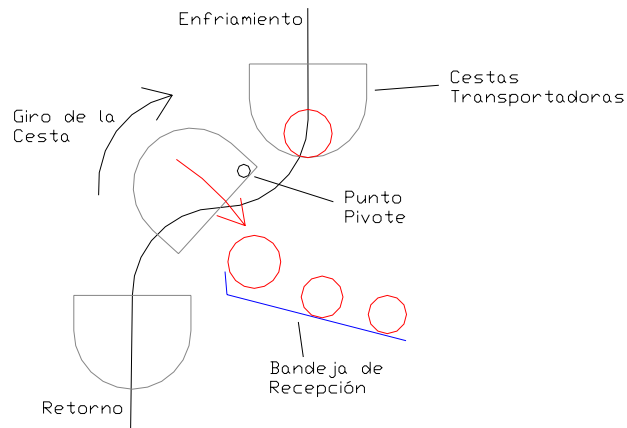


Figura 98. Configuración Preliminar de la Descarga del Sistema.

Las barras de pivotes se enganchan en las cestas transportadoras mientras estas descienden procedentes del enfriamiento, y van a permitir el giro de ellas hasta liberar su carga. Estas barras están adheridas a la estructura de la máquina y son elementos fijos. Las frutas al abandonar la cesta son recogidas por una bandeja hasta su salida hacia el Despulpado – Refinado. La simulación computacional de esta fase resulta de suma importancia para determinar las condiciones de descarga y su configuración final se muestra en la Figura 99.

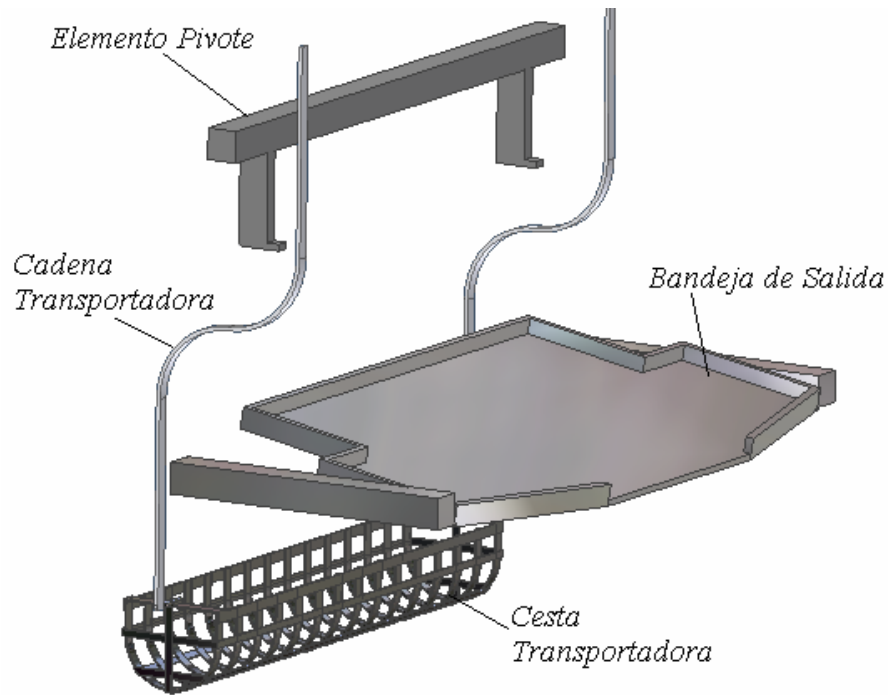


Figura 99. Configuración Final de la Descarga del Sistema.

Analizadas las diferentes geometrías y elementos para cada fase del sistema resulta necesario establecer la configuración tentativa para la estructura que soportará todos los componentes que conforman el Sistema de Lavado – Escaldado.

4.6. ESTRUCTURA.

La estructura del diseño representa una de las más importantes variables a considerar, pues ella soportará todas las cargas y tensiones que ocurren en cada punto del sistema y de este factor dependerá la estabilidad de toda la máquina. En la Figura 100 se indican, en un plano lateral del diseño, los puntos sometidos a cargas y tensiones de consideración, y con ello establecer una geometría preliminar para la estructura representada por las líneas azules de la figura.

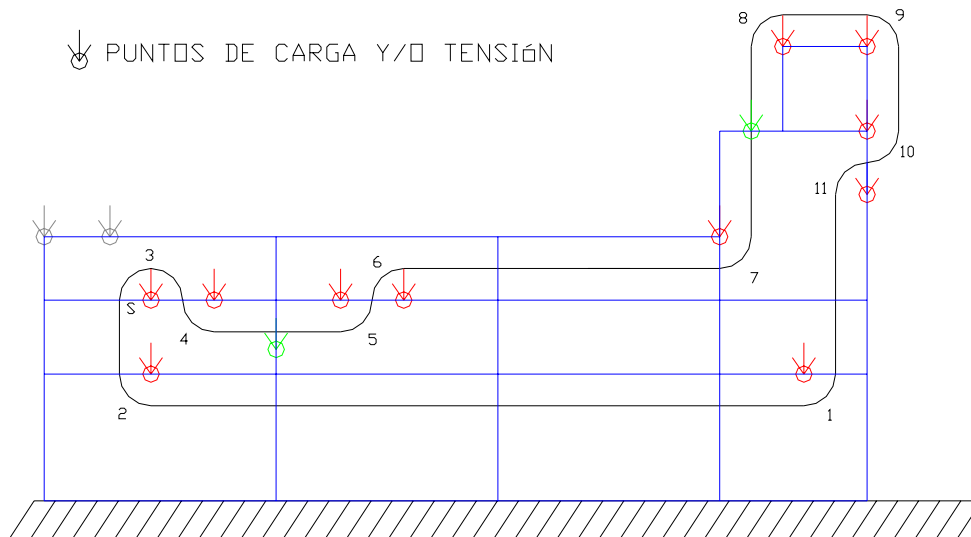


Figura 100. Cargas y tensiones del diseño. Plano Lateral.

Las flechas rojas representan la carga producida por la acción de los ejes de soporte de las ruedas catarinas, las verdes por la carga producida por el depósito de lavado y el cuarto de escaldado, y las grises por el sistema de carga. La estructura propuesta pretende tomar en cuenta todos estos puntos de tensiones y que resultan los de mayor sensibilidad. Debido a la geometría del diseño, se emplea para la construcción de dichos soportes tubería estructural cuadrada ASTM-A de 60 x 60 mm, cuyas indicaciones se encuentran en el **Anexo N**. La configuración tridimensional preliminar se muestra en la Figura 101.

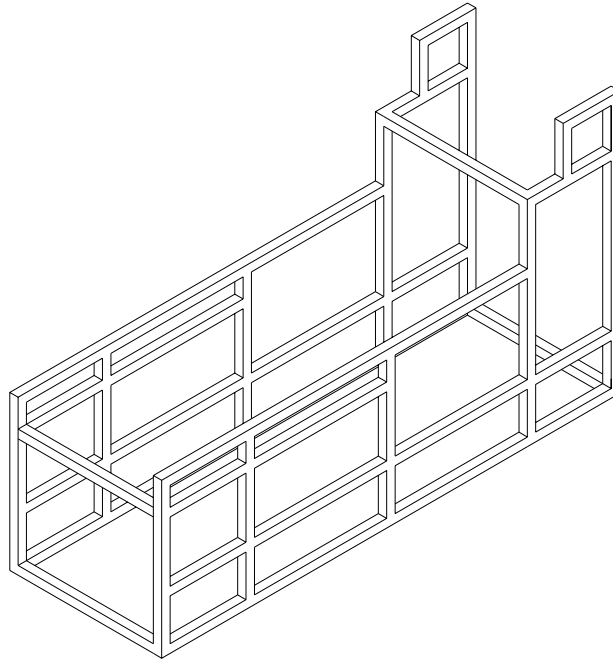


Figura 101. Configuración Preliminar de la Estructura.

Esta configuración será definitiva en la medida que no interfiera con los procesos que forman parte del sistema y que ya se han descrito. La simulación final de todo el diseño, que incluye montaje y operación, determina las condiciones geométricas finales a ser empleadas. Resulta necesario un análisis más exhaustivo de las condiciones de carga para la estructura y verificar si soporta estas solicitaciones a las que está sometida. Los planos definitivos se encuentran en el apéndice. Con esta configuración, ya es posible determinar la geometría final de todo el sistema y evaluar las posibilidades de interferencia por medio de la simulación computacional.

4.7. CONFIGURACION FINAL DEL SISTEMA.

La configuración final del sistema obedece a dos criterios principales en los que se ha desarrollado el diseño propuesto, el primero trata sobre el desarrollo analítico del sistema de tracción empleado y que se ha detallado exhaustivamente en este capítulo; el segundo se refiere a los diferentes elementos que conforman cada uno de los procesos que ocurren en la máquina, incluyendo la estructura final. Para estos últimos, la simulación computacional, recreada en el programa Autodesk Inventor, dicta la geometría de dichos elementos en cada fase, con el objetivo expreso de evitar interferencias o choques entre ellos cuando el sistema se encuentra en movimiento. La configuración final del sistema puede observarse en las Figuras 102 y 103, con vista frontal y trasera en primer plano respectivamente. Las especificaciones de cada elemento se detallan en el apéndice.

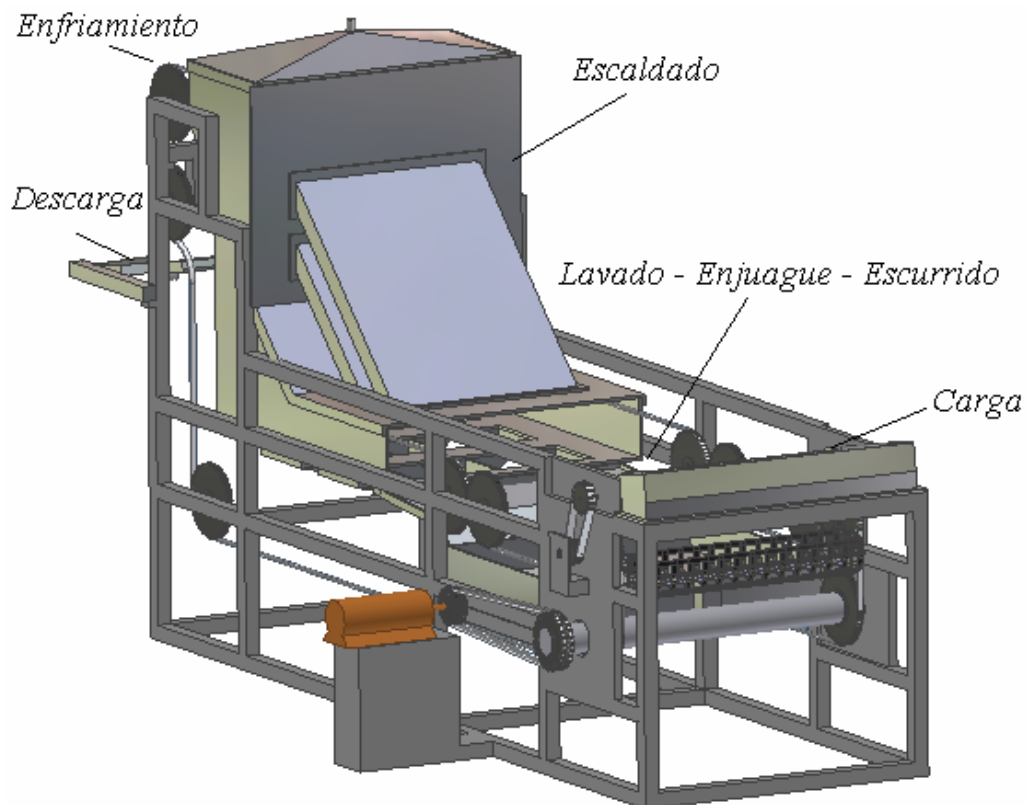


Figura 102. Configuración Final del Sistema A.

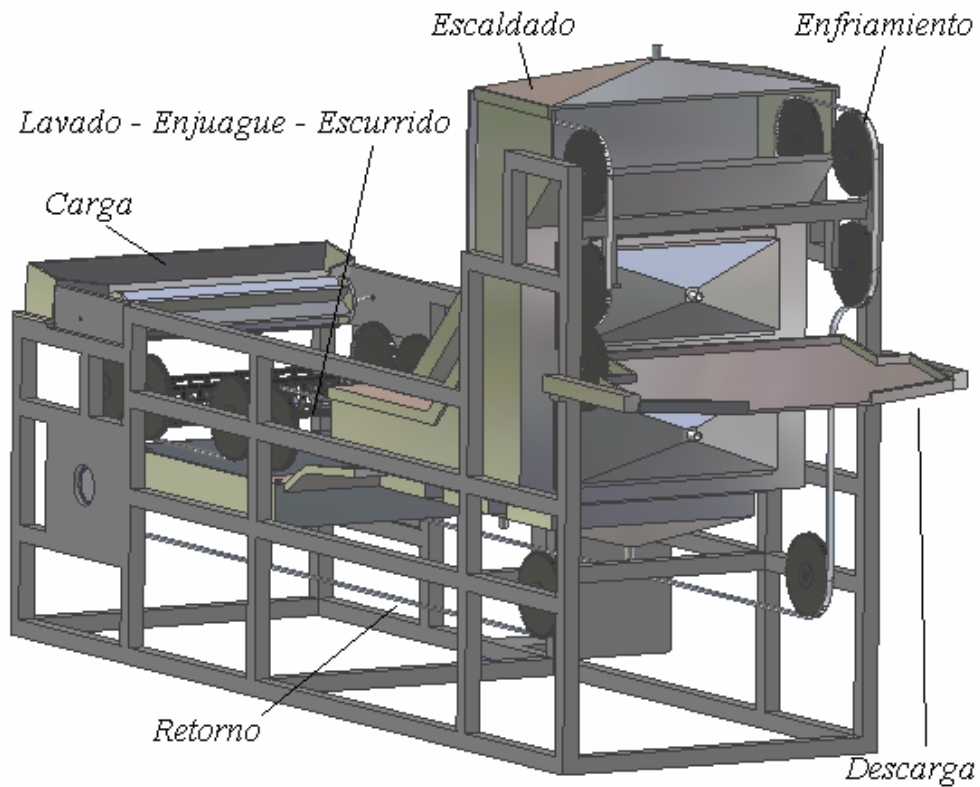


Figura 103. Configuración Final del Sistema B.

Para evitar accidentes laborales deben añadirse a estas geometrías las respectivas protecciones que aíslen al usuario de los elementos que representen un peligro inminente para su salud, en especial de aquellos componentes que se encuentran en movimiento. Estas adiciones se muestran en el apéndice.

Ya determinada la configuración final del Sistema de Lavado – Escaldado, ahora es necesario establecer las características del Sistema de Despulpado – Refinado, que trata sobre los otros dos procesos de importancia para la obtención de la pulpa de mango.

CAPITULO 5

SISTEMA DE DESPULPADO - REFINADO

El lavado y el escaldado del mango se refieren a dos procesos preparativos para la transformación final de la fruta que se fundamenta en el despulpado y refinado de la misma. Por primera vez, se incidirá exhaustivamente en la geometría inicial de la materia prima para la obtención del producto final. En estas fases, se logra la separación de los tres componentes que conforman la estructura del mango (piel, semilla y pulpa) con la finalidad explícita del aprovechamiento de una de ellas. En este sentido, se desarrolla un mecanismo inicial que ha permitido desde hace ya varios años separar la pulpa de los otros componentes. Las modificaciones presentes en este diseño tienen como propósito inicial la conjugación del despulpado y el refinado en un solo paso, para lograr así, una mayor automatización e higiene de todo el proceso.

El sistema de Despulpado – Refinado se fundamenta en la operación de tamizado cilíndrico, en la que una mezcla de partículas sólidas (solubles e insolubles), de diferentes tamaños, se separan en dos o más fracciones pasándola por un tamiz. Esto es posible gracias al giro de unas paletas interiores que proveen la fuerza centrífuga necesaria a la fruta para su desmembramiento en sus paredes. El tamiz es una superficie cilíndrica que contiene cierto número de aperturas que son atravesadas por el material soluble, que en este caso, se trata de la pulpa.

Como primer paso para el desarrollo de este mecanismo es necesario el estudio del eje que proporcionará la rotación requerida por las paletas y que representa la parte esencial del diseño.

5.1. EJE IMPULSOR.

Como su nombre lo indica, este eje es el encargado de proporcionar el movimiento angular y transmitir la potencia necesaria en las paletas para efectuar la operación de tamizado. La configuración preliminar del conjunto eje – paletas, se muestra en la Figura 104, en la que se han incorporado dos paletas para cada operación con un ángulo de 180° entre ellas.

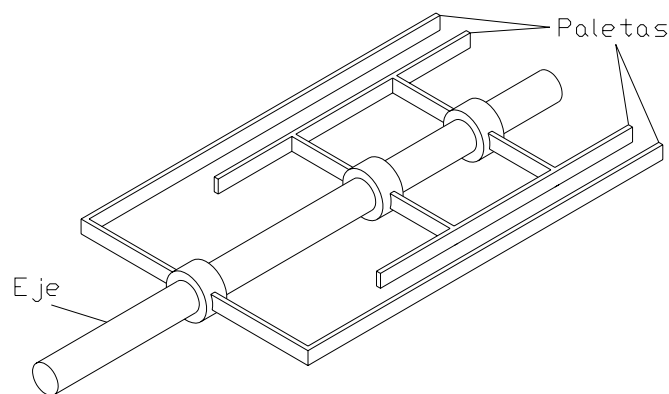


Figura 104. Configuración Preliminar Eje – Paletas.

La longitud del eje viene dado por el tiempo de residencia del mango durante el tamizado, cuyo valor depende nuevamente de las condiciones de la fruta. Se determina una longitud total de 1 metro para el eje, mientras que el tiempo que tarda el mango en realizar ambas operaciones es controlado por la inclinación de todo el sistema. Para realizar el análisis de las cargas actuantes en el eje impulsor es necesario establecer la configuración detallada de las paletas, así como la velocidad de rotación requerida por el proceso.

5.1.1. PALETAS:

En la Figura 104 se pueden distinguir dos tipos de paletas empleadas en el sistema, las usadas en la operación de despulpado y las aplicadas para el refinado. Además de la evidente diferencia geométrica entre ellas, el punto de apoyo en el eje

es distinto, así como la magnitud de la carga en cada una de ellas. Estas cargas obedecen a la fuerza centrífuga actuante en el proceso y que es transmitida desde los terminales de las paletas hacia la fruta. Todas estas razones obligan a que se estudie cada caso individualmente.

5.1.1.1. Despulpado:

Las paletas de despulpado (Figura 105) constan de tres platinas principales, una longitudinal y dos transversales. La platina longitudinal es la que permite la unión entre las paletas y los terminales de esta, por medio de los pernos aplicados en cada uno de los agujeros que contiene. Las platinas transversales representan la unión entre las longitudinales y los soportes. Ambas están elaboradas con Acero Inoxidable AISI 304 descrito previamente y la unión entre ellas se logra por medio de soldadura.

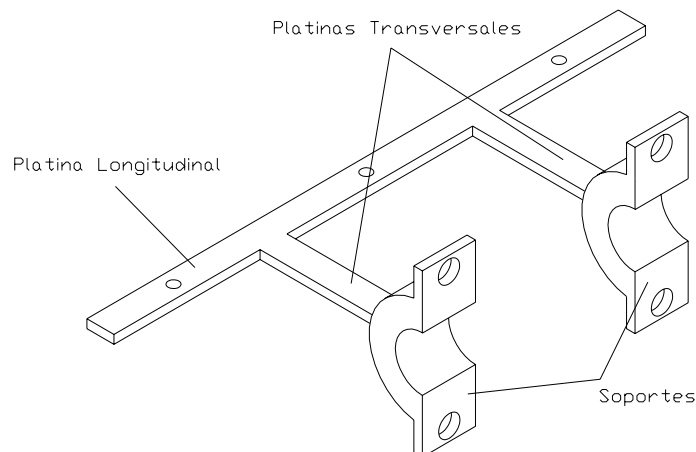


Figura 105. Paletas del despulpado.

Para poder dimensionar los elementos que conforman estas paletas, es necesario realizar un análisis de las fuerzas que actúan sobre cada uno de ellos, representadas en el diagrama de la Figura 106, en el que se estudia el proceso de despulpado para una sola fruta en un plano frontal.

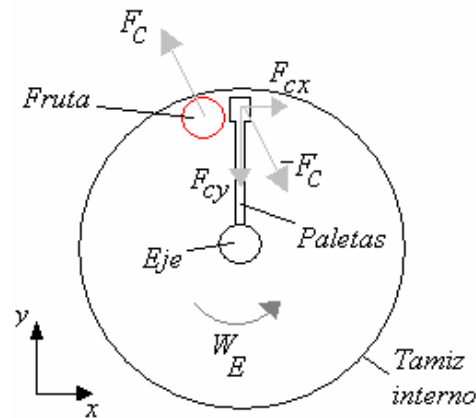


Figura 106. Análisis de Fuerzas.

Este análisis se fundamenta en la transmisión de fuerzas entre los terminales de las paletas y la fruta sometida al despulpa. Esta fuerza centrífuga es originada por el giro en una órbita circular (tamiz) de una masa (fruta) con una velocidad angular determinada. Para el mango, la velocidad de rotación (*rpm*) recomendada en el tamizado es de 650 *rpm*. De esta forma, el diámetro del tamiz (D_T) en metros, viene dado por,

$$D_T = \sqrt{\frac{126}{rpm}} \quad (53)$$

Sustituyendo,

$$D_T = \sqrt{\frac{126}{650}} = 0,44m = 440mm \quad (53.1)$$

La velocidad angular (W_E) es,

$$W_E = \frac{\pi N}{30} = \frac{\pi(650rpm)}{30} = 68,03rad / s \quad (54)$$

La fuerza centrífuga (F_C) que actúa sobre cada fruta resulta,

$$F_C = m(D_T / 2)W_E^2 \quad (55)$$

Para una fruta cuyo peso máximo es de 2 kg, se tiene,

$$F_C = (2kg)(0,44m / 2)(68,03rad / s) = 59,87N \quad (55.1)$$

Tal como se describe en la Figura 106, esta fuerza es la generada por el giro de la fruta en los límites del tamiz y proporcionada por el contacto con las paletas rotantes. Estas paletas están bajo la acción de una fuerza de igual magnitud a las centrífugas pero en sentido opuesto, la cual puede descomponerse en los dos planos de trabajo suponiendo un ángulo de 45° entre la dirección de la fuerza y los ejes coordenados, de la siguiente forma,

$$F_{CX} = F_{CY} = F_C \text{sen}45^\circ = 59,87N(\text{sen}45^\circ) = 42,33N \quad (56)$$

Donde (F_{CX}) y (F_{CY}) son los componentes de la fuerza centrífuga en los planos x y y de la Figura 106. Tal como se describió en el capítulo anterior, el ancho máximo (a_F) para el mango de mayor tamaño es de 160 mm (0,16 m), por lo que, la magnitud de la fuerza por unidad de longitud es de,

$$q_{CX} = q_{CY} = \frac{F_{CX}}{a_F} = \frac{42,33N}{0,16m} = 264,59N / m \quad (57)$$

Este valor es el que finalmente se transmite a todo el largo del terminal de la paleta, y de aquí a la platina longitudinal que lo soporta. En la Figura 107, se observan las fuerzas que actúan sobre esta platina.

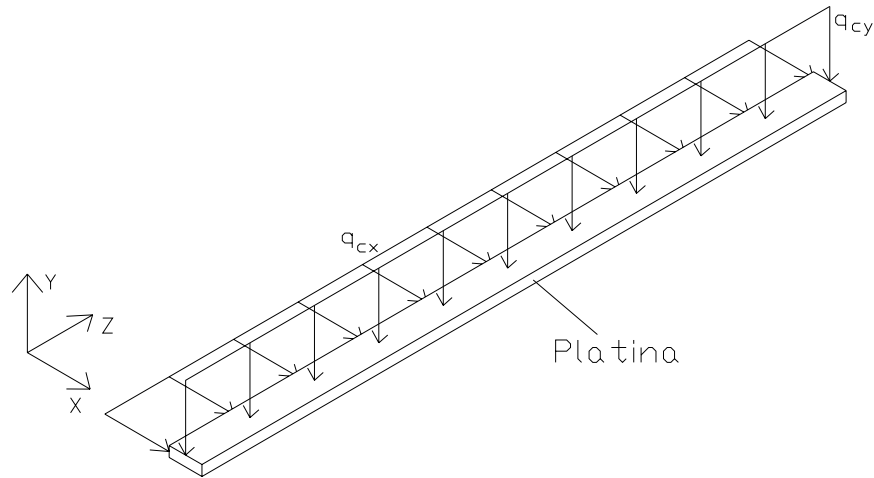


Figura 107. Fuerzas en la platina longitudinal.

Debido a que el análisis de cargas producidas en la platina es similar tanto en los planos xz y yz , se procede a desarrollar el estado de fuerzas en este último para determinar la mínima sección cuadrada que debe poseer esta platina. Los diagramas de cuerpo libre, fuerza cortante y momento flector se muestran en la Figura 108.

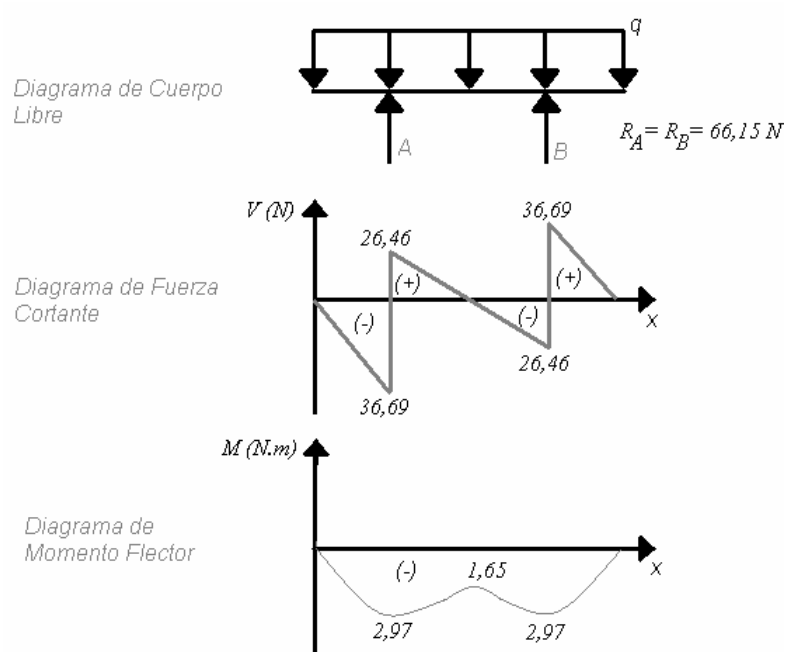


Figura 108. Diagramas para la platina longitudinal.

De estos diagramas se obtiene una Fuerza Cortante Máxima de $39,7 N$ y un Momento Flector Máximo de $2,97 N.m$. Superponiendo ambos planos de trabajo, se obtiene una Fuerza Cortante Máxima de $56,14 N$ y un Momento Flector Máximo de $4,2 N.m$. El centro de inercia de una sección cuadrada es $l/2$ y el momento de inercia equivale a $l^4/12$, siendo (l) el lado de la sección. Sustituyendo en (6),

$$S = \frac{l^4 / 12}{l / 2} = \frac{l^3}{6} \quad (6.4)$$

Para un factor de seguridad (FS) igual a 3, se encuentra en la ecuación (7),

$$S_{MIN} = \frac{4,2N.m(3)}{185,82MPa} = 6,78 \times 10^{-8} m^3 \quad (7.14)$$

Igualando los módulos de sección,

$$\begin{aligned} S &= S_{MIN} \Rightarrow \frac{l^3}{6} = 6,78 \times 10^{-8} m^3 \Rightarrow l^3 = 4,068 \times 10^{-7} m^3 \Rightarrow \\ &\Rightarrow l = 7,4 \times 10^{-3} m = 7,4 mm \end{aligned} \quad (7.15)$$

De esta forma, la mínima sección cuadrada para estas platinas es de $7,4 \times 7,4 mm$. Del **Anexo A**, la platina próxima superior a esta medida es de $1 \times 5/16 in$ [$25,4 \times 7,94 mm$], cuyas características se resumen en la Tabla N° 31.

	Ancho (mm, in)	Espesor (mm, in)	Largo (mm, m)
Platina Longitudinal	25,4 (1)	7,94 (5/16)	500 (0,5)

Tabla N° 31. Platinas Longitudinales de las paletas.

Para las platinas transversales, se usa esta misma configuración rectangular, suponiendo que la geometría final soporta las solicitaciones a las que son sometidas. En la Tabla N° 32, se muestran estas características.

	Ancho (mm, in)	Espesor (mm, in)	Largo (mm, m)
<i>Platinas Transversales</i>	25,4 (1)	7,94 (5/16)	140 (0,14)

Tabla N° 32. Platinas Transversales de las paletas.

5.1.1.2. Refinado:

Las paletas de refinado (Figura 109) constan de dos platinas principales, una longitudinal y otra transversal. La platina longitudinal dispone, al igual que las anteriores, de tres agujeros en donde se unen los terminales de las paletas. Las transversales permiten la unión entre las longitudinales y el eje. A diferencia del despulpado, ambas se relacionan en los extremos de cada una. Nuevamente se usa el Acero Inoxidable AISI 304 para su construcción y están unidas por medio de soldadura.

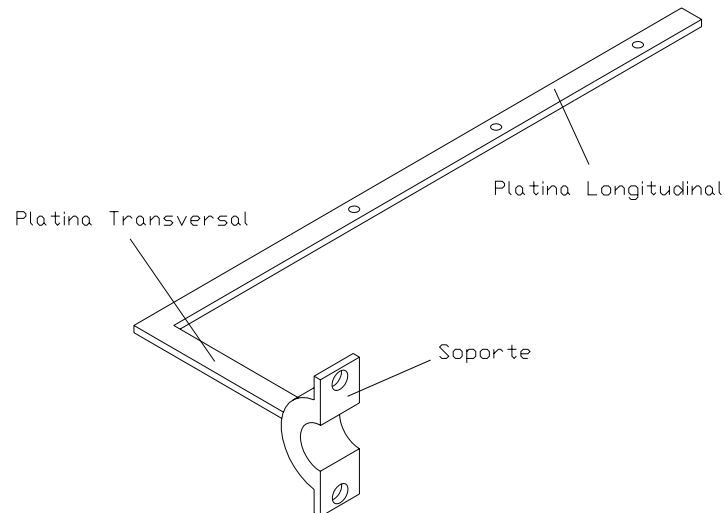


Figura 109. Paletas del refinado.

El análisis de estos componentes es similar al del despulpado, con la clara diferencia que la masa a la que se transmite la fuerza centrífuga ya no es la fruta entera, sino únicamente la pulpa obtenida del proceso anterior. Esto permite determinar que es posible usar la misma configuración de las platinas del despulpado

sin que se produzcan fallas durante el proceso. El resumen de esta selección está en la Tabla N° 33.

	Ancho (mm, in)	Espesor (mm, in)	Largo (mm, m)
<i>Platina Longitudinal</i>	25,4 (1)	7,94 (5/16)	700 (0,7)
<i>Platina Transversal</i>	25,4 (1)	7,94 (5/16)	225 (0,225)

Tabla N° 33. Paletas del refinado.

5.1.1.3. Soporte:

Los soportes representan la unión entre las paletas despulpadoras, en cada uno de sus puntos de apoyo, y el eje impulsor. Este se basa en un cuerpo circular que se fija por medio de pernos a la paleta contraria, tal como se muestra en la Figura 110. El apriete debe ser lo suficientemente considerable para evitar deslizamientos en el movimiento de las paletas con respecto al eje.

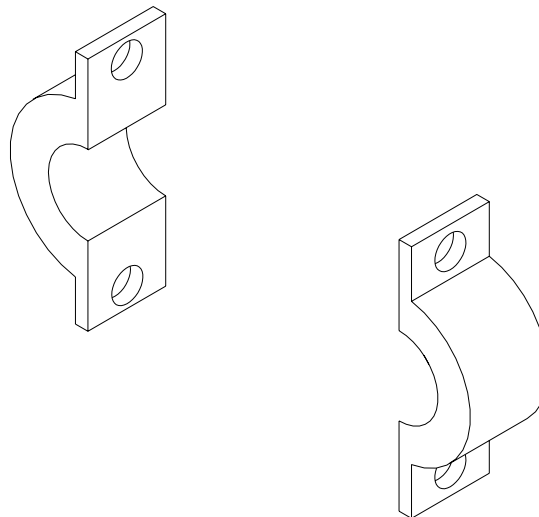


Figura 110. Soporte de las paletas.

Las medidas finales se encuentran en los apéndices, donde se ha determinado el espesor de cada sección de acuerdo al ancho de la platina longitudinal.

5.1.2. TRANSMISION DE POTENCIA:

Para efectuar la operación de despulpado es necesario incorporar el sistema de tracción que provea la potencia suficiente al eje para su funcionamiento. Este a su vez transmite la potencia necesaria a cada una de las paletas giratorias para producir el torque requerido en el proceso. Para cada paleta del despulpado, este torque viene dado por,

$$T_p = F_p b \quad (58)$$

Donde b es el brazo de la fuerza y que equivale a 215 mm ($0,215 \text{ m}$), y F_p es la fuerza tangencial, ya calculada, en los extremos de las paletas, y que es igual a las reacciones A y B de la Figura 108, es decir, $66,15 \text{ N}$. Sustituyendo resulta,

$$T_p = (66,15 \text{ N})(0,215 \text{ m}) = 14,22 \text{ N.m} \quad (58.1)$$

Suponiendo que para los tres puntos de apoyo de las paletas se tiene el mismo torque (para sobredimensionar), el resultante para el eje es,

$$T_E = 3(T_p) = 3(14,22 \text{ N.m}) = 42,66 \text{ N.m} \quad (59)$$

Por lo tanto, la potencia requerida por el eje resulta,

$$P_{OT} = T_E W_E = 42,66 \text{ N.m}(68,03 \text{ rad / s}) = 2902,16 \text{ W} \cong 3,9 \text{ HP} \quad (60)$$

Del **Anexo E**, para aplicaciones con motores de funcionamiento suave (motores eléctricos) y máquinas de carga no constante, se encuentra que el factor de servicio (F_S) es de 1,25. Para un motor de 4 HP y con velocidad de salida de 1200 rpm , se tiene que la potencia de diseño es, según la ecuación (39),

$$HP_D = 1,25(4HP) = 5HP \quad (39.2)$$

De la fórmula (40), la relación de velocidad resulta,

$$r_V = \frac{1200rpm}{650rpm} = 1,84 \quad (40.3)$$

Se escoge una rueda impulsora de 17 dientes para la transmisión, por lo que, la rueda conducida requiere, según (41),

$$N_2 = (17dientes)1,84 = 31,38dientes \quad (41.1)$$

Usando una rueda grande de 31 dientes, la velocidad real de salida es, de la ecuación (42),

$$n_2' = 1200rpm \left(\frac{17}{31} \right) = 658,06rpm \quad (42.3)$$

La cual es totalmente aceptable. Del **Anexo F**, se observa que la cadena No. 40 puede resultar satisfactoria para la transmisión requerida, con una capacidad de potencia (HP_R) de 6,45 *HP* para 1200 *rpm*. El **Anexo G1** y el **Anexo G2** indican que, para 17 dientes $K_1 = 1$; y para un cordón $K_2 = 1$. De esta forma la potencia corregida (HP_R') resulta igualmente de 6,45 *HP*, la cual es superior a la potencia de diseño, y por lo tanto, esta cadena es adecuada para la transmisión estudiada. En el **Anexo H** se encuentran las especificaciones para la cadena seleccionada, y que se resumen en la Tabla N° 34. Esta cadena requiere lubricación de disco o por baño.

Número de Cadena ANSI	Paso (mm, in)	Ancho (mm, in)	Resistencia mín. a la tensión (N)	Peso Medio (N.m)
40	12,7 (1/2)	7,94 (0,31)	13920	6,13

Tabla N° 34. Cadena ANSI 40.

Estas cadenas tienen un paso de $\frac{1}{2}$ " [12,7 mm]. Los diámetros de las ruedas dentadas pequeña y grande son, de 74,2 mm y 115,1 mm respectivamente. Para una distancia central nominal de 40 pasos, la longitud de la cadena es de 102 pasos ó 1295,4 mm. De esta forma, la distancia central teórica es 40,23 pasos ó 510,85 mm. El resumen de esta configuración, se muestra en la Figura 111.

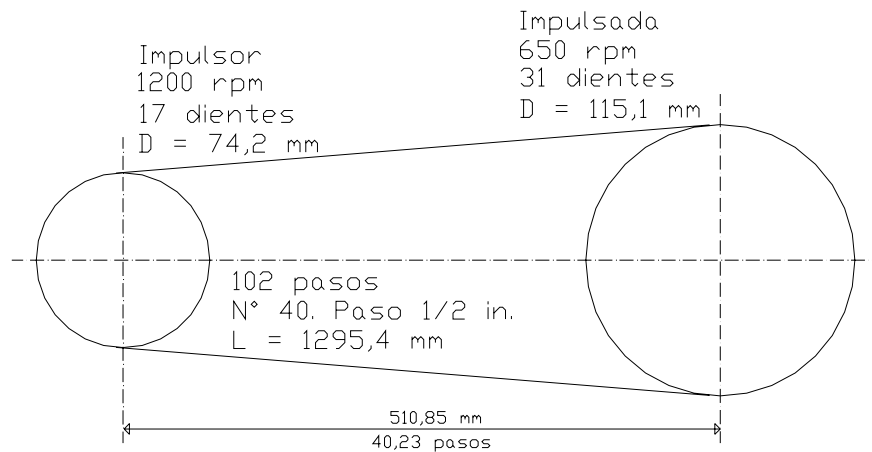


Figura 111. Transmisión de cadena en el despulpado - refinado.

5.1.3. CARGAS ESTATICAS:

Ya configurada la geometría de las paletas adheridas al eje y establecida las fuerzas que ocurren en cada una de estas uniones, resulta necesario determinar el diámetro mínimo a usar por este eje impulsor. Para ello, en primer lugar, se hacen las consideraciones estáticas usando la teoría del diseño de maquinarias, y en específico, la teoría de esfuerzo cortante máximo. El sistema análogo que sirve de base para este estudio se muestra en la Figura 112.

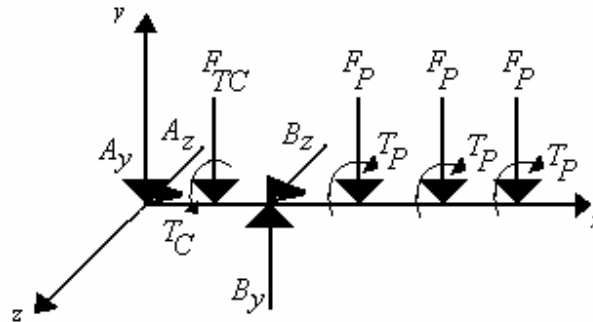


Figura 112. Sistema Análogo para el eje impulsor.

Las suposiciones a seguir para este análisis son:

- i. El sistema fuerza – par en los puntos de soporte de las paletas es igual en los tres casos.
- ii. La magnitud de la fuerza – par para las paletas es la establecida en la configuración del despulpado.
- iii. El peso de las paletas es despreciable en ambos casos.
- iv. Las cargas actuantes en cada punto se hallan en el mismo plano.
- v. El material es homogéneo.

Para la construcción de este elemento se usan las barras redondas de acero inoxidable mostradas en el **Anexo C**. La fuerza tangencial producida en el piñón es, según la ecuación (48),

$$F_{TC} = \frac{14,22N.m}{(0,105/2)m} = 270,88N \approx 271N \quad (48.3)$$

Los diagramas de momento flector (plano xy) y torque se observan en la Figura 113. La superposición de estos diagramas facilitará la determinación de la sección transversal crítica.

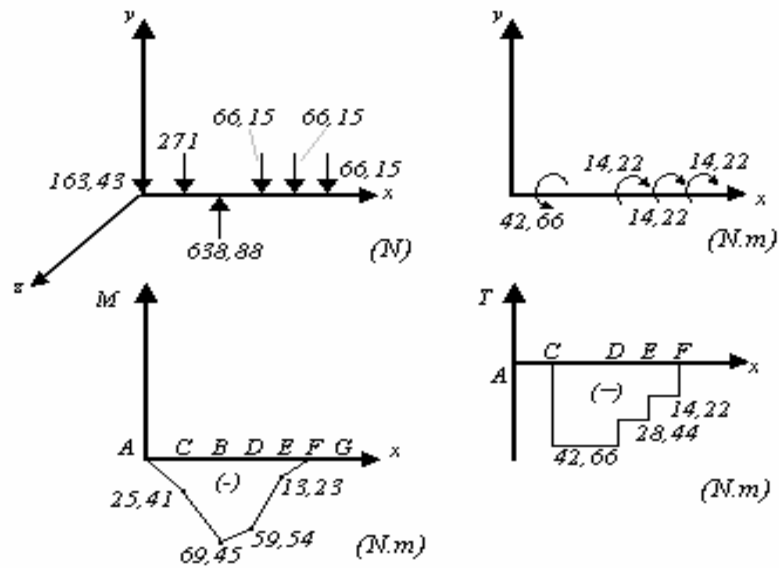


Figura 113. Diagramas para el eje impulsor.

De estos diagramas se determina que la sección crítica corresponde al apoyo en el punto B. El diámetro mínimo aceptable para el eje viene dado por,

$$D_E = \left[\frac{32FS}{\pi\sigma_{ADM}} \sqrt{M^2 + T^2} \right]^{1/3} \quad (61)$$

Usando un factor de seguridad (FS) igual a 3, de (9.2) en la ecuación (61), resulta,

$$\begin{aligned} D_E &= \left[\frac{32(3)}{\pi(196,13\text{MPa})} \sqrt{(69,45\text{N.m})^2 + (42,66\text{N.m})^2} \right]^{1/3} = \\ &= 2,33 \times 10^{-2} \text{m} = 23,33\text{mm} \end{aligned} \quad (61.1)$$

La medida normalizada superior para este tipo de ejes, según el **Anexo I** es de 1'' [25,4 mm], que se muestra en Tabla N° 35.

	Diámetro (mm, in)	Largo (mm, m)
<i>Eje impulsor</i>	25,4 (1)	1000 (1)

Tabla N° 35. Eje Impulsor del despulpado.

Ya conocido este diámetro mínimo para el eje impulsor, es necesario agregarle las modificaciones respectivas que permitan la incorporación del piñón de transmisión de potencia, los cojinetes de apoyo y las paletas. Esta nueva configuración para el eje se muestra en la Figura 114, cuyos detalles se muestran en el apéndice.

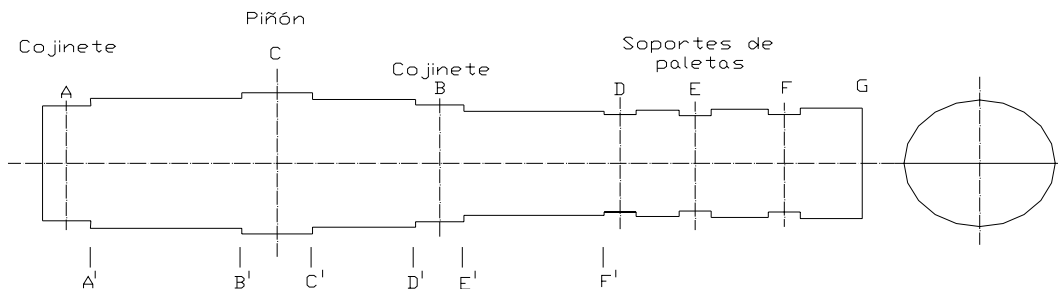


Figura 114. Configuración modificada para el eje impulsor.

5.1.4. FATIGA:

El estudio de las cargas dinámicas resulta de suma importancia dentro del análisis de fallas de un elemento que es sometido a una velocidad de rotación determinada. Para el eje que se ha diseñado, se realiza el estudio de fatiga para aquella zona donde probablemente ocurra una falla y así evaluar la duración de dicho elemento. Esto se logra determinando primero la resistencia de dicho punto y compararla con su valor de esfuerzo para la obtención de un nuevo valor para el diámetro mínimo. De la Figura 113 y 114, puede observarse que la sección de momento máximo B del eje no presenta factor de concentración de esfuerzo. Al punto E' de la Figura 114, corresponde menor sección transversal y mayor momento

flexionante, en comparación al punto D', por lo que, será este punto el que se someta al análisis de fatiga.

Del **Anexo C**, se tiene una resistencia última a la tracción (S_{UT}) de 70 kg/mm^2 [$686,46 \text{ MPa}$] y el límite de fluencia (S_Y) es 19 kg/mm^2 [$186,32 \text{ MPa}$]. Debido a que $S_{UT} \leq 1400 \text{ MPa}$, el límite de resistencia a la fatiga de la muestra de viga rotatoria (S_E') resulta,

$$S_E' = 0,504(S_{UT}) = 0,504(686,46 \text{ MPa}) = 345,98 \text{ MPa} \quad (62)$$

Del **Anexo O1**, para un material maquinado o estirado en frío, a es $4,51 \text{ MPa}$ y b es $-0,265$. De esta forma, el factor de superficie (k_A) es,

$$k_A = aS_{UT}^b = 4,51(686,46)^{-0,265} = 0,798 \quad (63)$$

Como $2,79 \leq D_E \leq 51 \text{ mm}$, el factor de tamaño (k_B) viene dado por,

$$k_B = \left(\frac{D_E}{7,62} \right)^{-0,1133} = \left(\frac{32}{7,62} \right)^{-0,1133} = 0,849 \quad (64)$$

Debido a que el eje está sometido a torsión y esfuerzos cortantes, el factor de carga (k_C) es de $0,577$. Como no hay cambios en la temperatura de trabajo, el factor de temperatura (k_D) es igual a la unidad. Para determinar el factor de concentración de esfuerzo (k_E), en el **Anexo O2**, se ingresa con los valores,

$$\frac{D}{d} = \frac{30}{28} = 1,07 \quad ; \quad \frac{r}{d} = \frac{1}{28} = 0,035$$

Obteniéndose un factor de concentración de esfuerzo teórico (k_T) de aproximadamente $1,3$. Del **Anexo P**, la sensibilidad a la muesca (q_M) es igual a $0,7$

para un radio de muesca (r_M) de 1 mm y una dureza Brinell de 160. El factor de reducción de resistencia a la fatiga (k_F) viene dado por la ecuación,

$$k_F = 1 + q(k_T - 1) = 1 + 0,7(1,3 - 1) = 1,21 \quad (65)$$

Finalmente, el factor de concentración de esfuerzo resulta,

$$k_E = \frac{1}{k_F} = \frac{1}{1,21} = 0,826 \quad (66)$$

De esta forma, el límite de resistencia a la fatiga del elemento mecánico es,

$$S_E = k_A k_B k_C k_D k_E S_E' \quad (67)$$

Sustituyendo estos valores ya determinados,

$$S_E = (0,798)(0,849)(0,577)(1)(0,826)345,98 MPa = 111,71 MPa \quad (67.1)$$

El diámetro mínimo a usar por el eje impulsor según las consideraciones de fatiga es,

$$D_E = \left\{ \frac{32FS}{\pi} \left[\left(\frac{M_{AE'}}{S_E} \right)^2 + \left(\frac{T_{ME'}}{S_{UT}} \right)^2 \right]^{1/2} \right\}^{1/3} \quad (68)$$

Donde $M_{AE'}$ es el momento y $T_{ME'}$ es el torque en el punto C', equivalentes a 68,56 N.m y 42,66 N.m respectivamente. Reemplazando en (68), se tiene,

$$D_E = \left\{ \frac{32(3)}{3,14} \left[\left(\frac{68,56 N.m}{111,71 MPa} \right)^2 + \left(\frac{42,66 N.m}{686,46 MPa} \right)^2 \right]^{1/2} \right\}^{1/3} = \quad (68.1)$$
$$= 2,66 \times 10^{-2} m = 26,62 mm$$

Este valor permite demostrar que la configuración mostrada en la Figura 114 no mostrará falla por fatiga, y por lo tanto, es adecuada para el trabajo requerido. Ahora, se puede seleccionar los cojinetes que servirán de apoyo al eje y que se alojan en los puntos A y B de esta figura.

5.2. SELECCION DE COJINETES.

La carga radial a considerar para la selección de cojinetes es la máxima que soporta el eje y que equivale a 638,88 N en el punto B. La pista interna del rodamiento es la que gira, por lo que, el factor de rotación es 1. Al sustituir valores en la ecuación (51), se observa que la carga de diseño es igual a la carga radial. El diámetro mínimo para la flecha es de 30 mm . El cojinete a emplear es el de una hilera de bolas.

Del **Anexo J**, la vida útil (L_{10}) recomendada para estas aplicaciones es de 30000 horas. Para un eje que gira a 653,85 rpm , la vida útil del diseño es, sustituyendo en (52),

$$L_D = (30000h)(653,85rpm)(60 \text{ min}/h) = 1,18 \times 10^9 \text{ rev} \quad (52.2)$$

De la ecuación (51),

$$C_D = 638,88N(1,18 \times 10^9 / 10^6)^{1/3} = 6751,18N \quad (51.3)$$

Del **Anexo L**, se obtiene que el cojinete a emplear es el mostrado en la Tabla N° 36, usando soportes de pie SNH 507 TG.

Designación	Diámetro interno (mm)	Diámetro externo (mm)	Ancho (mm)	Carga dinámica (N)	Carga Estática (N)
61906	30	47	9	7280	4550

Tabla N° 36. Cojinetes de bola para el soporte del eje impulsor del despulpado.

(Fuente: SKF, 1999)

Ya determinadas totalmente las características del eje impulsor y sus apoyos, resulta adecuado determinar la configuración final de este sistema de tracción.

5.3. SISTEMA DE TRACCION.

El sistema de tracción final incluye todos los componentes que requieren movimiento para realizar las operaciones de despulpado – refinado, desde el motor encargado de la generación de la potencia, hasta las paletas que hacen contacto con la fruta. Esta configuración se muestra en la Figura 115.

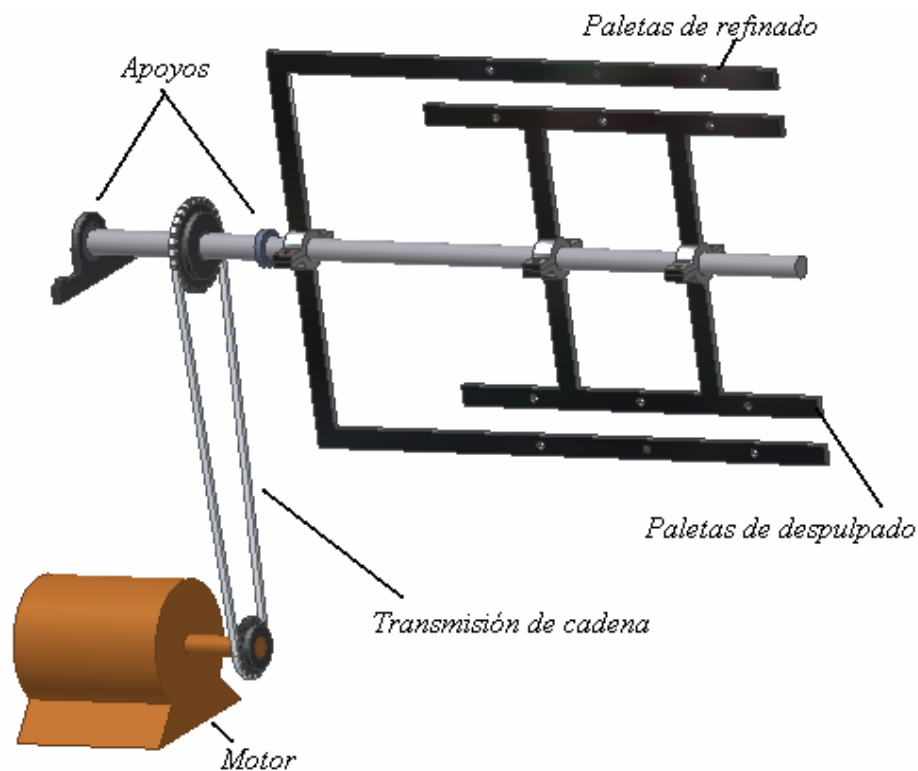


Figura 115. Sistema de Tracción.

Con base en las dimensiones ya determinadas para la tracción del sistema, es posible establecer la configuración de los demás componentes, siendo los tamices y los terminales de las paletas los de mayor importancia, ya estos que entran en contacto directo con la fruta para la formación de pulpa.

5.4. TAMICES Y TERMINALES.

Tal como se mencionó, el tamiz es un cuerpo cilíndrico que contiene cierta cantidad de agujeros, por los que se hace pasar la fruta para la obtención de pulpa. A diferencia de los existentes en el mercado, el sistema propuesto plantea la incorporación de un tamiz cilíndrico de doble pared, una para el despulpado y otra para el refinado. Para lograr la sujeción de este tamiz doble, primero debe establecerse la estructura que lo soporta, cuya configuración se muestra en la Figura 116.

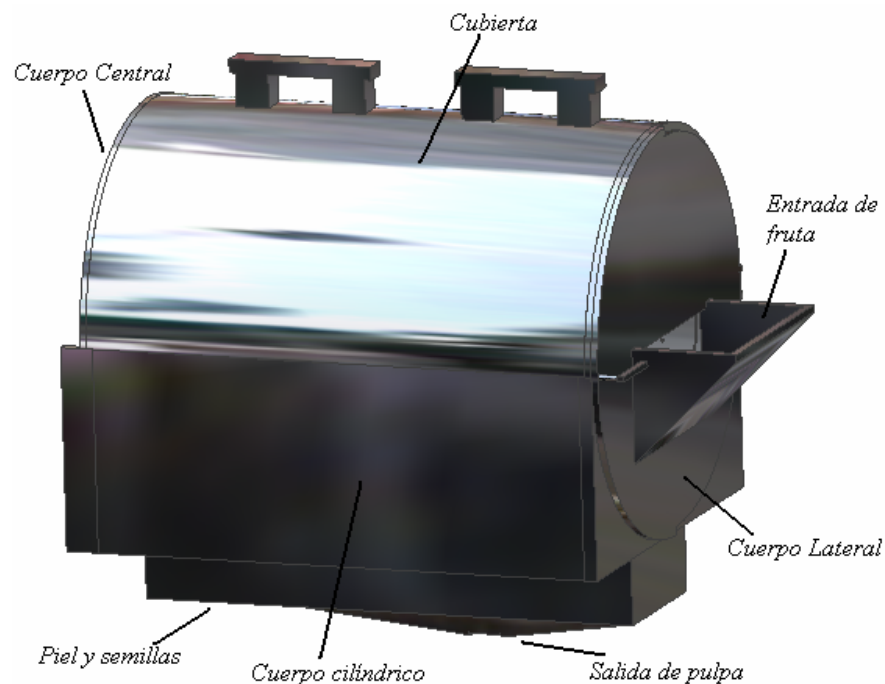


Figura 116. Elementos que conforman el despulpado - refinado.

En esta figura, se puede apreciar el montaje del eje y el tamiz en un cuerpo central ubicada justo en el apoyo B del eje impulsor, y una estructura lateral que funciona como cobertor y entrada de la materia prima. Además, la configuración de la salida de la pulpa por un lado, y los residuos (piel y semilla) por el otro.

5.4.1. TAMIZ:

Tal como se mencionó, el cuerpo central (Figura 117) es el que va a soportar al tamiz doble, por medio de cinco pernos que lo fijan en el extremo. Este cuerpo se apoya directamente sobre la estructura de la máquina. En su interior se aloja el cojinete central que sirve de soporte al eje. Adicionalmente, en la parte superior tiene un hombro que permite la colocación de la cubierta del proceso, como se verá posteriormente.

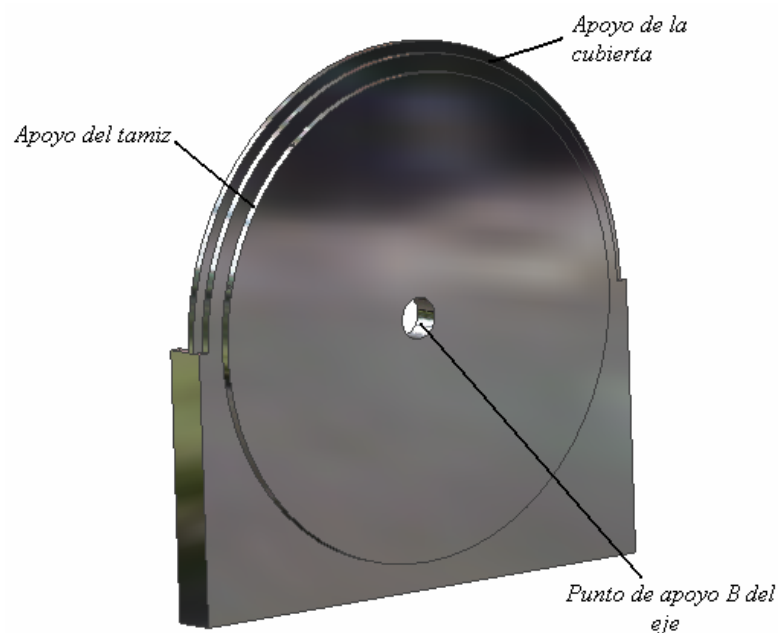


Figura 117. Cuerpo Central.

El tamiz doble se muestra en la Figura 118, y consta de dos cilindros unidos en un extremo. Para su construcción se usan láminas de Acero Inoxidable AISI 304, de $\frac{1}{4}''$ [6,35 mm].

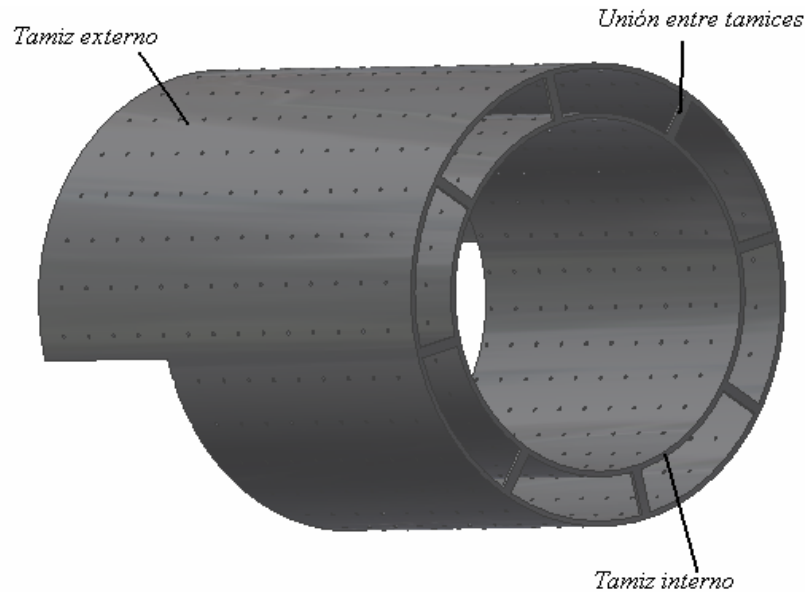


Figura 118. Tamiz doble.

El número de malla del tamiz es la cantidad de hilos por pulgada y aunque esta denominación ha desaparecido de las normas internacionales, aún sigue siendo usada en la industria. Para el mango se recomienda un tamiz para el despulpado de $1,524\text{ mm}$, mientras que en el refinado se recomienda un tamiz de $0,08\text{ mm}$ y estos valores son los que se emplean para el tamiz doble presentado. En el extremo del tamiz de refinado se adicionan los agujeros necesarios para fijarlo al cuerpo central que sirve de apoyo. Las dimensiones específicas, tanto para el tamiz, como para el cuerpo central, se encuentran en el apéndice.

5.4.2. ENTRADA Y SALIDA DE LA FRUTA:

La fruta ingresa al sistema de despulpado – refinado por el cuerpo lateral que se muestra en la Figura 116, y cuyos detalles se aprecian en la Figura 119. Las dimensiones exteriores de este cuerpo son similares a las del cuerpo central e igualmente se apoya en la estructura de la máquina. En su interior, se observa una escotilla que da la posibilidad, cuando está abierta, del cambio de los tamices y terminales de la paleta para su mantenimiento. Adicionalmente, esta compuerta tiene

adherido la cavidad por la que ingresa la fruta al sistema, permitiendo que ésta ingrese directamente a la zona de despulpado.

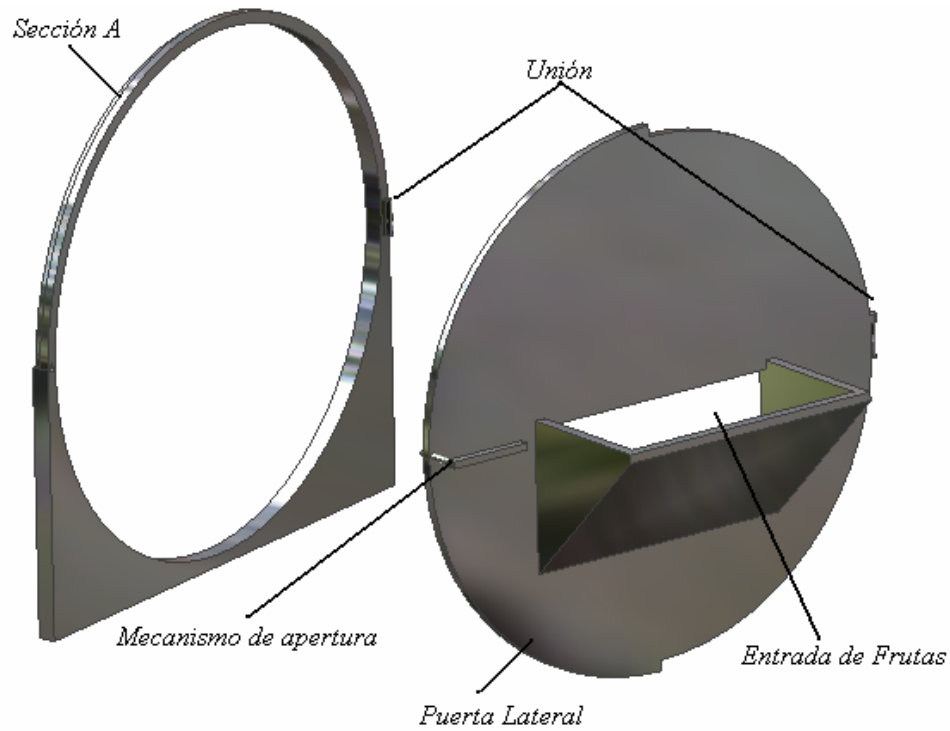


Figura 119. Cuerpo Lateral.

Para la salida de las frutas debe considerarse que por un lado se extrae la pulpa de mango que es la finalidad del sistema, y por el otro la piel y la semilla que para este caso representa el residuo de material. Para ello, se dispone de un doble cuerpo cilíndrico ubicado alrededor de la tamiz externa y que se observa en la Figura 120.

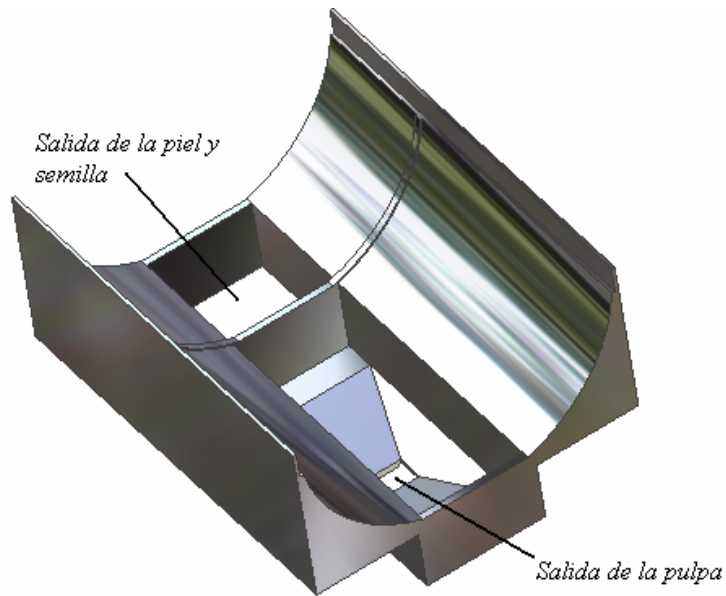


Figura 120. Cuerpo Cilíndrico de Salida.

El cuerpo cilíndrico derecho de la figura, es el más grande de ambos, y en él se obtienen la pulpa objeto de estudio. Está construido en acero inoxidable y se adhiere a dos vigas inferiores de soporte. La salida de la pulpa del sistema se logra por medio de una reducción inferior para ser recogida en envases o infiltrada en otro proceso. Igualmente, el cuerpo cilíndrico izquierdo de la figura se adhiere a las mismas vigas inferiores de soporte. En este caso, las dimensiones son menores y por medio de una apertura se obtienen los residuos del proceso (piel y semilla). Las dimensiones de todos estos elementos se detallan en el apéndice.

La tapa o cubierta (Figura 121) evita la salida de la pulpa formada al exterior evitando el contacto entre el medio ambiente y el producto que se obtiene. Además, minimiza la cantidad de aire que circula dentro del sistema, factor definitivo en la calidad de la pulpa obtenida.



Figura 121. Tapa o cubierta.

5.4.3. TERMINALES DE LAS PALETAS:

Los terminales de las paletas son los elementos que entran en contacto directo con las frutas para realizar el despulpado y refinado de la misma. Van sujetas a las platinas longitudinales de cada paleta por medio de pernos, tal como se describió anteriormente. Los materiales a emplear en el extremo de este terminal puede ser (según es usado en la industria) neopreno o cepillos de nylon, y para las consideraciones de este diseño, existe la posibilidad del intercambio de ambas opciones, de acuerdo a la preferencia del usuario. En la Figura 122, se observa la configuración de estos terminales para cada caso y las dimensiones finales se encuentran en el apéndice.

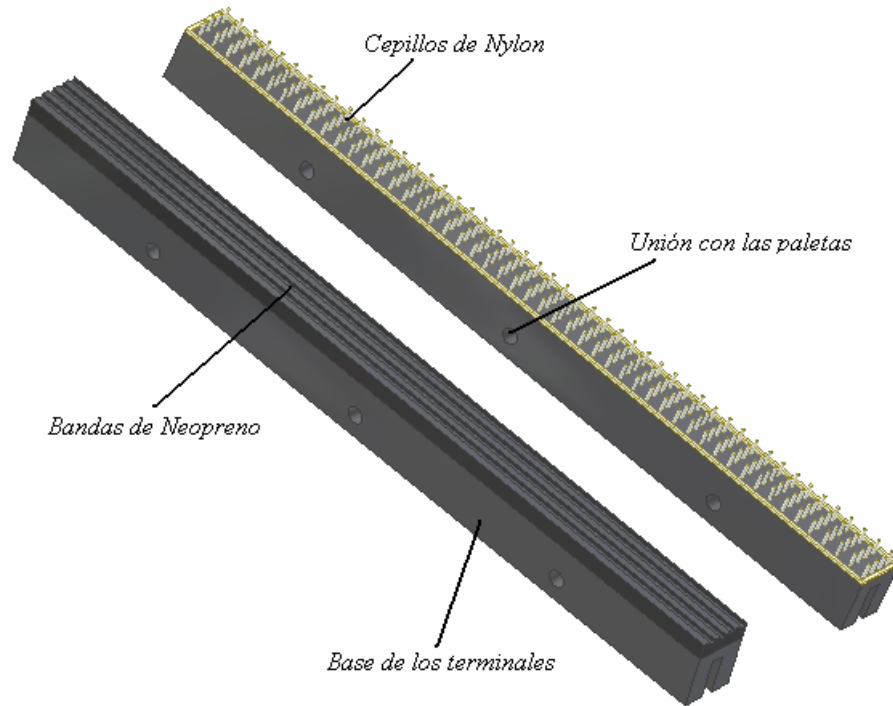


Figura 122. Terminales de las paletas.

5.4.4. PROTECTOR PARA EL EJE:

Más que un protector para el eje, la configuración mostrada en la Figura 123, representa seguridad para la persona encargada de operar el equipo, al minimizar la posibilidad de contacto con el eje en movimiento. Para ello, se dispone de un lámina cilíndrica alrededor del eje que permite aislarlo. Esta sujeto a la estructura de la máquina por medio de pernos, y su construcción se realiza con acero inoxidable. También funciona como aislante para el motor y la transmisión de cadena, aunque posee agujeros que permiten la ventilación del primero.

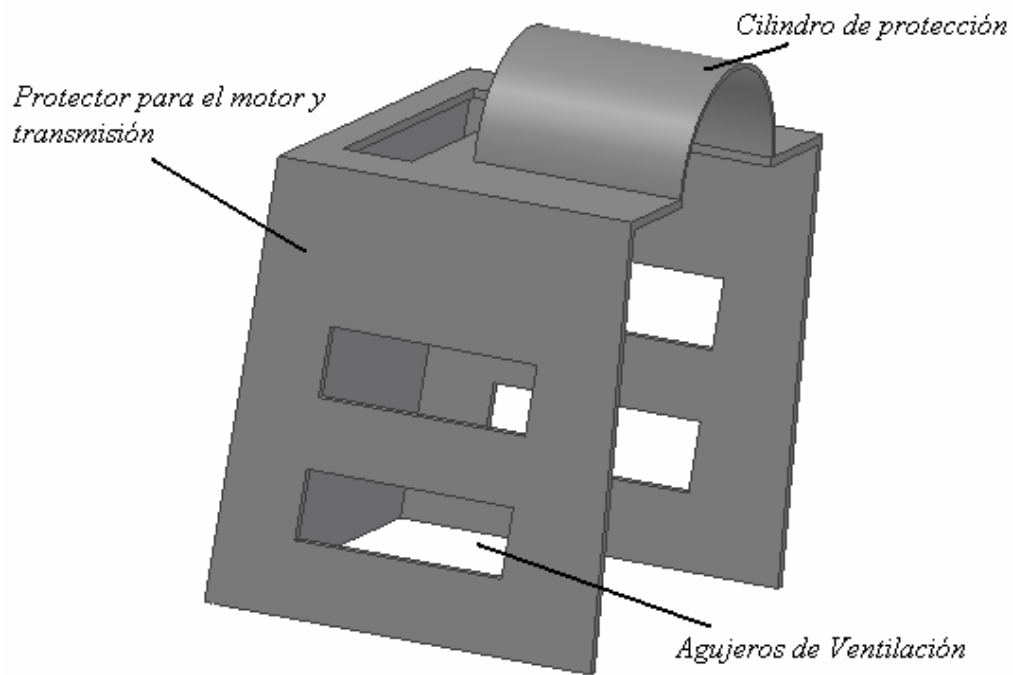


Figura 123. Protector para el eje.

Establecida la configuración del sistema de despulpa – refinado, aún resulta de importancia considerar la estructura que soporta toda la maquinaria y que sirve de apoyo para los elementos que la conforman.

5.5. ESTRUCTURA.

Tal como se hizo para el sistema de Lavado – Escaldado, para la configuración preliminar de la estructura de soporte para el sistema, se consideran los principales puntos de apoyo para cada elemento. En primer lugar, se tienen los soportes para los cuerpos que conforman el despulpado – refinado; en segundo lugar, los apoyos del eje impulsor; y por último el compartimiento para el motor. La estructura propuesta debe tomar en cuenta estos puntos de carga que resultan los de mayor sollicitación. Debido a la geometría del diseño, se emplea para la construcción de dichos soportes tubería estructural cuadrada ASTM-A de 60 x 60 mm, cuyas indicaciones se encuentran en el **Anexo N**. La configuración tridimensional preliminar se muestra en la Figura 124, en la que se han tomado en cuenta la altura adecuada para la estructura, basándose en las consideraciones de ergonomía, detalladas en el capítulo anterior, para la entrada de las frutas al sistema.

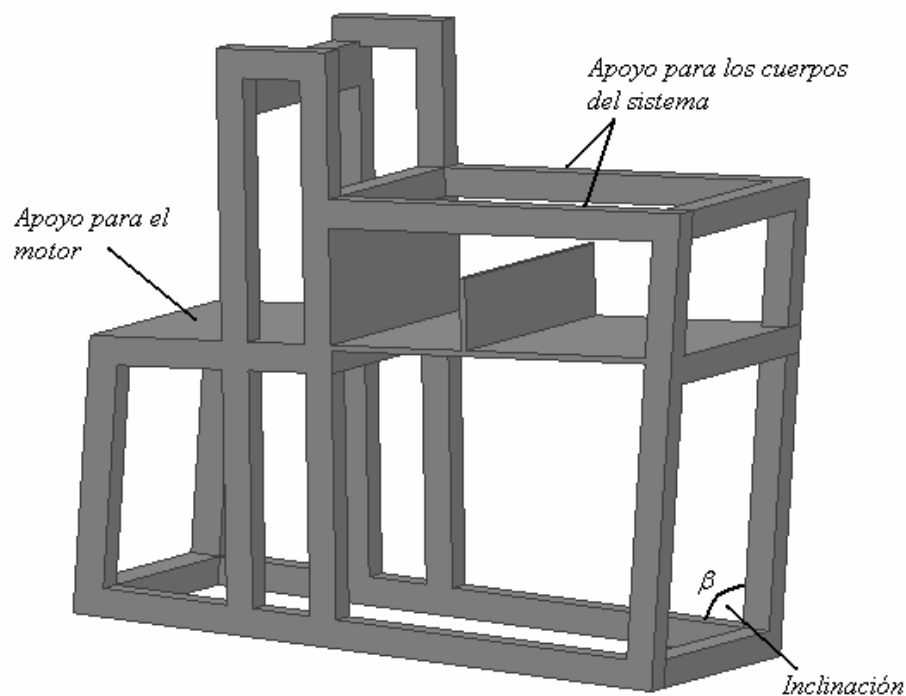


Figura 124. Estructura de soporte del Despulpado - Refinado.

Adicionalmente, se añade una inclinación de la estructura, siendo el punto superior aquel donde se encuentra la entrada de las frutas. Por observación de sistemas similares, esta inclinación es de 5° aproximadamente. El ángulo de inclinación del tamiz influye sobre el tiempo de residencia. Un ángulo demasiado grande (muy pendiente) dará como resultado un tiempo de residencia insuficiente, mientras que un ángulo muy pequeño puede reducir el flujo gravitatorio a través del tamiz.

Al igual que en el sistema anterior, no se pretende el estudio detallado de las sollicitaciones a las que está sometida la estructura. El propósito a seguir radica en evaluar las posibilidades de interferencia usando la simulación computacional por medio de la configuración final de todo del sistema.

5.6. CONFIGURACION FINAL DEL SISTEMA.

Para el sistema de Despulpado – Refinado se ha determinado las características detalladas del sistema de tracción que permite realizar las operaciones a las que se circunscribe el diseño. Con el uso del software Autodesk Inventor Versión 5.0, se pretende la definición de los demás elementos que conforman la máquina, evaluando las factibilidades de montaje y las posibilidades de interferencia. Todo esta configuración se resume en las Figuras 125 y 126, con vista frontal y trasera en primer plano respectivamente.

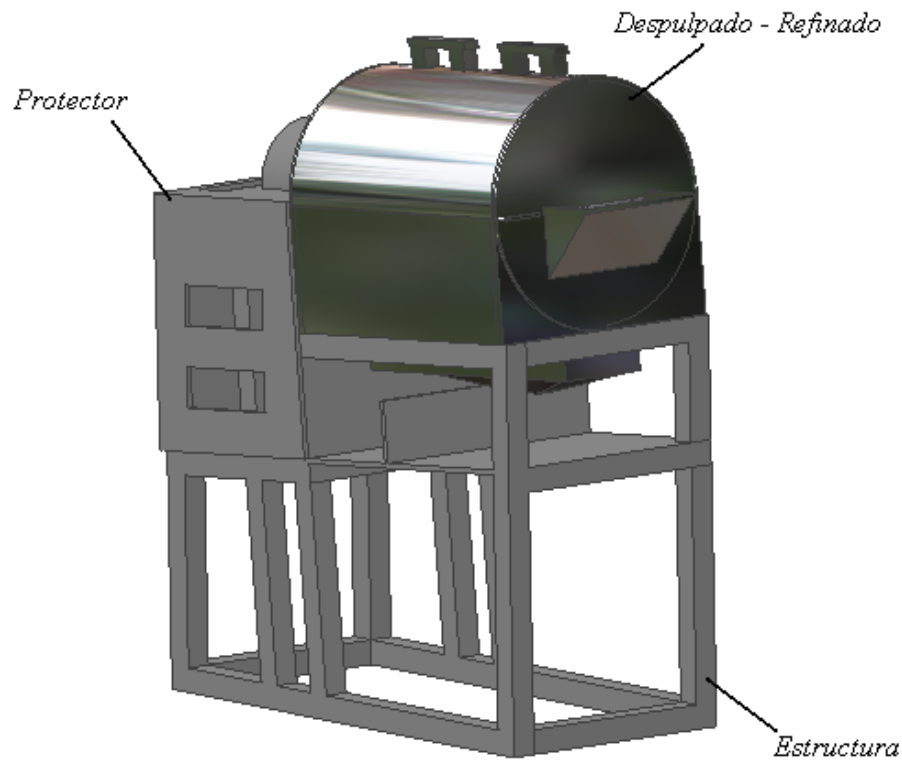


Figura 125. Configuración Final del Sistema C.

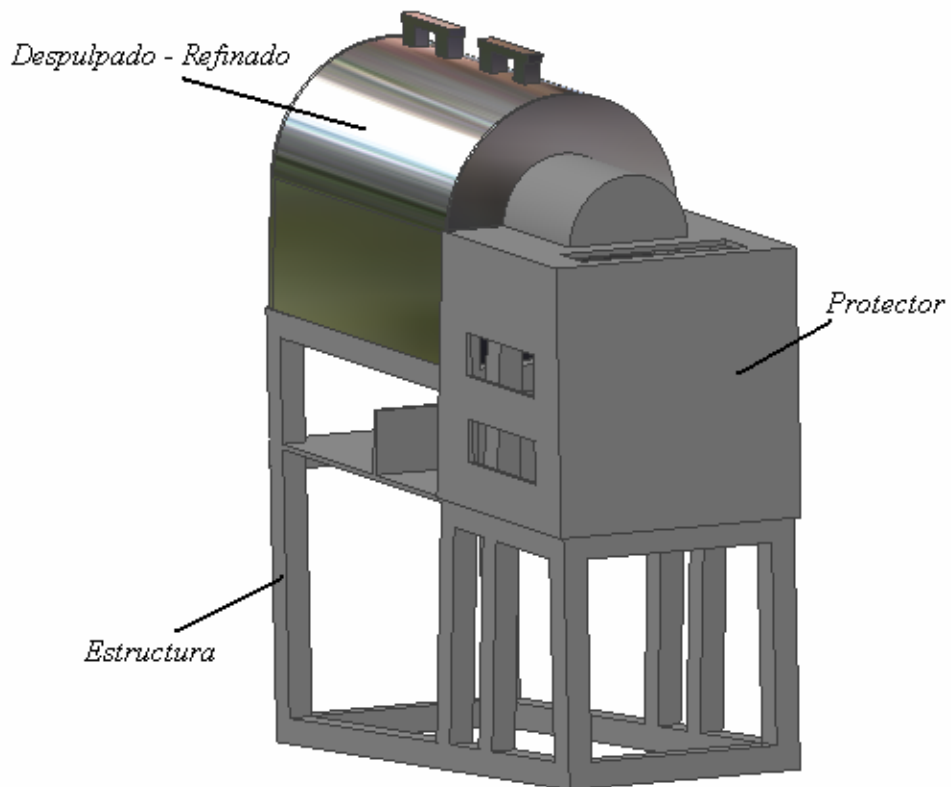


Figura 126. Configuración Final del Sistema D.

Debido a que el diseño original plantea la integración de los dos sistemas que se han desarrollado, es importante determinar la geometría de unión entre ambos y que forma parte de todo el proceso.

5.7. INTEGRACION AL SISTEMA DE LAVADO – ESCALDADO.

Entre los objetivos principales del diseño, la integración de componentes resulta una tarea que ha sido fundamental a lo largo de cada análisis, en la búsqueda de la automatización, reducción de tiempo y mano de obra, y mayor higiene. En este sentido la integración del sistema de Lavado – Escaldado al Despulpado – Refinado, se ha logrado debido a que la altura de descarga del primero resulta mayor a la altura de carga en el segundo. La diferencia entre ambos valores, da paso a la continuidad de las operaciones al ubicar la entrada de carga del Despulpado – Refinado, justo en la salida del Lavado – Escaldado. De esta forma, se determina la configuración final del diseño propuesto y que va desde la entrada de la fruta proveniente del campo, hasta la salida de la pulpa, objetivo general de este trabajo. Esta configuración se muestra en la Figura 127.

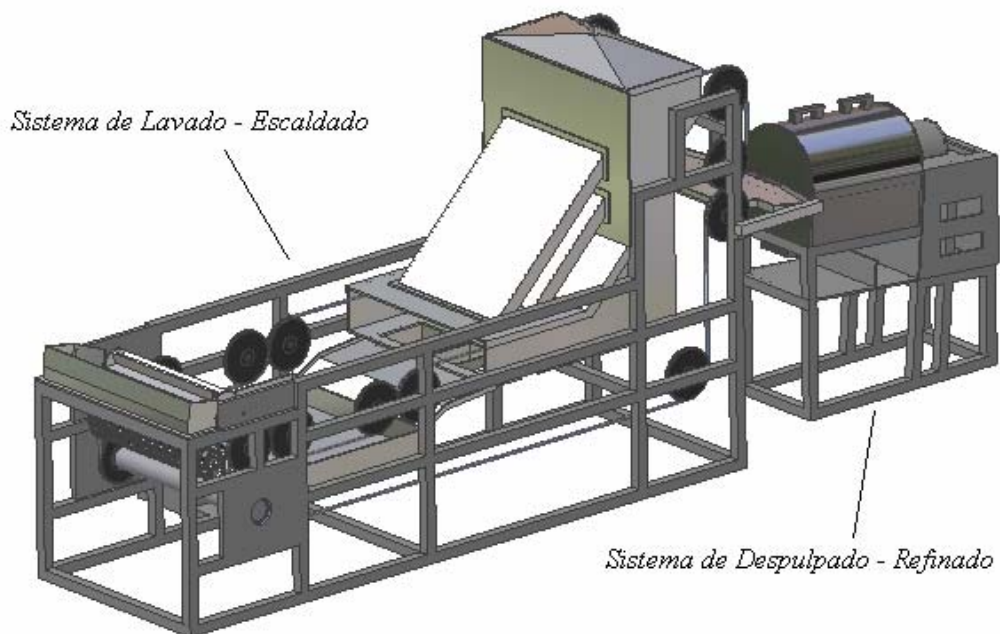


Figura 127. Sistema de Extracción de Pulpa de Mango.

Establecidas las características de todos los procesos que entran en juego en la obtención de la pulpa de mango, resulta necesario establecer los sistemas de control que regulan las más importantes variables de ambos sistemas.

CAPITULO 6

CONTROL Y MANTENIMIENTO.

6.1. SISTEMAS DE CONTROL.

Los procesos industriales exigen el control de la fabricación de los diversos productos obtenidos. Estos procesos son muy variados y abarcan muchos tipos de productos. En ellos es absolutamente necesario controlar y mantener constantes algunas magnitudes, tales como presión, el caudal, el nivel, la temperatura, la velocidad, etc. Los instrumentos de medición y control permiten el mantenimiento y la regulación de estas constantes en condiciones más idóneas que las que el propio operador podría realizar.

Los procesos industriales a controlar pueden dividirse ampliamente en dos categorías: procesos continuos y procesos discontinuos. En ambos tipos, deben mantenerse en general las variables (presión, caudal, nivel, temperatura, etc.), bien en un valor deseado fijo, bien en un valor variable con el tiempo de acuerdo con una relación predeterminada, o bien guardando una relación determinada con otra variable.

El sistema de control que permite este mantenimiento de las variables puede definirse como aquel que compara el valor de la variable o condición a controlar con un valor deseado y toma una acción de corrección de acuerdo con la desviación existente sin que el operario intervenga en absoluto. El sistema de control exige para que esta comparación y subsiguiente corrección sean posibles, que se incluye una unidad de medida, una unidad de control, un elemento final de control y el propio proceso. Este conjunto de unidades forman un bucle o lazo que recibe el nombre de bucle de control, el cual puede ser abierto o cerrado. Para ambos casos existen

elementos definidos como el elemento de medida, el transmisor, el controlador, el indicador, el registrador y el elemento final.

Dentro del proceso que sigue la fruta desde su carga en el sistema de Lavado – Escaldado, hasta la salida de la pulpa en el sistema de Despulpado – Refinado, existen una serie de variables físicas que requieren de un control adecuado. Esta incorporación tiene como propósito poder limitar dichas variables a las especificaciones de la tecnología de alimentos en la obtención de la pulpa de mango, o en todo caso, a las consideraciones finales que el usuario de la máquina decida emplear en cada fase. Para ello, la industria ha desarrollado una serie de equipos y componentes que permiten incidir directamente sobre estas variables, para establecer magnitudes específicas de acuerdo a las necesidades de cada problema.

Dentro de los sistemas que se han desarrollado existen cuatro en particular de suma importancia a considerar para su control. En el sistema de Lavado – Escaldado, estas se refieren a la velocidad de trabajo de la cadena transportadora, las condiciones de entrada de agua en el lavado y enjuague, y las condiciones de entrada del vapor en el escaldado. Para el sistema de Despulpado – Refinado, la variable a controlar es el tiempo de residencia del mango en esta fase la cual fue establecida con la inclinación a la que es sometida el proceso.

Con la premisa de la economía en el diseño, se determinan los distintos componentes adicionales básicos que permitan llevar a cabo esta tarea para cada uno de los procesos que se han descrito en los capítulos anteriores. No se pretende su selección definitiva, sino más bien establecer la configuración básica para cada uno.

6.1.1. VELOCIDAD DE TRANSPORTE DE LA CADENA:

En el sistema de Lavado – Escaldado, la cadena transportadora es la encargada del traslado de las cestas, y por ende de las frutas, en cada fase que lo conforma. Las consideraciones de diseño desarrolladas en el Capítulo 4, se realizan con base en la

máxima velocidad de transporte para dichas cadenas, con el objetivo expreso de controlar esta variable para disminuir gradualmente su magnitud, hasta adecuarla a las especificaciones de la tecnología de los alimentos. Esta característica del sistema se fundamenta en el tiempo de residencia del mango en la fase de escaldado.

Los expertos en el área han establecido los tiempos adecuados de permanencia de cada fruta en esta operación. Para el mango, la variedad en la forma y tamaño de cada especie obliga a que este tiempo disminuya o aumente en mayor o menor grado. Esta diferencia estriba en la penetración de calor en el interior de la fruta, cuya característica incide directamente en el grado de escaldado final, pudiendo afectar la calidad de la pulpa obtenida posteriormente.

Más que eso, la posibilidad de tratar otras frutas u hortalizas, que conlleven procesos similares de lavado, escaldado o despulpado, en estos mismos sistemas, amplía el rango de los tiempos de residencia, de manera de poder adecuarlos al procesamiento de estos otros géneros. Para las consideraciones del diseño, todas estas posibilidades son razones suficientes para incorporar los componentes necesarios de control sobre la velocidad de transporte de las frutas, específicamente, en el movimiento de la cadena transportadora.

Para lograr esta regulación suelen usarse los variadores de velocidad, que controlan las revoluciones de salida del motor generador del movimiento. Para este tipo de aplicaciones en el mercado se encuentran variadores mecánicos, que combinan una serie de poleas y correas con la finalidad de lograr el cambio en esta velocidad de salida del motor; así como también es factible el uso de variadores de frecuencia, que actúan directamente sobre la frecuencia de trabajo, trayendo como consecuencia una variación en la velocidad de rotación del rotor. En la búsqueda de la economía en los costos iniciales del diseño se opta por el convertidor de frecuencia que se muestra en la Figura 128.



Figura 128. Convertidor de Frecuencia.

Estos convertidores son sumamente rentables en comparación a los mecánicos y pueden ser utilizados en una amplia gama de aplicaciones donde se requiera un control o cambio de velocidad, y en especial para el caso a considerar en el que se usa un motor trifásico de jaula de ardilla. El mando es muy fácil de usar y programar, encontrándose una gran diversidad de modelos y precios en el mercado.

Tal como se mencionó, el principio de funcionamiento de este tipo de variadores radica en el cambio de frecuencia de trabajo del motor. Al aplicar una frecuencia diferente en un motor trifásico de jaula de ardilla, se generan tensiones trifásicas balanceadas de magnitudes distintas a las originales en el circuito eléctrico del estator, por el cual circularán corrientes trifásicas balanceadas proporcionales a las tensiones y que crearán un campo magnético rotante que gira en el entre hierro con una velocidad sincrónica diferente a la que se tenía para el otro valor de frecuencia. Esta rotación sincrónica influye proporcionalmente sobre la velocidad final de salida del motor, de acuerdo al deslizamiento del mismo.

Entre los tipos de variadores de frecuencia se encuentran los de enlace directo, que se basan en ciclos convertidores que varían la frecuencia de una corriente alterna fija a una corriente alterna variable; y los de enlace inverso, en los que un circuito inversor transforma una corriente alterna fija en corriente directa y posteriormente en corriente alterna variable.

Para el diseño presentado se recomienda el uso de un variador de frecuencia de $\frac{1}{2}$ HP y 220 V. Por medio de este dispositivo es posible reducir la velocidad de

traslado de las cestas y con ello, establecer el tiempo de residencia adecuado para cada fruta en la fase de escaldado. Para ello, el usuario final debe realizar las pruebas pertinentes que le permitan determinar el tiempo de escaldado adecuado para la fruta que se quiere procesar. En el mercado, existe una variedad de termómetros de pulpa que establecen la temperatura en el interior de la fruta. Este valor de importancia, servirá de fundamento esencial para establecer el tiempo de residencia de la materia prima en esta fase, y en consecuencia, la velocidad de transporte de la cadena.

Para el diseño presentado se han desarrollado los cálculos basados en un control de la velocidad de transporte por medio de un motor variador mecánico a platillos. Esto permite desarrollar todo el análisis que se siguió para la configuración final del eje impulsor. Dentro de la aplicación de este dispositivo debe incorporarse los reductores de velocidad y la transmisión de cadena requerida para el funcionamiento del sistema. Con el uso de un convertidor de frecuencia, no solo se permite la reducción de costos en lo que a generación y transmisión de potencia se refiere, sino además implica la omisión de estos elementos que se han usado en el variador mecánico. Es por ello, que en los presupuestos finales solo se toman en cuenta el convertidor de frecuencia aplicando, de esta forma, un motor de $\frac{1}{2}$ HP y 1200 rpm directamente sobre el eje.

6.1.2. FLUJO DE AGUA EN TUBERIAS:

Dentro del proceso de lavado y enjuague de la fruta, la principal variable a considerar corresponde a las características de entrada del agua usada en cada proceso. En el primero, el agua con cloro; y en el segundo, el agua potable. Más que las condiciones químicas del agua (las cuales son tratadas en la mayoría de los casos en depósitos destinados a tal fin dentro de la planta), se intenta regular la cantidad y velocidad de agua que entra en estas fases. Esto con la finalidad de poder disminuir el consumo de agua para cada proceso, y que representa un costo incremental, además de variar la velocidad de salida en los aspersores terminales de acuerdo al grado de contaminación que presente la fruta.

Indudablemente, una materia prima con mayor grado de contaminación requerirá mayor velocidad de salida en los aspersores, y por ende, un mayor consumo de agua. El control del fluido de entrada, da la posibilidad al operario de regular esta velocidad de salida de acuerdo a las condiciones que presente la fruta en cada momento y a su criterio personal de trabajo.

Este control es posible por la adición de una válvula de globo de simple asiento (Figura 129) en la entrada de cada uno de los procesos, las cuales se usan cuando la presión de fluido es baja y se precisa que las fugas en la posición de cierre sean mínimas.

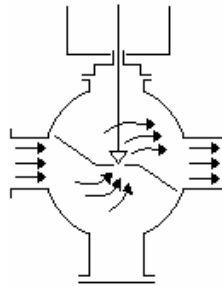


Figura 129. Válvula de Globo. (Fuente: Creus, 1998)

Por medio de la regulación de ésta válvula se logra controlar la cantidad de fluido que entra al sistema, variando de esta forma, la velocidad de salida en cada uno de los aspersores empleados. Para el lavado se emplea una válvula de globo en una tubería de $\frac{3}{4}$ "', y para el enjuague en una tubería de $\frac{3}{8}$ "'.

6.1.3. TEMPERATURA DE ESCALDADO:

Para esta fase ya se ha regulado el tiempo de residencia de la fruta dentro del proceso. Un control adecuado debe incorporar, además, la posibilidad de regular la temperatura dentro del cuarto de escaldado, con la variación de las características de entrada del vapor en esta operación. La tecnología de alimentos ha establecido la

temperatura de escaldado promedio para diferentes tipos de frutas. El control adecuado de esta variable incide directamente en la calidad final de la pulpa que se obtiene, y en consecuencia, resulta de suma importancia su regulación.

En el caso particular del mango, esta temperatura es de aproximadamente 80°C , que puede presentar variaciones de acuerdo al tipo y la forma de la fruta. Otros géneros, requieren temperaturas distintas de escaldado que escapan de los objetivos iniciales del diseño.

El cuarto de escaldado que se ha diseñado, cuenta con cinco entradas de vapor de agua independientes, que provienen de un sistema de generación de vapor propio de cada planta, por lo que, las condiciones de entrada del fluido son desconocidas. Para cada una de ellas, se incorpora un sistema de control, que se muestra en la Figura 130, que permite regular la temperatura en cada sección del cuarto.

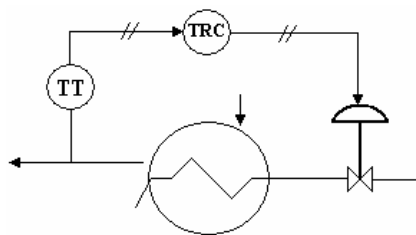


Figura 130. Control de Temperatura en el Cuarto de Escaldado. (Fuente: Creus, 1998)

En el **Anexo R**, se aprecia que para intercambiadores de calor de este tipo se recomienda el uso de sistemas de control proporcional – integral – derivada. En este sistema, el elemento final se mueve de acuerdo a una función integral en el tiempo de la variable controlada, existiendo una relación continua entre la velocidad de variación de la variable y la posición del elemento final de control.

En la economía del diseño presentado, se propone la incorporación de un sistema básico de control de la temperatura de escaldado, tal como se describió en la figura anterior. Este proceso consta de un medidor de temperatura, un controlador y

una válvula de control en el vapor de entrada para cada sección. Para la medición de la temperatura se selecciona, del **Anexo S**, el termopar de cobre constantán tipo T, que tiene una elevada resistencia a la corrosión por humedad atmosférica o condensación y puede utilizarse en atmósferas oxidantes o reductoras. Se prefiere generalmente para las medidas de temperatura entre -200 a $+260^{\circ} C$. En la Figura 131 se observa la configuración básica de un termopar.

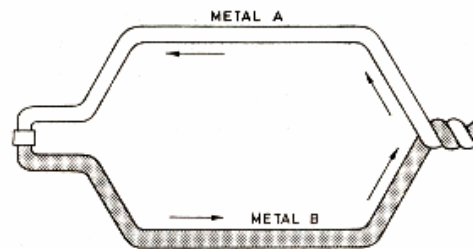


Figura 131. Termopar. (Fuente: Creus, 1998)

Esta medición de temperatura es recogida por un transmisor neumático de equilibrio de fuerzas que envía la señal al controlador de temperatura, que finalmente actúa sobre una válvula solenoide en la entrada de vapor al proceso para su cierre o apertura. Este sistema es empleado para cada una de las tuberías de ingreso del fluido, de manera de controlar la temperatura en cada sección del cuarto de escaldado y mantener la uniformidad requerida.

La selección definitiva de los componentes empleados en este sistema de control se realiza con base en la generación de vapor de la planta y sus condiciones. El diseño desarrollado en este trabajo plantea la configuración básica para la regulación de esta variable, quedando a criterio del usuario final la incorporación de sistemas más sofisticados.

De esta forma, para el sistema de Lavado – Escaldado, se logra la regulación total de las tres variables más importantes que entran en juego para cada proceso,

abriendo la posibilidad de integrar cualquier otro sistema de control considerado por el usuario de la máquina.

Ya determinados todos los componentes mecánicos y de control necesarios para el funcionamiento de cada sistema, ahora resulta necesario establecer planes de mantenimiento que permitan prever las posibles fallas que se puedan presentar.

6.2. MANTENIMIENTO.

El mantenimiento es el arte de asegurar que un equipo, sistema de equipo o cualquier otro tipo de activo, cumple eficientemente las funciones para las que fue creado. Para ello, se establecen planes que permiten prever cualquier falla que pueda ocasionar la parada forzosa del equipo o que impliquen un mal funcionamiento del mecanismo de acuerdo sus funciones iniciales. Entre los tipos de mantenimiento se tienen:

- Mantenimiento Correctivo: en este caso se intenta reparar o sustituir una pieza averiada. Normalmente esta avería y su reparación implica un paro de la máquina, por lo que esta operación se suele realizar en el menor tiempo posible, sustituyendo la pieza averiada por otra nueva.
- Mantenimiento Preventivo: es el que se realiza periódicamente con el fin de evitar la aparición de averías.
- Mantenimiento Predictivo: es el que se realiza para detectar posibles fallas que puedan presentarse en el sistema para evitar que ocurran.

Para la elaboración de un plan de mantenimiento adecuado es necesario clasificar los equipos y sistemas de equipos en desechables y mantenibles. Un equipo desechable es todo utensilio, aparato o equipo que al deteriorarse no es posible o conveniente reparar. En cambio, un equipo se considera mantenible cuando es posible su intervención, es económicamente rentable o estratégicamente conveniente mantenerlo, o no hay equipo que lo supere. Para los sistemas desarrollados, los equipos a considerar para el mantenimiento se refieren a todos aquellos que forman parte de los sistemas de tracción para cada máquina, y las consideraciones a emplear para su logro se basa en las recomendaciones del fabricante. En este sentido, en la Tabla N° 37 se muestran las indicaciones para los elementos que conforman estos sistemas de tracción, con su respectivo mantenimiento preventivo, de acuerdo al tipo de equipo empleado.

Elementos	Frecuencia	Tipo de Mantenimiento
Reductores	Primer Cambio 500 horas	Cambio de Aceite
	Cambio cada 2000 horas	
Rodamientos	1000 – 1500 horas	Engrase
Transmisiones de cadena	Siempre	Verificar nivel de aceite
Terminales de las paletas	Mensualmente	Verificar estado del nylon y neopreno
Estructuras	Mensualmente	Verificar estado de la pintura anticorrosivo

Tabla N° 37. Mantenimiento del Sistema.

Este plan propuesto para el mantenimiento de cada maquinaria obedece a los elementos mínimos que deben chequearse para la prevención de fallas. Un análisis más exhaustivo requiere ampliar estos componentes a todos los que conforman cada sistema, con el objetivo de adecuarlo a las especificaciones del fabricante y del tipo de material empleado en su construcción. Además, se debe tomar en cuenta la influencia de la corrosión en estos materiales y analizar la influencia de este factor en el desempeño de cada sistema.

6.2.1. LIMPIEZA Y DESINFECCIÓN:

Las operaciones de limpieza y desinfección son esenciales en una fábrica de elaboración de productos alimenticios, si se quieren producir alimentos en condiciones de seguridad e higiene. Los aparatos usados en la industria alimentaria se deben limpiar y desinfectar inmediatamente después de su utilización y, si permanecen parados, salvo durante períodos muy breves, hay que desinfectarlos de nuevo antes de volver a utilizarlos. Limpieza y desinfección son dos operaciones diferentes, aunque, naturalmente, es más fácil alcanzar una desinfección satisfactoria si se lleva a cabo sobre una superficie limpia, puesto que la suciedad puede proteger a los microorganismos contra los agentes desinfectantes.

La operación de limpieza se puede llevar a cabo de dos formas distintas y las fábricas modernas de elaboración de alimentos se diseñan de forma que puedan limpiarse previo desmantelamiento o in situ. Los factores que influyen en el grado de limpieza alcanzado, para ambos casos, son, entre otros:

- La temperatura, composición y concentración de las disoluciones de detergente.
- El tiempo de contacto entre las disoluciones de detergente y las superficies sucias.
- El grado de turbulencia promovido.
- El espesor y la naturaleza de la capa de suciedad.

Los métodos seleccionados para las operaciones de desinfección se han de someter a un riguroso control bacteriológico. Para la desinfección, se usa el calor o los desinfectantes químicos, en las que la aplicación de uno u otro método pretende el control bacteriológico para cada componente. El desarrollo de detergentes – esterilizantes en los últimos años ha hecho posible, en ciertos casos, combinar en una sola operación la limpieza y la desinfección. Operar así tiene la ventaja de reducir tiempos muertos. Sin embargo, algunos desinfectantes químicos son menos eficaces cuando se combinan con detergentes. Esta pérdida de eficacia se puede superar aumentando la concentración del esterilizante, pero los costos de limpieza crecen con ello.

Unas recomendaciones finales sobre la producción de pulpa a nivel industrial y el control de calidad que se debe llevar en estos procesos resultan necesarias para la evaluación de los sistemas que se han desarrollado.

6.3. PRODUCCION Y CALIDAD.

La calidad de la pulpa que se obtiene en todo el proceso es uno de los preceptos fundamentales en los que se ha desarrollado el trabajo y este factor se toma en cuenta debido a la alta competitividad existente en el mercado. Este valor depende de las condiciones de la fruta tratada, de la aplicación adecuada de cada proceso y de las condiciones higiénicas de la planta despulpadora. Más que establecer parámetros específicos de la calidad de la pulpa extraída, se pretende tomar en cuenta generalidades sobre su producción y aquellos aspectos que se relacionan con las características físico – químicas del producto final.

6.3.1. GENERALIDADES SOBRE LA PRODUCCION:

Cuando se decide montar una empresa de obtención de pulpas, se deben tener respuestas a preguntas críticas que de antemano pueden evitar problemas tanto de orden técnico como económico. La primera es si vale la pena montar la empresa o mejor alquilar una que disponga de la infraestructura adecuada para obtener las pulpas de las características que se necesitan. Algunas de otras preguntas se refieren al tipo de frutas a procesar, dónde y cuándo conseguirlas, una vez obtenidas mediante operaciones adecuadas, cómo conservarlas y lo más importante, a quién venderlas.

Lo conveniente es programar la elaboración de pulpas a partir de frutas que se hallen en cosecha. Generalmente las frutas más empleadas en la obtención de pulpas son guanábana, mora, mango, piña, guayaba y lechosa; en menor cantidades, tamarindo, tomate de árbol, uva, fresa, pera, manzana y ciruela. Las épocas de producción de frutas varían. Hay un período de la cosecha grande de la mayoría de frutas que se produce en los meses de Diciembre, Enero y Febrero. A mitad de año, Mayo, Junio y Julio, se produce una cosecha traviesa de menores volúmenes. Existen frutas cuyos cultivos ya se han logrado programar para que sus cosechas produzcan de manera escalonada durante todo el año, tal es el caso de los cítricos, la piña, lechosa y fresa.

La situación deseable es contar con los cultivos cerca a los centros de procesamiento para ahorrar en transporte, para así mantener la calidad, evitar pérdidas, y no traer residuos a las ciudades. Mejor aún es disponer de fruta de cultivos tecnificados propios de la empresa productora de pulpas, de tal forma que los cuidados y el aprovechamiento de la cosecha sean eficientes para beneficio de productores y consumidores.

La fruta cultivada se prefiere que sea de una variedad tal, que reúna ciertas características ventajosas para la empresa productora de pulpas. Debe buscarse que la plantación pueda ser manejada con cierta técnica que permita cosechar frutas sanas, maduras, resistentes a enfermedades, de alto rendimiento, de características sensoriales intensas y con el mínimo de pérdidas post – cosecha. El rendimiento aumenta cuando las frutas son de tamaño grande, la cáscara aunque resistente a los golpes y rajaduras no sea muy gruesa para que así no eleve el porcentaje de residuos, lo mismo que posea pocas semillas, pequeñas y resistentes a la rotura, de manera que no se mezclen fácilmente con la pulpa durante su separación. Las operaciones necesarias para la separación de las pulpas dependerán de las características de las cáscaras, las semillas, la manera como están adheridas la semilla y la pulpa o la sensibilidad de la pulpa al exponerse al medio ambiente.

El objetivo central de una empresa productora de pulpas es lograr obtenerlas cambiando lo menos posible sus características sensoriales, sanitarias y nutricionales, es decir que sean lo más parecidas a las pulpas recién obtenidas de las frutas frescas. Otro factor importante que deben poseer las frutas es la estabilidad de su pulpa a las condiciones ambientales y a las operaciones de conservación. Puede presentarse la situación que la pulpa fácilmente cambie de color cuando se abre la fruta, como es el caso de la manzana o el cambur. Si es inevitable este fenómeno habrá necesidad de contrarrestarlo mediante tratamientos térmicos o químicos. A veces los tratamientos con calor pueden inactivar las enzimas que favorecen el cambio de color de la pulpa, pero también a veces el calor moderado puede acelerar este deterioro. La solución está en agregar sustancias antioxidantes o variar la acidez del medio.

Otro problema que se inicia en el cultivo es la adición de agroquímicos a la planta durante la precosecha. Esta práctica puede alterar la composición de la pulpa y se presenta por el empleo de variedades de frutas poco resistentes a plagas y enfermedades, con lo que se obliga al agricultor a aplicar tratamientos preventivos con el uso de sustancias químicas sobre la fruta antes de la cosecha. Esta situación es una de las más delicadas debido al rechazo de este tipo de pulpas, sobretodo en los países importadores que son estrictos en este sentido.

6.3.2. CONTROL DE CALIDAD:

Una vez obtenidas las pulpas hay necesidad de evaluar la calidad del producto final. La calidad resultante será la que se haya logrado mantener después de haber procesado la fruta que llegó a la fábrica en determinadas condiciones. Si los procesos fueron adecuadamente aplicados, manteniendo la higiene en cada operación, la pulpa resultante poseerá niveles de contaminación aceptables y hasta satisfactorios. Si la fruta reunía las condiciones de madurez y sanidad necesarios, físicoquímica y sensorialmente la pulpa poseerá las características de calidad muy similares a las recién obtenidas de la fruta fresca a nivel casero, que es el patrón empleado por el consumidor para comparar la pulpa obtenida en una fábrica.

La determinación de los valores de Brix y acidez en el laboratorio se hace mediante el empleo de equipos y siguiendo técnicas analíticas específicas. Los grados Brix miden la cantidad de sólidos solubles presentes en un jugo o pulpa expresados en porcentaje de sacarosa. Los sólidos solubles están compuestos por los azúcares, ácidos, sales y demás compuestos solubles en agua presentes en los jugos de las células de una fruta. Se determinan empleando un refractómetro calibrado y a 20 °C. Si la pulpa o jugo se hallan a diferente temperatura se podrá realizar un ajuste en grados Brix, según la temperatura en que se realice la lectura.

La acidez se determina efectuando una titulación ácido-base con la ayuda de bureta, fenolftaleína o un potenciómetro, balanza analítica, NaOH 0,1 normal, y

material de vidrio de laboratorio. El resultado se expresa en % m/m de ácido cítrico anhidro (el equivalente de este ácido es de 70 g/mol).

La evaluación sensorial se realiza en la mayoría de los casos preparando néctares a partir de la pulpa en proceso de evaluación. Los jueces o catadores determinan las características de los factores de calidad como apariencia, color, aroma, sabor y consistencia del néctar y lo califican según una escala donde cada factor de calidad posee un valor máximo de cuatro puntos para un total de 20 puntos.

La evaluación sensorial se puede considerar la más representativa de la calidad de una pulpa. Cualquier error a lo largo del proceso va a influir en las características sensoriales del producto final y se podrá detectar, gracias a que cada consumidor posee en todo momento los instrumentos adecuados, como son sus órganos de los sentidos. Por esto es conveniente para toda empresa organizar el grupo de evaluación sensorial y aprovechar esta económica fuente de información, que puede prevenir el sacar al consumo productos que posean defectos sensoriales relevantes.

6.3.3. TECNICAS DE CONSERVACION DE PULPAS:

Las principales reacciones de deterioro que sufren las pulpas son originadas por los microorganismos. En menor proporción y más lentamente están las reacciones de origen bioquímico, que tienen lugar por la reacción de ciertos compuestos con el oxígeno del aire y otros compuestos en donde participan activamente las enzimas. Las reacciones microbiológicas producen rápidas reacciones de degradación como la fermentación y con estas, cambios sensoriales importantes. Las reacciones de origen bioquímico causan cambios lentos de apariencia, color, aroma, sabor, viscosidad y valor nutricional. Las diferentes técnicas de conservación buscan detener o retardar estos tipos de deterioro, sobre todo el provocado por los microorganismos, que fácilmente invade a las pulpas.

Las técnicas más comunes de conservación emplean calor, frío, aditivos y reductores de la actividad del agua. Entre las técnicas que emplean calor se hallan el escaldado, la pasteurización y la esterilización. Estas son crecientes en cuanto a intensidad de calor, es decir la esterilización emplea mayores temperaturas que la pasteurización y esta más que el escaldado, por lo que la esterilización elimina mayor cantidad de microorganismos que las otras dos técnicas.

El diseño de sistemas de las características mostradas no sería completo sin la incorporación de una evaluación final de costos, que permite prever, de forma tentativa, el precio que implica la construcción y puesta en funcionamiento de ambas maquinarias.

CAPITULO 7

EVALUACIÓN DE COSTOS

La factibilidad económica en la construcción de un diseño es, en la mayoría de los casos, el principal factor de importancia para la realización de la inversión monetaria. Este estudio tiene como paso fundamental el cálculo del costo total de construcción y puesta en funcionamiento de las maquinarias implicadas en cada proceso, lo que permite establecer un valor tentativo que sirve de referencia al momento de realizar esta inversión inicial, con la finalidad explícita de comparar el valor final obtenido con sistemas similares de producción de pulpa. Esta contraposición permite determinar la competitividad del sistema diseñado con los existentes actualmente en el mercado bajo este aspecto.

Para los diseños desarrollados en este trabajo, se pretende la evaluación monetaria de los diferentes componentes seleccionados para cada sistema de tracción, así como la construcción de cada dispositivo mostrado en los planos del apéndice. La magnitud de cada una de estas maquinarias y el tipo de material que se emplea hace necesario el estudio de estos dos aspectos que minimizan el efecto, en el costo final, de cualquier otro implicado en la construcción.

Como primer paso para la realización de esta estimación de precios, es necesario conocer las empresas y los proveedores que realizan el análisis económico para cada componente.

7.1. EMPRESAS Y PROVEEDORES.

Tal como se mencionó, de acuerdo a las características de los diseños presentados el estudio de costos se realiza para dos aspectos principales en cada maquinaria. El primero se refiere a los componentes seleccionados en el sistema de tracción, y el segundo a la fabricación de las piezas que forman parte de cada diseño y cuyos planos detallados se encuentran en el apéndice. Para cada uno de estos aspectos, se seleccionó una empresa del ramo que pudiese elaborar un presupuesto detallado de fácil entendimiento. Estas empresas se muestran en la Tabla N° 38.

<p style="text-align: center;">TRANSMISIONES INDUSTRIALES C.A. <i>Teléfono: (58212) 861.60.78</i> Dirección: Av. Sucre, Metro Gato Negro. E-Mail: tica@infoline.wtfe.com</p>
<p style="text-align: center;">INVERSIONES JOVAL 1998 C.A. <i>Teléfono: (58212) 514.95.68</i> Dirección: Zona industrial San Martín, Esq. Matadero, Local 19.</p>

Tabla N° 38. Empresas y proveedores.

La empresa Transmisiones Industriales es especialista en sistemas de generación y transmisión de potencia y en los diferentes componentes necesarios para la puesta en funcionamiento de sistemas de tracción. Los dispositivos empleados para cada diseño fueron seleccionados de acuerdo a los catálogos ofrecidos por este proveedor y para aquellos que no se encontraban en stock, se establecieron precios de referencia de acuerdo a la similitud con otros componentes.

La empresa Inversiones Joval 1998 es especialista en construcciones y reparaciones de piezas para maquinarias industriales. Con base en los planos mostrados en el **Apéndice A**, se procedió a la determinación de los presupuestos para cada pieza, necesitando para ello un plazo de una semana. No se especificó ningún método de construcción en especial, dejando al fabricante la potestad de seleccionar

el más económico. Para aquellas piezas que requieren de procesos complejos, el fabricante ofreció contactar a otras empresas para su construcción.

Los presupuestos generales obtenidos de ambas industrias se encuentran en el **Apéndice B**, en los que se diferenciaron la cotización para cada sistema, con la finalidad explícita de elaborar cada presupuesto por separado.

7.2. SISTEMA DE LAVADO - ESCALDADO.

La evaluación de costos para este sistema puede apreciarse en las siguientes tablas, en la que se han tomado los precios de cada componente de los presupuestos obtenidos por las empresas ya descritas.

SISTEMA DE TRACCION			
Descripción	Precio Unitario (Bs.)	Cantidad	Precio Total (Bs.)
Motor ½ HP. 1200 rpm.	196114,00	1	196114,00
Variador de Frecuencia. ½ HP. 220 V. *	668500,00	1	668500,00
Piñón 60 dientes. 5/8".	105939,08	22	2330659,76
Cadena ANSI 50. Inoxidable. (22 metros)	PIE 8818,88	72,18 PIE	636546,79
Piñón 11 dientes. 1".	26468,43	1	26468,43
Piñón 15 dientes. 1".	41434,53	1	41434,53
Cadena ANSI 80. (33 pasos)	PIE 37408,00	2,75 PIE	102872,00
TOTAL			4002595,51

* Por llamada telefónica

** Por referencia

Tabla N° 39. Presupuesto A1.

PIEZAS FABRICADAS			
Descripción	Precio Unitario (Bs.)	Cantidad	Precio Total (Bs.)
Cesta Transportadora	48000,00	44	2112000,00
Eje impulsor	318000,00	1	318000,00
Bandeja de recepción	329000,00	1	329000,00
Elemento giratorio	246600,00	1	246600,00
Eje de Carga	180000,00	1	180000,00
Depósito de Agua	462000,00	1	462000,00
Sección A	1401000,00	1	1401000,00
Sección B	701600,00	1	701600,00
Distribuidor de vapor	646800,00	5	3234000,00
Conductos	632000,00	1	632000,00
Campana recolectora	646800,00	1	646800,00
Elemento Pivote	38900,00	1	38900,00
Bandeja de salida	296000,00	1	296000,00
Estructura	587000,00	1	587000,00
TOTAL			11184900,00

Tabla N° 40. Presupuesto A2.

El costo definitivo del Sistema de Lavado - Escaldado se muestra en la siguiente tabla, en la que se ha agregado un 10% del total para el montaje.

COSTO TOTAL	
Descripción	Precio Total (Bs.)
SISTEMA DE TRACCION	4002595,51
PIEZAS FABRICADAS	11184900,00
<i>SUB – TOTAL</i>	15187495,51
MONTAJE Y PUESTA A PUNTO (10%)	1518749,56
<i>TOTAL</i>	16706245,06

Tabla N° 41. Costo total del Sistema de Lavado - Escaldado.

7.3. SISTEMA DE DESPULPADO - REFINADO.

SISTEMA DE TRACCION			
Descripción	Precio Unitario (Bs.)	Cantidad	Precio Total (Bs.)
Motor 5 HP. 1200 rpm.	688457,00	1	688457,00
Piñón 17 dientes. ½".	8038,56	1	8038,56
Piñón 26 dientes. ½". *	18429,87	1	18429,87
Cadena ANSI 40. (102 pasos)	PIE 6249,60	4,25 PIE	26560,80
TOTAL			741486,23

* Por referencia

Tabla N° 42. Presupuesto B1.

PIEZAS FABRICADAS			
Descripción	Precio Unitario (Bs.)	Cantidad	Precio Total (Bs.)
Eje impulsor	378000,00	1	378000,00
Paleta de despulpado	20000,00	2	40000,00
Paleta de refinado	20000,00	2	40000,00
Terminal	20000,00	4	80000,00
Tamiz doble (sin agujeros)	1200000,00	1	1200000,00
Cuerpo Cilíndrico	900000,00	1	900000,00
Cuerpo Central	390000,00	1	390000,00
Cuerpo Lateral (Puerta)	260000,00	1	260000,00
Cuerpo Lateral (Sección A)	458000,00	1	458000,00
Cubierta	750000,00	1	750000,00
Estructura	230000,00	1	230000,00
Protector	76600,00	1	76600,00
TOTAL			4802600,00

Tabla N° 43. Presupuesto B2.

COSTO TOTAL	
Descripción	Precio Total (Bs.)
SISTEMA DE TRACCION	741486,23
PIEZAS FABRICADAS	4802600,00
<i>SUB – TOTAL</i>	5544086,23
MONTAJE Y PUESTA A PUNTO (10%)	554408,62
<i>TOTAL</i>	6098494,85

Tabla N° 44. Costo total del Sistema de Despulpado – Refinado.

7.4. COSTO TOTAL.

El costo total para el diseño presentado, y que abarca desde el ingreso del fruto de mango hasta la obtención de pulpa, se muestra en la Tabla N° 45, en la que se han sumado las cantidades que se han obtenido previamente.

COSTO TOTAL	
Descripción	Precio Total (Bs.)
SISTEMA DE LAVADO – ESCALDADO	16706245,06
SISTEMA DE DESPULPADO – REFINADO	6098494,85
TOTAL	22804739,91

Tabla N° 45. Costo Total del Sistema de Extracción de Pulpa.

De esta forma, se obtiene un costo total de 25918316,47 Bolívares para la construcción, montaje y puesta a punto de los Sistemas de Lavado – Escaldado y Despulpado – Refinado. Un estudio más detallado permitiría la inclusión de los costos producidos por los cojinetes y soportes, aislantes, tuberías de agua y vapor, y sistemas de control necesarios para el funcionamiento total de la maquinaria propuesta. Estos valores se omiten debido a que representan un porcentaje inferior al precio total obtenido bajo el enfoque presentado. Las variaciones producidas por estas adiciones pueden ser despreciables y causar un ligero efecto en el costo final.

La principal razón del estudio económico realizado es determinar en forma tentativa la inversión inicial que debe realizarse para la construcción del sistema de extracción de pulpa, con la finalidad expresa de poder comparar este valor con los de otras maquinarias de objetivos afines.

CONCLUSIONES

Se ha diseñado un sistema de extracción de pulpa de mango basado en las consideraciones de la tecnología de alimentos referentes al procesamiento de frutas y a las características específicas del mango, tomando en cuenta los diferentes procesos a los que debe ser sometida la materia prima para la obtención final del producto. Para ello, se ha enfocado el diseño de la maquinaria en dos aspectos fundamentales que forman parte de todo el conjunto, el primero se refiere a las características del sistema de tracción, y el segundo a las posibilidades de interferencia entre los elementos que actúan para cada proceso.

Para el mundo actual, la construcción de maquinarias representa una ardua tarea para los diseñadores debido a la férrea competitividad de los mercados y al costo siempre creciente de la materia prima y la mano de obra. Por esta razón, el diseño de maquinas debe ir mucho más allá de la aplicación de fórmulas y métodos físicos y matemáticos para la determinación de los componentes adecuados que deben emplearse en una posterior construcción. Hoy en día, se han desarrollado diferentes programas de computación que permiten al diseñador ir más allá de lo que se puede visualizar dentro de un plano, permitiendo al individuo explorar la configuración tridimensional de los diferentes elementos previo a la inversión monetaria requerida por la construcción de un prototipo. Más que eso, la simulación de movimientos trae consigo la ventaja de evaluar las posibilidades de interferencia entre estos elementos en el momento en que los diferentes mecanismos se encuentren en movimiento. Esto puede traer consigo la modificación de las dimensiones previstas dentro de los cálculos teóricos y corregir los errores en las magnitudes de los diferentes componentes.

El uso de estas herramientas computacionales sumado a los conocimientos teóricos del diseño de máquinas ha permitido el desarrollo de un sistema de extracción de pulpa de mango en el que se ha establecido como prioridad la

integración de los diferentes procesos que van desde la llegada del fruto del campo hasta la obtención final de la pulpa refinada. Esto da la posibilidad de reducir al máximo la intervención humana en el procesamiento de dicha fruta, con la consecuente ventaja de aumentar la higiene en cada uno de los procesos, factor fundamental para las consideraciones de calidad a las que debe adecuarse la producción de alimentos.

Cada sistema de tracción cuenta con los fundamentos del diseño de máquinas de elevación y transporte, incorporando los diferentes elementos que proveen y transmiten la potencia necesaria para cada una de las aplicaciones. El análisis de fallas sirve como base para la selección adecuada de cada uno de ellos y permite establecer las configuraciones tentativas de los demás componentes que conforman todo el conjunto.

Para el lavado de la fruta el sistema conjuga los dos principios fundamentales de la tecnología de alimentos para la limpieza de la materia prima al combinar los procesos de inmersión y aspersión en una sola fase, con el objetivo de alcanzar un mayor desplazamiento de la fruta respecto al agua y logrando con ello una mayor efectividad del lavado.

En el escaldado de la fruta se incorpora un trayecto vertical que permite aprovechar el vapor residual proveniente de los niveles inferiores, con el consiguiente ahorro en la producción de este fluido. El baño de vapor, requerido dentro de la tecnología de alimentos para este proceso, busca mantener una temperatura predeterminada que implique la desactivación de las enzimas presentes en la fruta, para lo cual, se añade un sistema de control que pueda regular la entrada del fluido dentro del cuarto de escaldado, y controlar de esta forma la temperatura en su interior.

El despulpado de la fruta concentra los dos procesos principales requeridos para la obtención del producto final, al incorporar un tamizado adicional que involucre el refinado del mango. Esto trae como ventaja la reducción de la mano de

obra, del tiempo usado en el proceso y un aumento en la calidad del producto obtenido al minimizar la cantidad de aire que se incorpora entre cada proceso.

Adicionalmente, el diseño presentado tiene la particularidad de adaptarse al procesamiento de otras frutas que requieran para su despulpado de transformaciones similares al mango, gracias a la incorporación de los diferentes sistemas de control que regulan las diferentes variables que entran en juego en cada fase, dándole un mayor valor agregado al conjunto y ampliando de esta forma su aplicación.

Al realizar la factibilidad económica del sistema y compararlo con otros de similares características debe tomarse en cuenta el hecho de que actualmente en la industria se usa un sistema diferente para cada proceso, lo que implica un mayor costo en mano de obra y tiempo de procesado. El sistema propuesto prevé estas consideraciones con la integración de las diferentes fases y reduciendo en forma significativa el número de operarios necesarios para todo el proceso y el tiempo empleado en él.

RECOMENDACIONES

Para poder establecer la efectividad real de cada proceso es necesaria la construcción de un prototipo que permita corroborar la aplicación adecuada de las diferentes variables que entran en juego dentro del sistema.

Es necesario evaluar otras opciones en la construcción de la cesta transportadora encargada de trasladar las frutas en el sistema de Lavado – Escaldado. Esto permitiría determinar la configuración más adecuada en cuanto a costo, peso y material.

Un análisis más exhaustivo de la transferencia de calor ocurrida en el proceso de escaldado facilitaría la determinación del sistema de control adecuado y específico requerido para mantener constante la temperatura dentro del cuarto.

La integración entre ambos sistemas debe permitir que la salida de las frutas en el primero se adecue a la entrada de ellas en el segundo, e impedir que la materia prima salga de las bandejas empleadas para tal fin.

Las consideraciones de vibraciones en el sistema de Despulpado – Refinado puede originar cambios en la estructura de la máquina, y es necesario evaluar este aspecto antes de proceder al montaje final.

Para la puesta en marcha de todo el conjunto resulta necesario evaluar el tiempo requerido por la fruta en el escaldado para adecuar la velocidad de transporte de la cadena, por medio del variador de frecuencia, de acuerdo a esta exigencia.

Los especialistas en tecnología de los alimentos deben evaluar la efectividad de los diferentes procesos que forman parte de todo el sistema y establecer la calidad implicada en el producto final.

BIBLIOGRAFIA

1. ALFONSO, I. “**Técnicas de Investigación Bibliográficas**”. 2da Edición. Contexto-Editores. Caracas, Venezuela, 1.984. 208 pág.
2. AMUNDARAIN, José. “**Diseño de una Máquina Peladora de Piñas**”. Universidad Central de Venezuela, Facultad de Ingeniería, Escuela de Ingeniería Mecánica. Caracas, 2002. 200 pág.
3. AVALLONE, E. y Baumeister, T., “**MARKS. Manual del Ingeniero Mecánico**”. 9na Edición. Mc Graw-Hill. México, 1.997. 2200 pág.
4. AVILAN, Luis A. y Carmelo R. “**El Mango**”. 1ra Edición. Editorial América. Caracas, 1990. 382 pág.
5. BACHMANN, A., Forberg, R. “**Dibujo Técnico**”. 2da Edición. Editorial Labor. España, 1.968. 196 pág.
6. BEER, Ferdinand P. R. Johnston, Jr. “**Mecánica de Materiales**”. 2da Edición. Mc Graw Hill. Colombia, 1993. 738 pág.
7. BELLORIN, Néstor y Da Costa. “**Diseño de un Sistema Procesador de Tamarindo Descarado**”. Universidad Central de Venezuela, Facultad de Ingeniería, Escuela de Ingeniería Mecánica. Caracas, 2001. 297 pág.
8. BRENNAN, J. G., Botters y otros. “**Las Operaciones de la Ingeniería de los Alimentos**”. 3ra Edición. Editorial Acriba. España, 1998. 729 pág.
9. COVENIN 977. “**Pulpa de Frutas. Consideraciones Generales**”. Venezuela, 1983. 6 pág.

10. CREUS, Antonio. “**Instrumentación Industrial**”. 6ta Edición. Editorial Alfaomega. Colombia, 2000. 750 pág.
11. ECO, U. “**Cómo se Hace una Tesis**”. Ediciones Gedisa. Argentina, 1.982. 129 pág.
12. ELÍAS, Humberto J. “**Criterios de diseño para sistemas de pinturas convencionales**”. Universidad Central de Venezuela, Facultad de Ingeniería, Escuela de Ingeniería Mecánica. Caracas, 1975.
13. ERNEST, H. “**Aparatos de Elevación y Transporte**”. Editorial Blume. España, 1.972.
14. FERRUM. “**Catálogo de Aceros**”. Caracas, Venezuela, 1998. 64 pág.
15. HAYES, G. D. “**Manual de Datos para Ingeniería de los Alimentos**”. Editorial Acribia S.A. España, 1987. 132 pág.
16. HOLMAN, J. P. “**Transferencia de Calor**”. 8va Edición. Mc Graw-Hill. España, 1998. 484 pág.
17. INTERMEC. “**La Transmisión de Potencia por Cadenas de Rodillos**”. 4ta Edición. Bogota. 104 pág.
18. LINK – BELT. “**Trolley Conveyors. Catálogo 21004**”. FMC Corporation. Estados Unidos de América, 1972. 33 pág.
19. MOTASA. “**Listado Genérico de Productos (Estándar) Inventario de MOTASA**”. 4 pág.

20. MOTT, R. “**Diseño de Elementos de Máquinas**”. 2da Edición. Prentice Hall Hispanoamericana S.A. México, 1.995. 787 pág.
21. NORTON, R. “**Diseño de Maquinaria**”. Mc Graw-Hill. México, 1.995. 816 pág.
22. POTTER, Merle y David W. “**Mecánica de Fluidos**”. 2da Edición. Prentice Hall Hispanoamericana S.A. México, 1998. 752 pág.
23. RODRÍGUEZ, Silvia. “**Aprovechamiento Industrial del Mango**”. Universidad Central de Venezuela, Facultad de Ciencias, Escuela de Biología, Departamento de Tecnología de Alimentos. Caracas, 1985. 125 pág.
24. SEIB, J. “**Maquinas de Elevación Y Transporte**”. Universidad Central de Venezuela, Facultad de Ingeniería, Escuela de ingeniería Mecánica. Caracas, Venezuela, 1.974. 624 pág.
25. SERGENT, Eduardo. “**El Cultivo del Mango**”. FEPUNA – UCV. Caracas, 1999. 282 pág.
26. SHIGLEY, J. y Mischke C. “**Diseño en Ingeniería Mecánica**” 5ta Edición. Mc Graw Hill. México, 1.997. 883 pág.
27. SKF. “**Catálogo General de Rodamientos**”, 1999. 974 pág.
28. TAJADURA Zapiran & J. López. “**AutoCAD 2002 Avanzado**”. Mc Graw Hill. España, 2002. 613 pág.
29. TARGHETTA, A. “**Transporte y Almacenamiento de Materias Primas en la Industria Básica**”. Editorial Blume, España, 1.970. 489 pág.

30. TSUBAKI. "Catálogo No. 1994". Japón, 1997. 47 pág.

CONSULTAS EN LA WORLD WIDE WEB

1. www.ansi.org
American Nacional Standard Institute.
2. www.aqc.com.ve
Catálogo de Normas COVENIN.
3. www.cadesa.es
Transportadores. Notas Técnicas.
4. www.cci.org.co
Métodos de propagación.
5. www.ceniap.gov.ve
El Cultivo del Manguero en Venezuela IX.
6. www.fao.org
Organización de las Naciones Unidas para la Agricultura y la Alimentación.
7. www.iesa.edu.ve
Instituto de Estudios Superiores de Administración.
8. www.lentax.com
Productos Lentax.
9. www.mercanet.cnp.go.cr
Ficha Técnica de Industrialización del Mango.
10. www.postharvest.ucdavis.edu
Mango.
11. www.training.itcilo.it
Organización Internacional del Trabajo. Ergonomía.
12. www.virtual.unal.edu.co
Elaboración de Pulpa de Frutas.

APÉNDICE A


PLANOS

Los planos contenidos en este apéndice están bajo formato DIN A4 de dimensiones 210 x 297 *mm*, pero reducidos a hoja tamaño carta. Esta reducción se debe a que el número total de planos haría muy costoso su impresión en formatos normalizados para escalas más convenientes.

APÉNDICE B

PRESUPUESTOS

LAVADO – ESCALDADO. SISTEMA DE TRACCIÓN.

 <p style="text-align: center;">TRANSMISIONES INDUSTRIALES C.A. Av. Sucre, Metro Gato Negro. Caracas - Venezuela Fax : (58212) 860.75.62 Telf. Master (58212) 861.60.78 APARTADO POSTAL 60072 CHACAO 1060 E-Mail : fica@infoline.wtfe.com N.I.T.: 0034670587 R.I.F.: J-00036996-8</p>	Cotización: 9876 Página: 1 Fecha Emisión: 01/06/2004 Fecha Entrega: 01/06/2004
--	---

Cliente: GEN SR.GERARDO HERNANDEZ. R.I.F.: 12.749.127. N.I.T.: Dirección: Teléfonos: FAX: Dir. Ent.:	Condic. Pago: CONTADO Vendedor: 02 JOSE MUNOZ Descripción: SR HERNANDEZ.
--	--

ódigo	Descripción	Alm	Cantidad	Unid	P	Precio Unitario	% Descuento	Neto
430005012	MOTOR 0.37KW 1/2 HP 6POLOS 80B IECIP55 230/400	01	1.00	PZA		196,114.00		196,114.00
4TXF005071	MOTOVAR. TXF/005 RPM 1000-170 0.37 KW 4P B5 IP55* SPAG I	01	1.00	PZA		1,653,247.86	30	1,157,273.50
3W063PA10007	REDUCTOR SW 63PA R.100 0.44 KW 1/2HP PAM 71 SPAG	01	1.00	PZA		1,213,327.10	30	849,328.97
3W040PA01007	REDUCTOR SW 40PA R.10 0.37KW 1/2HP PAM 71 SPAG	01	1.00	PZA		620,115.07	30	434,080.55
2080018	PIÑON 18 DIENTES RC 80/2 1"	01	1.00	PZA		151,154.81	30	105,808.37
2080026	PIÑON 26 DIENTES RC 80/2	01	1.00	PZA		269,165.74	30	188,416.02
1050060	PIÑON 60 DIENTES RC 50 5/8"	01	1.00	PZA		151,341.54	30	105,939.08
10807TU	CADENA RC 80/1 1" REM. US TSUBAKI	01	10.00	PIE		53,440.00	30	374,080.00
10507	CADENA RC 50/1 5/8" REM. TSUBAKI TW	01	10.00	PIE		12,598.40	30	88,188.80
1080011	PIÑON 11 DIENTES RC 80/1 1"	01	1.00	PZA		37,812.04	30	26,468.43
1080015	PIÑON 15 DIENTES RC 80/1 1"	01	1.00	PZA		59,192.19	30	41,434.53
	MERCANCIA DE STOCK SALVO VENTA PREVIA. JOSE MUÑOZ.							

Sub-Total:		3,567,132.25
% Desc.:	0.00%	0.00
Recargo:	%	0.00
I.V.A.:		570,741.16
Otros:		0.00
Neto:		4,137,873.41

LAVADO – ESCALDADO. PIEZAS.

Inversiones
JOVAL 1998, C.A.



TORNO, FRESA, REPARACIONES, CONSTRUCCIONES
DE PIEZAS PARA MAQUINARIAS INDUSTRIALES

Zona Industrial San Martín, Esquina Matadero, Local 19
a 100 metros del Hospital Militar - Caracas - Teléfono: 514.95.68

RIF.: J-30537943-2


PRESUPUESTO N° 0052

Fecha de Emisión	Día	Mes	Año
Lugar:	04	06	04

Nombre o Razón Social: <u>GERARDO HERNANDEZ</u>	N° RIF: _____	N° NIT: _____
Domicilio Fiscal: _____		
Teléfono: _____	Orden de Entrega / Guía de Despacho	Condiciones de Pago

Cantidad	CONCEPTO O DESCRIPCION	P. Unitario	Bolívares
1	CESTA TRANSPORTADORA	}	48.000 ⁰⁰
1	EJE IMPULSOR		31.800 ⁰⁰
1	BANDEJA DE RECEPCION		329.000 ⁰⁰
1	ELEMENTO GIRATORIO		246.600 ⁰⁰
1	EJE DE CALGA		180.000 ⁰⁰
1	DEPOSITO DE AGUA		462.000 ⁰⁰
1	SECCION A		1.401.000 ⁰⁰
1	SECCION B		701.600 ⁰⁰
1	DISTRIBUIDOR DE VAPOR		646.800 ⁰⁰
2	CONDUCTOS		632.000 ⁰⁰
1	CAMPANA RECOLECTORA		646.800 ⁰⁰
1	ELEMENTO PIVOTE		38.900 ⁰⁰
1	BANDEJA DE SALIDA		296.000 ⁰⁰
1	ESTRUCTURA		587.000 ⁰⁰
7			
SUB-TOTAL Bs.			6.483.700 ⁰⁰
I.V.A. 16 % SOBRE Bs.			1.037.392 ⁰⁰
TOTAL A PAGAR			7.521.092 ⁰⁰

DESPULPADO - REFINADO. SISTEMA DE TRACCION.

 TRANSMISIONES INDUSTRIALES C.A. Av. Sucre, Metro Gato Negro. Caracas - Venezuela Fax : (58212) 860.75.62 Telf. Master (58212) 861.60.78 APARTADO POSTAL 60072 CHACAO 1060 E-Mail : tica@infoline.wffe.com N.I.T.: 0034670587 R.I.F.: J-00036996-8	Cotización: 9877
	Página: 1
	Fecha Emisión: 01/06/2004
	Fecha Entrega: 01/06/2004

Cliente: GEN SR.GERARDO HERNANDEZ. .I.F.: 12.749.127 N.I.T.: Dirección: Teléfonos: FAX: Dir. Ent.:	Condición de Pago: CONTADO Vendedor: 02 JOSE MUNOZ Descripción: SR.HERNANDEZ.
--	---

Código	Descripción	Alm.	Cantidad	Unid.	Precio Unitario	% Descuento	Neto
040017	PIÑON 17 DIENTES RC 40 1/2"	01	1.00	PZA	11,483.66	30	8,038.56
040027	PIÑON 27 DIENTES RC 40 1/2"	01	1.00	PZA	26,328.39	30	18,429.87
040	CADENA RC 40 1/2" LOTUS	01	10.00	PIE	8,928.00	30	62,496.00
30050012	MOTOR TRIFASICO 5HP 1200 RPM B132 IEC 220/440 60HZ	01	1.00	PZA	688,457.00		688,457.00
	MERCANCIA DE STOCK SALVO VENTA PREVIA.						
	JOSE MUÑOZ.						

Sub-Total:		777,421.43
% Desc.:	0.00%	0.00
Recargo:	%	0.00
I.V.A.:		124,387.43
Otros:		0.00
Neto:		901,808.86

DESPULPADO - REFINADO. PIEZAS.

Inversiones
JOVAL 1998, C.A. 
 TORNO, FRESA, REPARACIONES, CONSTRUCCIONES
 DE PIEZAS PARA MAQUINARIAS INDUSTRIALES
 Zona Industrial San Martín, Esquina Matadero, Local 19
 a 100 metros del Hospital Militar - Caracas - Teléfono: 514.95.68

RIF: J-30537943-2			
PRESUPUESTO		Nº 0051	
Fecha de Emisión	Día	Mes	Año
Lugar:	04	06	04

Nombre o Razón Social: <u>GERARDO HERNANDEZ</u>	Nº RIF: _____	Nº NIT: _____
Domicilio Fiscal: _____		
Teléfono: _____	Orden de Entrega / Guía de Despacho	Condiciones de Pago

Cantidad	CONCEPTO O DESCRIPCION	P. Unitario	Bolivares
1	EJE IMPULSOR	/	378000 ⁰⁰
1	PALETA DE DESPULPADO		20000 ⁰⁰
1	PALETA DE REFINADO		20000 ⁰⁰
1	TERMINAL		20000 ⁰⁰
1	TAJIZ DOBLE (SIN AGUJEROS)		1200000 ⁰⁰
1	CUERPO CILINDRICO		900000 ⁰⁰
1	CUERPO CENTRAL		390000 ⁰⁰
1	CUERPO LATERAL (PUERTA)		260000 ⁰⁰
1	CUERPO LATERAL (SECCION A)		458000 ⁰⁰
1	CUBIERTA		750000 ⁰⁰
1	ESTRUCTURA		230000 ⁰⁰
1	PROTECTOR		76600 ⁰⁰
SUB-TOTAL Bs.			4702600 ⁰⁰
I.V.A. 16 % SOBRE Bs.			752416 ⁰⁰
TOTAL A PAGAR			5455016 ⁰⁰

ANEXOS

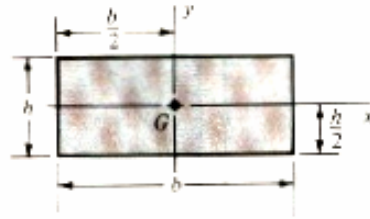
PLATINAS DE ACERO INOXIDABLE AISI 304, ASTM A276 ACABADO INDUSTRIAL, RECOCIDAS Y DECAPADAS EN LARGOS APROXIMADOS A 4 METROS

1/2" x 1/8"	2.1/2" x 3/16"	1.1/2" x 5/16"	4" x 3/8"
3/4" x 1/8"	3" x 3/16"	2" x 5/16"	4.1/2" x 3/8"
1" x 1/8"	3/4" x 1/4"	2.1/2" x 5/16"	1" x 1/2"
1.1/4" x 1/8"	1" x 1/4"	2.3/4" x 5/16"	1.1/2" x 1/2"
1.1/2" x 1/8"	1.1/4" x 1/4"	3" x 5/16"	2" x 1/2"
2" x 1/8"	1.1/2" x 1/4"	1" x 3/8"	2.1/2" x 1/2"
3/4" x 3/16"	2" x 1/4"	1.1/4" x 3/8"	3" x 1/2"
1" x 3/16"	2.1/2" x 1/4"	1.1/2" x 3/8"	4" x 1/2"
1.1/4" x 3/16"	3" x 1/4"	2" x 3/8"	4.1/2" x 1/2"
1.1/2" x 3/16"	1" x 5/16"	2.1/2" x 3/8"	6" x 1/2"
2" x 3/16"	1.1/4" x 5/16"	3" x 3/8"	

A. Platinas de Acero Inoxidable AISI 304.

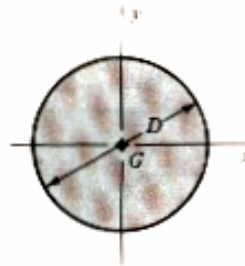
(Fuente: FERRUM, 1998)

Rectángulo



$$A = bh \quad I_x = \frac{bh^3}{12} \quad I_y = \frac{b^3h}{12} \quad I_{xy} = 0$$

Círculo



$$A = \frac{\pi D^2}{4} \quad I_x = I_y = \frac{\pi D^4}{64} \quad I_{xy} = 0$$

Corona circular



$$A = \frac{\pi}{4}(D^2 - d^2) \quad I_x = I_y = \frac{\pi}{64}(D^4 - d^4) \quad I_{xy} = 0$$

B. Propiedades Geométricas.

(Fuente: Shigley, 1997)

**BARRAS REDONDAS DE ACERO INOXIDABLE AISI 304
CALIBRADAS PULIDAS SEGUN ISA h11,
EN LARGOS DE 3 - 6 METROS**

Redondo	Peso teórico	Redondo	Peso teórico
3/16"	0,13 Kg./m.	2.1/8"	17,96 Kg./m.
1/4"	0,25 Kg./m.	2.1/4"	19,82 Kg./m.
5/16"	0,39 Kg./m.	2.1/2"	24,21 Kg./m.
3/8"	0,55 Kg./m.	2.3/4"	29,89 Kg./m.
7/16"	0,76 Kg./m.	3"	35,23 Kg./m.
1/2"	0,99 Kg./m.	3.1/2"	49,41 Kg./m.
9/16"	1,26 Kg./m.	4"	63,58 Kg./m.
5/8"	1,47 Kg./m.	4.1/4"	71,18 Kg./m.
3/4"	2,20 Kg./m.	4.1/2"	80,47 Kg./m.
7/8"	2,95 Kg./m.	4.3/4"	89,34 Kg./m.
1"	3,81 Kg./m.	5"	99,34 Kg./m.
1.1/8"	5,03 Kg./m.	5.1/4"	109,63 Kg./m.
1.3/16"	3,90 Kg./m.	5.1/2"	120,32 Kg./m.
1.1/4"	5,49 Kg./m.	6"	143,06 Kg./m.
1.3/8"	7,52 Kg./m.	6.1/2"	168,05 Kg./m.
1.1/2"	9,76 Kg./m.	7"	195,30 Kg./m.
1.5/8"	10,50 Kg./m.	8"	245,57 Kg./m.
1.3/4"	12,35 Kg./m.	9"	322,19 Kg./m.
1.7/8"	13,98 Kg./m.	10"	397,78 Kg./m.
2"	15,87 Kg./m.	12"	572,78 Kg./m.

C. Barras Redondas de Acero Inoxidable.

(Fuente: FERRUM, 1998)



SERIE 300		
Número	Carga de Rotura Media, Kg.	Peso aproximado, Kg/m
RS50SS	70	1,01

D. Cadenas RS50SS TSUBAKI.

(Fuente: TSUBAKI, 1997)

<i>Tipo de carga</i>	<i>Tipo de impulsor</i>		
	<i>Impulsor hidráulico</i>	<i>Motor eléctrico o turbina</i>	<i>Motor de combustión integral con impulsor mecánico</i>
Ligera (agitadores, ventiladores, transportadores que se someten a la acción uniforme de cargas ligeras)	1.0	1.0	1.2
Choque moderado (herramientas mecánicas, grúas, transportadores pesados, mezcladoras y moledoras de alimentos)	1.2	1.3	1.4
Choque pesado (prensas de punzón, molinos de martillo, transportadores recíprocos, impulsor de molino giratorio)	1.4	1.5	1.7

E. Factor de Servicio para Impulsores de Cadena.

(Fuentes: Shigley, 1997)

VELOCIDAD DE LA RUEDA, rpm (rev/min)	NÚMERO ANSI DE CADENA					
	25	35	40	41	50	60
50	0.05	0.16	0.37	0.20	0.72	1.24
100	0.09	0.29	0.69	0.38	1.34	2.31
150	0.13*	0.41*	0.99*	0.55*	1.92*	3.32
200	0.16*	0.54*	1.29	0.71	2.50	4.30
300	0.23	0.78	1.85	1.02	3.61	6.20
400	0.30*	1.01*	2.40	1.32	4.67	8.03
500	0.37	1.24	2.93	1.61	5.71	9.81
600	0.44*	1.46*	3.45*	1.90*	6.72*	11.6
700	0.50	1.68	3.97	2.18	7.73	13.3
800	0.56*	1.89*	4.48*	2.46*	8.71*	15.0
900	0.62	2.10	4.98	2.74	9.69	16.7
1000	0.68*	2.31*	5.48	3.01	10.7	18.3
1200	0.81	2.73	6.45	3.29	12.6	21.6
1400	0.93*	3.13*	7.41	2.61	14.4	18.1
1600	1.05*	3.53*	8.36	2.14	12.8	14.8
1800	1.16	3.93	8.96	1.79	10.7	12.4
2000	1.27*	4.32*	7.72*	1.52*	9.23*	10.6
2500	1.56	5.28	5.51*	1.10*	6.58*	7.57
3000	1.84	5.64	4.17	0.83	4.98	5.76

Tipo A
Tipo B
Tipo C

F. Capacidad de Potencia de una Cadena de Rodillos de paso sencillo y un solo torón para una rueda catarina de 17 dientes.

(Fuente: Shigley, 1997)

NÚMERO DE DIENTES EN RUEDA IMPULSORA	FACTOR DE CORRECCIÓN POR DIENTES K_1	NÚMERO DE DIENTES EN RUEDA IMPULSORA	FACTOR DE CORRECCIÓN POR DIENTES K_1
11	0.53	22	1.29
12	0.62	23	1.35
13	0.70	24	1.41
14	0.78	25	1.46
15	0.85	30	1.73
16	0.92	35	1.95
17	1.00	40	2.15
18	1.05	45	2.37
19	1.11	50	2.51
20	1.18	55	2.66
21	1.26	60	2.80

G1. Factor de Corrección por Dientes.

(Fuente: Shigley, 1997)

Número de Torones	K_2
1	1,0
2	1,7
3	2,5
4	3,3

G2. Factor de Torones Múltiples.

(Fuente: Shigley, 1997)

NÚMERO DE CADENA ANSI	PASO, in (mm)	ANCHO in (mm)	RESISTENCIA MÍNIMA A LA TENSION lb (N)	PESO MEDIO lb/ft (N/m)	DIÁMETRO DE RODILLO in (mm)	ESPACIAMIENTO DE TORONES in (mm)
25	0.250 (6.35)	0.125 (3.18)	780 (3 470)	0.09 (1.31)	0.130 (3.30)	0.252 (6.40)
35	0.375 (9.52)	0.188 (4.76)	1 760 (7 830)	0.21 (3.06)	0.200 (5.08)	0.399 (10.13)
41	0.500 (12.70)	0.25 (6.35)	1 500 (6 670)	0.25 (3.65)	0.306 (7.77)	— —
40	0.500 (12.70)	0.312 (7.94)	3 130 (13 920)	0.42 (6.13)	0.312 (7.92)	0.566 (14.38)
50	0.625 (15.88)	0.375 (9.52)	4 880 (21 700)	0.69 (10.1)	0.400 (10.16)	0.713 (18.11)
60	0.750 (19.05)	0.500 (12.7)	7 030 (31 300)	1.00 (14.6)	0.469 (11.91)	0.897 (22.78)
80	1.000 (25.40)	0.625 (15.88)	12 500 (55 600)	1.71 (25.0)	0.625 (15.87)	1.153 (29.29)
100	1.250 (31.75)	0.750 (19.05)	19 500 (86 700)	2.58 (37.7)	0.750 (19.05)	1.409 (35.76)
120	1.500 (38.10)	1.000 (25.40)	28 000 (124 500)	3.87 (56.5)	0.875 (22.22)	1.789 (45.44)
140	1.750 (44.45)	1.000 (25.40)	38 000 (169 000)	4.95 (72.2)	1.000 (25.40)	1.924 (48.87)
160	2.000 (50.80)	1.250 (31.75)	50 000 (222 000)	6.61 (96.5)	1.125 (28.57)	2.305 (58.55)
180	2.250 (57.15)	1.406 (35.71)	63 000 (280 000)	9.06 (132.2)	1.406 (35.71)	2.592 (65.84)
200	2.500 (63.50)	1.500 (38.10)	78 000 (347 000)	10.96 (159.9)	1.562 (39.67)	2.817 (71.55)
240	3.00 (76.70)	1.875 (47.63)	112 000 (498 000)	16.4 (239)	1.875 (47.62)	3.458 (87.83)

Fuente: Recopilado de ANSI B29.1-1975

G. Dimensiones de Cadenas de Rodillos Estándares.

(Fuente: (Shigley, 1997))

Redondo	Peso teórico Kg./m.	Redondo	Peso teórico Kg./m.
(1/4") Ø 6,30 mm.	0,25	(3,1/8") Ø 79,30 mm.	39,45
(5/16") Ø 7,90 mm.	0,39	(3,1/4") Ø 82,50 mm.	42,00
(3/8") Ø 9,50 mm.	0,56	(3,1/2") Ø 88,90 mm.	48,68
(7/16") Ø 11,25 mm.	0,76	(3,3/4") Ø 95,25 mm.	55,90
(1/2") Ø 12,70 mm.	0,99	(4") Ø 101,60 mm.	68,58
(9/16") Ø 14,20 mm.	1,26	(4,1/2") Ø 114,30 mm.	80,47
(5/8") Ø 15,80 mm.	1,55	(4,3/4") Ø 120,60 mm.	89,75
(3/4") Ø 19,00 mm.	2,23	(5") Ø 127,00 mm.	99,34
(7/8") Ø 22,20 mm.	3,04	(5,1/2") Ø 139,70 mm.	120,21
(1") Ø 25,40 mm.	3,97	(5,3/4") Ø 146,00 mm.	131,50
(1,1/8") Ø 28,60 mm.	5,03	(6") Ø 152,40 mm.	143,06
(1,1/4") Ø 31,70 mm.	6,20	(6,1/2") Ø 165,10 mm.	168,05
(1,3/8") Ø 34,90 mm.	7,51	(7") Ø 177,80 mm.	195,30
(1,1/2") Ø 38,10 mm.	8,94	(7,1/2") Ø 190,50 mm.	223,74
(1,5/8") Ø 41,20 mm.	10,49	(8") Ø 203,20 mm.	254,57
(1,3/4") Ø 44,40 mm.	12,17	(9") Ø 228,60 mm.	322,19
(1,7/8") Ø 47,60 mm.	13,97	(10") Ø 254,00 mm.	397,76
(2") Ø 50,80 mm.	15,89	(11") Ø 279,40 mm.	481,29
(2,1/4") Ø 57,20 mm.	20,11	(12") Ø 304,80 mm.	572,78
(2,3/8") Ø 60,30 mm.	22,43	(14") Ø 355,60 mm.	777,61
(2,1/2") Ø 63,50 mm.	24,83	(16") Ø 406,40 mm.	1,018,27
(2,5/8") Ø 66,60 mm.	26,35	(17,1/2") Ø 444,50 mm.	1,220,85
(2,3/4") Ø 69,80 mm.	30,05	(18") Ø 457,19 mm.	1,288,75
(3") Ø 76,20 mm.	35,76		

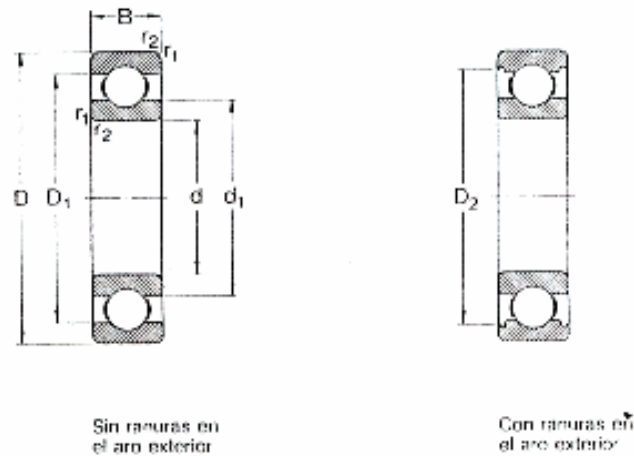
H. Ejes Calibrados. Acero al Carbono AISI 1045.

(Fuente: Shigley, 1997)

<i>Uso</i>	<i>Vida útil de diseño</i> <i>L₁₀, h</i>
Aparatos domésticos	1 000–2 000
Motores para aviones	1 000–4 000
Automotriz	1 500–5 000
Equipo agrícola	3 000–6 000
Elevadores, ventiladores industriales, engranes de uso múltiple	8 000–15 000
Motores eléctricos, ventiladores industriales con tolva, máquinas industriales en general	20 000–30 000
Bombas y compresoras	40 000–60 000
Equipo crítico en operación continua las 24 horas	100 000–200 000

J1. Vida útil recomendada para Cojinetes.

(Fuente: Mott, 1995)



Dimensiones principales	Capacidad de carga dinám.		Capacidad de carga estát.		Carga límite de fatiga P_v	Velocidad nominal		Masa	Designación
	d	D	B	C		C_0	Lubricación con grasa		
mm	N			N		r/min		kg	-
15	24	5	1 560	800	34	28 000	34 000	0,0074	61802
	28	7	4 030	2 040	85	24 000	30 000	0,016	61902
	32	8	5 590	2 850	120	22 000	28 000	0,025	16002
	32	9	5 590	2 850	120	22 000	28 000	0,030	6002
	35	11	7 800	3 750	160	19 000	24 000	0,045	6202
	42	13	11 400	5 400	228	17 000	20 000	0,082	6302
17	26	5	1 680	930	39	24 000	30 000	0,0082	61803
	30	7	4 360	2 320	98	22 000	28 000	0,018	61903
	35	8	6 050	3 250	137	19 000	24 000	0,032	16003
	35	10	6 050	3 250	137	19 000	24 000	0,039	6003
	40	12	9 560	4 750	200	17 000	20 000	0,065	6203
	47	14	13 500	6 550	275	16 000	19 000	0,12	6303
62	17	22 900	10 800	455	12 000	15 000	0,27	6403	
20	32	7	2 700	1 500	63	19 000	24 000	0,018	61804
	37	9	6 370	3 650	156	18 000	22 000	0,036	61904
	42	8	6 890	4 050	173	17 000	20 000	0,050	16004
	42	12	9 360	5 000	212	17 000	20 000	0,069	6004
	47	14	12 700	6 550	280	15 000	18 000	0,11	6204
	52	15	15 900	7 600	335	13 000	16 000	0,14	6304
72	19	30 700	15 000	640	10 000	13 000	0,40	6404	
25	37	7	4 360	2 600	125	17 000	20 000	0,022	61805
	42	9	6 630	4 000	176	16 000	19 000	0,045	61905
	47	8	7 610	4 750	212	14 000	17 000	0,060	16005
	47	12	11 200	6 550	275	15 000	18 000	0,090	6005
	52	15	14 000	7 800	335	12 000	15 000	0,13	6205
	62	17	22 500	11 600	490	11 000	14 000	0,23	6305
80	21	35 800	19 300	815	9 000	11 000	0,53	6405	
30	42	7	4 480	2 900	146	15 000	18 000	0,027	61806
	47	9	7 260	4 550	212	14 000	17 000	0,051	61906
	55	9	11 200	7 350	310	12 000	15 000	0,085	16006
	55	13	13 300	8 300	355	12 000	15 000	0,12	6006
	62	16	19 500	11 200	475	10 000	13 000	0,20	6206
	72	19	28 100	16 000	670	9 000	11 000	0,35	6306
90	23	43 600	23 600	1 000	8 500	10 000	0,74	6406	

K. Rodamientos Rígidos de una Hilera de Bolas

(Fuente: SKF, 1999)

Dimensiones principales			Capacidad de carga		Límite de velocidad		Masa	Designación
d	D	B	dinám. C	estát. C ₀	grasa	aceite	kg	-
mm			N		r/min			
105	130	13	20 800	18 000	4 500	5 300	0,32	61821
	160	18	52 000	38 000	4 000	4 800	1,20	16021
	160	26	72 800	51 000	4 000	4 800	1,60	6021
	190	36	133 000	90 000	3 200	3 800	3,70	6221
	225	49	182 000	143 000	2 800	3 400	8,25	6321
110	140	16	28 100	23 600	4 300	5 000	0,60	61822
	170	19	57 200	42 500	3 800	4 500	1,45	16022
	170	26	81 900	57 000	3 800	4 500	1,95	6022
	200	38	145 000	100 000	3 000	3 600	4,35	6222
	240	50	203 000	166 000	2 600	3 200	9,55	6322
120	150	16	29 100	25 000	3 800	4 500	0,65	61824
	160	19	61 800	47 500	3 400	4 000	1,60	16024
	160	26	85 200	61 000	3 400	4 000	2,05	6024
	215	40	146 000	100 000	2 800	3 400	5,15	6224
	260	55	208 000	166 000	2 400	3 000	14,5	6324
130	165	18	37 700	32 500	3 600	4 300	0,93	61826
	200	22	79 300	61 000	3 200	3 800	2,35	16026
	200	33	106 000	78 000	3 200	3 800	3,15	6026
	230	40	156 000	112 000	2 600	3 200	5,80	6226
	280	56	229 000	193 000	2 200	2 800	16,0	6326
140	175	18	38 700	35 500	3 400	4 000	0,99	61828
	210	22	80 600	64 000	3 000	3 600	2,50	16028
	210	33	111 000	83 000	3 000	3 600	3,35	6028
	250	42	165 000	122 000	2 400	3 000	7,45	6228
	300	62	255 000	224 000	2 000	2 600	22,0	6328
150	190	20	48 800	43 000	3 000	3 600	1,40	61830
	225	24	92 300	73 500	2 600	3 200	3,15	16030
	225	35	125 000	96 500	2 600	3 200	4,80	6030
	270	45	174 000	137 000	2 000	2 600	9,40	6230
	320	65	276 000	250 000	1 900	2 400	26,0	6330
160	200	20	49 400	45 000	2 800	3 400	1,45	61832
	240	25	99 500	80 000	2 400	3 000	3,70	16032
	240	36	143 000	112 000	2 400	3 000	5,90	6032
	290	46	186 000	146 000	1 900	2 400	14,5	6232
	340	66	276 000	250 000	1 800	2 200	29,0	6332

L. Rodamientos Rígidos de una Hiler de Bolas

(Fuente: SKF, 1999)

Tamaño nominal de tubería, pulgadas	DE, pulgadas	Número de listado	Espesor de la pared, pulgadas	DI, pulgadas	Área de la sección del metal, pulgadas ²	Área de la sección transversal interior, pie ²
$\frac{1}{8}$	0,405	40	0,068	0,269	0,072	0,00040
		80	0,095	0,215	0,093	0,00025
$\frac{1}{4}$	0,540	40	0,088	0,364	0,125	0,00072
		80	0,119	0,302	0,157	0,00050
$\frac{3}{8}$	0,675	40	0,091	0,493	0,167	0,00133
		80	0,126	0,423	0,217	0,00098
$\frac{1}{2}$	0,840	40	0,109	0,622	0,250	0,00211
		80	0,147	0,546	0,320	0,00163
$\frac{3}{4}$	1,050	40	0,113	0,824	0,333	0,00371
		80	0,154	0,742	0,433	0,00300
1	1,315	40	0,133	1,049	0,494	0,00600
		80	0,179	0,957	0,639	0,00499
$1\frac{1}{2}$	1,900	40	0,145	1,610	0,799	0,01414
		80	0,200	1,500	1,068	0,01225
		160	0,281	1,338	1,429	0,00976
2	2,375	40	0,154	2,067	1,075	0,02330
		80	0,218	1,939	1,477	0,02050
3	3,500	40	0,216	3,068	2,228	0,05130
		80	0,300	2,900	3,016	0,04587
4	4,500	40	0,237	4,026	3,173	0,08840
		80	0,337	3,826	4,407	0,7986
		120	0,500	4,563	7,953	0,1136
5	5,563	40	0,258	5,047	4,304	0,1390
		80	0,375	4,813	6,122	0,1263
		160	0,625	4,313	9,696	0,1015
6	6,625	40	0,280	6,065	5,584	0,2006
		80	0,432	5,761	8,405	0,1810
10	10,75	40	0,365	10,020	11,90	0,5475
		80	0,500	9,750	16,10	0,5185

M. Tuberías de Acero SCHELUDE 40 para agua.

(Fuente: Holman, 1998)

Tubos estructurales ECO:				
Tipos:	Cuadrados:	6 Metros:	(*)	12 Metros
Medidas:	60x60mm	23 640 kg	36	47 280 kg
	70x70mm	27 900 kg	25	53 800 kg
	90x90mm	40 200 kg	16	80 400 kg
	100x100mm	53 340 kg	9	106 680 kg
	110x110mm	66 120 kg	9	132 840 kg
	120x120mm	84 840 kg	9	169 680 kg
	135x135mm	102 900 kg	6	205 800 kg
	155x155mm	124 320 kg	6	248 640 kg
	175x175mm	170 760 kg	suelto	341 520 kg
	200x200mm	195 620 kg	suelto	393 240 kg
	220x220mm	272 940 kg	suelto	545 880 kg
	260x260mm	412 500 kg	suelto	825 000 kg
Calidad:	Normas ASTM A 500 - grado "C"			

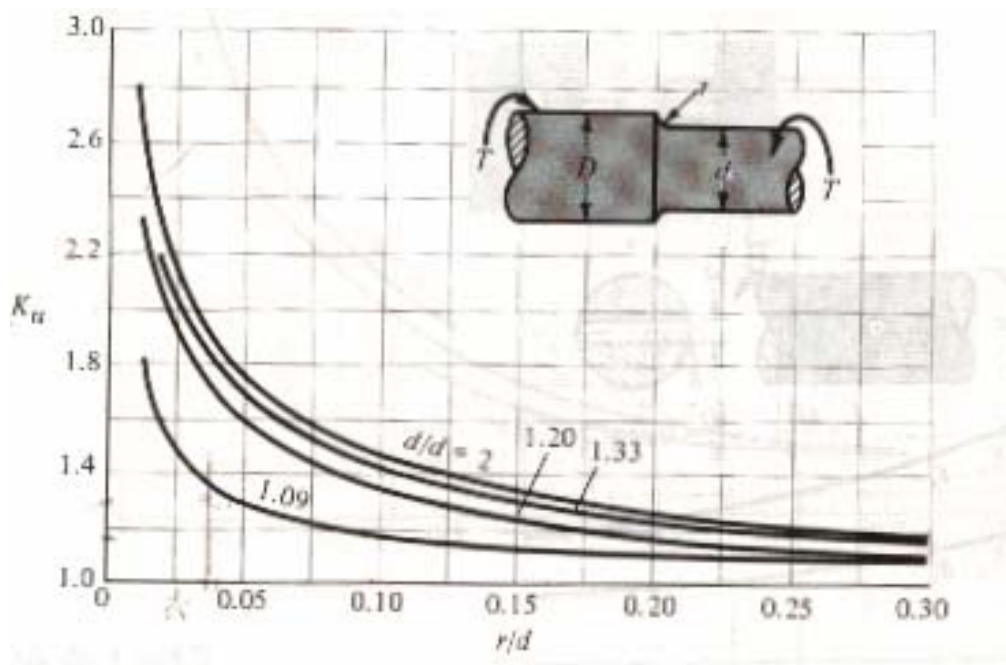
N. Tubería Estructural Cuadrada.

(Fuente: MOTASA)

ACABADO DE SUPERFICIE	FACTOR a		EXPONENTE b
	kpsi	MPa	
Esmerilado (rectificado)	1.34	1.58	-0.085
Maquinado o estirado en frío	2.70	4.51	-0.265
Laminado en caliente	14.4	57.7	-0.718
Forjado	39.9	272.	-0.995

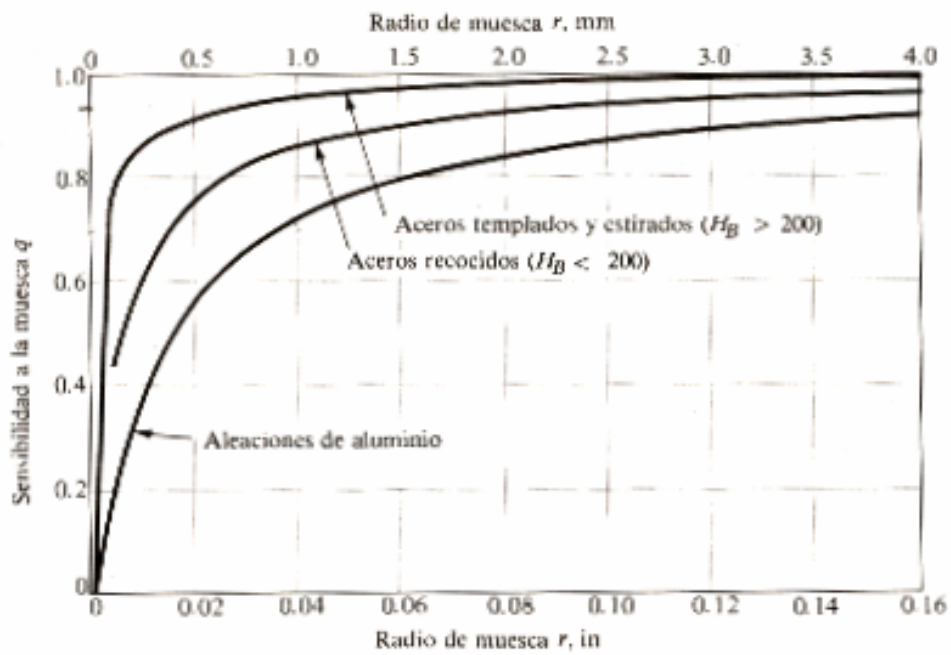
O1. Factor de Acabado de Superficie.

(Fuente: Shigley, 1997)



O2. Barra Circular con entalle circunferencial sometida a torsión.

(Fuente: Shigley, 1997)



P. Diagrama de Sensibilidad a la Muesca.

(Fuente: Shigley, 1997)

LAMINAS DE ACERO INOXIDABLE AISI 304
ACABADO N° 1 (1/2" - 3/16")
ACABADO N° 2D (USG 8 - 10)

Acabado N° 2B (USG 11 - 26)

Esesor	Tamaño	Peso Teórico kg. Lámina	Láms./1 Ton.
	1/2" (12,7 mm.)	2 x 1 m.	293,20
	3/8" (9,52 mm.)	2 x 1 m.	155,20
	3/8" (9,52 mm.)	2,44 x 1,22 m. (4 x 8")	231,00
	1/4" (6,35 mm.)	2 x 1 m.	100,80
	1/4" (6,35 mm.)	2,44 x 1,22 m. (4 x 8")	150,03
	3/16" (4,75 mm.)	2 x 1 m.	76,00
	3/16" (4,75 mm.)	2,44 x 1,22 m. (4 x 8")	113,12
USG	8 (4,37 mm.)	2 x 1 m.	69,92
	9 (3,97 mm.)	2 x 1 m.	63,52
	9 (3,97 mm.)	3,05 x 1,22 m. (4 x 10")	118,16
	10 (3,57 mm.)	3,05 x 0,91 m. (3 x 10")	80,00
	11 (3,18 mm.)	2 x 1 m.	58,00
	11 (3,18 mm.)	2,44 x 1,22 m. (4 x 8")	75,80
	11 (3,18 mm.)	3,05 x 1,22 m. (4 x 8")	94,72
	13 (2,38 mm.)	2 x 1 m.	38,08
	13 (2,38 mm.)	2,44 x 1,22 m. (4 x 8")	56,70
	14 (1,98 mm.)	2 x 1 m.	31,68
	14 (1,98 mm.)	3,05 x 0,91 m. (3 x 10")	43,96
	14 (1,98 mm.)	2,44 x 1,22 m. (4 x 8")	47,15
	16 (1,59 mm.)	2 x 1 m.	25,44
	16 (1,59 mm.)	3,05 x 0,91 m. (3 x 10")	35,30
	16 (1,59 mm.)	2,44 x 1,22 m. (4 x 8")	37,86
	18 (1,27 mm.)	2 x 1 m.	20,32
	18 (1,27 mm.)	3,05 x 0,91 m. (3 x 10")	28,20
	18 (1,27 mm.)	2,44 x 1,22 m. (4 x 8")	30,24
	20 (0,95 mm.)	2 x 1 m.	15,24
	20 (0,95 mm.)	3,05 x 0,91 m. (3 x 10")	21,16
	20 (0,95 mm.)	2,44 x 1,22 m. (4 x 8")	22,70
	22 (0,79 mm.)	2 x 1 m.	12,70
	22 (0,79 mm.)	3,05 x 0,91 m. (3 x 10")	17,63
	22 (0,79 mm.)	3,05 x 1,22 m. (4 x 10")	23,50
	22 (0,79 mm.)	2,44 x 1,22 m. (4 x 8")	18,90
	24 (0,63 mm.)	2 x 1 m.	10,16
24 (0,63 mm.)	3,05 x 0,91 m. (3 x 10")	14,10	
24 (0,63 mm.)	3,05 x 1,22 m. (4 x 10")	18,75	
24 (0,63 mm.)	2,44 x 1,22 m. (4 x 8")	15,12	
26 (0,48 mm.)	2 x 1 m.	7,65	
26 (0,48 mm.)	3,05 x 0,91 m. (3 x 10")	10,61	

Q. Láminas de Acero Inoxidable AISI 304.

(Fuente: FERRUM, 1998)

Control	Proceso		Cambios de carga	Aplicaciones
	Capacidad	Resistencia		
Todo-nada	Grande	Cualquiera	Cualquiera	Control de nivel y temperatura en procesos de gran capacidad
Flotante	Media	»	»	Procesos con pequeños tiempos de retardo
Proporcional	Pequeña a media	Pequeña	Moderados	Presión, temperatura y nivel donde el offset no es inconveniente
Proporcional + integral	Cualquiera	»	Cualquiera	La mayor parte de aplicaciones, incluyendo el caudal
Proporcional + derivada	Media	»	»	Cuando es necesaria una gran estabilidad con un offset mínimo y sin necesidad de acción integral
Proporcional + integral + derivada	Cualquiera	Grande	Rápido	Procesos con cambios rápidos y retardos apreciables (control de temperaturas en intercambiador de calor)

R. Guía de Selección de un Sistema de Control.

(Fuente: Creus, 2000)

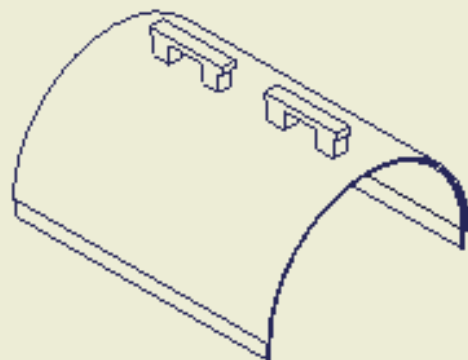
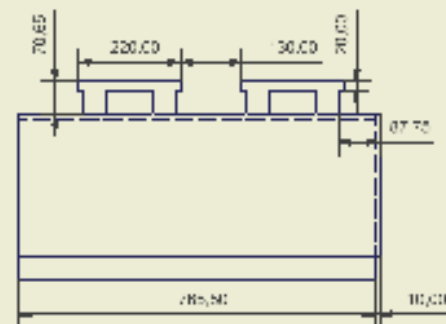
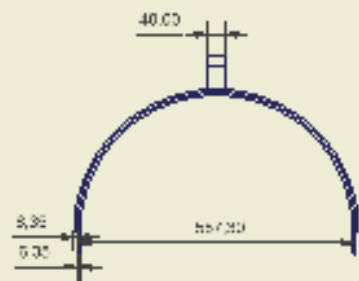
Tabla 6.3. Características de termopares (Norma IEC-584-1982)

Tipo	Intervalo de medida	Límites de error del termopar			Cable de extensión Límites de Error		
		Clase 1	Clase 2	Clase 3	Temperatura	Error	
						Premium	Normal
Cromel-constantán tipo E	-40 a 800° C -40 a 900° C -200 a 40° C	± 1,5° C o ± 0,4 %	± 2,5° C o ± 0,75 %	± 2,5° C o ± 1,5 %	-60 a 200° C	-	± 1,5° C o ± 2 %
Cobre constantán tipo T	-40 a 350° C -40 a 350° C -200 a 40° C	± 0,5° C o ± 0,4 %	± 1° C o ± 0,75 %	± 1° C o ± 1,5 %	-60 a 95° C	± 0,5° C o ± 0,5 %	± 1° C o ± 0,75 %
Hierro constantán tipo J	-40 a 750° C -40 a 750° C	± 1,5° C o ± 0,4 %	± 2,5° C o ± 0,75 %		0-200° C	± 1° C o ± 0,75 %	± 2,5° C o ± 1,25 %
Cromel-Alumel tipo K	-40° C a 1000° C -40° C a 1200° C -200 a 40° C	± 1,5° C o ± 0,4 %	± 2,5° C o ± 0,75 %	± 2,5° C o ± 1,5 %	0-200° C	± 1° C o ± 0,75 %	± 2,5° C o ± 2,5 %
Pt-Pt/Th 13 % (tipo R) Pt-Pt/Rh 10 % (tipo S)	0° C a 1600° C 0° C a 1600° C	± 1° C	± 1,5° C o ± 0,25 %		25 a 200° C	-	± 5° C o ± 6 %
Pt-Rh 6 % / Pt-Rh 30 % Tipo B	600° C a 1700° C 600° C a 1700° C		± 1,5° C o ± 0,25 %	± 4° C o ± 0,5 %	25 a 200° C	-	± 5° C o ± 6 %

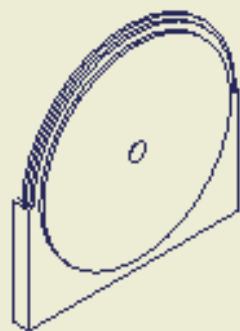
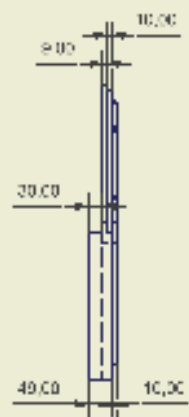
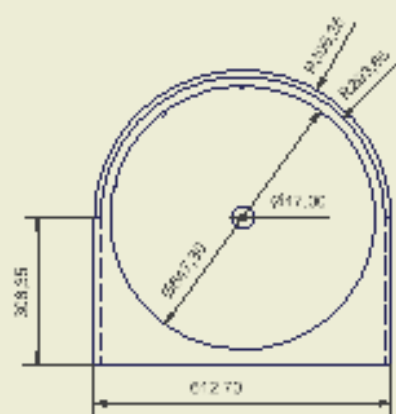
Nota: Los límites de error se expresan en °C o en % de la temperatura leída. Se aplica el valor mayor.

S. Características de Termopares.

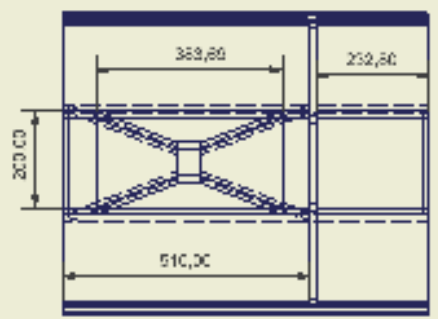
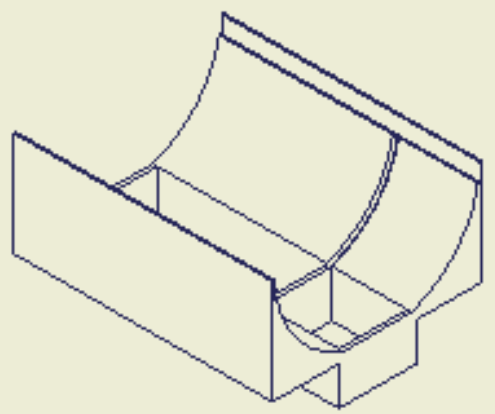
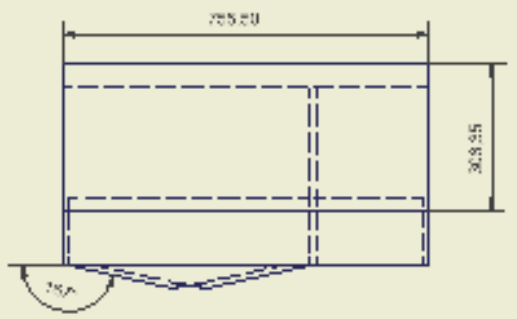
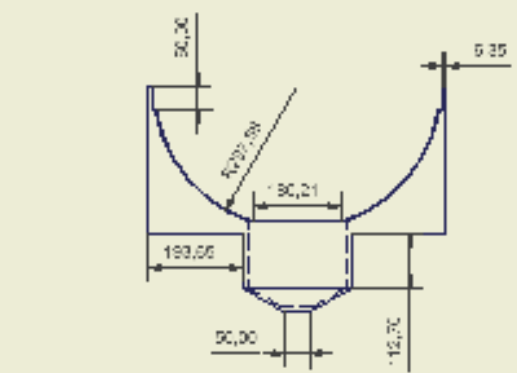
(Fuente: Creus, 2000)



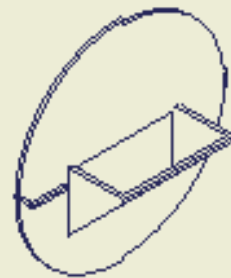
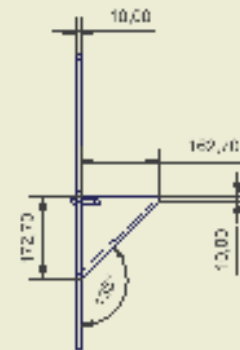
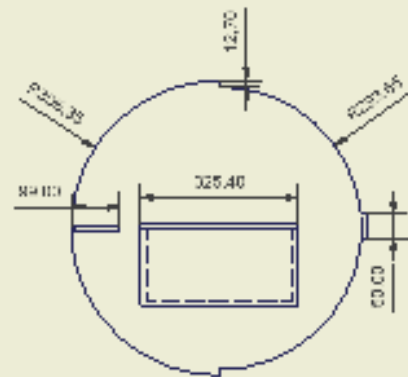
Dibujado por: Gerardo R. Hernandez C.		Universidad Central de Venezuela	
Tutor Prof. Ing. Fabiola Caporaliac		Escuela de Ingeniería	
FECHA: 05/2004		DESCRIPCIÓN: CUBIERTA O TAPA MATERIAL: ACERO INOXIDABLE AISI 304	ESCALA: 1-10 PLANO:
UNIDAD: mm			



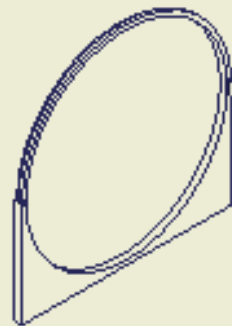
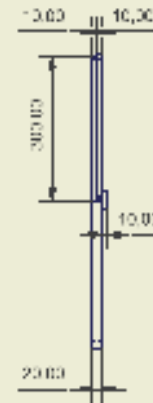
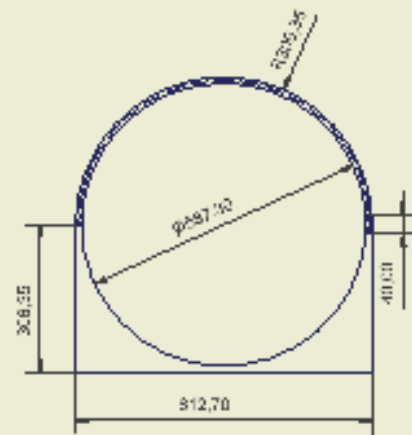
Dibujado por: Gisela Lidia Hernández F.		Universidad Central de Venezuela Facultad de Ingeniería Escuela de Ingeniería Mecánica Departamento de Diseño	
Tutor: "Qui" Ing. Fausto Carpentier O.			
FECHA:	UNIDAD:	DESCRIPCIÓN:	ESCALA:
06/2004	m ²	CUERPO CENTRAL MATERIAL: ALUMINIO Y ACERO INOXIDABLE ABSORCIÓN	1:10 PLANO 2



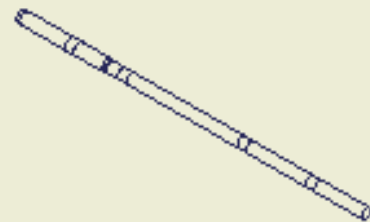
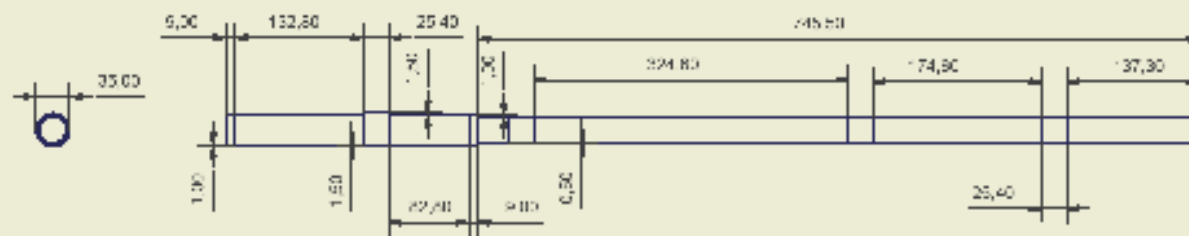
Dibuñado por: Giovanni Hernandez		Universidad Central de Venezuela Instituto de Ingeniería Escuela de Ingeniería Mecánica Departamento de Diseño	
Tarea: "m" Inc. Fausto Carpentiero			
FECHA: 06/2004	UNIDAD: m ³	DESCRIPCIÓN: CUERPO CILINDRICO MATEMÁTICO (INDICAR EL ASESOR)	ESCALA: 1:10 PLANO: 3



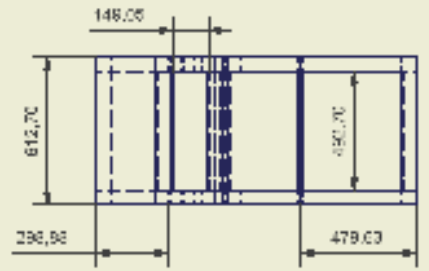
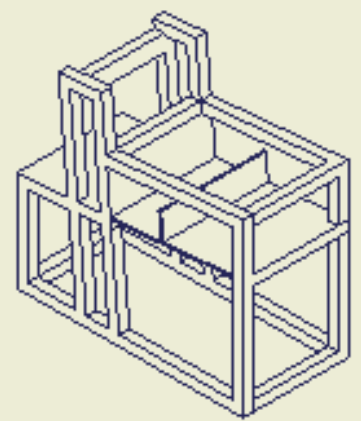
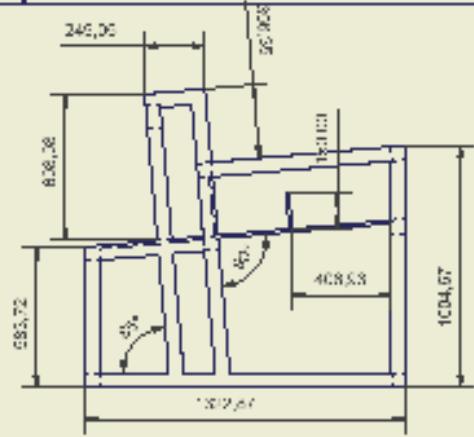
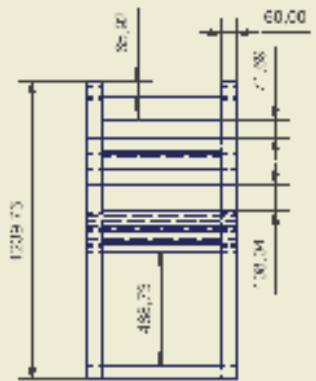
Dibuñado por: Giovanni Hernandez		Universidad Central de Venezuela Facultad de Ingeniería Escuela de Ingeniería Mecánica Departamento de Diseño	
Tarea: "m" Ing. Fausto Carpentiero			
FECHA: 06/2004	UNIDAD: m ²	DESCRIPCIÓN: CUERPO LATERAL (PUERTA) MATERIAL: ACERO INOXIDABLE AISLADO	ESCALA: 1:10 PLANO: 2



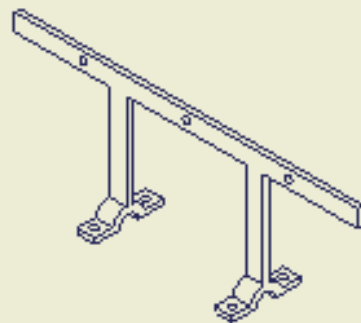
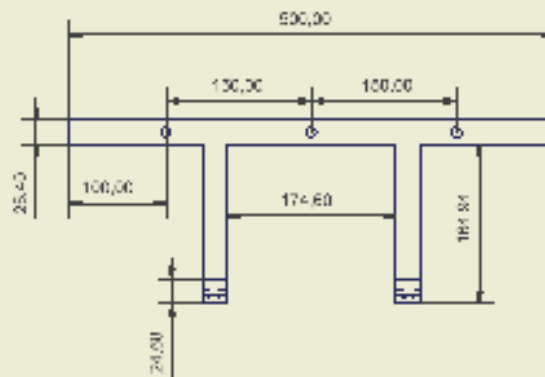
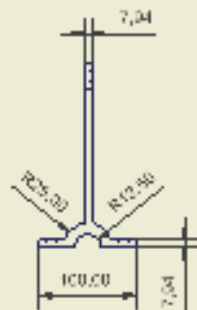
Dibujado por: Gonzalo Hernandez		Universidad Central de Venezuela Facultad de Ingeniería Escuela de Ingeniería Mecánica Departamento de Diseño	
Tutor: Ing. Fausto Carpentier			
FECHA:	UNIDAD:	DESCRIPCIÓN: CUERPO LATERAL (SECCIÓN A)	ESCALA:
06/2004	m ²		1:10
		MAQUILADO POR INGENIERIA ASESOR	FOLIO: 5



Dibujado por: Gonzalo Hernandez F.		Universidad Central de Venezuela Facultad de Ingeniería Escuela de Ingeniería Mecánica Departamento de Diseño	
Tutor: Prof. Ing. Fausto Carpentier O.			
FECHA:	UNIDAD:	DESCRIPCION:	ESCALA:
06/2004	m"	EJE IMPULSOR MATEMÁTICO - ACHICADO EN EL CENTRO - ABSORCIÓN	1:5 PLANO 5



Dibuñado por: Giovanni Hernandez		Universidad Central de Venezuela Facultad de Ingeniería Escuela de Ingeniería Mecánica Departamento de Diseño	
Tarea: "m" Inc. Fausto Carpentier o		DESCRIPCION: ESTRUCTURA MATEMÁTICA ADICIONALES MEDIDAS AS M A-500 GRADO C	ESCALA: 1:00
FECHA: 06/2004	UNIDAD: m		PLANO: 7



Dibujado por:
Gisela Lid Heredia F.

Tutor: Prof. Ing.
Fausto Carpentier o

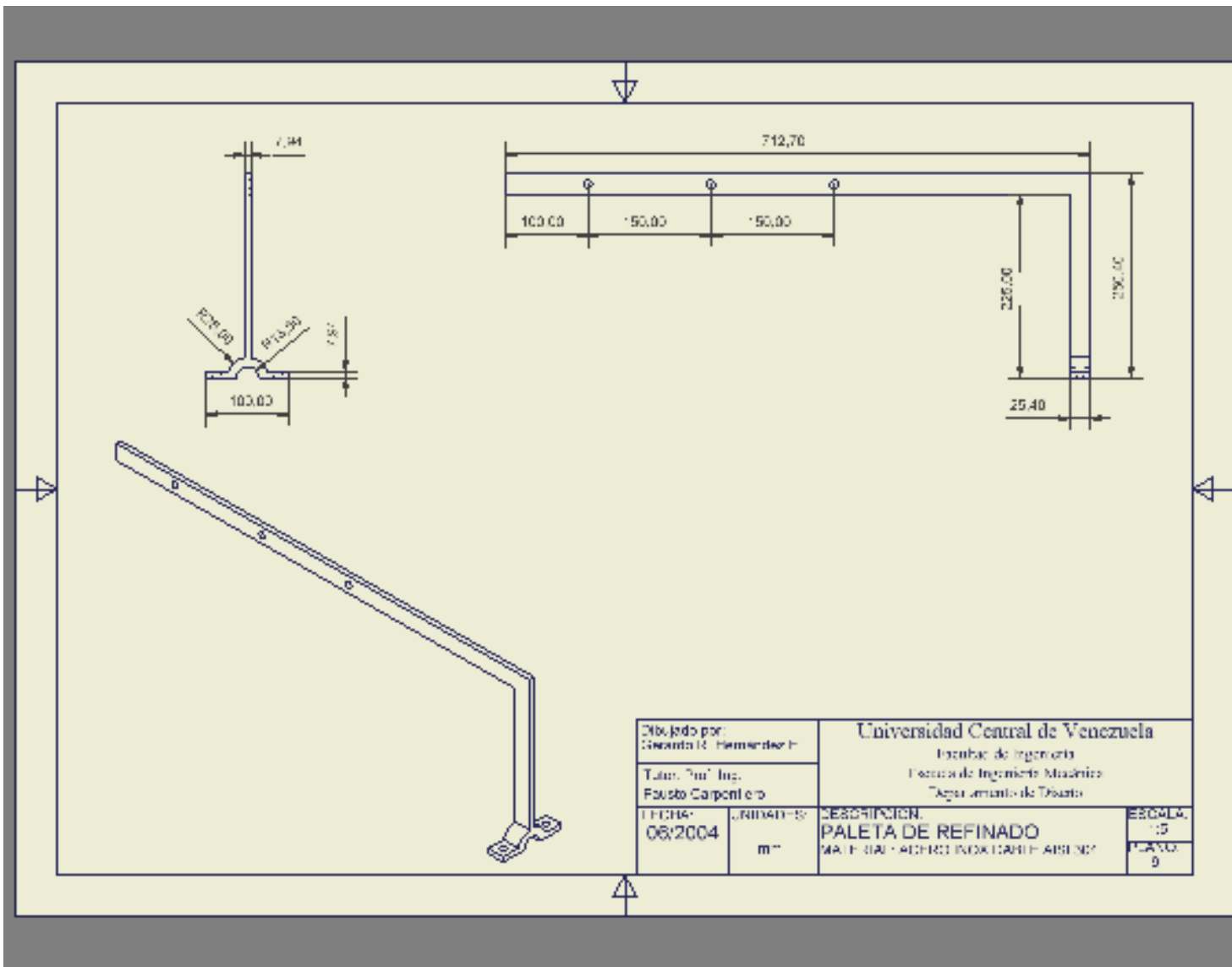
Universidad Central de Venezuela
Escuela de Ingeniería
Escuela de Ingeniería Mecánica
Departamento de Diseño

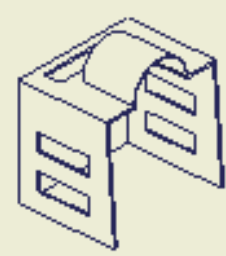
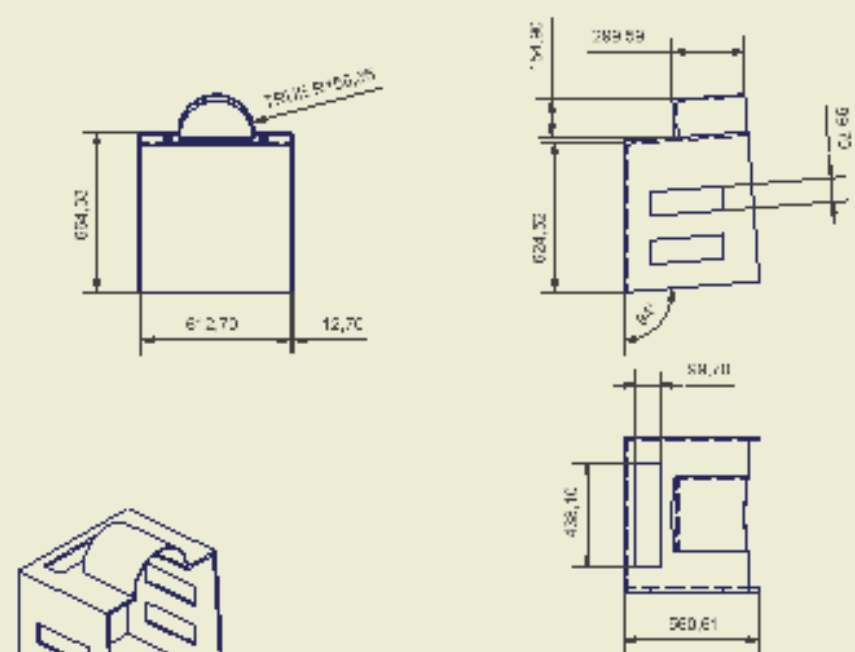
FECHA: 06/2004

UNIDAD: m

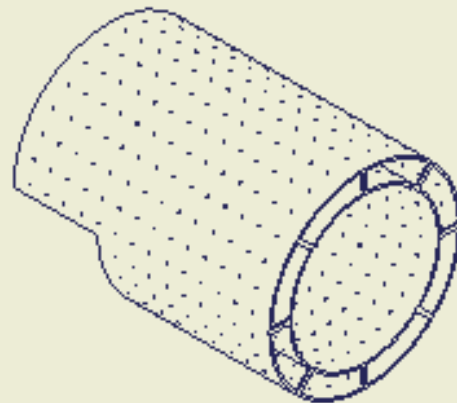
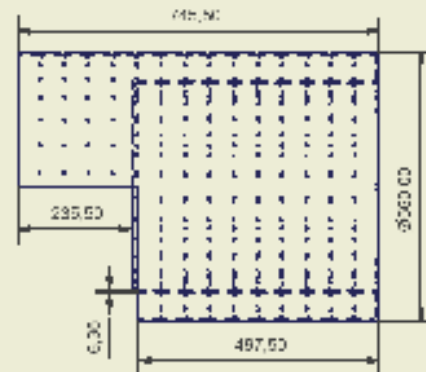
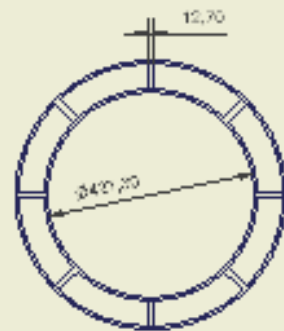
DESCRIPCION:
PALETA DE DESPULPADO
MATEMÁTICA - ADICIÓN DE CARTEL - ABSOLUTO

ESCALA:
1:5
PLANO:
8

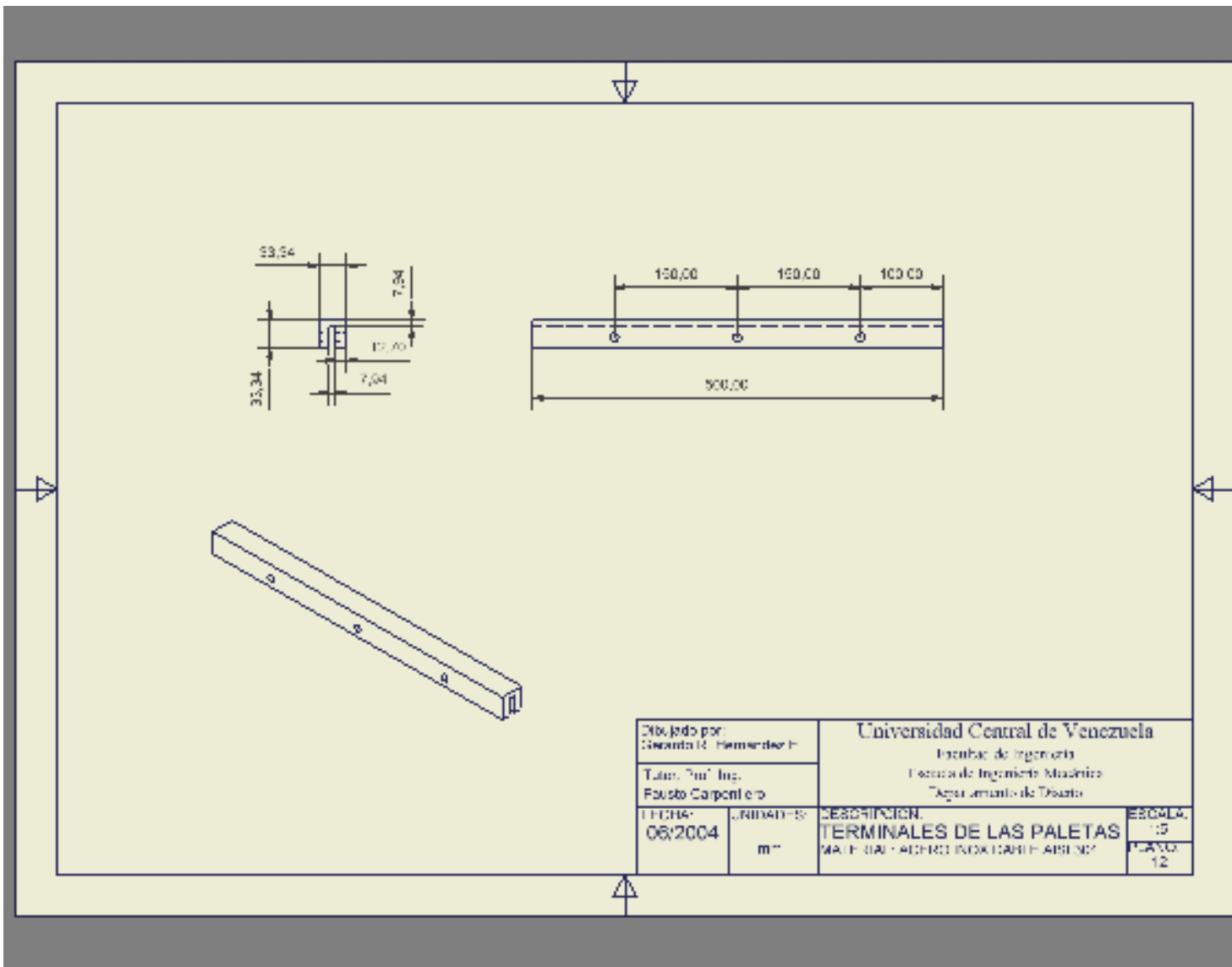




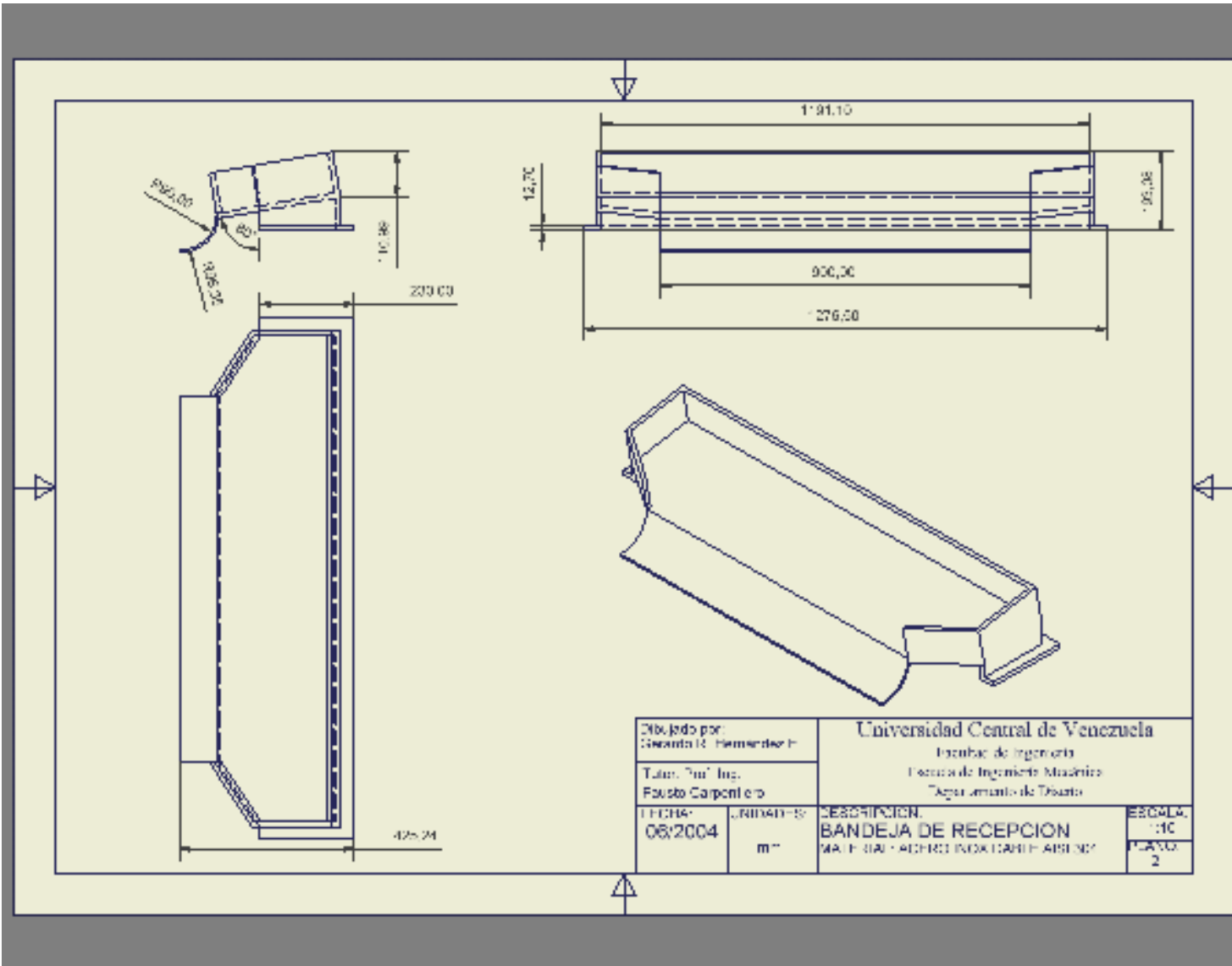
Dibujado por: Gonzalo Herrerías		Universidad Central de Venezuela Escuela de Ingeniería Facultad de Ingeniería Mecánica Departamento de Diseño	
Tutor: Ing. Fausto Carpentier			
FECHA:	UNIDAD:	DESCRIPCION:	ESCALA:
06/2004	m ²	PROTECTOR MATEMÁTICO PARA CÁLCULO	1:20
			FOLIO 10

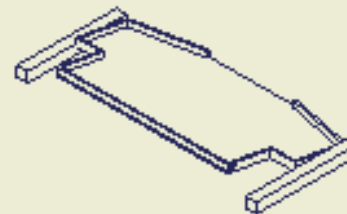
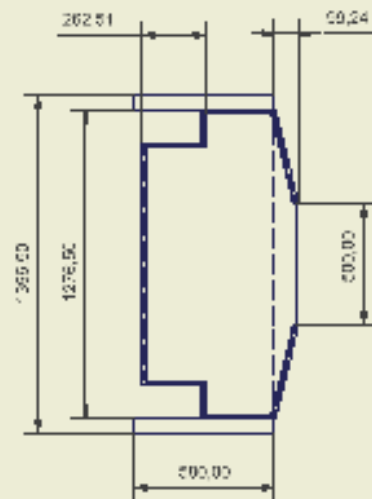
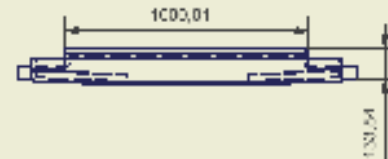
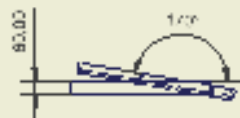


Dibuñado por: Giovanni Hernandez		Universidad Central de Venezuela Facultad de Ingeniería Escuela de Ingeniería Mecánica Laboratorio de Diseño	
Tarea: "m" Inc. Fausto Carpentier			
FECHA: 06/2004	UNIDAD: m ²	DESCRIPCION: TAMIZ DOBLE MATERIAL: ALUMINIO	ESCALA: 1:10 PLANO: 11

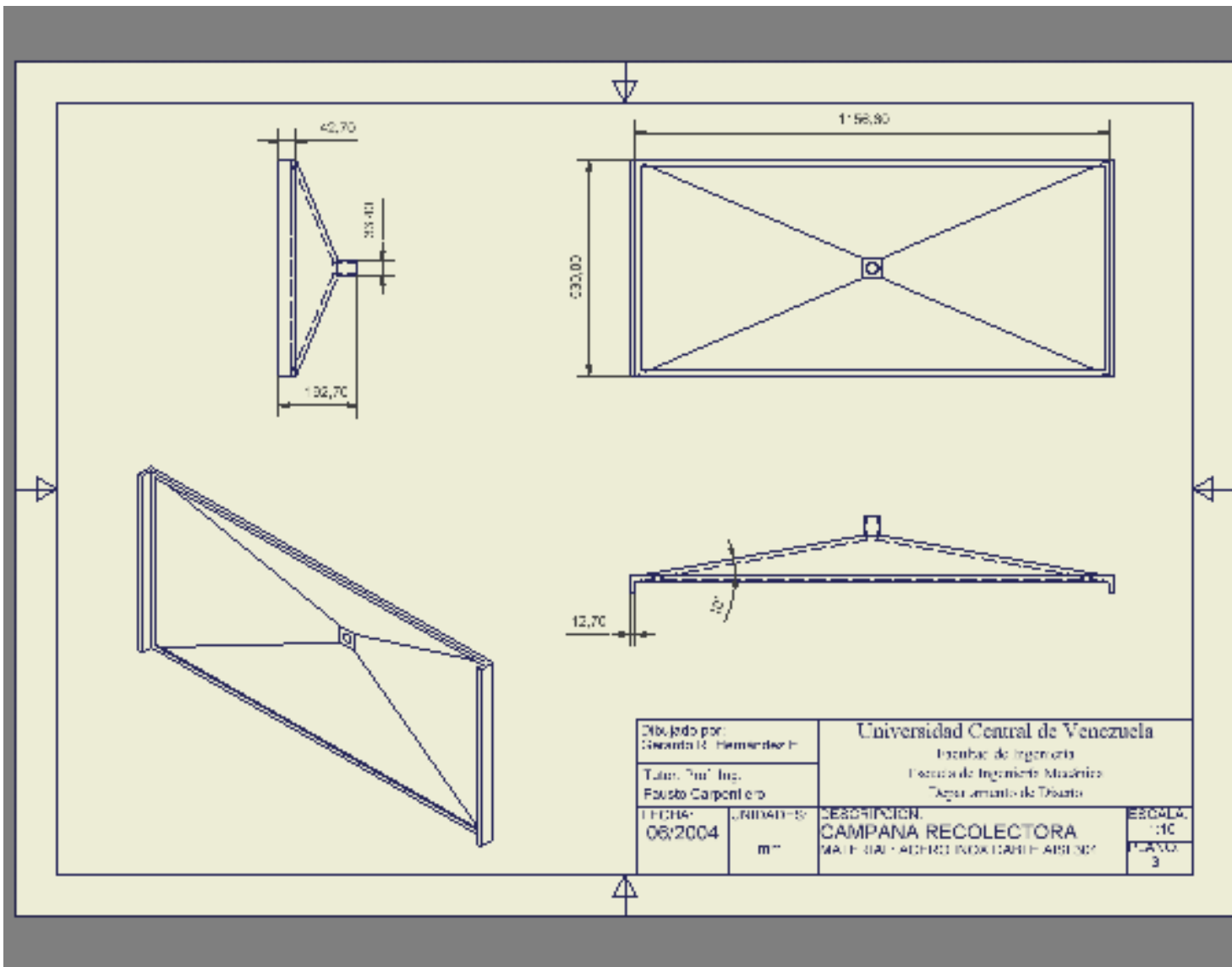


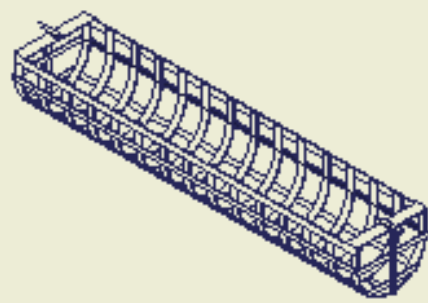
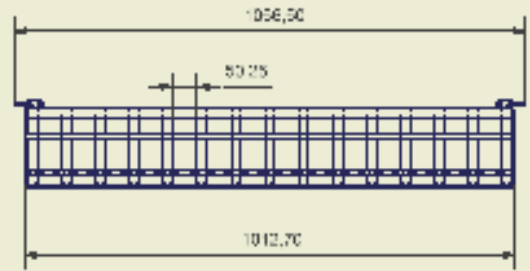
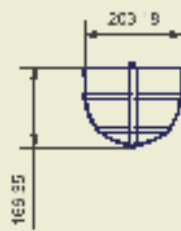
Dibuñado por: Giovanni Hernandez		Universidad Central de Venezuela Facultad de Ingeniería Escuela de Ingeniería Mecánica Departamento de Diseño	
Título: "Ter" Imp. Fausto Carpentieri			
FECHA: 06/2004	UNIDAD: m ²	DESCRIPCIÓN: TERMINALES DE LAS PALETAS MATEMÁTICO - MECÁNICO - INDUSTRIAL - APLICADO	ESCALA: 1:0 PLANO: 12



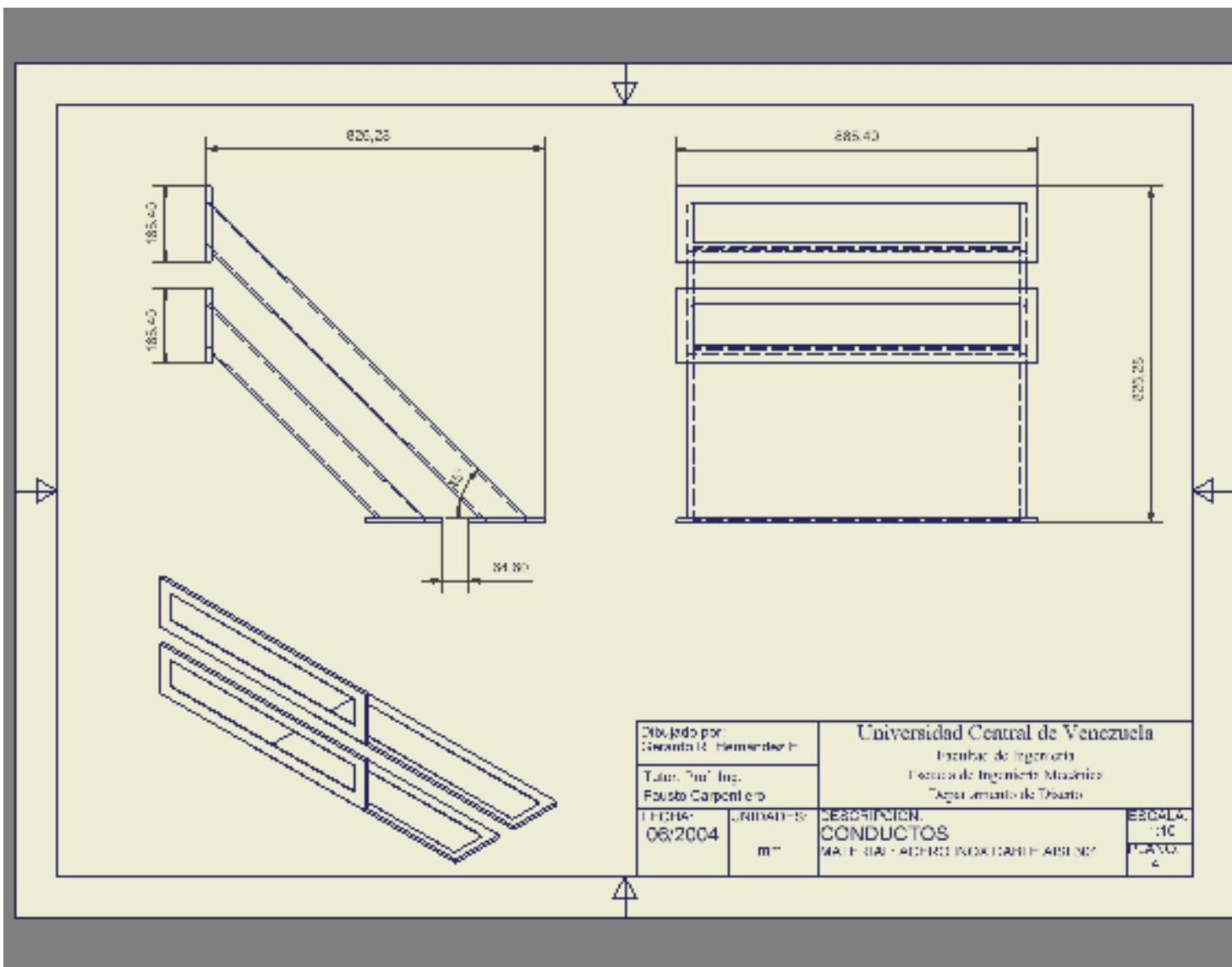


Dibuñado por: Giovanni Hernandez		Universidad Central de Venezuela Facultad de Ingeniería Escuela de Ingeniería Mecánica Departamento de Diseño	
Título: "Tray" Inc. Fausto Carpentier			
FECHA:	UNIDAD:	DESCRIPCION:	ESCALA:
06/2004	m ³	BANDEJA DE SALIDA MATEMÁTICA - ALFABÉTICO - NUMÉRICO - ALFABÉTICO	1:50
			FOLIO: 6

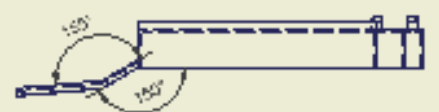
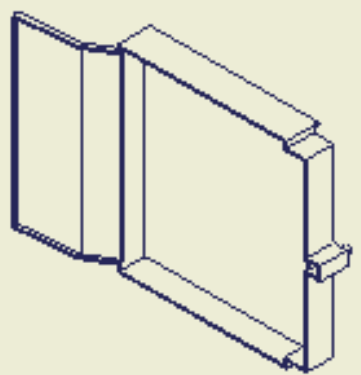
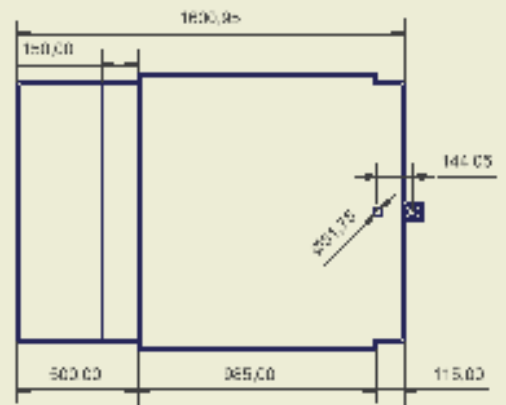
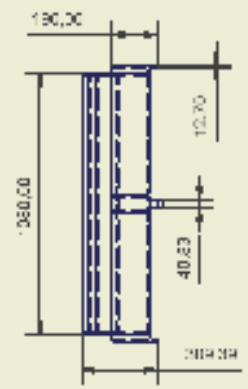




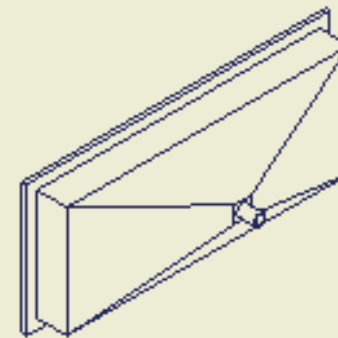
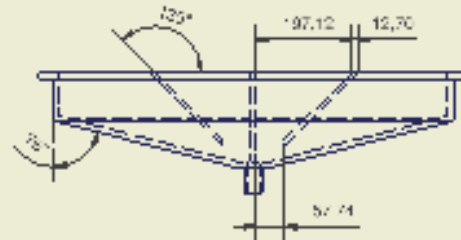
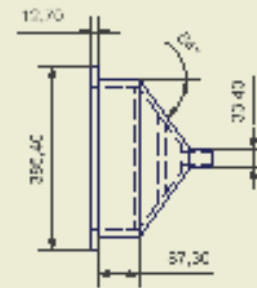
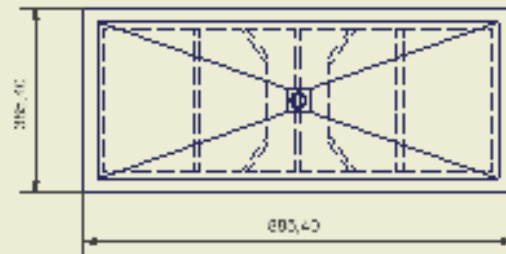
Dibuñado por: Giovanni Hernandez		Universidad Central de Venezuela Facultad de Ingeniería Escuela de Ingeniería Mecánica Departamento de Diseño	
Taller: "Tú" Inc. Fausto Carpentiero			
FECHA: 06/2004	UNIDAD(S): m ²	DESCRIPCIÓN: CESTA TRANSPORTADORA MATE: 040 - ACHRI: INOX: 0401 - ABS: 001	ESCALA: 1:10 PLANO: 1



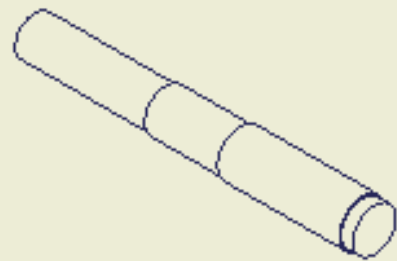
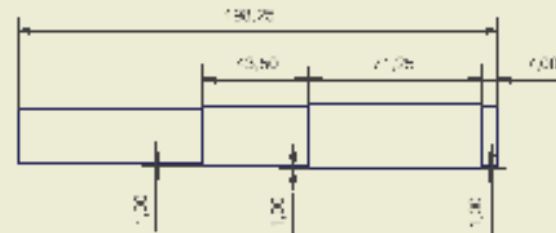
Dibuñado por: Giovanni Hernandez		Universidad Central de Venezuela Facultad de Ingeniería Escuela de Ingeniería Mecánica Departamento de Diseño	
Tarea: "Air" Inc. Fausto Carpentieri			
FECHA: 06/2004	UNIDAD(S): m ²	DESCRIPCIÓN: CONDUCTOS MATE: 040 - ACHRE: INOX: 0401 - ABS: 007	ESCALA: 1:10 PLANO: 2



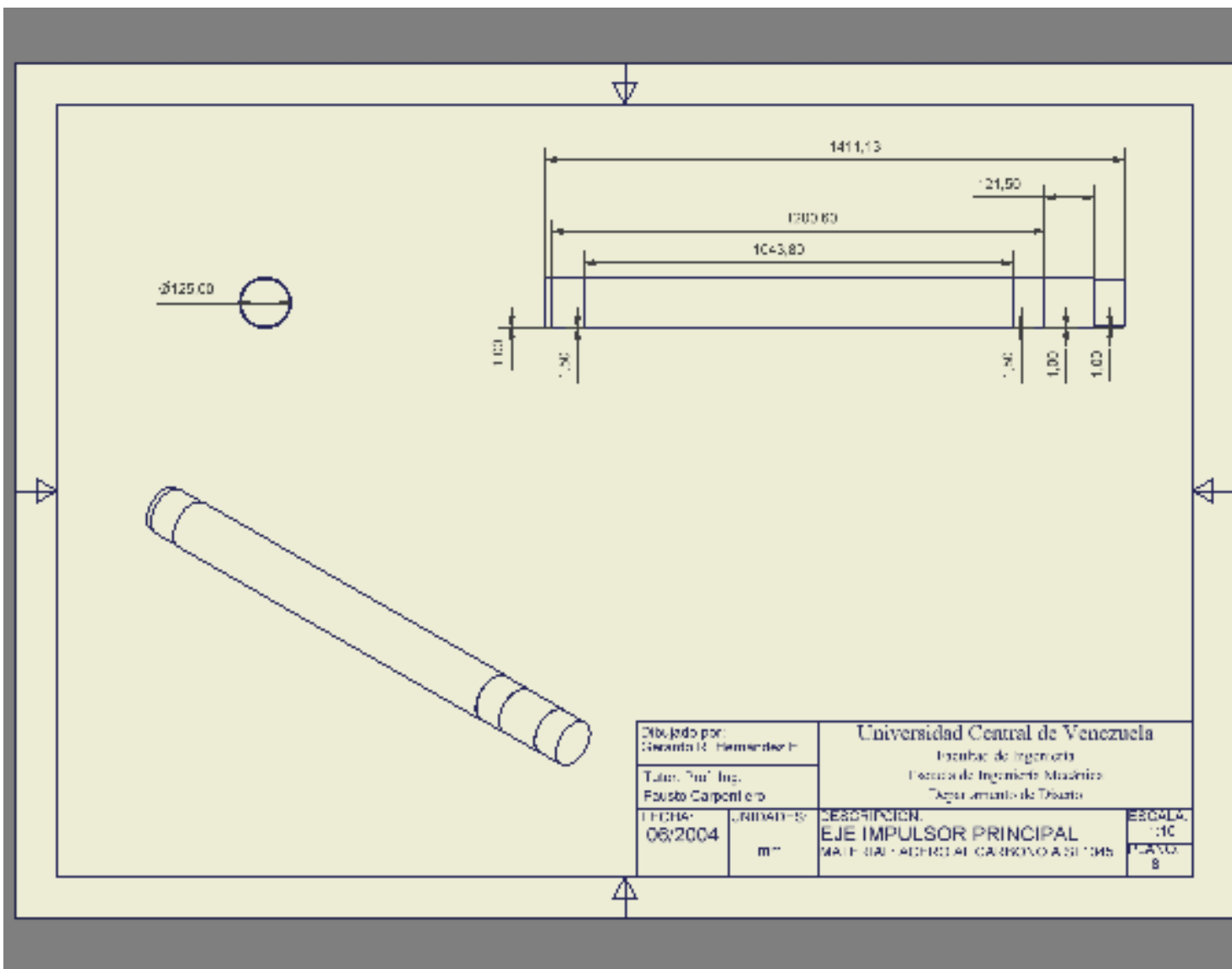
Dibuñado por: Giovanni Hernandez		Universidad Central de Venezuela Facultad de Ingeniería Escuela de Ingeniería Mecánica Talleramiento de Diseño	
Tarea: "m" Ing. Fausto Carpentiero			
FECHA: 06/2004	UNIDAD: m ²	DESCRIPCION: DEPOSITO DE AGUA MATEMÁTICA - ARCHIVO INFORMATICO - ABSORCIÓN	ESCALA: 1:00 PLANO: 5



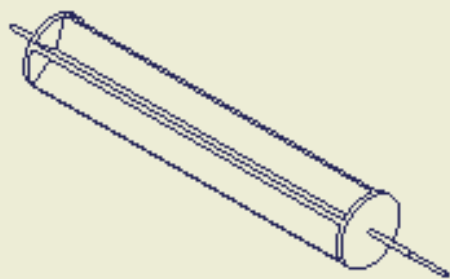
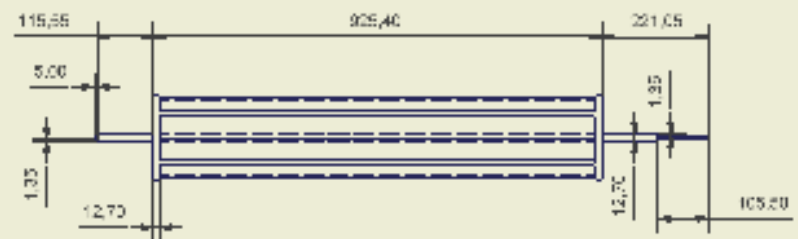
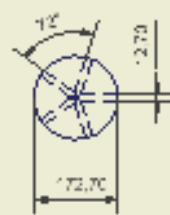
Dibuñado por: Giovanni Hernandez		Universidad Central de Venezuela Facultad de Ingeniería Escuela de Ingeniería Mecánica Departamento de Diseño	
Título: "m" Inc. Fausto Carpentiero			
FECHA: 06/2004	UNIDAD: m ²	DESCRIPCIÓN: DISTRIBUIDOR DE VAPOR MATEMÁTICO - MECÁNICO - INDUSTRIAL - AEROSPA	ESCALA: 1:10 PLANO: 7



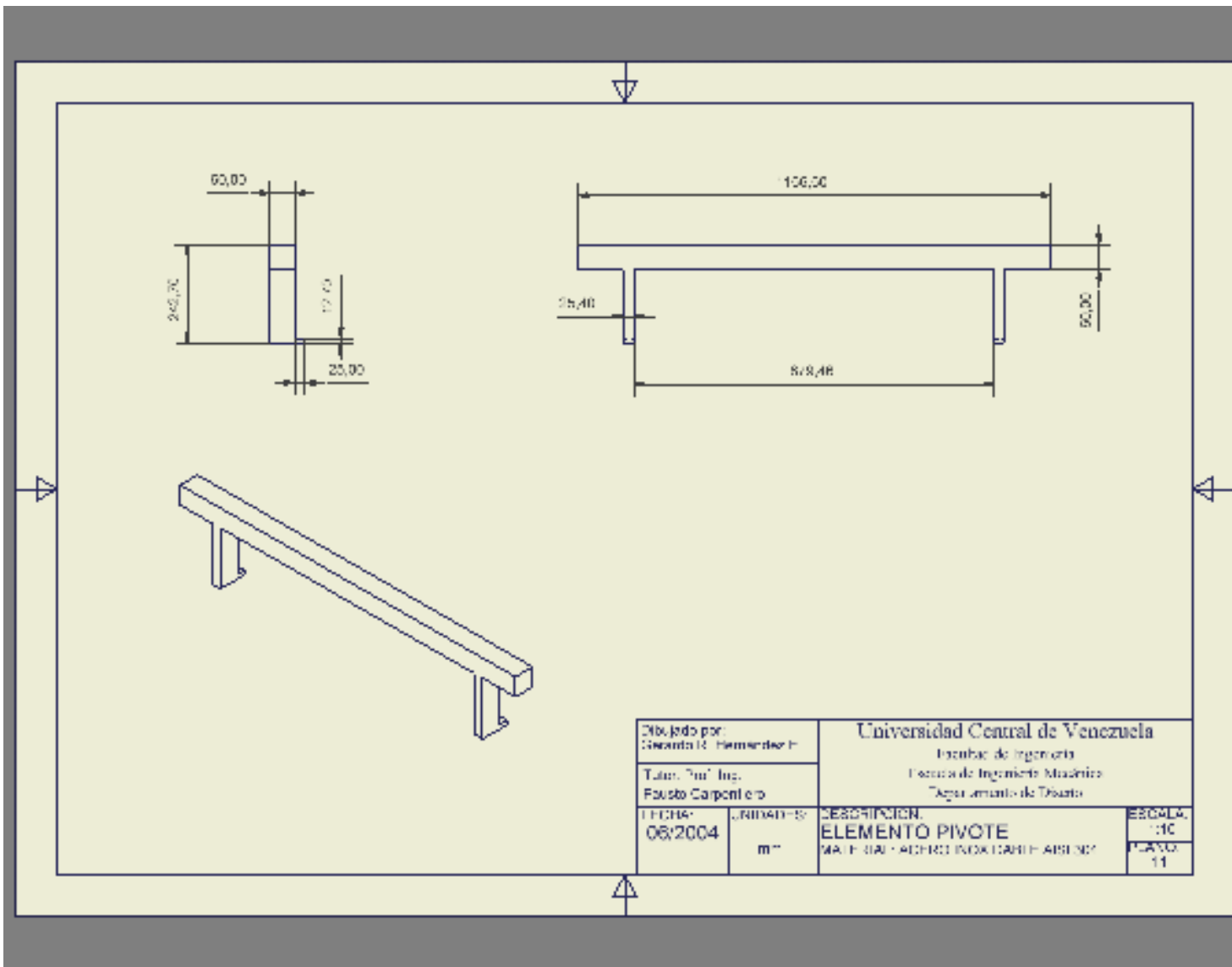
Dibujado por: Gonzalo Hernandez		Universidad Central de Venezuela Facultad de Ingeniería Escuela de Ingeniería Mecánica Departamento de Diseño	
Tutor: Ing. Fausto Carpentier			
FECHA:	UNIDAD:	DESCRIPCIÓN:	ESCALA:
06/2004	m ^{mm}	EJE IMPULSOR DE CARGA MATEMÁTICO - APLICADO EN EL DISEÑO	1:2 PLANO 9



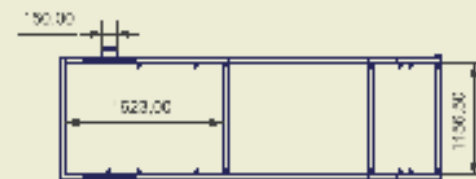
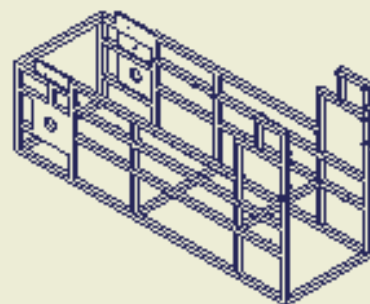
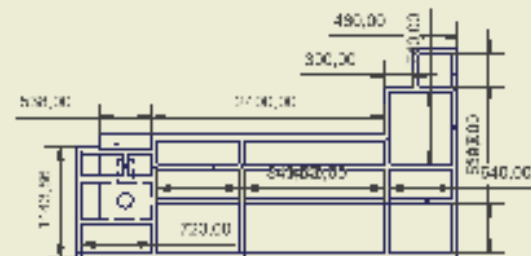
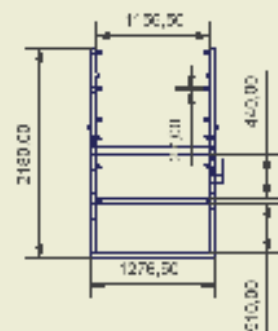
Dibuñado por: Giovanni Hernandez		Universidad Central de Venezuela Facultad de Ingeniería Escuela de Ingeniería Mecánica Departamento de Diseño	
Tarea: "m" Imp. Fausto Carpentiero			
FECHA: 06/2004	UNIDADES: m"	DESCRIPCION: EJE IMPULSOR PRINCIPAL MATERIAL: ACERO AL CARBONO A31345	ESCALA: 1:10 PLANO: 8



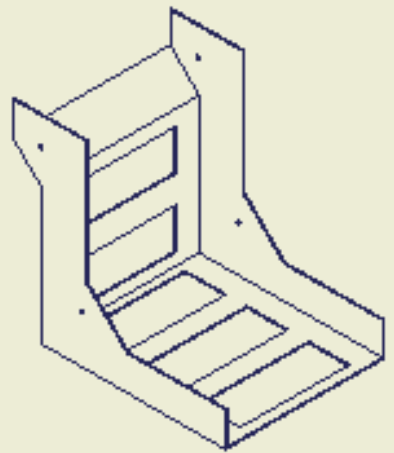
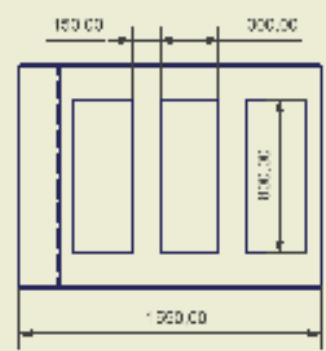
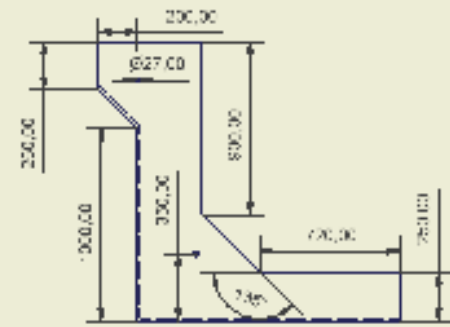
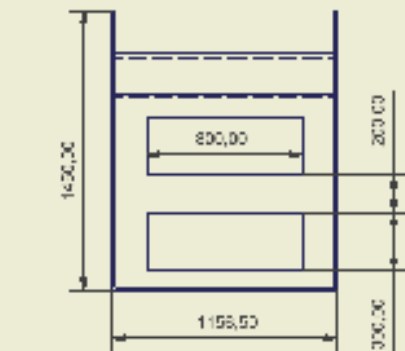
Dibujado por: Gonzalo H. Hernández F.		Universidad Central de Venezuela Facultad de Ingeniería Escuela de Ingeniería Mecánica Departamento de Diseño	
Título: "Diseño" Fausto Carpentieri			
FECHA:	UNIDAD:	DESCRIPCIÓN:	ESCALA:
06/2004	m	ELEMENTO GIRATORIO MATERIAL: ACERO INOXIDABLE AISI 307	1:10 10



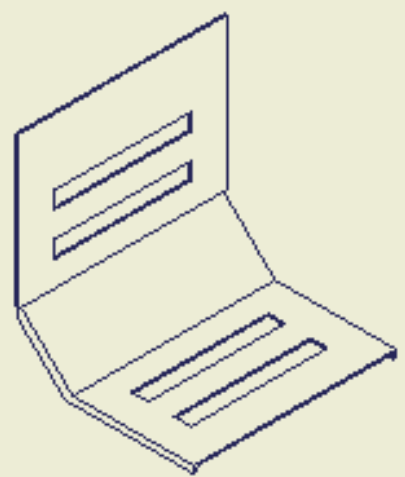
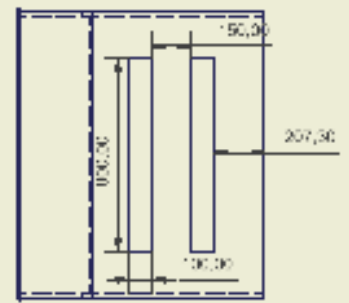
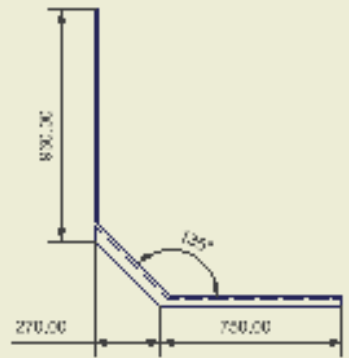
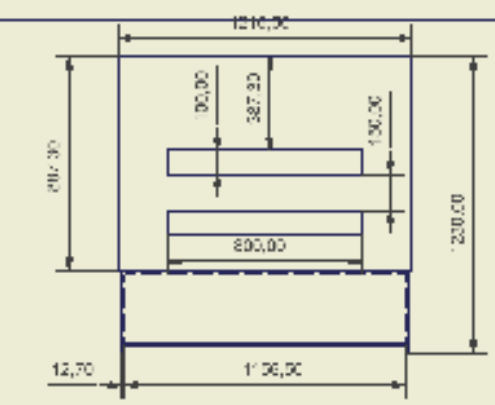
Dibuñado por: Giovanni Hernandez		Universidad Central de Venezuela Facultad de Ingeniería Escuela de Ingeniería Mecánica Departamento de Diseño	
Título: "Piv" Imp. Fausto Carpentieri			
FECHA:	UNIDAD:	DESCRIPCIÓN:	ESCALA:
06/2004	m ²	ELEMENTO PIVOTE (MATERIA: ALUMINIO INOXIDABLE) (ABSORBE)	1:10 PLANO 11



Dibujo por: Giovanni Hernandez P.		Universidad Central de Venezuela Facultad de Ingeniería Escuela de Ingeniería Mecánica Departamento de Diseño	
Taller: "Tm" Inc. Fausto Carpentero		DESCRIPCION: ESTRUCTURA MATEMÁTICA DE LOS ELEMENTOS MECANICOS DE LA A-500 GRADO C	ESCALA: 1:50
FECHA: 06/2004	UNIDADES: m ²		PLANO: 14



Dibuñado por: Giovanni Hernandez		Universidad Central de Venezuela Facultad de Ingeniería Escuela de Ingeniería Mecánica Departamento de Diseño	
Título: Taller de Ingeniería Mecánica		DESCRIPCIÓN: SECCION A MATEMÁTICA - MECÁNICA - DISEÑO	
Fecha: 06/2004	Unidad: m ³		
		Hoja: 11	



Dibuñado por: Giovanni Hernandez		Universidad Central de Venezuela Instituto de Ingeniería Escuela de Ingeniería Mecánica Departamento de Diseño	
Tarea: "m" Inc. Fausto Carpentieri			
FECHA: 06/2004	UNIDAD: m ²	DESCRIPCIÓN: SECCIÓN B MATEMÁTICA - APLICACIONES - ARITMÉTICA	ESCALA: 1:00 PLANO: 13