

**ESCUELA SUPERIOR POLITÉCNICA DEL LITORAL**

**Facultad de Ingeniería en Mecánica y Ciencias de la  
Producción**

**“Diseño De Una Planta Empacadora Para Mango”**

**TESIS DE GRADO**

**Previo la obtención del Título de:**

**INGENIERO MECÁNICO**

**Presentada por:**

**Milton Vladimir Velasco Chiriboga**

**GUAYAQUIL - ECUADOR**

**Año: 2006**

## **A G R A D E C I M I E N T O**

**A todas las personas que ayudaron y colaboraron en la culminación de este trabajo, principalmente al Ing. Manuel Helguero A. por su valiosa ayuda.**

# **DEDICATORIA**

**MIS PADRES**

**A MI HERMANA**

**A MI ESPOSA**

**A MI HIJO**

**A MI TIA**

## **TRIBUNAL DE GRADUACIÓN**

---

**Ing. Mario Patiño A.**  
**DELEGADO DEL DECANO**  
**DE LA FIMCP**  
**PRESIDENTE**

---

**Ing. Manuel Helguero A.**  
**DIRECTOR DE TESIS**

---

**Dr. Kléber Barcia V.**  
**VOCAL**



## **DECLARACIÓN EXPRESA**

**“La responsabilidad del contenido de esta Tesis de Grado, me corresponden exclusivamente; y el patrimonio intelectual de la misma a la ESCUELA SUPERIOR POLITÉCNICA DEL LITORAL”**

**(Reglamento de Graduación de la ESPOL)**

---

**Milton Vladimir Velasco Chiriboga**

## **RESUMEN**

El mango es una de las frutas tropicales mejor pagadas en los mercados internacionales, por tal razón las exigencias de calidad son especialmente estrictas por lo cual los productores y exportadores tienen que darle mucha importancia a este hecho, ya que la competencia de otros países incrementa cada año. Este producto natural ha tenido un creciente aumento de cosecha y exportación en nuestro país desde su primera salida al exterior hace más de una década, aunque todavía no se ha podido exportar la mayoría que se logra cosechar entre los meses de octubre y febrero, por ejemplo en el 2000 se cosechó 143.164 TM y se exportó el 20%, es decir, 28.247 TM.

El problema surge porque existen comunidades donde este recurso natural no son utilizadas completamente y debidamente, ya que mucho de esta fruta cae al piso y no se le da una buena utilización, otra parte se descompone o también no se le da un buen cuidado, simplemente el hacendado no tiene la visión de que puede vender este producto, ya que estas comunidades no tienen la idea para el aprovechamiento del mismo y poder darle a este producto un valor y sacarle beneficio.

Con este proyecto se tiene por objetivo entregar una visión general de aquellas empresas que tienen una infraestructura y conocimiento en el procesamiento de alimentos de lo que significa el empaclado de esta fruta y además de servir de guía para aprovechar este recurso natural que en

comunidades no son exportadas todavía, en el cual se tratarán diversos aspectos como:

Exportaciones del mango en nuestro país, características esenciales de la empacadora; las condiciones de la planta, del control de calidad, las diversas etapas del proceso, para luego pasar a la selección y diseño de equipos y elementos necesarios para tener un producto de exportación y apto para su consumo.

Con todos estos temas a tratar se espera tener una planta empacadora para mango con una capacidad de 2.000.000 de cajas en la temporada y exportarlas principalmente a Estados Unidos y Japón; con lo cuál se dará una visión estructural y económica en equipos y elementos utilizados.

# ÍNDICE GENERAL

	Pág.
RESUMEN.....	II
ÍNDICE GENERAL.....	III
ABREVIATURAS.....	IV
SIMBOLOGÍA.....	V
ÍNDICE DE FIGURAS.....	VI
ÍNDICE DE TABLAS.....	VII
ÍNDICE DE PLANOS.....	VIII
INTRODUCCIÓN.....	1
CAPITULO 1	
1. INTRODUCCIÓN Y DESCRIPCIÓN DE LA FRUTA.....	3
1.1 Descripción Botánica.....	4
1.2 Clasificación de la Fruta.....	14
1.3 Parámetros de calidad de la fruta.....	16
1.4 Valor Nutricional.....	20
1.5 Comercialización del mango.....	21
1.5.1 Exportación en el Ecuador.....	22

1.5.2 Estacionalidad de la oferta – demanda.....	27
--	----

## CAPITULO 2

### 2. DESCRIPCIÓN DE LAS CARACTERÍSTICAS BASICAS

DE LA PLANTA.....	33
2.1 Detalles de Construcción.....	35
2.2 Secciones de la Planta.....	41
2.3 Sala de empackado y ubicación de equipos.....	44
2.4 Asistencia en la Instalación.....	47

## CAPITULO 3

### 3. CONDICIONES DEL PROCESO DE EMPACADO DE MANGO.....

3.1 Condiciones del Proceso.....	51
3.2 Descripción del Proceso.....	56
3.3 Control de calidad del Proceso.....	65
3.3.1 Programa Integral de control.....	66
3.3.2 Calidad del proceso.....	68

## CAPITULO 4

### 4. SELECCIÓN DE ELEMENTOS Y EQUIPOS INVOLUCRADOS

EN EL PROCESO.....	73
4.1 Selección de máquina de limpieza.....	76

4.2	Selección de máquina de clasificación.....	82
4.3	Selección de abrillantadora.....	85
4.4	Selección de sistema para armado de cajas de cartón.....	87

## CAPITULO 5

### 5. DISEÑO DE ELEMENTOS Y EQUIPOS INVOLUCRADOS

	EN EL PROCESO.....	90
5.1	Diseño de tratamientos hidrotérmico.....	91
5.1.1	Diseño de sistema de grúa.....	92
5.1.2	Diseño de recipiente reservorio de agua.....	171
5.1.3	Diseño de intercambiador de calor.....	177
5.1.4	Diseño de puerta de acceso del producto.....	209
5.2	Diseño del sistema de enfriamiento.....	213
5.2.1	Selección de ventiladores de secado.....	214
5.2.2	Diseño de recipiente reservorio para tratamiento de funguicidas.....	217
5.3	Diseño de Sistema de Banda y Transporte.....	227
5.3.1	Diseño de Transporte de mangos.....	229
5.3.2	Diseño de Transporte de canasta con mangos.....	256
5.4	Diseño de cámara de Refrigeración.....	257
5.4.1	Aproximación de Cargas externas e internas.....	258
5.4.2	Selección de sus elementos.....	270

5.5 Diagrama Pert del Montaje.....	275
------------------------------------	-----

## CAPITULO 6

6. ANÁLISIS DE COSTOS.....	277
6.1 Costo de maquinaria y elementos seleccionados.....	278
6.2 Costo d equipos y elementos a construir.....	282

## CAPITULO 7

7. CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES.....	295
--	-----

## APENDICES

## BIBLIOGRAFÍA

## ABREVIATURAS

°C	Grados Centígrados
°K	Grados Kelvin
°F	Grados Fahrenheit
Aprox.	Aproximado
APHIS	Inspección Animal y vegetal de los EUA
Brix	Grados de azúcar
BTU	unidad térmica británica
Cos	Coseno
cm	Centímetro
cm <sup>3</sup>	Centímetro cúbico
cm <sup>4</sup>	Centímetro a la cuarta
CFM	Pie cúbico por minuto
dB	Decibel
EUA	Estados Unidos
Etc	Etcétera
g	Gramos
gpm	Galones por minuto
H.R.	Humedad relativa
h	Hora
Hp	Caballos de fuerza
I.V.A.	Impuesto al valor agregado.
in	Pulgada
in <sup>4</sup>	Pulgada a la cuarta
J	Joule
Km	Kilómetros
Kg	Kilogramos
kN	Kilo Newton
kN/m <sup>2</sup>	Kilo Newton – metro cuadrado
Kg	Kilogramo
Kg/m	Kilogramo – metro
Kg/m <sup>3</sup>	Kilogramo – metro cúbico
Kg/mm <sup>2</sup>	Kilogramo – milímetro cuadrado
KJ/Kg	Kilojoule - kilogramo
Kg/s	Kilogramo - segundo



lt	Litros
lb	Libras
Lbm/pie <sup>3</sup>	Libra masa – pie cúbico
Ln	Logaritmo natural
MPa	Mega Pascal
m	Metro
m/s	Metro - segundo
m <sup>2</sup>	Metro cuadrado
m <sup>3</sup>	Metro cúbico
mm	Milímetro
mm <sup>2</sup>	Milímetro cuadrado
m/min	Metro – minuto
m/seg.	Metro – segundo
m <sup>2</sup> /seg	Metro cuadrado - segundo
m <sup>3</sup> /seg	Metro cúbico – segundo
m/seg <sup>2</sup>	Metro – segundo al cuadrado
m <sup>3</sup> /Kg	metro cúbico - kilogramo
m.s.n.m.	Metros sobre el nivel del mar
mg	Miligramos
min	Minutos
NPSHA	Cabecal neto positivo de succión disponible
N	Newton
N.m	Newton por metro
N.s/m <sup>2</sup>	Newton por segundo – metro cuadrado
Pa	Pascal
Psi	Libras - pulgadas al cuadrado
RPM	Revoluciones por minuto
Ton	Toneladas
Ton/h	Toneladas - hora
SESA	Servicio Ecuatoriano de Sanidad Agropecuaria
W	Vatios
W/°K.m <sup>2</sup>	Watt – kelvin por metro cuadrado
W/°K.m	Watt – kelvin por metro

## SIMBOLOGÍA

%	Porcentaje
a	Valor de relación largo y altura
$\Delta T$	Diferencial de temperatura
e	Eficiencia mecánica de transmisión
f	Angulo de rotación de barra
Q	Angulo de rotación de nodo
$\rho$	Densidad
\$	Dólares americanos
$\sigma$	Esfuerzo Normal
$\sigma_a$	Esfuerzo alternante
$\sigma_m$	Esfuerzo medio
$\tau$	Esfuerzo de corte
g	Peso específico
$\eta$	Eficiencia o factor de seguridad
$\pi$	Pi
$\mu$	Viscosidad
n	volumen específico
w	Velocidad Angular
$\Delta P$	Caída de presión o diferencial de presión
A	Área
$A_t$	Área a tensión
B	Ancho de la banda real
$B_c$	Distancia entre apoyos
b	ancho de la banda teórica
C	Factor de corrección
$C_c$	Punto de inflexión
$C_p$	Calor específico
CO <sub>2</sub>	Dióxido de carbono
CH	Cambios hora
D	Diámetro
d	Distancia entre pernos
$d_s$	Diámetro mínimo de eje
dT <sub>ml</sub>	Temperatura media logarítmica

E	Módulo de elasticidad
e	base de logaritmo neperiano
F	Fuerza
Ft	Pies
FS	Factor de servicio
f	Factor de fricción
G	Gravedad específica
G <sub>b</sub>	Peso de la banda
G <sub>r</sub>	Peso de rodillos
g	Gravedad
Ha.	Hectárea
h	Altura
h <sub>FT</sub>	Cabezal total de pérdida por fricción
h <sub>FA</sub>	Pérdida por fricción en accesorios
I	Segundo momento de inercia
J	Segundo momento polar de inercia
J <sub>u</sub>	Segundo momento polar de inercia unitario
K	Factor de empotramiento o factor de longitud efectiva
K <sub>L</sub>	Coefficiente de pérdida de tubería
k <sub>letra</sub>	Conductividad térmica
L	Longitud
L <sub>e</sub>	Longitud efectiva
LS	Cabezal de succión
M	Momento
M <sup>E</sup>	Momento de empotramiento perfecto
Mpm	Carga del material por metro de banda
m	Masa
Nu	Número de Nut
O <sub>2</sub>	Oxígeno
Po	Potencia teórica
P	Presión
Pr	Número de Prandtl
P <sub>no.</sub>	Fuerza puntual
Ph	Potencial de hidrógeno
P <sub>m</sub>	Potencia de motor
PB	Cabezal debido a la presión atmosférica
Pr	Potencia real
Q	Caudal
Q <sub>letra</sub>	Calor
Q <sub>t</sub>	Capacidad de banda
Q <sub>v</sub>	Capacidad volumétrica de la banda
r	Radio
R	Resistencia
R <sub>No</sub>	Reacciones

Re	Número de Reynolds
S	Resistencia a la tracción
S <sub>e</sub>	Límite de resistencia a la fatiga corregido
S <sub>ut</sub>	Resistencia máxima a la tracción
S <sub>y</sub>	Resistencia de fluencia o resistencia de punto cedente
S <sub>1</sub>	Espacio entre rodillos
Sen	Seno
TM	Toneladas métricas
U <sub>o</sub>	Coefficiente Global de Transferencia de Calor
v	Velocidad
T	Torque
T <sub>letra</sub>	Temperatura
T <sub>No</sub>	Tensiones
T <sub>e</sub>	Tensión efectiva
T <sub>u</sub>	Tensión unitaria
T <sub>o</sub>	Tensión mínima
t	Espesor
V	Volumen
VP	Cabezal de presión de vapor
x	Calidad de gas líquido
W	Peso
Z	Módulo de sección

## ÍNDICE DE FIGURAS

	Pag
Figura 1.1	Áreas de Producción de Mango.....11
Figura 2.1	Diagrama básico de la estructura de la planta.....46
Figura 3.1	Diagrama de los pasos del empaque de mango fresco para exportación.....57
Figura 4.1	Gráfico de lavadora de mangos en funcionamiento.....78
Figura 4.2	Esquema lateral de lavadora .....79
Figura 4.3	Volcador de cajones o bins de frutas.....81
Figura 4.4	Calibrador electrónico para selección de fruta.....84
Figura 4.5	Enceradora de Frutas.....86
Figura 4.6	Máquina formadora de cajas de cartón.....88
Figura 5.1	Jaula de Inmersión para tratamientos.....94
Figura 5.2	Diagrama de fuerzas actuantes en el perfil 1.....96
Figura 5.3	Diagrama de fuerzas de perfil 2 del bastidor.....100
Figura 5.4	Diagrama de fuerzas en perfil No. 3.....104
Figura 5.5	Diagrama de fuerzas del perfil No.4.....106
Figura 5.6	Diagrama y descomposición de fuerzas en perfil 5.....108
Figura 5.7	Dimensiones de punto de agarre de la jaula.....112
Figura 5.8	Soldadura en perfil 1.....115
Figura 5.9	Soldadura en Oreja de jaula de inmersión.....117
Figura 5.10	Pórtico Grúa para transporte de jaulas.....119
Figura 5.11	Diagrama de fuerzas en perfil carril.....121
Figura 5.12	Diagrama de viga 2 con sus fuerzas actuantes.....127
Figura 5.13	Pórtico superior .....132
Figura 5.14	Esquema de flexión de los perfiles.....134
Figura 5.15	Ángulos de inclinación de las columnas.....137
Figura 5.16	Diagrama de cuerpo libre del pórtico superior.....141
Figura 5.17	Pórtico inferior .....143
Figura 5.18	Diagrama de fuerzas resultantes sobre columnas.....152
Figura 5.19	Soldadura de Viga Carril con Viga Soporte.....155
Figura 5.20	Diagrama de soldadura entre viga soporte y columna.....158
Figura 5.21	Diagrama de soldadura de placa de anclaje.....163
Figura 5.22	Ubicación y dimensiones de placa de anclaje.....168

Figura 5.23	Dimensiones de polipasto.....	171
Figura 5.24	Tanque de tratamiento de mango con sus dimensiones.....	173
Figura 5.25	Diagrama de reacciones sobre pared del tanque.....	175
Figura 5.26	Intercambiador de coraza y tubos.....	178
Figura 5.27	Variación de temperatura del agua versus tiempo con un caudal de agua estable.....	186
Figura 5.28	Distribuciones de temperatura para el intercambiador.....	190
Figura 5.29	Gráfico de espejo de tubos en el intercambiador.....	198
Figura 5.30	Gráfico esquemático de flujo de nuestro análisis.....	200
Figura 5.31	Curvas del modelo de bomba para intercambiador.....	208
Figura 5.32	Esquema de puerta de acceso para área de cuarentena .....	210
Figura 5.33	Gráfico de Carta de Familia de RPM.....	216
Figura 5.34	Gráfico de Carta de Velocidades Mínimas y Máxima.....	216
Figura 5.35	Dimensiones del ventilador seleccionado para el secado.....	217
Figura 5.36	Tanque de enfriamiento de mango con sus dimensiones.....	218
Figura 5.37	Curvas de bomba para tanque de enfriamiento.....	226
Figura 5.38	Ubicación de las bandas transportadoras para la selección y empaque. ....	229
Figura 5.39	Gráfico para cálculo de ancho de banda.....	233
Figura 5.40	Diferencia de tensiones en banda.....	244
Figura 5.41	Dimensiones del cuarto para el almacenamiento de cajas....	258
Figura 5.42	Características técnicas de la unidad condensadora.....	268
Figura 5.43	Características de la unidad evaporadora.....	269
Figura 5.44	Conexión de líneas de refrigeración para la cámara.....	272

## ÍNDICE DE TABLAS

Tabla 1	Promedios de altitud, precipitación y temperaturas anuales de las llanuras de la costa en Ecuador.....	09
Tabla 2	Principales zonas y cultivares dedicados para exportación en las provincias del Guayas y Los Ríos.....	10
Tabla 3	Características principales de algunas variedades de mango.....	16
Tabla 4	Valor Nutritivo del mango 100g de parte comestible.....	21
Tabla 5	Volúmenes de Exportación de Mango Fresco (en TM).....	23
Tabla 6	Destino y Valor FOB de las Exportaciones de Mango en US\$ x 1000 del Ecuador.....	24
Tabla 7	Precios del Mango Ecuatoriano (US \$ FOB x TM).....	27
Tabla 8	Estacionalidad de Exportaciones de Mango (FOB en miles).....	29
Tabla 9	Cuadro Comparativo de las Campañas 2002 al 2004 .....	30
Tabla 10	Cuadro Comparativo de Diferentes Tipos de Mango de Exportación .....	31
Tabla 11	Ejemplo real de cuadro semanal de kilos de mango empacado.....	75
Tabla 12	Variación de temperatura en el tiempo para ver el caudal final.....	185
Tabla 13	Variación de temperatura en el tiempo con el caudal estable.....	187
Tabla 14	Factores de pérdida por accesorios y válvulas.....	205
Tabla 15	Variación de la temperatura del mango y del agua con flujo de agua constante.....	211
Tabla 16	Coeficientes de fricción en partes móviles.....	237
Tabla 17	Valores promedio del peso de los rodillos.....	238
Tabla 18	Valores promedio del peso de la cinta transportadora.....	239

Tabla 19	Eficiencias mecánicas de equipos.....	243
Tabla 20	Coeficiente de fricción entre banda y tambor.....	246
Tabla 21	Clasificación de rodillos según CEMA.....	251
Tabla 22	Distancia entre apoyos en los tambores.....	255
Tabla 23	Cargas de calor debido a las paredes.....	262
Tabla 24	Rangos de cambios de aire para cuartos arriba de °0C.....	263
Tabla 25	Calor Removido por cambios de aire.....	264
Tabla 26	Calor equivalente por ocupación.....	265
Tabla 27	Horas Hombres Utilizadas para Montaje de Equipos.....	276
Tabla 28	Costo de Lavadora de Frutas por Inmersión.....	279
Tabla 29	Costo de Calibrador de Fruta por Peso.....	280
Tabla 30	Costo de Encerador de Frutas.....	280
Tabla 31	Costo de Armadora de Cajas.....	281
Tabla 32	Costos Totales de Equipos y Accesorios Seleccionados.....	282
Tabla 33	Costo de Jaula de Inmersión.....	283
Tabla 34	Costo de Pórtico Grúa.....	284
Tabla 35	Costo de Intercambiador de Calor.....	285
Tabla 36	Costo de Sistema de Bomba para Intercambiador.....	286
Tabla 37	Costo de Puerta para área de Cuarentena.....	287
Tabla 38	Costo de Ventilador para Secado.....	287
Tabla 39	Costo de Tanque para Tratamientos.....	288
Tabla 40	Costo de Sistema de Bomba para Tanque de enfriamiento...	289
Tabla 41	Costo de Banda Transportadora de Mangos.....	290
Tabla 42	Costo de Banda Transportadora de Gavetas Vacías.....	291
Tabla 43	Costo de Cámara de Refrigeración.....	292
Tabla 44	Costo Totales de Equipos y Accesorios diseñados.....	293
Tabla 45	Costo Totales de Equipos Seleccionados y Diseñados.....	294



## **INDICE DE PLANOS**

Plano 1	Plano General de la Planta Empacadora
Plano 2	Estructura de Jaula de Inmersión
Plano 3	Estructura de Pórtico Grúa para la Transportación
Plano 4	Tanque de Inmersión de Tratamiento
Plano 5	Intercambiador de Calor
Plano 6	Puerta de Acceso en Área de Cuarentena
Plano 7	Tanque de Inmersión para Enfriamiento
Plano 8	Estructura de Pórtico Grúa en Área de Cuarentena
Plano 9	Bandas de Transportación y Selección de Mangos

# INTRODUCCIÓN

La presente tesis trata acerca del diseño de una planta empacadora de mango para su respectiva exportación al mercado europeo y norte americano principalmente el segundo, este surge con la necesidad de utilizar el desperdicio de mangos que se genera en las plantaciones, también con el propósito entregar una visión general de las regulaciones en la planta, además está destinada a servir de apoyo y guía para aquellos grupos de personas que tienen la idea de estructurar microempresas para el aprovechamiento de aquellos recursos naturales.

El objetivo principal de este trabajo será instalar de manera eficiente el proceso de empacado de un recurso natural y tener como producto final una fruta que se pueda exportar y sea aceptada por las diferentes regulaciones que controlan este proceso, una vez identificados todos los requerimientos, el siguiente paso será encontrar y diseñar de manera sencilla las soluciones.

Esta planta se diseñará con una base establecida de elementos como estructuras, trabajos eléctricos, trabajos civiles y otros, además de contar con sistema de vapor, agua fría y caliente, agua potable, aire comprimido y otros sistemas necesarios, por lo que diseñamos y seleccionamos los equipos y lo que haremos es empataarnos a la red principal en algunos de los casos.

Empezaremos describiendo la fruta como son, sus características fisiológicas, químicas y otras, además del mercado que existe de este producto en el país, luego los dos siguientes capítulos se verá las practicas y procesos que se deben realizar dentro de la empacadora y tener asi una idea sólida de lo que necesitaremos, para de allí pasar a la parte más importante de la tesis que el diseño de algunas de los requerimientos, donde se realizará un diseño de forma con todos los requerimientos y empezar a diseñar utilizando los conocimientos básicos asimilados en los estudios superiores como son teorías de Goodman y Von Misses, además de sistemas de transferencia de calor, y conocimientos de refrigeración, sin embargo, se especificará las fuentes cuando esto no se de. Se realizará la selección de ciertos elementos y sistemas del proceso como el calibrador de fruta, ya que debido a su grado de dificultad está fuera de la tesis y representaría la elaboración de otra tesis.

Terminando se mostrarán los costos involucrados para la instalación y construcción de los equipos analizados en el trabajo, con esta metodología se espera llegar a una alternativa sólida y eficiente para el cliente, con el objetivo de tener una planta de empacado de mango para exportación cumpliendo con todas las exigencias y procesos que conlleva.

# CAPÍTULO 1

## 1. INTRODUCCIÓN Y DESCRIPCIÓN DE LA FRUTA.

En este capítulo nos concentraremos en una parte importante en la que se procederá a dar las bases de la fruta, y poner en claro las características físicas, botánicas y químicas de la fruta, además describir la calidad que debe tener el fruto para una buena cosecha y exportación para luego identificaremos las diferentes variedades de mango que existen en nuestro país y dar algunas propiedades de las mismas, para terminar con el comercio exterior del producto y la oferta que tiene la fruta.

El árbol del mango es originario de la zona indo-birmana. La fruta misma (Lat. *Mangifera indica*), es naturalmente tropical y es la más importante después del plátano en el comercio mundial, sin embargo, juega un papel escasamente importante por su extrema sensibilidad a dañarse por la presión exterior, lo hace que se comercialicen pocas cantidades de la misma comparada con otras frutas tropicales. Como la planta se dispersó en épocas tempranas, hoy en día su cultivo abarca no sólo las regiones tropicales, cálidas, sino también las subtropicales. En el país también es una fruta que se comercializa hacia el exterior, hace unos pocos años en grandes cantidades, existen seis entidades importantes aproximadamente que

procesan como alimento este tipo de fruta, pero hay unas ocho que las exportan como materia prima o para consumo, al término se podrá observar los cuadros y estadísticas que se manejan con respecto a este producto.

Esta fruta ahora, se encuentran bajo cultivos en áreas importantes en India, Indonesia, Florida, Hawai, México, Sudáfrica, Egipto, Israel, Brasil, Cuba, Ecuador y otros numerosos países tanto en Asia como en Sudamérica, siendo México el principal país exportador del mundo.

### **1.1 Descripción Botánica**

Se describirá la forma física y las características tanto del árbol como de su fruto. Esta es una parte donde se podrá conocer el árbol y también cuando el fruto está listo para su recolección como sus etapas anteriores.

Esta plantación tarda en desarrollarse de 24 a 26 meses, pero no es sino hasta el tercer año, luego de la siembra, cuando se realiza la primera cosecha, la calidad final del mango depende del grado de desarrollo de la fruta al momento de la cosecha, las frutas que no han terminado su fase de desarrollo se pueden conservarse relativamente por largo tiempo, pero no logran jamás, a pesar de someterlas a condiciones óptimas de maduración, una calidad aceptable para ser consumidas, existe una relación directa entre el grado de madurez del mango y su sensibilidad al frío, mientras menos madura sea la fruta, es mayor su sensibilidad al frío.

Tronco.- El mango típico constituye un árbol de tamaño mediano, de 4-7 mts de altura. El tronco es más o menos recto, cilíndrico y de 55-85 cm de diámetro, cuya corteza de color gris – café tiene grietas longitudinales o surcos reticulados poco profundos que a veces contienen gotitas de resina.

Copa. La corona es densa y ampliamente oval o globular. Las ramitas son gruesas y robustas, frecuentemente con grupos alternos de entrenudos largos y cortos que corresponden al principio y a las partes posteriores de cada renuevo o crecimientos sucesivos.

Hojas. Las hojas son alternas, espaciadas irregularmente a lo largo de las ramitas, de pecíolo largo o corto, oblongo lanceolado, coriáceo, liso en ambas superficies, de color verde oscuro brillante por arriba, verde – amarillento por abajo, de 10-20 cm de largo, de 2-8 cm de ancho, y enteros con márgenes delgados transparentes.

Inflorescencia. Las panículas son muy ramificadas y terminales, de aspecto piramidal, de 6-30 cm de largo, de 3-20 cm de diámetro; las raquias son de color rosado o morado, algunas veces verde–amarillentas, redondeadas y densamente pubescentes o blancas peludas; las brácteas son oblongas– lanceoladas u ovadas–oblongas, intensamente pubescentes, se marchitan y caen pronto y miden de 0,3-0,5 cm de largo.

Flores. Las flores polígamas, de 4 a 5 partes, se producen en las cimas densas o en la últimas ramitas de la inflorescencia y son de color verde– amarillento, de 0,2-0,4 cm de largo y 0,5-0,7 cm de diámetro cuando están

extendidas. Los sépalos son libres, caedizos, ovados u ovados-oblongos, un tanto agudos u obtusos, de color verde-amarillento o amarillo claro, cóncavos, densamente cubiertos (especialmente en la parte exterior) con pelos cortos visibles, de 0,2-0,3 cm de largo y 0,1-0,15 cm de ancho.

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 cultivares comerciales. Generalmente los mangos poliembriónicos se utilizan como patrones. Posee un mesocarpo comestible de diferente grosor según los cultivares y las condiciones de cultivo.

Su peso varía desde 150 g hasta 1.5 kg. Su forma también es variable, pero generalmente es ovoide-oblonga, notoriamente aplanada, redondeada, u obtusa a ambos extremos, de 4-20 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 amarillo o anaranjado, jugosa y sabrosa.

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

**Exigencias del Cultivo.** En la siguiente lista se encuentran resumidos los factores naturales que se deben tener en consideración para conservar los frutos y su árbol.

Temperatura. Debe ser alta (22 - 25°C), lo que es posible solo en climas cálidos y hasta sub- cálidos a una altura que oscila entre 0 y 600 m.s.n.m. en nuestro país.

Lluvia. El trópico seco es ideal para el cultivo del mango, en Ecuador se da en lugares con precipitaciones de 900 a 1,300 mm anuales, es importante que exista una alternabilidad entre época lluviosa y época seca y que ésta última ocurra algunos meses antes de la floración para provocar un periodo de descanso o latencia que induzca a la diferenciación de las yemas vegetativas o florales, época seca que debe prolongarse hasta el tiempo de desarrollo de la fruta.

Humedad relativa. La humedad ideal oscila entre 40 y 60 %, si la humedad relativa es alta, asociada a altas temperaturas, provoca el ataque de hongos, por otra parte, una baja H.R. se asocia al deterioro de la fecundación del óvulo.

Vientos. Los vientos excesivos (superiores a 10 km / h) son perjudiciales ya que causan la caída de flor y frutos pequeños.

Luz solar. Debe ser abundante, por lo tanto es preferible que el mango crezca en lugares soleados y sus copas deben ser manejadas convenientemente mediante poda de formación, para que la luz solar penetre fácilmente hacia el interior de la copa del árbol.



Suelos. La mejor producción de mango se da en suelos limosos, profundos, con buena cantidad de humus, prosperan en arenas ligeramente ácidas al igual que en suelos alcalinos adecuadamente fertilizados. El mango es poco afectado por la calidad del suelo si se compara con otros frutales y es capaz de crecer y resistir estancamientos de agua, no prospera ni produce en suelos mal drenados.

Aquí presentamos un cuadro de las diferentes factores naturales en regiones de nuestro país:

**TABLA 1**

**Promedios de altitud, precipitación y temperaturas anuales de las llanuras de la Costa en Ecuador.**

<b>Localidad</b>	<b>Zona</b>	<b>Altitud (msnm)</b>	<b>Temp. Prom. (°C)</b>	<b>Precipitación (mm.)</b>
Salinas	Península Sta. Elena	6	23.5	188
La Libertad	Península Sta. Elena	4	24.3	200
Puna	Costa seca	3	24.8	635
Taura	Costa seca	17	25.1	727
Milagro	Cuenca del Guayas	13	25.6	1,780
Babahoyo	Cuenca del Guayas	8	25	1,867

**Zonas de Cultivo en el Ecuador**

En el Ecuador, las plantaciones comerciales comenzaron a principios de los 90's. Actualmente, existen más de 16,000 Ha dedicadas al mango, pero sólo alrededor de 10,000 Ha. están dedicadas a la exportación; el área restante se encuentra dedicada al Mercado Nacional.

Los principales tipos de mango en Ecuador son: Tommy Atkins, la principal variedad cultivada (56.5%); Haden (21.3%); Kent (14.1%); Keitt (1.9%); entre otros.

**TABLA 2**

**Principales zonas y cultivares dedicados para exportación en las provincias del Guayas y Los Ríos.**

<b>ZONA</b>	<b>TOMMY</b>	<b>HADDE N</b>	<b>KENT</b>	<b>KEITH</b>	<b>EDWAR D</b>	<b>OTRO S</b>	<b>TOTAL</b>
<b>OESTE</b>	1370.19	383.8	511.36	31.44	8	82.06	2386.85
<b>SUR</b>	284.76	209.78	5	15.92	74	27	616.46
<b>NORTE</b>	1154.09	360.83	350.28	22	56.68	123.14	2067.02
<b>CEMTRA L</b>	1168.53	547.76	129.25	67.64	19.57	36.4	1969.15
<b>TOTAL ha.</b>	3977.6	1502.2	995.9	137	158.25	268.6	7039.48
<b>%</b>	56.5%	21.3%	14.1%	1.9%	2.2%	3.8%	100.0%

El mango en el Ecuador es cultivado principalmente en la provincia del Guayas, y parte de la producción es llevada a cabo también en la provincia de Los Ríos. Para efectividad el área de producción de mango ha sido dividida en 4 zonas como se puede apreciar en la figura:

Zona Norte: incluye las fincas de las localidades de Daule, Santa Lucía, Palestina, Colimes de Balzar, Vinces y Pueblo Viejo;

Zona Central: incluye las fincas de las localidades de Petrillo, Nobol, Lomas de Sargentillo, Isidro Ayora y Pedro Carbo;

Zona Oeste: incluye todas las fincas de las localidades de la Península de Santa Elena, esto incluye las poblaciones de Chongón, Daular, Limoncito, Consuelo, Cerecita, Gómez Rendón (Progreso);



**Figura 1.1** Áreas de Producción de Mango: Los puntos amarillos marcan las principales localidades bajo supervisión de monitoreo.

Zona Sur: cubre las fincas localizadas en Boliche (Pedro J. Montero) hasta la localidad de Puerto Inca y la Isla Puna.

**Fisiología del Mango en Ecuador.**

El cultivo del mango, es un cultivo anual, con una estación de cosecha bien definida en nuestro país, que comienza a mediados de Octubre y dura hasta finales de Enero. Siete estadios de este cultivo se describen a continuación:

1. - Crecimiento Vegetativo. Este estadio comienza con la estación lluviosa de la costa Ecuatoriana y de la poda post cosecha. El árbol de mango usualmente desarrolla entre 2 y 3 brotes vegetativos, que tienen una duración de hasta 8 semanas entre ellos. Este periodo toma aproximadamente un tiempo de 4 meses, el cual se considera desde mediados de Enero hasta finales de Abril.

2. - Estadio Pre Floración. Una vez que los brotes maduran, comienzan a diferenciarse en brotes florales. En este periodo, los brotes se hinchan y se llenan de látex. Este estadio toma aproximadamente 2 meses y termina cuando el brote floral comienza a abrir, mientras el árbol acumula suficientes horas frío para empezar el periodo de floración. Las temperaturas en esta parte del año tienen una gran diferencia entre el día y la noche. Normalmente la diferencia esta en el orden de 8 a 10 °C, suficiente para inducir la floración en las plantas. Este periodo se desarrolla en los meses de Mayo, Junio y sobre todo en el mes de Julio.

3. - Floración. Una vez que el brote floral empieza a abrir, le toma al árbol entre 30 a 45 días para naturalmente completar este estadio. En plantaciones comerciales, una solución de Nitrato de Potasio al 4% en agua es aplicada a las hojas de las plantas, para homogenizar la floración y reducir

esta etapa a 15-20 días. Los trips son la principal plaga a controlar en este estadio. Este insecto, se come la base de la flor, desconectándolas del brote floral.

4. - Polinización. El brote floral lleva un sin número de flores en él. Ellas abren y el viento y los insectos las polinizan. Esto ocurre durante los meses de Junio y parte de Agosto. Mientras unas flores se encuentran ya polinizadas, otras recién están abriendo.

5. - Formación de Fruto. Este estadio implica el crecimiento y formación del fruto. Esta etapa (dependiendo del cultivar, fertilización, irrigación, luminosidad, temperatura, etc.) toma entre 14 y 16 semanas. Algunas plagas atacan el fruto en esta etapa.

6. - Cosecha. En Ecuador, bajo circunstancias normales, Haden es la primera variedad en estar lista para cosecha en Octubre. Tommy Atkins esta lista alrededor de Noviembre, seguidos por Kent y Keitt, cerrando la campaña Ecuatoriana aproximadamente a mediados o finales de Enero.

7. - Poda.- Después de la cosecha, la poda es una actividad encaminada a eliminar el último brote floral, promover el crecimiento vegetativo, y en algunos casos, reducir la copa de los árboles en fincas con una alta densidad de plantas.

## **1.2 Clasificación de la Fruta**

Se podrán notar las diferentes clases de fruta que se pueden encontrar en la misma familia dando lugar no solo a una clasificación sino a varias. La elección de un cultivar para un emplazamiento, debe tener en cuenta lo siguiente:

- La producción para el mercado de destino.
- La adaptación al medio, diferenciando entre zonas tropicales, subtropicales, zonas húmedas y secas.

Los cultivares de mango pueden agruparse en 3 grupos principales según el lugar de selección:

Cultivares Indios: su sabor a trementina es muy marcado. La longitud de las fibras y el color de la piel son muy variables, teniendo algunos, una piel bastante roja. La mayoría son dulces con un contenido en ácidos bajo.

Cultivares Indochinos y Filipinos: son muy dulces, sin fibra ni sabor a trementina. La epidermis es verde amarillenta. Carabao es el cultivar más importante en Filipinas, exportándose en cantidades considerables a Japón, bajo el sinónimo de Manila y es uno de los cultivares más importantes de México.

Cultivares de Florida: dominan la mayoría de las plantaciones de mango en casi todo el mundo, aunque en algunas áreas de cultivo predomine la selección local. En general tienen excelentes características, pero la mayoría

son sensibles a la descomposición interna. El Haden se desarrolló en Florida como planta de semilla del cultivar indio Mulgoba en 1910. las siguientes características lo han hecho muy popular en el comercio internacional: color rojo atractivo de la piel, alta resistencia de la piel, muy importante para el transporte a larga distancia y contenido en ácidos relativamente alto.

Desde 1940 se han desarrollado en Florida un grupo de cultivares con similares características. Algunos ejemplos son Tommy Atkins, Zill, Torbet, Kensington, Irwi, Haden Glenn, Lippens, Van Dyke, Sensation, Osteen, Keitt. El orden de maduración es aproximadamente el mismo en diferentes zonas de cultivo

### **Características De Las Principales Variedades De Mango**

Este cuadro representa las variedades de mango que existen en nuestro país y de sus principales características físicas y además de las características que tienen estas para un futuro proceso.

**TABLA 3**

#### **Características principales de algunas variedades de mango**

<b>Variedad</b>	<b>Tamaño</b>	<b>Color de la fruta</b>	<b>Contenido de fibra</b>	<b>Sensibilidad al frío</b>	<b>Sensibilidad a enfermedades</b>
HADEN	Mediano	Rojo / amarillo	Regular	Alta	Fuerte
KEITT	Grande	Rosado / Amarillo	Muy poca	Alta	Poca
KENT	Mediano	rojo / amarillo	muy poca	poca	Mediana / alta
TOMMY	Mediano	Amarillo / rojo	Regular	Poca	Poca



ATKINS					
EARLY GOLD	Pequeño	Anaranjado/ amarillo	Muy poca	Mediano	Poca
IRWIN	Mediano	Rojo / amarillo	Muy poca	Poca	Poca
MANGA ROSA	Pequeño	Amarillo / rosado	Muy alta	Alta	Poca
PALMER	Mediano	Amarillo	Muy poca	Mediano	Poca
SENSATION	Pequeño	Amarillo con manchas rojas	Poca	Poca	Poca
SUFAIDA	Mediano	Rojo / Amarillo	Regular	Poca	Poca
VAN DYKE	Pequeño	Rojo / Amarillo	Poca	Poca	Poca
ZILL	Pequeño			Alta	Alta

### 1.3 Parámetros de 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.

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

El contenido en fibras es muy variable, incluso dentro del mismo grupo de cultivares 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.

El contenido en azúcar es 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 asimismo de gran importancia como su consistencia, la intensidad del sabor terpénico, carácter subácido en el sabor de fondo de la pulpa.

La mejor relación media peso/pulpa del fruto la ofrece el cultivar 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 cultivares presentan una gran uniformidad en esta medida, con coeficientes de variación menores del 5%.

Algunas características de la piel como la textura, presencia de lenticelas o de pruina, no parecen relevantes para la elección del consumidor. Ya que los consumidores muestran su preferencia tanto por frutos de piel rugosa (Osteen) como de piel mayormente lisa.

**Estado de Madurez en el momento de la Recogida.** A causa de las largas distancias en el transporte marítimo, los mangos son recogidos generalmente

en el 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.

**Color.** El consumidor europeo prefiere frutos con un cierto color rojo o rojizo al menos parcialmente coloreados, y que 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 cultivares de Florida, tienen bastante color rojo, aunque hay excepciones.

**Peso.** El peso de la fruta depende del cultivar, 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.

**Duración del Almacenaje y Condiciones del mismo.** 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 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.

#### **1.4 Valor Nutricional.**

Una fuente importante de nutrientes para los seres humanos y los animales la ha constituido desde siempre los alimentos de origen vegetal. Estos alimentos aportan los carbohidratos necesarios en la dieta, tales como azúcares, almidones y fibra.

Igualmente las frutas aportan agua, enzimas, minerales, vitaminas y otros compuestos que son importantes en el mantenimiento de una buena

salud. Es así que hoy la medicina y la nutrición recomiendan incluir en la dieta porciones apreciables de frutas con el fin de equilibrar el consumo de alimentos de origen animal.

De otra parte, según estos contenidos de agua y sus características de acidez, los vegetales son clasificados como alimentos de diferentes grados de perecibilidad. Entre más agua posean y pH más cercanos a la neutralidad son más propensos al rápido deterioro, sobre todo por causa de origen microbiológico.

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 siguiente tabla se muestra el valor nutritivo del mango en 100 g de parte comestible.

**TABLA 4**  
**Valor Nutritivo del mango 100g de parte comestible.**

<b>COMPONENTES</b>	<b>VALOR MEDIO DE LA MATERIA FRESCA</b>
Agua (g)	81.8
Carbohidratos (g)	16.4
Fibra (g)	0.7
Vitamina A (U.I.)	1100
Proteínas (g)	0.5

Ác 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

### 1.5 Comercialización del Mango

El cultivo y exportación de mango en el Ecuador se inició hace más de una década, con un gran éxito en el mercado internacional, reflejado en las cifras de exportación durante el período 1996 - 2002. Así, el mango se ha convertido en uno de los productos más importantes dentro de las exportaciones no tradicionales del país. Las ventajas competitivas de este sector ecuatoriano se pueden citar las condiciones agro ambientales de las zonas de producción, utilización de tecnología adecuada, experiencia y mano de obra capacitada, entre otras.

Según datos del III Censo Nacional Agropecuario, en el año 2000, la superficie sembrada de mango en el país es de 16.754 Ha, de las cuales 14.427 son cultivo solo y 2.489 están como cultivo asociado, las mismas ya han alcanzado su capacidad productiva, señalando una importante tendencia hacia el incremento en la producción de los próximos años. La capacidad de las empacadoras nacionales de mango bordea el millón de kilos diarios.

### 1.5.1 Exportación en el Ecuador

En la tabla V se presentan las cifras de exportación ecuatorianas para el periodo 1996-2002, en su mayoría de las variedades Tommy Atkins y Kent. Las cifras evidencian un crecimiento sostenido en el volumen de ventas internacionales del sector, experimentando incrementos anuales, excepto en 1997, cuando se registró una caída del 86.59% en el volumen de exportaciones (90.5% en valor FOB) a causa del fenómeno de El Niño. Sin embargo, la recuperación en 1998 fue importante, con un 713% de crecimiento frente al volumen exportado el año anterior (928.9% en valor FOB).

**TABLA 5**

#### **Volúmenes de Exportación de Mango Fresco (en TM)**

País	1996	1997	1998	1999	2000	2001	2002	Total
EEUU	4,335	814	6,989	10,815	17,213	19,438	20,46	81,809
ESPAÑA	629	108	672	1,397	1,697	1,468	939	7,057
HOLANDA	690		904	533	933	627	587	4,843
BÉLGICA	1,639	74	1,161	609	1,366	2,221	1,178	8,466
ALEMANIA	317	154	202	274	311	341	296	1,986
N.ZELANDA				183	257	313	388	1,141

CHILE				94	102	235	178	609
PORTUGAL				96	76	95		267
FRANCIA	106	70		60		152	40	699
CANADA	798	20		55	750	1,453	1,597	4,673
COLOMBIA		40		1,199	3,755	5,646	4,053	14,759
SUIZA				55				55
MÉXICO				53	1,361	1,638	414	3,467
UK	169			19	371	268	154	1,136
OTROS	866		479	1,381	58,821	555	752	178,882
TOTAL	9,549	1,28	10,4	16,824	32,068	34,452	31,037	139,02

En la tabla VI se detalla el valor FOB de las exportaciones durante el periodo 1996 – 2002, notándose un crecimiento sostenido de las mismas con cifras que van desde 1`512.000 en 1995 a US\$ 12`281.000 en el 2002.

**TABLA 6**

**Destino y Valor FOB de las Exportaciones de Mango en US\$ x 1000 del Ecuador**

País	1996	1997	1998	1999	2000	2001	2002	Total
ESTADOS UNIDOS	2,736	373	4,27	4,851	6,965	7,812	8,81	36,414
ESPAÑA	220	38	236	511	700	684	470	2,925



HOLANDA	354		549	275	478	312	338	2,55
BÉLGICA	1,583	36	579	268	632	1,029	646	4,841
ALEMANIA	177	65	97	198	199	111	126	1,05
NUEVA ZELANDA				78	143	205	343	768
CHILE				75	65	95	60	295
POTUGAL				55	24	35		114
FRANCIA	106	23		42		91	34	395
CANADA	461	20		27	270	457	503	1,739
COLOMBIA		2		25	132	237	307	750
SUIZA				25				25
MEXICO				19	496	611	143	1,269
UK	138			8	171	129	114	679
BIELORUSIA					15			15
ITALIA					9	22		31
NORUEGA							17	17
DINAMARCA							14	14
COSTA RICA							8	8
OTROS PAISES	89		143	104	337	244	348	1,319
TOTAL	5,864	557	5,731	6,561	10,637	12,076	12,281	55,219

La altísima sensibilidad del mango a la humedad excesiva ocasionó ingentes pérdidas al sector en el año 1997, pues de 4 millones de cajas (4.5 kg cada una) que se proyectó exportar, apenas se llegaron a exportar 28.444, ocasionando pérdidas no solo a los productores sino a todos los implicados en la cadena productiva y de comercialización del producto.

Estados Unidos es el mercado más importante para el mango ecuatoriano, con una participación promedio del 58.85%, seguido de Colombia (10.62%) y Bélgica (6.09%) en lo que respecta a volumen exportado en el periodo analizado. Otros destinos importantes son España, Holanda, Canadá y Alemania.

Los principales destinos del mango fresco ecuatoriano son Estados Unidos y Europa, mientras que la importancia de Colombia como mercado de destino está en crecimiento. En Europa, Bélgica, Holanda, España, Alemania y Reino Unido son los principales compradores. Desde el inicio de las exportaciones ecuatorianas, Estados Unidos, Europa y Canadá han comprado la fruta ecuatoriana. Colombia se suma a los destinos ecuatorianos de mango en 1992 y Chile en 1999. A partir de 1992 Estados Unidos se convierte definitivamente en el importador más representativo de la fruta ecuatoriana, seguido por Bélgica.

Sin embargo si se toma en cuenta la participación de los destinos en cuanto a valor FOB, Estados Unidos contribuye con el 65.94% del total, seguido de Bélgica (8.77%), España (5.30%) Holanda y Canadá, lo que demuestra la conveniencia de estos mercados para la exportación frente al mercado colombiano que valora en mucho menor medida al producto ecuatoriano.

Debido a las restricciones fitosanitarias para la exportación a los Estados Unidos, algunos exportadores han instalado infraestructura para el

tratamiento con agua caliente para el sistema denominado "hot dip", que permite el ingreso de fruta ecuatoriana a cualquier puerto de ese país. Es importante considerar que el tratamiento reduce la vida de la fruta en estantería en los mercados, "shelf life", sin embargo el sistema funciona y las exportaciones se realizan sin problema ya que el país posee ocho plantas de este tipo que procesan alrededor de 250,000 kg por día en conjunto.

### **Precios del Mango Ecuatoriano en el Mercado Internacional**

En la Tabla 7 se observa una tendencia regular en los precios FOB (x TM) a partir de 1997. En el 2002 se produce un alza considerable del precio debido especialmente a la diversificación de los mercados y el ingreso de la fruta al mercado europeo en forma creciente.

Mientras que el precio promedio de la caja para los mercados centro y sudamericanos (con la notable excepción de Chile) son significativamente bajos, en los mercados europeos este precio alcanza valores altos y con tendencia al aumento.

El precio promedio X TM hacia Colombia es significativamente menor al de exportación a Estados Unidos.

**TABLA 7**

**Precios del Mango Ecuatoriano (US \$ FOB x TM)**

País	1996	1997	1998	1999	2000	2001	2002	Prom
ESTADOS UNIDOS	631.14	458.23	590.50	448.5	404.6	401.9	430.	473.61
ESPAÑA	349.76	351.85	351.19	365.8	412.7	465.7	499.9	406.16
HOLANDA	513.04		607.30	516.4	512.5	497.0	575.8	521.57
BELGICA	965.83	486.49	498.71	439.0	462.2	463.1	548.2	522.70
ALEMANIA	558.36	422.08	480.20	722.5	638.9	325.7	427.2	552.43
NUEVA ZELANDA				425.7	554.1	655.3	882.4	629.42
CHILE				789.8	636.8	405.0	340.1	542.98
PORTUGAL				569.1	324.1	364.1		419.13
FRANCIA	1,000.00	328.57		704.8		599.9	845.6	640.11
CANADA	577.69	1,000.0		494.2	360.2	314.5	315.3	510.34
COLOMBIA		50.00		21.04	35.07	42.05	75.75	156.01
SUIZA				459.1				459.11
MEXICO				349.9	364.5	373.1	343.9	357.91
UK	816.57			425.0	461.5	481.8	739.4	615.36
BIELORRUSIA					425.0			425.07
ITALIA					475.0	625.0		550.04
NORUEGA							853.0	853.00
DINAMARCA							700.0	700.00
COSTA							208.2	208.29

RICA								
OTROS PAISES	102.77		298.54	75.3 1	88.20	470. 1	517.8	275.40
Precio promedio	612.80	442.4 6	471.07	453. 7	410.4	432. 3	518.9	490.93

### 1.5.2 Estacionalidad de la Oferta - Demanda

En Ecuador la temporada de cosecha de mango comprende los meses de octubre a febrero. El Ecuador ofrece mango al mercado internacional entre octubre y febrero, cuando la oferta proveniente de otros países decrece; durante esta temporada, el mercado estadounidense cuenta con alrededor del 5.4% de oferta total anual. Estados Unidos produce volúmenes relativamente bajos de mango a lo largo del año, con fluctuaciones mensuales según la variedad.

México provee a este país durante los meses de febrero a septiembre (cuando se registra la disponibilidad de alrededor del 94% de la oferta total anual en este mercado, y los menores precios durante el año), mientras que las importaciones desde Guatemala se dan entre febrero y junio. En contraste, Haití coloca su fruta en Estados Unidos todo el año, con montos importantes entre los meses de marzo a agosto. Ecuador tiene una importante ventana de mercado en este país, por la que también compite con montos considerables Brasil en octubre y Perú en diciembre, enero y febrero.

En Europa, la temporada de escasez de mango, y cuando se registran los mejores precios, es la comprendida entre septiembre y diciembre, que también constituye una importante ventana de mercado para el mango ecuatoriano.

En el cuadro 8 se evidencia que, generalmente, la mayor parte de las exportaciones anuales e mango se realizan durante el último trimestre del año.

**TABLA 8**

**Estacionalidad de Exportaciones de Mango (FOB en miles)**

MES	1996		1997		1998		1999		2000	
	TM	FOB	TM	FOB	TM	FOB	TM	FOB	TM	FOB
Enero	379	156	370	163	65	22	2 955	1 449	4 106	1 795
Feb	71	37	35	16			678	231	1 394	230
Marzo	31	18	115	34			317	14	516	45
Abril	10	11					125	29	39	18
Mayo			2	2			104	7	20	7
Junio							100	2	22	10
Sept	287	145	7	5						
Oct	2 028	1 421	1	2	52	18	25	12	5.25	79
Nov	4 407	2 804	521	252	2 326	1 246	2 417	970	5 347	2 080
Dic	2 336	1 268	244	84	7 964	4 442	8 717	2 729	14 754	5 474

## **Cuadros de Campañas de Exportación del Mango en el Ecuador**

Con estos cuadros nos podremos dar cuenta de la magnitud de cajas y kilogramos que produce y exporta el país, donde son sus destinos para conocer y poder dimensionar la cantidad que se va a manipular durante la temporada y encontrar los recursos y la logística necesario para diseñar y seleccionar todos los elementos relacionados con el tema. En estos cuadros se mostrarán comparativos por campañas de los 3 últimos años, producción de cajas por semana y por variedad, además de los destinos que tiene nuestra fruta y en que cantidad se la exporta.

En la tabla 9, podremos ver un comparativo de las campañas de exportación del 2001-2002, 2002-2003 y 2003-2004, el cual se refleja el crecimiento de esta industria, de más del 55% en dos años en la exportación de cajas a diferentes países, cabe resaltar que esto es medido en las semanas de noviembre hasta inicio de marzo.

**TABLA 9**

**Cuadro Comparativo de las Campañas 2002 al 2004**

	CAMPAÑA 01-02	CAMPAÑA 02-03	CAMPANA 03-04
<b>Semana 45</b>			4845
<b>Semana 46</b>			24428
<b>Semana 47</b>			48170
<b>Semana 48</b>			108401
<b>Semana 49</b>	5.000		165045

<b>Semana 50</b>	110.005	24.210	249306
<b>Semana 51</b>	315.000	70.483	589939
<b>Semana 52</b>	320.000	349.714	776507
<b>Semana 01</b>	625.000	241.548	729188
<b>Semana 02</b>	620.000	514.654	942841
<b>Semana 03</b>	795.000	667.395	1500919
<b>Semana 04</b>	630.000	823.558	1158159
<b>Semana 05</b>	905.000	751.249	1129149
<b>Semana 06</b>	669.967	1.126.892	1087051
<b>Semana 07</b>	780.000	960.475	1091209
<b>Semana 08</b>	525.000	483.784	572886
<b>Semana 09</b>		584.586	704405
<b>Semana 10</b>		470.111	165958
<b>Semana 11</b>		345.976	183593
<b>Semana 12</b>		87.128	
<b>TOTAL CAJAS</b>	6.299.972	7.501.763	11.231.999

La exportación de mango se realiza según la variedad, por lo que tenemos un cuadro en el que nos daremos cuenta de los diferentes tipos de variedades que tenemos en el país y podemos exportar, hay otras clases que se producen en menor cantidad o que no resisten el proceso de post-cosecha ya sea por los diferentes tratamientos o por el tiempo de entrega, por lo cual no son exportados, en esta tabla tenemos un porcentaje de 66.31% la exportación del Tommy Atkins y siguiendo con el 15.37 % el



Hadden existe una diferencia bastante grande entre estas dos variedades ya que en EUA es más apetecido el primero. En un sub-cuadro ubicado en la parte inferior podemos ver cuanto existe de rechazo de mango por diferentes aspecto en la planta de proceso,

**TABLA 10**

**Cuadro Comparativo de Diferentes Tipos de Mango de Exportación**

<b>VARIEDAD</b>	<b>Kg</b>	<b># Cajas</b>	<b>%</b>
<b>TOMMY</b>	35.047.435	7.447.58	66,307%
<b>HADDEN</b>	8.125.027	1.726.56	15,372%
<b>KENT</b>	8.103.584	1.722.01	15,331%
<b>KEITH</b>	1.238.555	263.19	2,343%
<b>VAN DYKE</b>	143.294	30.45	0,271%
<b>ATAULFO</b>	120.019	25.50	0,227%
<b>EDWARD</b>	65.209	13.85	0,123%
<b>DAVID HADDEN</b>	5.657	1202,12	0,011%
<b>LLAMARADA</b>	4.597	976,96	0,009%
<b>SPRIENGFELD</b>	2.155	457,95	0,004%
<b>FORTUNA</b>	934	198,44	0,002%
		<b>TOTAL</b>	
			52.856.465
			11.231.999
			10

<b>52.856.465,88</b>	Kg. Ingresados en Planta
52.856,47	Ton Ingresadas en Planta
<b>15.856.939,76</b>	Perdida por selección en campo y Planta (30% aprox.)
68.713.405,65	Kg. Producidos en campo
<b>68.713,41</b>	Ton. Producidas en campo



# ***CAPÍTULO 2***

## ***2. DESCRIPCIÓN DE LAS CARACTERÍSTICAS BÁSICAS DE LA PLANTA***

Esta parte tiene como propósito entregar una visión general de las regulaciones en la planta para el empaclado, además está destinada a servir de apoyo y guía para aquellos grupos de personas que tienen la idea de estructurar microempresas para el aprovechamiento de aquellos recursos naturales de sus propias comunidades o comunidades cercanas que normalmente pierden cantidades importantes de este recurso, por que no son utilizados en su totalidad ni adecuadamente. Otro objetivo es lograr que el acondicionamiento (limpieza, desinfección, selección, etc.), presentación y empaque de los productos, se desarrolle de modo de mantener su calidad y sanidad, evitando las contaminaciones durante el proceso de empaque, ya que el mango es muy susceptible a daños y contaminaciones químicas, físicas o biológicas durante el acondicionamiento y empaque.

Antes de presentar un detalle de las características de las instalaciones y de los equipos necesarios para llevar a cabo el proceso, es recomendable establecer ciertos principios que deben tenerse en cuenta al enfrentar esta actividad a desarrollar.

Cuando se piensa en el proceso de empacado de una fruta, normalmente se asume que existe en este tipo de actividad una especie de flexibilidad en relación a las normas básicas de eficiencia, dedicación y elaboración, así como una libertad con respecto a la aplicación de las normas establecidas en cuanto al procedimiento, tiempo y lugar para la ejecución de nuestro producto, para el caso que nos preocupa esto no es válido, es más, es necesario tener muy claro que las normas de procedimiento que se establecerán no son recomendaciones de libre aplicación, sino reglas que permitirán llevar adelante el proceso con seguridad para los consumidores y así poder tener un producto confiable.

Uno de los aspectos principales que se deben tener en cuenta cuando se planifica una actividad de empacado de alimentos, es que las condiciones ambientales en las cuales se realice sean adecuadas, es decir, la construcción del sitio donde se trabaja, como se diseña y se divide las secciones donde se encuentra la maquinaria entre otros factores. Muchas de estas condiciones ambientales son el reflejo del sentido común, pero algunas de ellas resultan de un análisis técnico un poco más acabado. Es por aquello que es muy importante el análisis de este capítulo ya que con este se da un ambiente más satisfactorio de trabajo al personal y más facilidades de movilización para ellos.

## **2.1 Detalles de Construcción**

La planta física del proyecto será muy simple dadas las características de ser un sistema sencillo de producción, con volúmenes considerables y con productos de gran simplicidad tecnológica. Sin embargo, la simplicidad no debe confundirse nunca con el descuido de los principios básicos que gobiernan la sanidad y la higiene industrial, que siempre debe rodear a un sistema de producción de alimentos.

En términos generales el recinto en el cual se desarrollarán las actividades de producción debe tener condiciones de fácil limpieza y sanitización. Esto significa que serán preferibles los pisos de baldosas, las paredes pintadas con esmaltes lavables, los cielos rasos simples y fáciles de limpiar. Siempre es mejor contar con condiciones de iluminación natural, pero en caso de que ello no sea posible, debiera contarse con una adecuada iluminación artificial. También se debe tener en cuenta que el área debe de tener varios lugares donde se puedan lavar los utensilios, pisos y maquinaria con su debido sistema de evacuación del agua, se debe considerar en el diseño del piso una pequeña inclinación del sitio para que el agua drene naturalmente al lavar el sitio y pueda irse con facilidad.

Un aspecto que se debe tener en cuenta es la ventilación del local. El recinto idealmente debiera ser bien ventilado, pero la calidad del aire de ventilación es un requisito a tener en cuenta. Se debe tener presente que cada vez que

entra aire a una habitación entrará con una cantidad importante de microorganismos que pueden ser, dependiendo el origen del aire, de muy variada naturaleza y trascendencia para el ser humano, desde los absolutamente banales hasta algunos de alta incidencia económica como ciertos hongos causantes de pudrición.

A continuación se verán algunos de los detalles de construcción en los subíndices siguientes.

**Ubicación,** El establecimiento destinado al acondicionamiento y empaque de frutas se deben emplazar en zonas que:

- Estén libres de contaminaciones ambientales producidas por actividades industriales o de otra índole, que resulten peligrosas para la higiene del producto y de la salud del consumidor.
- No estén expuestas a infestaciones de plagas (roedores u otros animales peligrosos por transmitir enfermedades).
- Permitan eliminar apropiadamente las aguas de limpieza y tratamiento del producto, edificio, instalaciones y equipo.
- Posean vías de acceso pavimentado, consolidado, compactado o de forma tal que permitan el tránsito de rodados sin contaminar el ambiente con polvo o tierra del camino y con adecuada evacuación de las aguas de precipitación

y estén convenientemente separadas de áreas destinadas a la cría de animales o zonas con abundante cantidad de animales silvestres.

### **Dimensiones y disposición**

- Adecuar las dimensiones al volumen de producto a procesar, al tamaño del equipo, a la capacidad de almacenamiento, con el suficiente espacio como para que el personal se movilice cómodamente.

- El diseño y disposición de los distintos sectores serán tales que faciliten las operaciones de higiene, se evite la contaminación cruzada por aire o por el movimiento de mercadería de una zona limpia a una sucia.

- Deberán preverse lugares específicos destinados al almacenamiento de los materiales de empaque y productos químicos que se utilicen durante el acondicionamiento (detergentes, fungicidas, aditivos, etc.).

- Se recomienda disponer de instalaciones adecuadas para guardar las herramientas, los equipos y otros materiales e insumos, así como para realizar tareas de mantenimiento.

- Debe poseer espacios en el interior del perímetro para el estacionamiento de los vehículos relacionados con las actividades propias del establecimiento, como así también espacios en el exterior para los vehículos no relacionados con la actividad. Establecer velocidades máximas de circulación e indicarlas a través de carteles de señalización.

## **Construcción**

- El techo, el piso, las paredes, puertas y las ventanas deben estar contruidos con materiales impermeables, no porosos, no tóxicos, de fácil lavado y desinfección.
- El piso será de un material resistente al tránsito, antideslizante debiendo presentar una pendiente adecuada que facilite el desagüe, y no poseer grietas.
- Las ventanas deben estar provistas de elementos de protección contra insectos, que se puedan remover para la limpieza y evitar la acumulación de suciedad.
- Las estructuras aéreas, techos, escaleras y elevadores deben diseñarse, construirse y mantenerse de modo de prevenir la contaminación y ser seguras para el personal.

## **Ventilación**

- Proveer una correcta ventilación a fin de reducir al mínimo el riesgo de contaminaciones de los productos con gotas de agua de condensación, polvo o mohos nocivos, como también regular la temperatura del ambiente.
- Contar con suficientes bocas de ventilación cuyos filtros se cambiarán o limpiarán periódicamente.



- La dirección de la corriente de aire no debe ir nunca de una zona sucia hacia una zona limpia.

### **Iluminación**

- Debe haber suficiente iluminación, natural y/o artificial, que posibilite llevar a cabo las operaciones en forma adecuada al carácter de cada una.
- La calidad de la luz utilizada no debe alterar la visualización del color natural de los productos.
- Las fuentes de luz artificial sobre el lugar donde se manipula el alimento deben estar protegidas para prevenir la diseminación de vidrios y otros restos en caso de roturas.

### **Agua**

- Se debe contar con instalaciones apropiadas para la distribución de agua potable.
- El sistema de abastecimiento de agua no potable (por ejemplo: para el sistema contra incendio, refrigeración, etc.) debe circular por cañerías separadas y perfectamente diferenciadas de la potable.
- No deben existir conexiones cruzadas en la provisión de agua potable y no potable.

- Los desagües o similares fuentes de posible contaminación, deben estar diseñados para prevenir el reflujo.
- Si es necesario el almacenamiento de agua, los tanques deben ser diseñados, construidos y mantenidos para prevenir la contaminación.

### **Equipo**

- Se recomienda utilizar equipos bien diseñados para la tarea y el producto a empacar, de modo de minimizar los daños al producto (por ejemplo, eliminar todo tipo de superficies cortantes, evitar caídas bruscas de un sector a otro, etc.).
- Los equipos, herramientas, máquinas utilizadas para tareas de mantenimiento deberán contar con los dispositivos de seguridad recomendados por el fabricante.
- Todo el equipo y los utensilios que puedan entrar en contacto con los alimentos deben estar fabricados con materiales que no transmitan sustancias tóxicas, olores ni sabores, que no sean absorbentes, resistan la corrosión y repetidas operaciones de limpieza y desinfección.

### **Instalaciones para la higiene del personal**

- Se debe disponer de instalaciones aptas para la higiene personal.

- Los sanitarios y vestuarios no deben tener acceso directo ni comunicación con las zonas donde se manipula el producto.
- Es recomendable que las puertas de acceso a los sanitarios se cierren solas.
- Se recomienda destinar un lugar adecuado para guardarropa y vestuario, físicamente separado de los sanitarios y de las áreas de manipulación de alimentos.

## **2.2 Secciones de la Planta**

Aún cuando se trate de una instalación considerable, esta infraestructura debe contar con los elementos necesarios para un trabajo ordenado y eficiente. Los lugares donde se realizan las labores de producción, incluyen diversos procesos, desde la recepción y conservación de productos utilizados, hasta el almacenamiento de productos terminados. Estos sistemas normalmente se deben considerar de crecimiento, es decir, que permitan una evaluación en el tiempo.

La idea general para este proyecto es la existencia de un recinto principal en el cual se desarrollará el proceso de producción desde la recepción hasta la salida, rodeando a este recinto principal debiera existir un conjunto de dependencias que puedan acomodarse para prestar los servicios auxiliares que se enumeran a continuación.

En primer lugar sería muy útil la existencia de un pequeño alero tipo galería, a la entrada de la sala principal, donde se pudiera recibir y retener en forma temporal la materia prima que fuera llegando a proceso. Este alero serviría para mantener la fruta protegida del sol y además para eliminar aquellas partes de la fruta que no se desea introducir a la sala de proceso por su volumen o por su naturaleza. Otro recinto adicional es uno destinado a bodega de insumos, por una parte y de productos por otra, en otras palabras, existen insumos para consumo dentro del proceso como los químicos y otros insumos que son de limpieza, es recomendable tener una bodega donde se puedan almacenar otras cosas varias que no son de uso cotidiano. Estos recintos deberán ser divididos en dos mediante un cierre total.

Una instalación como esta requerirá de un espacio especial la cual es la del caldero, es decir, un cuarto alejado donde se pueda operar el vapor que sale de esta máquina junto con sus otras necesidades como combustible, agua y otros. Lo mismo se deberá realizar en el caso que se desee agua helada para enfriar, templar o realizar otro proceso con este, tener este equipo en una instalación fuera de la planta de proceso. Para nuestro caso estos equipos ya se encuentran en servicio de la empresa la cuales son caldero con sus diversos sistemas, así como para el agua fría los equipos de chiller y torres de enfriamiento ya se encuentran en uso y solo nos conectaremos a la red principal.

Para este tipo de plantas de empacado también se necesitará un área de conservación del producto, es decir, un cuarto frío para que la fruta este a baja temperatura (13°C) y su efecto de crecimiento durante el viaje sea el adecuado, el cual tendrá una zona de entrada por dentro de la planta y otra puerta para la salida del producto que es por fuera.

En cuanto a la sala principal, donde se llevarán a cabo los procesos, debe cumplir con las características enumeradas en la descripción general. Además debe contar con una red de agua que permita contar con el fluido en todo momento y en todos los puntos de la sala por medio de llaves y lavabos. El agua de lavado y de proceso de la sala debe ser fácilmente eliminada por las vías normales de evacuación. Es una condición importante que el agua de uso en el proceso como parte del alimento sea de condición de potabilidad adecuada.

Es muy importante nombrar el área de cuarentena en la planta de empacado, ya que es vital para el cuidado de la fruta y su aceptación, está es una área aislada o protegida de cualquier plaga o enfermedad que le pueda afectar al mango. Una vez que sale del proceso hidrotérmico la fruta entra a cuarentena la cual es totalmente separada de los procesos anteriores, por medio de mallas, paredes, entradas con doble puerta y cortinas de aire, en la una vez erradicado la mosca de la fruta con el proceso mencionado ya no tenga el peligro de contagio posteriormente.

La planta deberá tener un laboratorio para control de su producto para su respectivo análisis así como analizar su Ph, los grados Brix entre otros, el cual debe estar cerca al proceso de clasificación de los mangos. Así como áreas de oficinas para las distintas secciones como administración, mantenimiento y demás.

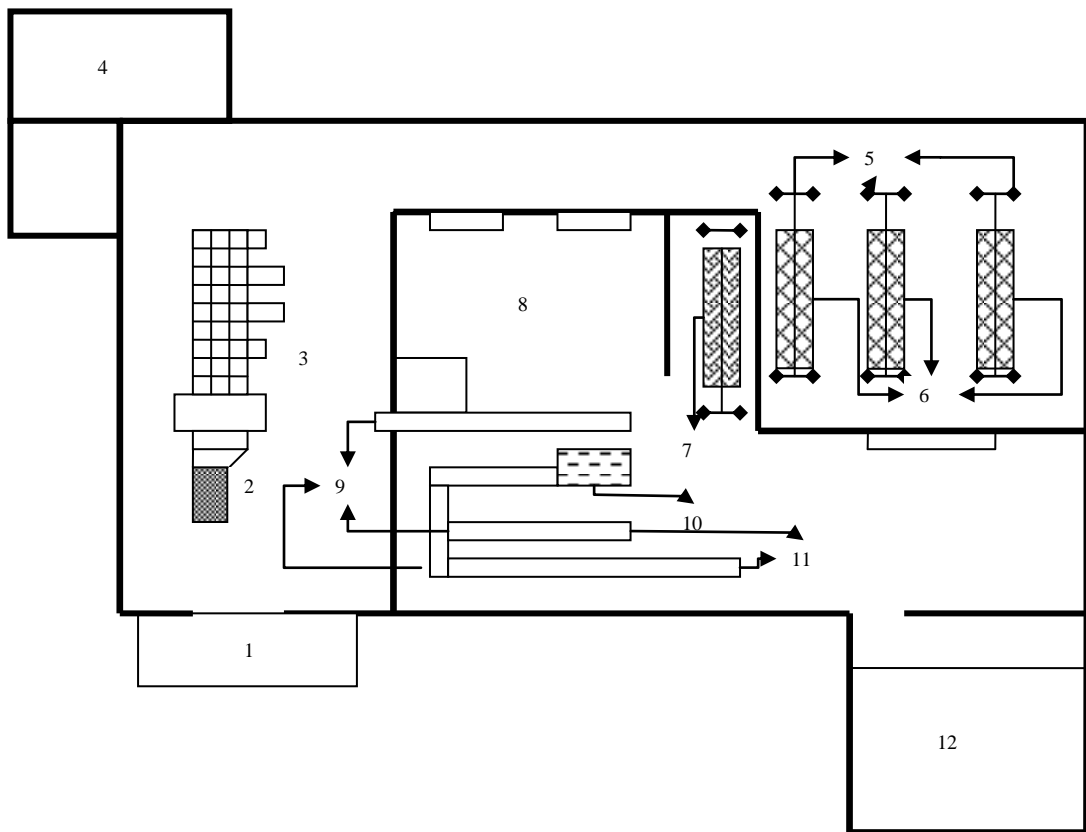
### **2.3 Sala de empaclado y ubicación de equipos**

En el esquema de diseño que se acompaña, se puede observar la distribución que se propone para una sala de esta clase de procesos.

La idea es que el material que entra a la sala de proceso no se acumule en ningún lugar, sino que permanezca en movimiento hasta que sale el producto.

Una forma de asegurar una relativa limpieza permanente y de minimizar los riesgos de contaminación, es la oportuna eliminación de los residuos, de los restos de fruta que van quedando en las diversas operaciones preliminares.

Es muy importante tener claro que la calidad de la fruta al entrada dependerá en forma importante la calidad del producto final y por esta razón, se debe cuidar de mantener la naturaleza del material que llega a la planta, asumiendo que a su llegada, los atributos del mismo cumplen con los requerimientos para ser transformados en un alimento de consumo humano.



**Figura 2.1** Diagrama básico de la estructura de la planta

Hay que notar que la ubicación de los equipos es muy importante ya que eso podría ser una gran pérdida de tiempo lo que recae en una pérdida de dinero, es decir realizar un estudio donde todos los elementos y equipos utilizados vayan de una forma adecuada y continua, sin descuidar que debe existir un espacio para que se pueda movilizar el personal, además de dejar un espacio para que se pueda realizar los debidos mantenimientos y de las respectivas limpiezas diarias de equipos.

En esta parte se puede observar la ubicación de los diferentes equipos y etapa de nuestro producto desde la recepción hasta la salida.

Distribución de Procesos en la Planta Empacadora.

- 1) Sala de Recepción y Pesaje
- 2) Lavado y Desinfección
- 3) Selección y Clasificación
- 4) Sala de Control de Calidad
- 5) Sistema de Transporte
- 6) Tratamiento Hidrotérmico
- 7) Hidrocooling
- 8) Reposo y Secado
- 9) Sistema de Bandas
- 10) Encerado
- 11) Empaque
- 12) Cuarto frío

#### **2.4 Asistencia en la instalación y puesta en marcha del sistema**

En relación a la construcción de la planta tienen importancia fundamental los siguientes factores.

- a) Que el espacio de trabajo sea amplio y con techos elevados, sin que haya aglomeraciones de personal ni de equipo.
- b) Buen abastecimiento de agua, deberá disponerse de un abundante suministro de agua fría y caliente.



- c) Instalación de cañerías, y eliminación de aguas residuales, con un adecuado tratamiento de decantación.
- d) La sala de caldera debe estar situada en una posición central, cerca de la línea de proceso, para reducir al mínimo la conducción de vapor.
- e) Los materiales de construcción para el piso deberán ser resistente a la humedad y facilitar la limpieza de la planta. El piso se construirá con un pequeño desnivel y canaletos laterales para que facilite la eliminación de aguas de lavado de equipos y aseo de la planta.
- f) La línea de proceso debe ser continua y tener un ancho de no más de 70 a 80 cm. de ancho aproximadamente y estar como mínimo a 80 cm. de distancia a la pared para que así puedan trabajar los operarios por ambos lados en las bandas y sea más fácil la operación de equipos y su limpieza.
- g) Se debe mantener el orden y realizar una adecuada limpieza y desinfección del lugar, instalaciones, equipos y utensilios, como mínimo diariamente.
- h) El volumen, la temperatura y la presión del agua deben ser adecuados tanto para las operaciones como para las tareas de limpieza.
- i) Se debe controlar el buen funcionamiento y estado del equipo en todas las etapas.
- j) Se deben hacer desinfecciones frecuentes del local con productos permitidos.

- k) Las infestaciones de plagas deben combatirse de manera inmediata. Cualquier tratamiento con productos químicos, físicos o biológicos debe realizarse de manera que no represente una amenaza para la inocuidad o la aptitud de los alimentos.
- l) Las vías de acceso y sectores exteriores de las instalaciones deben permanecer limpios, despejados, libres de residuos, malezas o vegetación espontánea, pues se constituyen en un lugar para el refugio de plagas.
- m) Los desechos producidos durante los procesos de acondicionamiento y empaque deben ser sacados del establecimiento o lugar utilizado para esos fines y convenientemente aislados, de manera de evitar la contaminación del alimento, del agua potable, de los materiales de empaque, del equipo, etc.
- n) Deben existir elementos para la prevención y control de incendios en cantidad proporcional a la superficie de los establecimientos, así como equipo de primeros auxilios.

# ***CAPÍTULO 3***

## ***3. CONDICIONES DEL PROCESO DE EMPACADO DE MANGO***

Se presentarán los diversos aspectos que los operarios de la planta empacadora deben obedecer, esto es independientemente del tamaño de las instalaciones, se deben seguir estos patrones para cumplir con los dos objetivos fundamentales de nuestro proyecto. Aquí se podrá ver como influye mucho la parte de higiene y aseo en una planta empacadora, aspectos como microorganismos, higiene, aseo entre otros, además siempre es importante pensar que todo producto de esta naturaleza es potencialmente comerciable por lo que debe ser atractivo para el consumidor. También se verá una parte de la calidad del producto así

como sus diversos aspectos que debe cumplir para que esta fruta pueda ser exportada, para luego pasar al tema principal el cual es el proceso que se realiza dentro de la planta para que nuestro producto este listo para su salida.

### **3.1 Condiciones del proceso**

La higiene en las instalaciones y de las personas deriva o es una consecuencia de su limpieza, de la manutención de todos los elementos que pueden estar cerca o en contacto con el producto en un estado sanitario óptimo. Paredes, pisos, cielos, servicios higiénicos, manos del personal, ropa del personal, son algunos de los elementos que resultan muy importantes en estas consideraciones.

#### **3.1.1 Aspectos microbiológicos.**

El primer aspecto que se debe considerar al estudiar la seguridad de un alimento para su consumo, es la microbiología, es decir, el estudio de los microorganismos que potencialmente pueden desarrollarse en las condiciones específicas que presenta el alimento en particular.

Las bacterias. Son microorganismos unicelulares autónomos que se desarrollan usando los distintos elementos componentes en un

alimento para lograr multiplicarse. Estas bacterias pueden ser, patógenas, que causan enfermedades al ser humano, banales saprofitas no causantes de problemas sanitarios en el ser humano y benéficas, como el caso de las fermentativas.

Para el caso específico que nos preocupa, en que tenemos productos de alta acidez, la microbiología fundamentalmente estará conformada por microorganismos de poca importancia patológica, pero pueden presentarse microorganismos de importancia sobre la calidad, es decir, fermentativos, deteriorantes en general.

Los hongos. Estos microorganismos pueden ser unicelulares o multicelulares. Muchos de estos hongos también llamados mohos por su apariencia filamentosa, tienen importancia como deteriorantes de los alimentos y algunos también son de importancia patológica por ser productores de toxinas.

Las bacterias son eliminadas con gran facilidad con el calor, es decir con tratamiento en agua caliente, vapor o cualquier proceso o sistema que tenga una temperatura alta. Los hongos y las levaduras son bastante más resistentes a los tratamientos térmico, sin embargo, son sensibles a la falta de oxígeno, lo que los hace muy susceptibles de ser controlados por el uso de un envasado al vacío.

De esta manera los microorganismos normalmente son controlados en los alimentos por una combinación entre métodos físicos como el uso del calor y el control de la presión de oxígeno y métodos químicos como la adición de solutos o uso de compuestos fungistáticos, es decir, que frena el proceso de desarrollo de mohos y levaduras.

Todos los microorganismos nombrados se encuentran diseminados en la naturaleza y, la mayoría de las veces, asociados al ser humano, lo que significa que es el ser humano es una de las más importantes fuentes de contaminación en la presentación de frutos. El hombre es tan importante que las máquinas, que las estructuras constructivas, que el medio ambiente general que rodea un proceso.

### **3.1.2 Medidas de higiene y sanidad**

El empaquetado de alimentos es una actividad bastante especial, en que estos productos se están colocando para el consumo del público, el cual normalmente hace fe de buenos procesos y las condiciones en que el producto fue manipulado y procesado.

Para lograr un producto seguro y confiable, es necesario realizar un programa de limpieza, donde el objetivo principal es eliminar toda la suciedad, y luego, por medio de la sanitización realizada sobre la superficie limpia, disminuir la actividad microbiana, asegurando la destrucción de los organismos patógenos que puedan estar presentes.

Limpieza. Para realizar con éxito un programa de limpieza se deben considerar al menos los siguientes aspectos:

- Existencia de un adecuado suministro de agua de buena calidad.
- Elección correcta del detergente a usar
- Aplicación del método de limpieza que más se adapte a las condiciones de la empresa específica.

La clase o tipo de detergente que se emplee está determinado por la naturaleza química de las sustancias que deben ser removidas, los materiales y la construcción de los equipos en el área de limpieza y la clase de técnica usada para llevarla a cabo.

En el caso específico de las empresas procesadores de frutas, la mayor parte de los residuos están compuestos por hidratos de carbono y minerales, la mayoría de ellos son solubles en agua.

La sanitización. Esta actividad es la limpieza del equipo, es una labor que debe realizarse para controlar la actividad microbiana, una vez que por aplicación de los detergentes, se haya eliminado cualquier fuente de alimento para los microorganismos.

En este grupo de los sanitizadores químicos, los más aplicados son los clorados, utilizándose los hipocloritos de sodio y calcio, las cloraminas. En general, estos sanitizantes deben aplicarse con un pH entre 6 y 7 por un

tiempo de 5 minutos, con temperaturas no superiores a los 30°C y con baja luminosidad.

La sanidad en la industria de los alimentos se puede definir como la manutención planificada del medio en el cual se realiza el trabajo y con el cual tiene contacto el producto, con el fin de prevenir y minimizar alteraciones en este último, evitando así que se produzcan condiciones adversas para el consumidor.

Sanidad en la planta. En el concepto de sanidad industrial existe una serie de puntos que se deben tener en cuenta:

- El manejo de la planta implica aseo y adecuada remoción de desperdicios
- Para eliminar roedores es necesario conocer sus hábitos y controlarlos permanentemente. Se deben atrapar y eliminarlos.
- La eliminación de las plagas de la industria de alimentos, requiere del conocimiento de las infestaciones, su identificación y sus hábitos.
- Los microorganismos, cuyo tipo e importancia varía según el producto y el tipo de operación, deben controlarse frecuentemente con cambios de proceso y equipos, limpieza y sanitización química.



Higiene personal. Los trabajadores deben seguir una serie de normas de higiene, de manera de no contaminar el producto que se está empacando.

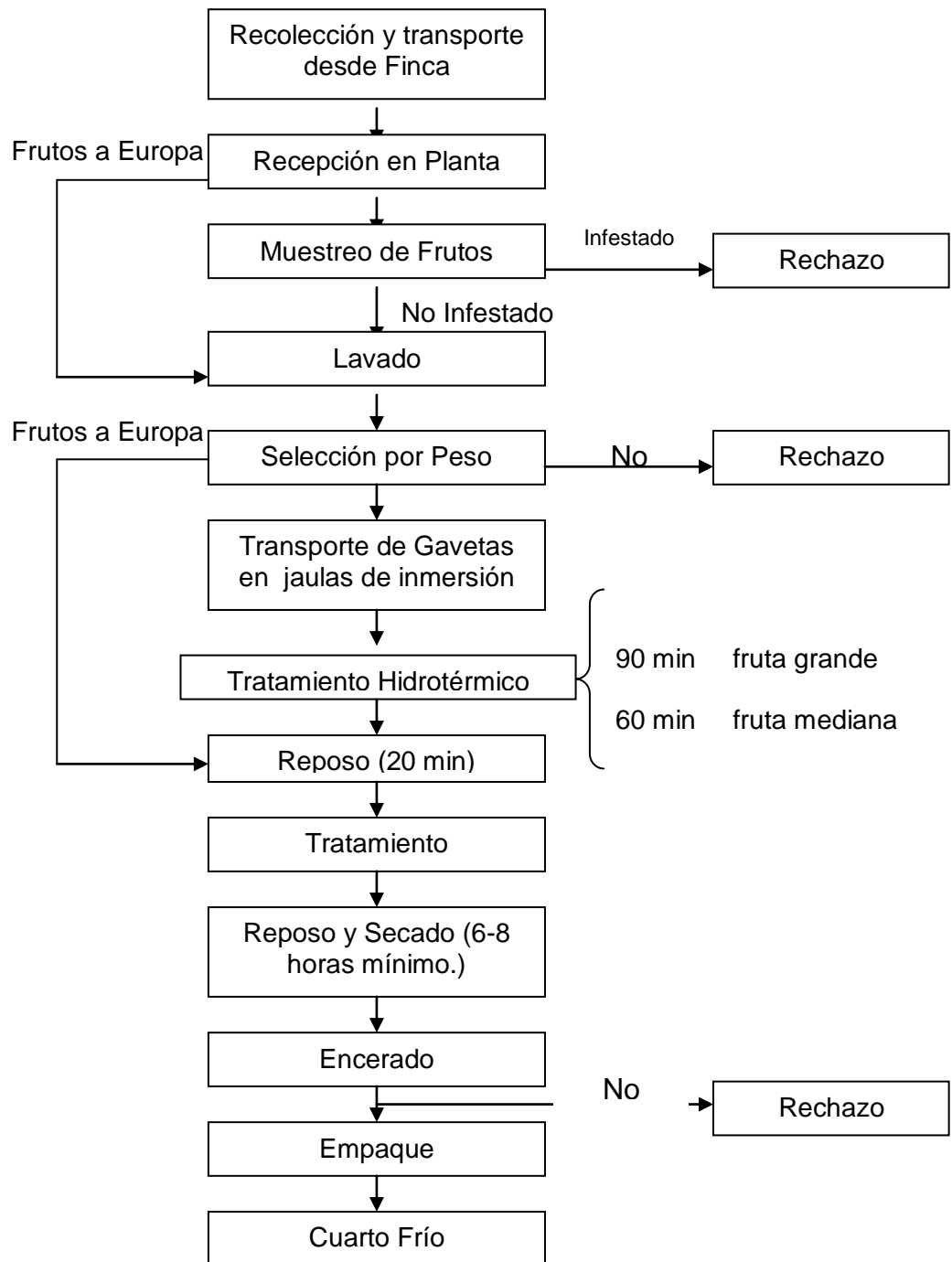
Estas son las siguientes:

- Deben lavarse cuidadosamente las manos y uñas antes de cualquier proceso.
- Para entrar a la zona de trabajo deben utilizar ropa adecuada, limpia y un delantal, de manera de aislar su ropa diaria de posible contacto con el producto.
- Deben utilizar gorro, o algún sistema que evita la caída de cabello sobre el producto en preparación.
- En lo posible se recomienda el uso de mascarillas, eliminando así cualquier contaminación por vía oral.
- Cada vez que entran o salen del trabajo, deben ponerse y sacarse el delantal y lavarse las manos cada vez que vuelvan de la sala de proceso.

### **3.2 Descripción del Proceso de Empacado**

Estas son las bases del sistema y proceso para el empacado del mango, además de todo lo que se necesita para poder cumplir con lo que se ha mencionado en los capítulos dos y tres de la tesis, luego de comprender el proceso que detallaremos se seleccionará y diseñará

los sistemas y elementos necesarios para que nuestra planta pueda funcionar de manera eficiente y confiable.



**Figura 3.1** *Diagrama de los pasos del empaque de mango fresco para exportación*

### **3.2.1 Recepción y Selección.**

Toda la operación de acondicionamiento y empaque estará diseñada de manera tal, que no se produzcan demoras, particularmente en la recepción del producto. Al llegar la fruta a la planta de empaque vendrá plenamente identificado el huerto, finca o área productiva de donde proviene. Por ello, se sugiere que adicionalmente al certificado de inspección en campo, se agregará un código a las gavetas que sirva a lo largo del proceso para identificar fácilmente el origen y deseablemente el proceso por el que pasó el producto. Por ello, es recomendable tener una boleta de campo para uso de la planta, en donde se indique que cantidad de fruta viene, la variedad o cultivar del mango, el lugar de donde proviene, la fecha de cosecha del producto, un espacio para observaciones. La inspección siguiente es la selección es de forma visual con el objeto de rechazar los frutos que no se encuentran aptos; cuando se realiza es fundamentalmente verificar en primera instancia el grado de madurez característicos de la fruta, la

ausencia de ataques de insectos, la ausencia de daños físicos, valor de PH entre 3.5 y 4.0

Se tomará una muestra del 2% al azar del lote y se inspeccionará para determinar la presencia de plagas cuarentenarias, en caso de encontrar indicios de infestaciones, se procederá a partir la fruta para observar su interior.

Luego de la inspección fitosanitaria oficial, el personal de la planta procederá a seleccionar las frutas, eliminando todos aquellos frutos que presenten un tamaño inferior o muy superior a los calibres a exportar, frutas malformadas, con cicatrices o daños causados de diferente forma (insectos o bien patógenos, mecánicos, por condiciones ambientales y desórdenes genéticos).

### **3.2.2 Limpieza y Lavado.**

El volcado de las gavetas al agua contribuye al lavado, permitiendo eliminar gran parte de la suciedad que viene del campo, para realizar una limpieza profunda, esta operación se complementa con cepillados o lavados adicionales. La fruta es colocada en un tanque con agua a temperatura ambiente a fin de evitar un choque térmico ya que posteriormente la fruta pasará al tratamiento con agua caliente.

Este lavado se realiza para evitar los materiales extraños a la fruta. Para evitar la contaminación microbiana se sugiere mantener niveles de cloro

de 100-150 partes por millón en el agua, para eliminar esporas de hongos patógenos y bacterias provenientes de frutos enfermos contribuyendo a impedir su dispersión a los frutos sanos, además evita las lesiones para que no sean la puerta de entrada a microorganismos con un factor de control en el agua que debe tener un potencial de hidrógeno (ph) en el agua de 6.0 a 7.5, realizando las inmersiones por 2 minutos. Si se realiza la práctica de adición de cloro, dependiendo del volumen que se esté procesando, se recomienda chequear los niveles del mismo en un lapso que va desde media hasta una hora. Debe considerarse que tanto la luz solar como la presencia de materia orgánica, disminuyen la concentración del cloro disponible en el agua.

### **3.2.3 Selección y Clasificación.**

En este proceso es donde se selecciona la fruta de acuerdo al peso por que es muy importante realizar de esta manera la selección ya que en el siguiente paso que es el tratamiento hidrotérmico así lo requiere. Es un proceso en el cual cada mango va en una copa o canastilla de 8" la cual es una banda transportadora y es pesada para cuando tenga el peso indicado, gira la canastilla y pasa a una banda por de bajo que la transporta a su respectiva gaveta con lo cual se puede tener separadas a las frutas por su peso y las que se encuentran muy arriba del peso o por debajo es rechazada para ser exportada. En esta parte del proceso se examina la fruta, se realiza un muestreo aleatorio recolectando 1

mango por cada 6 gavetas los cuales pasan al laboratorio para ser examinados si tienen alguna enfermedad, plaga o daño físico.

#### **3.2.4 Tratamiento Hidrotérmico.**

Todos los mangos destinados a la exportación a EUA, México u otros deben recibir inmediatamente después de la cosecha un tratamiento con agua caliente para eliminar posibles infecciones por antracnosis. El tiempo de estancia de los mangos depende del peso, frutos desde 350 a 475 gramos son tratados por 60 minutos y frutos desde 475 hasta 650 gramos son tratados por 90 minutos esto se realiza a una temperatura de 46.1°C (la variedad Tommy Atkins constituye un riesgo, ya que su cáscara es muy delicada, y por lo tanto la temperatura del agua no puede superar los 46.1 °C). La eficiencia del tratamiento térmico se acrecienta agregándole fungicidas al agua caliente. En la práctica se utiliza comúnmente Sportak (Prochloraz) al 0.2% o Tecto líquido (TBZ) al 0.2%. Este tratamiento podría acarrear inconvenientes, si las frutas se enfrían demasiado rápido después del tratamiento térmico (preenfriamiento) pueden constituirse sobre la cáscara manchas verdes al madurar la fruta. Esto puede ser realizado con ayuda de ventiladores que generen una fuerte corriente de aire de tal manera que la fruta se seque al mismo tiempo.

La mayoría de los sistemas usados a la fecha son de tipo continuo, lo que quiere decir que la fruta es movilizada con un sistema de puente por un

motor a lo largo del tanque. Sin embargo, al igual que otros frutos sometidos a este tratamiento, en donde el mango es colocado en gavetas plásticas, generalmente tienen una capacidad promedio de 40 kilogramos las cuales van dentro de una jaula de acero donde la fruta sufre menos daño mecánico y por lo tanto se mantienen sus características físicas externas, que constituyen el principal atractivo para el consumidor final. El inspector fitosanitario de turno debe mantener un registro de al menos cada hora que se realice el tratamiento.

### **3.2.5 Enfriado y Reposado.**

Una vez que la fruta ha descansado unos 20 minutos aproximadamente por las desventajas ya mencionadas, entra a otro proceso el cual se parece al anterior con un sistema de grúa y motor para su manejo y manipulación dentro de sus gavetas. Este proceso sirve para disminuir la temperatura de la fruta a una temperatura ambiente, con lo cual se disminuye la deshidratación que sufre la fruta por el proceso en agua caliente. Se lo realiza un tanque donde existe circulación de agua a temperatura baja durante 10 minutos luego son sacados del tanque y se los coloca en un área de reposo donde se encuentran para ser secados durante 6 a 8 horas, generalmente se lo realiza con ventiladores para eliminar el exceso de humedad de la superficie de los frutos y bajar la temperatura a fin de preservar los frutos.

### **3.2.6 Encerado.**

El mango es encerado para disminuir la deshidratación y de esta manera mejorar su vida post cosecha, su propósito es el reemplazar las ceras naturales que se perdieron en los lavados así como para sellar pequeñas heridas que pudieran haberse producido durante el manipuleo. También se utiliza como soporte para la aplicación de algunos fungicidas o muchas veces simplemente para mejorar su apariencia incrementando el brillo. Existen distintos tipos y formulaciones de ceras para ser aplicadas por aspersión, inmersión, goteo, espuma u otras formas. Para una correcta aplicación es necesario la distribución uniforme de la cera mediante cepillos blandos, o alguna otra manera para asegurar la cobertura total del fruto con un espesor constante. Un exceso de cera puede bloquear el intercambio gaseoso del fruto con el ambiente provocando asfixia y/o acumulación de gases dando lugar a un ennegrecimiento de los tejidos internos así como al desarrollo de malos olores o sabores. Es muy importante que la cera a ser utilizada sea aprobada para consumo humano.

### **3.2.7 Selección y Empacado.**

La buena calidad, medida por la apariencia en el color, en la ausencia de daños y tamaños, la colocación y forma de colocar los frutos de la caja estarán en función de las necesidades del cliente. Se usará cajas de cartón corrugado de una capa, de una pieza, con capacidad para contener de 7 a 12 frutos con un peso de 4.5 kilogramos (10 libras) por



cada cartón. Es importante considerar que si el mango va dirigido hacia el mercado de EUA, la caja debe indicar claramente el país de origen del producto, el peso del producto y el nombre de la fruta, es deseable indicar el cultivar o variedad de la misma. El inspector fitosanitario asignado a la planta verificará que los grados de madurez son los permitidos.

Luego que el personal de empaque llena una caja, esta pasará a ser revisada a fin de verificar si cumple con la demanda de calidad del cliente en cuanto a tamaño, grado de madurez, apariencia, colocación y empaque

Este proceso se lo realiza manualmente por medio de personas que van dando el último vistazo a la fruta y van por bandas que transportan las frutas y las colocan en sus cajas una vez cerradas se acumulan en una torre para ser llevadas a una cámara fría.

Dentro de cada caja, las frutas se deben clasificar según el tamaño, variedad y nivel de madurez. Todas las frutas dentro de la caja deben tener niveles similares de maduración. Es recomendable que las cajas tengan seguros de cierre, una resistencia contra golpes de 150 - 275 libras, hoyos de respiración y para manejo.

Se utilizan cajas de cartón ondulado para asegurar una mayor estabilidad y protección contra la humedad. Las dimensiones internas de la caja deben ser

10.9 x 34 x 26.9 cm. ó 10.2 x 43.2 x 27.9 cm. Europa prefiere cajas de 30 x 40 cm. y 10 - 12 cm. de altura con 10 mm de espacio para ventilación, mientras que en los Estados Unidos los importadores prefieren manejar cajas de 40 x 50 x 10 - 12 cm.

### **3.2.8 Refrigeración.**

El almacenamiento refrigerado sirve al mantenimiento de la temperatura óptima en toda la cámara de frío hasta el consumidor. Las temperaturas de almacenamiento del mango deben colocarse de acuerdo con los requerimientos específicos de cada variedad y del grado de madurez de la fruta.

Mangos destinados al transporte marítimo los cuales han sido recolectados con un grado de madurez menor que el de transporte aéreo no pueden refrigerarse por debajo de 12°C. Lotes más maduros para transporte aéreo pueden enfriarse a temperaturas más bajas de hasta 10°C. Las variaciones de temperatura en cuarto frío no pueden superar 1°C. La humedad relativa debe ser cerca del 90%.

### **3.3 Control de Calidad del Proceso**

Este es un concepto que se debe tener muy en cuenta cuando se piensa trabajar con una fruta, el concepto de la calidad es bastante complejo, a pesar de que todos tenemos alguna idea que el sentido común nos da sobre este principio básico.

La determinación de la calidad es un proceso tan importante como el buen empaquetado del alimento mismo. Para hacerlo es necesario contar con un sistema, con una metodología definida y sistemática

El control de calidad debe entenderse como una actividad programada o un sistema completo, con especificaciones escritas y estándares que incluyen revisión de materias primas y otros ingredientes, inspección de puntos críticos de control de proceso, y finalmente revisa el sistema inspeccionando el producto final.

### **3.2.1 Programa integral de control**

Un programa integral de control de calidad debe realizar una serie de operaciones, los cuales se detallan a continuación:

- a) Inspección de entrada de insumos para prevenir que la fruta en mal estado lleguen al área de procesamiento.
- b) Control del proceso.
- c) Inspección del producto final.
- d) Vigilancia del producto durante su almacenamiento y distribución. Esta es un área que normalmente se descuida

y que puede anular todo el trabajo anterior de control de calidad.

Es importante señalar que para obtener un producto de buena calidad se deben considerar:

(1) Las instrucciones de elaboración para el producto incluyendo:

- a) Equipo de procesamiento específico.
- b) Temperaturas y tiempos de procesamiento.
- c) Materiales para empaque.
- d) Límites de peso o volúmenes.
- e) Etiquetado de productos.

(2) Las especificaciones para cada ingrediente y producto final que incluyan, mediciones de características

- a) Presencia de sabor extraño
- b) Sólidos solubles
- c) Acidez
- d) Deshidratación
- e) Maduración
- f) Brillo

(3) Normas de muestreo y análisis para asegurar que los estándares se satisfacen.

(4) La planta de producción debe ser inspeccionada a intervalos regulares para asegurar.

- a) Buenas prácticas de elaboración y de sanidad.
- b) Cumplimiento de las normas de industria
- g) Seguridad.
- h) Control ambiental.
- i) Conservación de energía.

### **3.2.2 Calidad del Proceso.**

Se mencionará algunos de los procesos que debe tener un riguroso control de calidad para no tener ninguna duda para exportar el mango y cumplir las normas que nos imponen otros países para la entrada de nuestro producto

Selección e inspección. En nuestro caso de frutas esta deberá estar firme, libre de picaduras de insectos o mordidas de roedores y sin podredumbre o con presencia de pesticidas o algún tipo de preservante.

Lavado. Este se realizará con abundante agua para eliminar la tierra o cualquier otra contaminación. Esta agua debe ser de calidad potable y contener algún tipo de desinfectante como por ejemplo cloro en bajas concentraciones.

Inspección de Mosca. Este es una revisión que se realiza al mango para verificar que no halla mosca de la fruta, se lo realiza después de la selección por peso o calibración, se recoleta 1 mango de cada 6 gavetas y se los parte, este proceso se encuentra mejor explicado mas adelante.

Tratamiento Hidrotérmico. Analizar el agua el tipo de bacterias patógenas que se puedan encontrar, así como el control de temperatura y tiempo en este proceso ya que es de vital importancia para su exportación en algunos países.

Tratamiento Hidrocooling. Es un proceso que al igual que al anterior se debe cuidar de los mismos factores.

Rotulado. No deberán superponerse etiquetas sobre las ya existentes, salvo en aquellos casos que complementen la información ya existente.

La etiqueta contendrá la siguiente información.

- a) Nombre del producto, en letras destacadas
- b) Tipo, clase y grado
- c) Zona de producción
- d) Contenido neto
- e) Nombre o razón social y dirección del fabricante o distribuidor

- f) Marca de conformidad con norma, si procede
- g) Aditivos usados
- h) Autorización sanitaria

### **Programa Cuarentenario en el Ecuador**

El área de tratamiento hidrocooling, empaque, embalaje, enfriamiento, almacenaje, carga de contenedores y cualquier otra actividad que se desarrolle posterior al tratamiento hidrotérmico, debe encontrarse libre de insectos de cualquier tipo y es necesario colocar malla fina que prevenga el ingreso de insectos, es decir se deben colocar puertas dobles en los ingresos son tiras plásticas y opcionalmente cortinas de aire y ventiladores que prevengan el ingreso de insectos esta área.

El Servicio de Inspección de Sanidad Animal y Vegetal de los Estados Unidos (APHIS) ha desarrollado un plan de trabajo con el Servicio Ecuatoriano de Sanidad Agropecuaria (SESA) y Fundación Mango del Ecuador, este último, a cargo del programa de monitoreo en fincas dedicadas a exportación. Este plan de trabajo es aplicado para toda la fruta a ser exportada a EE.UU; y también sirve de base para todo el trabajo de exportación a México, Chile y Nueva Zelanda, países que también tiene un programa de control cuarentenario en contra de especies de *Anastrepha* spp. y/o *Ceratitis capitata*.

Algunos puntos importantes de mencionar de este plan se trabajo son:

1. - Para un cumplimiento efectivo del Plan de Trabajo, Aphis envía a sus inspectores, quienes están autorizados para certificar los tanques de tratamiento, revisar la fruta muestreada, sellar contenedores, etc.
  
2. - Todas las fincas cuya producción sea dedicada para la exportación, deben tener un programa de monitoreo supervisado por el SESA. Esta institución es la única autorizada para permitir a estas fincas a enviar fruta a los mercados bajo control cuarentenario.
  
3. - Las fincas deben ser subdividas en lotes, lo que permitirá el control del monitoreo. Cada finca instalará y dará mantenimiento a las trampas provistas por la Fundación, a razón de una Jackson y una McPhail (trampas para moscas) por cada lote de 5 ha.. Estas trampas serán inspeccionadas cada catorce (14) días y las muestras recolectadas para determinar la infestación de moscas de la fruta en la propiedad y en cada lote. Un técnico de esta institución visitará la finca al final del periodo de 14 días, revisará las muestras y determinara el nivel de infestación de la finca. Si la presencia de moscas de la fruta no es muy alta (MTD debajo de 0.14), la Guía de Movilización de fruta necesaria es entregada en época de cosecha, no sin antes recomendar aplicaciones periódicas para evitar que aumenten los individuos dentro de la plantación; en caso de existir un alto índice de moscas, el programa de control se inicia en la finca para bajar las poblaciones de mosca de la fruta.



4. - Toda finca debe enviar la Guía de Movilización, emitida por un técnico de la Fundación que supervisa el monitoreo en las fincas. También es requerido enviar una Guía de Cosecha, en la cual se detalla los lotes cosechados y cuya fruta se envía en el camión.

5. - Toda la fruta que llega a las plantas de empaque es muestreada. Un (1) mango por cada seis (6) gavetas será tomado para ser cortados y determinar la presencia o no de larvas de mosca de la fruta en ellos. En caso de que se encuentre larva(s) en los frutos de una finca por primera vez, la fruta de ese lote será descartada y el lote entra en control cuarentenario.

6. - En caso de que la sanidad de la finca no haya probado ser adecuado o más frutos infestados hayan sido encontrados en frutos muestreados en planta, se le prohíbe a la finca enviar fruta por el resto de la campaña de exportación.

7. - Los frutos de lotes muestreados y que no mostraron infestación de larva, son autorizados para entrar al proceso. Este proceso incluye: recepción lavado, clasificación basada en peso, tratamiento hidrotérmico a 46.1°C, hydro cooling, reposo, empaque, enfriado, carga y sellado del contenedor.

## ***CAPÍTULO 4***

### **4. SELECCION DE ELEMENTOS Y EQUIPOS INVOLUCRADOS EN EL PROCESO**

Una vez ya definidos los procesos y pasos a seguir en la planta empacadora existen elementos y maquinarias para poder cumplir estos requerimientos por lo que en las siguientes páginas entraremos en la selección de los equipos básicos que se encuentran en el proceso, en el cual se procederá a realizar unos pequeños cálculos básicos y sencillos para saber que equipos y elementos nos interesa y funcionaría de manera más eficiente además de un breve explicación de su

funcionamiento, tipos y características físicas de los elementos involucrados con los equipos.

Los equipos a seleccionar dentro de los procesos son cuatro, los cuales son:

- Limpieza de la fruta,
- Clasificación,
- Abrillantado
- Formado de cajas de cartón.

Lo primero es aclarar las cantidades que la planta va a producir, en nuestra introducción nos perfilamos una meta de 2'000.000 de cajas en la temporada en la cual consta desde la semana 39 hasta la semana 2 del siguiente año, es decir, la última semana de septiembre hasta la segunda semana de enero; hay que tomar en cuenta que nuestra caja pesará un promedio de 4.5 Kg. con lo que podremos tener la tonelada hora que produciremos; un dato muy importante que tenemos que entender que nuestra producción no será constante sino que tendrá un pico y luego bajará, por lo que nuestra planta se diseñará para trabajar con este pico y contratará personal o material útil para cumplir con nuestra meta.

### **Producción de la Planta.**

Nuestra planta trabajará unas pocas semanas del año de manera irregular, para tener una idea global de lo que se producirá en la planta se mostrará un

cuadro con las cantidades que se produce durante las semanas del periodo de exportación.

**TABLA 11**

**Ejemplo real de cuadro semanal de kilos de mango empacado.**

<b>SEMANA</b>	<b># GAVETAS</b>	<b>KG</b>
39	1781	27605.5
40	988	15314.0
41	6130	95015.0
42	15298	237119.0
43	34426	533603.0
44	4265	66108.0
45	48408	750324.0
46	69124	1071422.0
47	65228	1011034.0
48	76114	1179767.0
49	51293	795041.5
50	60410	936355.0
51	63436	983258.0
52	47719	739644.5
1	15052	233306.0
2	26721	414175.5
<b>TOTAL</b>	<b>586393</b>	<b>9089092</b>

Con este cuadro podemos ver que son 5 las semanas de mayor trabajo, las cuales son la 46, 47, 48, 50 y 51 las que corresponden desde la segunda semana de noviembre hasta terminar el año, por lo tanto la capacidad máxima que producirá nuestra planta será de 1'180.000 Kg. en la semana, pero no todos los equipos de nuestra planta tendrá que producir a esta capacidad, ya que se explicó que existe un 35% de la exportación de mango

que no necesitará de todos los procesos los cuales son enviados a Europa u otros países sin necesidad de tratamiento hidrotérmico, reposo e hidrocooling, por lo que estos tres procesos se trabaja al 65% en la producción, pero se diseñará con un pico del 75% lo cual es 885.000 Kg. en la semana, y las maquinarias o elementos que trabajen con productos a países sin requerimientos de tratamientos se diseñará la 100% de la producción.

#### **4.1 Selección de máquina de limpieza.**

Para el proceso de limpiar la fruta existen dos equipos útiles que se deben seleccionar el primero es un sistema de lavado y el otro es un volcador de gavetas, estos dos sistemas pueden venir juntos, pero para nuestro caso no es factible.

##### **Clasificación de Lavado**

Los sistemas de lavado de fruta u hortalizas son variados entre los cuales encontramos, en dos partes principales las cuales son por vía seca y húmeda. Los primeros son poco usado para nuestro caso, estos son: Tamización, Aspiración, Cepillos y Separación Magnética.

En los lavados por vía húmeda encontramos: Aspersión, Manual e inmersión los que se detalla a continuación.

Lavado manual, el cual se realiza por el personal contratado para esta labor, en el como su nombre lo indica es a mano, es un sistema de inversión barato pero a largo plazo costaría mucho más, ya que se necesita mucho personal para poder lavar toda esa cantidad de fruta la cual a doble turno se realiza las 24 horas del día, además existe un gasto mayor por el consumo de agua.

Lavado por Aspersión, se lo realiza con banda y túnel tipo lluvia el cual lava superficialmente a la fruta pero no existe una buena calidad de salida del producto ya que no se realiza de manera completa y además la parte donde se encuentra asentado el mango no logra alguna limpieza.

Lavado por Inmersión, este es el sistema a usar para la planta, es el mas usado y recomendado ya que se tiene una mejor salida del fruto ya que el mango se sumerge en el tanque de lavado con productos que ayudan a su limpieza como cloro y aditivos para remoción de látex y sellado por algún corte que tenga la fruta, este es una máquina cara en la inversión pero a largo plazo se tiene sus beneficios.

### **Selección de máquina de lavado por Inmersión**

Este es el primer proceso de la planta en el cual se recibe todo el producto por lo que esta máquina requerirá del 100% del producto a trabajar, es decir el máximo de la planta, lo cual nos con lleva a tener una salida de 1'180.000

Kg lo cual lo transformaremos a toneladas por hora que esa es la dimensión con que se compra este tipo de máquinas.

1'180.000Kg/ semana

168571.43 Kg/ día (7 días)

8027.21 Kg/ hora (21horas)

8.0 Ton/ hora

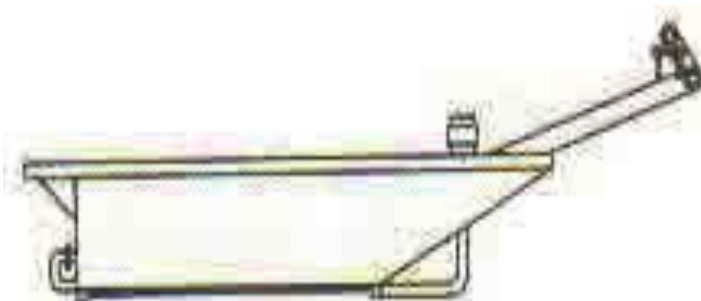
Entonces nuestro sistema trabajando las 24 horas del día y los 7 días de la semana se podrá trabajar 8Ton/h. Por lo que nuestro sistema de lavado deberá cumplir esta norma. Seleccionando un sistema con las características dichas anterior tenemos lo siguiente:



**Figura 4.1** Gráfico de lavadora de mangos en funcionamiento.

### **Características de la Lavadora de Fruta:**

- 5 mt de largo, 1.5 mt de ancho de acero de 3 mm.
- Capacidad de 1.5 metros cúbicos.
- Motobomba de impulsión de doble hélice de 4 hp
- Elevador de polines de 4mt de largo y 1 metro de ancho
- Sección de lavado con cepillos de velocidad variable.
- Dosificador de productos (detergente y fungicidas)
- Duchas de aclarado, bandeja de colector de desagüe.



**Figura 4.2** Esquema lateral de lavadora.

### **Vaciador de Gavetas**

El volcador de gavetas o también conocido como volcador de bins es una máquina que se utiliza para vaciar bins llenos de fruta, de forma suave y con ausencia de golpes. Es muy adecuado para la manipulación de fruta delicada, como la nuestra.



Consta de un bastidor fijo y de un elemento volcador móvil, que articula en el primero sobre un eje de giro. En la parte inferior del elemento volcador se instala un transportador de rodillos, para el avance de los bins. El transportador de rodillos está situado sobre una plataforma que mantendrán sujeto el bin durante el vuelco.

En la parte superior del elemento volcador se instala una cinta transportadora, sobre un soporte que se puede deslizar sobre el primero.

Tanto la alimentación de los bins llenos como la evacuación de los bins una vez vaciados suele realizarse por medio de transportadores de cadena o manual. La fruta se suele descargar sobre una cinta transportadora o sobre un tanque de inmersión de agua, y es conducida a la siguiente sección de la instalación.

### **Clasificación de Volcadores.**

Se pueden clasificar en dos formas por el tipo entrada de energía o por el tipo de vuelco que tenga las que se analizarán en los siguientes párrafos.

Dependiendo de la dirección de alimentación de las gavetas se distinguen dos modelos de volcador de bin con correa:

Modelo A: la alimentación de los bins es frontal y la salida lateral.

Modelo B: la alimentación de los bins se hace por un lateral y la salida por el otro.

### **Selección de Volcador**

Como habíamos descrito en el proceso de lavado cada inmersión tiene un tiempo aproximado de 2 minutos con este dato podremos saber el motor que necesita nuestro volcador para seleccionar.

1 inmersión = 2 minutos

8 Ton/h = 133.33 Kg./min.

Por lo que debe cargar el tanque con 134 Kg. cada minuto.

### **Características del Volcador**

- Control Automático
- Hasta 200 Kg. de peso en producto
- Caudal de 5.6 l por minuto
- Tanque de 20 litros
- Brazo volcador sobre rodamientos
- Dimensiones de 150 cm. de alto 270 cm. de ancho y 120 cm. de largo
- Motor de 2HP velocidad de 1450 rpm
- Válvula de seguridad y regulación de presión
- Espesor de estructura 6mm



**Figura 4.3** Volcador de cajones o bins de frutas

#### **4.2 Selección de máquina de clasificación.**

Estos equipos son conocidos como calibradores, este es un proceso importante por que clasifica la fruta por su peso y poder así empacar el mango por esta característica ya que se lo realiza por calibre, es decir, si la caja es calibre 7 tiene esa cantidad de mangos en la caja, si la caja es calibre 10 la caja tiene una decena de mangos, así mismo es importante porque el siguiente proceso llamado tratamiento hidrotérmico depende mucho del peso.

#### **Clasificación de Calibrador.**

Existen muchos métodos para la clasificación de frutas y hortalizas por su peso, pero todos se podrían encajar en dos grupos los de procedimiento

mecánico y los de procedimiento electrónico o una combinación. El calibrador mecánico se lo realiza por medio de balanzas de contrapeso, además su sistema no es tan rápido como el electrónico y para igualarlo se necesita gran longitud, también su exactitud es tan precisa, su gran ventaja es que su mantenimiento es menos frecuente mas barato además que su costo inicial es mucho más bajo que el electrónico.

El calibrador electrónico de copas permite el calibrado de la fruta en función del peso y está íntegramente controlado por un sistema electrónico mas un computador el cual brinda una mayor velocidad y precisión, además posee una fácil adaptación para distintos tipos de frutas y calibre.

### **Selección de Calibrador**

Esta deberá funcionar al 100% de la planta es decir debe tener una salida de 8Ton/h para cumplir con las necesidades de nuestro diseño.

### **Características del Equipo**

Nuestro calibrador tiene una longitud de 6 metros de largo con 6 vías, 16 salidas más 1 para fuera de medida.

En la primera sección de la máquina es un elevador de diabólos, por donde entra la fruta en calles individuales. La fruta se introduce en los valles que se forman entre cada dos diabólos consecutivos, y se conduce hacia el calibrador. Además del movimiento de avance, los diabólos realizan un

movimiento de rotación (spinner), que hace girar los frutos. Es posible modificar la velocidad de giro de la fruta en función de las necesidades variando el giro de los diabólos del elevador.

Las copas, construidas en material plástico, van montadas sobre varillas, que son arrastradas por cadenas en su movimiento de avance. Existen diversos modelos de copas, en función la fruta a calibrar, así pues hay copas de 4", 6", 8" y 10".



**Figura 4.4** Calibrador electrónico para selección de fruta

En la parte delantera del calibrador propiamente dicho, se encuentran las células de carga, a razón de una por calle. A lo largo de la máquina se sitúan las rampas de descarga, debajo de cada una de las cuales se colocan caídas

de lona, para evitar el golpeo de la fruta. Finalmente, se instalan una bandeja o una cinta transportadora en cada salida, que llevará la fruta a la siguiente sección de la instalación.

El calibrador permite variar la velocidad de funcionamiento en función de las necesidades y gracias a un convertidor de frecuencia permite un arranque suave de la máquina.

#### **4.3 Selección de Abrillantadora**

Este equipo funcionará al 100% de la planta, por lo cual su capacidad deberá ser de 8Ton/h para poder cumplir y no ser un cuello de botella en nuestro proceso de empacado ya que este equipo recibe tanto los frutos sin tratamiento como los mango con tratamiento.

Existen diversos tipos de maquinas para encerar la fruta pero la función es la misma, como por ejemplo enceradora tipo spray, de rodillos, de cerdas, inmersión, o combinadas; la que elegiremos es una enceradora de tipo spray con una capacidad de 8 Ton/h.

#### **Características de la Enceradora**

Brillo/Apariencia. Los recubrimientos aplicados por el spray en base a cera imparten un brillo natural en los frutos. El brillo realza el color, mejorando la apariencia y haciendo más apetecible el fruto.

Control de la deshidratación. Previene eficazmente la pérdida de peso por deshidratación. Esto se debe a que es relativamente hidrofóbica y presenta una buena barrera contra la humedad.

Índices de madurez. La madurez en el mango está dada por la cantidad de azúcares solubles, la acidez y la firmeza. El recubrimiento basado no afecta el contenido de sólidos solubles en mangos después del periodo de almacenamiento, en comparación con la fruta sin encerar.

Sin embargo, el pH aumenta ligeramente en comparación al control. Pero este aumento no se ve reflejado en la percepción del sabor en el fruto.

Intercambio de gases. La permeabilidad al oxígeno es una característica importante para los recubrimientos de frutas. Logra modificar la atmósfera interna del mango (aumentando el CO<sub>2</sub> y disminuyendo el O<sub>2</sub>) lo suficiente como para no modificar el sabor de este y retrasar su maduración.

Impacto económico. Al disminuir la pérdida de peso y la pudrición, el recubrimiento de los frutos incrementa el volumen de las ventas y por tanto genera una mayor ingreso.



**Figura 4.5** Enceradora de Frutas

Característica Físicas: Enceradora Electrónica

Ancho de 1.20mt , alto 1.80 mt y largo 1.80 mt.

Tiene 8 rodillos de crin natural, forrados en PVC

Tipo Spray con 60 a 90 grados de entrega

Motor de ½ HP de 1450 RPM

#### **4.4 Selección de Sistema para armado de cajas de cartón**

Este equipo es más conocido como formadora de caja, no es un paso directo de nuestro proceso pero si se requerirá por el número de cajas a requerir ya que esto debe ser rápido y preciso, además para no tener cajas formadas sino cajas en lámina las cuales ocupan menos espacio. Este es un sistema que tiene un bandeja en su parte anterior en la que la máquina selecciona automáticamente una caja plana del depósito de



alimentación y la transporta a las pistolas inyectoras de cola o goma, se aplica el adhesivo de fusión en caliente y se coloca bajo el cabezal de conformación luego el utillaje de conformación levanta el envase ya terminado que a continuación sale del fondo del molde.

### **Selección de Formadora de caja**

Se procederá a ver cuantas cajas por minuto se necesita tener para cumplir con la producción estimada.

Un promedio estimado por cada una de las cajas es de 4.5 Kg.; aunque el número de mangos en una caja sea distinto que van desde 7 a 12 frutos, entonces:

$$8\text{Ton/h} = 133.34\text{Kg/min}$$

1 caja tiene 4.5 Kg aproximadamente

por lo que se necesita  $133.34\text{kg/min} / 1\text{caja}/4.5\text{Kg} = 29.63$  cajas por minuto

Se necesita 30 cajas/min.



**Figura 4.6** Equipo formador de cajas de cartón para empacado.

### **Características del Equipo**

Velocidad de 50 cajas por minuto

Aplicación por inyección de cola de fusión

Presión Neumática de 80 psi.

Construcción de acero inoxidable y aluminio

Construida a partir de un bastidor de acero inoxidable de una pieza

Diseñada y fabricada para ajustarse a las necesidades que requiere el funcionamiento en jornadas de tres turnos.

Correderas lineales en todos los movimientos principales

Cierre de las cajas con cola caliente

Transmisión por eje con cadena doble

Provista de cojinetes sin mantenimiento en todas las partes móviles

Agitadores para acomodar el producto en el depósito de alimentación

Equipada con sistemas neumáticos sin mantenimiento

Detección de depósito de alimentación demasiado bajo

# CAPÍTULO 5

## 5. DISEÑO DE ELEMENTOS Y EQUIPOS INVOLUCRADOS EN EL PROCESO

Los elementos y equipos que se encuentran en la planta empacadora de mangos son varios, los cuales se irán diseñando y otros según los cálculos obtenidos seleccionando para que satisfagan las necesidades que tenemos en planta; el problema básico de nuestra planta es el volumen de salida conectado con el tiempo disponible para realizarlo por lo que tendremos en algunos casos equipos grandes y en otros equipos medianos para tener a toda la capacidad la empacadora pero sin olvidarnos que el problema económico que se debe obtener la máxima eficiencia al costo mínimo posible.

Todos los cálculos y criterios que se obtendrán en el este capítulo son basados en fórmulas, premisas y tablas que se encuentran en nuestra bibliografía y anexos los cuales iremos resaltando y enumerando para que aseguren resultados fidedignos con eficiencias deseadas.

Para el diseño es necesario tener claro el funcionamiento y objetivo de los equipos, partes y elementos constituidos de la planta, sobre las siguientes páginas se realizará los diferentes cálculos para el diseño de los equipos,

enfatisando que otros elementos y equipos fueron seleccionados en el capítulo anterior, a continuación se muestra los diferentes procesos que diseñaremos y seleccionaremos, resumidos en cuatro puntos:

- Sistema de tratamiento térmico
- Diseño del sistema de enfriamiento y reposo
- Diseño de sistema de banda y transportes de gavetas
- Diseño de cámara de refrigeración.

Cada uno de ellos se subdivide en equipos y elementos, que se analizarán en sus respectivos sub-capítulos.

### **5.1 Diseño de Tratamiento Hidrotérmico.**

En el diseño de este sistema hay varios elementos que se tendrán que seleccionar y diseñar para tener completo el proceso, es una parte vital de la planta por ser un requerimiento indispensable para exportar nuestra fruta para algunos países como EEUU como se dijo anteriormente, por lo cual se encarece. Este sistema funciona de la siguiente manera; una vez terminada la selección, los mangos van en gavetas grandes ( 35 a 40 Kg. por gaveta) al tratamiento térmico cada una de las gavetas van dentro de una jaula metálica ( 36 gavetas por jaula) que son elevadas y transportadas por un pórtico grúa que se encuentra construidos arriba de los tanques (5 jaulas por tanque) para que dentro del tanque de tratamiento sea calentado hasta cierta temperatura durante algunos minutos por la acción de un

intercambiador de calor que es alimentado por agua y vapor de un sistema existente, después es retirado del tanque de tratamiento y la jaula para su siguiente proceso el cual entra en cuarentena por lo que es separado de áreas anteriores por una puerta metálica automática.

El proceso de tratamiento se puede enumerar de la siguiente manera:

- Diseño de sistema de grúa
- Diseño de tanque reservorio para tratamiento
- Diseño de intercambiador de calor
- Diseño de puerta de acceso

### **5.1.1 Diseño de Sistema Grúa**

El problema básico de este diseño es la selección de la estructura o perfil a utilizar el cual pueda soportar las fuerzas que se encuentran actuando sobre ella, además del perfil mas económico que se pueda elegir para disminuir el costo. Se necesitarán diseñar dos estructuras las cuales son la jaula de inmersión donde irán ubicadas las gavetas y la segunda es un pórtico grúa para poder elevar y transportar la jaula con los mangos.

Para el diseño de estas dos estructuras primero se realizará un diseño de forma el cual se dibujará, luego se realizará un diseño estático para pasar a un diseño dinámico y comprobar que los valores de seguridad se encuentran

dentro de factores confiables, en estos cálculos se usarán valores de tablas y propiedades de los materiales a seleccionar.

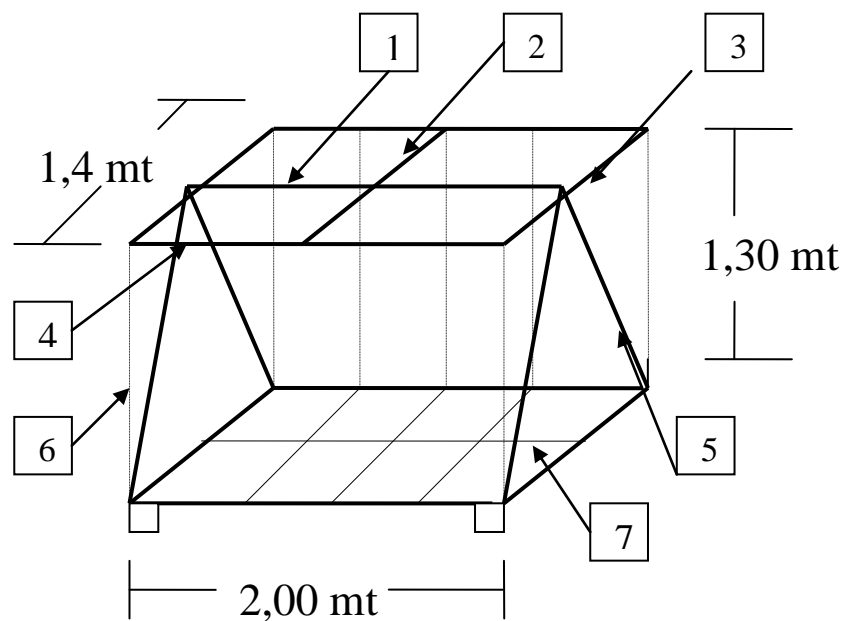
### **Diseño de Jaula de Inmersión**

Para nuestro proyecto será necesaria una estructura metálica en forma de caja a la cual se denominará jaula de inmersión. Esta consiste en perfiles metálicos tipo "C" llamado UPN y también de ángulos para reforzar algunas partes que no soportan gran fuerza el cuales serán de acero al carbono soldados para soportar las gavetas plásticas llenas de mangos y poder así llevar una gran cantidad de mango a los distintos procesos, pero principalmente para levantarlas y poderlas sumergir en los tanques de tratamientos para lo cual serán diseñadas.

Este es un problema típico de diseño, en el cual tenemos algunos datos y otras premisas las sugeriremos como tamaño, geometría, materiales y otros factores de la estructura conforme avancemos teniendo en cuenta que tenemos las limitaciones de tamaño para no hacerla muy robusta y costosas. Para el proceso de diseño se procederá a seleccionar algunos tipos de perfiles conocidos en el medio y se evaluará sus propiedades mediante fórmulas que han sido tomadas de libros así como tablas de las distintas propiedades y factores. Debe seleccionarse algún material para una vida infinita, de bajo costo y que la deflexión sea una restricción el cual será de un

perfil UPN 100 y ángulo de 100 x 4 mm tendrán que protegerse de corrosión con pintura por que están constantemente en contacto con agua.

A continuación se dará un esquema del diseño de forma y se colocarán con los datos iniciales con que partiremos para el diseño de la Jaula. Las líneas más gruesas son las pertenecientes a los perfiles UPN y las líneas más delgadas son los ángulos



**Figura 5.1** Jaula de Inmersión para tratamientos.

Peso Máximo de Gaveta: 40 Kg

Número de Gavetas dentro de Jaula: 36

Carga Máxima para Diseño: 1440 Kg.

Peso total de estructura : 400 Kg



Dimensión de Jaula: 2.00 mt x 1.4 mt base de la estructura, 1.3 mt de alto

Los problemas se los resolverá primero realizando un análisis estático y luego dinámico en algunos otros se utilizarán otros análisis para comprobar que se lo construirá para que no fallen. Como podemos ver en la figura de arriba hemos enumerado todos los perfiles para su posterior análisis.

Perfil 1:

Este perfil pertenece directamente al bastidor de la jaula la cual soporta la mitad del peso total (estructura más carga) junto al otro perfil que se encuentra transversal, esta es una UPN 100 que se encuentra simplemente apoyada y con carga a flexión como se muestra en la figura y sus cálculos se realizarán de acuerdo a esta restricción y carga.

### **UPN 100.**

Alto: 100 mm

Ancho: 50 mm

Espesor alma: 6 mm

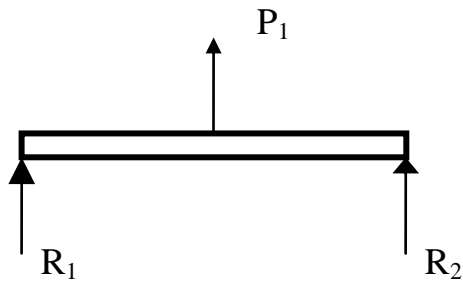
Espesor Ala: 8.5 mm

Peso: 10.6 Kg/m

Inercia: 206 cm<sup>4</sup>

Modulo: 41.6 cm<sup>3</sup>

Lo que obtenemos es el Momento máximo que se encuentra en la mitad de su longitud.



**Figura 5.2** Diagrama de fuerzas actuantes en el perfil 1.

Diseño Estático.

Peso aproximado en la estructura: la carga total de carga mas peso de estructura.

$$m = 400 \text{ Kg} + 1440 \text{ Kg} = 1840 \text{ Kg}$$

$$W = 1840 \text{ Kg} * 9.8 = 18032 \text{ N.m}^2$$

$$P_1 = 18032 / 2 = 9016 \text{ N.m}$$

Obtenemos la carga sobre este perfil la cual es la mitad del peso total, como habíamos dicho además simplemente apoyada por lo que tenemos:

$$M = \frac{P_1 \times l}{4} \quad (\text{ec. 5.1) donde,}$$

M momento a flexión

P<sub>1</sub> peso de la carga

l longitud del perfil

$$M = \frac{9016 \times 2}{4} = 4508 \text{ N.m}$$

Una vez calculado el momento máximo procedemos a calcular el esfuerzo que obtenemos esta fórmula:

$$\sigma_{\max} = \frac{M_{\max}}{Z} \quad (\text{ec. 5.2) donde,}$$

$\sigma_{\max}$                       esfuerzo máximo de flexión

$M_{\max}$                       momento máximo

$Z$                               módulo de sección

$$\sigma_{\max} = \frac{4508N.m}{41.2 \times 10^{-6}} = 109.42MPa$$

Aplicando factor de seguridad tenemos:

$$\eta = \frac{S_y}{\sigma'} \quad (\text{ec. 5.3) donde}$$

$S_y$                       resistencia máxima a la flexión

$\sigma'$                       esfuerzo máximo a la flexión

$$\eta = \frac{S_y}{\sigma'} = \frac{220MPa}{109.42MPa} = 2.0$$

Diseño Dinámico:

Para el diseño de este tipo aplicaremos Goodman ya que los esfuerzos van desde cero hasta el máximo los cuales son repetitivos en el cual se aplica la siguiente fórmula:

$$\frac{\sigma_a}{S_e} + \frac{\sigma_m}{S_{ut}} = \frac{1}{\eta} \quad (\text{ec. 5.4}) \quad \text{donde,}$$

$\sigma_a$             esfuerzo alternante

$S_e$             límite de resistencia a la fatiga corregido

$\sigma_m$             esfuerzo medio

$S_{ut}$             resistencia máxima a la tracción

En el cual el esfuerzo alternante y medio son iguales a:

$$\sigma_a = \frac{\sigma_{\max} - \sigma_{\min}}{2} \quad (\text{ec 5.5})$$

$$\sigma_m = \frac{\sigma_{\max} + \sigma_{\min}}{2} \quad (\text{ec.5.6})$$

Los esfuerzos alternante y máximo son la diferencia y la suma de esfuerzos máximos con los mínimos dividido para la mitad, en los cuales los esfuerzos máximos se encuentran en la parte superior y el mínimo es cero ya que no soporta ninguna fuerza.

Aplicamos las formulas para hallar los esfuerzos:

$$\sigma_a = \frac{109.42 - 0}{2} = 54.71 \text{MPa}$$

$$\sigma_m = \frac{109.42 + 0}{2} = 54.71 \text{MPa}$$

Para la aproximación del límite de la resistencia a la fatiga es necesario una serie de factores que se encuentran en tablas de los anexos los cuales se expresan de la siguiente manera:

$$S_e = C_{carga} C_{tamaño} C_{sup} C_{temp} C_{confiabilidad} S_e' \quad (\text{ec. 5.7}) \text{ donde,}$$

C factores de corrección

S<sub>e</sub>' límite sin corregir.

carga; C<sub>carga</sub> = 1 se encuentra a flexión

tamaño;  $A_{95} = 0.05bh$  si  $t \geq 0.025b$  (ec. 5.8)

$$b = 100 \text{ mm} \quad h = 50 \text{ mm} \quad t = 8.5 \text{ mm}$$

$$A_{95} = 250 \text{ mm}$$

$$d_{equivalente} = \sqrt{\frac{A_{95}}{0.0766}} = 57.13 \quad (\text{ec. 5.9})$$

$$C_{tamaño} = 1.189 (57.13)^{-0.097} = 0.8 \quad (\text{ec. 5.10})$$

superficie;  $C_{sup} = aS_{ut}^b$  donde (ec. 5.11)

a y b valores por tabla por maquinado.

$$C_{sup} = 57.7 (341)^{-0.718} = 0.88$$

temperatura: C<sub>temp</sub> = 1

confiabilidad: C<sub>conf</sub> = 0.814

$$Se' = 0.504 S_{ut} = 171,864 \text{MPa}$$

$$Se = 98.48 \text{ MPa}$$

Por lo que reemplazando obtenemos:

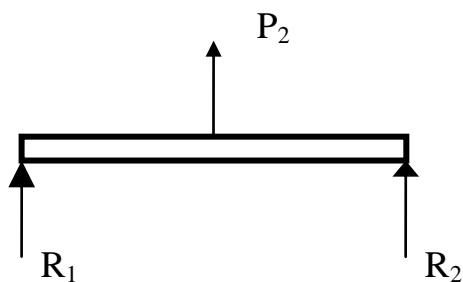
$$\frac{\sigma_a}{S_e} + \frac{\sigma_m}{S_{ut}} = \frac{1}{\eta} = \frac{54.71}{98.48} + \frac{54.71}{341}$$

$$\eta = 1.4$$

Perfil 2:

Al igual que el perfil 1 pertenece al bastidor de la jaula, la cual soporta la mitad del peso total, esta es una UPN 100 que se encuentra simplemente apoyada y con carga a flexión como se muestra en la figura.

Por lo que obtenemos que el Momento máximo se encuentra en la mitad de su longitud.



**Figura 5.3** Diagrama de fuerzas de perfil 2 del bastidor

Diseño Estático.

Peso aproximado en la estructura: la carga total de carga mas peso de estructura.

$$W = 1840 \text{ Kg} * 9.8 = 18032 \text{ N.m}^2$$

$$P_2 = 18032 / 2 = 9016 \text{ N.m}$$

Obtenemos el carga sobre este perfil el cual es la mitad del peso total, como habíamos dicho es simplemente apoyada por lo que tenemos:

$$M = \frac{P_1 \times l}{4} \quad \text{donde,}$$

$$M = \frac{9016 \times 1.4}{4} = 3155.6 \text{ N.m}$$

Una vez calculado el momento máximo procedemos a calcular el esfuerzo, que obtenemos mediante esta fórmula:

$$\sigma_{\max} = \frac{M_{\max}}{Z} \quad \text{donde,}$$

$$\sigma_{\max} = \frac{3155.6 \text{ N.m}}{41.2 \times 10^{-6}} = 76.59 \text{ MPa}$$

Aplicando factor de seguridad tenemos:

$$\eta = \frac{S_y}{\sigma'} = \frac{220 \text{ MPa}}{76.59 \text{ MPa}} = 2.9$$

Como podemos observar mucho mas crítico es el otro perfil que se encuentra transversal a este, esto se debe a que tiene mayor longitud por lo cual esta sometido a una mayor esfuerzo de flexión.

### Diseño Dinámico:

Como sabemos se aplican los mismos criterios que desarrollamos en el perfil anterior por que Goodman ya que los esfuerzos van desde cero hasta el máximo los cuales son repetitivos.

$$\frac{\sigma_a}{S_e} + \frac{\sigma_m}{S_{ut}} = \frac{1}{\eta}$$

En el cual el esfuerzo alternante y medio son iguales a:

$$\sigma_a = \frac{\sigma_{\max} - \sigma_{\min}}{2} = \frac{76.59 - 0}{2} = 38.30 \text{MPa}$$

$$\sigma_m = \frac{\sigma_{\max} + \sigma_{\min}}{2} = \frac{76.59 - 0}{2} = 38.30 \text{MPa}$$

Para la aproximación del límite de la resistencia a la fatiga es necesario una serie de factores y son:

$$S_e = C_{\text{carga}} C_{\text{tamaño}} C_{\text{sup}} C_{\text{temp}} C_{\text{confiabilidad}} S_e'$$

carga;  $C_{\text{carga}} = 1$  se encuentra a flexión

tamaño;  $A_{95} = 0.05bh$  si  $t \geq 0.025b$

$$b = 100 \text{ mm} \quad h = 50 \text{ mm} \quad t = 8.5 \text{ mm}$$

$$A_{95} = 250 \text{ mm}$$

$$d_{\text{equivalente}} = \sqrt{\frac{A_{95}}{0.0766}} = 57.13$$



$$C_{\text{tamaño}} = 1.189 (57.13)^{-0.097} = 0.8$$

superficie;  $C_{\text{sup}} = aS_{\text{ut}}^b$  donde

a y b valores por tabla por maquinado.

$$C_{\text{sup}} = 57.7 (341)^{-0.718} = 0.88$$

temperatura:  $C_{\text{temp}} = 1$

confiabilidad:  $C_{\text{conf}} = 0.814$

$$S_e' = 0.504 S_{\text{ut}} = 171,864 \text{ MPa}$$

$$S_e = 98.48 \text{ MPa}$$

Por lo que reemplazando obtenemos:

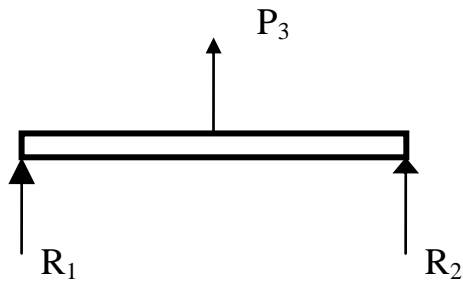
$$\frac{\sigma_a}{S_e} + \frac{\sigma_m}{S_{\text{ut}}} = \frac{1}{\eta} = \frac{38.30}{98.48} + \frac{38.30}{341}$$

$$\eta = 2.0$$

Como observamos nuestros valores de seguridad se encuentran dentro de parámetros de diseño y costo para nuestra estructura.

Perfil 3:

Este perfil soporta el 25% del peso total y es una UPN 100 que se encuentra simplemente apoyada y con carga a flexión como se muestra en la figura y sus cálculos se realizarán de acuerdo a esta restricción y carga.



**Figura 5.4** Diagrama de fuerzas en perfil No. 3

Diseño Estático.

$$P_3 = 18032 / 4 = 4508 \text{ N.m}$$

Obtenemos la carga sobre este perfil y es simplemente apoyada por lo que tenemos:

$$M = \frac{P_3 \times l}{4}$$

$$M = \frac{4508 \times 1.4}{4} = 1577.8 \text{ N.m}$$

Calculado el momento máximo procedemos a calcular el esfuerzo que obtenemos esta fórmula:

$$\sigma_{\max} = \frac{M_{\max}}{Z}$$

$$\sigma_{\max} = \frac{1577.8 \text{ N.m}}{41.2 \times 10^{-6}} = 38.30 \text{ MPa}$$

Aplicando factor de seguridad tenemos:

$$\eta = \frac{S_y}{\sigma'} = \frac{220 \text{ MPa}}{38.30 \text{ MPa}} = 5.7$$

### Diseño Dinámico:

En el caso de diseño estático tenemos un factor de seguridad alto por lo que no fallará al diseño dinámico ya que tenemos el mismo perfil bajo las mismas condiciones y una fuerza reducida; pero aplicaremos las fórmulas para ver sus resultados.

Los esfuerzos alternante y medio son iguales a:

$$\sigma_a = \frac{\sigma_{\max} - \sigma_{\min}}{2} = \frac{38.30 - 0}{2} = 19.15 \text{MPa}$$

$$\sigma_m = \frac{\sigma_{\max} + \sigma_{\min}}{2} = \frac{38.30 + 0}{2} = 19.15 \text{MPa}$$

Aproximación del límite de la resistencia a la fatiga es igual a:

$$S_e = C_{\text{carga}} C_{\text{tamaño}} C_{\text{sup}} C_{\text{temp}} C_{\text{confiabilidad}} S_e'$$

carga;  $C_{\text{carga}} = 1$  se encuentra a flexión

tamaño;  $C_{\text{tamaño}} = 1.189 (57.13)^{-0.097} = 0.8$

superficie;  $C_{\text{sup}} = 57.7 (341)^{-0.718} = 0.88$

temperatura:  $C_{\text{temp}} = 1$

confiabilidad:  $C_{\text{conf}} = 0.814$

$$S_e' = 0.504 S_{\text{ut}} = 171,864 \text{MPa}$$

$$S_e = 98.48 \text{MPa}$$

Por lo que reemplazando obtenemos:

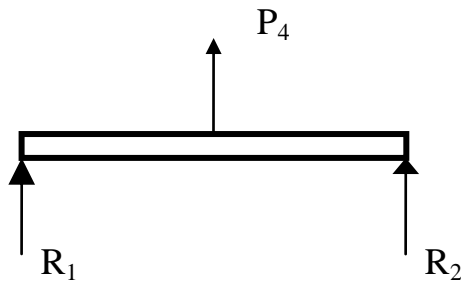
$$\frac{\sigma_a}{S_e} + \frac{\sigma_m}{S_{ut}} = \frac{1}{\eta} = \frac{19.15}{98.48} + \frac{19.15}{341}$$

$$\eta = 4$$

El valor de seguridad en este caso es alto, pero por guardar relación en la estructura respetaremos el perfil ya seleccionado.

Perfil 4:

Este perfil también soporta la cuarta parte del peso total es un perfil UPN 100 que se encuentra simplemente apoyada y con carga a flexión.



**Figura 5.5** Diagrama de fuerzas del perfil No.4

Diseño Estático.

$$P_4 = 18032 / 4 = 4508 \text{ N.m}$$

Obtenemos la carga sobre este perfil y es simplemente apoyada por lo que tenemos:

$$M = \frac{P_4 \times l}{4}$$

$$M = \frac{4508 \times 2}{4} = 2254 N.m$$

El esfuerzo es igual a

$$\sigma_{\max} = \frac{M_{\max}}{Z}$$

$$\sigma_{\max} = \frac{2254 N.m}{41.2 \times 10^{-6}} = 54.71 MPa$$

Factor de seguridad obtenemos:

$$\eta = \frac{S_y}{\sigma'} = \frac{220 MPa}{54.71 MPa} = 4.0$$

### Diseño Dinámico:

Esfuerzo alternante y medio son iguales a:

$$\sigma_a = \frac{\sigma_{\max} - \sigma_{\min}}{2} = \frac{54.71 - 0}{2} = 27.36 MPa$$

$$\sigma_m = \frac{\sigma_{\max} + \sigma_{\min}}{2} = \frac{54.71 + 0}{2} = 27.36 MPa$$

Aproximación del límite de la resistencia a la fatiga es igual a:

$$S_e = C_{carga} C_{tamaño} C_{sup} C_{temp} C_{confiabilidad} S_e'$$

carga;  $C_{carga} = 1$  se encuentra a flexión

tamaño;  $C_{tamaño} = 1.189 (57.13)^{-0.097} = 0.8$

superficie;  $C_{sup} = 57.7 (341)^{-0.718} = 0.88$

temperatura:  $C_{temp} = 1$

confiabilidad:  $C_{conf} = 0.814$

$$S_e' = 0.504 S_{ut} = 171,864 \text{MPa}$$

$$S_e = 98.48 \text{ MPa}$$

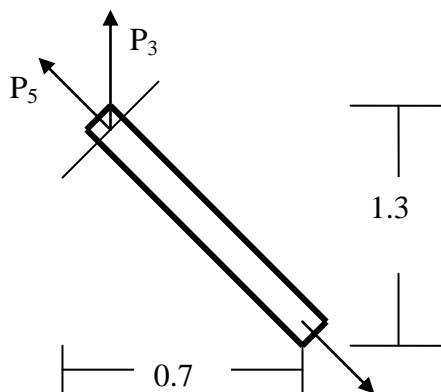
Por lo que reemplazando obtenemos:

$$\frac{\sigma_a}{S_e} + \frac{\sigma_m}{S_{ut}} = \frac{1}{\eta} = \frac{27.36}{98.48} + \frac{27.36}{341}$$

$$\eta = 2.8$$

Perfil 5

Este perfil se encuentra sometido a la fuerza de tensión el cual es una UPN 100, pero habrá que descomponer la fuerza para poder hallar, como se muestra en la figura, sabemos que el acero tiene gran resistencia a la tensión por lo que tendremos un valor alto. La fuerza es igual a la del perfil 4 por que se transmite., por lo que tenemos:



**Figura 5.6** Diagrama y descomposición de fuerzas en perfil 5

$$\cos \theta = \frac{\text{adyacente}}{\text{hipotenusa}} = \frac{0.7}{1.3} = 0.53 \quad (\text{ec. 5.12})$$

$$\theta = \cos^{-1} 0.53 = 28.30^\circ$$

$$F_5 = \frac{F_3}{\cos 28.30^\circ} = \frac{4508}{0.88} = 5119.98$$

Ahora podemos aplicar la fórmula de esfuerzo a tensión para poder así aplicar el factor de seguridad.

$$\sigma_{\max} = \frac{F}{A} \quad (\text{Ec. 5.13}) \text{ donde,}$$

F fuerza de tensión

A área neta

$$\sigma_{\max} = \frac{5119.98 N.m}{11.4 \times 10^{-4}} = 4.5 MPa$$

Aplicando factor de seguridad tenemos:

$$\eta = \frac{S_y}{\sigma'} = \frac{220 MPa}{4.5 MPa} = 48.9$$

Perfil 6

Este perfil se conecta al perfil 4 del bastidor superior, se encuentra a tensión y la fuerza se divide en dos ya que se apoya en dos de ellos, este es un ángulo de 100 x 6 mm, por lo que tenemos:

$$P_6 = \frac{P_2}{2} = \frac{9016}{2} = 4508 N$$

Ahora podemos aplicar la fórmula de esfuerzo para poder así aplicar el factor de seguridad.

$$\sigma_{\max} = \frac{F}{A}$$

$$\sigma_{\max} = \frac{4508N.m}{12.52 \times 10^{-4}} = 3.6MPa$$

Aplicando factor de seguridad tenemos:

$$\eta = \frac{S_y}{\sigma'} = \frac{220MPa}{3.6MPa} = 61$$

Perfil 7

Este es nuestro ultimo perfil en analizar el cual son los ángulos de 100 x 6 mm que se encuentran formando la base los cuales se encuentran a flexión y se encuentran apoyados con la carga distribuida en todos sus puntos por lo que tenemos:

$$C = 1440 \text{ Kg} \times 9.8 \text{ m/s} = 14112 \text{ N}$$

$$\text{Longitud total de base} = 2 \times 3 + 1.4 \times 5 = 13 \text{ mt.}$$

$$C_d = 14112 / 13 = 1085.53 \text{ N/m}$$

Momento debido a carga distribuida tenemos:

$$M_{\max} = \frac{C_d * l^2}{8}$$

$$M_{\max} = \frac{1085.53 * 4}{8} = 542.76 \text{ N.m}$$



$$\sigma_{\max} = \frac{M_{\max}}{Z}$$

$$\sigma_{\max} = \frac{542.76N.m}{17.2 \times 10^{-6}} = 31.55MPa$$

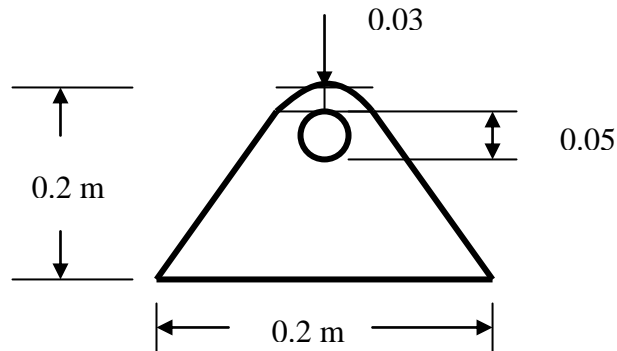
Factor de seguridad obtenemos:

$$\eta = \frac{S_y}{\sigma'} = \frac{220MPa}{31.55MPa} = 4.0$$

### Oreja

Se realizará el diseño de una oreja la cual soportará todo el peso de la carga y la estructura ya de este punto se agarrará para poderla elevar y transportar la cual se diseñará a tres criterios que se los verá a continuación. Estos tipos de carga ocurren principalmente en conexiones unidas por espigas, atornillos u otros. Los modos posibles de falla son tres los cuales se analizarán, el primero es cortante directo del conector, la falla del soporte del conector que rodea y por desgarramiento del material que rodea al conector.

Las medidas de nuestra horquilla están descritas en el gráfico y lo que resta decir es que el espesor a utilizar es 12 milímetros para proceder a realizar los cálculos por los tres modos de falla.



**Figura 5.7** Dimensiones de punto de agarre de la jaula

### Desgarre

Es posible que ocurra cuando la unión desgarrar el material que rodea al orificio, esto podrá ocurrir si el orificio ha quedado demasiado cerca de un borde, se trata de una falla de cortante doble, ya que se necesitan ambos lados del orificio para separarse del material principal, se expresa de la siguiente manera.

$$\sigma_{desgarre} = \frac{F}{A_{desgarre}} \quad (\text{Ec. 5.14}) \text{ donde,}$$

$\sigma_{desgarre}$                       esfuerzo máximo de flexión

F                                      Fuerza en el punto de degarre

$A_{desgarre}$                       Area sometida a desgarre

$$A_{desgarre} = l \times e = 0.032 \times 2 \times 0.012 = 7.68 \times 10^{-4}$$

Donde el área es definida por el largo de desgarre por el espesor de la placa, la fuerza la conocemos que es debido al peso total  $F = 18032 \text{ N}$ .

$$\sigma_{desgarre} = \frac{18032}{7.68 \times 10^{-4}} = 23.48 MPa$$

Aplicamos al igual que los otros casos de perfiles la definición de factor de seguridad.

$$\eta = \frac{S_y}{\sigma} = \frac{220 MPa}{23.48 MPa} = 9.3$$

### Cortante Directo

El cortante directo ocurre en situaciones donde no hay flexión, y se desprende el área de material que se encuentre arriba del orificio donde se encuentra la horquilla, la hipótesis aquí es que el esfuerzo cortante se distribuye de manera uniforme a través de la sección transversal.

$$T = \frac{V}{A_{corte}} \quad (\text{Ec. 5.15) donde}$$

T                    esfuerzo promedio resultante

V                    carga aplicada

A<sub>corte</sub>            área de corte

$$A_{corte} = l \times e = 0.03 \times 0.012 = 3.6 \times 10^{-4}$$

Al igual que el otro criterio se estima el área de corte de la placa y se multiplica por el espesor, la fuerza es de 18032 N.

$$T = \frac{18032}{3.6 \times 10^{-4}} = 50.10 MPa$$

Factor de seguridad

$$\eta = \frac{0.577S_y}{\sigma} = \frac{126.94MPa}{50.10MPa} = 2.5$$

### Aplastamiento

Esta puede fallar de manera diferente al cortante directo, la superficie de la espiga y del orificio están sujetas a esfuerzo de apoyo directo que es de naturaleza de compresión, esto ocurre cuando las dos superficies se presionan una contra otra, la cual se define así:

$$\sigma_{aplastamiento} = \frac{F}{A_{aplastamiento}} \quad (\text{Ec. 5.16}) \quad \text{donde,}$$

$\sigma_{aplastamiento}$       esfuerzo de aplastamiento

F                              Fuerza sometida

$A_{desgarre}$                       Área de contacto proyectada

$$A_{aplastamiento} = 0.05 \times 0.012 = 6 \times 10^{-4}$$

$$\sigma_{aplastamiento} = \frac{18032}{6 \times 10^{-4}} = 30.05MPa$$

Aplicamos al igual que los otros casos de perfiles la definición de factor de seguridad.

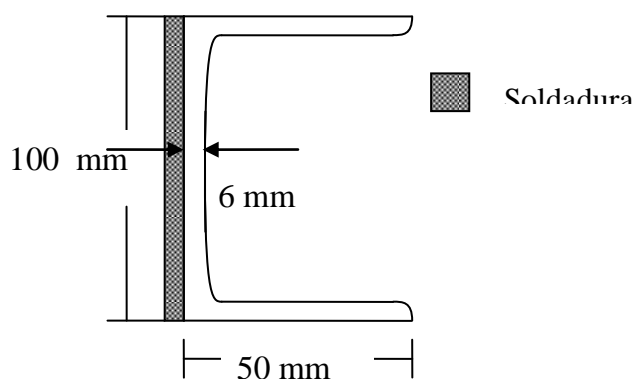
$$\eta = \frac{S_y}{\sigma} = \frac{220MPa}{30.05MPa} = 7.3$$

Estos son todos criterios que nos apoyamos para concluir que nuestra oreja que se encuentra soldada a la jaula no fallará.

### Soldadura

En la actualidad se utilizan mucho los procesos de unión por soldadura por lo que no será la excepción. Como podemos apreciar nuestra estructura se encuentra soldada en varios puntos, en cada unión de perfil, y la gran mayoría de sus elementos se encuentra a flexión y otros a tensión pero no todos se encuentran sometidos a la misma fuerza, por lo que son pocos los que tienen el peso total de la estructura actuando sobre ellas por lo que se diseñará solo dos puntos de soldadura, los cuales son el perfil 1 y la oreja, ya que los demás soportan una fuerza inferior y se realizará la misma soldadura en todos los puntos de conexión, con esta base comenzaremos nuestro cálculo.

### Soldadura perfil 1.



**Figura 5.8** Soldadura en perfil 1

Esfuerzo cortante primario:

$$\tau' = \frac{F}{n.A} \quad (\text{Ec. 5.17) donde,}$$

F (fuerza) = 9016 N

n (número de Juntas) = 2

A (área de la garganta)

El área de soldadura se encuentra dada por el arreglo de soldadura o el número de lados que se vayan a soldar y esta es:

$$A = 0.707 h * l \quad (\text{Ec. 5.18) donde,}$$

h altura de cordón (0.006 m)

l largo de soldadura (0.1 m)

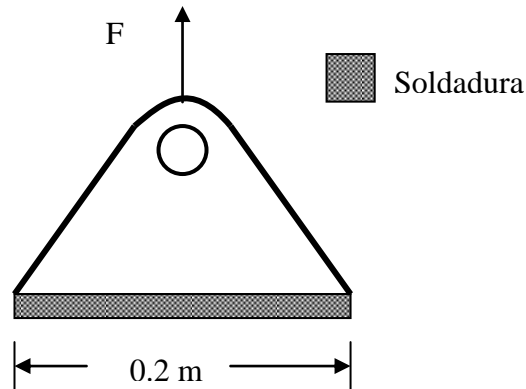
$$A = 0.0004242 = 4.242 \times 10^{-4} \text{ m}^2$$

$$\tau' = \frac{9016}{2 \times 4.242 \times 10^{-4}} = 10.62 \text{ MPa}$$

Para el caso de flexión no existe o es minúscula ya que nuestra estructura se desarrolla con perfiles apoyados por lo que el momento en este punto es pequeño.

$$\eta = \frac{0.577 S_y}{\tau} = \frac{(0.577)220}{10.62} = 12$$

## Soldadura en Oreja



**Figura 5.9** Soldadura en Oreja de jaula de inmersión.

Esta es la pieza donde soportará la carga de todo el sistema de grúa, la soldaremos como observamos en la figura en su parte baja de sus dos caras para tener mayor seguridad, con un cordón de 6 milímetros, la fuerza la cual soporta es la total y esta sometida a tensión, por lo que tenemos:

Esfuerzo a tensión

$$\sigma = \frac{F}{n.A}$$

F (fuerza) = 18032 N

n (número de Juntas) = 1

A (área de la garganta)

El área de soldadura se encuentra dada por el arreglo de soldadura o el número de lados que se vayan a soldar y esta es:

$$A = 0.707 h * l \quad \text{donde,}$$

h altura de cordón (0.006 m)

l largo de soldadura (0.2 m)

$$A = 0.0017 = 16.97 \times 10^{-4} \text{ m}^2$$

$$\sigma = \frac{18032}{16.97 \times 10^{-4}} = 10.62 \text{ MPa}$$

Para este caso de tensión no existe o es minúscula los otros esfuerzos actuantes sobre ella, por lo que tenemos:

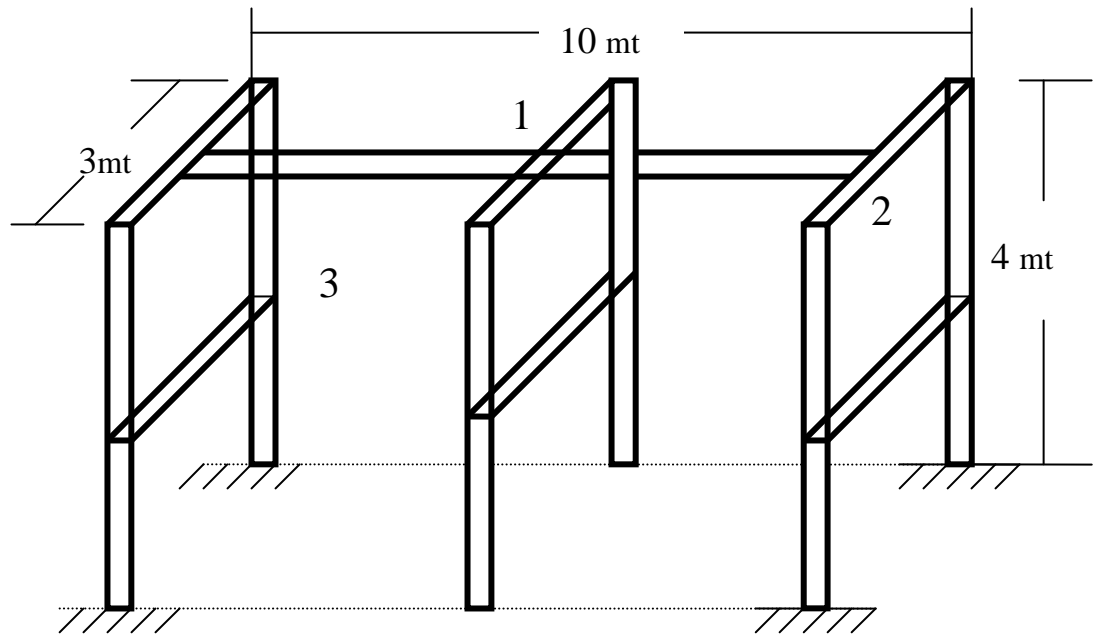
$$\eta = \frac{S_y}{\sigma} = \frac{220}{10.62} = 20.7$$

Con esta última parte terminamos el análisis de esfuerzos y factores de seguridad de nuestra primera estructura que es la de la jaula de inmersión teniendo valores de seguridad confiable y a veces un poco alto pero por estética y facilidad de construcción se escogió ese perfil.

### **Diseño de Pórtico Grúa**

Se diseñará un pórtico para la elevación y transporte de la jaula de inmersión con los mangos para colocarlos dentro de los tanques para que puedan tener el tratamiento térmico requerido para llevarlos al siguiente proceso.





**Figura 5.10** Pórtico Grúa para transporte de jaulas

Nuestro pórtico grúa constará de perfiles diferentes “I”, los cuales constan de 2 perfiles como columnas las cuales serán IPE 200, una viga transversal que es una HEB 200 y por último le añadiremos un tercer perfil IPE 270 para unir los dos pórticos la cual nos servirá de viga guía o carril por donde rodará el polipasto con la jaula; las vigas se las numerará de la siguiente manera, como se encuentra en el gráfico, el perfil de carril con el número 1, las vigas transversales o de soporte con el número 2 y las vigas de columna con el 3. Se seleccionará una viga para luego realizar los cálculos por diseño estático y dinámico a fin de verificar que nuestra estructura no va a fallar en dichos casos.

Luego de una vista a la tabla de características de las vigas ubicada en los anexos, las cuales son de acero comercial o acero al carbono de resistencia a la fluencia 220 MPa y de resistencia última 341 MPa, tienen las siguientes longitudes la viga carril tiene 10 metros de luz pero con apoyo en el centro la viga 2 o de apoyo mide 3 metros y las columnas tienen 4 metros, estas medidas son seleccionadas de esta manera por los requerimientos de el ancho, largo y altura del tanque de inmersión.

### **VIGA CARRIL O No. 1**

Este perfil es que soporta más carga que los demás pero su flecha es corta por lo cual se seleccionó una IPE 270 ya que la flexión que soporta es considerable aunque la carga es mediana a continuación presentamos la aproximación del factor de seguridad.

#### **IPE 270.**

Alto: 270 mm

Ancho: 135mm

Espesor alma: 6.6 mm

Espesor Ala: 10.2 mm

Peso: 36.1 Kg/m

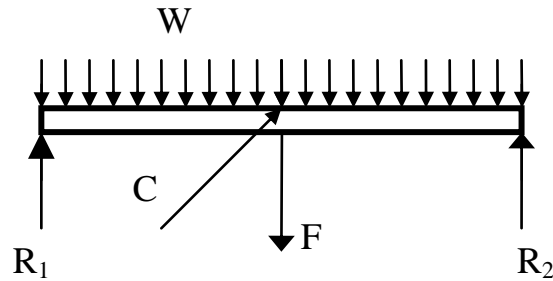
Inercia: 5790 cm<sup>4</sup>

Modulo: 429 cm<sup>3</sup>

#### **Diseño estático.**

Como observamos en el gráfico tenemos una viga con apoyos simples de 5 metros de flecha con la carga centrada y sabemos que el mayor momento se produce este punto, además tenemos la carga de la viga propia ya que por

ser grande debemos considerarla y por último para el diseño estático consideraremos una carga lateral por sismo, lo que expresamos de la siguiente manera:



**Figura 5.11** Diagrama de fuerzas en perfil carril

R: reacciones por apoyo

W: peso distribuido

F: carga de la jaula de inmersión

C: carga lateral por sismo (25% de carga total)

Calcularemos primero la carga debido al peso total que transportamos el cual es el peso de la jaula mas el peso de los mangos dentro de la jaula el cual es de 400 Kg más 1440 Kg respectivamente que tiene un total de 1840 Kg equivalente a 18032 Newton, la cual se expresa de la siguiente manera:

$$M_{1\max} = \frac{F * l}{4} \quad \text{donde}$$

$$M_{1\max} = \frac{18032 * 5}{4} = 22540 N.m$$

El momento número 2 se lo obtendrá debido al peso del propio perfil que influye mucho ya que es grande, esta se lo expresa como carga distribuida en toda su longitud:

$$M_{2\max} = \frac{W * l^2}{8} \quad (\text{Ec. 5.19) donde,}$$

$M_2$  momento flexionante

$W$  carga distribuida

$l$  longitud del perfil

$$W = 30.7 \frac{\text{Kg}}{\text{m}} \times 9.8 \frac{\text{m}}{\text{s}^2} = 353.78 \frac{\text{N}}{\text{m}}$$

$$M_{2\max} = \frac{353.78 \text{N.m} * 5^2 \text{m}}{8} = 1105.56 \text{N.m}$$

Se realizará el cálculo del esfuerzo flexionante donde el momento máximo es la suma de los anteriores.

$$M_T = M_1 + M_2 = 22540 + 1105.56 = 23645.56 \text{N}$$

$$\sigma_{1\max} = \frac{M_{\max}}{Z}$$

$$\sigma_{1\max} = \frac{23645.56}{429 \times 10^{-6}} = 55.12 \text{MPa}$$

Ahora calcularemos el esfuerzo debido a la carga de sismo este sucede en el mismo plano que el anterior lo cual se suman pero no lo sumamos

directamente a los momentos porque la inercia de el lado donde soporta la carga del lado y-y por lo que cambia, se lo obtendrá con la fórmula de simplemente apoyada con carga el centro.

$$M_{3\max} = \frac{C * l}{4} \quad \text{donde}$$

$$C = \frac{18032 + 36.1 * 5 * 9.8}{4} = \frac{18032 + 1768.9}{4} = 4950.23N$$

$$M_{3\max} = \frac{4950.9 * 5}{4} = 6188.63N.m$$

$$\sigma_{2\max} = \frac{M_{\max}}{Z}$$

$$\sigma_{2\max} = \frac{6188.63}{62.2 \times 10^{-6}} = 99.50MPa$$

Sumaremos los esfuerzos para obtener el total y poder obtener el factor de seguridad de nuestra estructura.

$$\sigma' = \sigma_1 + \sigma_2$$

$$\sigma' = 55.12 + 99.50 = 154.61MPa$$

Expresando el factor de seguridad obtenemos:

$$\eta = \frac{S_y}{\sigma'} = \frac{220MPa}{154.61MPa} = 1.4$$

### Diseño Dinámico:

Este cálculo tiene valores diferentes ya que la fuerza de sismo no existe en fatiga, se utilizará la fórmula de Goodman para hallar nuestro factor de seguridad, donde el valor de esfuerzo máximo es el valor que hallamos en el esfuerzo llamado uno y el esfuerzo mínimo es el producido por el peso de la viga.

Se hallará el esfuerzo mínimo a la cual es sometida la viga por su propio peso.

$$\sigma_{\min} = \frac{M_{\min}}{Z} = \frac{1105.56 N.m}{429 \times 10^{-6}} = 2.58 MPa$$

La ecuación de Goodman se expresa de la siguiente manera:

$$\frac{\sigma_a}{S_e} + \frac{\sigma_m}{S_{ut}} = \frac{1}{\eta}$$

$\sigma_a$             esfuerzo alternante

$S_e$             límite de resistencia a la fatiga corregido

$\sigma_m$             esfuerzo medio

$S_{ut}$             resistencia máxima a la tracción

Donde los esfuerzos alternante y medio es igual a.

$$\sigma_a = \frac{\sigma_{\max} - \sigma_{\min}}{2} = \frac{55.12 - 2.58}{2} = 26.27 MPa$$

$$\sigma_m = \frac{\sigma_{\max} + \sigma_{\min}}{2} = \frac{55.12 + 2.58}{2} = 28.85 \text{ MPa}$$

Para la aproximación del límite de la resistencia a la fatiga es necesario una serie de factores

$$S_e = C_{\text{carga}} C_{\text{tamaño}} C_{\text{sup}} C_{\text{temp}} C_{\text{confiabilidad}} S_e'$$

carga;  $C_{\text{carga}} = 1$  flexión

tamaño;  $A_{95} = 0.05bh$  si  $t \geq 0.025b$

$$b = 135 \text{ mm} \quad h = 270 \text{ mm}$$

$$A_{95} = 1822.5 \text{ mm}$$

$$d_{\text{equivalenz}} = \sqrt{\frac{A_{95}}{0.0766}} = 154.25$$

$$C_{\text{tamaño}} = 1.189 (154.25)^{-0.097} = 0.73$$

tamaño;  $C_{\text{tamaño}} = 0.73$

superficie;  $C_{\text{sup}} = a S_{\text{ut}}^b$  donde

a y b valores por tabla por laminado caliente

$$C_{\text{sup}} = 57.7 (341)^{-0.718} = 0.88$$

temperatura:  $C_{\text{temp}} = 1$

confiabilidad:  $C_{\text{conf}} = 0.814$

$$Se' = 0.504 S_{ut} = 171.864 \text{MPa}$$

$$Se = 89.86 \text{ MPa}$$

Por lo que reemplazando obtenemos:

$$\frac{\sigma_a}{S_e} + \frac{\sigma_m}{S_{ut}} = \frac{1}{\eta} = \frac{26.27}{89.86} + \frac{28.85}{341}$$

$$\eta = 2.6$$

Por lo que obtuvimos un valor el cual la estructura es confiable.

## **VIGA APOTO O NO. 2**

### Diseño Estático.

En esta viga que se encuentra simplemente apoyada existen algunas cargas debido a, el peso de viga de la viga propia, además del peso de la viga que sirve como carril y del peso de la jaula de inmersión, el caso más crítico para el análisis de nuestra viga es que la fuerza se encuentre situada en la mitad de ella y esto ocurre cuando la carga es levantada en el inicio por lo que se analizará en ese momento, a continuación colocaremos una gráfica para identificar las fuerzas.

### **HEB 200.**

Alto: 200 mm

Ancho: 200mm

Espesor alma: 9 mm

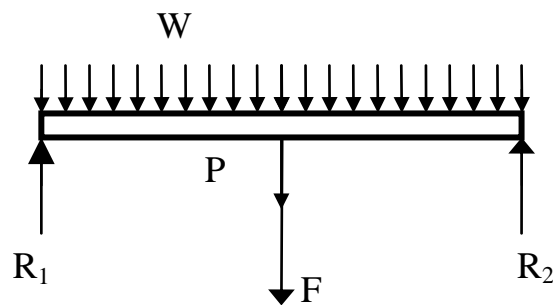
Espesor Ala: 15 mm

Peso: 61.3 Kg/m

Inercia: 5950 cm<sup>4</sup>

Modulo: 525 cm<sup>3</sup>





**Figura 5.12** Diagrama de viga 2 con sus fuerzas actuantes.

R: reacciones por apoyo

W: peso distribuido

F: carga de la jaula de inmersión

P: peso de la viga carril

Hallaremos primero la carga centrada debido al peso total que es 18032 Newton, más el peso de la viga 1 el cual es 884.45 Newton queda un resultado de 18916.45 Newton el cual su momento máximo se expresa de la siguiente manera:

$$M_{1\max} = \frac{F * l}{4} \quad \text{donde}$$

$$M_{1\max} = \frac{18916.45 * 3}{4} = 14187.38 N.m$$

El momento número 2 se lo obtendrá debido al peso del propio perfil, esta se lo expresa como carga distribuida en toda su longitud:

$$M_{2\max} = \frac{W * l^2}{8}$$

$$W = 61.3 \frac{Kg}{m} * 9.8 \frac{m}{s^2} = 600.74 \frac{N}{m}$$

$$M_{2\max} = \frac{600.74 N.m * 3^2 m}{8} = 675.83 N.m$$

Se realizará el cálculo del esfuerzo flexionante donde el momento máximo es la suma de los anteriores.

$$M_T = M_1 + M_2 = 14187.34 + 675.83 = 14863.37 N$$

$$\sigma_{\max} = \frac{M_T}{Z}$$

$$\sigma_{\max} = \frac{14863.37}{525 * 10^{-6}} = 28.31 MPa$$

$$\eta = \frac{S_y}{\sigma'} = \frac{220 MPa}{28.31 MPa} = 7.7$$

### Diseño Dinámico:

Utilizaremos las mismas ecuaciones que en el caso de nuestra primera viga, así que obtendremos el esfuerzo mínimo para así calcular los esfuerzos alternantes y medios para hallar el valor de seguridad con la expresión de Goodman.

$$\frac{\sigma_a}{S_e} + \frac{\sigma_m}{S_{ut}} = \frac{1}{\eta}$$

Debemos calcular el esfuerzo de fluencia mínimo, es cuando tiene como fuerzas actuantes los pesos de las vigas el cual es 884.45 Newton se expresa de la siguiente manera:

$$M_1 = \frac{F * l}{4} \quad \text{donde}$$

$$M_1 = \frac{884.45 * 3}{4} = 663.34 N.m$$

El momento número 2 se lo obtendrá debido al peso del propio perfil, esta se lo expresa como carga distribuida en toda su longitud:

$$M_2 = \frac{W * l^2}{8} \quad \text{donde,}$$

$$M_2 = \frac{600.74 N.m * 3^2 m}{8} = 675.83 N.m$$

Se realizará el cálculo del esfuerzo flexionante donde el momento máximo es la suma de los anteriores.

$$M_T = M_1 + M_2 = 663.34 + 675.83 = 1339.17 N$$

$$\sigma_{\min} = \frac{M_T}{Z}$$

$$\sigma_{\min} = \frac{1339.17}{525 \times 10^{-6}} = 2.6 MPa$$

Ahora podremos calcular los esfuerzos medios y alternos

$$\sigma_a = \frac{\sigma_{\max} - \sigma_{\min}}{2} = \frac{28.3 - 2.6}{2} = 12.86 \text{MPa}$$

$$\sigma_m = \frac{\sigma_{\max} + \sigma_{\min}}{2} = \frac{28.3 + 2.6}{2} = 15.46 \text{MPa}$$

Para la aproximación del límite de la resistencia a la fatiga es necesario una serie de factores

$$S_e = C_{\text{carga}} C_{\text{tamaño}} C_{\text{sup}} C_{\text{temp}} C_{\text{confiabilidad}} S_e'$$

carga;  $C_{\text{carga}} = 1$  flexión

tamaño;  $A_{95} = 0.05bh$  si  $t \geq 0.025b$

$$b = 200 \text{ mm} \quad h = 200 \text{ mm}$$

$$A_{95} = 2000 \text{ mm}$$

$$d_{\text{equivalente}} = \sqrt{\frac{A_{95}}{0.0766}} = 161$$

$$C_{\text{tamaño}} = 1.189 (161)^{-0.097} = 0.73$$

tamaño;  $C_{\text{tamaño}} = 0.73$

superficie;  $C_{\text{sup}} = a S_{\text{ut}}^b$  donde

a y b valores por tabla por laminado caliente

$$C_{\text{sup}} = 57.7 (341)^{-0.718} = 0.88$$

temperatura:  $C_{\text{temp}} = 1$

confiabilidad:  $C_{conf}=0.814$

$$Se' = 0.504 S_{ut} = 171.864 \text{MPa}$$

$$Se = 89.87 \text{ MPa}$$

Por lo que reemplazando obtenemos:

$$\frac{\sigma_a}{S_e} + \frac{\sigma_m}{S_{ut}} = \frac{1}{\eta} = \frac{12.86}{89.87} + \frac{15.46}{341}$$

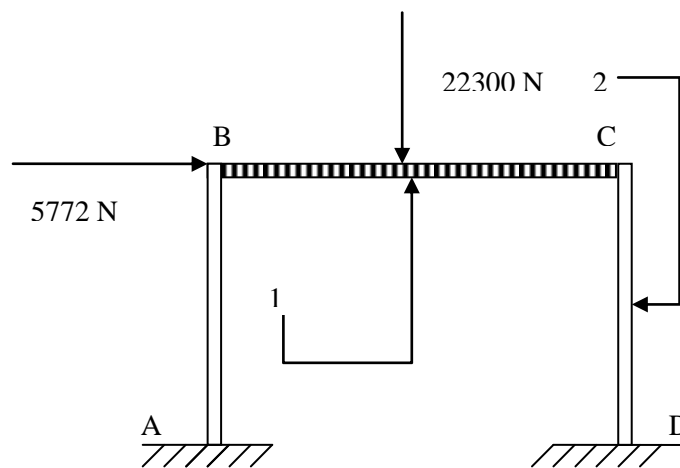
$$\eta = 5.3$$

### **COLUMNA O VIGA No. 3**

Para hallar los momentos de la columna en los diferentes puntos se lo calculará como un pórtico para tener los momentos más aproximados ya que es una de las partes donde vamos a tener mayor influencia por el peso de la fruta esto sumado a una fuerza debido a sismo. Como se había dicho se partirá nuestro pórtico en dos partes, por una viga transversal ubicada en la mitad, es decir, a 2 metros de altura, en el cual las dos llevan las mismas columnas IPE 200, pero diferentes uniones, en el primer pórtico el superior es una HEB 200 mientras en el pórtico inferior se usará una viga IPE 200, en la que tienen diferentes inercias y dimensiones por lo que los cálculos serán diferentes.

### Pórtico Superior

Para nuestro primer cálculo se estimará el pórtico superior, primero la aproximación con la carga centrada debido al peso de la jaula más el peso de la viga 1 trasladado a nuestro pórtico, luego se estimará la carga lateral debido sismo considerando un 25% de la carga total, para sumarse algebraicamente los momentos y tener los momentos totales en cada punto.



1: Perfil HEB 200

2: Perfil IPE 200

**Figura 5.13** Pórtico superior

Datos:

$$I_1 = 5950 \text{ cm}^4$$

$$I_2 = 214 \text{ cm}^4$$

### Carga Central.-

Partiremos de la siguiente ecuación:

$$M_{ab} = \frac{2EI}{l} \Big|_{ab} [2\theta_a + \theta_b - 3\varphi_{12}] \pm M_{as}^E \quad (\text{Ec. 5.20) donde,}$$

$M_{ab}$  análisis de momento en el nodo a hacia el nodo b

E modulo de elasticidad del material

I inercia del material

L longitud desde nodo a hasta el nodo b

$\theta_a$  ángulo de rotación en el nodo a

$\theta_b$  ángulo de rotación en el nodo b

$\varphi_{ab}$  ángulo de rotación de la barra entre los nodos

$M_{ab}^E$  momento de empotramiento perfecto.

Antes de proceder al análisis de los cuatro nodos existentes definiremos los momentos positivos y negativos, los momentos que giran con las manecillas del reloj son positivos, mientras los que giran en contra de las manecillas del reloj son negativos, así podremos diferenciar su signo. Además como la carga es en el centro del pórtico se conoce que los ángulos de rotación en a y d al igual que la rotación de la barra es igual a cero ya que tiene un movimiento simétrico. En la figura siguiente podemos ver el comportamiento agrandado de cómo se comporta las vigas frente a una fuerza centrada.

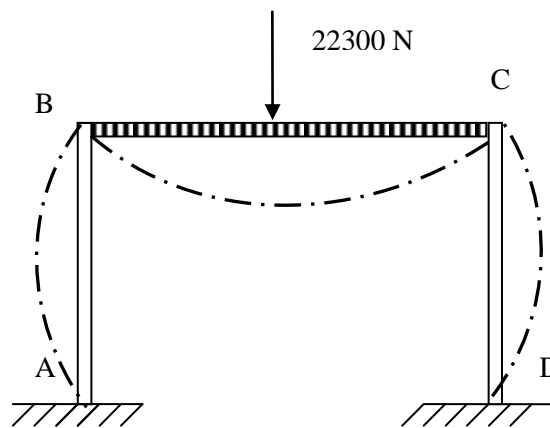
$$\theta_a = \theta_d = \varphi = 0$$

Además concluir que los Momento perfectos de ab y cd son igual a cero.

$$M_{ab}^E = M_{cd}^E = 0$$

Comenzaremos con estos datos el análisis en cada nodo.

$$M_{bc} = \frac{Pl}{8} = \frac{22300 * (3)}{8} = 8363 N.m$$



**Figura 5.14** Esquema de deflexión de los perfiles

Nodo ab.-

$$M_{ab} = \frac{2EI_2}{2} [2\theta_a + \theta_b - 3\phi_{ab}] + 0$$

$$M_{ab} = EI_2 [\theta_b]$$

Nodo ba.-

$$M_{ab} = \frac{2EI_2}{2} [2\theta_b + \theta_a - 3\phi_{ba}] + 0$$

$$M_{ab} = EI_2 [2\theta_b]$$

Nodo bc.-



$$M_{bc} = \frac{2EI_1}{3} [2\theta_b + \theta_c - 3\varphi_{bc}] - 8363$$

$$M_{bc} = \frac{2EI_1}{3} [2\theta_b + \theta_c] - 8363$$

Nodo cb.-

$$M_{cb} = \frac{2EI_1}{3} [2\theta_c + \theta_b - 3\varphi_{cb}] + 8363$$

$$M_{cb} = \frac{2EI_1}{3} [2\theta_c + \theta_b] + 8363$$

Nodo cd.-

$$M_{cd} = \frac{2EI_2}{2} [2\theta_c + \theta_d - 3\varphi_{cd}] + 0$$

$$M_{cd} = EI_2 [2\theta_c]$$

Nodo dc.-

$$M_{cd} = \frac{2EI_2}{2} [2\theta_d + \theta_c - 3\varphi_{dc}] + 0$$

$$M_{cd} = EI_2 [\theta_c]$$

Remplazaremos los valores y los dividiremos para  $10^6$  para tener valores pequeños y manejables.

$$M_{ab} = EI_2 [\theta_b] = 2340000\theta_b = 0.234\theta_b$$

$$M_{ba} = EI_2 [2\theta_b] = 4680000\theta_b = 0.468\theta_b$$

$$M_{bc} = \frac{2EI_1}{3} [2\theta_b + \theta_c] - 8363 = 15.87\theta_b + 7.93\theta_c - 0.0084$$

$$M_{cb} = \frac{2EI_1}{3}[2\theta_c + \theta_b] + 8363 = 15.87\theta_c + 7.93\theta_b + 0.0084$$

$$M_{cd} = EI_2[2\theta_c] = 0.468\theta_c$$

$$M_{dc} = EI_2[\theta_c] = 0.234\theta_c$$

$$M_{ab} + M_{bc} = 0$$

$$0.486\theta_b + 15.87\theta_b + 7.93\theta_c - 0.0084 = 0$$

$$16.335\theta_b + 7.93\theta_c = 0.0084 \rightarrow 1$$

$$M_{cb} + M_{cd} = 0$$

$$0.486\theta_c + 15.87\theta_c + 7.93\theta_b + 0.0084 = 0$$

$$16.335\theta_c + 7.93\theta_b = 0.0084 \rightarrow 2$$

Reemplazamos la ecuación 2 en la ecuación 1 por lo que obtenemos:

$$203.885\theta_c = -0.204$$

$$\theta_c = -0.0001 \rightarrow 3$$

Reemplazamos el valor obtenidos en cualquier ecuación para tener el valor faltante.

$$\theta_b = \frac{0.0084 - 7.93\theta_c}{16.335} = 0.0001$$

Dispondremos de los valores de los momentos reemplazando en sus respectivas ecuaciones los valores de las rotaciones.

$$M_{ab} = 234 \text{ N.m}$$

$$M_{ba} = 468 \text{ N.m}$$

$$M_{bc} = -468 \text{ N.m}$$

$$M_{cb} = 468 \text{ N.m}$$

$$M_{cd} = -468 \text{ N.m}$$

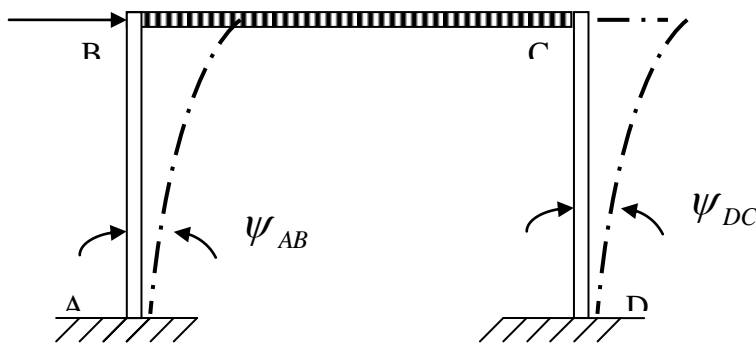
$$M_{dc} = -234 \text{ N.m}$$

Estos son los valores de los momentos en cada nodo con respecto a la carga centrada, a continuación se obtendrá los valores debido a la carga lateral debido al sismo, para luego sumarlos a los anteriores y tener los valores totales.

### Carga Lateral

Partiremos de la siguiente ecuación:

$$M_{ab} = \frac{2EI}{l} \Big|_{ab} [2\theta_a + \theta_b - 3\varphi_{12}] \pm M_{as}^E$$



**Figura 5.15** Ángulos de inclinación de las columnas

Antes de proceder al análisis de nodos definiremos los momentos positivos y negativos, los momentos que giran con las manecillas del reloj son positivos, mientras los que giran en contra de las manecillas del reloj son negativos, así

podremos diferenciar su signo. Además como la carga es lateral en el pórtico se conoce que los ángulos de rotación en a y d al igual que la rotación de la barra bc es igual a cero ya que tiene un movimiento simétrico, como se puede ver en el esquema de la figura.

$$\theta_a = \theta_d = \varphi_{bc} = 0$$

Además definiremos a la rotación de la barra ab y dc así:

$$\varphi_{ab} = \varphi_{dc} = \varphi$$

Además para concluir los Momentos perfectos de todos sus puntos son igual a cero.

$$M_{ab}^E = M_{bc}^E = M_{cd}^E = 0$$

Comenzaremos con estos datos el análisis en cada nodo.

Nodo ab.-

$$M_{ab} = \frac{2EI_2}{2} [2\theta_a + \theta_b - 3\varphi_{ab}] + 0$$

$$M_{ab} = EI_2 [\theta_b - 3\varphi]$$

Nodo ba.-

$$M_{ba} = \frac{2EI_2}{2} [2\theta_b + \theta_a - 3\varphi_{ba}] + 0$$

$$M_{ba} = EI_2 [2\theta_b - 3\varphi]$$

Nodo bc.-

$$M_{bc} = \frac{2EI_1}{3} [2\theta_b + \theta_c - 3\varphi_{bc}] + 0$$

$$M_{bc} = \frac{2EI_1}{3} [2\theta_b + \theta_c]$$

Nodo cb.-

$$M_{cb} = \frac{2EI_1}{3} [2\theta_c + \theta_b - 3\varphi_{cb}] + 0$$

$$M_{cb} = \frac{2EI_1}{3} [2\theta_c + \theta_b]$$

Nodo cd.-

$$M_{cd} = \frac{2EI_2}{2} [2\theta_c + \theta_d - 3\varphi_{cd}] + 0$$

$$M_{cd} = EI_2 [2\theta_c - 3\varphi]$$

Nodo dc.-

$$M_{cd} = \frac{2EI_2}{2} [2\theta_d + \theta_c - 3\varphi_{dc}] + 0$$

$$M_{cd} = EI_2 [\theta_c - 3\varphi]$$

Remplazaremos los valores y los dividiremos para  $10^6$  para tener valores pequeños y manejables.

$$M_{ab} = EI_2 [\theta_b - 3\varphi] = 0.234\theta_b - 0.702\varphi$$

$$M_{ba} = EI_2 [2\theta_b - 3\varphi] = 0.468\theta_b - 0.702\varphi$$

$$M_{bc} = \frac{2EI_1}{3} [2\theta_b + \theta_c] = 15.867\theta_b + 7.933\theta_c$$

$$M_{cb} = \frac{2EI_1}{3} [2\theta_c + \theta_b] = 7.933\theta_b + 15.867\theta_c$$

$$M_{cd} = EI_2 [2\theta_c - 3\varphi] = 0.468\theta_c - 0.702\varphi$$

$$M_{dc} = EI_2 [\theta_c - 3\varphi] = 0.234\theta_c - 0.702\varphi$$

$$M_{ba} + M_{cd} = 0$$

$$0.468\theta_b - 0.702\varphi + 15.867\theta_b + 7.933\theta_c = 0$$

$$16.335\theta_b + 7.933\theta_c - 0.702\varphi = 0 \rightarrow 1$$

$$M_{cb} + M_{cd} = 0$$

$$7.933\theta_b + 15.867\theta_c + 0.468\theta_c = 0$$

$$16.335\theta_b + 7.933\theta_c - 0.702\varphi = 0 \rightarrow 2$$

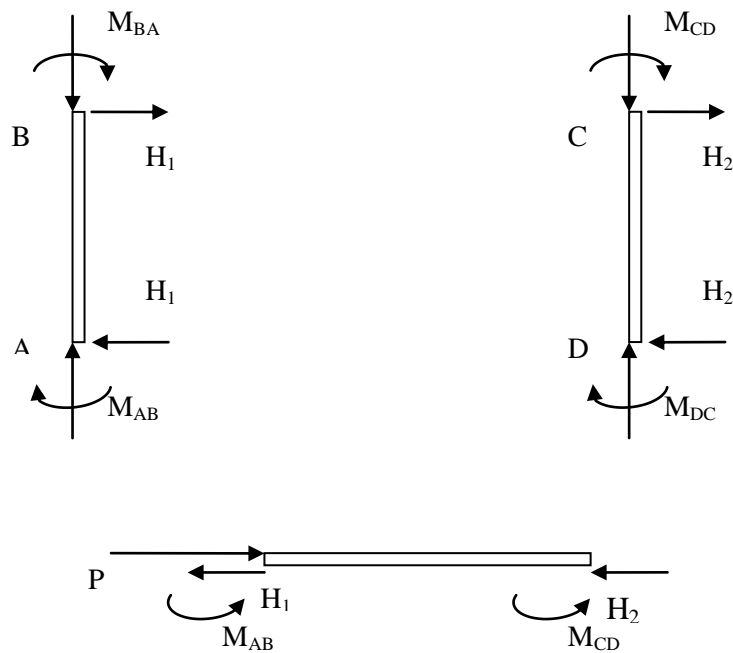
Como tenemos tres incógnitas debemos encontrar nuestra tercera ecuación la cual la obtendremos de un diagrama de cuerpo libre del pórtico superior como observamos en la figura.

$$\begin{aligned} \sum M_a &= 0 \\ M_{as} + M_{ba} + 2H_1 &= 0 \end{aligned} \quad (\text{Ec. 5.21})$$

$$\begin{aligned} \sum M_d &= 0 \\ M_{cd} + M_{dc} + 2H_2 &= 0 \end{aligned} \quad (\text{Ec. 5.22})$$

$$\begin{aligned} \sum F_x &= 0 \\ H_1 + H_2 - P &= 0 \end{aligned} \quad (\text{Ec. 5.23})$$

$$\left( -\frac{M_{ab} + M_{ba}}{2} \right) + \left( -\frac{M_{cd} + M_{dc}}{2} \right) - P = 0$$



**Figura 5.16** Diagrama de cuerpo libre del pórtico superior.

Procedemos a reemplazar en esta última ecuación los valores de los momentos para obtener así nuestra ecuación 3 y poder resolver el sistema.

$$\frac{0.234\theta_b - 0.702\varphi + 0.468\theta_b - 0.702\varphi}{2} + \frac{0.468\theta_{cb} - 0.702\varphi + 0.234\theta_c - 0.702\varphi}{2} = -\frac{5772}{10^6}$$

$$0.351\theta_b - 1.404\varphi + 0.351\theta_c = -0.0058 \rightarrow 3$$

Calcularemos los valores de las incógnitas

$$\theta_b = 0.0001213$$

$$\theta_c = 0.0001213$$

$$\varphi = 0.004192$$

Reemplazando los valores de los ángulos de rotación en las ecuaciones de los momentos tenemos:

$$M_{ab} = -2914.2 \text{ N.m}$$

$$M_{ba} = -2885.81 \text{ N.m}$$

$$M_{bc} = 2885.81 \text{ N.m}$$

$$M_{cb} = 2885.81 \text{ N.m}$$

$$M_{cd} = 2885.81 \text{ N.m}$$

$$M_{dc} = -2914.2 \text{ N.m}$$

Estos son los valores de los momentos en cada nodo con respecto a la carga lateral, a continuación se obtendrá los valores totales debido a la carga lateral y la carga centrales:

$$M_{ab} = -2680 \text{ N.m}$$

$$M_{ba} = -2418 \text{ N.m}$$

$$M_{bc} = 2418 \text{ N.m}$$

$$M_{cb} = 3354 \text{ N.m}$$

$$M_{cd} = -3354 \text{ N.m}$$

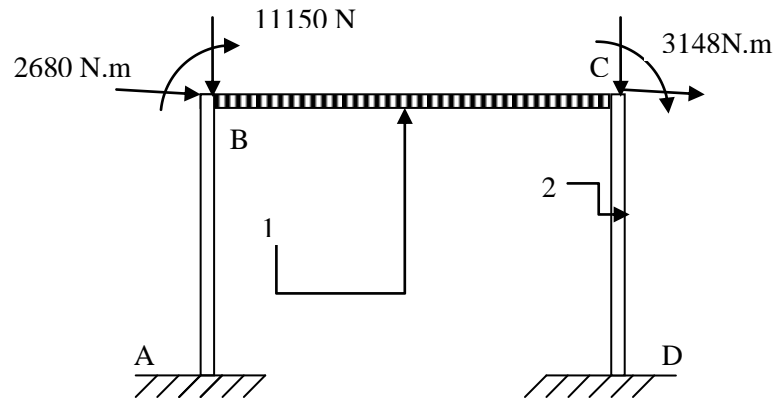
$$M_{dc} = -3148 \text{ N.m}$$

### Pórtico Inferior

Para el segundo pórtico, se procederá a calcular como el superior, primero las reacciones formadas por el traslado de momentos luego se estimará la carga lateral, para sumarse los momentos y tener los momentos totales en



cada punto. Debe tener se en cuenta que ahora todos los perfiles en análisis son iguales IPN 20.



- 1: Perfil IPE 200
- 2: Perfil IPE 200

**Figura 5.17.** Pórtico inferior

Carga Central.-

Partiremos de la siguiente ecuación:

$$M_{ab} = \frac{2EI}{l} \Big|_{ab} [2\theta_a + \theta_b - 3\varphi_{12}] \pm M_{as}^E$$

Para los cuatro nodos definiremos sus momentos positivos y negativos, los momentos que giran con las manecillas del reloj son positivos, mientras los que giran en contra de las manecillas del reloj son negativos, así podremos diferenciar su signo. Además como se conoce que lo ángulos de rotación en a y d al igual que la rotación de la barra es igual a cero ya que tiene un movimiento simétrico.

$$\theta_a = \theta_d = \varphi = 0$$

Además concluir que los Momento perfectos son igual a cero.

$$M_{ab}^E = M_{ba}^E = M_{cd}^E = M_{dc}^E = 0$$

Comenzaremos con estos datos el análisis en cada nodo.

$$M_{bc}^E = 2680 N.m$$

$$M_{cd}^E = 3148 N.m$$

Nodo ab.-

$$M_{ab} = \frac{2EI_2}{2} [2\theta_a + \theta_b - 3\varphi_{ab}] + 0$$

$$M_{ab} = EI_2 [\theta_b]$$

Nodo ba.-

$$M_{ba} = \frac{2EI_2}{2} [2\theta_b + \theta_a - 3\varphi_{ba}] + 0$$

$$M_{ba} = EI_2 [2\theta_b]$$

Nodo bc.-

$$M_{bc} = \frac{2EI_2}{3} [2\theta_b + \theta_c - 3\varphi_{bc}] + 2680$$

$$M_{bc} = \frac{2EI_2}{3} [2\theta_b + \theta_c] + 2680$$

Nodo cb.-

$$M_{cb} = \frac{2EI_2}{3} [2\theta_c + \theta_b - 3\varphi_{cb}] + 3148$$

$$M_{cb} = \frac{2EI_2}{3} [2\theta_c + \theta_b] + 3148$$

Nodo cd.-

$$M_{cd} = \frac{2EI_2}{2} [2\theta_c + \theta_d - 3\varphi_{cd}] + 0$$

$$M_{cd} = EI_2 [2\theta_c]$$

Nodo dc.-

$$M_{cd} = \frac{2EI_2}{2} [2\theta_d + \theta_c - 3\varphi_{dc}] + 0$$

$$M_{cd} = EI_2 [\theta_c]$$

Remplazaremos los valores y los dividiremos para E.I para tener valores pequeños y manejables.

$$M_{ab} = EI_2 [\theta_b] = \theta_b$$

$$M_{ba} = EI_2 [2\theta_b] = 2\theta_b$$

$$M_{bc} = \frac{2EI_1}{3} [2\theta_b + \theta_c] + 2680 = \frac{4}{3}\theta_b + \frac{2}{3}\theta_c - \frac{2680}{EI}$$

$$M_{cb} = \frac{2EI_1}{3} [2\theta_c + \theta_b] + 3148 = \frac{2}{3}\theta_c + \frac{4}{3}\theta_b + \frac{3148}{EI}$$

$$M_{cd} = EI_2 [2\theta_c] = 2\theta_c$$

$$M_{dc} = EI_2 [\theta_c] = \theta_c$$

$$M_{ba} + M_{bc} = 0$$

$$2\theta_b + \frac{4}{3}\theta_b + \frac{2}{3}\theta_c + \frac{2680}{EI} = 0$$

$$\frac{10}{3}\theta_b + \frac{2}{3}\theta_c = -\frac{2680}{EI} \rightarrow 1$$

$$M_{cb} + M_{cd} = 0$$

$$2\theta_c + \frac{4}{3}\theta_c + \frac{2}{3}\theta_b + \frac{3148}{EI} = 0$$

$$\frac{10}{3}\theta_c + \frac{2}{3}\theta_b = -\frac{3148}{EI} \rightarrow 2$$

Realizando las operaciones de reemplazo de ecuaciones tenemos:

$$\theta_c = -0.003488$$

$$\theta_b = 0.002738$$

Dispondremos de los valores de los momentos reemplazando en sus respectivas ecuaciones los valores de las rotaciones.

$$M_{ab} = 640.75 \text{ N.m}$$

$$M_{ba} = -1282 \text{ N.m}$$

$$M_{bc} = 1282 \text{ N.m}$$

$$M_{cb} = 1633 \text{ N.m}$$

$$M_{cd} = -1633 \text{ N.m}$$

$$M_{dc} = -816 \text{ N.m}$$

### Carga Lateral

Partiremos de la siguiente ecuación:

$$M_{ab} = \frac{2EI}{l} \Big|_{ab} [2\theta_a + \theta_b - 3\varphi_{12}] \pm M_{as}^E$$

Como la carga es lateral en el pórtico se conoce que los ángulos de rotación en a y d al igual que la rotación de la barra bc es igual a cero ya que tiene un movimiento simétrico, como se puede ver en el esquema de la figura.

$$\theta_a = \theta_d = \varphi_{bc} = 0$$

Además definiremos a la rotación de la barra ab y dc así:

$$\varphi_{ab} = \varphi_{dc} = \varphi$$

Además para concluir los Momento perfectos de todos sus puntos son igual a cero.

$$M_{ab}^E = M_{bc}^E = M_{cd}^E = 0$$

Comenzaremos con estos datos el análisis en cada nodo.

Nodo ab.-

$$M_{ab} = \frac{2EI_2}{2} [2\theta_a + \theta_b - 3\varphi_{ab}] + 0$$

$$M_{ab} = EI_2 [\theta_b - 3\varphi]$$

Nodo ba.-

$$M_{ab} = \frac{2EI_2}{2} [2\theta_b + \theta_a - 3\varphi_{ba}] + 0$$

$$M_{ab} = EI_2 [2\theta_b - 3\varphi]$$

Nodo bc.-

$$M_{bc} = \frac{2EI_2}{3} [2\theta_b + \theta_c - 3\varphi_{bc}] + 0$$

$$M_{bc} = \frac{2EI_2}{3} [2\theta_b + \theta_c]$$

Nodo cb.-

$$M_{cb} = \frac{2EI_2}{3} [2\theta_c + \theta_b - 3\varphi_{cb}] + 0$$

$$M_{cb} = \frac{2EI_1}{3} [2\theta_c + \theta_b]$$

Nodo cd.-

$$M_{cd} = \frac{2EI_2}{2} [2\theta_c + \theta_d - 3\varphi_{cd}] + 0$$

$$M_{cd} = EI_2 [2\theta_c - 3\varphi]$$

Nodo dc.-

$$M_{cd} = \frac{2EI_2}{2} [2\theta_d + \theta_c - 3\varphi_{dc}] + 0$$

$$M_{cd} = EI_2 [\theta_c - 3\varphi]$$

Remplazaremos los valores y los dividiremos para E.I para tener valores pequeños y manejables.

$$M_{ab} = EI_2 [\theta_b - 3\varphi] = \theta_b - 3\varphi$$

$$M_{ba} = EI_2 [2\theta_b - 3\varphi] = 2\theta_b - 3\varphi$$

$$M_{bc} = \frac{2EI_1}{3} [2\theta_b + \theta_c] = \frac{4}{3}\theta_b + \frac{2}{3}\theta_c$$

$$M_{cb} = \frac{2EI_1}{3} [2\theta_c + \theta_b] = \frac{4}{3}\theta_c + \frac{2}{3}\theta_b$$

$$M_{cd} = EI_2 [2\theta_c - 3\varphi] = 2\theta_c - 3\varphi$$

$$M_{dc} = EI_2 [\theta_c - 3\varphi] = \theta_c - 3\varphi$$

$$M_{ba} + M_{bc} = 0$$

$$\frac{10}{3}\theta_b + \frac{2}{3}\theta_c - 3\varphi = 0 \rightarrow 1$$

$$M_{cb} + M_{cd} = 0$$

$$\frac{2}{3}\theta_b + \frac{10}{3}\theta_c - 3\varphi = 0 \rightarrow 2$$

Como tenemos tres incógnitas debemos encontrar nuestra tercera ecuación

la cual la obtendremos de un diagrama de cuerpo libre del pórtico superior.

$$\sum M_a = 0$$

$$M_{as} + M_{ba} + 2H_1 = 0$$

$$\sum M_d = 0$$

$$M_{cd} + M_{dc} + 2H_2 = 0$$

$$\sum F_x = 0$$

$$H_1 + H_2 - P = 0$$

$$\left( -\frac{M_{ab} + M_{ba}}{2} \right) + \left( -\frac{M_{cd} + M_{dc}}{2} \right) - P = 0$$

Procedemos a reemplazar en esta última ecuación los valores de los momentos para obtener así nuestra ecuación 3 y poder resolver el sistema.

$$\frac{\theta_b - 3\varphi + 2\theta_b - 3\varphi}{2} + \frac{2\theta_c - 3\varphi + \theta_c - 3\varphi}{2} = -\frac{5772}{EI}$$

$$\frac{3}{2}\theta_b - 6\varphi + \frac{3}{2}\theta_c = -\frac{5772}{EI} \rightarrow 3$$

Calcularemos los valores de las incógnitas

$$\theta_b = 0.004933$$

$$\theta_c = 0.004933$$

$$\varphi = 0.006578$$

Reemplazando los valores de los ángulos de rotación en las ecuaciones de los momentos tenemos:

$$M_{ab} = -3463 \text{ N.m}$$

$$M_{ba} = -2309 \text{ N.m}$$

$$M_{bc} = 2309 \text{ N.m}$$

$$M_{cb} = 2309 \text{ N.m}$$

$$M_{cd} = -2309 \text{ N.m}$$

$$M_{dc} = -3463 \text{ N.m}$$

Estos son los valores de los momentos en cada nodo con respecto a la carga lateral, a continuación se obtendrá los valores totales debido a la carga lateral y la carga centrales:

$$M_{ab} = -4104 \text{ N.m}$$

$$M_{ba} = -3591 \text{ N.m}$$



$$M_{bc} = 3591 \text{ N.m}$$

$$M_{cb} = 3942 \text{ N.m}$$

$$M_{cd} = -3942 \text{ N.m}$$

$$M_{dc} = -4279 \text{ N.m}$$

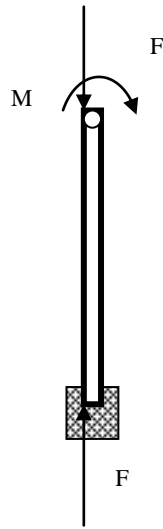
Una vez obtenido los momentos de la columna hallados en los cálculos anteriores podemos obtener nuestro factor de seguridad.

Ahora se trata de una columna y puede fallar por pandeo más que por compresión, este ocurre súbitamente, incluso en materiales dúctiles, y como tal es uno de los modos de falla más peligrosos.

### Esfuerzo Crítico

Este diseño se lo realizará como una columna larga con carga central y un momento actuando sobre el, esta se encuentra fija o empotrada en un extremo y articulado en el otro.

Los valores se deben evaluar para obtener el esfuerzo máximo la cual puede soportar nuestra viga para esto existen dos criterios los cuales se expresan en fórmulas y ver si esta obedece a la parábola o hipérbola de Euler por lo que se utilizará las siguiente ecuaciones para ello.



**Figura 5.18** Diagrama de fuerzas resultantes sobre columnas.

Datos de la viga:

$$E = 209 \times 10^9 \text{ Pa}$$

$$S_y = 220 \times 10^6 \text{ Pa}$$

$$K = 0.8 \text{ fijo articulado}$$

$$A = 25.9 \times 10^{-4} \text{ m}^2$$

$$I = 117 \text{ cm}^4$$

$$C_c = \sqrt{\frac{2\pi^2 E}{S_y}} \quad (\text{Ec. 5.24}) \quad \text{donde,}$$

$C_c$  punto de inflexión

$E$  módulo de elasticidad

$S_y$  límite de sedencia a la tensión

$$\frac{L_e}{r} = \frac{kl}{\sqrt{I/A}} \quad (\text{Ec. 5.25}) \quad \text{donde,}$$

- $L_e$             longitud efectiva  
 $r$                 radio de curvatura  
 $k$                 factor de longitud efectiva  
 $I$                 Inercia

Reemplazando los valores obtenemos

$$C_c = \sqrt{\frac{2\pi^2 \cdot 209 \times 10^6}{220 \times 10^9}} = 136.94$$

$$\frac{L_e}{r} = \frac{0.8 * 2}{\sqrt{\frac{117 * 10^{-8}}{25.9 * 10^{-4}}}} = 75.28$$

Donde por comparación obtenemos el siguiente resultado:

$$\text{Si } \frac{L_e}{r} \leq C_c \Rightarrow \text{Parábola de Euler,} \quad (\text{Ec. 5.26})$$

Por lo que aplicaremos el siguiente criterio para conocer el esfuerzo de fluencia la cual puede ser sometida

$$P_{cr} = \left[ 1 - \frac{1}{2} \left( \frac{L_e}{r} / C_c \right)^2 \right] * S_y A = 0.85 S_y A \quad (\text{Ec. 5.27})$$

$$\frac{P_{cr}}{A} = 187 \text{ MPa}$$

Obtendremos los esfuerzos debido a la fuerza que se encuentra sometida la columna y luego el momento.

$$\sigma_1 = \frac{F}{A} = \frac{12111.5}{25.9} = 4.67 \text{ MPa}$$

$$\sigma_2 = \frac{M}{Z} = \frac{4279}{26 \times 10^{-6}} = 164.58 \text{ MPa}$$

$$\sigma_t = \sigma_1 + \sigma_2 = 4.67 + 164.58 = 169.25 \text{ MPa}$$

$$\eta = \frac{187}{169.25} = 1.1$$

Este último valor está muy próximo para la falla pero se encuentra dentro de los parámetros permisible, además se esta considerando en caso este tenga una carga sísmica y la carga total de la jaula se encuentre el punto medio de la viga 2.

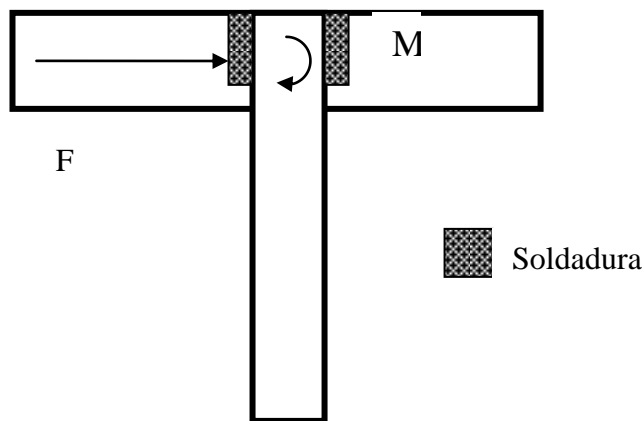
### SOLDADURA.

Al igual que en el caso de la jaula se analizará la soldadura en los puntos de unión pero en este caso se realizarán en todos ya que todos tienen cargas considerables y sus puntos son más críticos.

### VIGA DE GUIA O No.1

La forma de soldadura que se utilizará será en paralelo en las alas de apoyo sobre el otro perfil como se muestra en la figura, además en el diagrama de

cargas sabemos que se encuentra sometido a torsión debido a la carga sísmica además de un momento debido a la misma fuerza. Adicionalmente se empernará las dos vigas para facilidad de instalación, además de añadir un soporte más.



**Figura 5.19** Soldadura de Viga Carril con Viga Soporte

Realizaremos los respectivos análisis para tener los esfuerzos debido a la fuerza del sismo que provoca un esfuerzo medio en una junta a tope debido a la carga cortante y también un momento en el soporte que produce cortante secundario o torsión en las juntas soldadas.

$$\tau' = \frac{F}{A} \quad \text{esfuerzo medio}$$

F fuerza de corte

A Área del cordón

$$\tau'' = \frac{M_1 r}{J} \quad (\text{Ec. 5.28}) \quad \text{cortante secundario}$$

- M momento producido por la fuerza de corte  
 r distancia entre el centroide de juntas y el punto de interés  
 J segundo momento polar.

Esfuerzo medio

$$F = \left( \frac{\text{peso.de.viga}}{2} + \frac{\text{Carga}}{2} \right) * 25\%$$

$$F = 4282.6 + 9016 = 13298.6 * 25\%$$

$$F = 3324.65N$$

$$A = 1.414t * d$$

$$t = 0.006m$$

$$A = 1.697x10^{-3}$$

$$\tau' = \frac{F}{A} = \frac{3324.65}{1.697x10^{-3}} = 2.0MPa$$

Cortante Secundario

$$d= 0.2 \quad b= 0.24$$

$$r = \sqrt{0.1^2 + 0.12^2} = 0.156m$$

$$J = 0.707J_u * t \quad (\text{Ec. 5.29})$$

Ju Segundo momento polar de área unitario

t garganta de soldadura.

$$J_u = \frac{d(3b^2 + d^2)}{6} = 7.1 \times 10^{-3}$$

(Ec. 5.30)

$$J_u = 3 \times 10^{-5}$$

$$M = \frac{P * l}{8} = \frac{3324.65 * 10}{8} = 4155.81$$

$$\tau'' = \frac{M * r}{J} = \frac{4155.81 * 0.156}{3 \times 10^{-5}} = 21.61 \text{MPa}$$

Una vez obtenido los esfuerzos realizaremos una resultante para obtener el factor de seguridad.

$$\tau = \sqrt{\tau' + \tau''}$$

$$\tau = \sqrt{2^2 + 21.6^2} = 21.69 \text{MPa}$$

Reemplazando

$$\eta = \frac{0.577 S_y}{\tau}$$

$$\eta = 5.8$$

VIGA SOPORTE.

Esta viga que se encuentra simplemente apoyada sobre las columnas soporta a nivel estático la fuerza lateral que hemos considerado por sismo y

además la carga en el centro, las que producen esfuerzo medio al cortante y esfuerzo normal de flexión.



**Figura 5.20** Diagrama de soldadura entre viga soporte y columna.

$$F = \frac{F_{sismo}}{2} = \frac{5772}{2} = 2886N$$

$$M = 3354N.m \quad \text{momento obtenido del análisis del pórtico superior}$$

### Diseño Estático

Esfuerzo medio al corte

Para este caso se soldará en la parte superior e interna de la unión de las estructuras por lo que se tendrá una longitud de soldadura de 0.1725

$$\tau' = \frac{F}{A}$$

$$b = 0.2 \text{ m}$$

$$d = 0.1725 \text{ m}$$



$$A = 1.414t * d$$

$$t = 0.006m$$

$$A = 1.46x10^{-3}$$

$$\tau' = \frac{F}{A} = \frac{2886}{1.46x10^{-3}} = 2.0MPa$$

Esfuerzo normal a la flexión

$$\sigma = \frac{M_{\max} \rho}{I} \quad (\text{Ec. 5.31})$$

$\sigma$                       esfuerzo normal

$M_{\max}$                       momento máximo

$\rho$                               distancia desde el momento hasta la soldadura

$I$                                 Inercia del perfil.

$$I = 0.707tI_u$$

$$I_u = \frac{d^3}{6} \quad (\text{Ec. 5.32})$$

por configuración de soldadura, donde

$t$                                 garganta de soldadura

$I_u$                               segundo momento de área unitario

$d = 0.1725 m$     largo del cordón

$$I_u = \frac{0.1725^3}{6} = 0.000856$$

$$I = 0.707tI_u = 0.000605t$$

t (garganta de soldadura) = 0.006 m

$$\sigma = \frac{M_{\max} \rho}{I} = \frac{3354 * 0.11}{3.63 \times 10^{-6}} = 101.63 \text{MPa}$$

$$\tau = \sqrt{\tau^2 + \sigma^2} = \sqrt{101.63^2 + 2^2} = 101.65 \text{MPa}$$

Factor de seguridad:

$$\eta = \frac{0.577S_y}{\tau} = 1.2$$

Se realizará un cordón de soldadura en el alma de la columna para tener una mejor seguridad en esta viga

### Diseño Dinámico

Ahora tendremos que encontrar el factor de seguridad para el caso dinámico, pero con la variante que la fuerza lateral de sismo no existe por lo que se deberá obtener el esfuerzo máximo y mínimo, estos valores los tenemos en los momentos obtenidos en el cálculo del pórtico superior.

$$M_{\max} = 468 \text{ N.m}$$

$$\sigma_{\max} = \frac{M_{\max} \rho}{I} = \frac{468 * 0.11}{3.6 \times 10^{-6}} = 14.3 \text{MPa}$$

El momento debido sólo por el peso de la estructura lo obtenemos por una regla de tres simple:

$$468 \rightarrow 22314.6$$

$$x \rightarrow 4282.6$$

$$x = 89N.m$$

$$\sigma_{\min} = \frac{M_{\min} \rho}{I} = \frac{89 * 0.11}{3.6 \times 10^{-6}} = 2.72 MPa$$

Los valores de esfuerzo alterno y medio son:

$$\sigma_a = \frac{\sigma_{\max} - \sigma_{\min}}{2} = \frac{14.3 - 2.72}{2} = 5.80 MPa$$

$$\sigma_m = \frac{\sigma_{\max} + \sigma_{\min}}{2} = \frac{14.3 + 2.72}{2} = 8.51 MPa$$

Realizaremos los calculos para obtener  $S_e$

$$S_e = C_{carga} C_{tamaño} C_{sup} C_{temp} C_{soldadura} S_e'$$

carga;  $C_{carga} = 1$  flexión

tamaño;  $b = 172.5 \text{ mm}$   $h = 0.006 \text{ mm}$

$$d_{equiv} = 0.808(h * b)^{1/2} = 0.808(0.707h * b)^{1/2}$$

$$d_{equiv} = 25.23$$

$$C_{tam} = \left( \frac{d}{7.62} \right)^{-0.1133} = 0.87$$

superficie;  $C_{sup} = aS_{ut}^b$  donde

a y b valores por tabla en una superficie basta

$$C_{sup} = 272 (341)^{-0.995} = 0.87$$

temperatura:  $C_{temp} = 1$

soldadura:  $C_{soldadura} = 1 / K_f = 1 / 2.7 = 0.37$

$$S_e' = 0.504 S_{ut} = 171.86 \text{ MPa}$$

$$S_e = 48.68 \text{ MPa}$$

$$S_{su} = 0.67 (341) = 228.47 \text{ MPa}$$

Reemplazando obtenemos:

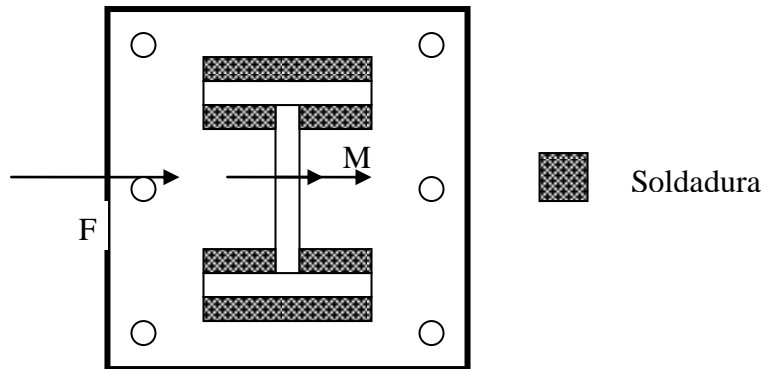
$$\frac{\sigma_a}{S_e} + \frac{\sigma_m}{S_{su}} = \frac{1}{\eta} = \frac{5.80}{46.68} + \frac{8.51}{228.47}$$

$$\eta = 6.1$$

COLUMNA.

Esta viga que se encuentra a compresión y tiene momento actuante en la unión con su base que se soldará a una placa que se analizará más

adelante, además de una fuerza lateral en cada una de las columnas.



**Figura 5.21** Diagrama de soldadura de la placa de anclaje.

$$F = \frac{F_{sismo}}{2} = \frac{5772}{2} = 2886N$$

$$M = 4279N.m \quad \text{momento obtenido del análisis del pórtico superior}$$

### Diseño Estático

Esfuerzo medio al corte

Para este caso se soldará en la parte superior e interna de la unión de las estructuras por lo que se tendrá una longitud de soldadura de 0.1725

$$\tau' = \frac{F}{A}$$

$$b = 0.2 \text{ m}$$

$$d = 0.1725 \text{ m}$$

$$A = 1.414t * d$$

$$t = 0.008m$$

$$A = 1.95 \times 10^{-3}$$

$$\tau' = \frac{F}{A} = \frac{2886}{1.95 \times 10^{-3}} = 1.5 MPa$$

Esfuerzo normal a la flexión

$$\sigma = \frac{M_{\max} \rho}{I}$$

$$I = 0.707tI_u$$

$$I_u = \frac{d^3}{6} \quad \text{por configuración de soldadura, donde}$$

d = 0.1725 m largo del cordón

$$I_u = \frac{0.1725^3}{6} = 0.000856$$

$$I = 0.707tI_u = 0.000605t$$

t (garganta de soldadura) = 0.008 m

$$\sigma = \frac{M_{\max} \rho}{I} = \frac{4279 * 0.11}{4.8 \times 10^{-6}} = 98.06 MPa$$

$$\tau' = \sqrt{\tau^2 + \sigma^2} = \sqrt{1.5^2 + 98.06^2} = 98.07 MPa$$

Factor de seguridad:

$$\eta = \frac{0.577S_y}{\tau} = 1.3$$

Se realizará un cordón de soldadura en el alma de la columna para tener una mejor seguridad en esta viga

### Diseño Dinámico

Ahora tendremos que encontrar el factor de seguridad para el caso dinamito, al igual que el análisis de la viga anterior la variante que la fuerza lateral de sismo no existe por lo que se deberá obtener el esfuerzo máximo y mínimo, estos valores los tenemos en los momentos obtenidos en el cálculo del pórtico superior.

$$M_{\max} = 816 \text{ N.m}$$

$$\sigma_{\max} = \frac{M_{\max} \rho}{I} = \frac{816 * 0.11}{4.8 \times 10^{-6}} = 18.7 \text{ MPa}$$

El momento debido sólo por el peso de la estructura lo obtenemos por una regla de tres simple:

$$816 \rightarrow 22314.6$$

$$x \rightarrow 4282.6$$

$$x = 156.61 \text{ N.m}$$

$$\sigma_{\min} = \frac{M_{\min} \rho}{I} = \frac{156.61 * 0.11}{4.8 \times 10^{-6}} = 3.6 \text{ MPa}$$

Los valores de esfuerzo alterno y medio son:

$$\sigma_a = \frac{\sigma_{\max} - \sigma_{\min}}{2} = \frac{18.7 - 3.6}{2} = 7.55 \text{MPa}$$

$$\sigma_m = \frac{\sigma_{\max} + \sigma_{\min}}{2} = \frac{18.7 + 3.6}{2} = 11.15 \text{MPa}$$

Realizaremos los cálculos para obtener  $S_e$

$$S_e = C_{\text{carga}} C_{\text{tamaño}} C_{\text{sup}} C_{\text{temp}} C_{\text{soldadura}} S_e'$$

carga;  $C_{\text{carga}} = 1$  flexión

tamaño;  $b = 172.5 \text{ mm}$   $h = 8 \text{ mm}$

$$d_{\text{equiv}} = 0.808(h*b)^{1/2} = 0.808(0.707h*b)^{1/2}$$

$$d_{\text{equiv}} = 25.23$$

$$C_{\text{tam}} = \left( \frac{d}{7.62} \right)^{-0.1133} = 0.87$$

superficie;  $C_{\text{sup}} = a S_{\text{ut}}^b$  donde

a y b valores por tabla en una superficie basta

$$C_{\text{sup}} = 272 (341)^{-0.995} = 0.87$$

temperatura:  $C_{\text{temp}} = 1$

soldadura:  $C_{\text{soldadura}} = 1 / K_f = 1 / 2.7 = 0.37$

$$S_e' = 0.504 S_{\text{ut}} = 171.86 \text{MPa}$$

$$S_e = 48.68 \text{MPa}$$



$$S_{su} = 0.67 (341) = 228.47\text{MPa}$$

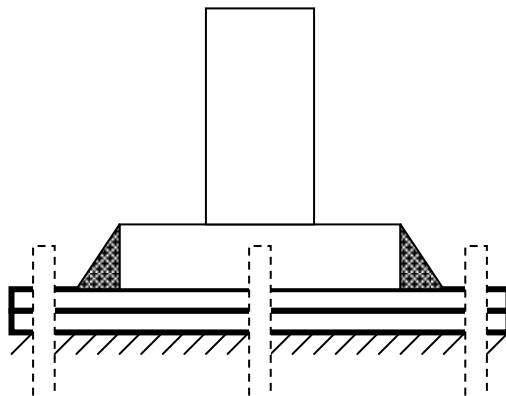
Reemplazando obtenemos:

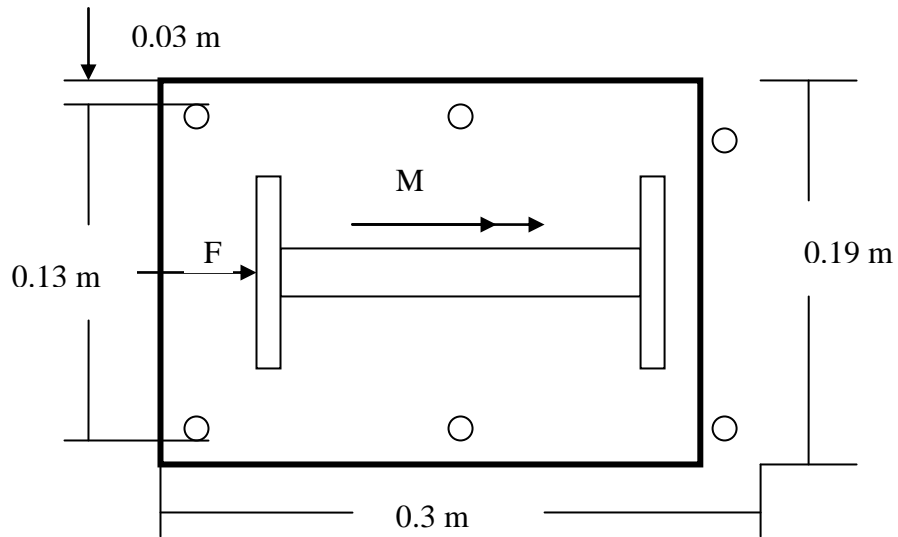
$$\frac{\sigma_a}{S_e} + \frac{\sigma_m}{S_{su}} = \frac{1}{\eta} = \frac{7.55}{46.68} + \frac{11.15}{228.47}$$

$$\eta = 4.7$$

### ESFUERZOS EN PERNOS

Las tuercas y tornillos de un diseño podrían parecer uno de los aspectos de menor interés pero de verdad es uno de los fascinantes, el éxito o fracaso de un diseño tal vez dependa de la selección adecuada y el empleo de los sujetadores. Explicaremos el sistema de sujeción que utilizamos, este consiste en un placa adherida o embebida en el cemento junto a seis pernos de anclaje de medida métrica, estos se conectan a una placa que se encuentra soldada a la columna y empernada para realizar la sujeción como podemos ver en la figura.





**Figura 5.22** Ubicación y dimensiones de placa de anclaje.

En este diseño existen dos fuerzas actuantes la primera es debido a la fuerza del sismo y la segunda el momento actúan para lo cual se calculará las fuerzas para tener nuestro factor de seguridad.

Definiremos al perno como de acero de transmisión AISI 4140 de clase 5.8 que tiene un límite elástico de 420 MPa, el cual es de bajo carbono, tiene un diámetro menor de 9.85 mm el cual es una rosca basta, con una área de tensión de 84.27 mm<sup>2</sup>.

$$F_{sismo} = \frac{5772}{12} = 481N.$$

Dividimos la fuerza para el número de pernos que soporta la fuerza.

$$d_{menor} = 9.85mm$$

$$A_{perno} = 76.1 \times 10^{-6} m$$

$$\tau = \frac{F}{A_{perno}} = \frac{481}{76.1} = 6.32MPa$$

$$M = 4279N.m$$

$$3F + d_p = M \quad (\text{Ec. 5.33})$$

F Fuerza de tensiòn

D<sub>p</sub> distancia entre pernos

M momento

$$F = \frac{M}{3 * d_p} = \frac{4279}{3 * 0.13} = 10971.8N$$

$$\sigma = \frac{F}{A_t} \quad (\text{Ec. 5.34})$$

F fuerza a tensiòn

A<sub>t</sub> àrea de tensiòn

σ esfuerzo a tensiòn

$$\sigma = \frac{F}{A_t} = \frac{10971.8}{84.27 \times 10^{-6}} = 130.2MPa$$

Aplicaremos la suma de los dos esfuerzos para hallar la resultante

$$\sigma' = \sqrt{\sigma + \tau} = \sqrt{17071.87} = 130.66MPa$$

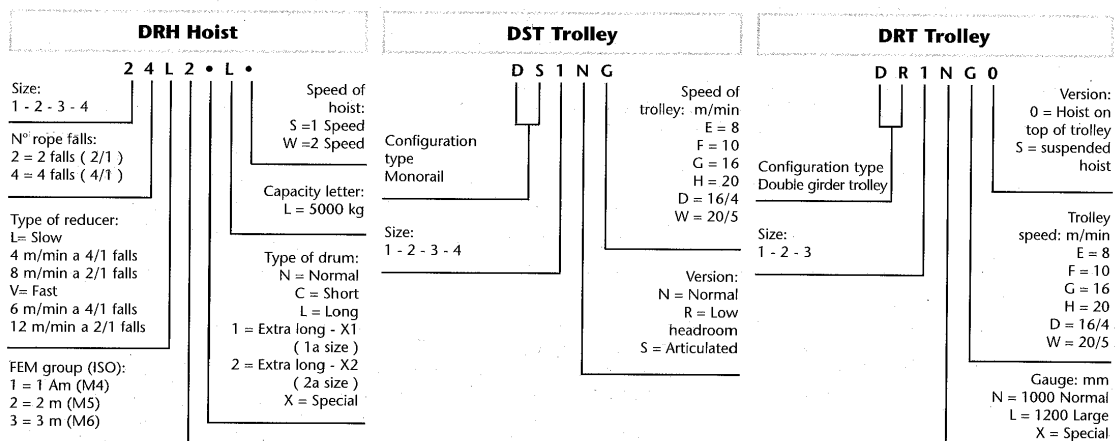
Factor de seguridad

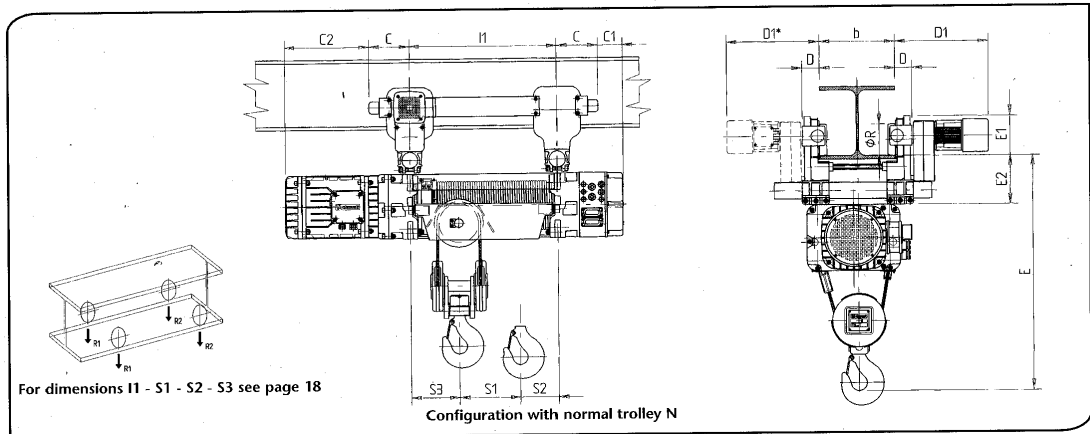
$$\eta = \frac{S_y}{\sigma} = \frac{420}{130.66}$$

$$\eta = 3.2$$

### Selección de Polipasto

Este es un elemento que nos servirá para elevar y transportar las jaulas por todo nuestra viga guía, consta de dos motores uno para elevar carga y el otro para deslizarse por medio del perfil. Su selección se la realizara con las siguiente características: El peso a elevarse será de 2500 Kg para tener un valor de expansión de planta, luego la velocidad la cual deberá estar en 8 a 10 m por minuto, y un cable corto para alzar y transportar ya que no es necesario. Como vemos en el catálogo de una marca registrada tenemos un monorriel DRH 22L2CI para un DS1NF que cumple con las características antes mencionadas, a continuación un gráfico para su mejor apreciación.





Falls of rope N°	DRH	Type of drum C-N-L	Trolley DST N/S	Weight DRH+DST (kg)	Overall dimensions (mm)									
					C	C1	C2	D	D1	E	E1	E2	E3	r. min.
2/1	1	C	1	222	170	85	310	62	370	870	150	180	960	1500
		N	1	231	170	85	310	62	370	870	150	180	960	1500
		L	1	250	170	85	310	62	370	870	150	180	960	1500
	2	C	1	270	170	100	355	62	370	1000	150	180	1090	1500
		N	1	280	170	100	355	62	370	1000	150	180	1090	1500
		L	1	305	170	100	355	62	370	1000	150	180	1090	1500
	3	C	2	595	205	0	500	68	375	1290	158	195	1400	1600
		N	2	625	205	0	500	68	375	1290	158	195	1400	1600
		L	2	700	205	0	500	68	375	1290	158	195	1400	1600
	4	C	3	1185	290	-70	565	90	400	1670	250	265	1840	1800
		N	3	1220	290	-70	565	90	400	1670	250	265	1840	1800
		L	3	1340	290	-70	565	90	400	1670	250	265	1840	1800
4/1	1	C	1	230	170	85	310	62	370	830	150	180	920	1500
		N	1	240	170	85	310	62	370	830	150	180	920	1500
		L	1	260	170	85	310	62	370	830	150	180	920	1500
	2	C	2	320	205	65	320	68	375	950	158	195	1060	1600
		N	2	330	205	65	320	68	375	950	158	195	1060	1600
		L	2	360	205	65	320	68	375	950	158	195	1060	1600
	3	C	3	835	290	-85	415	90	400	1290	250	265	1460	1600
		N	3	870	290	-85	415	90	400	1290	250	265	1460	1600
		L	3	945	290	-85	415	90	400	1290	250	265	1460	1600
	4	C	4	1480	360	-140	495	100	410	1620	310	305	1810	1800
		N	4	1520	360	-140	495	100	410	1620	310	305	1810	1800
		L	4	1660	360	-140	495	100	410	1620	310	305	1810	1800

Figura 5.23 Dimensiones de polipasto.

Otras dimensiones de la máquina a lo largo y ancho se encuentran en los anexos así como las características técnicas.

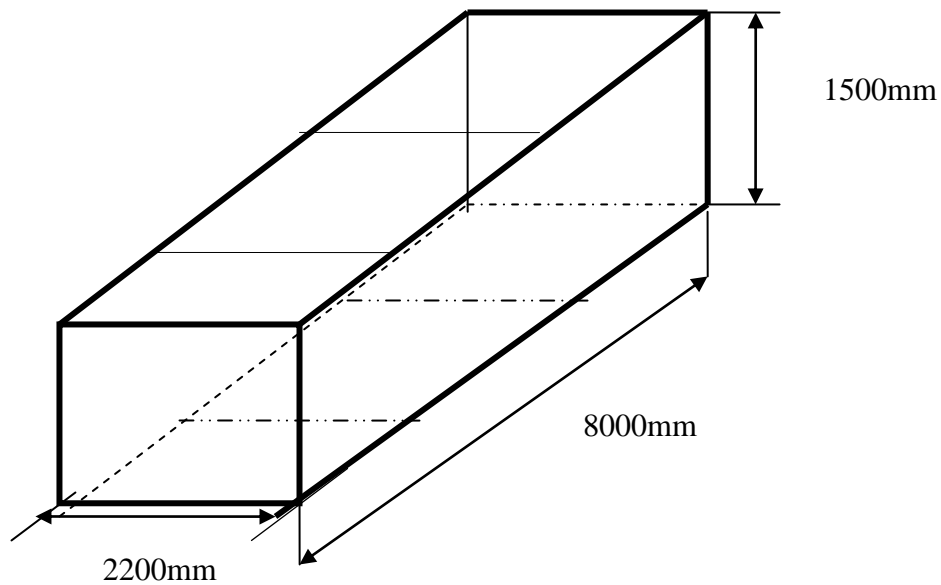
### 3.2 Diseño de recipiente reservorio de agua.

Este recipiente es un tanque de forma rectangular en el cual se va a introducir agua por medio de una bomba que sus características están

luego del intercambiador que nos va a servir para realizar el requerimiento para exportar mango a EUA, es decir, el tratamiento en agua caliente que se le realiza a la fruta. Para nuestro diseño hemos considerado que tiene forma de prisma, la ventaja que tenemos a favor para nuestro diseño es que la fuerza que soporta nuestro tanque es la atmosférica, ya que esta clase de tanque no soportan altas presiones.

Las fórmulas utilizadas a continuación están basadas en una máxima deflexión permisible de  $\Delta = L/500$  donde L denota el lado más largo del tanque. Los esfuerzos permisibles para las paredes del tanque deben ser los indicados por ASME para tanque a presión sección VIII División 1. Existe un valor el cual se lo obtendrá de una tabla que busca relación de el largo con el alto y dependen de la proporción de los lados del tanque y se encuentra graficado en una tabla de nuestro anexo.

En el gráfico se muestra el diseño básico de nuestro tanque con las medidas expresadas en milímetros, esta se conformará de planchas de acero A36 soldadas entre si y reforzados mediante ángulos los cuales estarán en cuatro puntos siendo la distancia más larga 3200 mm para reducir el tamaño del mismo. Se realizará cambio de medidas para poder ingresarlas en las fórmulas.



**Figura 5.24** Tanque de tratamiento de mango con sus dimensiones.

$$L = 8000 \text{ mm} = 315''$$

$$B = 2200 \text{ mm} = 86.62''$$

$$H = 1500 \text{ mm} = 59.06''$$

Como se dijo se utilizará plancha de acero A36 por lo que su resistencia a la tracción es 36.000 psi.

Para obtener el espesor de la plancha a utilizar utilizamos la siguiente fórmula que fue publicada en el código ASME en el paper A-71 "Stress and Deflection of Rectangular Plates"

$$t = 2.45L \sqrt{\frac{\alpha H 0.036G}{S}} \quad (\text{Ec. 5.35})$$

t	espesor requerido
L	largo del tanque
H	altura del tanque
G	gravedad específica
S	resistencia a al tracción del material
$\alpha$	valor de relación entre largo y altura.

Para nuestro caso queda establecido los valores de largo y altura, así como la resistencia del material, el valor de  $\alpha$  está dado por la tabla el cual es 0.001, la incógnita para obtener el espesor de la plancha es la gravedad específica ya que dentro del tanque se encuentra agua y mangos por lo que diremos que el valor mango con el del agua es igual aunque sea menor, por lo que tenemos:

$$t = 2.45 * 315 \sqrt{\frac{0.001 * 59.06 * 0.036}{36000}} = 0.1875''$$

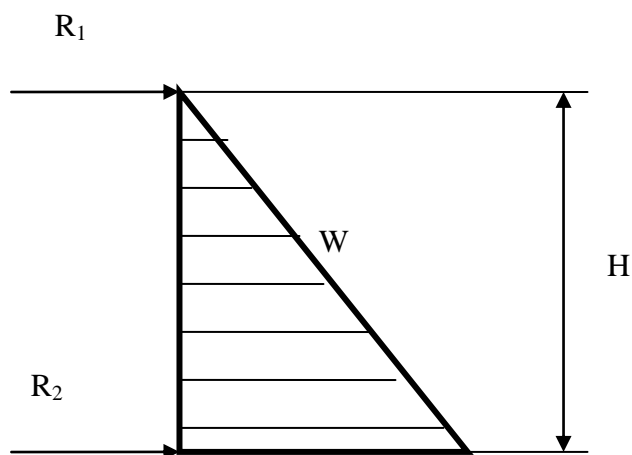
Para tener una mayor seguridad y además de otros factores que afectan a la plancha como la corrosión se le sumará 1/16", por lo que tendremos una plancha de 0.25"

Para el cálculo de la plancha inferior la cual soporta presión se utilizará el mismo espesor ya que se encuentra asentada sobre el piso y el acero tiene gran capacidad de resistencia para el aplastamiento, además se debe



realizar una protección catalítica para evitar así la corrosión ya que se encuentra en contacto con el piso.

Ahora se obtendrá las dimensiones de los marcos realizados con los ángulos como refuerzo, ubicados en el interior de el tanque, para esto debemos calcular las fuerza de presión que soportan las esquinas, para esto se utiliza la presión que ejerce el fluido sobre las paredes del tanque.



**Figura 5.25** Diagrama de reacciones sobre pared del tanque.

$$w = \frac{0.036GH^2}{2} \quad (\text{Ec. 5.36})$$

$$R_1 = 0.3w$$

$$R_2 = 0.7w$$

Los valores de las ecuaciones expresadas en la parte superior, los tenemos por lo que reemplazamos.

$$w = 62.785$$

$$R_1 = 18.84$$

$$R_2 = 43.95$$

Para realizar este cálculo dividiremos los refuerzos de los tanques en tres partes para que las dimensiones del marco de refuerzo sea menor y su mayor lado medirá 3.2 metros de largo.

$$I_{\min} = 1.25 \frac{R * L^3}{E} \quad (\text{Ec. 5.37})$$

Los valores de la ecuación son conocidos, se obtendrá el ángulo requerido para la parte superior y luego para la parte inferior, esto gracias a los valores de las reacciones que se encontró por lo que tenemos:

La longitud con mayor distancia es 3.2 metros equivalente a 126”.

$$I_{\min} = 1.25 \frac{1.25 * 18.84 * 126^3}{30 * 10^6} = 1.54 in^4$$

$$I_{\min} = 1.25 \frac{1.25 * 43.95 * 126^3}{30 * 10^6} = 3.67 in^4$$

Con estos valores tendremos los siguientes ángulos a soldar para refuerzo del tanque en la parte superior se de 3” x 3/8” y en la parte inferior que tenemos mayor presión es de 4” x 3/8”, con lo que concluimos la

construcción del tanque de la manera más sencilla por su fabricación y ahorro de espacio.

Además se añadirá que el tanque estará apoyado en vigas sobre el piso con una protección catódica para la protección del reservorio, también que tendrá un sistema de entrada y salida del agua caliente de 2 ½" con la bridas con sus respectivas juntas y de una brida adicional para el desalojo de agua por emergencia o desagüe, como se puede apreciar en los planos.

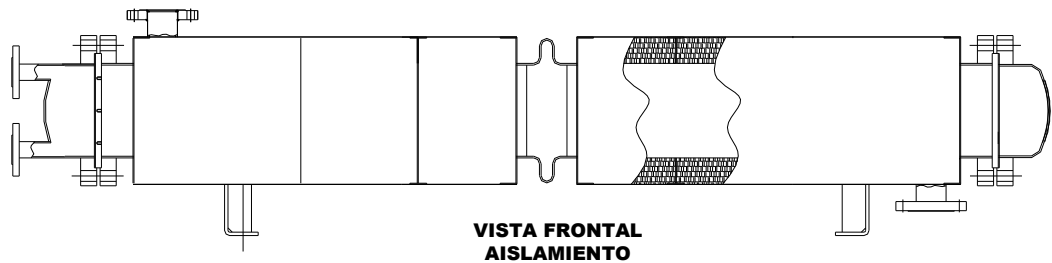
### **5.1.3 Diseño de intercambiador de calor**

Como se definió en páginas anteriores este es un proceso en el que es sometido el mango en agua a cierta temperatura (46.1 °C) durante algunos minutos para tener la aprobación de Exportación del mismo, principalmente en Estados Unidos para garantizar la eliminación de la mosca de la fruta

En la sección anterior se diseñó el tanque reservorio de agua y el cual tendrá las siguientes dimensiones: 8 metros de largo, 2.2 metros de ancho y con una profundidad de 1.5 metros, la cual estará soportada sobre el piso.

Para tener un cálculo aproximado de las dimensiones de nuestro intercambiador trabajaremos con tablas de vapor, datos y fórmulas empíricas que han sido probadas en laboratorio.

Este proceso de intercambio de calor entre dos fluidos que están a diferentes temperaturas y separados por una pared sólida, ocurre en muchas aplicaciones.



**Figura 5.26** Intercambiador de coraza y tubos.

El sistema a utilizar es el más común en el cual existe vapor saturado a cierta temperatura y el agua a calentar, para el diseño de forma de nuestro intercambiador existen algunos ya que se clasifican de acuerdo con el arreglo del flujo y el tipo de construcción, para nuestro caso específico utilizaremos un intercambiador de calor de tubos y coraza que es muy común este difieren de acuerdo con el número de paso de tubos y coraza en la que realizaremos la forma más simple que es un solo paso por tubos y corazas, en que dentro de este existen deflectores para aumentar el coeficiente de convección del fluido. El sistema es muy común en el que se hará circular vapor por la coraza y el agua a calentar por los tubos, en el cual el vapor ingresará el vapor a cierta temperatura y de forma saturada, mientras el agua ingresará a temperatura ambiente. En el se alimentará de agua caliente al tanque de

tratamiento en el que se introducirán las jaulas de mango cada 10 minutos realizando un proceso continuo con una temperatura que se encuentre estable, todo este sistema se lo controlará por medio de válvulas de paso y cheque.

Se explicará los distintos cálculos y aproximaciones a efectuarse para llegar a nuestro resultado final. Primero dejaremos en claro que el resultado al cual deseamos llegar es tener las características del intercambiador entre los cuales se encuentra el caudal a utilizar para mantener nuestra temperatura, luego hallaremos la distancia de los tubos además del número de ellos, y medidas que debe tener nuestro intercambiador. El primer dato o análisis se lo realizará en el tanque para hallar el caudal necesario, en el que implica un cálculo complejo, por la formulación que se va a utilizar, primero se hallará la transferencia de calor total que existe en el tanque la cual es debida al calor por pérdidas y la transferencia entre el mango y el agua, para el cual se deberá realizar una aproximación con el área de contacto, después se realizará una tabla con el cambio de temperatura para cada segundo y poder observar la variación de masa, en el que se seleccionará el caudal máximo y así ver su nuevo desempeño en cuanto a la temperatura del agua la no dejaremos que varíe más de un grado. En la segunda parte nos referiremos al intercambiador para el cual utilizaremos y hallaremos el coeficiente global de transferencia de calor, el área neta de intercambio de calor con el uso de

la diferencia de temperatura media logarítmica para halla las dimensiones del intercambiador.

Para el análisis del caudal necesario para mantener nuestra temperatura en 46.1 °C es necesario algunos parámetros los cuales se los analizará en el tanque de tratamiento los cuales se los irá enunciando y especificando paso a paso. Se formará una tabla de datos los cuales constarán el tiempo en segundo, la temperatura inicial del mango, la temperatura del agua la cual la consideraremos constante, la transferencia de calor entre el agua y el volumen de producto, la temperatura final del mango y por último la masa necesaria para que la temperatura no varíe mas de un grado, todo esto se lo presentará tabulado en segundos durante 90 minutos.

La temperatura de entrada del mango la fijaremos en 30°C, mientras que la temperatura del agua como habíamos dicho es de 46.1°C, el coeficiente de convección del agua de de 50 W/m<sup>2</sup>.K, el calor específico del mango 3557,58J/°K Kg.

### **Calor por pérdida en paredes**

Este calor se genera por las perdidas de calor por convección que tenemos del agua por las paredes de nuestro tanque y además de la superficie del mismo que se encuentra en contacto con el ambiente también. Se expresa de la siguiente manera:

$$Q_1 = \frac{(t_i - t_o)}{R} \quad (\text{Ec. 5.38})$$

$$R = \frac{1}{h_o A} + \frac{l_1}{k_1 A} + \frac{l_2}{k_2 A} + \frac{1}{h_i A} \quad (\text{Ec. 5.39}) \text{ donde,}$$

$Q_1$  calor de perdidas por paredes

$R$  resistencia térmica

$T_o$  temperatura exterior

$T_i$  temperatura del reservorio (agua)

$h_i$  coeficiente de transferencia de calor por convección del agua

$h_o$  coeficiente de transferencia de calor por convección del aire

$k_1$  conductividad térmica del aislante

$k_2$  conductividad térmica del acero

Para la temperatura exterior 30 °C, temperatura interior 46.1°C, coeficiente del agua 50 W/m<sup>2</sup>.K, coeficiente de convección del aire 17 W/m<sup>2</sup>.K, coeficiente del acero 14.9 W/m.K , coeficiente de conductividad del aislante 0.04 W/m.K, el espesor del tanque es 0.00635 m y del aislante 0.0508 m

$$R = \frac{1}{17 \frac{W}{m^2 \cdot K} A} + \frac{0.0508m}{0.04 \frac{W}{m \cdot K} A} + \frac{0.00635m}{14.9 \frac{W}{m \cdot K} A} + \frac{1}{50 \frac{W}{m^2 \cdot K} A}$$

$$R = 11.913A$$

$$A = (8 \times 2 \times 1.5) \text{ mt}^2 + (2.2 \times 1.5 \times 2) \text{ mt}^2$$

$$A = 30.6 \text{ m}^2$$

Reemplazando obtenemos

$$Q_1 = 364.53 \text{ Watt}$$

### **Perdida de Calor por Superficie**

$$Q_2 = h_o A (T_i - T_o) \quad (\text{Ec. 5.40})$$

$Q_2$  calor por pérdidas de superficie

$T_o$  temperatura exterior

$T_i$  temperatura del reservorio (agua)

$h_o$  coeficiente de transferencia de calor por convección del aire

$$Q_2 = 17 \frac{W}{m^2 K} (8m * 2.2mt)(46.1^\circ C - 30^\circ C)$$

$$Q_2 = 4817.12 \text{ Watt}$$

Por lo que la suma de las pérdidas es igual a:

$$Q_p = Q_1 + Q_2 = Q_{\text{perdidas}} = 5181.65 \text{ Watt}$$

Para encontrar la transferencia de calor que existe en el producto y el agua se deberá estimar el área de contacto que existe entre estos por lo cual la estimaremos de la siguiente manera: Como sabemos el mango tiene una forma ovoide en el cual un promedio observado tenemos un largo de 15 cm y un ancho de 10 cm, para el cual dividiremos el mango en dos parte dos



esperas en la parte de arriba de diámetro 10 y un cilindro de radio 10 con un alto igual a 10 cm para tener un aproximado del área de cada mango:

$$A_{mango} = A_{esfera} + A_{cilindro}$$

$$A_{mango} = 4\pi\left(\frac{0.1}{2}\right)^2 + \pi(0.1)*(0.05) = 0.04712m^2$$

Se realizará un estimativo del número de mangos que se pueden hallar dentro de un tanque siendo estos valores conservadores.

$$No. = \frac{1400Kg * 5}{0.5Kg / mango} = 14400Mangos$$

Nos da un resultado de 14.4000 mangos dentro del tanque de inmersión, para lo cual nos dará el área total del producto, pero nosotros deseamos el área neta de intercambio con el agua para lo cual lo multiplicaremos por un 50% de contacto.

$$A_T = 14400 * 0.04712 = 678.6m^2$$

$$A_N = 0.5A_T = 339.3m^2$$

El calor de transferencia lo definiremos de la siguiente manera:

$$Q_m = \dot{m} C_p \Delta T = h A_N \Delta T \quad (\text{Ec. 5.41})$$

Qm calor de transferencia del mango

m flujo de masa de mango

$C_p$  Calor específico del mango

$\Delta T$  diferencial de temperatura

$h$  coeficiente de convección de transferencia de calor

$A_N$  área neta de intercambio

Las fórmulas a utilizar en las columnas 4,5 y 6 son las siguientes:

Columna 4: Transferencia de calor entre el mango y el agua está dado por:

$Q_m = hA_N \Delta T$ , la cual su área de contacto irá cambiando cada 10 minutos con el ingreso de una nueva jaula.

Columna 5: temperatura final del mango nos servirá para retroalimentar a la columna 4 y se la encuentra de la siguiente manera:

$$T_f = \frac{Q_m}{m * C_p} + T_i$$

Columna 6: el valor que deseamos encontrar el cual no deberá variar más de un grado centígrado se muestra de la siguiente manera:

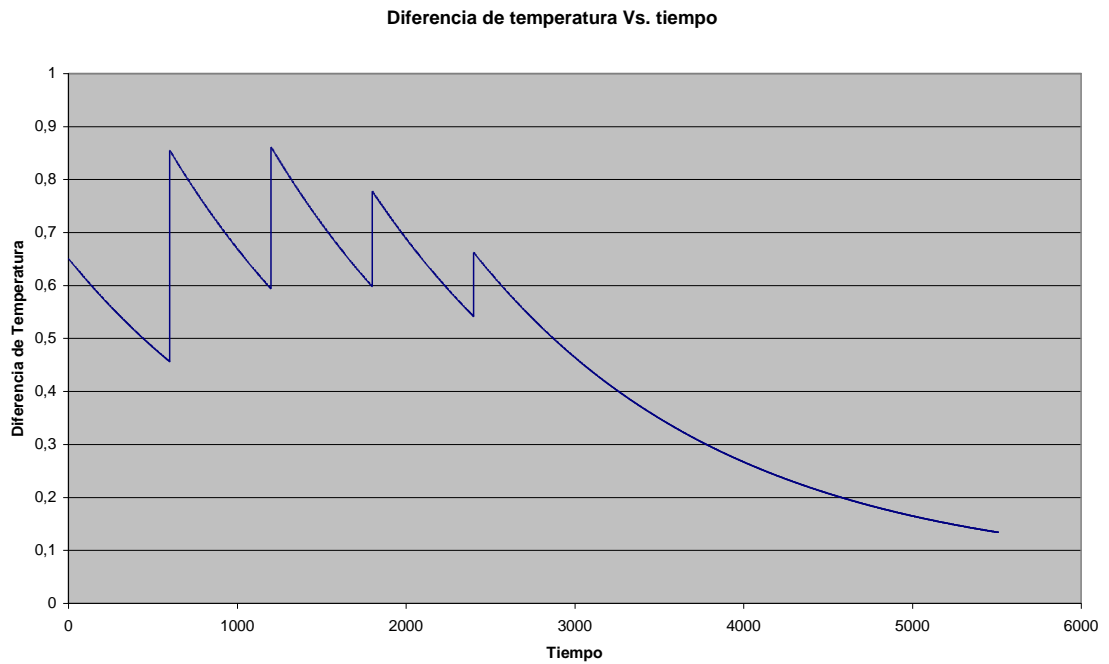
$$m = \frac{Q_p + Q_m}{C_p \Delta T} \text{ siendo el calor específico del agua, con un delta de } 1^\circ\text{C.}$$

Esta tabla mostrará los datos obtenidos cada 5 minutos es decir 300 segundos para ver la variación en el transcurso. Para ver los resultados completos obtenidos ir a los anexos.

**TABLA 12****Variación de temperatura en el tiempo para ver el caudal final.**

t (seg)	Temp inicial del mango(°C)	Temp del agua (°C)	Calor de Transf.	Temp final del mango	Flujo de masa (Kg/s)
1	30	46,1	54627,3	30,010	14,308
300	32,892	46,1	44812,63	32,901	11,960
600	35,272	46,1	36736,99	35,279	10,028
601	35,279	46,1	73425,33	35,287	18,805
900	37,223	46,1	60233,30	37,229	15,649
1200	38,823	46,1	49378,71	38,828	13,052
1201	38,828	46,1	74019,02	38,833	18,947
1500	40,134	46,1	60720,32	40,138	15,766
1800	41,209	46,1	49777,97	41,212	13,148
1801	41,212	46,1	66326,68	41,216	17,107
2100	42,091	46,1	54410,03	42,093	14,256
2400	42,813	46,1	44604,85	42,815	11,910
2401	42,815	46,1	55719,14	42,817	14,569
2700	43,405	46,1	45708,31	43,407	12,174
3000	43,891	46,1	37471,26	43,892	10,209
3300	44,289	46,1	30718,59	44,290	8,588
3600	44,615	46,1	25182,82	44,616	7,264
3900	44,883	46,1	20644,65	44,883	6,178
4200	45,102	46,1	16924,29	45,103	5,288
4500	45,282	46,1	13874,38	45,282	4,558
4800	45,429	46,1	11374,09	45,429	3,960
5100	45,550	46,1	9324,379	45,550	3,470
5400	45,649	46,1	7644,041	45,649	3,068

Como se puede ver existen saltos de valores cada 10 minutos esto se debe a que se introduce una jaula por lo que los valores se elevan, para nuestro calculo usaremos un flujo de masa de 22 Kg/s con un delta de temperatura de 1°C. Realizaremos una nueva tabla con un valor adicional del delta temperatura para poder graficarlo y conocer que sobrepasaremos en la temperatura. (Resultados mas detallados en Anexos)



**Figura 5.27** Variación de temperatura del agua versus tiempo con un caudal de agua estable.

**TABLA 13****Variación de temperatura en el tiempo con el caudal estable.**

t (seg)	Temp inicial del mango(°C)	Temp del agua (°C)	Calor de Transf.	Temp final del mango	Flujo de masa (Kg/s)	variación de temp.
1	30	46,1	54627,3	30,010	22	0,6503
300	32,892	46,1	44812,63	32,901	22	0,5436
600	35,272	46,1	36736,99	35,279	22	0,4558
601	35,279	46,1	73425,33	35,287	22	0,8547
900	37,223	46,1	60233,30	37,229	22	0,7113
1200	38,823	46,1	49378,71	38,828	22	0,5933
1201	38,828	46,1	74019,02	38,833	22	0,8612
1500	40,134	46,1	60720,32	40,138	22	0,7166
1800	41,209	46,1	49777,97	41,212	22	0,5976
1801	41,212	46,1	66326,68	41,216	22	0,7776
2100	42,091	46,1	54410,03	42,093	22	0,6480
2400	42,813	46,1	44604,85	42,815	22	0,5413
2401	42,8154	46,1	55719,14	42,817	22	0,6622
2700	43,405	46,1	45708,31	43,407	22	0,5533
3000	43,891	46,1	37471,26	43,892	22	0,4638
3300	44,289	46,1	30718,59	44,290	22	0,3903
3600	44,615	46,1	25182,82	44,616	22	0,3301
3900	44,883	46,1	20644,65	44,889	22	0,2808
4200	45,102	46,1	16924,29	45,103	22	0,2403
4500	45,282	46,1	13874,38	45,282	22	0,2072
4800	45,429	46,1	11374,09	45,429	22	0,1800
5100	45,550	46,1	9324,37	45,550	22	0,1577
5400	45,649	46,1	7644,04	45,649	22	0,1394

Una vez obtenido el valor del flujo de masa a utilizar podemos pasar a nuestro segundo paso el cual es dimensionar el intercambiador de calor el cual es de tubos y coraza, el mismo que entrará agua de un reservorio a 30°C y saldrá a 46.1°C requerido para el proceso la cual pasará por los tubos, mientras en por el lado de coraza ingresa vapor saturado a 170.02°C y sale a la misma temperatura pero con distintas propiedades, dichos valores nos servirán para hallar la diferencia de temperatura media logarítmica. La fórmula para hallar y dimensionar el equipo es la siguiente:

$$Q_s = U_o A_o \Delta T_{ml} \quad (\text{Ec. 5.42})$$

$Q_s$	calor del sistema
$U_o$	coeficiente global de transferencia de calor
$A_o$	área efectiva de transferencia
$dT_{ml}$	temperatura media logarítmica

Suposiciones:

La transferencia de calor es insignificante entre el intercambiador y los alrededores, y cambios de energía cinética y potencial despreciables.

Flujo interno del tubo y condiciones térmicas completamente desarrolladas.

La resistencia térmica del material del tubo y efectos de impurezas son insignificantes.

Propiedades constantes.

Realizaremos un aproximado del calor necesario para calentar el agua de los valores que son conocidos por que utilizaremos

$$Q_s = \dot{m} C_p \Delta T$$

Qs calor del agua

m flujo de masa del agua

Cp Calor específico del agua

dT diferencial de temperatura

$$m = 22 \text{ Kg/s}$$

$$C_p = 4180 \text{ KJ/Kg}^\circ\text{K}$$

$$dT = 16.1^\circ\text{C}$$

Obtenemos

$$Q_s = 1480556 \text{ Watt}$$

Se hallara la diferencia de temperatura media logarítmica que se representa con esta formulación:

$$\Delta T_{ml} = \frac{(T_{h,i} - T_{c,o}) - (T_{h,o} - T_{c,i})}{\ln \frac{(T_{h,i} - T_{c,o})}{(T_{h,o} - T_{c,i})}} \quad (\text{Ec. 5.43) donde,}$$

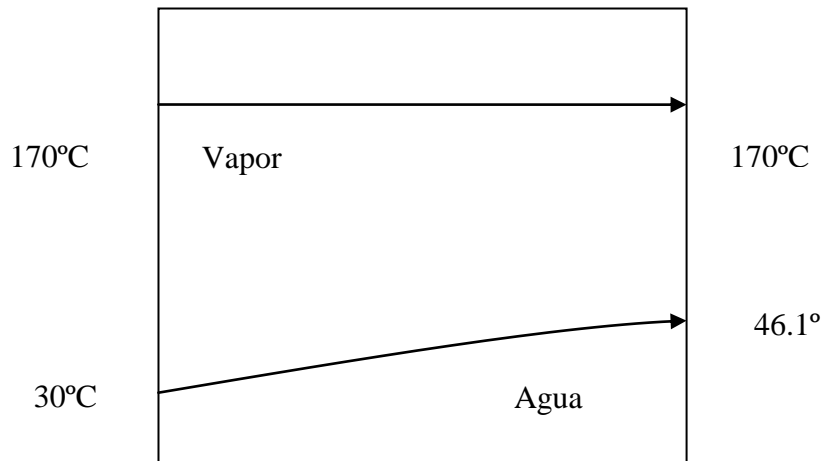
T<sub>h,o</sub> temperatura de coraza salida (vapor)

T<sub>c,o</sub> temperatura de tubos salida (agua)

T<sub>h,i</sub> temperatura de coraza entrada (vapor)

$T_{c,i}$  temperatura de tubos entrada (agua).

Para obtener una mejor apreciación colocaremos un gráfico



**Figura 5.28** Distribuciones de temperatura para el intercambiador.

Reemplazando los valores enunciados tenemos lo siguiente:

$$\Delta T_{ml} = \frac{(170.02 - 46.1) - (170.02 - 30)}{\ln \frac{(123.92)}{(140.02)}}$$

$$\Delta T_{ml} = 131.81^\circ\text{C}$$

Para el valor del coeficiente global de transferencia de calor se expresa:

$$\frac{1}{U} = \frac{1}{h_i} + R_i + \frac{\ln(D_o / D_i)}{2\pi kL} + R_o + \frac{1}{h_o} \quad (\text{Ec. 5.44})$$

En donde el diámetro interno y externo de los tubos son muy idénticos por lo que se hacen cero, en cuanto a los factores de impurezas  $R_i$  y  $R_o$  son despreciables por lo que la fórmula queda de la siguiente manera:



$$U_o = \frac{1}{\frac{1}{h_i} + \frac{1}{h_o}} \quad (\text{Ec. 5.45})$$

$h_o$       coeficiente de transferencia de calor por convección del vapor

$h_i$       coeficiente de transferencia de calor por convección del agua

Hallaremos el coeficiente de calor por convección del agua la cual se utilizará las fórmulas de flujo interno a través de ducto circular

Tabla de Propiedades (Ver en anexos)

$$P_r = 5.83$$

$$n = 0.4$$

$$k = 613 \times 10^{-3} \text{ W/m}^\circ\text{K}$$

$$\mu = 855 \text{ N.s/m}^2$$

Para encontrar el coeficiente de convección local en el tubo, se debe establecer la naturaleza de la condición del flujo

$$\text{Re}_D = \frac{4m}{\pi D_i \mu} \quad (\text{Ec. 5.46})$$

$\text{Re}_D$       Número de Reynold

$m$       flujo másico del agua

$D_i$       diámetro interior del tubo

$\mu$       viscosidad

Reemplazando

$$\text{Re}_D = \frac{4(22 \text{ Kg} / \text{s})}{\pi(0.01905 \text{ m})855 \times 10^{-6} \frac{\text{Ns}}{\text{m}^2}}$$

$$\text{Re}_D = 1719775.2$$

Por tanto el flujo es turbulento, con la suposición de condiciones completamente desarrolladas, la correlación de transferencia de calor apropiada es entonces

$$Nu_D = 0.023 \text{Re}_D^{0.8} \text{Pr}^n \quad (\text{Ec. 5.47})$$

$$Nu_D = 4532.86$$

$$h_i = Nu_D \frac{k}{D} \quad (\text{Ec. 5.48})$$

$$h_i = 142494.61 \text{ W}/^\circ\text{K m}^2$$

Una vez obtenido el  $h_i$ , nos enfocaremos en el coeficiente de convección de calor del vapor en el que nos serán muy útiles las primicias y ecuaciones de flujo externo a través de banco de tubos.

Antes de proseguir en las aproximaciones hallaremos la velocidad a la cual va nuestro flujo, así como la calidad del mismo para poder hallar todos los datos que sean necesarios.

Tenemos un flujo másico de 10 Kg/s

Calor es igual a:

$$Q = m^* (h_g - h_x) \quad (\text{Ec. 5.49})$$

Despejando tenemos

$$h_x = h_g - \frac{Q}{m}$$

Además:

$$h_x = h_f + xh_{fg} \quad (\text{Ec. 5.50})$$

Igualando estas dos últimas ecuaciones tenemos:

$$h_f + xh_{fg} = h_g - \frac{Q}{m}$$

$$xh_{fg} = (h_g - h_f) - \frac{Q}{m}$$

$$(x - 1)h_{fg} = \frac{Q}{m}$$

Donde la calidad es igual

$$x = 1 - \frac{Q}{m^* h_{fg}}$$

Conociendo el calor necesario, la masa y que la entalpía es de 2059 KJ/Kg, tenemos que la calidad es

$$x = 0.928$$

Este valor nos servirá para hallar las otras propiedades ya que nuestro vapor mantiene la temperatura pero las propiedades van cambiando por lo que se encuentra condensando, por lo que habrá una mezcla.

Volumen específico:

$$v_x = v_f + x v_{fg} \quad (\text{Ec. 5.51})$$

$$v_{fg} = v_g - v_f$$

Los valores de  $v_f$  y  $v_g$  son 1.11 y 0.261  $m^3/Kg$  respectivamente, reemplazando tenemos

$v_x = 0.3221 m^3 / Kg$ , ahora se obtendrá una media con el valor de volumen específico de gas para tener una mejor aproximación.

$$\bar{v} = \frac{v_g + v_x}{2} = 0.2915 \frac{m^3}{kg}$$

Sabemos que

$$\dot{q} = \dot{m} \bar{v} = 10 * 0.2915 = 2.915 \frac{m^3}{s}$$

$$v = \frac{\dot{q}}{A} \quad (\text{Ec. 5.52})$$

$$A = A_{shell} - A_{tub}$$

$$A = \frac{0.28^2 \pi}{4} - \frac{0.019^2 \pi}{4} * 36 = 0.05659 m^2$$

$$v = 51.51 \frac{m}{s}$$

Una vez obtenido la velocidad, podemos resolver la condición del flujo con el número de Reynolds

$$\text{Re}_{D_{\max}} = \frac{\rho V_{\max} D}{\mu} \quad (\text{Ec. 5.53})$$

$$\rho = \frac{1}{v} = 3.43 \frac{\text{Kg}}{\text{m}^3}$$

viscosidad

$$\mu_x = \mu_f + x\mu_{fg} \quad (\text{Ec. 5.54})$$

$$\mu_{fg} = \mu_g - \mu_f$$

Los valores de  $\mu_f$  y  $\mu_g$  son  $162 \times 10^{-6}$  y  $14.5 \times 10^{-6}$  N.s/m<sup>2</sup> respectivamente, reemplazando tenemos

$\mu_x = 25.12 \times 10^{-6}$  N.s/m<sup>2</sup>, ahora se obtendrá una media con el valor de viscosidad de gas para tener una mejor aproximación.

$$\bar{\mu} = \frac{\mu_g + \mu_x}{2} = 19.81 \times 10^{-6} \text{ N.s/m}^2$$

El número de Reynolds con los datos conocidos es igual

$$\text{Re}_D = 169901$$

Por tanto el flujo es turbulento, con la suposición de condiciones completamente desarrolladas, la correlación de transferencia de calor apropiada es entonces

$$\text{Nu}_D = C \cdot \text{Re}_D^m \text{Pr}^{0.36} \left( \frac{\text{Pr}}{\text{Pr}_s} \right)^{0.25} \quad (\text{Ec. 5.55})$$

Donde por tabla obtenemos (ver anexos)

$$C = 0.27 \quad m = 0.63$$

Número de Prandtl

$$Pr_x = Pr_f + x Pr_{fg} \quad (\text{Ec. 5.56})$$

$$Pr_{fg} = Pr_g - Pr_f$$

Los valores de  $Pr_f$  y  $Pr_g$  son 1.04 y 1.12 respectivamente, reemplazando tenemos  $Pr_x = 1.114$

Número de Prandtl en superficie

Primero se debe obtener la temperatura en superficie por lo fuera en vapor tenemos  $170.02^\circ\text{C}$  y dentro de tubos tenemos  $38.05^\circ\text{C}$ , con lo que aproximando tenemos  $104^\circ\text{C}$ , con esta calcularemos nuestro nuevo dato.

$$Pr_{sx} = Pr_{sf} + x Pr_{sfg}$$

$$Pr_{sfg} = Pr_{sg} - Pr_{sf}$$

Los valores de  $Pr_{sf}$  y  $Pr_{sg}$  son 1.61 y 0.999 respectivamente, reemplazando tenemos  $Pr_{sx} = 1.04$

Reemplazando obtenemos:

$$Nu_D = 562.814$$

Y

$$h_o = Nu_D \frac{k}{D}$$

Conductividad Térmica

$$k_x = k_f + xk_{fg} \quad (\text{Ec. 5.57})$$

$$k_{fg} = k_g - k_f$$

Los valores de  $k_f$  y  $k_g$  son  $682 \times 10^{-3}$  y  $31.7 \times 10^{-3} \text{ W/}^\circ\text{K.m}$  respectivamente,

reemplazando tenemos  $k_x = 78.52 \times 10^{-3} \text{ W/}^\circ\text{K.m}$

2319.80

$$h_o = 2319.80 \text{ W/}^\circ\text{K.m}^2$$

Reemplazando en fórmula anterior

$$U_o = \frac{1}{\frac{1}{h_i} - \frac{1}{h_o}}$$

$$U_o = 2282.64 \text{ W/}^\circ\text{K m}^2$$

En la siguiente ecuación, de transferencia obtenido los valores podemos saber el área requerida.

$$Q_s = U_o A_o \Delta T_{ml}$$

$$1480556 = 2282.64 * A * 131.81$$

$$A_o = 4.921 \text{ mt}^2$$

Obtuvimos el área efectiva de nuestro intercambiador pero debemos expresar en número de tubos y longitud de ellas.

$$A_o = N\pi DL \quad (\text{Ec. 5.58}) \text{ donde,}$$

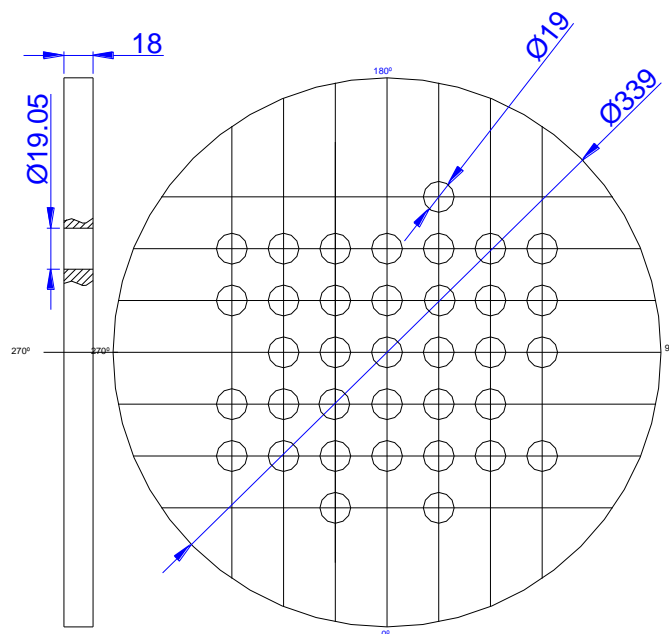
N            número de tubos a utilizar

D            diámetro de tubos

L            longitud efectiva del tubo

$$4.921 \text{ mt}^2 = 3.1416 (0.01905\text{mt}^2) NL$$

$$NL = 82.22 \text{ mt}$$



**Figura 5.29** Gráfico de espejo de tubos en el intercambiador.



En el gráfico transversal de los tubos podemos contar 36 tubos que nos dará finalmente la longitud efectiva del equipo.

$L = 2.28$  mt de longitud en cada tubo.

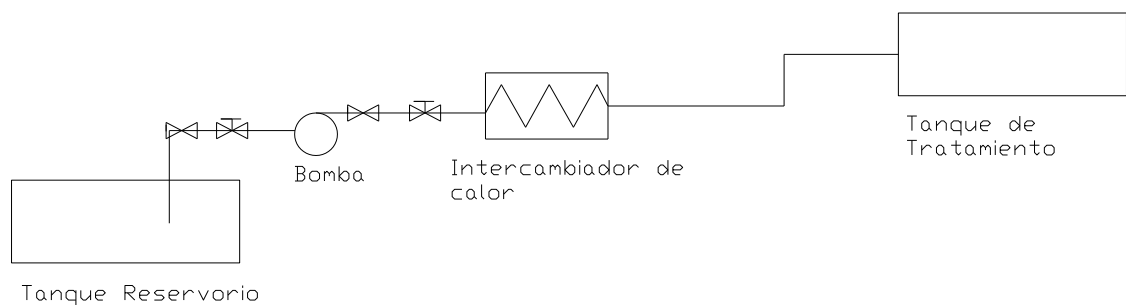
Por lo que se puede resumir que el sistema para calentar agua de  $30^{\circ}$  a  $46^{\circ}$  C aproximadamente constará de un espejo de tubos de 36 unidades con un diámetro de  $\frac{3}{4}$ " con una longitud de diseño de 2.30 metros cada tubo de acero inoxidable sin contar con las tapas, además que la coraza circulará vapor con una temperatura de  $270^{\circ}$  C con un diámetro de 280 mm de acero al carbono sin contar con el aislamiento que lo recubre.

Este equipo se lo construirá ya que se cuenta con el recurso necesario para obtener un buen resultado por lo que además de todos los detalles y dimensiones que constituyen el intercambiador, debemos colocar otros elementos en nuestros gráficos o planos que constituyen para su elaboración y construcción como son el soporte del sistema, las bridas que se van a colocar, el aislamiento con que se recubrirá, junta de expansión, blufles, tapas, espejos de tubos, deflectores entre otros elementos, anillos entre otros los cuales se encuentran detallados en los planos de construcción así como el valor del mismo en el siguiente capítulo.

### **Selección y análisis de bomba del sistema de intercambiador de calor.**

Para tener una idea breve del sistema de líneas de tuberías, este funciona de la siguiente manera, el fluido sale de un tanque reservorio ubicado fuera del

galpón ya que este recurso por ser un gasto alto es reciclada, procesada y analizada para tener la seguridad de que se encuentra en optima calidad; este pasa por un sistema de tuberías y válvulas hasta llegar al primer sistema que necesita agua caliente que es el intercambiador de calor, en el cual se lo controla para tener un caudal fijo y estable y así tener un correcto desempeño, luego entra al tanque reservorio en el cual se calienta el mango y por último va un tanque que se encuentra de igual manera fuera del galpón para que otra bomba lo pueda llevar a las torres de enfriamiento para su reciclaje, pero esto último está fuera de nuestro análisis de planta para tener una mejor apreciación se tiene la figura 37.



**Figura 5.30** Gráfico esquemático de flujo de nuestro análisis

Para seleccionar la bomba y realizar los cálculos necesarios se utilizará el Manual de Bombas de la compañía Goulds, en el cual se obtendrán las tablas y valores recomendados. (ver anexos)

Para elaborar una lista de los diferentes accesorios se describirá con más detalles el sistema: primero el agua es bombeada a 5 metros de diferencia por debajo a nuestro nivel de referencia en la cual existe una entrada de agua, luego tiene en su camino 2 codos regulares rectos, 2 uniones y un sistema de válvulas para su control con un recorrido de 10 metros de longitud; luego entra a la bomba y pasa a un tramo corto de 20 metros de longitud con 6 codos regulares rectos, una salida la cual esta a 1 metro por encima del nivel de referencia, otro sistema de válvulas y una reducción a la entrada de los tubos en el intercambiador, finalmente la tubería alimenta al tanque de tratamiento hidrotérmico. Se tomará en cuenta que nuestro primer y segundo punto tiene presión atmosférica y que la velocidad en el primer y segundo punto es igual a cero (se desprecia la energía cinética del fluido).

Expresamos la ecuación de la Energía:

$$\frac{P_1}{\gamma} + \frac{V_1}{2g} + Z_1 + hp = \frac{P_2}{\gamma} + \frac{V_2}{2g} + Z_2 + f \frac{LV^2}{D2g} + \sum K_L \frac{V^2}{2g}$$

(Ec. 5.59) donde,

P	presión
V	velocidad
Z	altura
G	gravedad

hp	cabezal total
f	factor de fricción
D	diámetro de tubería
KL	coeficiente de perdidas menores.

$$P_1 = P_2 = V_1 = V_2 = 0$$

Por lo que nuestra ecuación queda de la siguiente manera:

$$h_p = (Z_2 - Z_1) + f \frac{LV^2}{D2g} + \sum K_L \frac{V^2}{2g}$$

$$h_p = (Z_2 - Z_1) + h_{FT} + h_{FA}$$

El término  $h_{FT}$  es el cabezal total debido a las pérdidas por fricción en la tubería, esto incluye la línea de succión, la de presión y el intercambiador. En cambio el término  $h_{FA}$  incluye las pérdidas por accesorios.

Para poder continuar con los cálculos primero debemos seleccionar las tuberías de succión y de alimentación. Para la tubería de succión se debe considerar que la velocidad del fluido debe encontrarse en un rango de 5 a 8 ft/s (1.5 a 2.4 m/s) de acuerdo a lo recomendado por Goulds. Sabiendo el valor calculado anteriormente que es el de flujo másico que se necesita es de 22 kg/s, se tiene que:

$$\dot{m} = 22 \frac{kg}{s} = Q * \rho$$

$$Q = \frac{\dot{m}}{\rho} = \frac{22 \frac{kg}{s}}{1000 \frac{kg}{m^3}} = 0.022 \frac{m^3}{s} = 79.2 \frac{m^3}{h}$$

$$Q = 350 \text{ GPM}$$

Si seleccionamos una velocidad de 1.83 m/s (6 ft/s):

$$A = \frac{\pi D_i^2}{4} = \frac{Q}{V}$$

$$D_i = \sqrt{\frac{4Q}{\pi V}} \quad (\text{Ec.5.60})$$

$$D_i = 0.124m = 5''$$

Por tanto se seleccionará una tubería de 5" para la succión. Para la tubería de alimentación se seleccionará una tubería de 2 1/2".

Las pérdidas por fricción en las tuberías se dividirán en tres partes: pérdidas en la tubería de succión, pérdidas en la tubería de alimentación y pérdidas en el intercambiador de calor. Entonces:

$$h_{FT} = h_{FT1} + h_{FT2} + h_{FT3}$$

Donde:

$h_{FT1}$ : Pérdidas en tubería de succión.

$h_{FT2}$ : Pérdidas en tubería de alimentación.

$h_{FT3}$ : Pérdidas en tubería de intercambiador.

Para la tubería de succión (DN = 5") el manual de Goulds dice que el cabezal por pérdidas por fricción es 2.22 ft por cada 100 ft de tubería con un caudal de 350 GPM. La longitud de la tubería de succión es de 10 m (32.8 ft), con lo cual:

$$h_{FT1} = 2.22 \frac{ft}{100 ft} * 32.8 ft$$

$$h_{FT1} = 0.73 ft$$

Para la tubería de alimentación (DN = 2 1/2") el cabezal por pérdidas por fricción es de 79.2 ft por cada 100 ft de tubería, la longitud de esta tubería es de 20 m (65.6 ft), por tanto:

$$h_{FT2} = 79.2 \frac{ft}{100 ft} * 65.6 ft$$

$$h_{FT2} = 52 ft$$

Para el intercambiador (DN = 3/4") el caudal que pasa por cada tubo es de 9.72 GPM, ya que hay 36 tubos por los cuales se divide el caudal total. Con esto las pérdidas son 23 ft por cada 100 ft de tubería, la longitud de la tubería es 2.3 m (7.54 ft):

$$h_{FT2} = 23 \frac{ft}{100ft} * 7.54 ft$$

$$h_{FT1} = 1.74 ft$$

**TABLA 14**  
**Factor de Pérdidas por accesorios y válvulas**

Accesorios	$K_L$	Válvula	$K_L$
Entrada en tubería	0.8	Compuerta, 100%	0.15
Salida en tubería	1.0	Compuerta, 75%	0.26
Codo regular 90°	0.3	Cheque	2
uniones	0.08	reducción	0.5

La fórmula para calcular el cabezal por pérdidas por accesorios es:

$$h_{FA} = \sum K_L \frac{V^2}{2g} \quad (\text{Ec. 5.61})$$

De manera similar al caso anterior, las pérdidas por accesorios se dividirán en dos partes: accesorios en la línea de succión y accesorios en la línea de presión.

En la línea de succión se tiene: una entrada, 2 codos, Válvula al 75%, válvula cheque y 2 uniones

$$K_L = (0.8 + 2 \times 0.3 + 0.26 + 2 + 2 \times 0.08) = 3.82$$

La velocidad en esta línea es:

$$V = \frac{Q}{A} = \frac{0.022 \frac{\text{m}^3}{\text{s}}}{\frac{\pi(0.128)^2}{4}}$$

$$V = 1.7 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

Por lo que:

$$h_{FA1} = \sum K_L \frac{V^2}{2g}$$

$$h_{FA1} = 3.82 * \frac{1.7^2}{2 * 9.8} = 0.61 m$$

$$h_{FA1} = 2 \text{ ft}$$

En la línea de presión se tiene: una salida, 6 codos, Válvula al 100%, una reducción y 3 uniones

$$KL = (1 + 6 \times 0.3 + 0.15 + 0.5 + 3 \times 0.08) = 3.93$$

La velocidad en esta línea es:

$$V = \frac{Q}{A} = \frac{0.022 \frac{\text{m}^3}{\text{s}}}{\frac{\pi(0.064)^2}{4}}$$

$$V = 7.12 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

Por lo que:



$$h_{FA2} = \sum K_L \frac{V^2}{2g}$$

$$h_{FA2} = 3.93 * \frac{7.12^2}{2 * 9.8} = 3.1 \text{ m}$$

$$h_{FA2} = 10.2 \text{ ft}$$

Sumando todas las pérdidas se tiene:

$$h_p = 86.4 \text{ ft.}$$

Sabiendo que la ecuación del cabezal total tiene la siguiente forma:

$$h_p = (Z_2 - Z_1) + C * Q^2$$

Donde "C" es una constante desconocida; para poder calcular este valor se utiliza el resultado obtenido, sabemos que con un caudal de 350 GPM el cabezal total es 86.4 ft, por tanto:

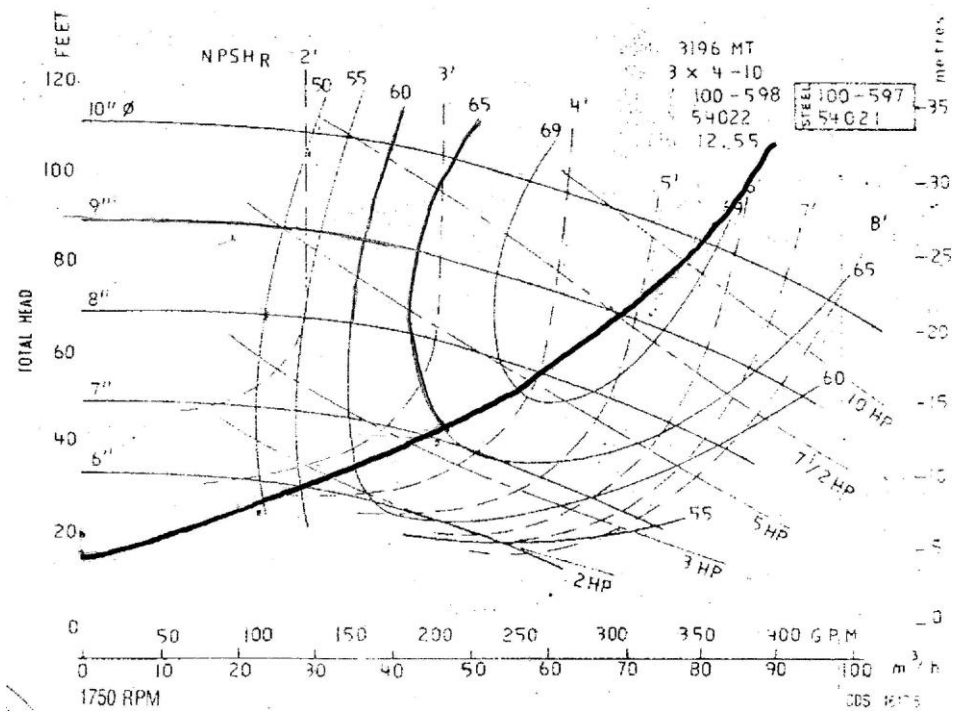
$$C = \frac{h_p - (Z_2 - Z_1)}{Q^2} = \frac{86.4 - 19.7}{350^2}$$

$$C = 5.5 \times 10^{-4}$$

Finalmente tenemos que la ecuación del sistema es:

$$h_p = (Z_2 - Z_1) + 5.5 \times 10^{-4} \times Q^2$$

Con los datos calculados, en la tabla de las diferentes bombas del fabricante con una velocidad de operación de 1750 RPM se obtiene que el modelo que se debe utilizar es 3x4-10 MT A70 (Ver anexos).



**Figura 5.31** Curvas del modelo de bomba para intercambiador

Luego de graficar la ecuación del sistema junto con las curvas características de operación de la bomba, se tiene que el punto de operación requerido se obtiene con un impeler de 10". Las características de esta bomba son las siguientes:

DIMPELER = 10"

Potencia = 12 Hp

NPSHR = 6'

W = 1750 RPM

Para comprobar que no existe cavitación en la bomba se debe cumplir que el cabezal neto positivo de succión disponible (NPSH por sus siglas en inglés) es mayor que el requerido, el cual lo da el fabricante y para el caso analizado es 6'. Para calcular el cabezal disponible se utiliza la siguiente fórmula:

$$\text{NPSHA} = \text{PB} - \text{LS} - (\text{VP} + h_f) \quad (\text{Ec. 5.62})$$

Donde:

PB: Cabezal debido a la presión atmosférica (33.9 ft).

LS: Cabezal de succión (16.4 ft).

VP: Cabezal de presión de vapor (1.38 ft a 85°F).

$h_f$ : Cabezal por pérdidas antes de la bomba (2.93 ft).

Por lo que:

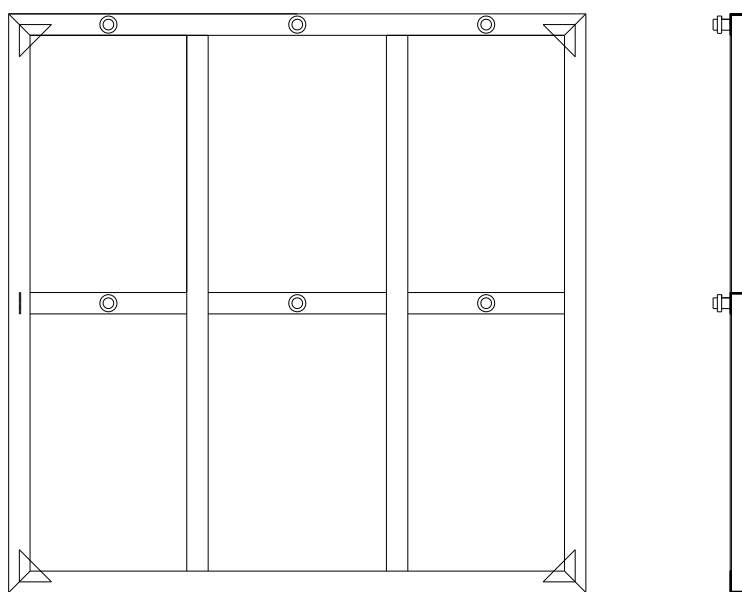
$$\text{NPSHA} = 13.2 \text{ ft}$$

Esto confirma que no habrá cavitación ya que el cabezal neto positivo de succión disponible (13.2 ft) es mayor que el requerido (6 ft).

#### **5.1.4 Diseño de puerta de acceso del producto**

Se construirá una puerta de acceso automática con un moto reductor para el ingreso del área de cuarentena por lo cual se necesita este tipo de puerta, la cual funcionará con un sistema de piñón y cremallera en la parte de abajo con sistema motriz y además un sistema de canal y rodamiento en la parte superior y en la mitad de la puerta para el apoyo y deslizamiento de la misma.

La puerta de acceso será corrediza y tendrá 2.5 metros de largo y 2.5 metros de ancho. El diseño de forma de la misma se muestra en la figura No. 39. El marco de la puerta y los refuerzos serán fabricados de ángulos de 100x100x6 mm, además de una malla metálica, con una malla más fina para evitar el ingreso de partículas extrañas.



**Figura 5.32** Esquema de puerta de acceso para área de cuarentena

El peso total de la puerta es de aproximadamente 200 Kg. Con esto se procede a calcular la potencia requerida para moverla. Se necesita que la puerta se mueva una distancia de 2 metros en aproximadamente en 6 segundos, con lo cual se tiene una velocidad de:

$$V = \frac{s}{t} = \frac{2 \text{ m}}{6 \text{ s}}$$

$$V = 0.34 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

(Ec. 5.63)

Donde:

V: Velocidad de la puerta (m/s).

S: Espacio recorrido (m).

t: Tiempo (s).

Para poder calcular la potencia se necesita la fuerza en dirección del movimiento de la puerta, que en este caso sería la fuerza de fricción; el factor de fricción es aproximadamente igual a 0.15 ( $\mu = 0.15$ ) (Referencia). Con esto se tiene:

$$P = F_f V = w \mu V$$

$$P = 200 * 9.8 * 0.15 * 0.34$$

(Ec. 5.64)

$$P = 100W$$

Donde:

P: Potencia requerida (W).

w: Peso de la puerta (N).

V: Velocidad de la puerta (m/s).

$\mu$ : Factor de fricción (0.15).

Por tanto la potencia teórica del motor, para obtener la potencia real consideramos un factor de servicio de 1.25 (Referencia Martín). Con lo que se obtiene la potencia real:

$$Pr = FS \cdot P \quad (\text{Ec. 5.65})$$

$$Pr = 125 \text{ W}$$

$$Pr = 0.167 \text{ HP} = 1/6 \text{ HP}$$

Donde:

Pr: Potencia real.

FS: Factor de servicio.

P: Potencia teórica.

El movimiento de la puerta se lo realizará mediante un mecanismo de piñón y cremallera. Estos elementos los seleccionaremos utilizando el manual de Martín. Primeramente seleccionamos el diámetro de paso del piñón, que para este caso será 2" (50.8 mm). Con esto calculamos la velocidad angular del motor ( $\omega$ ):

$$\omega = V / R \quad (\text{Ec. 5.66})$$

$$\omega = 0.34 / 0.0254$$

$$\omega = 13.4 \text{ rad/s}$$

$$\omega = 130 \text{ RPM}$$

Donde:

$\omega$ : Velocidad angular del piñón

V: Velocidad de la puerta.

R: Radio de paso.

Seleccionando un módulo de 12 (uno de los más utilizados) y un ángulo de presión de  $20^\circ$  de la tabla del Martin se tiene el número de pieza TS1224 (ver anexos) con un ancho de cara de 1". Del mismo Martin se tiene que la potencia que puede transmitir este piñón es de aproximadamente 1 HP, lo cual es suficiente para el caso analizado. La cremallera necesaria tiene el código R2012.

## **5.2 Diseño del sistema de enfriamiento**

Este sistema es sencillo el cual se forma de dos partes, la primera de un enfriamiento rápido con agua enfriada dentro de un tanque muy similar al sistema de calentamiento con un tanque reservorio y sistema de fluido con la transportación de las gavetas igual al otro tratamiento que es el de pórtico grúa se lo realiza para evitar la deshidratación de la fruta además de proporcionarle químico evitar alguna enfermedad, la segunda consta del secado el cual se realiza con ventiladores axiales con filtros el cual reposa durante 10 o más horas, sirve para terminar de enfriarlo y secarlo.

### **5.2.1 Selección de ventiladores de secado.**

Luego del tratamiento hidrotérmico los mangos serán sometidos a un proceso de enfriamiento, como ya se explicó en los capítulos anteriores, primeramente serán sumergidos en un tanque con agua a 20°C aproximadamente durante 10 minutos y luego serán secados y enfriados con ventiladores en el lugar de reposo durante 10 horas o más dependiendo de la necesidad de producción, ya que estando tanto tiempo caliente podrían los mangos deshidratarse. El tratamiento hidrotérmico puede durar 60 o 90 minutos dependiendo del tipo de mango y de su tamaño, con esto y sabiendo que la capacidad de cada tanque es 5 jaulas, en 10 horas el tanque en el que se realiza el tratamiento de 60 minutos se puede obtener 50 jaulas en cambio en el de 90 minutos se obtienen 35 jaulas en 10 horas, teniendo un total de 85 jaulas. El lugar donde reposará el mango tendrá las siguientes medidas 15 m x 21 m x 4.5 m, este tendrá una capacidad de 100 jaulas.

Sabiendo que se deben tener 60 cambios de aire por hora (recomendaciones de catálogos) se puede calcular caudal requerido, esto es:



$$Q = V * CH$$

$$Q = 21.35 * 15 * 4.5 * 60 = 86400 \frac{m^3}{h}$$

$$Q = 50800 \text{CFM}$$

(Ec. 5.67)

Q caudal

V volumen del lugar

CH cambios hora

Para alcanzar el caudal requerido se utilizarán tres ventiladores axiales, cada uno de 20000 CFM o 9500 m<sup>3</sup>/s y se considerará una caída de presión no típica de 0.3 pulgadas de agua o 74.7 Pa debido a los filtros de aire que se le colocará para evitar la entrada o salida de polvo o algún agente extraño al proceso, además que nos encontramos a nivel del mar. La selección del ventilador será realizada mediante el uso del catálogo electrónico de Greenheck. Ingresando los datos calculados y las especificaciones de la ciudad de Guayaquil se tiene que el modelo necesario es SE2-42-617-C30. La velocidad de operación es de 860 RPM, el caudal 9500 m<sup>3</sup>/s, la potencia del motor es de 3 Hp trifásico con una eficiencia estándar . Las medidas y curvas de operación se muestran en las siguientes figuras:

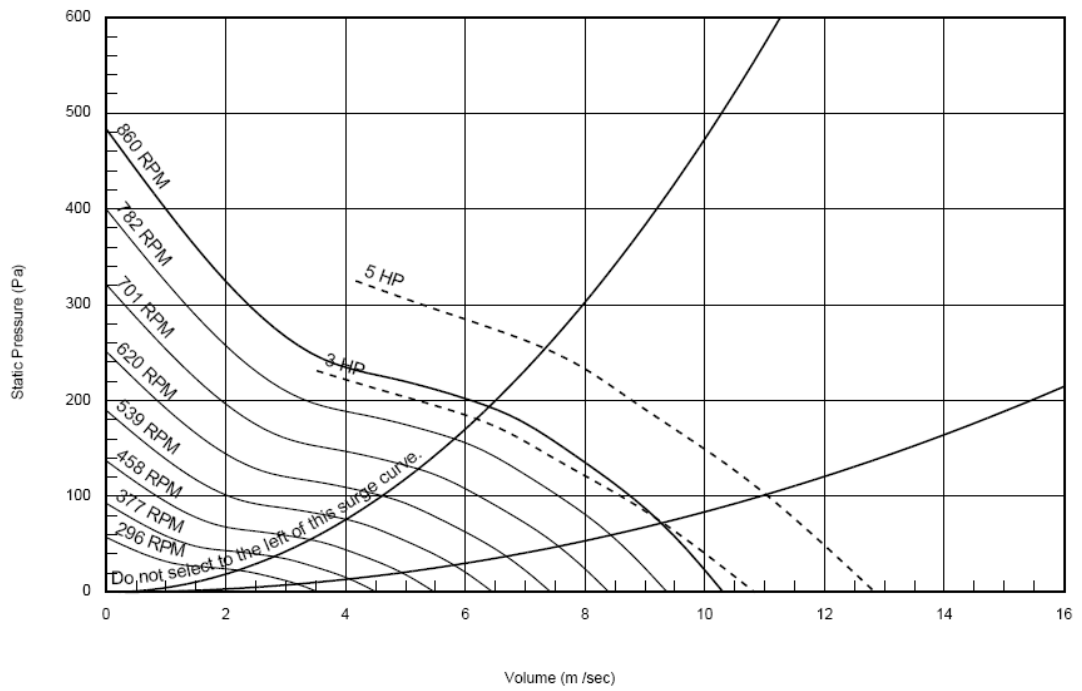


Figura 5.33 Gráfico de Carta de Familia de RPM

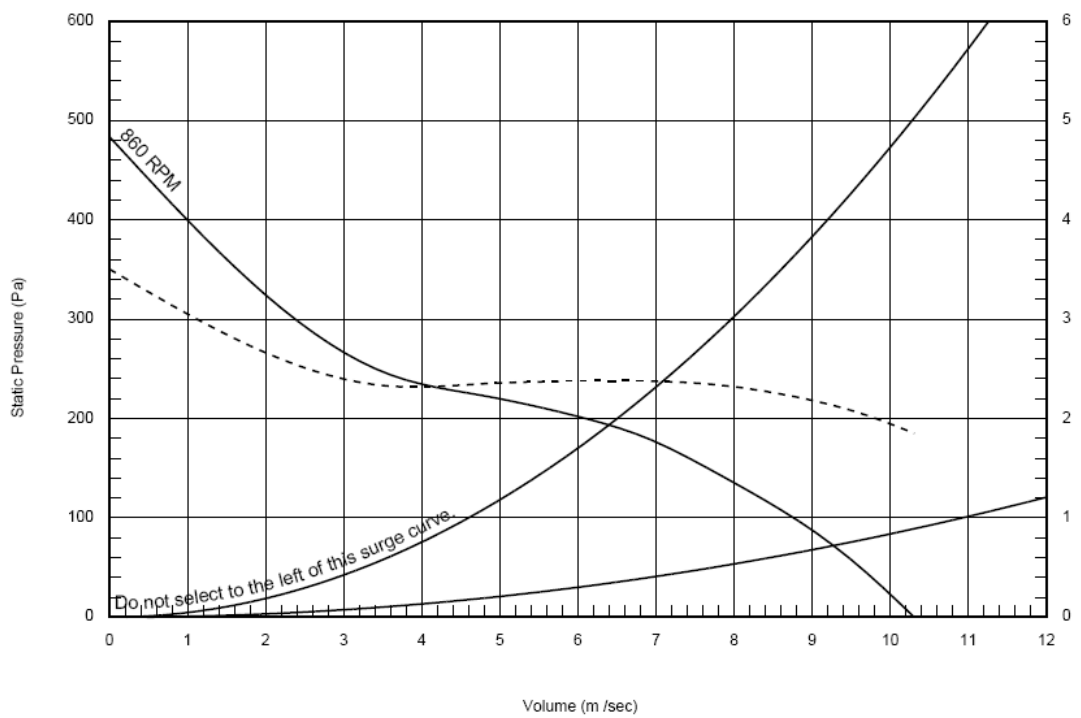
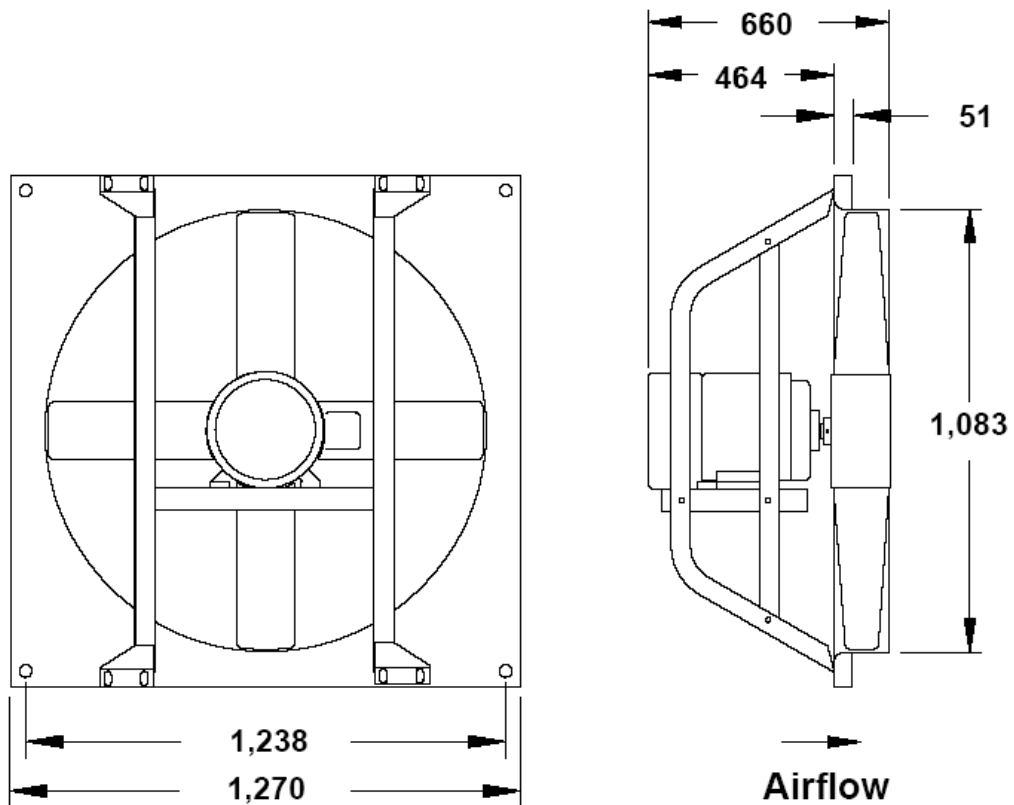


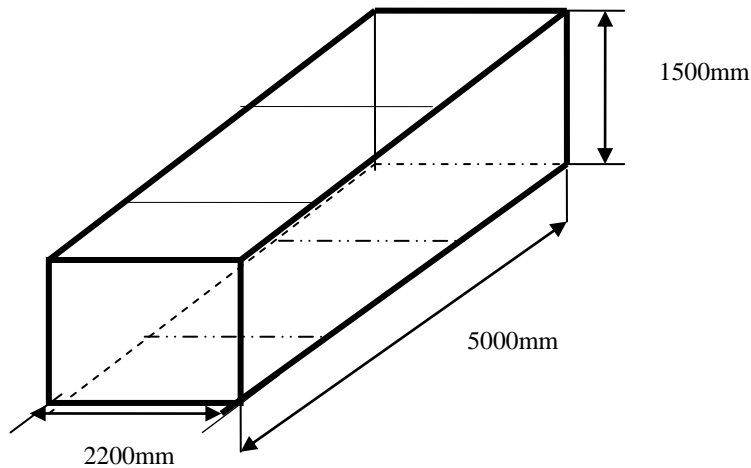
Figura 5.34 Gráfico de Carta de Velocidades Mínimas y Máxima



**Figura 5.35** Dimensiones del ventilador seleccionado para el secado.

### 5.2.2 Diseño de recipiente reservorio para tratamiento de fungicidas.

En este tanque las jaulas descansarán durante 10 minutos, por las mismas circulará agua a 20°C (sistema de enfriamiento existente), calcularemos el caudal necesario y la bomba para que el mango salga a 35 °C. Ya que las jaulas salen del tratamiento hidrotérmico en intervalos de 5 minutos, la máxima cantidad de estas dentro del reservorio para tratamiento de fungicidas es tres. Por tanto las medidas requeridas serán las que se muestran en la figura 43 las que son 1.5 mts de alto, 2.2 mt de ancho y 5 metros de largo.



**Figura 5.36** Tanque de enfriamiento de mango con sus dimensiones.

Debido que las condiciones de carga de este reservorio son iguales a las del reservorio para el tratamiento hidrotérmico, el material utilizado será el mismo, es decir, para el cuerpo se utilizará plancha metálica de acero ASTM A36 de 0.25" de espesor; los refuerzos en la parte superior e inferior serán ángulos 3" x 3/8" y 4" x 3/8" respectivamente. Los detalles se muestran en el plano correspondiente.

Asumiremos que el mango entra a una temperatura de 43 °C (lo cual es conservador). El calor transferido por el mango al agua será igual a en un intervalo de tiempo dado es:

$$Q_m = hA_N \Delta T * t$$

Donde:

$Q_m$  : Calor transferido.

$h$  : Coeficiente de convección.

$A_N$  : Área neta de las tres jaulas (204 m<sup>2</sup>).

$\Delta T$  : Diferencial de temperatura.

$t$  : Intervalo de tiempo seleccionado.

La temperatura final del mango se calcula con la siguiente fórmula:

$$T_f = \frac{Q_m}{m * C_p} + T_i$$

Donde:

$T_f$  : Temperatura final del mango.

$m$  : Masa del mango.

$C_p$  : Calor específico del mango.

$T_i$  : Temperatura inicial del mango.

Considerando que entra una cierta masa de agua en un intervalo de tiempo dado y sabiendo que la cantidad agua existente en el tanque es de 8600 Kg, por calorimetría y balance de energía se tiene que la temperatura final del agua es:

$$T_f = \frac{T_i * (m_T - m_S) + T_E * m_E}{m_T} + \frac{Q_m}{m_T * C_{pa}} \quad (\text{Ec. 5.68})$$

Donde:

$T_f$  : Temperatura final del agua.

$T_i$  : Temperatura inicial de agua en el reservorio.

$m_T$  : Masa total en el reservorio.

$T_E$  : Temperatura del agua de entrada.

$m_E$  : Masa de agua entrante.

$m_s$  : Masa de agua saliente.

$C_{pa}$ : Calor específico del mango.

Considerando un intervalo de tiempo de 1 segundo, una temperatura inicial del mango de 43°C y una temperatura inicial del tanque de 20°C, además sabiendo que el agua siempre entra a una temperatura de 20°C y realizando las iteraciones correspondientes se obtiene que la masa de agua necesaria es de 8 Kg/s. La tabla obtenida con la fórmula anterior es la siguiente (con intervalos de tiempo de 1 minuto se muestra a continuación):

**TABLA 15**

**Variación de la temperatura del mango y del agua con flujo de agua constante.**

Intervalo de Tiempo (s)	Temp inicial del mango (°C)	Temp inicial del agua (°C)	Calor Transferido (W)	Temp final del mango (°C)	Masa de agua (Kg/s)	Temp final del agua (°C)
1 - 60	43.0	20.0	234117.0	42.1	8	20.4
60 - 120	42.1	20.4	221511.4	41.3	8	20.7
120 - 180	41.3	20.7	209585.3	40.5	8	21.0
180 - 240	40.5	21.0	198489.4	39.7	8	21.3
240 - 300	39.7	21.2	188158.5	39.0	8	21.5
300 - 360	39.0	21.5	178532.9	38.3	8	21.7
360 - 420	38.3	21.7	169557.7	37.7	8	21.9
420 - 480	37.7	21.9	161182.5	37.1	8	22.0
480 - 540	37.1	22.0	153360.8	36.5	8	22.1
540 - 600	36.5	22.1	146050.3	35.9	8	22.3

Se considerará que la planta suministrará el flujo másico de agua necesario a la temperatura requerida, por tanto esto queda fuera del análisis que se está realizando.

#### **Análisis de bomba.**

Para que el agua utilizada en el enfriamiento del mango pase al siguiente proceso se considerará que la línea de succión tiene en su camino una

entrada de agua, un sistema de válvulas para su control con un recorrido de 5 metros de longitud y el nivel del agua estará al mismo nivel del de la bomba; la línea de presión realiza un recorrido de 20 metros de longitud que contiene 6 codos regulares rectos, 3 uniones, otro sistema de válvulas y una salida la cual esta a 5 metros por encima del nivel de referencia.

Para la selección de la bomba necesaria para esta parte del proceso se procederá de manera similar a la anterior. El caudal requerido será:

$$Q = \frac{\dot{m}}{\rho} = 28.5 \frac{m^3}{h}$$

$$Q = 130 \text{ GPM}$$

Asumiendo una velocidad de 1.83 m/s (6ft /s) en la línea de succión se tiene:

$$D_i = \sqrt{\frac{4Q}{\pi V}}$$

$$D_i = 0.075m = 3"$$

Por lo anterior seleccionará para la línea de succión una tubería de DN = 3", además la tubería de presión será de DN = 1 1/2".

Sabiendo que el cabezal total requerido por la bomba esta dado por:

$$h_p = (Z_2 - Z_1) + f \frac{LV^2}{D2g} + \sum K_L \frac{V^2}{2g}$$

$$h_p = (Z_2 - Z_1) + h_{FT} + h_{FA}$$



Se sabe que:

$$Z_2 - Z_1 = 5\text{m} = 16.4\text{ ft}$$

Procedemos a calcular las pérdidas por fricción en las tuberías, tanto en la línea de succión como la de presión.

Para la tubería de succión (DN = 3") el manual de Goulds dice que el cabezal por pérdidas por fricción es 3.94 ft por cada 100 ft de tubería con un caudal de 130 GPM. La longitud de la tubería de succión es de 5 m (16.4 ft), con lo cual:

$$h_{FT1} = 3.94 \frac{\text{ft}}{100\text{ft}} * 16.4\text{ft}$$

$$h_{FT1} = 0.65\text{ ft}$$

Para la tubería de presión (DN = 1 1/2") el cabezal por pérdidas por fricción es de 104 ft por cada 100 ft de tubería, la longitud de esta tubería es de 20 m (65.6 ft), por tanto:

$$h_{FT2} = 104 \frac{\text{ft}}{100\text{ft}} * 65.6\text{ft}$$

$$h_{FT2} = 68\text{ ft}$$

La fórmula para calcular el cabezal por pérdidas por accesorios es:

$$h_{FA} = \sum K_L \frac{V^2}{2g}$$

En la línea de succión se tiene: una entrada y Válvula al 75%.

$$K_L = (0.8 + 0.26) = 1.06$$

La velocidad en esta línea es:

$$V = \frac{Q}{A} = \frac{0.008 \frac{m^3}{s}}{\frac{\pi(0.077)^2}{4}}$$

$$V = 1.7 \frac{m}{s}$$

Por lo que:

$$h_{FA1} = \sum K_L \frac{V^2}{2g}$$

$$h_{FA1} = 1.06 * \frac{1.7^2}{2 * 9.8} = 0.16 \text{ m}$$

$$h_{FA1} = 0.52 \text{ ft}$$

En la línea de presión se tiene: una salida, 6 codos, Válvula al 100% y 3 uniones

$$K_L = (1 + 6 \times 0.3 + 0.15 + 3 \times 0.08) = 3.19$$

La velocidad en esta línea es:

$$V = \frac{Q}{A} = \frac{0.008 \frac{m^3}{s}}{\frac{\pi(0.041)^2}{4}}$$

$$V = 6.1 \frac{m}{s}$$

Por lo que:

$$h_{FA2} = \sum K_L \frac{V^2}{2g}$$

$$h_{FA2} = 3.19 * \frac{6.1^2}{2 * 9.8} = 6.1 \text{ m}$$

$$h_{FA2} = 20 \text{ ft}$$

Sumando todas las pérdidas se tiene:

$$h_p = 105.6 \text{ ft.}$$

Finalmente tenemos que la ecuación del sistema es:

$$h_p = 16.4 + 5.3 \times 10^{-3} \times Q^2$$

Con los datos calculados, en la tabla de las diferentes bombas del fabricante con una velocidad de operación de 1750 RPM se obtiene que el modelo que se debe utilizar es 3x4-10 MT A70 (Ver anexos) igual al modelo anterior.

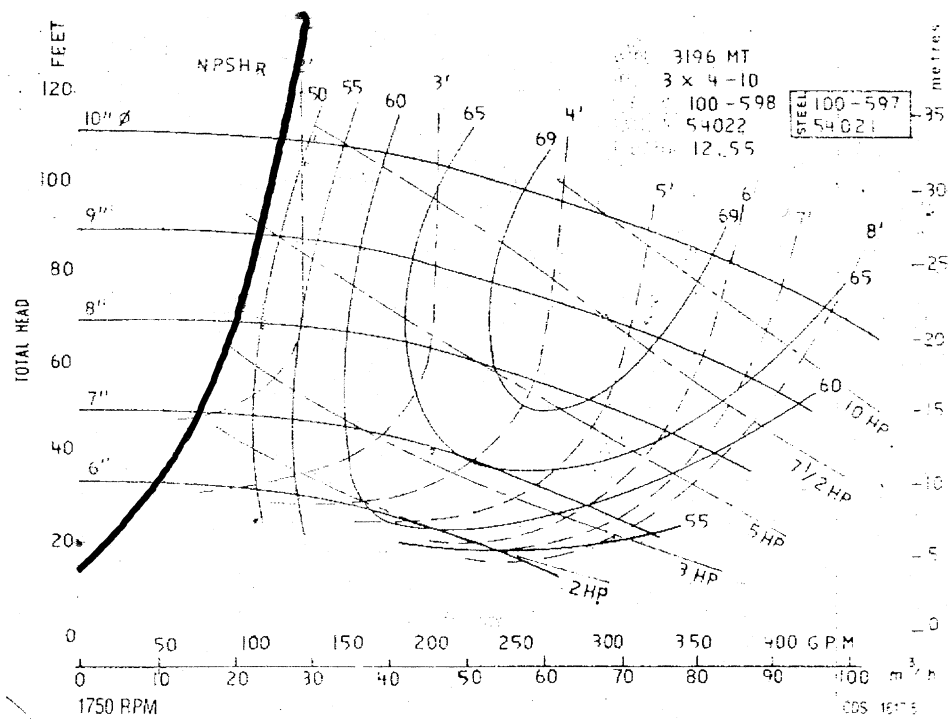
Luego de graficar la ecuación del sistema junto con las curvas características de operación de la bomba, se tiene que el punto de operación requerido se obtiene con un impeler de 10". Las características de esta bomba son las siguientes:

$$\text{DIMPELER} = 10''$$

$$\text{Potencia} = 7 \frac{1}{2} \text{ Hp}$$

$$\text{NPSHR} = 2'$$

$$W = 1750 \text{ RPM}$$



**Figura 5.37** Curvas del modelo de bomba para tanque de enfriamiento.

Para comprobar que no existe cavitación se utiliza la siguiente fórmula:

$$NPSHA = PB - LS - (VP + h_f) = 33.9 - 0 - (0.84 + 1.17) = 31.9 \text{ ft}$$

Esto confirma que no habrá cavitación ya que el cabezal neto positivo de succión disponible (31.9 ft) es mayor que el requerido (2 ft).

### **Análisis de sistema de transportación**

Para el sistema de transportación se utilizará el sistema similar al tratamiento de calentamiento con vigas que constarán de perfiles diferentes "I", los cuales son 2 perfiles como columnas las cuales serán IPE 200, una viga transversal que es una HEB 200 y por último le añadiremos un tercer perfil

IPE 270 para unir los dos pórticos la cual nos servirá de viga guía o carril por donde rodará el polipasto con la jaula en el cual se realizó el calculo correspondiente y no hubo problema de diseño, el único cambio es el largo de la luz el cual será de 4 metros cada una con una longitud total de 8 metros como se aprecia en los planos adjuntos.

### **5.3 Diseño de Sistema de Banda y Transporte**

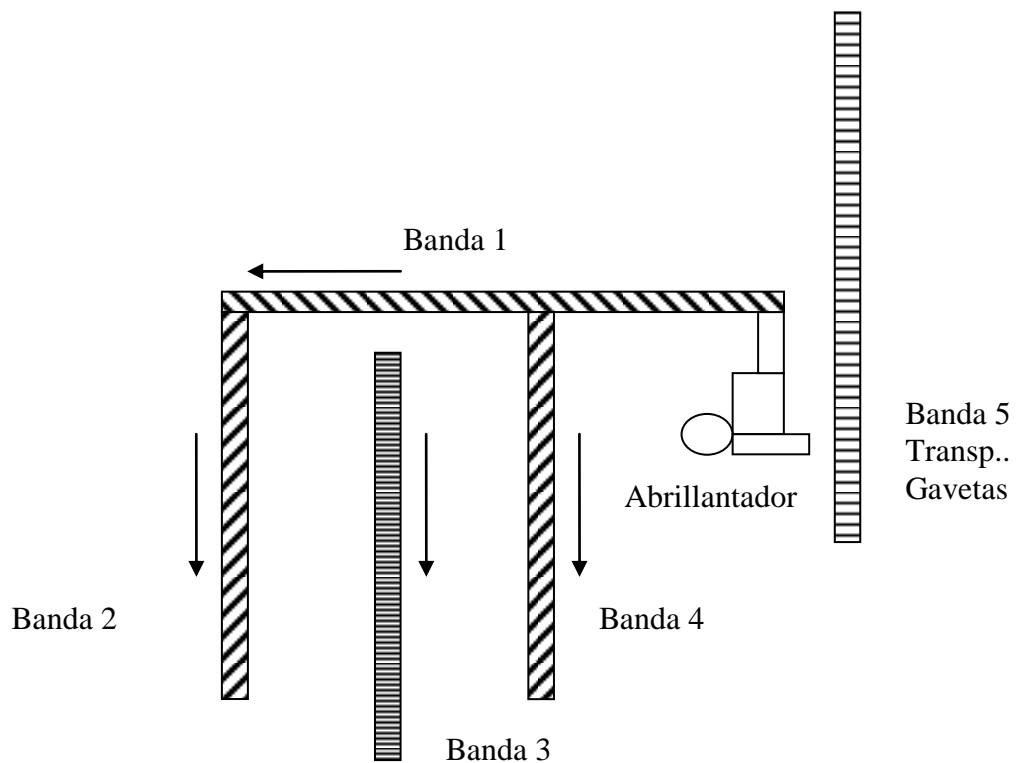
En el proceso de empaqueo de mangos es fundamental y un costo importante el transporte del mismo para la selección y empaqueo, los tipos de transportes se conoce como continuos, los que tienen una estructura constructiva simple y de gran adaptabilidad, los cuales tiene un gran número de ventajas.

La banda transportadora es un sistema muy sencillo que consta de algunos elementos los cuales los iremos seleccionando, tales como, cabezal motriz la cual es encargada de colocar la fuerza inicial y esta compuesta de aquellos elementos móviles para trasladar la fuerza a la banda como motor, tambor, chumaceras, rodamientos; el cabezal de retorno, el cual es la estación de reenvío; los rodillos superiores e inferiores los cuales tienen la función de formar la cama de recorrido del material y soportar la cinta transportadora en toda su trayectoria; la cinta transportadora es el elemento mas importante ya que se encuentra en

contacto con el producto y se encarga de absorber las fuerzas de tracción generadas además de su costo.

El tipo de transportador a diseñar y construir lo podemos clasificar como un sistema horizontal sin ninguna inclinación u tramo vertical, el cual es templado por husillo ubicado en la parte del cabezal motriz además de rodillos planos los cuales son lisos, con una banda transportadora de material de caucho de 10 metros más adelante descrita con sus respectivos apoyos en el piso y dos recolectores de fruta añadidos a los lados para facilitar la selección.

Ahora describiremos como van conectadas las bandas transportadoras, existirán 5 bandas las cuales 3 se encuentran paralelas y 1 de ellas se encontrará perpendicular sus extremos colectándolas para que sean continuas, en el gráfico se puede observar para una mejor visualización las bandas que transportarán el mango, la última de ellas transportará las gavetas vacías fuera del área de cuarentena la cual es similar a las anteriores con la diferencia que esta es de un mayor recorrido 15 metros.



**Figura 5.38** Ubicación de las bandas transportadoras para la selección y empaque.

### 5.3.1 Diseño de Transporte de Mangos.

Como podemos observar el sistema se inicia con el abrillantador de la fruta para luego pasar a la banda número 1 que sirve sólo para transportar el mango y evitar el abultamiento que luego son pasadas a las bandas número 2 y 4 las cuales nos ayudan a transportar y seleccionar el producto después tenemos la banda 3 donde se coloca la fruta seleccionada en caja para su respectivo paletizado para ir a la cámara fría para su conservación.

Las bandas número 1, 2, 3 y 4 tienen las mismas características de peso, material, trayectoria entre otros que se enumeraran más adelante para realizar nuestra selección y diseño de bandas, una vez claro el funcionamiento del sistema y sus componentes podemos empezar.

A continuación nuestros parámetros a diseñar y seleccionar son los siguientes: capacidad, fuerzas y potencias que se deben generar, tensiones resultantes en nuestro sistema, selección del motor, selección de la banda, y selección de los rodillos y tambor.

Describiremos los parámetros técnicos requeridos para iniciar del diseño, los cuales básicamente son:

Material a transportar, es muy importante ya que el caso es la fruta del mango y cajas llenas de este, aunque no es un material abrasivo pero es un objeto de consumo humano.

Peso específico, el cual se encuentra en un promedio en conjunto, de una densidad aparente de entre 500 a 600 Kg/m<sup>3</sup>.

Angulo de reposo y ángulo de sobre carga para nuestro caso no es importante ya que estos datos se los estima para obtener el área de contacto la cual hallaremos de otro modo.



Máximo tamaño del material, este valor se precisa para hallar el ancho de la banda así para el distanciamiento entre rodillo entre otros factores, esta se diseñará con 175 mm.

Características del flujo, lento ya que su selección es manual.

Abrasividad del material, no es vital para el diseño ya que es baja.

Temperatura, ambiente por que no se encuentra con ningún tratamiento

La trayectoria de la banda es totalmente en línea recta desde el lugar de alimentación hasta el punto de descarga, la medida del largo del transportador entre centros de las poleas es de 10 metros cada una de ellas y la capacidad que se requiere trabajar es 8 Ton/h.

Ancho de la banda.

Una vez conocidos la capacidad y características del material a transportar, podemos determinar el ancho de la banda, donde encontramos una tabla para poder realizar este cálculo en el cual el dato de entrada es el tamaño del mango mayor, en el cual el ancho de la banda no debe ser menor de tres veces la dimensión más grande de la fruta. El tamaño más grande de la fruta que podemos encontrar es 175 mm en el cual la tabla que se encuentra en los apéndices nos dice que es 900 mm de ancho de banda dentro de la clasificación de tamaños uniformes, este es el ancho mínimo que lo consideramos como aceptable para nuestro propósito.

Velocidad de la banda transportadora.

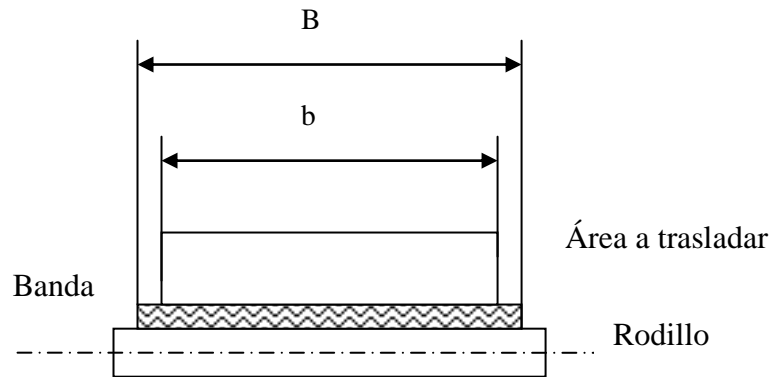
Este paso nos dará la velocidad a la cual transportaremos la fruta, esto depende de las características y de las limitaciones del producto, otro factor que influye es la capacidad requerida, la tensión resultante en la banda y la potencia requerida. Lo recomendable es seleccionar una velocidad que resulte en una banda llena esto produce un mejor patrón de desgaste en la cubierta de la cinta, pero también tiene un efecto sobre la potencia requerida.

Para nuestro proceso que tiene dos funciones la cual es de transportar el producto y seleccionarlo este último se lo realizará manualmente con personal de planta por lo que el sistema debe tener una velocidad baja para realizarlo el cual será de 0.2 m/s, según la tabla que se encuentre en nuestros apéndices de velocidad de bandas máximas recomendadas tenemos que estamos en rango de 4 a 3.15 m/s lo cual nos dice que estamos muy bien con lo que llegamos a una conclusión que nuestra banda puede dar muchos más ya que no se utiliza en su totalidad pero la potencia se reducirá.

Capacidad máxima de transporte

La capacidad volumétrica de la banda está determinada por el área transversal de la carga que se puede guiar en la cinta sin ocasionar derrame del material excesivo o pequeñas ondulaciones de la transportadora en su paso sobre los rodillos, debido a que resulta impráctico el análisis de cada parámetro, las ecuaciones que se usan son conservativas para aceptar las

condiciones mencionadas, con lo que llegamos al calculo del área que la determinaremos como una sección rectangular.



**Figura 5.39** Gráfico para cálculo de ancho de banda.

$B$  = ancho de banda

$$b = 0.9B - 0.05$$

$$b = 0.9(0.9) - 0.05 = 0.76 \quad (\text{Ec. 5.69})$$

0.76 metros

$$A = b * h$$

$$A = 0.76 * 0.1625 = 0.1235$$

Área es de 0.1235 m<sup>2</sup>

La capacidad volumétrica de carga de la banda transportadora, conocida el área de la sección transversal y la velocidad de transporte de la banda puede ser calculada con la siguiente ecuación:

$$Q_v = 3600 * A * v \quad (\text{Ec. 5.70})$$

$Q_v$  = capacidad volumétrica de la banda ( $m^3/h$ )

$A$  = área de la sección transversal del material

$v$  = velocidad de la banda (m/s)

$$Q_v = 3600 * 0.1235 * 0.2$$

$$Q_v = 88.92 \frac{m^3}{h}$$

La capacidad de transporte en toneladas por hora, se obtiene multiplicando la capacidad volumétrica por el peso específico:

$$Q_t = \gamma * Q_v \quad (\text{Ec. 5.71})$$

$Q_t$  = capacidad de la banda en toneladas por hora

$Q_v$  = capacidad de la banda en  $m^3$  por hora

$\gamma$  = peso específico del material ( $ton/m^3$ )

$$Q_t = 0.5 * 88.92$$

$$Q_t = 44.46 \text{Ton} / h$$

Ahora obtendremos el porcentaje de utilización el cual es la relación entre la cantidad que se va a utilizar y la cantidad de diseño como se había dicho se requiere trabajar 8 Ton/h.

$$Q_t \% = \frac{8 \text{Ton} / h}{44.46 \text{Ton} / h} * 100 = 18\%$$

Fuerzas en banda.

Estas son las fuerzas que se imprimen dentro de la banda transportadora las cuales son darán la potencia del sistema, las fuerzas necesarias en este caso son:

- Fuerza necesaria para mover la banda vacía y los componentes que giran alrededor de ella.
- Fuerza necesaria para desplazar la carga horizontalmente dentro del sistema.

Existe una tercera, la cual es la fuerza para elevar o bajar la fuerza pero para el caso no es útil ya que no tenemos estos tramos.

Para hallar estas fuerzas es necesario realizar una serie de cálculos y aproximaciones ya que se encuentran vinculadas a otros factores como fricción peso del propio sistema, distancia entre rodillos entre otras.

#### Fuerza para mover la banda en vacío y sus componentes

Como su nombre lo indica es la fuerza necesaria para mover la cinta y los componentes que giran, sin carga alguna, es calculada de la siguiente manera:

$$F_1 = C * f * L * G * g \quad (\text{ec. 5.72) donde}$$

$F_1$  = fuerza para mover la banda en vacío (N)

C = factor de fricción por longitud de banda

f = factor de fricción de las partes móviles

L = longitud total de la banda (proyección horizontal) (m)

G = peso de las partes móviles (kg/m)

g = aceleración de la gravedad ( $m/s^2$ )

El factor de fricción de las fuerzas mencionadas se deben al contacto generado por el peso de la banda, peso de las partes móviles entre otros, adicionalmente el peso del material sobre la banda aumenta la fricción interna que genera al pasar una y otra vez. Este valor llamado coeficiente de fricción de las partes móviles f, el cual varía en función del tipo de rodillos, el diseño de forma y el mantenimiento del sistema, existe un valor promedio pero puede variar por algunas razones, en la tabla siguiente podemos ver y elegir, el cual será el valor Standard para bandas con ambiente normal de trabajo 0.020.

Según la referencia escogida para el cálculo de bandas en las fuerzas de fricción se considera una ecuación determinada en la norma DIN 22101 el cual es variable y relaciona el coeficiente C con la longitud de la cinta:

$$C = 15.9L^{-0.61} + 0.77 \quad (\text{Ec. 5.73})$$

Longitud de la banda L = 10 metros, reemplazando tenemos

$$C = 4.62$$

**TABLA 16**  
**COEFICIENTES DE FRICCIÓN (f)**  
**DE LAS PARTES GIRATORIAS**

Condición	coeficiente f
Buenos transportadores con rodillos de marcha suave y pequeña fricción interna en el material	0.017
Valor standard para bandas transportadoras con ambiente normal de trabajo	0.020
Para condiciones de marcha desfavorables operación polvosa, sobrecargas periódicas	0.023-0.030
Transportadores descendentes que requieren frenado por medio de motor	0.012

Referencia: ROULUNDS Catálogo de Bandas Transportadoras, pag. 13

Por último para estimar el peso de las partes móviles la cual se llamará G el cual comprende el peso de la cinta y el peso de los rodillos, se calcula de la siguiente manera:

$$G = 2G_b + \frac{G_{ro}}{S_1} + \frac{G_{ru}}{S_2} \quad (\text{Ec. 5.75})$$

G = peso de las partes móviles (kg/m)

G<sub>b</sub> = peso de la banda (kg/m)

G<sub>ro</sub> = peso de los rodillos superiores (kg)

s<sub>1</sub> = espaciamiento entre rodillos superiores (m)

G<sub>ru</sub> = peso de los rodillos inferiores (kg)

s<sub>2</sub> = espaciamiento entre rodillos inferiores (m)

Para los valores de espaciamiento entre rodillos tenemos tablas (ver anexos) en la cual nos dice que para los rodillos superiores es 1.5 metros y los de retorno 3 metros, pero por conocimiento sabemos que estos valores no nos servirán por lo que se recomienda que se usen para la distancia de los rodillos superiores de 0.4 metros y para los inferiores 2 metros debido a la tensión de la banda que más adelante calculará y el tamaño de la fruta.

Para los valores promedio de los pesos de los rodillos superiores e inferiores podemos adquirirlos de la siguiente tabla

**TABLA 17**

**VALORES PROMEDIO DEL PESO DE LOS RODILLOS SUPERIORES Y DE RETORNO**

Ancho de banda (mm)	servicio liviano peso específico < 1.5 ton/m <sup>3</sup>		servicio pesado peso específico > 1.5 ton/m <sup>3</sup>	
	Gro (kg)	Gru (kg)	Gro (kg)	Gru (kg)
<b>300</b>	2.5	2.5	3.5	3.5
<b>400</b>	3.0	3.0	4.0	4.0
<b>500</b>	3.5	3.5	5.5	5.5
<b>650</b>	5.5	5.5	10	10
<b>800</b>	11	11	14	14
<b>1000</b>	13	13	18	18
<b>1200</b>	15	15	20	20
<b>1400</b>	22	22	31	31
<b>1600</b>	25	25	35	35
<b>1800</b>	39	39	47	47
<b>2000</b>	43	43	52	52
<b>2200</b>	47	47	56	56

Referencia: ROULUNDS Catálogo de Bandas transportadoras, pag. 12



Ahora tenemos que el peso de los rodillos superiores e inferiores es de 12 Kg. El siguiente valor a determinar es la aproximación del peso de la cinta, estos valores se estiman según Goodyear, en función del ancho de banda, y como vemos en la tabla es de 10.5 Kg el cual esta relacionada por metro.

**TABLA 18**  
**VALORES PROMEDIO DEL PESO DE LA**  
**CINTA TRANSPORTADORA**

Ancho de banda (mm)	servicio liviano peso específico < 0.8 ton/m <sup>3</sup>	servicio mediano peso específico 0.8 a 1.6 ton/m <sup>3</sup>	servicio pesado peso específico > 1.6 ton/m <sup>3</sup>
	<b>Peso de la cinta transportadora Gb (kg/m)</b>		
<b>350</b>	1.5	3.0	4.5
<b>400</b>	3.0	4.5	6.0
<b>450</b>	4.5	6.0	7.5
<b>500</b>	6.0	7.5	9.0
<b>600</b>	7.5	9.0	10.5
<b>750</b>	9.0	10.5	12.0
<b>900</b>	10.5	13.5	16.5
<b>1050</b>	13.5	16.5	21.0
<b>1200</b>	18.0	22.5	27.0
<b>1350</b>	21.0	27.0	33.0
<b>1500</b>	25.5	31.5	40.5
<b>1650</b>	30.0	36.0	48.0
<b>1800</b>	33.0	42.0	54.0

Referencia: GOODYEAR Handbook of Conveyor and Elevator Belt, pag. 6.2

Una vez con estos valores podemos regresar a la ecuación de las partes móviles y obtener este valor de su peso con los siguientes datos:

$$G_b = 18 \text{ Kg/m}$$

$$G_{ro} = G_{ru} = 13 \text{ Kg}$$

$$S_1 = 0.4 \text{ m}$$

$$S_2 = 2 \text{ m}$$

$$G = 2G_b + \frac{G_{ro}}{S_1} + \frac{G_{ru}}{S_2}$$

$$G = 75 \text{ Kg / m}$$

Obtenidos todos los datos podemos estimar el valor de la fuerza para mover la banda en vacío el cual se calcula de la siguiente forma:

$$F_1 = C * f * L * G * g$$

Reemplazando tenemos:

$$F_1 = 679.15 \text{ N.}$$

#### Fuerza para desplazar el material horizontalmente

Es la fuerza para vencer la inercia del material y poderlo transportar como su nombre lo dice horizontalmente entre los dos puntos de la banda su ecuación depende de los mismos valores que la fuerza anterior pero se expresa de esta manera:

$$F_2 = \left( \frac{C \cdot f \cdot L \cdot Q_t}{3.6v} \right) * g \quad (\text{Ec. 5.76})$$

$F_2$  = fuerza para desplazar el material horizontalmente (N)

$Q_t$  = capacidad máxima de transporte (ton/h)

$v$  = velocidad de la banda (m/s)

$g$  = aceleración de la gravedad ( $m/s^2$ )

Reemplazando los valores ya antes obtenidos en la fórmula tenemos:

$$F_2 = 487.07 \text{ N}$$

Una vez obtenidas este par de fuerzas podemos aproximar la potencia requerida por nuestra banda.

### Potencia en la banda

Es la potencia necesaria la cual se aplica al tambor motriz de la banda para generar una fuerza tangencial, llamada tensión efectiva capaz de mover y desplaza la banda y así transportar la carga. La potencia teórica en banda esta compuesta de la potencia para desplazar el material más la potencia adicional debido al fricción por las guías y por uso de carros descargadores, pero en nuestro caso no se las utilizará las dos últimas debido a que no tenemos puntos de descarga antes de llegar al cabezal motriz y que no tenemos fricción entre la banda y guía como la referencia indica son fórmulas empíricas de los fabricantes producto de pruebas y ensayos experimentales, la cual se representa de esta manera:

$$P = \frac{(F_1 + F_2 + F) * v_3}{1000} + P_s + P_a \quad (\text{Ec. 5.77})$$

$P$  = potencia teórica (kW)

$F_1$  = fuerza para mover la banda en vacío (N)

$F_2$  = fuerza para mover la carga horizontalmente (N)

$F_3$  = fuerza para elevar o bajar la carga (N)

$v$  = velocidad de la banda (m/s)

$P_s$  = potencia adicional por guías de carga (kW)

$P_a$  = potencia adicional por trippers (kW)

Como ya se analizó las potencias adicionales debido a descarga o trippers y guías son ausentes por lo que son cero, al igual que la fuerza por elevar o bajar carga, una vez realizado la aclaración podemos decir que la potencia teórica es igual a:

$$P = 0.21 \text{ Kw.}$$

Reconocido el valor teórico podemos calcular la potencia real del motor, ya que solo se ha considerado la potencia requerida en el sistema, pero no se ha considerado las pérdidas debido a transmisión y de eficiencia del motor que se evaluará a continuación.

La eficiencia del motor se puede estimar en un rango del 85% al 95% en cuanto a las pérdidas mecánicas debido a la transmisión hemos copiado una tabla donde podemos evaluar.

La eficiencia se la considerará de un 85% mientras la transmisión será de engranes rectos maquinado, teniendo los valores podemos determinar la potencia del motor en la siguiente ecuación:

$$P_m = \frac{P}{\eta * \varepsilon}$$

(Ec. 5.78) donde

**TABLA 19**

**EFICIENCIAS MECÁNICAS DE EQUIPOS  
REDUCTORES DE VELOCIDAD**

<b>Tipo de reducción</b>	<b>Eficiencia (%)</b>
Poleas y bandas en V	94%
Catalina y cadena de rodillos	93%
Catalina y cadena de rodillos, lubricados en aceite	95%
Reductor de engranes helicoidales, una reducción	95%
Reductor de engranes helicoidales, doble reducción	94%
Reductor de engranes helicoidales, triple reducción	93%
Reductor de tornillo sin-fin (ratio 20:1)	90%
Reductor de tornillo sin-fin (ratio de 20:1 a 60:1)	70%
Reductor de tornillo sin-fin (ratio de 60:1 a 100:1)	50%
Reductor de engranes rectos (maquinados)	90%
Reductor de engranes rectos (fundidos)	85%

Referencia: Belt Conveyor CEMA Handbook, 2da. Edición

$P_m$  = potencia del motor (Kw.)

$P$  = potencia teórica (Kw.)

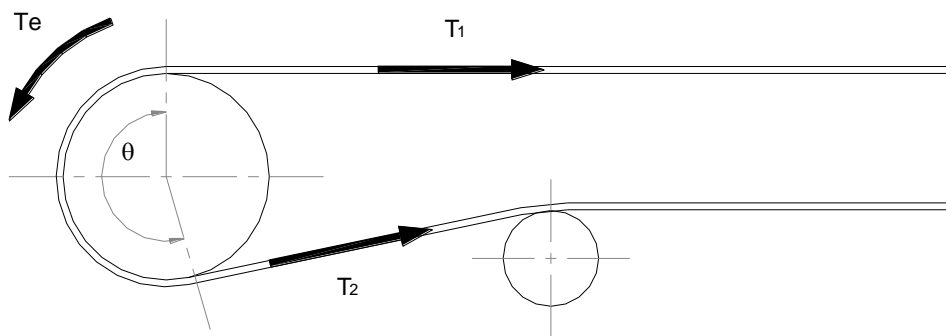
$\eta$  = eficiencia del motor

$\varepsilon$  = eficiencia mecánica de la transmisión

$P_m = 0.41 \text{ Kw.} = 0.5 \text{ hp}$

### Tensiones en la banda

En el movimiento y traslado de materiales de accionamientos por bandas debe existir una diferencia de tensiones en la banda a ambos lados del tambor para producir movimiento como vemos en la figura.



**Figura 5.40** Diferencia de tensiones en banda

En la referencia a la tensión más grande la llaman lado apretado  $T_1$  y la tensión más pequeña es conocida como lado flojo  $T_2$ , sin la tensión del lado flojo podemos caer en un deslizamiento por eso su importancia. La diferencia entre ambas se la conoce como Tensión Efectiva, ya que esta ejecuta el trabajo, para su aproximación se hace uso de la potencia de los valores de la potencia y la velocidad y se expresa así:

$$T_e = \frac{1000 * P}{v} \quad (\text{Ec. 5.79}) \text{ donde}$$

$T_e$  = tensión efectiva (N)

$P$  = potencia teórica (KW)

$v$  = velocidad de la banda (m/s)

$$T_e = 815 \text{ N}$$

Tensión en el lado apretado, es la cantidad necesaria en este lado se la halla multiplicando este por el coeficiente de accionamiento de la siguiente manera:

$$T_1 = T_e * m \quad (\text{Ec. 5.80) donde}$$

$T_1$  = tensión en el lado apretado (N)

$T_e$  = tensión efectiva (N)

$m$  = coeficiente de accionamiento

Los valores de este último dependen del arco de contacto entre la banda y el tambor motriz, el tipo de contrapeso y del tambor, se determinan mediante esta formulación:

$$m = 1 + \left[ \frac{1}{e^{\mu \cdot \theta \cdot \frac{\pi}{180}} - 1} \right] \quad (\text{Ec. 5.81) donde}$$

$m$  = coeficiente de accionamiento

$e$  = base de logaritmo neperiano



$\mu$  = coeficiente de fricción entre el tambor y la banda

$\theta$  = ángulo de contacto entre banda y tambor (°)

**TABLA 20**

**COEFICIENTE DE FRICCIÓN TAMBOR-BANDA  
y ANGULO DE CONTACTO**

coeficiente $\mu$	Tambor motriz			
	Revestido		Desnudo	
	seco	húmedo	seco	húmedo
	0.40	0.35	0.35	0.2

Arreglo cabezal motriz	Ángulo de contacto (°)
	120 150 180
	210 220 230 240

En la tabla de nuestra referencia se muestran los valores de coeficiente y ángulos de contacto dependiendo de diferentes factores:

Por lo que nuestro coeficiente de fricción entre ángulo y tambor será de un tambor seco y revestido que es 0.4 y para el ángulo elegiremos 180°, estos valores los remplazamos y obtenemos,

$$m = 1.68$$



Para el caso de tensor manual o de husillo, los valores de accionamiento deberán ser incrementados en un 20% en la tensión en el lado apretado, es decir que,  $m = 1.40 * 1.2 = 1.68$

Ahora podemos conocer la tensión en el lado apretado

$$T_1 = T_e * m = 1369.2N$$

La Tensión en el lado flojo se la obtiene mediante una operación algebraica de esta manera:

$$T_2 = T_1 - T_e$$

La tensión en el lado flojo es de 554.2 Newton.

Existe otras tensiones las cuales son las del lado de retorno y de contrapeso pero las hallaremos ya que no son útiles para nuestro diseño.

### Tensión mínima

Aquí podremos ver para que nos sirven los valores de las tensiones antes calculadas, ya que a veces la tensión es suficiente para lograr la adherencia de la banda al tambor, pero no es suficiente para evitar el pandeo excesivo sobre la banda y entre los rodillos formando valles y montes y provocan el derrame de material, por eso decidimos tener rodillos más juntos en la parte superior para evitar esta flecha excesiva se obtener que ningún punto sea inferior a la tensión mínima  $T_0$ .

$$T_o = \frac{s(G_b + M_{pm})}{8(q/s)} * g \quad (\text{Ec. 5.82) donde}$$

$T_o$  = tensión mínima

$s$  = espaciamiento de los rodillos (m)

$G_b$  = peso de la banda (kg/m)

$M_{pm}$  = carga del material por metro de banda (kg/m)

$q/s$  = flecha permisible (entre 0.005 y 0.02)

$g$  = aceleración de la gravedad (m/s<sup>2</sup>)

En donde  $M_{pm}$  puede ser calculado con esta ecuación:

$$M_{pm} = \frac{Q_t}{3.6 * v} \quad (\text{Ec. 5.83) donde}$$

$Q_t$  = capacidad máxima de la banda (ton/h)

$v$  = velocidad de la banda (m/s)

Reemplazando obtenemos:

$$M_{pm} = 11.11 \text{ Kg/m}$$

Para hallar la tensión mínima el valor de la flecha permisible elegiremos un valor intermedio 0.01, obtenemos el siguiente valor.

$T_o = 1058.89 \text{ N}$ , donde el valor de  $T_1$  es mayor a este por lo que no habrá un excesivo pando sobre la banda, este es el valor más importante que queríamos encontrar y poder demostrar que la tensión en lado flojo no tendrá ningún problema.

### Tensión de trabajo unitaria

Dicha tensión es la máxima tensión a la que se someterá a la cinta transportadora por milímetro de ancho de banda. Con este valor se procede a seleccionar el tipo de cinta transportadora, la tensión de trabajo unitaria se determina mediante la siguiente ecuación.

$$T_u = \frac{T_1}{1000 * B} \quad (\text{Ec. 5.84) donde}$$

$T_u$  = tensión de trabajo unitaria (N/mm)

$T_1$  = tensión en el lado apretado (N)

$B$  = ancho de banda (m)

$T_u = 1.52$  N/mm.

Una vez acabado con los parámetros de diseño, comenzaremos con la selección de los elementos de la banda transportadora, como banda transportadora, dimensiones del tambor y rodillos, así como sus rodamientos

### Banda Transportadora.

Este elemento quizá sea el más importante en todo el sistema, las bandas de caucho se construyen en base a dos componentes, carcasa y cobertura.

La primera es el esqueleto donde resiste las tensiones la que puede construirse con varias capas, estas transmiten y absorben las fuerzas de tensión en la banda, para tener una idea general de la construcción el cual es un tejido textil con caucho el cual la dirección longitudinal se denomina

urdimbre y la dirección transversal se denomina trama. Para nuestro caso utilizaremos el material conocido como EP, en el cual E es poliéster en la urdimbre y P es poliamida en la trama, se elige esta por ser más utilizada por sus varias ventajas como resistencia al peso, al impacto, elongación despreciable, gran flexibilidad, no son susceptibles a la humedad y a microorganismos que los que nos interesa mucho ya que tenemos un producto alimenticio.

La cobertura protege a la carcasa de la abrasión y cualquier otra condición local, además provee adherencia a los tambores y resiste las influencias externas del material y los rodillos.

La banda que utilizaremos será la EP-100 que es una banda que tiene 10 N/mm que es mucho mas de lo que necesitaremos analizado con la tensión unitaria con las características de ser poliéster en la urdimbre y poliamida en la trama. Para el espesor de la banda requeriremos una tabla adquirida en la referencia en la cual nos recomienda 4 milímetros de espesor la cual se basa en el cálculo de un factor llamado factor de recorrido o factor de frecuencia.

#### Selección de los rodillos.

Los rodillos superiores son los encargados de formar la cama de recorrido del material sobre la banda, los rodillos inferiores sirven para soportar la cinta transportadora en su trayectoria de retorno sin material. Los rodillos son

fabricados normalmente en diámetros desde 4 a 7 pulgadas con ejes, carcasa, rodamientos y sellos. El diámetro de este se encuentra relacionado con la velocidad, peso de la carga del material como de la banda. La CEMA, (Conveyor Equipment Manufacturers Association) la asociación de fabricantes de equipos de transporte ha establecido normas para la fabricación de rodillos, en la cual nos da la clasificación de los rodillos por carga, diámetro y el tipo de rodamiento como apreciaremos en la tabla, en la que elegiremos La clase CEMA A con diámetro de 4” con rodamientos tipo bola.

**TABLA 21**  
**Clasificación de rodillos según CEMA**

Clase de servicio	Clase CEMA		Diámetro rodillo (pulg.)	tipo de rodamiento	ancho de banda (pulg.)
	nueva	antigua			
carga ligera	A	I	4-5	bolas	18-36
	B	II	4-5	bolas	18-48
carga mediana	C	III	4-5	rodillos	18-60
		IV	6	rodillos	18-60
	D	-	5-6	-	36-72
carga pesada	E	V	6	rodillos	36-96
		VI	7	rodillos	36-96

Referencia: Catálogo 1040R REXNORD Belt conveyors idlers

Los espaciamientos se han determinado a una compromiso basado en los valores promedio de la tensión y peso del material, para no caer en puntos

de baja presión y grandes pandeos, en páginas anteriores llegamos a la conclusión que se tendrá 0.4 metros de espaciamiento en los rodillos superiores y 2 metros en los inferiores, para la vida útil de nuestro rodillo sabemos que se determina con la combinación de varios factores en el no haremos hincapié ya que no es un valor que no profundizaremos por tener valores bastante considerativos.

#### Diseño y selección de tambores.

Para este elemento implica determinar factores como el diámetro del tambor, ancho de la cara, el diámetro del eje, entre otros.

Ancho de cara es necesario aplicar la siguiente ecuación

$$B < 1 \quad F = B + 0.05$$

$$B > 1 \quad F = B + 0.075 \quad (\text{Ec. 5.85) donde}$$

F = ancho de cara del tambor (m)

B = ancho de banda (m)

Por lo que tenemos

$$F = 1.0 \text{ metro}$$

Diámetro de tambor, depende del tipo y espesor de banda, en la tabla de apéndices muestra los diámetros recomendados para tambores en el cual se entra con la tensión de trabajo unitaria el cual es,  $T_u = 16 \%$ , con el cual nos dará un diámetro de 125 mm ya que es un mínimo nosotros diseñaremos para un diámetro de 200 mm.

Diámetro del eje del tambor, es un elemento rotatorio de sección circular cuya función es transmitir el movimiento y la potencia, los cuales son diseñados por dos consideraciones las cuales son por flexión y deformación.

El primer paso es calcular la fuerza resultante sobre los tambores, la cual depende de la tensiones en el lado apretado y flojo ( $T_1$  y  $T_2$  respectivamente) con su ángulo de contacto que es  $180^\circ$

$$R_T = (T_1 + T_2) * \text{sen}\left(\frac{\theta}{2}\right) \quad (\text{Ec. 5.86}) \text{ tambores motrices}$$

$$R_T = (2T_2) * \text{sen}\left(\frac{\theta}{2}\right) \quad (\text{Ec. 5.87}) \text{ tambores no-motrices.}$$

Donde

$R_T$  es la fuerza resultante sobre el tambor

Tambor motriz:  $R_T = 1923.4 \text{ N}$

Tambor no motriz:  $R_T = 1108.4 \text{ N}$

Ahora determinaremos el torque que actúa sobre el eje del tambor, con esta relación:

$$T = \frac{P_m * 60 * 10^6}{2 * \pi * \omega_t} \quad (\text{Ec. 5.88}) \text{ donde}$$

$T$  = torque en el tambor (N.mm)

$P_m$  = potencia instalada del motor (KW)

$\omega_t$  = velocidad angular del tambor (rpm)

$$\omega_Y = \frac{60000 * v}{\pi.D} \quad (\text{Ec. 5.89}) \quad \text{donde}$$

$v$  = velocidad de la banda (m/s)

$D$  = diámetro del tambor (mm)

$$\omega_T = 19RPM$$

$$T = 81922.72N / mm$$

La ecuación para el momento flector sobre el eje es la siguiente ecuación:

$$M = \frac{R_T(B_c - F)}{4} \quad (\text{Ec. 5.90}) \quad \text{donde}$$

$M$  = momento flector en el tambor (N.mm)

$B_c$  = distancia entre apoyos (mm)

$F$  = ancho de cara del tambor (mm)

Para el valor de distancia se determina de acuerdo a la geometría del transportador y usaremos la siguiente tabla la cual está en función del ancho de banda y del tipo de tambor, por lo que obtendremos una distancia de 1370 mm.

Por lo que reemplazando obtendremos los siguientes momentos en los tambores.

Momento en tambor motriz: 177914.5 N. mm

Momento en tambor no motriz:: 102527 N. mm



**TABLA 22**

**Distancia entre apoyos en los tambores**

ancho de banda		distancia entre apoyos (mm)		
		tambor motriz y de cabeza	tambor de cola y contrapeso	tambor adicional y desviador
pulg.	mm			
16	400	760	760	630
18	450	810	810	680
24	600	1020	1020	840
30	750	1170	1170	990
36	900	1370	1370	1140
42	1050	1520	1520	1300
48	1200	1680	1680	1450
54	1350	1830	1830	1600
60	1500	1980	1980	1750
66	1650	2130	2130	1900
72	1800	2400	2400	2050
84	2100	2700	2700	2350
96	2400	3000	3000	2650
100	2500	3100	3100	2750

Referencia: Bulk Solids Handling, volume 6, No.2, April 1986

Con estos valores podemos determinar el diámetro mínimo necesario para los ejes de los tambores debido a los esfuerzos combinados tanto en flexión como de torsión, esto se logra aplicando la teoría de Von Mises con esta relación:

$$d_s = \sqrt[3]{\frac{16.\eta}{\pi.S_y} \left( \sqrt{(k_b * M)^2 + T^2} \right)} \quad (\text{Ec. 5.91}) \text{ donde}$$

$d_s$  = diámetro mínimo del eje (mm)

$\eta$  = factor de seguridad (5.8 para fatiga)

$S_y$  = esfuerzo de fluencia del material del eje (Mpa)

$k_b = 2.5$  (factor por carga de transmisión)

$M$  = momento flector (N.mm)

$T$  = torque (N.mm)

Reemplazando los valores en la ecuación anterior con el valor del esfuerzo de fluencia de 421 MPa, este calculo complejo obtenemos como diámetro mayor entre ambos de 31.65 mm, una vez obtenido este valor en los apéndices podemos ver que el valor más cercano a este es  $1 \frac{15}{16}$ , es decir 50 mm.

### **5.3.2 Diseño de Transporte de Canastas sin Mangos**

Este sistema se lo realizará de esta manera debido a que el proyecto demanda una gran cantidad de gavetas y su disponibilidad además del menor número de ingresos, egresos de personal y material del área de cuarentena, por lo que se diseñará que las gavetas se transporten de este sitio al área de descarga y prelavado del mango.

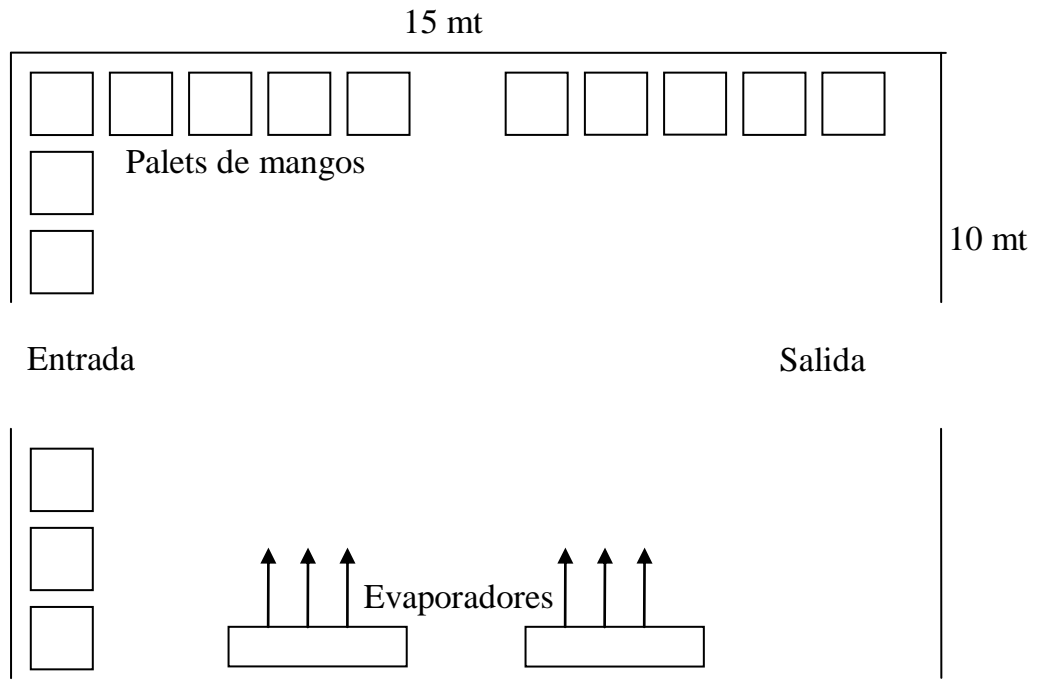
Las gavetas tienen como medidas de 30 x 40 x 80 centímetros los cuales pertenecen al alto, largo y ancho, con un peso aproximado vacío de 1kg; este se lo realizará con los mismos factores y accesorios de las bandas anteriores como trayectoria recta, banda, rodamientos, motor, rodillos, velocidad, etc, pero con otras medidas finales las cuales son el

largo de 15 metros y el ancho de banda será de 0.60 metros con canales de guía para protección de caídas de las gavetas.

#### **5.4 Diseño de Cámara de Refrigeración**

El diseño de este sistema de almacenamiento es un factor vital, del cual dependerá primordialmente del número de cajas las cuales queremos conservar para su posterior embarque para el cual tenemos un aproximado de 50 pallets diarios, es decir, 204 cajas cada uno con un total de 10200 cajas, para lo cual deberemos tomar un pequeño esquema para tener las dimensiones del cuarto. Una vez analizado este punto podemos obtener las dimensiones del cuarto por el requerimiento del número de cajas las cuales son, 15 metros de largo, 10 metros de ancho y 4 metros de altura y tener en cuenta que habrá 1 puerta por el cual ingresarán el producto de 2 metros ancho por 3 de alto de baja temperatura corrediza y otra de salida con las mismas características.

Las temperaturas estimadas para el cálculo se darán en grados Fahrenheit puesto que nuestras tablas ofrecen ese sistema, en la que la cámara es, la temperatura del ambiente en exterior de 92 ° F aproximadamente y la temperatura interior o de almacenamiento de 55° F y la temperatura de entrada de nuestra fruta es de 82.4 °F, cabe resaltar que nuestro primer valor tendrá sus variaciones.



**Figura 5.41** Dimensiones del cuarto para el almacenamiento de cajas.

La determinación de la carga de enfriamiento tiene por objeto establecer la potencia frigorífica del sistema o compresor necesarios para cumplir la conservación de la fruta, para luego comentar un poco del sistema y los accesorios necesarios para cumplir el sistema.

#### **5.4.1 Aproximación de Cargas Externas e Internas.**

La repartición de la producción frigorífica diaria puede ser descompuesta en cargas externas e internas, entre los primeros encontramos enfriamiento del producto, absorción eventual del calor desprendido del mango, entre el segundo encontramos aportes a causa

de la transferencia de calor entre paredes, techo y piso, cambio de aire, aporte calorífico por los ventiladores u otros sistemas que generen calor dentro del sistema. Aquí veremos el cálculo aproximado de las cargas que influyen en un cuarto de almacenamiento para el mango, para el diseño de la cámara se ha trabajado con el manual de “heatcraft” por lo que se utilizarán dichas tablas con las propiedades que tiene la fruta y las condiciones ambientales que ofrece la ciudad, las cuales se encuentran entre los Apéndices.

Este cálculo se lo dividirá en cuatro partes, las cuales serán.

- a) Carga del Producto o Aportes Internos
- b) Carga por Paredes o Aportes Externos
- c) Carga por Cambios de Aire
- d) Cargas por Misceláneas

### **A) Carga del Producto**

Esta se debe al calor a vencer que el mismo producto tiene al entrar en el proceso de almacenamiento dentro de nuestro sistema o cantidad de calor que se debe absorber al producto.

Esta carga se expresa en la siguiente ecuación.

$$Q_1 = C M ( T_i - T_{alm} ) \quad (\text{Ec. 5.92) donde,}$$

$Q_1$  calor del producto.

$c$  calor específico del mango.

$T_i$  temperatura inicial o de entrada del mango.

$T_{alm}$  temperatura de almacenamiento.

Pondremos el peso del producto diario en libras.

$$M = 50 \text{ palets} \times 204 \frac{\text{cajas}}{\text{palets}} \times 4.5 \frac{\text{Kg}}{\text{caja}} \times 2.205 \frac{\text{lb}}{\text{Kg}}$$

$$M = 101209.5 \text{ lbs}$$

De la tabla 6 del folleto obtendremos los valores requeridos y establecidos para el cálculo de este aporte.

$$c = 0.85 \frac{\text{BTU}}{\text{lb}^\circ\text{F}} \text{ (tabla 7)}$$

$$T_i = 82.4 \text{ }^\circ\text{F}$$

$$T_{alm} = 55 \text{ }^\circ\text{F} \text{ (tabla 7)}$$

Reemplazando los valores tabulados obtenemos:

$$Q_1 = 2357169.25 \text{ BTU/24h}$$

Dentro de esta carga también encontramos la carga por respiración la cual es debido a que el producto sigue con su proceso de madurez y se expresa de la siguiente manera

$$Q_r = I M \quad (\text{Ec. 5.93}) \text{ donde,}$$

$Q_r$  Calor desprendido por el producto

$I$  Calor de respiración

$I = 4.0 \text{ BTU/ lb 24h}$  (tabla 8)

$Q_r = 404838 \text{ BTU/24h}$

$Q_u = Q_1 + Q_r$  (Ec. 5.94)

$Q_u = 2762007.25 \text{ BTU/24h}$

#### B) Carga por Paredes o Exterior

Este calor permite tener un aproximado de todos los aportes externos que se deben a la transmisión de calor por paredes, piso y techo, se expresa de la siguiente manera.

$Q_e = A \times \text{Carga de Calor (Tabla 23)}$  (Ec. 5.95) donde,

$Q_e = \text{Calor generado por exterior}$

$A = \text{Area}$

Calor por paredes:

$A = (15\text{mt} \times 4\text{mt} \times 2) + (10\text{mt} \times 4\text{mt} \times 2) = 200 \text{ mt}^2.$

$A = 200 \text{ mt}^2 \times 10.76 \text{ ft}^2/\text{mt}^2 = 2152 \text{ ft}^2$

Temperatura Almacenamiento = 55 °F

Temperatura Externa paredes = 92 °F

Aislamiento. Poliuretano expandido con 4" de espesor.

**TABLA 23**

**Cargas de Calor debido a las paredes**

Insulation (Inches)				Heat Load (BTU Per 24 Hours Per One Square Foot of Outside Surface)																		
Cork or Mineral Wool k = .30	Glass Fiber or Poly-Styrene k = .26	Urethane (Sprayed) k = .16	Urethane (Foamed In Place) k = .12	R	Temperature Reduction in °F. (Outside Air Temperature Minus Room Temperature)																	
					1	40	45	50	55	60	65	70	75	80	85	90	95	100	105	110	115	120
	1			4	5.10	204	230	255	281	306	332	357	383	408	434	459	485	510	536	561	587	612
	2			8	3.40	136	153	170	187	204	221	238	255	272	289	306	323	340	357	374	391	408
4	3	2		12.6	1.80	72	81	90	99	108	117	126	135	144	153	162	171	180	189	198	207	216
5	4		2	16.4	1.44	58	65	72	79	87	94	101	108	115	122	130	137	144	151	159	166	173
6	5	3		19.6	1.20	48	54	60	66	72	78	84	90	96	102	108	114	120	126	132	138	144
8	6	4	3	25	0.90	36	41	45	50	54	59	63	68	72	77	81	86	90	95	99	104	108
10	8		4	33	0.72	29	32	36	40	43	47	50	54	58	61	65	68	72	76	79	83	86
	10	6		38.7	0.60	24	27	30	33	36	39	42	45	48	51	54	57	60	63	66	69	72
			6	50	0.48	19	22	24	26	29	31	34	36	38	41	43	46	48	51	53	55	58
Single Window Glass				9	27.00	1080	1220	1350	1490	1620	1760	1890	2030	2160	2290	2440	2560	2700	2840	2970	3100	3240
Double Window Glass				2.2	11.00	440	500	550	610	660	715	770	825	880	936	990	1050	1100	1160	1210	1270	1320
Triple Window Glass				3.4	7.00	280	320	350	390	420	454	490	525	560	595	630	665	700	740	770	810	840
6" Concrete Floor				4.8	5.00	200	225	250	275	300	325	350	375	400	425	450	475	500	525	550	575	600

Hallamos el valor en la tabla e interpolamos:

$$Q_{e1} = 2152\text{ft}^2 * 26.64\text{BTU/ft}^2 \text{ 24h} = 57329.28 \text{ BTU/24h}$$

Calor en techo.

$$A = (15\text{mt} \times 10\text{mt}) = 150 \text{ mt}^2.$$

$$A = 150 \text{ mt}^2 \times 10.76 \text{ ft}^2 / \text{mt}^2 = 1614 \text{ ft}^2$$

Tabla 23.

Temperatura Almacenamiento = 55 °F

Temperatura Externa paredes = 92 + 10 = 102 °F

Aislamiento. Poliuretano expandido con 4" de espesor.



Hallamos el valor en la tabla e interpolamos:

$$Q_{e2} = 1614\text{ft}^2 * 33.6 \text{ BTU/ft}^2 \text{ 24h} = 54230.4 \text{ BTU/24h}$$

$$Q_e = Q_{e1} + Q_{e2}$$

$$Q_e = 111559.68 \text{ BTU/24h}$$

### C) Calor por Cambio de Aire

Este calor es producido por el intercambio de aire caliente del exterior hacia el cuarto por la entrada de este y que dependerá de la cantidad de veces que entren y del tiempo que este se realice.

$$V = (\text{Volumen del Cuarto}) - (\text{Volumen del espesor del aislante.}) \quad (\text{Ec. 5.96})$$

$$V = (13.12 - 4/12) (32.8 - 8/12) (49.5 - 8/12) \text{ Ft}^3$$

$$V = 20063.12 \text{ ft}^3$$

**TABLA 24**

### **Rangos de cambios de aire para cuartos arriba de 0°C**

Volumen ft <sup>3</sup>	Cambios de Aire x 24h	Volumen ft <sup>3</sup>	Cambios de Aire x 24h	Volumen ft <sup>3</sup>	Cambios de Aire x 24h
200	44.0	1.500	14.0	10.000	4.9
250	38.0	2.000	12.0	15.000	3.9
300	34.5	3.000	9.5	20.000	3.5
400	28.5	4.000	8.2	25.000	3.0
500	26.0	5.000	7.2	30.000	2.7
800	20.0	6.000	6.5	40.000	2.3
1.000	17.5	8.000	5.5	50.000	2.0

Por interpolación obtenemos el valor de 3.49 que nos servirá de factor para multiplicar a nuestro volumen de cuarto

**TABLA 25**

**Calor Removido por cambios de aire**

Storage Room Temp.		Temperature of Outside Air											
		40°F. (4.4°C.)		50°F. (10°C.)		85°F. (29.4°C.)		90°F. (32.2°C.)		95°F. (35°C.)		100°F. (37.8°C.)	
		Relative Humidity of Outside Air, %											
°F.	°C.	70	80	70	80	50	60	50	60	50	60	50	60
55	12.8	—	—	—	—	1.12	1.34	1.41	1.66	1.72	2.01	2.06	2.44
50	10.0	—	—	—	—	1.32	1.54	1.62	1.87	1.93	2.22	2.28	2.65
45	7.2	—	—	—	—	1.50	1.73	1.80	2.06	2.12	2.42	2.47	2.85
40	4.4	—	—	—	—	1.69	1.92	2.00	2.26	2.31	2.62	2.67	3.65
35	1.7	—	—	0.36	0.41	1.86	2.09	2.17	2.43	2.49	2.79	2.85	3.24
30	-1.1	0.24	0.29	0.58	0.66	2.00	2.24	2.26	2.53	2.64	2.94	2.95	3.35
25	-3.9	0.41	0.45	0.75	0.83	2.09	2.42	2.44	2.71	2.79	3.16	3.14	3.54
20	-6.7	0.56	0.61	0.91	0.99	2.27	2.61	2.62	2.90	2.97	3.35	3.33	3.73
15	-9.4	0.71	0.75	1.06	1.14	2.45	2.74	2.80	3.07	3.16	3.54	3.51	3.92
10	-12.2	0.85	0.89	1.19	1.27	2.57	2.87	2.93	3.20	3.29	3.66	3.64	4.04
5	-15.0	0.98	1.03	1.34	1.42	2.76	3.07	3.12	3.40	3.48	3.87	3.84	4.27
0	-17.8	1.12	1.17	1.48	1.56	2.92	3.23	3.28	3.56	3.64	4.03	4.01	4.43
-5	-20.6	1.23	1.28	1.59	1.67	3.04	3.36	3.41	3.69	3.78	4.18	4.15	4.57
-10	-23.3	1.35	1.41	1.73	1.81	3.19	3.49	3.56	3.85	3.93	4.33	4.31	4.74
-15	-26.1	1.50	1.53	1.85	1.92	3.29	3.60	3.67	3.96	4.05	4.46	4.42	4.86
-20	-28.9	1.63	1.68	2.01	2.00	3.49	3.72	3.88	4.18	4.27	4.69	4.66	5.10
-25	-31.7	1.77	1.80	2.12	2.21	3.61	3.84	4.00	4.30	4.39	4.80	4.78	5.21
-30	-34.4	1.90	1.95	2.29	2.38	3.86	4.05	4.21	4.51	4.56	5.00	4.90	5.44

Por interpolación obtenemos 1.8 el mismo que servirá para multiplicar con los otros dos últimos valores, por lo que obtendremos:

$Q_c =$  Calor por cambio de aire

$$Q_c = 20063.12 \times 3.49 \times 1.8 = 126036.52 \text{ BTU/24h.}$$

D)Cargas por Misceláneas o Cargas Internas:

Estas cargas son debido al calor generado por equipos en el interior, luces o personas:

Luces: Lo recomendado para un aproximado es 82 BTU/24h por pie<sup>2</sup>

$$Q_{m1} = 10 \times 15 \times 10.76 = 1614 \text{ ft}^2 \times 82 \text{ BTU/24h ft}^2$$

$$Q_{m1} = 132348 \text{ BTU/24h}$$

Equipos o Motores: Es el calor producido por equipos dentro de la habitación.

$$Q_{m2} = 0.3 \text{ HP} \times 75000 \text{ BTU/HP 24h}$$

$$Q_{m2} = 22500 \text{ BTU/24h}$$

Personas: producido por las personas que se encuentren dentro del área.

Valor de calor generado a 55°F por persona es 17.280 BTU/T24h

**TABLA 26**

**Calor Equivalente por Ocupación**

<b>Temperatura Interna °F</b>	<b>Calor Equivalente/Person BTU/24h</b>
50	17.280
40	20.160
30	22.800
20	25.200
10	28.800
0	31.200
-10	33.600

$$Q_{m3} = 2 \times 17280 \text{ BTU} / 24\text{h}$$

$$Q_{m3} = 34560 \text{ BTU} / 24\text{h}$$

$$Q_m = Q_{m1} + Q_{m2} + Q_{m3}$$

$$Q_m = 189408 \text{ BTU} / 24\text{h}$$

Ahora determinaremos el total de BTU/h para el cual nuestro sistema debe ser construido en el cual se sumarán todas las cargas.

$$Q_t = Q_u + Q_e + Q_c + Q_m \quad (\text{Ec. 5.97})$$

$$Q_t = 2762007.25 + 111559.68 + 126036.52 + 189408$$

$$Q_t = 3189011.45 \text{ BTU} / 24\text{h} \times 1.1 \text{ (factor de seguridad)}$$

$$Q_t = 3507912.60 \text{ BTU} / 24\text{h}$$

Este valor se lo dividirá para el número de horas promedio de trabajo el cual es de 16 horas.

$$Q_t = 219244.53 \text{ BTU} / \text{h}$$

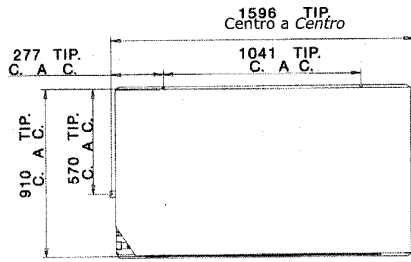
En el sistema que se utilizará para la conservación de alimentos es conocido como split, la cual es de expansión directa y compuesto por un condensador o unidad externa en el cual tiene auto contenido el compresor y un evaporador o unidad interna en cual se encuentra el serpentín la cual es conectada por tubería de cobre para que lleva el refrigerante a muy baja temperatura, en el cual tiene algunos accesorios como válvulas y filtros para su correcto funcionamiento.

Este sistema se lo realizará con dos condensadores con 2 evaporadores cada uno conectados entre sí independientemente con los accesorios que se añadirán los cuales están estipulados en la segunda parte. Para la elección se lo realizará con los catálogos de los equipos que se encuentran en la parte final de los anexos.

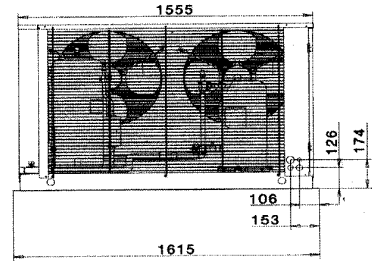
Como son dos sistemas, carga total se la divide en 110000 BTU/h cada equipo es decir, 27720 Kcal/h, lo cual nos da una selección del condensador de MZN-070-H2B en el cual significa sus iniciales que es un compresor tipo Scroll con una potencia de 7 hp, con una aplicación interno sin protección, el rango de temperatura es media alta, el refrigerante a utilizar es R-22, con las características eléctricas de 210/3-60hz.

Entre sus ventajas podemos anotar, condensador para trabajo en lugares de alta temperatura, ventiladores combinados con los motores y serpentines para mejor enfriamiento, válvulas de inspección y servicio situadas en la parte externa del gabinete, disminución de tensión y vibraciones, visor de líquido fácilmente visible.

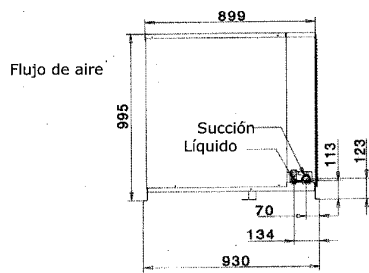
Las características técnicas se las puede observar en el siguiente gráfico.



VISTA SUPERIOR (2 VENTILADORES/EXTERNO)

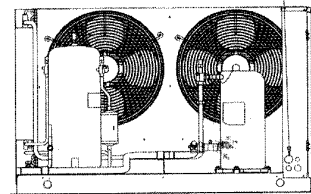


VISTA FRONTAL (2 VENTILADORES/EXTERNO)



VISTA IZQUIERDA

Conexiones Eléctricas  
 (2) 7/8" (1) 1-3/8"  
 E (1) 1-3/4"



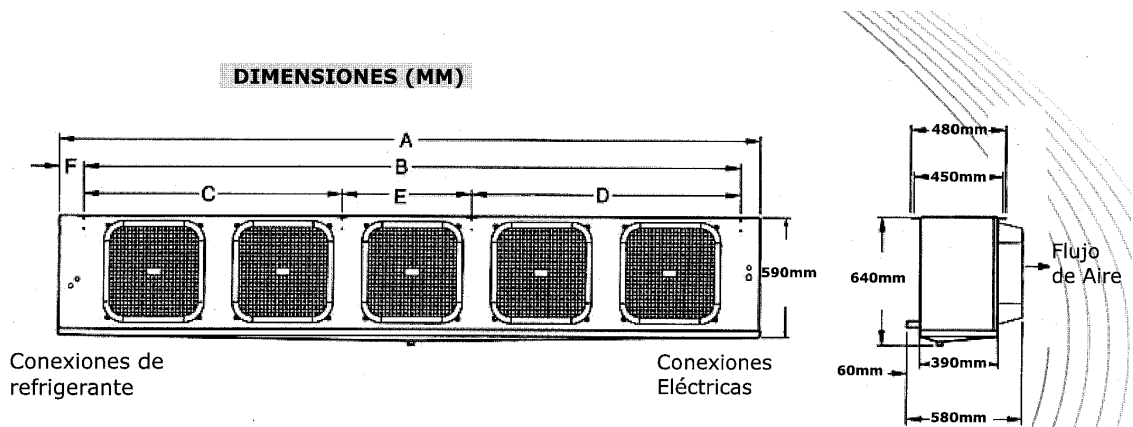
VISTA FRONTAL (2 VENTILADORES/INTERNO)

Modelo	Dimensiones Externas**			Conexiones				Recipiente de Líquido 90%		Peso Aproximado		Flujo de Aire (m <sup>3</sup> /h)	Modelo do Compresor	Nivel de Ruido a 5 m*** db(A)	
	Figura	Largo (mm)	Anchura (mm)	Altura sin Protección (mm)	Altura con Protección (mm)	Línea de Líquido SWT *POL	Línea de Succión SWT *POL	Lleno (Kg)	Neto (Kg)	Bruto (Kg)					
<b>Temperatura Alta/Media, R-22</b>															
MZ*065H2	A	899	1292	995	995	1/2	1-1/8	14	209	284	5700	ZB50KC	68		
MZ*070H2	B	899	1555	995	995	5/8	1-3/8	35	240	324	10470	ZB58KC	70		
MZ*075H2	B	899	1555	995	995	5/8	1-3/8	35	240	324	10470	ZB66KC	70		
MZ*086H2	B	899	1555	995	995	5/8	1-3/8	35	244	328	10470	ZB76KC	70		
MZ*100H2	B	899	1555	995	995	5/8	1-3/8	35	253	337	10120	ZB88KC	71		
MZ*140H2	B	899	1555	995	995	5/8	1-3/8	35	308	392	10120	ZB11MA	72		
<b>Temperatura Baja, R-22</b>															
MZ*065L2	A	899	1292	995	995	1/2	1-1/8	14	245	320	5910	ZF24K4	72		
MZ*075L2	A	899	1292	995	995	1/2	1-1/8	14	252	327	5700	ZF33K4	72		
MZ*090L2	B	899	1555	995	995	5/8	1-3/8	35	280	364	10470	ZF40K4	74		
MZ*130L2	B	899	1555	995	995	5/8	1-3/8	35	299	383	10470	ZF48K4	73		
<b>Temperatura Baja, R-404A/R-507</b>															
MZ*065L6	A	899	1292	995	995	1/2	1-1/8	13	245	320	5910	ZF24K4E	72		
MZ*075L6	A	899	1292	995	995	1/2	1-1/8	13	252	327	5700	ZF33K4E	72		
MZ*090L6	B	899	1555	995	995	5/8	1-3/8	32	280	364	10470	ZF40K4E	74		
MZ*130L6	B	899	1555	995	995	5/8	1-3/8	32	299	383	10470	ZF48K4E	73		

**Figura 5.42** Características técnicas de la unidad condensadora.

Para el evaporador se lo realizará doble circuito por lo que tendrá la mitad de la capacidad del su correspondiente condensador por lo que obtendremos el siguiente modelo, BMA-450-B, con las siguientes características, evaporador de perfil medio, con deshielo natural ya que no se necesita una resistencia, con las necesidades eléctricas de 208/1/60, con una potencia en los motores de ¼ hp, con un tiro de aire de hasta 20 metros. Las características técnicas las podemos anotar la figura 49.

BMA Deshielo por Aire	Modelos 6 Aletas Pulgada		Modelos 4 Aletas Pulgada		Dimensiones (mm)					
	Deshielo		Deshielo		A	B	C	D	E	F
	Eléctrico BME	Gas Caliente BMG	Eléctrico BML	Gas Caliente BMF						
130	101	----	----	----	1.000	770	----	----	----	130
155	140	----	100	----	1.000	770	----	----	----	130
245	190	190	165	165	1.710	1.480	----	----	----	130
300	260	260	220	220	1.710	1.480	----	----	----	130
365	310	310	250	250	2.420	2.190	----	----	----	130
450	390	390	330	330	2.420	2.190	----	----	----	130
510	430	430	370	370	3.130	2.900	1.420	1.480	----	130
600	520	520	440	440	3.130	2.900	1.420	1.480	----	130
710	620	----	530	----	3.530	3.300	1.300	1.350	650	130



**Figura 5.43** Características de la unidad evaporadora.

#### **5.4.2 Selección de Elementos**

La selección de los elementos y equipos se lo realizará en base a los cálculos que se realizaron en el capítulo anterior. En esta parte se revisará de manera rápida los accesorios necesarios para que el sistema dentro del cuarto de conservación funcione, desde detalle de construcción de la cámara de frío hasta los elementos que contiene el sistema.

Las paredes y techo de la cámara estarán construidas de paneles prefabricados de 80 mm de espesor las cuales serán de poliuretano inyectado de  $38 \text{ kg/m}^3$  de densidad forrados con una plancha metálica de aluzinc prepintada en blanco con empaque de caucho con barrera anti vapor, al igual que la puerta corrediza de baja temperatura la cual tendrá una cortina de aire y persianas plásticas para así evitar la fuga de aire hacia el exterior se ha utilizado este tipo de aislante por que es un material moderno, tiene un bajo coeficiente de conductividad. la resistencia a la absorción y su flexibilidad.

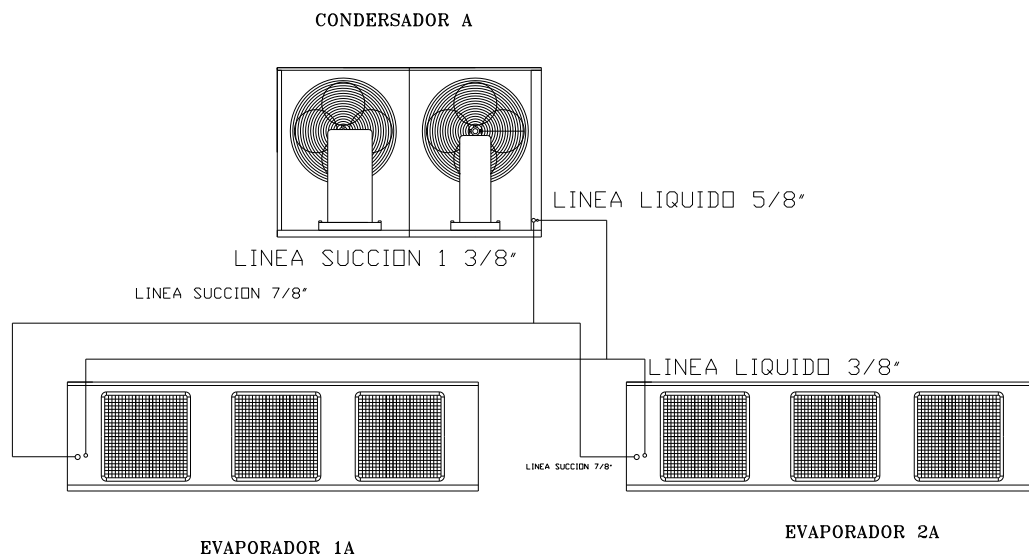
Se utilizarán lámparas de bajo vataje para que no contribuya a la generación de calor dentro del sistema, además de otros accesorios para su instalación.



El refrigerante primario a utilizar es el R-22; se lo utilizará por que se encuentra con mayor facilidad en el mercado es un sistema económico además por su seguridad ya que no es toxico, es poco inflamable, no tiene reacción con los metales y por sus grandes cualidades termodinámicas como su tendencia a vaporizarse a bajas temperaturas, absorber calor y su facilidad de condensarse a temperaturas ambientes.

El tipo de tubería a utilizar es una tubería rígida de cobre la cual se la conoce como tipo L, como se había analizado se utilizarán dos sistemas splits para lo cual la carga de calor se divide en dos y por el recorrido corto de la tubería la cual tiene 10 metros entre equipos tenemos, por la línea de succión tenemos que es 1 1/8 " de diámetro y de 5/8" de diámetro para la tubería de líquido en la cual recibe la expansión del sistema en lo que corresponde a la entrada y salida de los condensadores; para los evaporadores por formar un sistema multi se tiene que la tubería de succión es de 7/8" y para la línea de líquido de 3/8" la cual se conectan en par con las otras para formar las líneas del condensador con se encuentra en el gráfico.

En cuanto a los dispositivos de control que se encuentran en la tubería de nuestro sistema de refrigeración cumplen con dos funciones básicas las cuales son la regulación y el control de los diferentes parámetros, los cuales pueden ser de ejecución y detector.



**Figura 5.44** Esquema de conexión de líneas de refrigeración para la cámara.

Estos dispositivos de regulación deben cumplir algunos requisitos los cuales son de exactitud, fidelidad, diferencial y sensibilidad.

Las variables a regular en el sistema son dos, externas e internas; la primera controlan las variables dentro del cuarto como temperatura, presión y humedad, la segunda controlan las variables dentro del sistema como son temperatura, presión de evaporación, el estado del fluido en los diferentes puntos del sistema. A continuación elaboraremos un resumen de los diferentes dispositivos que utilizaremos en el sistema y dando una descripción breve de la función que realiza.

Termostato, es el dispositivo que esta a la vista en el sistema y el de manipulación directa, es de regulación como órgano de seguridad, estos controlan la temperatura en el ambiente dentro de la cámara, también ejecuta la ruptura de interruptores de control como la válvula selenoide y ponen en servicio o fuera de servicio a los ventiladores en función de la temperatura del ambiente.

Válvula de Expansión, es el dispositivo que sirve para expandir isentalpicamente el refrigerante, es decir, aumenta la presión y baja la temperatura, esta cumple la función de seguridad eliminando los riesgos de golpe de líquido por el exceso de líquido en el evaporador. Esta regula la inyección de líquido en el evaporador de manera que el recalentamiento sea siempre mantenido a un ligero valor constante.

Válvula a Presión constante, este controla que la presión de evaporación no disminuya mas debajo de cierto valor, las cuales estrangulan el fluido en el conducto de succión después de los evaporadores de las cámaras.

Válvula Selenoide, es una bobina electromecánica que asegura el cierre eficaz del sistema en la línea de baja durante los periodos de parada del compresor cuando se lo requiere evitando así que el nivel fluido avance y regrese todo el gas al compresor.

Presiostato de Alta y Baja, estos nos sirven para parar o arrancar el motor del compresor, en función de las presiones de condensación o de evaporación respectivamente, asegurando contra cualquier avería al compresor en caso de una elevación excesiva de la presión de descarga o una disminución excesiva de la presión de aspiración.

Visor, es provisto de un indicador de tinte que pasa del verde al amarillo cuando el contenido de humedad del refrigerante sobrepasa el valor crítico, pero cuando existe una buena deshidratación pasa del amarillo al verde; por otra parte podemos ver la falta refrigerante cuando dentro de este existen burbujas.

Deshidratador, extrae la humedad que pueda contener el refrigerante y es ubicado con las válvulas para que pueda ser reemplazado con facilidad cuando sus elementos de sílice se encuentren en mal estado.

Resistencias eléctricas, éstas van ubicadas en los serpentines de los evaporadores y en las bandejas de drenaje en de los evaporadores las cuales funcionan para descongelar los serpentín por un tiempo limitado y son activados por un regulador de tiempo y desactivados por el mismo o por una pastilla cuando pasa de cierta temperatura, la resistencia del drenaje funciona siempre para el sistema no se tape ya que a muy baja temperatura se congela rápidamente.

## **5.5 Diagrama Pert del Montaje.**

Realizado la selección y diseño de los equipos y accesorios en la empacadora podemos realizar y programar la construcción y montaje de estos; es decir, que nuestros tiempos constarán de diseño, construcción e instalación de los equipos y accesorios e importación si es necesario; para lo cual consideraremos que estaremos trabajando en taller y planta en conjunto para avanzar de manera rápida y paralela, con un grupo de 20 a 25 personas dividido en 2 ó 3 frentes de trabajo mínimo, también debemos considerar que habrán otros frentes de trabajo que no los manejaremos en esta tesis como son los trabajos de tuberías, civiles, eléctricos y decorativos. Otra consideración que realizaremos que no existirá interrupción en los trabajos, realizando en días laborables, durante 5 días a la semana trabajando durante 8 horas.

Se realizará un cuadro representando los tiempos de cada uno de los sistemas existentes en la planta y que en la tesis hemos trabajado, lo cual se colocarán los días que se utilizarán para su terminación e instalación; este diagrama guía se encontrará en los anexos el cual se podrá apreciar el tiempo utilizado en los meses que se utilizará para terminar el proyecto; ahora se realizara una tabla para guía en el cual se ubicará las horas hombre utilizadas.

**TABLA 27****Horas- Hombre Utilizadas para Montaje de Equipos**

<b>Descripción</b>	<b>Cantidad</b>	<b>Horas/Hombre</b>	<b>Total</b>	<b>Personal</b>
Jaula de Inmersión	30	120	3.600	3
Pórtico Grúa	3	800	2.400	5
Tanque de Inmersión	3	1.400	4.200	5
Puerta de Acceso	1	80	80	2
Banda Transportadora 1	4	720	2.880	4
Banda Transportadora 2	1	960	960	4
Intercambiador de Calor	2	1.120	2.240	4
Ventilador	3	32	96	2
Bomba Intercambiador	1	480	480	4
Bomba Tanque	1	480	480	4
Tanque Lavadora	1	160	160	4
Calibrador	1	500	500	5
Enceradora	1	60	60	3
Armadora de Cajas	1	60	60	3
Cámara de Refrigeración	1	1.200	1.200	5
Total de horas-hombre			19.396	

Como podemos observar se utilizará 19.396 horas - hombre que se puede estimar que serán 776 horas, es decir que se tendrá 4 meses y medio aproximadamente en el montaje y fabricación, tiempo establecido al inicio del sub capítulo.

# ***CAPITULO 6***

## **6. ANALISIS DE COSTOS**

Para llevar a cabo un proyecto de inversión y el correcto análisis de costos debemos considerar todos los materiales que se usarán en la construcción e instalación de los diferentes sistemas a fin de poder cuantificar la inversión necesaria para el mismo.

Como vimos en la planta empacadora de mango para exportación se requiere un sin número de equipos y accesorios los cuales serán construidos y otros seleccionados. Aquí se detallará sólo los costos de aquellos equipos y sistemas que sean mencionado a lo largo de la tesis.

Este detalle de costos se lo realizará considerando primero, el material utilizado, los accesorios necesarios, la mano de obra, la maquinaria

utilizada, instalación, fungibles y la ganancia. Cabe resaltar que no se realizarán trabajos eléctricos ni civiles o decoración de ningún tipo.

Todos los valores detallados a continuación fueron cotizados en el mercado local y algunos en el mercado internacional como son los equipos seleccionados y algunos accesorios que no son muy comunes en el medio, hay que tomar en cuenta que actualmente el precio del acero ha tenido variaciones además son costos a la fecha de elaboración de la presente tesis.

### **6.1 Costos de Maquinaria y Elementos seleccionados**

Aquí encontramos los equipos seleccionados y mencionados en el capítulo 4, los cuales son importados y se detallan a continuación con su respectiva instalación, montaje y puesta en marcha; los costos de instalación se referirán al empate de los sistemas existentes como agua, aire, vapor u otros.

Para calcular el costo de los equipos importados hay que considerar el costo de equipos en fábrica (precio FOB) más el flete, seguro e impuestos.

El valor del flete es de US\$ 150,00 por Tonelada métrica o por metro cúbico; el costo del seguro de del 2% de la suma del flete y el precio FOB. A la suma del precio FOB, el flete y el seguro se denomina como CIF y nos servirá para calcular los aranceles y otros valores. Para este



caso el arancel es del 15% del valor del CIF, el FODINFA se calcula tomando el 5% del arancel y finalmente los gastos locales de la naviera

es aproximadamente de US\$ 30 por TM o m<sup>3</sup>, los cuales se detallarán en los siguientes cuadros de costos de equipos seleccionados.

Las tablas de los equipos que han sido seleccionados y van hacer exportados constan desde la número 27 hasta la 30, con una mirada rápida de los costos que serán necesarios para ponerlos en funcionamiento en la planta empacadora.

**TABLA 28**

**Costo de Lavadora de Frutas por Inmersión.**

<b>DESCRIPCION</b>	<b>CANT.</b>	<b>COSTO</b>
Lavadora de inmersión con montacarga vaciador de bins.	1	14.416,00
Valores de Flete y seguro de los equipos	1	631,04
Aranceles, FODINFA, gastos locales	1	2.437,11
Accesorios: Pernos de Anclaje, bridas, codos, tubería de acero 1 1/2", tubería de acero de 1/2" , válvulas	1	328,20
Mano de Obra: Montaje, Instalación y Arranque	1	350,00

<b>TOTAL</b>	18.162,35
--------------	-----------

\* Precios no incluyen IVA

**TABLA 29**

**Costo de Calibrador de Fruta por Peso.**

<b>DESCRIPCION</b>	<b>CANT.</b>	<b>COSTO</b>
Calibrador de 6 vías con 16 salidas y 1 fuera de medida	1	62.900,00
Valores de Flete y seguro de los equipos	1	4.930,00
Aranceles, FODINFA, gastos locales	1	11.403,23
Accesorios: Pernos de Anclaje, uniones, tubería de acero de 1/2" para aire, válvulas	1	280,30
Mano de Obra: Montaje ,Instalación y Arranque	1	490,00
<b>TOTAL</b>		<b>80.003,53</b>

\* Precios no incluyen IVA

**TABLA 30**

**Costo de Encerador de Frutas**

<b>DESCRIPCION</b>	<b>CANT.</b>	<b>COSTO</b>
Enceradora de rodillos tipo Spray	1	2.950,00
Valores de Flete y seguro de los equipos	1	655,70
Aranceles, FODINFA, gastos locales	1	684,90
Accesorios: Pernos de Anclaje, uniones, tubería de acero de 1/2" para aire.	1	95,15

Mano de Obra: Montaje, Instalación y Arranque	1	200,00
<b>TOTAL</b>		4.585,75

\* Precios no incluyen IVA

**TABLA 31**

**Costo de Armadora de Cajas**

<b>DESCRIPCION</b>	<b>CANT.</b>	<b>COSTO</b>
Armadora de 30 caja por minuto, neumática con inyección de pegamento	1	3.450,00
Valores de Flete y seguro de los equipos	1	558,60
Aranceles, FODINFA, gastos locales	1	727,35
Accesorios: Pernos de Anclaje, uniones, tubería de acero de 1/2" para aire.	1	135,35
Mano de Obra: Montaje, Instalación y Arranque	1	200,00
<b>TOTAL</b>		5.071,30

\* Precios no incluyen IVA

Debido a que en todo proyecto de diseño y selección se debe trabajar para ganancia, se debe considerar un beneficio a los equipos los cuales han sido seleccionados, es decir que al costo final de los mismos se le debe aumentar el valor de esta ganancia que se ha decidido que sea de un 20 %. En

resumen se muestra en la siguiente tabla los costos finales de estos equipos.

**TABLA 32**  
**Costos Totales de Equipos y Accesorios Seleccionados**

<b>Descripción</b>	<b>Costo</b>	<b>Beneficio 20%</b>	<b>Total</b>
Lavadora de fruta por inmersión	18.162,35	3.632,47	21.794,82
Calibrador de fruta por peso	80.003,53	16.000,71	96.004,23
Encerador de frutas	4.585,75	917,15	5.502,90
Armador de cajas de Cartón	5.071,30	1.014,26	6.085,57
<b>COSTO TOTAL</b>	<b>129.387,51</b>		

\* Precios no incluyen IVA

## **6.2 Costo de equipos y elementos a construir**

Se analizará los costos de los equipos diseñados y accesorios seleccionados del capítulo 5, los cuales se han cotizado en el mercado local para su rápida construcción. Estos se realizarán al igual que el sub-capítulo anterior en cuadro donde se analizarán precios globales dividiéndolos en materiales para su construcción, accesorios, insumos

utilizados para su construcción, mano de obra y montaje, pero detallando cada uno de ellos para tener una idea más clara de los elementos utilizados.

Ahora se pondrán las tablas de costos de los equipos diseñados que van desde la número 32 hasta la 39, las cuales se detalla con grandes rasgos las cantidades de material utilizado y sus accesorios. Aquí se mostrará el costo de cada sistema para luego evaluar todos los sistemas que se deben construir e instalar para tener el valor total de la planta; cabe resaltar que nuestros costos no incluyen trabajos eléctricos, civiles ni decorativos que sean necesarios.

**TABLA 33**

**Costo de Jaula de Inmersión**

<b>DESCRIPCION</b>	<b>Cant.</b>	<b>Unidad</b>	<b>Costo Unitario</b>	<b>Costo Total</b>
Estructura metálica: 34 mt UPN 100, 18 mt ángulo 100x6, platinas de refuerzo de 200 x200 x 10	400	Kg.	0,92	368,00
Insumos: Soldadura, Discos de Corte, Gases, EPPs	1	Global	59,40	59,40

Mano de Obra: Corte y Soldadura	1	Global	120,00	120,00
<b>TOTAL</b>				547,40

\* Precios no incluyen IVA

**TABLA 34**  
**Costo de Pórtico Grúa**

<b>DESCRIPCION</b>	<b>Cant.</b>	<b>Unidad</b>	<b>Costo Unitario</b>	<b>Costo Total</b>
Estructura metálica: 10 mt IPE 270, 33 mt IPE 200, mt HEB, platinas o cartelas de refuerzo de 200 x200 x 10	1.800	Kg.	0,92	1.656,00
Tortillería 24 pernos de anclaje con doble tuerca y arandela, 12 de sujeción con tuerca	1	Global	300,80	300,80
Insumos: Soldadura, Discos de Corte, Gases, EPPs	1	Global	267,30	267,30
Mano de Obra: Corte, Soldadura	1	Global	540,00	540,00
Montaje	1	Global	540,00	540,00
Suministro e Instalación Polipasto 2.5	1	Global	6.005,30	6.005,30

Ton				
<b>TOTAL</b>	<b>9.309,40</b>			

\* Precios no incluyen IVA

Cabe resaltar que los costos del acero son estimados con valor que se estiman en el tiempo que se realizo la tesis

**TABLA 35**

**Costo de Intercambiador de Calor**

<b>DESCRIPCION</b>	<b>Cant.</b>	<b>Unidad</b>	<b>Costo Unitario</b>	<b>Costo Total</b>
2 Discos acero Inox Dia.350 x 18 mm, 2 planchas de acero Inox de 5mm, 45 mt lana de vidrio, 3 láminas de aluminio, 3 planchas de aluminio 7mm, 1 plancha Inox 3mm, plancha klinger 4243 de 1/8", tubo de cedula 40 1 1/2", 12m de tubo dia 1/4" cedula 40.	1	Global	1.050,45	1.050,45
2 Abrazadera Galvanizada 3/4", 4 brida 10", 2 brida 3". Junta de expansión, 2 tapas elípticas 304L, 19 tubos de dia. 3/4" e=1.5mm	1	Global	1.790,19	1.790,19
Tornelleria: 64 Anillo de 1 1/8" plano y presión, 32 Perno Dia. 1 1/8" con tuerca, 100 remaches	1	Global	304,46	304,46
Insumos: Discos de Corte, Guantes, Gases, Soldadura	1	Global	475,00	475,00

Mano de Obra: Corte, Soldadura	1	Global	1.070,00	1.070,00
Montaje	1	Global	590,00	590,00
<b>TOTAL</b>				<b>5280,10</b>

\* Precios no incluyen IVA

Para los costos del sistema de bomba y tubería se realizará un global, debido a que el análisis de cada uno de los elementos y accesorios involucrados sería largo por lo que se dividió en la bomba, la tubería y accesorio, la mano de obra e insumos necesarios para la instalación.

**TABLA 36**

**Costo de Sistema de Bomba para Intercambiador**

<b>DESCRIPCION</b>	<b>Cant.</b>	<b>Unidad</b>	<b>Costo Unitario</b>	<b>Costo Total</b>
Bomba de intercambiador de 10 hp, trifásico, 10" de dia de impeler, 350 gpm	1	Unidad	1.045,85	1.045,85
Tubería y accesorios: tubería de 5" y 2 1/2", válvulas cheque y compuerta de 5" y 2 1/2", bridas, codos, uniones de ambas medidas,	1	Global	2.115,65	2.115,65
Insumos: Discos de Corte, Guantes, Gases, Soldadura	1	Global	211,57	211,57



Mano de Obra	1	Global	740,48	740,48
<b>TOTAL</b>				4.113,54

\* Precios no incluyen IVA

**TABLA 37**

**Costo de Puerta para área de Cuarentena**

<b>DESCRIPCION</b>	<b>Cant.</b>	<b>Unidad</b>	<b>Costo Unitario</b>	<b>Costo Total</b>
Estructura metálica: 17.5 m ángulo 100x6, 24 m de correa G de 100x5, malla metálica, platinas 100x100	300	Kg.	0,92	276,00
Accesorios: 6 ejes con rodamiento, 1 cremallera, piñón, motor	1	Global	883,85	883,85
Insumos: Soldadura, Discos de Corte, Gases, EPPs	1	Global	90,00	90,00
Mano de Obra: Corte, Soldadura	1	Global	105,00	105,00
Montaje	1	Global	75,00	75,00
<b>TOTAL</b>				1.429,85

\* Precios no incluyen IVA

**TABLA 38**

**Costo de Ventilador para Secado**

<b>DESCRIPCION</b>	<b>Cant.</b>	<b>Unidad</b>	<b>Costo Unitario</b>	<b>Costo Total</b>
--------------------	--------------	---------------	-----------------------	--------------------

Ventilador axial de 42" de 3hp trifásico	1	Unidad	1.446,00	1.446,00
Filtros de aire del 90 %, tornillería	1	Global	125,25	125,25
Montaje	1	Global	95,00	95,00
<b>TOTAL</b>				1.666,25

\* Precios no incluyen IVA

**TABLA 39**

**Costo de Tanque para tratamientos**

<b>DESCRIPCION</b>	<b>Cant.</b>	<b>Unidad</b>	<b>Costo Unitario</b>	<b>Costo Total</b>
Estructura metálica: 18 planchas ASTM A36 de 1/4", 30 mt ángulo de 3" x3/8", 20 mt ángulo 4" 3/8"	2.875	Kg.	0,92	2.645,00
Accesorios: 2 Bridas 2 1/2" y 1 Brida 1 1/2", tubería cedula 40	1	Global	578,50	578,50
Aislamiento de Lana de Vidrio	31	m2	21,60	669,60
Insumos: Soldadura, Discos de Corte, Gases, EPPs	1	Global	862,50	862,50
Mano de Obra: Corte, Soldadura	1	Global	1.293,75	1.293,75
Montaje	1	Global	862,50	862,50

<b>TOTAL</b>	6.911,85
--------------	----------

\* Precios no incluyen IVA

**TABLA 40**

**Costo de Sistema de Bomba para Tanque de Enfriamiento**

<b>DESCRIPCION</b>	<b>Cant.</b>	<b>Unidad</b>	<b>Costo Unitario</b>	<b>Costo Total</b>
Bomba de intercambiador de 7.5 hp, trifásico, 10" de dia de impeler, 130 gpm	1	Unidad	835,45	835,45
Tubería y accesorios: tubería de 3" y 1 1/2", válvulas cheque y compuerta de 3" y 1 1/2", bridas, codos, uniones de ambas medidas,	1	Global	1.145,80	1.145,80
Insumos: Discos de Corte, Guantes, Gases, Soldadura	1	Global	114,58	114,58
Mano de Obra	1	Global	401,63	401,63
<b>TOTAL</b>				2.496,86

\* Precios no incluyen IVA

**TABLA 41****Costo de Banda de Transportación de Mangos**

<b>DESCRIPCION</b>	<b>Cant.</b>	<b>Unidad</b>	<b>Costo Unitario</b>	<b>Costo Total</b>
Estructura metálica: 38 m UPN 10, 5 m perfil 100x50x3, platinas 200x200x12, 20 m de ángulo 50x3 mm,	520	Kg.	0,92	478,40
Banda transportadora: cinta, rodillos de carga y retorno (con rodamiento), tambores motriz y de cola	1	Global	10.000,00	10.000,00
Accesorios: Moto-reductor, Banda de Transmisión, tornillería.	1	Global	345,80	345,80
Insumos: Soldadura, Discos de Corte, Gases, EPPs	1	Global	104,00	104,00
Mano de Obra: Corte, Soldadura	1	Global	208,00	208,00

Montaje	1	Global	156,00	156,00
<b>TOTAL</b>	<b>11.292,20</b>			

\* Precios no incluyen IVA

**TABLA 42**

**Costo de Banda de Transportación de Gavetas Vacías**

<b>DESCRIPCION</b>	<b>Cant.</b>	<b>Unidad</b>	<b>Costo Unitario</b>	<b>Costo Total</b>
Estructura metálica: 38 m UPN 10, 5 m perfil 100x50x3, platinas 200x200x12, 20 m de ángulo 50x3 mm,	760	Kg.	0,92	699,20
Banda transportadora: cinta, rodillos de carga y retorno (con rodamiento), tambores motriz y de cola	1	Global	12.000,00	12.000,00
Accesorios: Moto-reductor, Banda de Transmisión, tornillería.	1	Global	345,80	345,80
Insumos: Soldadura, Discos de Corte, Gases, EPPs	1	Global	152,00	152,00

Mano de Obra: Corte, Soldadura	1	Global	304,00	304,00
Montaje	1	Global	228,00	228,00
<b>TOTAL</b>	<b>13.729,00</b>			

\* Precios no incluyen IVA

**TABLA 43**

**Costo de Cámara de Refrigeración**

<b>DESCRIPCION</b>	<b>Cant.</b>	<b>Unidad</b>	<b>Costo Unitario</b>	<b>Costo Total</b>
Isopaneles con aislamiento de poliuretano, con plancha metálica de aluminio con empaques	290	m <sup>2</sup>	40,15	1.1643,50
Puertas corrediza de baja temperatura y accesorios	2	Unidad	1.320,30	2.640,60
Accesorios: Termómetro, 3 lámparas fluorescentes de baja temperatura	1	Global	2.80,45	280,45
Insumos: Sellantes, ángulos metálicos, tornillos	1	Global	640,00	640,00
Mano de obra (Cámara)	1	Global	1.520,00	1.520,00
Unidad Condensadora BOHN: MZN-070-H2B	2	Unidad	2.050,45	4.100,90
Unidad Evaporadora: BMA-450-B	2	Unidad	2.450,00	4.900,00
Accesorios: Refrigerante R22, juego de tubería de cobre 1 1/8"-5/8", válvula de	1	Global	1.290,80	1.290,80

expansión, solenoide, presiostatos, visor, deshidratador.				
Mano de obra (Equipo)	1	Global	1.160,00	1.160,00
<b>TOTAL</b>	<b>28.176,25</b>			

\* Precios no incluyen IVA

Una vez analizado los costos, se realizará un cuadro donde se muestren los costos de todos los equipos con el número de sistemas a fabricar e instalar; además debido a que en todo proyecto de diseño se debe trabajar para ganancia, se debe considerar un beneficio a los equipos los cuales han sido diseñados, es decir que al costo final de los mismos se le debe aumentar el valor de esta ganancia que se ha decidido que sea de un 30 %.

**TABLA 44**

**Costos Totales de Equipos y Accesorios Diseñados**

<b>DESCRIPCION</b>	<b>Cant.</b>	<b>Costo Unitario</b>	<b>Costo Total</b>
Jaulas para inmersión	30	547,40	16.422,00
Pórtico Grúa	3	9.309,40	27.928,20
Intercambiador de calor	2	5.280,10	10.560,20
Sistema de Bomba para intercambiador	1	4.113,54	4.113,54
Puerta de Acceso	1	1.429,85	1.429,85
Tanque Reservorio	3	6.911,85	20.735,55
Ventilación para Secado	3	1.666,25	4.998,75
Sistema de Bomba para tanque de	1	2.496,86	2.496,86

enfriado			
Banda de Transporte de mango	4	11.292,20	45.168,80
Banda de Transporte de gavetas	1	13.729,00	13.729,00
Cuarto de Refrigeración	1	28.176,25	28.176,25
Beneficio 30%			52.727,70
<b>TOTAL</b>			<b>228.486,70</b>

\* Precios no incluyen IVA

Una vez con los cotos de los equipos seleccionados y los diseñados podemos tener los costos que serán necesarios para poner en funcionamiento la planta empacadora de mangos para exportación.

**TABLA 45**

**Costos Totales de Equipos Seleccionados y Diseñados**

<b>DESCRIPCION</b>	<b>Costo</b>
Costo de Equipos Seleccionados	129.387,51
Costo de Equipos Diseñados	228.486,70
<b>TOTAL</b>	<b>357.874,21</b>

\* Precios no incluyen IVA

El valor total de la instalación de la planta es:

**\$ 357.874,21 + IVA ( SON TRECIENTOS CINCUENTA Y SIETE MIL OCHOCIENTOS SETENTA Y CUATRO 21/100 DÓLARES AMERICANOS + IVA )**



# ***CAPITULO 7***

## **7. CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES**

- ✓ Luego del análisis la producción y exportación en tablas y realizando los análisis en los capítulos anteriores se pudo mostrar la capacidad de producción en el campo nacional por lo que en el país existe un recurso que no esta siendo aprovechado, que es el mango, ya que esta no es tratada para su exportación. Entonces existe la necesidad de buscar un método para empacar parte de toda la fruta

que no se le una buena utilidad, para una vez se obtenga una planta rentable, se garantice la viabilidad de la planta.

- ✓ Se entrega con esta tesis una visión general de las regulaciones en la planta como las secciones de las instalaciones, necesidades y condiciones de planta, y equipos necesario, además está destinada

a servir de apoyo y guía para aquellos grupos de personas que tienen la idea de estructurar microempresas para el aprovechamiento de aquellos recursos naturales. Así como lograr un buen acondicionamiento (limpieza, desinfección, selección), presentación y empaque de los productos y se desarrolle de modo de mantener su calidad y sanidad, evitando las contaminaciones durante el proceso.

- ✓ Con el trabajo expuesto se puede fortalecer el sector agrícola e industrial que ha tenido una baja en este año, ya que con una mayor exportación y aprovechamiento de la fruta se enriquece un sector que no es un punto fuerte en nuestro país, generando fuente de trabajo en zonas urbana y rural.
- ✓ Este tipo de plantas no solo tiene este desempeño, sino que cuando la temporada de mango se acaba que en verano se podrá empacar otro tipo fruta como la papaya que tiene un proceso parecido o limón que también se exporta en el país, así como tomates, cebollas y otros.

- ✓ Se decidió realizar el diseño de la planta para introducir el producto a los Estados Unidos de Norte América (existencia de tratamiento hidrotérmico) ya que los meses de producción en nuestro país nos favorecen además de un cliente donde existe un gran consumo de la fruta, así mismo para su proceso.
- ✓ La planta tendrá una capacidad de realizar un promedio de 8 toneladas por hora, con una proyección de 2 millones de cajas por temporada que es la cantidad que realiza una planta con buenos recursos, además la planta física del proyecto será muy simple dadas las características de ser un sistema sencillo de producción con volúmenes considerables y con productos de simplicidad tecnológica.
- ✓ Se realizó un diseño de planta eficiente, evitando la formación de cuellos de botellas o paradas de tiempo, siendo el método más preciso para obtener un buen producto, usando los equipos necesarios y además llevando estrictos controles de calidad en cada fase del proceso. Además de la ubicación de forma adecuada de las líneas de transporte del producto, dando suficiente espacio para que se pueda laborar sin mayores inconvenientes. Además de la debida adecuación de la planta en si, dándose los debidos criterios con respecto a la limpieza e higiene que se debe tener en la misma

- ✓ Los equipos seleccionados se han realizado así por el tipo de complejidad que tienen estos por lo cual se los importa, por otro lado los equipo que se diseñan en la planta ya existen en el mercado, pero tienen un alto costo por lo que se ha decidido realizar el diseño de algunas de ellas, analizando los costos involucrados en su construcción e instalación para llegar a la conclusión de diseñar las mismas, a costos parecidos pero con materiales locales en su gran mayoría, asegurándolos de que sean eficientes. Los equipos y sistemas diseñados como la jaula de inmersión, tanques de tratamiento, pórtico grúa, bandas transportadoras, puerta automática, cámara de refrigeración; así como los sistemas seleccionados como tubería y bombas, ventiladores y otros cumplen con todas las normas que tiene otros equipos y sistemas que son vendidos en el extranjero.
- ✓ Se diseño un pórtico grúa por su simplicidad de diseño e instalación con un polipasto con monorraiel por el tipo de carga que se tenía, debido que se necesitaba un movimiento a lo largo del tanque de tratamiento, además el pórtico tiene tres puntos de apoyo para disminuir la flexión que puede existir en el punto medio de la luz y disminuir el alto de la viga afectada.
- ✓ Se decidió realizar el intercambiador de calor tipo tubo y coraza por la mayor transferencia de calor que se tiene, por su buena eficiencia,

además por su facilidad de mantenimiento, además se lo diseño para que se pueda regular para ser utilizado para otros productos si es requerido con un variador para el caudal de agua y vapor, además existe dentro de la planta instalaciones de vapor y para su aprovechamiento se eligió este tipo de sistema.

- ✓ Para el diseño del tanque de tratamientos se lo ha realizado en forma rectangular (cúbica), si bien es cierto, tanques de este tipo no soportan altas presiones este factor no es importante en nuestro caso puesto que este proceso es únicamente la atmosférica. Escogimos este diseño puesto que su fabricación es mucho más sencilla pero con mayor razón debido a la optimización del espacio disponible. Las fórmulas utilizadas están basadas en una máxima deflexión permisible  $\Delta = L/500$ , donde L denota el lado más largo del tanque. Los esfuerzos permisibles para las paredes del tanque deben ser los indicados en el código ASME para tanques a presión sección VIII División 1. Los valores de  $\alpha$  usados en las fórmulas dependen de la proporción de los lados del tanque y están graficados.
  
- ✓ Para el transporte de material al granel el dispositivo más adecuado es la banda transportadora. La selección y diseño de los diferentes componentes de las bandas utilizadas se facilitó gracias a la ayuda de un programa computacional para diseño de bandas desarrollado como

tesis de grado en la FIMCP, este programa diseña y selecciona los elementos de acuerdo a las normas.

- ✓ El tiempo de estancia de los mangos depende del peso, frutos desde 350 a 475 gramos son tratados por 75 minutos y frutos desde 475 hasta 650 gramos son tratados por 90 minutos esto se realiza a una temperatura de 46.1°C, la variedad Tommy Atkins constituye un riesgo, ya que su cáscara es muy delicada, y por lo tanto la temperatura del agua no puede superar los 46.1 °C. La eficiencia del tratamiento térmico se acrecienta agregándole fungicidas al agua caliente. En la práctica se utiliza comúnmente Sportak (Prochloraz) al 0.2% o Tecto líquido (TBZ) al 0.2%. Este tratamiento podría acarrear inconvenientes, si las frutas se enfrían demasiado rápido después del tratamiento térmico (preenfriamiento) pueden constituirse sobre la cáscara manchas verdes al madurar la fruta. Esto puede ser realizado con ayuda de ventiladores que generen una fuerte corriente de aire de tal manera que la fruta se seque al mismo tiempo.

## **BIBLIOGRAFÍA**

1. SHIGLEY JOSEPH E., Diseño en Ingeniería Mecánica, Editorial Mac Graw Hill, México Septiembre de 1990
2. ROBERT NORTON, Diseño de Máquinas, Editorial Prentice Hall, Primera Edición Español, México 1990
3. AMERICAN INSTITUTE OF STEEL CONSTRUCTION, Manual of Steel Construction, Load and Resistance Factor Design, 1995
4. SAP2000, Integrated Finite Element Analysis and Design of Structures: Analysis Reference, 1998.
5. HINOJOSA RUIZ HEBER, “Software para el Diseño de Transportadores de Banda” (Tesis, Facultad de Ingeniería en Mecánica y Ciencias de la Producción, 2002).
6. FOX ROBERT W., Introducción a la Mecánica de Fluidos, McGraw Hill, México 1995.

7. MUNSON BRUCE, Fundamentos de Mecánica de Fluidos, Editorial WILEY, México 1999
8. J. B. JONES, Ingeniería Termodinámica, Editorial Prentice Hall, Primera Edición Español, México 1997
9. GOULDS PUMP, Goulds Pump Manual, Cuarta Edición, Estados Unidos 1985
10. VOJTASZAK, I. A., “Stress and Deflection of Rectangular Plates”, ASME PAPER A – 71, Journal Appl. Mech., Vol 3 No. 2, 1936
11. SKF, Catálogo General de Rodamientos, Editorial Carl Gerber, 1982
12. NTN, Catálogo de Chumaceras No. 2400 – II/S, 1997
13. GREENHECK, Computer Aided Product Selection, Engineering Edition, Version 2.3, Junio 2004
14. HEATCRAFT, Engineering Manual, Estados Unidos 1990
15. CATALOGO DONATI, electric wire rope hoist, DRH Series, Italia 2003.



16. CATALOGO BOHN, Catálogos Técnicos, Brasil 1995

17. DIPAC, Catálogo de productos 2003

18. FUNDACION MANGO DEL ECUADOR, Producción de Mango en el Ecuador,  
2004

### **PÁGINAS CONSULTADAS**

[www.genesis.uag.mx](http://www.genesis.uag.mx)

[www.mercanet.cnp.go.cr](http://www.mercanet.cnp.go.cr)

[www.equitek.com.mx](http://www.equitek.com.mx)

[www.alimentaria.com](http://www.alimentaria.com)

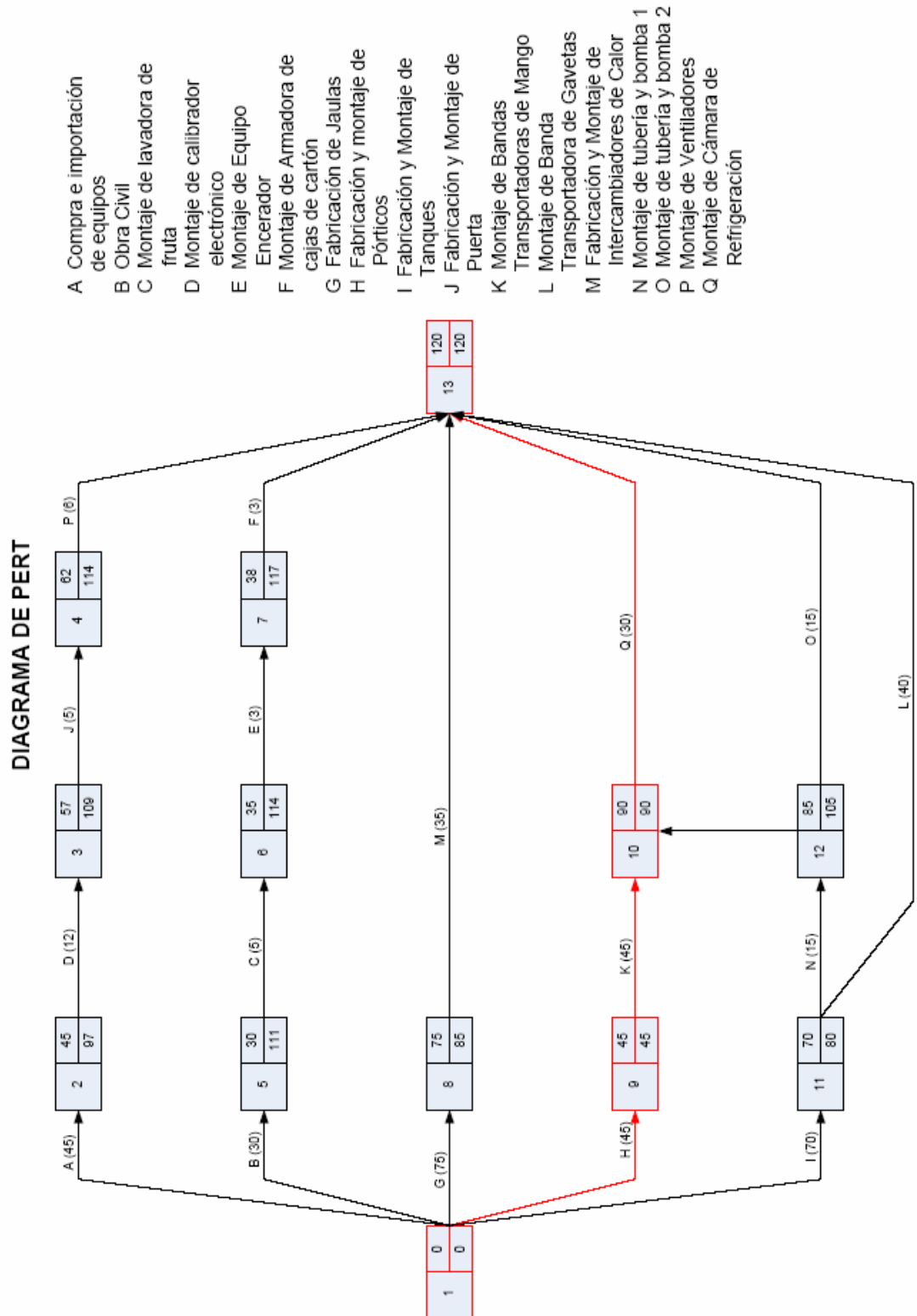
[www.infoagro.com/frutas/frutas\\_tropicales](http://www.infoagro.com/frutas/frutas_tropicales)

[www.fao.org/docrep/x5062S/x5062S03](http://www.fao.org/docrep/x5062S/x5062S03)

[www.proexant.org.ec/Hojas%20técnicas](http://www.proexant.org.ec/Hojas%20técnicas)

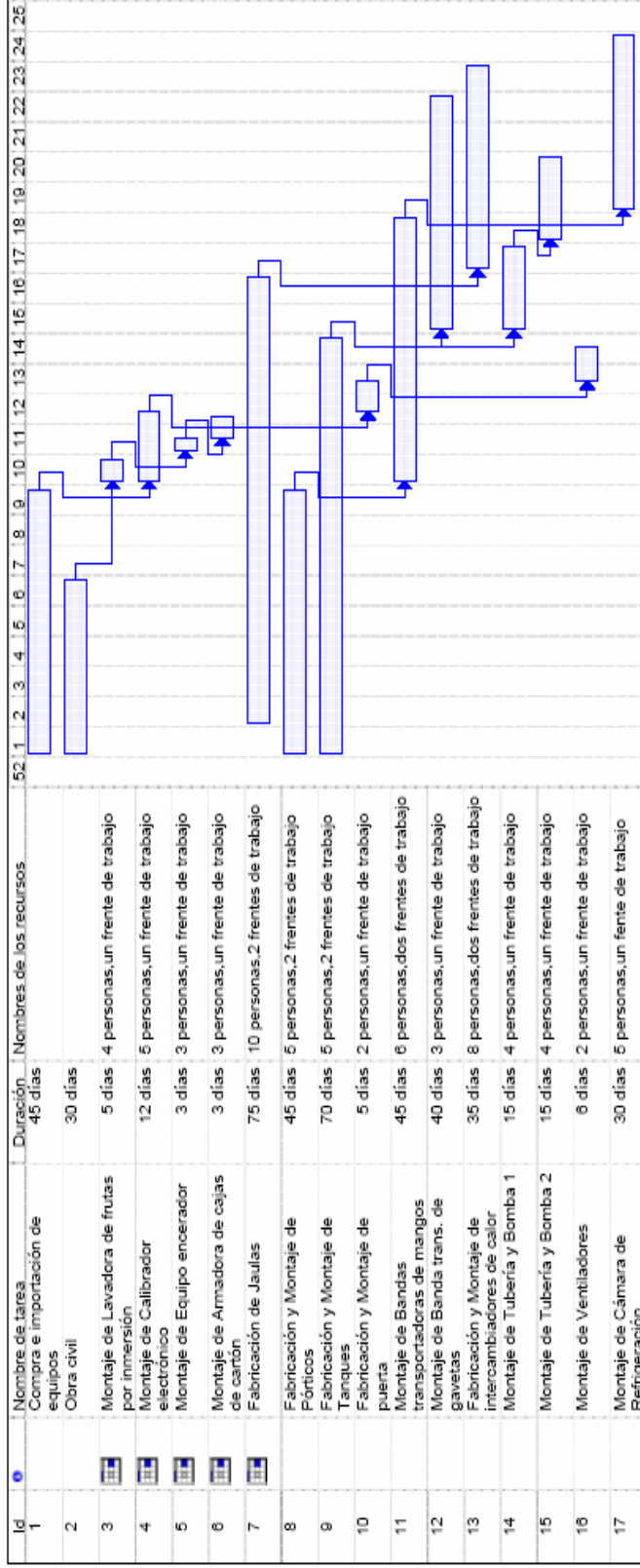
## Apéndice 1

### DIAGRAMA DE PERT DE MONTAJE



## **Apéndice 2**

### **DIAGRAMA DE GANTT DE MONTAJE**



Proyecto: PROJECT  
 Fecha: mar 04/07/06

Tarea	Hito	Tareas externas
División	Resumen	Hito externo
Progreso	Resumen del proyecto	Fecha límite

Página 1

### Apéndice 3

#### LOS 50 PRODUCTOS AGROINDUSTRIALES MAS EXPORTADOS, PERIODO

ENERO – FEBRERO DEL 2003

<b>PRODUCTO</b>	<b>AÑO 2003</b>			
	<b>ORD / 2</b>	<b>VOLUMEN (TM)</b>	<b>PART/3</b>	<b>VALOR FOB (000USD)</b>
<b>TOTAL DE EXPORTACIONES</b>		<b>3,212,535</b>		<b>1,002,870</b>
<b>TOTAL AGROINDUSTRIAL</b>		<b>1,004,745</b>	<b>100 %</b>	<b>467,784</b>
<b>PRINCIPALES PRODUCTOS</b>		<b>983,599</b>	<b>97,90 %</b>	<b>453,692</b>
BANANO	1	812,700	80.89%	192,536
CONSERVAS DE PESCADO	2	25,806	2.57%	52,555
FLORES Y CAPULLOS FRESCOS	3	15,422	1.53%	68,382
PLÁTANO	4	14,158	1.41%	3,495
AZÚCAR CRUDA	5	12,097	1.20%	4,948
CEBOLLAS Y CHALOTES	6	11,263	1.12%	870
CACAO EN GRANO	7	10,156	1.01%	21,767
AZÚCAR REFINADA	8	7,313	0.73%	2,159
LANGOSTINO Y CAMARÓN CONGELADO LOS DEMÁS	9	7,018	0.70%	38,307
MANGO	10	6,526	0.65%	2,788
PESCADO O FILETE REFRIGERADO O CONGELADO	11	6,382	0.64%	19,738
PIÑA	12	6,251	0.62%	2,620
FRUTAS Y PARTES COMESTIBLES DE PLANTAS EN CONSERVA LAS DEMÁS	13	3,856	0.38%	1,498
HARINA DE PESCADO	14	3,338	0.33%	1,328
FRÉJOL SECO	15	2,766	0.28%	1,771
PALMITO	16	2,756	0.27%	4,180
AGUACATE	17	2,700	0.27%	162
JUGO DE MARACUYÁ	18	2,423	0.24%	4,589
FRÉJOL EN CONSERVA	19	2,282	0.23%	1,541
COLIFLORES Y BRÉCOLES (BROCCOLI)	20	2,207	0.22%	2,029
PREMEZCLAS UTILIZADAS PARA ALIMENTACIÓN DE ANIMALES	21	1,853	0.18%	365
ALCOHOL ETÍLICO	22	1,597	0.16%	1,142
GRASAS Y ACEITES VEGETALES	23	1,493	0.15%	1,402
MERMELADAS, JALEAS Y PURÉS DE FRUTAS	24	1,447	0.14%	746
DURIONES	25	1,441	0.14%	105
PRODUCTOS DE ORIGEN ANIMAL IMPROPIOS PARA	26	1,293	0.13%	441

ALIMENTACIÓN HUMANA				
LIMÓN	27	1,291	0.13%	152
CHICLE Y GOMA DE MASCAR	28	1,111	0.11%	2,172
PASTA DE CACAO	29	1,093	0.11%	3,322
ACEITE DE PALMA CRUDO Y REFINADO	30	1,055	0.10%	1,120

#### **Apéndice 4**

#### **PROPIEDADES DE LOS ACEROS SOMETIDOS A TENSIÓN**

TABLA A-22  
Resultados de pruebas a la tensión de algunos metales\*

NÚMERO	MATERIAL	CONDICIÓN	RESISTENCIA						EXP. RESIST. A DEFORM. $m$	DEFORM. A LA FRACT., $\epsilon_f$
			$S_y$ (MPa)	$S_u$ (MPa)	$\sigma_r$ (MPa)	DEFLUENCIA, $S_y$ (MPa)	ÚLTIMA, $S_u$ (MPa)	DE FRACTURA, $\sigma_r$ (MPa)		
1018	Acero	Recocido	220 (32.0)	341 (49.5)	628 (91.1)†	620 (90.0)	0.25	1.05		
1144	Acero	Recocido	358 (52.0)	646 (93.7)	898 (130)†	992 (144)	0.14	0.49		
1212	Acero	HR	193 (28.0)	424 (61.5)	729 (106)†	758 (110)	0.24	0.85		
1045	Acero	Q&T 600°F	1520 (220)	1580 (230)	2380 (345)	1880 (273)†	0.041	0.81		
4142	Acero	Q&T 600°F	1720 (250)	1930 (210)	2340 (340)	1760 (255)†	0.048	0.43		
303	Acero inoxidable	Recocido	241 (35.0)	601 (87.3)	1520 (221)†	1410 (205)	0.51	1.16		
304	Acero inoxidable	Recocido	276 (40.0)	568 (82.4)	1600 (233)†	1270 (185)	0.45	1.67		
2011	Aleación de aluminio	T6	169 (24.5)	324 (47.0)	325 (47.2)†	620 (90)	0.28	0.10		
2024	Aleación de aluminio	T4	296 (43.0)	446 (64.8)	533 (77.3)†	689 (100)	0.15	0.18		
7075	Aleación de aluminio	T6	542 (78.6)	593 (86.0)	706 (102)†	882 (128)	0.13	0.18		

## **Apéndice 5**

### **CONSTANTES ELÀSTICAS Y FÍSICAS DE MATERIALES**



TABLA A-5

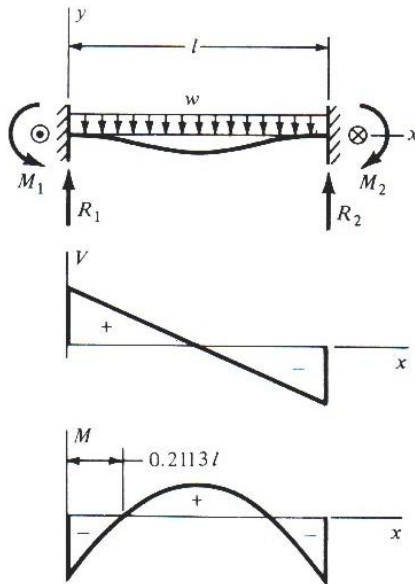
Constantes elásticas y físicas de materiales

MATERIAL	MÓDULO DE ELASTICIDAD $E$		MÓDULO DE RIGIDEZ $G$		RELACIÓN DE POISSON $\nu$	PESO UNITARIO $w$		
	Mpsi	GPa	Mpsi	GPa		lb/in <sup>3</sup>	lb/ft <sup>3</sup>	kN/m <sup>3</sup>
Aluminio (todas las aleaciones)	10.3	71.0	3.80	26.2	0.334	0.098	169	26.6
Cobre al berilio	18.0	124.0	7.0	48.3	0.285	0.297	513	80.6
Latón	15.4	106.0	5.82	40.1	0.324	0.309	534	83.8
Acero común	30.0	207.0	11.5	79.3	0.292	0.282	487	76.5
Hierro colado (gris)	14.5	100.0	6.0	41.4	0.211	0.260	450	70.6
Cobre	17.2	119.0	6.49	44.7	0.326	0.322	556	87.3
Madera (abeto Douglas)	1.6	11.0	0.6	4.1	0.33	0.016	28	4.3
Vidrio	6.7	46.2	2.7	18.6	0.245	0.094	162	25.4
Inconel	31.0	214.0	11.0	75.8	0.290	0.307	530	83.3
Plomo	5.3	36.5	1.9	13.1	0.425	0.411	710	111.5
Magnesio	6.5	44.8	2.4	16.5	0.350	0.065	112	17.6
Molibdeno	48.0	331.0	17.0	117.0	0.307	0.368	636	100.0
Monel	26.0	179.0	9.5	65.5	0.320	0.319	551	86.6
Níquel plata	18.5	127.0	7.0	48.3	0.322	0.316	546	85.8
Acero al níquel	30.0	207.0	11.5	79.3	0.291	0.280	484	76.0
Bronce fosforado	16.1	111.0	6.0	41.4	0.349	0.295	510	80.1
Acero inoxidable	27.6	190.0	10.6	73.1	0.305	0.280	484	76.0

## Apéndice 6

### FÓRMULAS DE CORTANTE, MOMENTO Y DEFLEXION DE VIGAS

16 Doble empotramiento. Carga uniforme



$$R_1 = R_2 = \frac{wl}{2} \quad M_1 = M_2 = -\frac{wl^2}{12}$$

$$V = \frac{w}{2}(l - 2x)$$

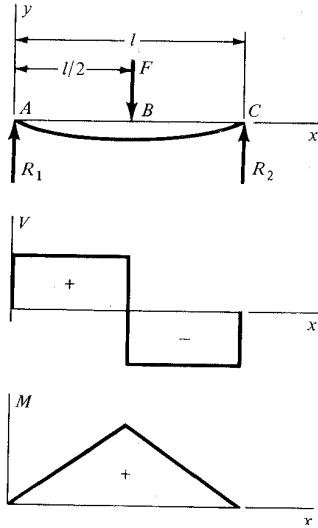
$$M = \frac{w}{12}(6lx - 6x^2 - l^2)$$

$$y = -\frac{wx^2}{24EI}(l - x)^2$$

$$y_{\text{máx}} = -\frac{wl^4}{384EI}$$

TABLA A-9  
Cortante, momento y deflexión de vigas (cont.)

5 Apoyos simples. Carga en el centro



$$R_1 = R_2 = \frac{F}{2} \quad V_{AB} = R_1$$

$$V_{AB} = R_1 \quad V_{BC} = -R_2$$

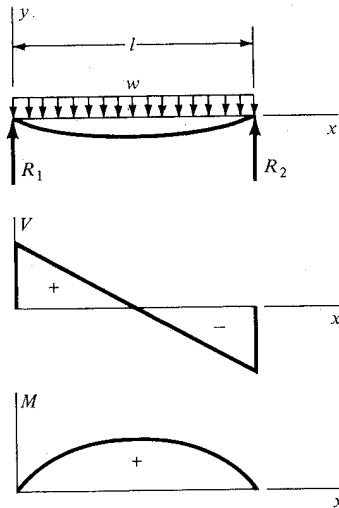
$$M_{AB} = \frac{Fx}{2} \quad M_{BC} = \frac{F}{2}(l-x)$$

$$y_{AB} = \frac{Fx}{48EI}(4x^2 - 3l^2)$$

$$y_{\max} = -\frac{Fl^3}{48EI}$$

TABLA A-9  
Cortante, momento y deflexión de vigas (cont.)

7 Apoyos simples. Carga uniforme



$$R_1 = R_2 = \frac{wl}{2} \quad V = \frac{wl}{2} - wx$$

$$M = \frac{wx}{2}(l - x)$$

$$y = \frac{wx}{24EI}(2lx^2 - x^3 - l^3)$$

$$y_{\text{máx}} = -\frac{5wl^4}{384EI}$$

## **Apéndice 7**

### **FACTORES DE ACABADO DE SUPERFICIES**

**TABLA 7-4**  
**Factores de acabado de superficies**

ACABADO DE SUPERFICIE	FACTOR <i>a</i>		EXPONENTE <i>b</i>
	kpsi	MPa	
Esmirilado (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

## Apéndice 8

### FACTORES DE TEMPERATURA A LA RESISTENCIA A LA TENSIÓN

**TABLA 7-5**

**Efecto de la temperatura de operación sobre la resistencia a la tensión del acero.\* ( $S_T$  = resistencia a la tensión a la temperatura de operación;  $S_{RT}$  = resistencia a la tensión a la temperatura del lugar de trabajo;  $0.099 \leq \hat{\sigma} \leq 0.110$ )**

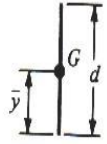
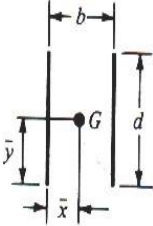
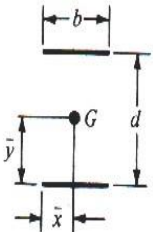
TEMPERATURA, °C	$S_T/S_{RT}$	TEMPERATURA, °F	$S_T/S_{RT}$
20	1.000	70	1.000
50	1.010	100	1.008
100	1.020	200	1.020
150	1.025	300	1.024
200	1.020	400	1.018
250	1.000	500	0.995
300	0.975	600	0.963
350	0.927	700	0.927
400	0.922	800	0.872
450	0.840	900	0.797
500	0.766	1000	0.698
550	0.670	1100	0.567
600	0.546		

\*Fuente de los datos: Figura 5-11.

## Apéndice 9

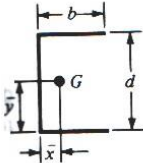
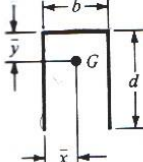
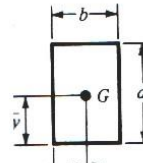
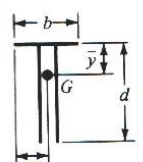
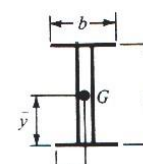

### PROPIEDADES A LA FLEXIÓN DE UNIONES DE SOLDADAS DE FILETE

TABLA 9-3  
Propiedades a la flexión de uniones de soldaduras de filete

FORMA DE UNIÓN	ÁREA DE GARGANTA	UBICACIÓN DE G	SEGUNDO MOMENTO ÁREA UNITARIO
	$A = 0.707hd$	$\bar{x} = 0$ $\bar{y} = d/2$	$I_u = \frac{d^3}{12}$
	$A = 1.414hd$	$\bar{x} = b/2$ $\bar{y} = d/2$	$I_u = \frac{d^3}{6}$
	$A = 1.414hb$	$\bar{x} = b/2$ $\bar{y} = d/2$	$I_u = \frac{bd^2}{2}$



(Cont.)

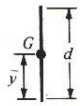
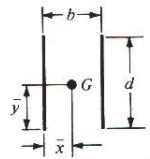
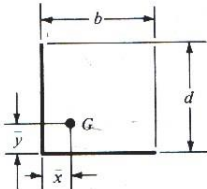
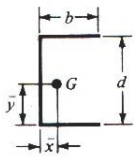
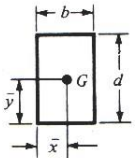

FORMA DE UNIÓN	ÁREA DE GARGANTA	UBICACIÓN DE G	SEGUNDO MOMENTO DE ÁREA UNITARIO
	$A = 0.707h(2b + d)$	$\bar{x} = \frac{b^2}{2b + d}$ $\bar{y} = d/2$	$I_u = \frac{d^2}{12}(6b + d)$
	$A = 0.707h(b + 2d)$	$\bar{x} = b/2$ $\bar{y} = \frac{d^2}{b + 2d}$	$I_u = \frac{2d^3}{3} - 2d^2\bar{y} + (b + 2d)\bar{y}^2$
	$A = 1.414h(b + d)$	$\bar{x} = b/2$ $\bar{y} = d/2$	$I_u = \frac{d^2}{6}(3b + d)$
	$A = 0.707h(b + 2d)$	$\bar{x} = b/2$ $\bar{y} = \frac{d^2}{b + 2d}$	$I_u = \frac{2d^3}{3} - 2d^2\bar{y} + (b + 2d)\bar{y}^2$
	$A = 1.414h(b + d)$	$\bar{x} = b/2$ $\bar{y} = d/2$	$I_u = \frac{d^2}{6}(3b + d)$
	$A = 1.414\pi hr$		$I_u = \pi r^3$

\* $I_u$ , el segundo momento de área unitario, se toma con respecto a un eje que pasa por G, el centroide del grupo de juntas soldadas; h es el tamaño de junta; el plano del par flexionante es normal al de la página y paralelo al eje y; todas las juntas de soldadura son del mismo tamaño.

## **Apéndice 10**

### **PROPIEDADES A LA TORSIÒN DE JUNTAS SOLDADAS DE FILETE**

Tabla 9-2  
Propiedades a la torsión de juntas soldadas de filete\*

SOLDADURA	ÁREA DE GARGANTA	UBICACIÓN DE G	SEGUNDO MOMENTO POLAR DE ÁREA UNITARIO
	$A = 0.707hd$	$\bar{x} = 0$ $\bar{y} = d/2$	$J_u = d^3/12$
	$A = 1.414hd$	$\bar{x} = b/2$ $\bar{y} = d/2$	$J_u = \frac{d(3b^2 + d^2)}{6}$
	$A = 0.707h(2b + d)$	$\bar{x} = \frac{b^2}{2(b + d)}$ $\bar{y} = \frac{d^2}{2(b + d)}$	$J_u = \frac{(b + d)^4 - 6b^2d^2}{12(b + d)}$
	$A = 0.707h(2b + d)$	$\bar{x} = \frac{b^2}{2b + d}$ $\bar{y} = d/2$	$J_u = \frac{8b^3 + 6bd^2 + d^3}{12} - \frac{b^4}{2b + d}$
	$A = 1.414h(b + d)$	$\bar{x} = b/2$ $\bar{y} = d/2$	$J_u = \frac{(b + d)^3}{6}$
	$A = 1.414\pi hr$		$J_u = 2\pi r^3$

\*G es el centroide del grupo de uniones de soldadura; h es el tamaño de junta; el plano de momento de torsión coincide con el plano de la página; todas las juntas son de ancho unitario.

## Apéndice 11

### CARACTERÍSTICAS DE PERNOS EN SI

TABLA 8-1

Características de roscas métricas de paso fino y de paso basto (Todas las dimensiones están en milímetros)\*








DIÁMETRO MAYOR NOMINAL $d$	SERIE DE PASO BASTO			SERIE DE PASO FINO		
	PASO $p$	ÁREA DE ESFUERZO DE TENSION	ÁREA AL DIÁMETRO MENOR	PASO $p$	ÁREA DE ESFUERZO DE TENSION	ÁREA AL DIÁMETRO MENOR
		$A_t$	$A_r$		$A_t$	$A_r$
1.6	0.35	1.27	1.07			
2	0.40	2.07	1.79			
2.5	0.45	3.39	2.98			
3	0.5	5.03	4.47			
3.5	0.6	6.78	6.00			
4	0.7	8.78	7.75			
5	0.8	14.2	12.7			
6	1	20.1	17.9			
8	1.25	36.6	32.8	1	39.2	36.0
10	1.5	58.0	52.3	1.25	61.2	56.3
12	1.75	84.3	76.3	1.25	92.1	86.0
14	2	115	104	1.5	125	116
16	2	157	144	1.5	167	157
20	2.5	245	225	1.5	272	259
24	3	353	324	2	384	365
30	3.5	561	519	2	621	596
36	4	817	759	2	915	884
42	4.5	1120	1050	2	1260	1230
48	5	1470	1380	2	1670	1630
56	5.5	2030	1910	2	2300	2250
64	6	2680	2520	2	3030	2980
72	6	3460	3280	2	3860	3800
80	6	4340	4140	1.5	4850	4800
90	6	5590	5360	2	6100	6020
100	6	6990	6740	2	7560	7470
110				2	9180	9080

\*Las ecuaciones y datos utilizados para elaborar esta tabla se han obtenido de ANSI B1.1-1974 y B18.3.1-1978. El diámetro menor se determinó con la ecuación  $d_r = d - 1.226869p$ , y el diámetro de paso a partir de  $d_m = d - 0.649p$ . El valor medio del diámetro de paso y del diámetro menor se utilizaron para evaluar el área de esfuerzo de tensión.

## **Apéndice 12**

### **VALORES DE RESISTENCIAS PARA PERNOS**

TABLA 8-6  
Especificaciones mecánicas métricas para pernos, tornillos comunes y tornillos de presión o prisioneros de acero\*

CLASE DE PROPIEDAD	INTERVALO DE TAMAÑOS, INCLUSIVE	RESISTENCIA LÍMITE MÍNIMA A LA TENSIÓN MPa	RESISTENCIA ÚLTIMA MÍNIMA A LA TENSIÓN MPa	RESISTENCIA DE FLUENCIA MÍNIMA A LA TENSIÓN MPa	MATERIAL	MARCA DE CABEZA
4.6	M5-M36	225	400	240	Acero de mediano o bajo carbono	
4.8	M1.6-M16	310	420	340	Acero de mediano o bajo carbono	
5.8	M5-M24	380	520	420	Acero de mediano o bajo carbono	
8.8	M16-M36	600	830	660	Acero de mediano o bajo carbono, T y R	
9.8	M1.6-M16	650	900	720	Acero de mediano o bajo carbono, T y R	
10.9	M5-M36	830	1040	940	Acero martensítico de bajo carbono, T y R	
12.9	M1.6-M36	970	1220	1100	Acero de aleación, T y R	

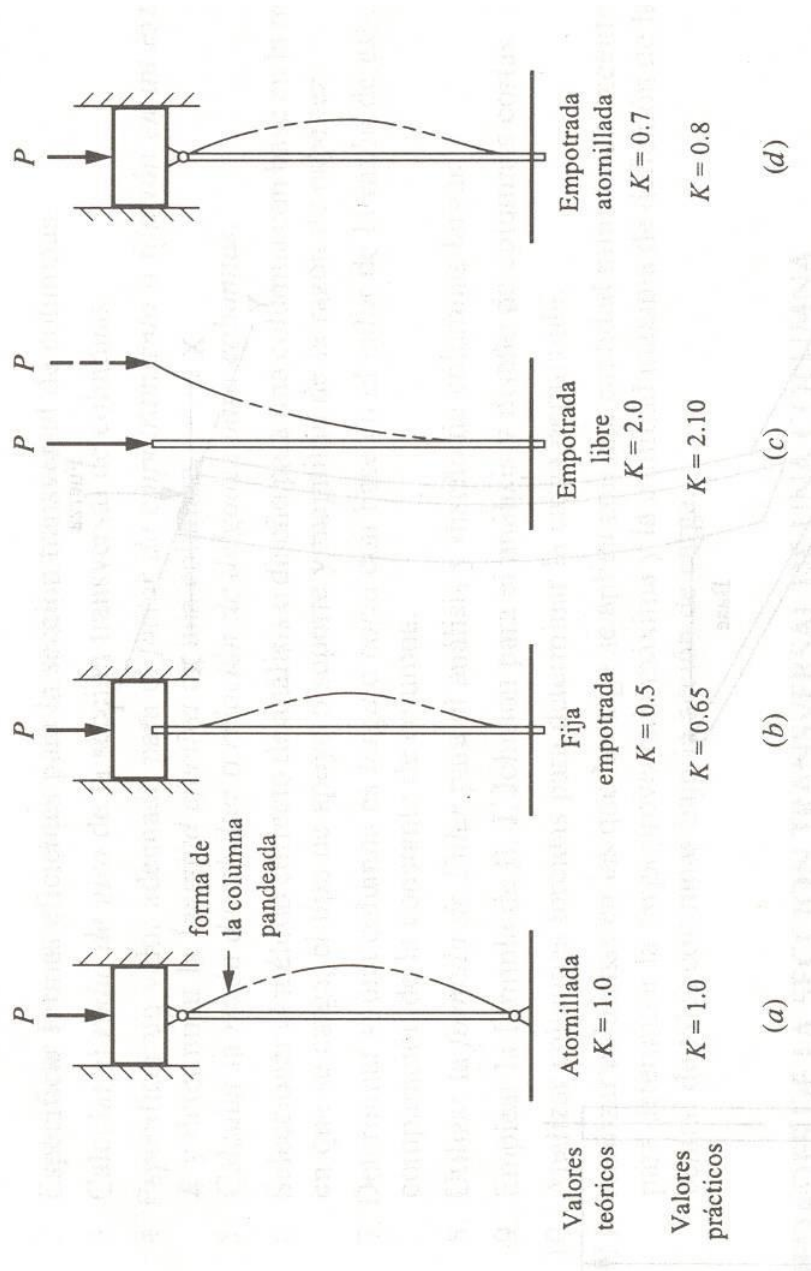
\*La longitud roscada para pernos y tornillos de maquinaria es

$$L_T = \begin{cases} 2d + 6 & L \leq 125 \\ 2d + 12 & 125 < L \leq 200 \\ 2d + 25 & L > 200 \end{cases}$$

donde  $L$  es la longitud total del sujetador. La longitud de la cuerda para pernos estructurales es ligeramente menor que la indicada.

## Apéndice 13

### VALORES DE CONSTANTE DE COLUMNA



## **Apéndice 14**

### **VALORES ESTÁTICOS DE PERFILES UPN**



TABLA 1.16

VALORES ESTATICOS DE UN PERFIL

A = Area de la seccion  
 I = Momento de inercia  
 W = Modulo resistente

$i = \frac{I}{A}$  = Radio de giro

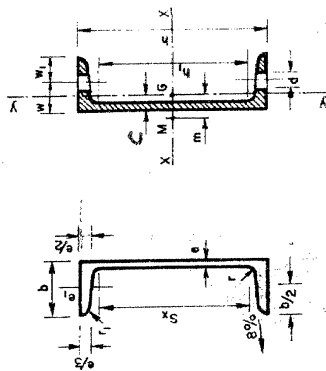
S<sub>x</sub> = Momento estatico de media seccion

$S_x = \frac{I_x}{S_x}$  = Distancia entre los centros de compresion y traccion

m = Distancia del baricentro G al centro de esfuerzos cortantes M

γ = Rendimiento

v = Superficie lateral por metro lineal



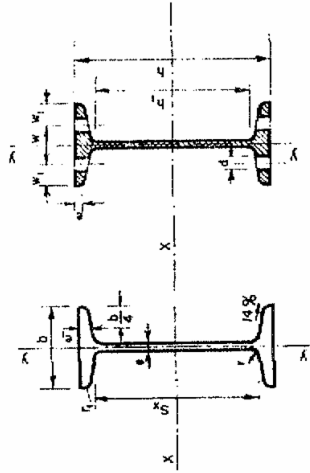
UPN	Dimensiones mm					Seccion A cm <sup>2</sup>	Peso P kg.m	Referido al eje x-x			Referido al eje y-y			w mm	k <sub>1</sub> mm	d mm	e <sub>2</sub> mm	e <sub>3</sub> mm	S <sub>x</sub> cm <sup>3</sup>	s <sub>x</sub> cm	c cm	m cm	η <sub>1</sub>
	h	b	e	e <sub>1</sub> = r	r <sub>1</sub>			h <sub>1</sub>	I <sub>x</sub> cm <sup>4</sup>	W <sub>x</sub> cm <sup>3</sup>	i <sub>x</sub> cm	I <sub>y</sub> cm <sup>4</sup>	W <sub>y</sub> cm <sup>3</sup>										
80	80	45	6,0	8,0	4,0	46	8,64	106	26,5	3,10	19,4	6,36	1,33	25	20	13	9,80	6,20	15,9	6,65	1,45	2,67	3
100	100	50	6,0	8,5	4,5	64	10,6	206	41,2	3,91	29,3	8,49	1,47	30	20	13	10,50	6,50	24,5	8,42	1,55	2,93	3
120	120	55	7,0	9,0	4,5	82	13,4	364	60,7	4,62	43,2	11,1	1,59	30	25	17	11,20	6,80	36,3	10,0	1,60	3,03	4
140	140	60	7,0	10,0	5,0	98	16,0	605	86,4	5,45	62,7	14,8	1,75	35	25	17	12,40	7,60	51,4	11,8	1,75	3,37	5
160	160	65	7,5	10,5	5,5	115	18,8	925	116	6,21	85,3	18,3	1,89	35	30	21	13,10	7,90	68,8	13,3	1,84	3,56	6
180	180	70	8,0	11,0	5,5	133	22,0	1350	150	6,95	114	22,4	2,02	40	30	21	13,80	8,20	89,6	15,1	1,92	3,75	6
200	200	75	8,5	11,5	6,0	151	29,3	1910	191	7,70	148	27,0	2,14	40	35	23	14,50	8,50	114	16,8	2,01	3,94	7
220	220	80	9,0	12,5	6,5	167	37,4	2690	245	8,48	197	33,6	2,30	45	35	23	15,70	9,30	146	18,5	2,14	4,20	8
240	240	85	9,5	13,0	6,5	184	42,3	3600	300	9,22	248	39,6	2,42	45	40	25	16,40	9,60	179	20,1	2,23	4,39	9
260	260	90	10,0	14,0	7,0	200	48,3	4820	379	9,99	317	47,7	2,56	50	40	25	17,60	10,40	221	21,8	2,36	4,66	9
280	280	95	10,0	15,0	7,5	216	53,3	6280	448	10,90	399	57,2	2,74	50	45	25	18,80	11,20	266	23,6	2,53	5,02	10
300	300	100	10,0	16,0	8,0	232	58,8	8030	535	11,70	495	67,8	2,90	55	45	25	20,00	12,00	316	25,4	2,70	5,41	11

DATOS PROCEDENTES PRONTUARIO ENSIDESA

## **Apéndice 15**

### **VALORES ESTÁTICOS DE PERFILES IPN**

TABLA 1.11  
VALORES ESTATICOS  
DE UN PERFIL



A = Area de la seccion  
I = Momento de inercia  
W = Modulo resistente  
 $i = \sqrt{\frac{I}{A}}$  = Radio de giro  
 $S_x =$  Momento estatico de media seccion  
 $S_x = \frac{I_x}{S_x}$  = Distancia entre los centros de compresion y traccion  
 $\eta =$  Rendimiento  
u = Perimetro

IPN	Dimensiones mm						Seccion A cm <sup>2</sup>	Peso P kg/m	Referido al eje x-x				Referido al eje y-y				w mm	w <sub>1</sub> mm	z d mm	e <sub>2</sub> mm	S <sub>x</sub> cm <sup>3</sup>	s <sub>x</sub> cm	η				
	h	b	t	r	r <sub>1</sub>	r <sub>2</sub>			I <sub>x</sub> cm <sup>4</sup>	W <sub>x</sub> cm <sup>3</sup>	i <sub>x</sub> cm	I <sub>y</sub> cm <sup>4</sup>	W <sub>y</sub> cm <sup>3</sup>	i <sub>y</sub> = i cm	I <sub>x</sub> cm <sup>4</sup>	W <sub>x</sub> cm <sup>3</sup>								i <sub>x</sub> cm	I <sub>y</sub> cm <sup>4</sup>	W <sub>y</sub> cm <sup>3</sup>	i <sub>y</sub> = i cm
80	80	42	3,9	5,9	2,3	59	7,58	5,95	77,8	19,5	3,20	6,29	3,00	0,91	22	10	—	4,43	11,4	6,84	3,1						
100	100	50	4,5	6,8	2,7	75	10,6	8,32	171	34,2	4,01	12,2	4,88	1,07	28	12	—	5,05	19,9	8,57	4,1						
120	120	58	5,1	7,7	3,1	92	14,2	11,1	328	54,7	4,81	21,5	7,41	1,23	32	14	—	5,67	31,8	10,3	4,5						
140	140	66	5,7	8,6	3,4	109	18,3	14,4	573	81,9	5,61	35,2	10,7	1,40	34	16	—	6,29	47,7	12,0	5,0						
160	160	74	6,3	9,5	3,8	125	22,8	17,9	935	117,9	6,40	54,7	14,8	1,55	40	18	—	6,91	68,0	13,7	6,1						
180	180	82	6,9	10,4	4,1	142	27,9	21,9	1450	161	7,20	81,3	19,8	1,71	44	19	—	7,53	93,4	15,5	7,0						
200	200	90	7,5	11,3	4,5	159	33,5	26,3	2140	214	8,00	117	26,0	1,87	48	22	—	8,15	125	17,2	8,1						
220	220	98	8,1	12,2	4,9	175	39,6	31,1	3060	278	8,80	162	33,1	2,02	52	23	—	8,77	162	18,9	8,5						
240	240	106	8,7	13,1	5,2	192	46,1	36,2	4250	354	9,59	221	41,7	2,20	56	25	—	9,39	206	20,6	9,0						
260	260	113	9,4	14,1	5,6	208	53,4	41,9	5740	442	10,4	288	51,0	2,32	60	27,5	—	10,15	257	22,3	10						
280	280	119	10,1	15,2	6,1	225	61,1	48,0	7590	542	11,1	364	61,2	2,45	62	28,5	—	11,04	316	24,0	11						
300	300	125	10,8	16,2	6,5	241	69,1	54,2	9800	653	11,9	451	72,2	2,56	64	30,5	—	11,83	381	25,7	12						
320	320	131	11,5	17,3	6,9	257	77,8	61,1	12510	782	12,7	555	84,7	2,67	70	30,5	—	12,72	457	27,4	12						
340	340	137	12,2	18,3	7,3	274	86,8	68,1	15700	923	13,5	674	98,4	2,80	74	31,5	—	13,51	540	29,1	13						
360	360	143	13,0	19,5	7,8	290	97,1	76,2	19610	1090	14,2	818	114	2,90	76	34,5	—	14,50	638	30,7	14						
380	380	149	13,7	20,5	8,2	306	107	84,0	24010	1260	15,0	975	131	3,02	82	34,5	—	15,29	741	32,4	15						
400	400	155	14,4	21,6	8,6	323	118	92,6	29210	1460	15,7	1160	149	3,13	86	35,5	—	16,18	857	34,1	15						
450	450	176	16,2	24,3	9,7	363	147	115	45850	2040	17,7	1730	203	3,43	94	39	—	18,35	1200	38,3	17						
500	500	185	18,0	27,0	10,8	404	180	141	68740	2750	19,6	2480	268	3,72	100	42,5	—	20,53	1620	42,4	19						
550	550	200	19,0	30,0	11,9	444	213	167	99180	3610	21,6	3490	349	4,02	110	45	—	23,00	2120	46,8	21						
600	600	215	21,6	32,4	13,0	485	254	199	139000	4680	23,4	4670	454	4,30	120	47,5	—	24,88	2730	50,9	23						

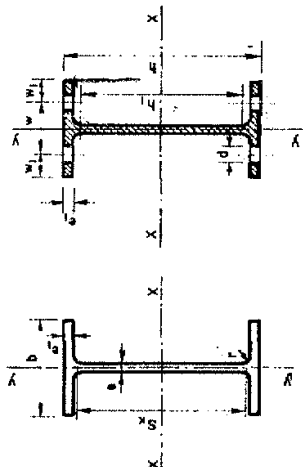
NOTA: PROCEDENTES PROPRIETARIO ENSIUSA

## **Apéndice 16**

### **VALORES ESTÁTICOS DE PERFILES IPE**

TABLA 1.12

VALORES ESTATICOS DE UN PERFIL ]



A = Area de la seccion  
 I = Momento de inercia  
 W = Modulo resistente

$$i = \sqrt{\frac{I}{A}} = \text{Radio de giro}$$

S<sub>x</sub> = Momento estatico de media seccion

$$S_x = \frac{I_x}{S_x} = \text{Distancia entre los centros de compresion y traccion}$$

γ = Rendimiento

u = Perimetro

IPE	Dimensiones mm						Seccion A cm <sup>2</sup>	Peso P kg/m	Referido al eje x-x				Referido al eje y-y				d mm	S <sub>x</sub> cm <sup>3</sup>	d <sub>x</sub> cm	γ = $\frac{W_x}{P}$
	h	b	e	d <sub>1</sub>	r	h <sub>1</sub>			I <sub>x</sub> cm <sup>4</sup>	W <sub>x</sub> cm <sup>3</sup>	i <sub>x</sub> cm	I <sub>y</sub> cm <sup>4</sup>	W <sub>y</sub> cm <sup>3</sup>	i <sub>y</sub> cm	W	W <sub>3</sub> mm				
80	80	46	3.8	5.2	5	59	7.64	6.00	80.1	20.0	3.24	8.49	3.69	1.05	25	10.5	6.4	11.6	6.90	3.34
100	100	55	4.1	5.7	7	74	10.3	8.10	171	34.2	4.07	15.9	5.79	1.24	30	12.5	8.4	19.7	8.68	4.22
120	120	64	4.4	6.3	7	83	13.2	10.4	318	53.0	4.90	27.7	8.65	1.45	35	14.5	8.4	30.4	10.5	5.11
140	140	73	4.7	6.9	7	112	16.4	12.9	541	77.3	5.74	44.9	12.3	1.65	40	16.5	11	44.2	12.3	6.00
160	160	82	5.0	7.4	9	127	20.1	15.8	869	109	6.58	68.3	16.7	1.84	44	19	13	61.9	14.0	6.89
180	180	91	5.3	8.0	9	146	23.9	18.8	1320	146	7.42	101	22.2	2.05	48	21.5	13	83.2	15.8	7.78
200	200	100	5.6	8.5	12	159	28.5	22.4	1940	194	8.26	142	28.5	2.24	52	24	13	110	17.6	8.69
220	220	110	5.9	9.2	12	177	33.4	26.2	2770	252	9.11	205	37.3	2.48	58	26	17	143	19.4	9.62
240	240	120	6.2	9.8	15	190	39.1	30.7	3890	324	9.97	284	47.3	2.69	65	27.5	17	183	21.2	10.6
270	270	135	6.6	10.2	15	219	45.9	36.1	5790	429	11.2	420	62.2	3.02	72	31.5	21	242	23.9	11.9
300	300	150	7.1	10.7	15	248	53.8	42.2	8360	557	12.5	604	80.5	3.35	80	35	23	314	26.6	13.2
330	330	160	7.5	11.5	18	271	62.6	49.1	11770	713	13.7	788	98.5	3.55	85	37.5	25	402	29.3	14.5
360	360	170	8.0	12.7	18	298	72.7	57.1	16270	904	15.0	1040	123	3.79	90	40	25	510	31.9	15.8
400	400	180	8.6	13.5	21	331	84.5	64.3	23130	1160	16.5	1320	146	3.95	95	42.5	28	654	35.4	17.4
450	450	190	9.4	14.6	21	378	98.8	77.6	33740	1500	18.5	1680	176	4.12	100	45	28	851	39.7	19.3
500	500	200	10.2	16.0	21	426	116	90.7	48200	1930	20.4	2140	214	4.31	110	45	28	1100	43.9	21.3
550	550	210	11.1	17.2	24	467	134	106	67120	2440	22.3	2670	254	4.45	115	47.5	28	1390	46.2	23.1
600	600	220	12.0	19.0	24	514	156	122	92080	3070	24.3	3390	308	4.66	120	50	28	1760	52.4	25.1

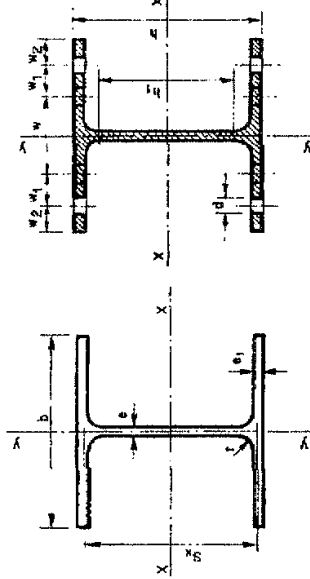
DATOS PROCEDENTES PRONTARIO EN S.D.E.S.A.

## **Apéndice 17**

### **VALORES ESTÁTICOS DE PERFILES HEA**

TABLA 1.13

VALORES ESTATICOS DE UN PERFIL



A = Area de la seccion  
 I = Momento de inercia  
 W = Modulo resistente

$i = \sqrt{\frac{I}{A}}$  = Radio de giro

Sx = Momento estatico de media seccion

Sx =  $\frac{I_x}{S_x}$  = Distancia entre los centros de compresion y traccion

T = Rendimiento

J = Perimetro

HEA	Dimensiones mm						Peso P kg/m	Seccion A cm²	Referido al eje x-x			Referido al eje y-y			w	w <sub>1</sub>	w <sub>2</sub>	d	S <sub>z</sub> cm³	s <sub>z</sub> cm		
	h	b	e	e <sub>1</sub>	r	h <sub>1</sub>			I <sub>x</sub> cm⁴	W <sub>x</sub> cm³	i <sub>x</sub> cm	I <sub>y</sub> cm⁴	W <sub>y</sub> cm³	i <sub>y</sub> cm							I <sub>z</sub> cm⁴	W <sub>z</sub> cm³
100	96	100	5	8	12	56	21,2	16,7	349	72,8	4,06	134	26,8	2,51	55	—	22,5	13	41,5	8,41		
120	114	120	5	8	12	74	25,3	19,9	606	106	4,88	231	38,5	3,02	65	—	27,5	17	59,7	10,1		
140	133	140	5,5	8,5	12	92	31,4	24,7	1 030	155	5,73	389	55,6	3,52	75	—	32,5	21	86,7	11,9		
160	152	160	6	9	15	104	38,8	30,4	1 670	220	6,57	670	76,9	3,98	85	—	37,5	23	123	13,6		
180	171	180	6	9,5	15	122	45,3	35,5	2 510	294	7,45	925	103	4,52	100	—	40	25	162	15,5		
200	190	200	6,5	10	18	134	53,8	42,3	3 690	389	8,28	1 340	134	4,98	110	—	45	25	215	17,2		
220	210	220	7	11	18	152	64,3	50,5	5 410	515	9,17	1 950	178	5,51	120	—	50	25	284	19,0		
240	230	240	7,5	12	21	164	76,8	60,3	7 760	675	10,11	2 770	231	6,00	90	35	40	25	372	20,9		
260	250	260	7,5	12,5	24	177	86,8	68,2	10 450	836	11,0	3 670	282	6,50	100	40	40	25	460	22,7		
280	270	280	8	13	24	196	97,3	76,4	13 670	1 070	11,9	4 760	340	7,00	110	45	40	25	556	24,6		
300	290	300	8,5	14	27	208	113	88,3	18 260	1 260	12,7	6 310	421	7,47	120	50	40	25	692	26,4		
320	310	300	9	15,5	27	225	124	97,6	22 930	1 480	13,6	6 990	466	7,51	120	50	40	25	814	28,2		
340	330	300	9,5	16,5	27	243	133	105	27 680	1 680	14,4	7 440	496	7,46	120	50	40	25	925	29,9		
360	350	300	10	17,5	27	261	143	112	33 090	1 890	15,2	7 890	526	7,43	120	50	40	25	1 040	31,7		
400	390	300	11	19	27	298	159	125	45 070	2 310	16,8	8 560	571	7,34	120	50	40	25	1 280	35,2		
450	440	300	11,5	21	27	344	178	140	63 720	2 900	18,9	9 470	631	7,29	120	50	45	25	1 610	39,6		
500	490	300	12	23	27	390	198	155	86 970	3 550	21,0	10 370	691	7,24	120	45	45	28	1 970	44,1		
550	540	300	12,5	24	27	438	212	166	111 900	4 150	23,0	10 820	721	7,15	120	45	45	28	2 310	48,4		
600	590	300	13	25	27	486	226	178	141 200	4 790	25,0	11 270	751	7,05	120	45	45	28	2 680	52,8		

DATOS PROCEDENTES PRONTUARIO INSIDESA

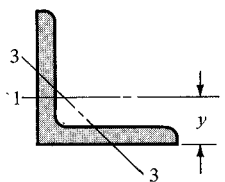
## Apéndice 18

### VALORES ESTÁTICOS DE PERFILES ANGULARES

TABLA A-6

Propiedades de perfiles angulares de acero estructural\*†

$w$  = peso por pie, lb/ft  
 $m$  = masa por metro, kg/m  
 $A$  = área transversal, in<sup>2</sup> (cm<sup>2</sup>)  
 $I$  = segundo momento de área, in<sup>4</sup> (cm<sup>4</sup>)  
 $k$  = radio de giro, in (cm)  
 $y$  = distancia centroidal, in (cm)  
 $Z$  = módulo de sección, in<sup>3</sup> (cm<sup>3</sup>)

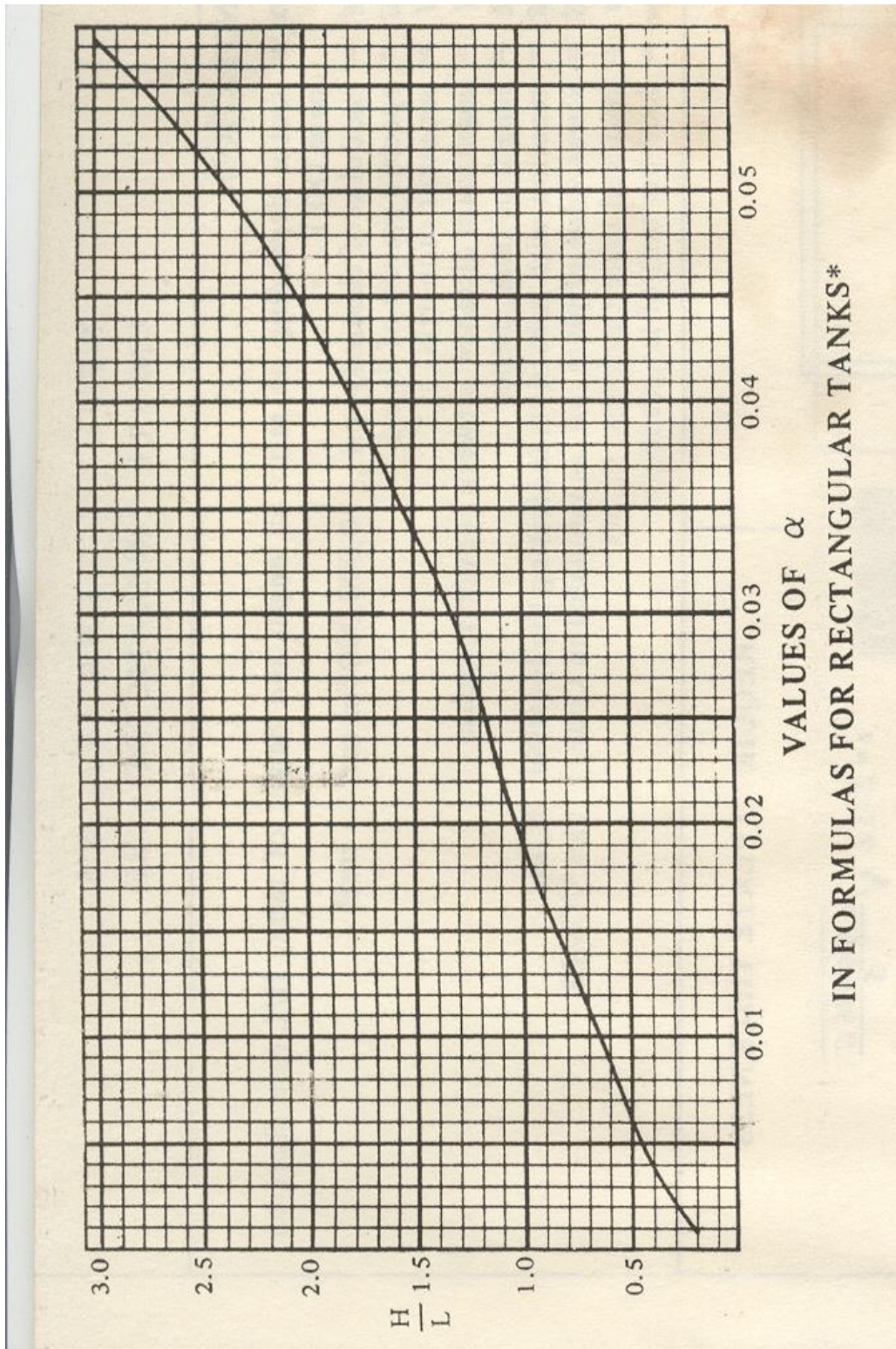


TAMAÑO, in	$w$	$A$	$I_{1-1}$	$k_{1-1}$	$Z_{1-1}$	$y$	$k_{3-3}$
$1 \times 1 \times \frac{1}{8}$	0.80	0.234	0.021	0.298	0.029	0.290	0.191
$\times \frac{1}{4}$	1.49	0.437	0.036	0.287	0.054	0.336	0.193
$1\frac{1}{2} \times 1\frac{1}{2} \times \frac{1}{8}$	1.23	0.36	0.074	0.45	0.068	0.41	0.29
$\times \frac{1}{4}$	2.34	0.69	0.135	0.44	0.130	0.46	0.29
$2 \times 2 \times \frac{1}{8}$	1.65	0.484	0.190	0.626	0.131	0.546	0.398
$\times \frac{1}{4}$	3.19	0.938	0.348	0.609	0.247	0.592	0.391
$\times \frac{3}{8}$	4.7	1.36	0.479	0.594	0.351	0.636	0.389
$2\frac{1}{2} \times 2\frac{1}{2} \times \frac{1}{4}$	4.1	1.19	0.703	0.769	0.394	0.717	0.491
$\times \frac{3}{8}$	5.9	1.73	0.984	0.753	0.566	0.762	0.487
$3 \times 3 \times \frac{1}{4}$	4.9	1.44	1.24	0.930	0.577	0.842	0.592
$\times \frac{3}{8}$	7.2	2.11	1.76	0.913	0.833	0.888	0.587
$\times \frac{1}{2}$	9.4	2.75	2.22	0.898	1.07	0.932	0.584
$3\frac{1}{2} \times 3\frac{1}{2} \times \frac{1}{4}$	5.8	1.69	2.01	1.09	0.794	0.968	0.694
$\times \frac{3}{8}$	8.5	2.48	2.87	1.07	1.15	1.01	0.687
$\times \frac{1}{2}$	11.1	3.25	3.64	1.06	1.49	1.06	0.683
$4 \times 4 \times \frac{1}{4}$	6.6	1.94	3.04	1.25	1.05	1.09	0.795
$\times \frac{3}{8}$	9.8	2.86	4.36	1.23	1.52	1.14	0.788
$\times \frac{1}{2}$	12.8	3.75	5.56	1.22	1.97	1.18	0.782
$\times \frac{5}{8}$	15.7	4.61	6.66	1.20	2.40	1.23	0.779
$6 \times 6 \times \frac{3}{8}$	14.9	4.36	15.4	1.88	3.53	1.64	1.19
$\times \frac{1}{2}$	19.6	5.75	19.9	1.86	4.61	1.68	1.18
$\times \frac{5}{8}$	24.2	7.11	24.2	1.84	5.66	1.73	1.18
$\times \frac{3}{4}$	28.7	8.44	28.2	1.83	6.66	1.78	1.17



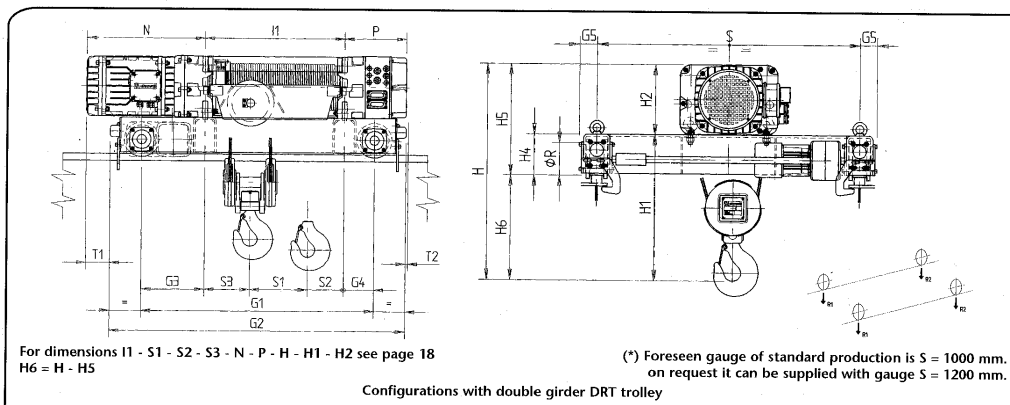
## **Apéndice 19**

### **CONSTANTE PARA FÓRMULAS DE CÁLCULO DE ESFUERZOS Y ESPESORES EN TANQUES RECTANGULARES**

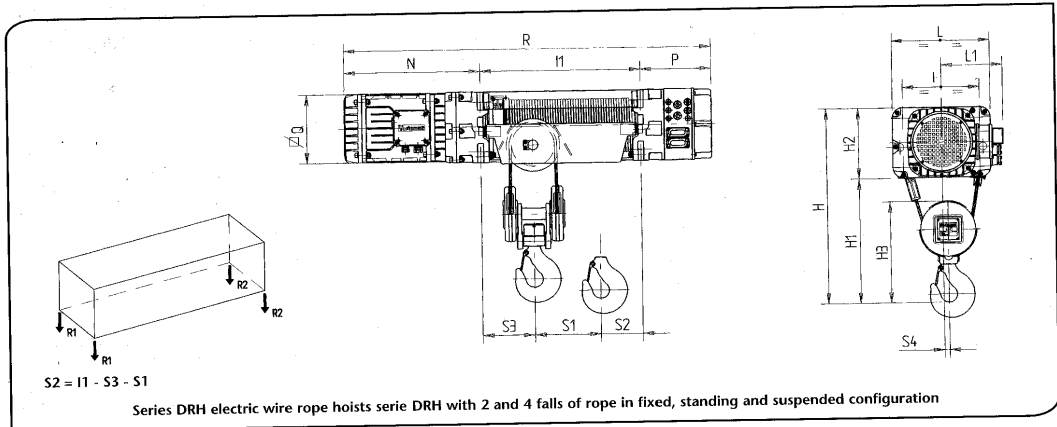


Apéndice 20

## CARACTERÍSTICAS TÉCNICAS DE POLIPASTO



Rope falls N°	DRH	Type of drum C-N-L	Trolley DRT	Weight DRH-DRT (kg)	Overall dimensions (mm)										
					G1	G2	G3	G4	G5	T1	T2	S (*)	ØR	H4	H5
2/1	1	C	1	310	1000	1270	470	130	67	-125	-10	1000	125	158	388
		N	1	320	1000	1270	355	130	67	-10	-10	1000	125	158	388
		L	1	370	1400	1670	380	130	67	-35	-10	1000	125	158	388
	2	C	1	365	1000	1270	390	130	67	0	5	1000	125	158	428
		N	1	375	1000	1270	270	130	67	120	5	1000	125	158	428
		L	1	435	1400	1670	270	130	67	120	5	1000	125	158	428
4/1	3	C	2	780	1200	1520	440	160	82	105	-115	1000	160	200	580
		N	2	805	1200	1520	300	160	82	245	-115	1000	160	200	580
		L	2	925	1700	2020	280	160	82	265	-115	1000	160	200	580
	4	C	3	1355	1400	1790	490	190	97	170	-165	1000	200	240	710
		N	3	1395	1400	1790	350	190	97	310	-165	1000	200	240	710
		L	3	1600	2000	2390	350	230	97	310	-205	1000	200	240	710

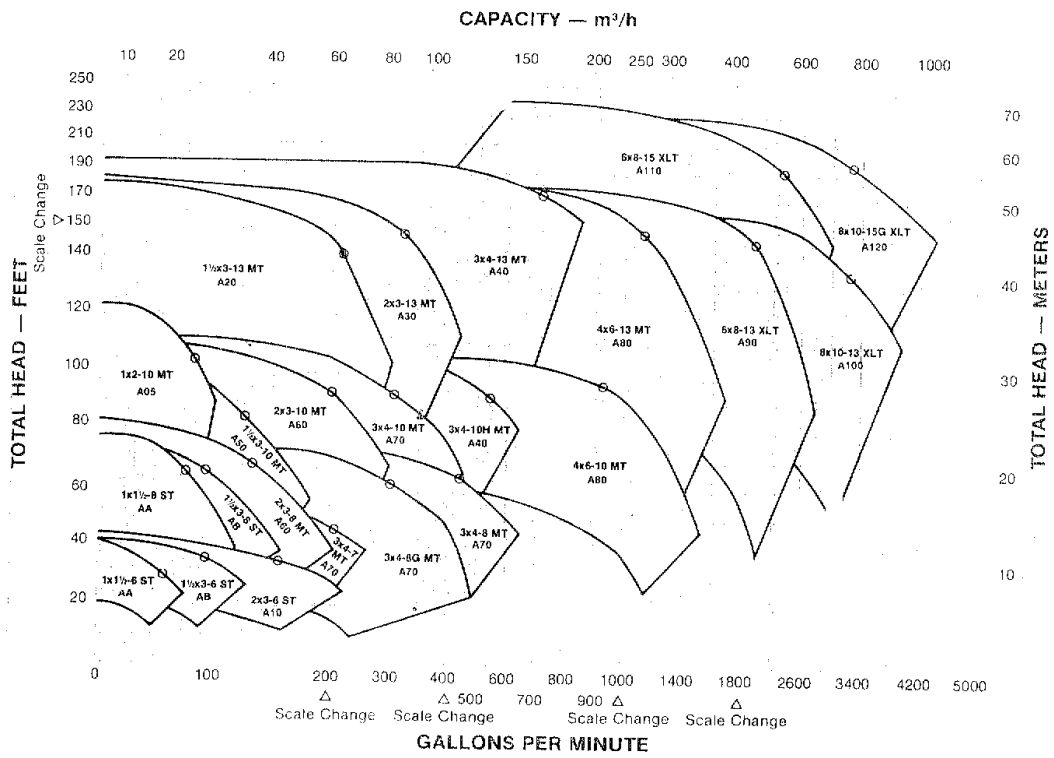


Falls of rope N°	DRH	Type of drum C-N-L	Hoist weight (kg)	Overall dimensions (mm)															
				H	H1	H2	H3	I	I1	L	L1	R	N	P	Q	S1	S3	S4	
1	C		132	690	460	230	390	250	400	320	210	1135	480	255	225	125	95	28	
	N		141	690	460	230	390	250	515	320	210	1250	480	255	225	185	95	28	
	L		160	690	460	230	390	250	890	320	210	1625	480	255	225	275	95	28	
2	C		180	820	550	270	445	290	480	370	235	1275	525	270	260	160	100	30	
	N		195	820	550	270	445	290	600	370	235	1395	525	270	260	220	100	30	
	L		215	820	550	270	445	290	1000	370	235	1795	525	270	260	310	100	30	
3	C		460	1090	710	380	595	370	600	480	290	1510	705	205	300	195	130	40	
	N		490	1090	710	380	595	370	740	480	290	1650	705	205	300	265	130	40	
	L		565	1090	710	380	595	370	1260	480	290	2170	705	205	300	375	130	40	
4	C		855	1400	920	470	750	460	720	600	360	1795	855	220	340	290	170	45	
	N		890	1400	920	470	750	460	860	600	360	1935	855	220	340	290	170	45	
	L		1010	1400	920	470	750	460	1420	600	360	2495	855	220	340	400	170	45	

Capacity (kg)	FEM Group of the hoist	Life and service reducers/ motors <sup>(1)</sup>	Type DRH	Typical data of the DRH electric wire rope hoists											Type of trolley on the hoist	
				Speed at 50 Hz (m/min.) <sup>(2)</sup>		Motor power (kW) <sup>(3)</sup>		Lifting height (m) with rope drum <sup>(4) (5) (6)</sup>					Rope <sup>(5)</sup>		monorail DST - N/R	double order DRT
				1 Speed	2 Speed	1 Speed	2 Speed	C	N	L	X1	X2	N° falls	Ø/Type (mm)		
800	3m	> 5m	12L3•D	8	8/2,6	1,25	1,25/0,45	8	12	24	34	45	2/1	7B (7B)	1	1
	3m	3m	12V3•D	12	12/4	2	2/0,65	8	12	24	34	45	2/1	7B (7B)	1	1
1000	3m	> 5m	14L3•E	4	4/1,3	0,8	0,8/0,3	4	6	9	14	19	4/1	7B (7B)	1	1
	3m	5m	14V3•E	6	6/2	1,25	1,25/0,45	4	6	9	14	19	4/1	7B (7B)	1	1
	2m	4m	12L2•E	8	8/2,6	1,6	1,6/0,55	8	12	24	34	45	2/1	7B (7B)	1	1
	3m	4m	12L3•E	8	8/2,6	1,6	1,6/0,55	8	12	24	34	45	2/1	7B (7B)	1	1
	2m	2m	12V2•E	12	12/4	2,5	2,5/0,85	8	12	24	34	45	2/1	7B (7B)	1	1
	3m	4m	22V3•E	12	12/4	2,5	2,5/0,85	10	14	26	34	43	2/1	8M (8B)	1	1
1250	3m	> 5m	14L3•F	4	4/1,3	1	1/0,35	4	6	9	14	19	4/1	7B (7B)	1	1
	3m	4m	14V3•F	6	6/2	1,25	1,25/0,45	4	6	9	14	19	4/1	7B (7B)	1	1
	1Am	3m	12L1•F	8	8/2,6	2	2/0,65	8	12	24	34	45	2/1	7B (7B)	1	1
	3m	3m	12L3•F	8	8/2,6	2	2/0,65	8	12	24	34	45	2/1	7M (7A)	1	1
	1Am	1Am	12V1•F	12	12/4	3	3/1	8	12	24	34	45	2/1	7B (7B)	1	1
	2m	3m	22V2•F	12	12/4	3	3/1	10	14	26	34	43	2/1	9B (9B)	1	1
	3m	3m	22V3•F	12	12/4	3	3/1	10	14	26	34	43	2/1	8M (8B)	1	1
1600	3m	5m	14L3•G	4	4/1,3	1,25	1,25/0,45	4	6	9	14	19	4/1	7B (7B)	1	1
	3m	3m	14V3•G	6	6/2	2	2/0,65	4	6	9	14	19	4/1	7B (7B)	1	1
	1Am	2m	12L1•G	8	8/2,6	2,5	2,5/0,85	8	12	24	34	45	2/1	7M (7A)	1	1
	2m	2m	12L2•G	8	8/2,6	2,5	2,5/0,85	8	12	24	34	45	2/1	7M (7A)	1	1
	3m	4m	22L3•G	8	8/2,6	2,5	2,5/0,85	10	14	26	34	43	2/1	8A (8A)	1	1
	2m	2m	22V2•G	12	12/4	4	4/1,3	10	14	26	34	43	2/1	9B (9B)	1	1
	3m	5m	32V3•G	12	12/4	4	4/1,3	10	14	28	37	47	2/1	12M (12A)	2 (8)	2
2000	2m	4m	14L2•H	4	4/1,3	1,6	1,6/0,55	4	6	9	14	19	4/1	7B (7B)	1	1
	3m	4m	14L3•H	4	4/1,3	1,6	1,6/0,55	4	6	9	14	19	4/1	7B (7B)	1	1
	2m	2m	14V2•H	6	6/2	2,5	2,5/0,85	4	6	9	14	19	4/1	7B (7B)	1	1
	3m	4m	24V3•H	6	6/2	2,5	2,5/0,85	5	7	10	14	18	4/1	8M (8B)	2	1
	1Am	1Am	12L1•H	8	8/2,6	3	3/1	8	12	24	34	45	2/1	7A (7A)	1	1
	2m	3m	22L2•H	8	8/2,6	3	3/1	10	14	26	34	43	2/1	9B (9B)	1	1
	3m	3m	22L3•H	8	8/2,6	3	3/1	10	14	26	34	43	2/1	8A	1	1
	1Am	1Am	22V1•H	12	12/4	5	5/1,7	10	14	26	34	43	2/1	9B (9B)	1	1
	2m	4m	32V2•H	12	12/4	5	5/1,7	10	14	28	37	47	2/1	13B (13B)	2 (8)	2
	3m	4m	32V3•H	12	12/4	5	5/1,7	10	14	28	37	47	2/1	12M (12A)	2 (8)	2
2500	1Am	3m	14L1•I	4	4/1,3	2	2/0,65	4	6	9	14	19	4/1	7B (7B)	1	1
	3m	3m	14L3•I	4	4/1,3	2	2/0,65	4	6	9	14	19	4/1	7M (7A)	1	1
	1Am	1Am	14V1•I	6	6/2	3	3/1	4	6	9	14	19	4/1	7B (7B)	1	1
	2m	3m	24V2•I	6	6/2	3	3/1	5	7	10	14	18	4/1	9B (9B)	2	1
	3m	3m	24V3•I	6	6/2	3	3/1	5	7	10	14	18	4/1	8M (8B)	2	1
	1Am	2m	22L1•I	8	8/2,6	4	4/1,3	10	14	26	34	43	2/1	9M (9A)	1	1
	2m	2m	22L2•I	8	8/2,6	4	4/1,3	10	14	26	34	43	2/1	9M (9A)	1	1
	3m	5m	32L3•I	8	8/2,6	4	4/1,3	10	14	28	37	47	2/1	12M (12B)	2 (8)	2
	2m	3m	32V2•I	12	12/4	6	6/2	10	14	28	37	47	2/1	13B (13B)	2 (8)	2
	3m	3m	32V3•I	12	12/4	6	6/2	10	14	28	37	47	2/1	12M (12A)	2 (8)	2

## Apéndice 21

### CURVAS DE SELECCIÓN DE BOMBAS GOULDS

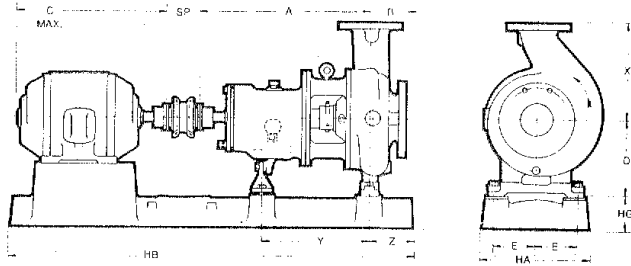


## **Apéndice 22**

### **CARACTERÍSTICAS TÉCNICAS DE BOMBA SELECCIONADA**

# Model 3196

All dimensions in inches and (mm) Not to be used for construction.



## DIMENSIONS DETERMINED BY PUMP

Model	Pump Size	ANSI Designation	Discharge Size	Suction Size	X	A	B	D	Y	Z	E	SP	Shaft Diameter at Cplg.	Key-Way	Pump Weight lbs. (kg.)
3196 ST	1 x 1½-6	AA	1	1½	6½ (165)	13½ (343)	4 (102)	5¼ (133)	7¼ (184)	4½ (114)	3 (76.2)	3½ (95.3)	¾ (22.2)	¾ x ¾ (4.8 x 2.4)	94 (38)
	1½ x 3-6	AB	1½	3											92 (42)
	2 x 3-6		2	3											95 (43)
	1 x 1½-8	AA	1	1½											100 (45)
	1½ x 3-8	AB	1½	3											106 (49)
3196 MT	2 x 3-6	A10	2	3	8½ (210)	19½ (495)	4 (102)	8 (210)	12 (318)	4 (114)	4½ (95.3)	3½ (95.3)	1 (28.6)	1½ x 1½ (6.4 x 3.2)	165 (82)
	3 x 4-7	A70	3	4	11 (280)										220 (100)
	2 x 3-8	A60	2	3	9½ (242)										200 (91)
	3 x 4-8	A70	3	4	11 (280)										220 (100)
	3 x 4-8G	A70	3	4	11 (280)										220 (100)
	1 x 2-10	A05	1	2	8½ (216)										200 (91)
	1½ x 3-10	A50	1½	3	8½ (216)										220 (100)
	2 x 3-10	A60	2	3	9½ (242)										230 (104)
	3 x 4-10	A70	3	4	11 (280)										265 (120)
	3 x 4-10H	A40	3	4	12½ (318)										275 (125)
	4 x 6-10	A80	4	6	13½ (343)										305 (138)
	1½ x 3-13	A20	1½	3	10½ (267)										245 (111)
	2 x 3-13	A30	2	3	11½ (292)										275 (125)
	3 x 4-13	A40	3	4	12½ (318)										330 (150)
	4 x 6-13	A80	4	6	13½ (343)										405 (182)
3196 XLT	6 x 8-13	A90	6	8	16 (406)	27½ (708)	6 (152)	14½ (368)	18½ (476)	6 (165)	8 (203)	5 (133)	2½ (60.3)	¾ x 1½ (15.9 x 7.9)	560 (254)
	8 x 10-13	A100	8	10	18 (457)										670 (304)
	6 x 8-15	A110	6	8	18 (457)										610 (277)
	8 x 10-15	A120	8	10	19 (483)										740 (336)
	8 x 10-15G	A120	8	10	19 (483)										710 (322)

\*On LTC frame, shaft diameter at coupling is 1½" (47.6) keyway is ½" x ½" (12.7) x (6.4) ps.

## DIMENSIONS DETERMINED BY MOTOR

Model	Bed-plate	MOTOR				REDPLATE		Approx. Bedplate Weight Lbs. (kg.)
		Motor Frame Sizes Applicable	C Max.	HA	HB	HG ¾ (9.5)	¾ (3.2)	
3196 ST	1	56-145	13½ (343)	10 (254)	36 (889)	3 (76.2)		75 (34)
	2	182-215	19½ (495)	12 (305)	38 (991)	3½ (82.6)		80 (36)
	3	254-286	27 (686)	15 (381)	46 (1168)	4½ (105)		120 (54)
3196 MT	1	143-215	19½ (495)	12 (305)	45 (1143)	3¾ (95.3)	3¾ (95.3)	105 (48)
	2	254-286	27 (686)	15 (381)	52 (1321)	4½ (105)	4½ (105)	155 (70)
	3	324-326	30 (762)	18 (457)	58 (1473)	4¾ (121)	4¾ (121)	205 (93)
		364-365	34 (864)	18 (457)	58 (1473)	5¾ (146)	4¾ (121)	
	4	404-405	35½ (902)	18 (457)	80 (1524)	6¾ (171)	5 (127)	240 (109)
	440 SER	46½ (1181)	18 (457)	80 (1524)	7¾ (197)	6 (152)		
3196 XLT	1	213-256	24 (610)	26 (660)	62 (1575)	4 (102)		375 (170)
	2	284-365	34 (864)	22 (559)	68 (1730)	4¾ (121)		
	3	404-445	46½ (1181)	22 (559)	80 (2032)	4¾ (121)		460 (209)
	4	447	46½ (1181)	26 (660)	74 (1880)	4 (102)		435 (198)

## TAPPED OPENINGS

Color Indicates Items furnished standard

PURPOSE	No. of Taps	TAP SIZE		
		3196 ST	3196 MT	3196 XLT
Lantern Ring Connection or Seal Flush	1	¾"	¾"	¾"
Frame Adapter Drain	1	SLOT	1"	1"
Casing Drain (with asbestos gasket)	1	¾"	¾"	¾"
Alternate Casing Drain	1	¾"	¾"	¾"
Bearing Frame Cooling	4	½"	½"	½"
Discharge Gage Connection	1	½"	½"	½"
Suction Gage Connection	1	½"	¾"	¾"
Bypass Connection	1	½"	½"	½"
Quench Gland Connection (packing gland)	2	½"	¾"	¾"

□ 2 Taps on Model 3196 XLT.  
 ■ 4x6-10 and 4x6-13 have no tap. 3x4-8 and 3x4-13 have 1" (6.4) tap.

Model 3196 MT illustrated. Dimensions apply to 3196 ST, 3196 MT and 3196 XLT. Dimensions apply to both 150 and 300 pound flanges. Flanges are drilled to ANSI dimensions.

<sup>1</sup>Applies to pumps where D = 8½"

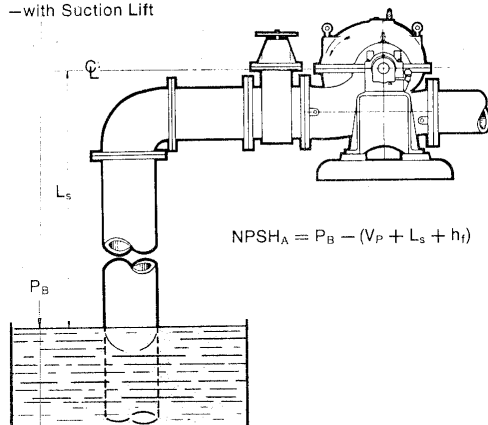
<sup>2</sup>Applies to pumps where D = 10"



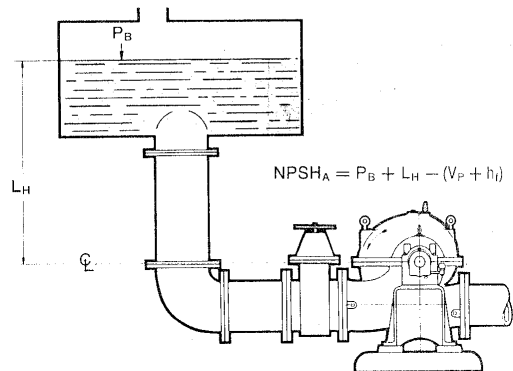
## Apéndice 23

### SISTEMA DE CÁLCULO DE CABEZAL POSITIVO DE SUCCION

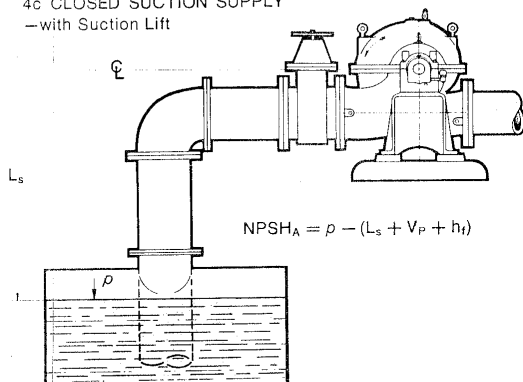
4a SUCTION SUPPLY OPEN TO ATMOSPHERE  
—with Suction Lift



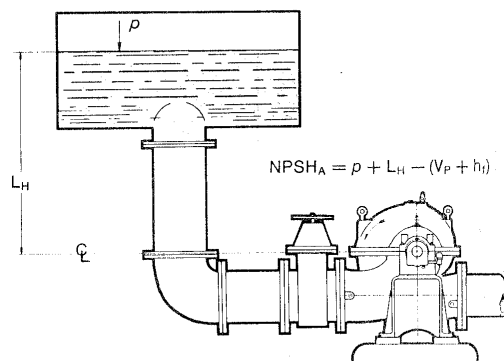
4b SUCTION SUPPLY OPEN TO ATMOSPHERE  
—with Suction Head



4c CLOSED SUCTION SUPPLY  
—with Suction Lift



4d CLOSED SUCTION SUPPLY  
—with Suction Head



$P_B$  = Barometric pressure, in feet absolute.  
 $V_p$  = Vapor pressure of the liquid at maximum pumping temperature, in feet absolute.  
 $P$  = Pressure on surface of liquid in closed suction tank, in feet absolute.

$L_s$  = Maximum static suction lift in feet.  
 $L_H$  = Minimum static suction head in feet.  
 $h_f$  = Friction loss in feet in suction pipe at required capacity

Fig. 4 Calculation of system Net Positive Suction Head Available for typical suction conditions.

## **Apéndice 24**

### **VALORES RECOMENDADOS DE PERDIDAS POR FRICCIÓN**

U.S. Gallons per Minute	1/8 In. (0.269" I.D.)			1/4 In. (0.364" I.D.)			3/8 In. (0.493" I.D.)			1/2 In. (0.622" I.D.)			U.S. Gallons per Minute
	V (Ft./Sec.)	V <sup>2</sup> /2g	h <sub>r</sub> (Ft./100 ft.)	V	V <sup>2</sup> /2g	h <sub>r</sub>	V	V <sup>2</sup> /2g	h <sub>r</sub>	V	V <sup>2</sup> /2g	h <sub>r</sub>	
0.2	1.13	0.020	2.72										0.2
0.4	2.26	0.079	16.2	1.23	0.024	3.7							0.4
0.6	3.39	0.178	33.8	1.85	0.053	7.6	1.01	0.016	1.74				0.6
0.8	4.52	0.317	57.4	2.47	0.095	12.7	1.34	0.028	2.89				0.8
1.0	5.65	0.495	87.0	3.08	0.148	19.1	1.68	0.044	4.30	1.06	0.017	1.86	1.0
1.5	8.48	1.12	188	4.62	0.332	40.1	2.52	0.099	8.93	1.58	0.039	2.85	1.5
2.0	11.3	1.98	324	6.17	0.591	69.0	3.36	0.176	15.0	2.11	0.069	4.78	2.0
2.5				7.71	0.923	105	4.20	0.274	22.6	2.64	0.108	7.16	2.5
3.0				9.25	1.33	148	5.04	0.395	31.8	3.17	0.156	10.0	3.0
3.5				10.79	1.81	200	5.88	0.538	42.6	3.70	0.212	13.3	3.5
4.0				12.33	2.36	259	6.72	0.702	54.9	4.22	0.277	17.1	4.0
4.5				13.87	2.99	326	7.56	0.889	68.4	4.75	0.351	21.3	4.5
5				15.42	3.69	398	8.40	1.10	83.5	5.28	0.433	25.8	5
6							10.1	1.58	118	6.34	0.624	36.5	6
7							11.8	2.15	158	7.39	0.849	48.7	7
8							13.4	2.81	205	8.45	1.11	62.7	8
9							15.1	3.56	258	9.50	1.40	78.3	9
10							16.8	4.39	316	10.6	1.73	95.9	10
12										12.7	2.49	136	12
14										14.8	3.40	183	14

U.S. Gallons per Minute	3/4 In. (0.824" I.D.)			1 In. (1.049" I.D.)			1 1/4 In. (1.3880 I.D.)			1 1/2 In. (1.610" I.D.)			U.S. Gallons per Minute
	V	V <sup>2</sup> /2g	h <sub>r</sub>	V	V <sup>2</sup> /2g	h <sub>r</sub>	V	V <sup>2</sup> /2g	h <sub>r</sub>	V	V <sup>2</sup> /2g	h <sub>r</sub>	
4	2.41	0.090	4.21	1.48	0.034	1.29							4
5	3.01	0.141	6.32	1.86	0.053	1.93							5
6	3.61	0.203	8.87	2.23	0.077	2.68	1.29	0.026	0.70				6
7	4.21	0.276	11.8	2.60	0.105	3.56	1.50	0.035	0.93				7
8	4.81	0.360	15.0	2.97	0.137	4.54	1.72	0.046	1.18	1.26	0.025	0.56	8
9	5.42	0.456	18.8	3.34	0.173	5.65	1.93	0.058	1.46	1.42	0.031	0.69	9
10	6.02	0.563	23.0	3.71	0.214	6.86	2.15	0.071	1.77	1.58	0.039	0.83	10
12	7.22	0.810	32.6	4.45	0.308	9.62	2.57	0.103	2.48	1.89	0.056	1.16	12
14	8.42	1.10	43.5	5.20	0.420	12.8	3.00	0.140	3.28	2.21	0.076	1.53	14
16	9.63	1.44	56.3	5.94	0.548	16.5	3.43	0.183	4.20	2.52	0.099	1.96	16
18	10.8	1.82	70.3	6.68	0.694	20.6	3.86	0.232	5.22	2.84	0.125	2.42	18
20	12.0	2.25	86.1	7.42	0.857	25.1	4.29	0.286	6.34	3.15	0.154	2.94	20
25	15.1	3.54	134	9.29	1.34	37.4	5.37	0.448	9.66	3.94	0.241	4.50	25
30	18.1	5.06	187	11.1	1.93	54.6	6.44	0.644	13.6	4.73	0.347	6.26	30
35				13.0	2.62	73.3	7.52	0.879	18.5	5.52	0.473	8.38	35
40				14.8	3.43	95.0	8.58	1.14	23.5	6.30	0.618	10.8	40
45				16.7	4.33	119	9.66	1.45	29.5	7.10	0.783	13.5	45
50				18.6	5.35	146	10.7	1.79	36.0	7.88	0.965	16.4	50
60				22.3	7.71	209	12.9	2.57	51.0	9.46	1.39	23.2	60
70				26.0	10.5	283	15.0	3.50	68.8	11.0	1.89	31.3	70
80							17.2	4.58	89.2	12.6	2.47	40.5	80
90							19.3	5.79	112	14.2	3.13	51.0	90
100							21.5	7.15	138	15.8	3.86	62.2	100
120							25.7	10.3	197	18.9	5.56	88.3	120
140										22.1	7.56	119	140

U.S. Gallons per Minute	2 In. (2.067" I.D.)			2½ In. (2.469" I.D.)			3 In. (3.068" I.D.)			3½ In. (3.548" I.D.)			U.S. Gallons per Minute
	V	$\frac{V^2}{2g}$	$h_f$	V	$\frac{V^2}{2g}$	$h_f$	V	$\frac{V^2}{2g}$	$h_f$	V	$\frac{V^2}{2g}$	$h_f$	
30	2.87	0.128	1.82	2.01	0.063	0.75							30
35	3.35	0.174	2.42	2.35	0.085	1.00							35
40	3.82	0.227	3.10	2.68	0.112	1.28							40
50	4.78	0.355	4.67	3.35	0.174	1.94	2.17	0.073	0.66				50
60	5.74	0.511	6.59	4.02	0.251	2.72	2.60	0.105	0.92	1.95	0.059	0.45	60
80	7.65	0.909	11.4	5.36	0.447	4.66	3.47	0.187	1.57	2.60	0.105	0.77	80
100	9.56	1.42	17.4	6.70	0.698	7.11	4.34	0.293	2.39	3.25	0.164	1.17	100
120	11.5	2.05	24.7	8.04	1.00	10.0	5.21	0.421	3.37	3.89	0.236	1.64	120
140	13.4	2.78	33.2	9.38	1.37	13.5	6.08	0.574	4.51	4.54	0.321	2.18	140
160	15.3	3.64	43.0	10.7	1.79	17.4	6.94	0.749	5.81	5.19	0.419	2.80	160
180	17.2	4.60	54.1	12.1	2.26	21.9	7.81	0.948	7.28	5.84	0.530	3.50	180
200	19.1	5.68	66.3	13.4	2.79	26.7	8.68	1.17	8.90	6.49	0.655	4.27	200
220	21.0	6.88	80.0	14.7	3.38	32.2	9.55	1.42	10.7	7.14	0.792	5.12	220
240	22.9	8.18	95.0	16.1	4.02	38.1	10.4	1.69	12.6	7.79	0.943	6.04	240
260	24.9	9.60	111	17.4	4.72	44.5	11.3	1.98	14.7	8.44	1.11	7.04	260
280	26.8	11.1	128	18.8	5.47	51.3	12.2	2.29	16.9	9.09	1.28	8.11	280
300	28.7	12.8	146	20.1	6.28	58.5	13.0	2.63	19.2	9.74	1.47	9.26	300
350				23.5	8.55	79.2	15.2	3.57	26.3	11.3	2.00	12.4	350
400				26.8	11.2	103	17.4	4.68	33.9	13.0	2.62	16.2	400
500				33.5	17.4	160	21.7	7.32	52.5	16.2	4.09	25.0	500
600							26.0	10.5	74.8	19.5	5.89	35.6	600
700							30.4	14.3	101	22.7	8.02	48.0	700
800							34.7	18.7	131	26.0	10.5	62.3	800
1000										32.5	16.4	96.4	1000

U.S. Gallons per Minute	4 In. (4.026" I.D.)			5 In. (5.047" I.D.)			6 In. (6.065" I.D.)			8 In. (7.981" I.D.)			U.S. Gallons per Minute
	V	$\frac{V^2}{2g}$	$h_f$	V	$\frac{V^2}{2g}$	$h_f$	V	$\frac{V^2}{2g}$	$h_f$	V	$\frac{V^2}{2g}$	$h_f$	
140	3.53	0.193	1.16	2.25	0.078	0.38							140
160	4.03	0.253	1.49	2.57	0.102	0.49							160
180	4.54	0.320	1.86	2.89	0.129	0.61							180
200	5.04	0.395	2.27	3.21	0.160	0.74	2.22	0.077	0.30				200
240	6.05	0.569	3.21	3.85	0.230	1.03	2.66	0.110	0.42				240
280	7.06	0.774	4.30	4.49	0.313	1.38	3.11	0.150	0.56				280
320	8.06	1.01	5.51	5.13	0.409	1.78	3.55	0.196	0.72				320
360	9.07	1.28	6.92	5.77	0.518	2.22	4.00	0.240	0.90				360
400	10.1	1.58	8.47	6.41	0.639	2.72	4.44	0.307	1.09	2.57	0.102	0.28	400
450	11.3	2.00	10.5	7.23	0.811	3.42	5.00	0.388	1.37	2.89	0.129	0.35	450
500	12.6	2.47	13.0	8.02	0.999	4.16	5.55	0.479	1.66	3.21	0.160	0.42	500
600	15.1	3.55	18.6	9.62	1.44	5.88	6.66	0.690	2.34	3.85	0.230	0.60	600
700	17.6	4.84	25.0	11.2	1.96	7.93	7.77	0.939	3.13	4.49	0.313	0.80	700
800	20.2	6.32	32.4	12.8	2.56	10.2	8.88	1.23	4.03	5.13	0.409	1.02	800
900	22.7	8.00	40.8	14.4	3.24	12.9	9.99	1.55	5.05	5.77	0.518	1.27	900
1000	25.2	9.87	50.2	16.0	4.00	15.8	11.1	1.92	6.17	6.41	0.639	1.56	1000
1200	30.2	14.2	72.0	19.2	5.76	22.5	13.3	2.76	8.76	7.70	0.920	2.20	1200
1400	35.3	19.3	97.6	22.5	7.83	30.4	15.5	3.76	11.8	8.98	1.25	2.95	1400
1600				25.7	10.2	39.5	17.8	4.91	15.4	10.3	1.64	3.82	1600
1800				28.8	12.9	49.7	20.0	6.21	19.4	11.5	2.07	4.79	1800
2000				32.1	16.0	61.0	22.2	7.67	23.8	12.8	2.56	5.86	2000
2400							26.6	11.0	34.2	15.4	3.68	8.31	2400
2800							31.1	15.0	46.1	18.0	5.01	11.2	2800
3200							35.5	19.6	59.9	20.5	6.55	14.5	3200
3600										23.1	8.28	18.4	3600
4000										25.7	10.2	22.6	4000

**Apéndice 25**

**VALORES DEL AGUA SATURADA SEGÚN SU TEMPERATURA**

Temp. F	Temp. C	SPECIFIC GRAVITY 60 F Reference	Wt. in Lb/Cu Ft	Vapor Pressure Psi Abs	Vapor Pressure* Feet Abs. (At Temp.)
32	0	1.002	62.42	0.0885	0.204
40	4.4	1.001	62.42	0.1217	0.281
45	7.2	1.001	62.40	0.1475	0.340
50	10.0	1.001	62.38	0.1781	0.411
55	12.8	1.000	62.36	0.2141	0.494
60	15.6	1.000	62.34	0.2563	0.591
65	18.3	.999	62.31	0.3056	0.706
70	21.1	.999	62.27	0.3631	0.839
75	23.9	.998	62.24	0.4298	0.994
80	26.7	.998	62.19	0.5069	1.172
85	29.4	.997	62.16	0.5959	1.379
90	32.2	.996	62.11	0.6982	1.617
95	35.0	.995	62.06	0.8153	1.890
100	37.8	.994	62.00	0.9492	2.203
110	43.3	.992	61.84	1.275	2.965
120	48.9	.990	61.73	1.692	3.943
130	54.4	.987	61.54	2.223	5.196
140	60.0	.985	61.39	2.889	6.766
150	65.6	.982	61.20	3.718	8.735
160	71.1	.979	61.01	4.741	11.172
170	76.7	.975	60.79	5.992	14.178
180	82.2	.972	60.57	7.510	17.825
190	87.8	.968	60.35	9.339	22.257
200	93.3	.964	60.13	11.526	27.584
212	100.0	.959	59.81	14.696	35.353
220	104.4	.956	59.63	17.186	41.343
240	115.6	.948	59.10	24.97	60.77
260	126.7	.939	58.51	35.43	87.05
280	137.8	.929	58.00	49.20	122.18
300	148.9	.919	57.31	67.01	168.22
320	160.0	.909	56.66	89.66	227.55
340	171.1	.898	55.96	118.01	303.17
360	182.2	.886	55.22	153.04	398.49
380	193.3	.874	54.47	195.77	516.75
400	204.4	.860	53.65	247.31	663.42
420	215.6	.847	52.80	308.83	841.17
440	226.7	.833	51.92	381.59	1056.8
460	237.8	.818	51.02	466.9	1317.8
480	248.9	.802	50.00	566.1	1628.4
500	260.0	.786	49.02	680.8	1998.2
520	271.1	.766	47.85	812.4	2446.7
540	282.2	.747	46.51	962.5	2972.5
560	293.3	.727	45.3	1133.1	3595.7
580	304.4	.704	43.9	1325.8	4345.
600	315.6	.679	42.3	1542.9	5242.
620	326.7	.650	40.5	1786.6	6341.
640	337.8	.618	38.5	2059.7	7689.
660	348.9	.577	36.0	2365.4	9458.
680	360.0	.526	32.8	2708.1	11878.
700	371.1	.435	27.1	3093.7	16407.
705.4	374.1	.319	19.9	3206.2	23187.

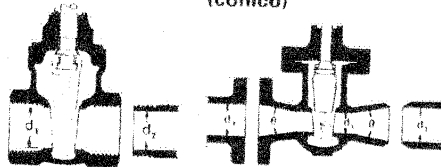
\*Vapor pressure in feet of water (Abs.) converted from PSIA using sp. gr. at temperature.

## **Apéndice 26**

### **COEFICIENTE DE PÉRDIDAS EN VÁLVULAS**

**A-24 TABLA DEL FACTOR "K" (página 2 de 4)**  
**Coefficientes de resistencia (K) válidos para válvulas y accesorios**

**VÁLVULAS DE COMPUERTA**  
 De cuña, de doble obturador o tipo macho (cónico)



Si:  $\beta = 1, \theta = 0 \dots \dots \dots K_1 = 8 f_T$   
 $\beta < 1$  y  $\theta > 45^\circ \dots \dots \dots K_2 = \text{Fórmula 5}$   
 $\beta < 1$  y  $45^\circ < \theta \leq 180^\circ \dots \dots K_2 = \text{Fórmula 6}$

**VÁLVULAS DE RETENCIÓN DE DISCO OSCILANTE**



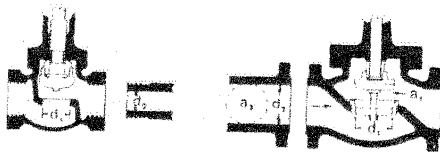
$K = 100 f_T$        $K = 50 f_T$

Velocidad mínima en la tubería para levantar totalmente el obturador

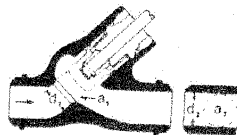
(m/seg)  $\cong 45 \sqrt{V}$        $= 75 \sqrt{V}$   
 (pie/seg)  $= 35 \sqrt{V}$        $= 60 \sqrt{V}$

U/L Registradas  $= 120 \sqrt{V}$        $= 100 \sqrt{V}$

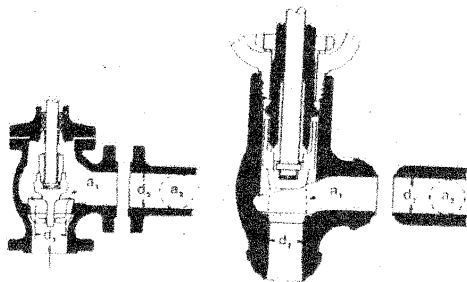
**VÁLVULAS DE GLOBO Y ANGULARES**



Si:  $\beta = 1 \quad K_1 = 340 f_T$



Si:  $\beta = 1 \dots \dots K_1 = 55 f_T$

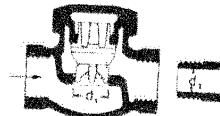


Si:  $\beta = 1 \dots \dots K_1 = 150 f_T$       Si:  $\beta = 1 \dots \dots K_1 = 55 f_T$

Todas las válvulas de globo y angulares con asiento reducido o de mariposa

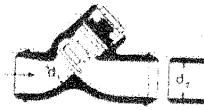
Si:  $\beta < 1 \dots \dots K_2 = \text{Fórmula 7}$

**VÁLVULAS DE RETENCIÓN DE OBTURADOR ASCENDENTE**



Si:  $\beta = 1 \dots \dots K_1 = 600 f_T$   
 $\beta < 1 \dots \dots K_2 = \text{Fórmula 7}$

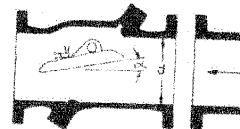
Velocidad mínima en la tubería para levantar totalmente el obturador  $= 50 \beta^2 \sqrt{V}$  m/seg       $= 40 \beta^2 \sqrt{V}$  pie/seg



Si:  $\beta = 1 \dots \dots K_1 = 55 f_T$   
 $\beta < 1 \dots \dots K_2 = \text{Fórmula 7}$

Velocidad mínima en la tubería para levantar totalmente el obturador  $= 170 \beta^2 \sqrt{V}$  m/seg       $= 140 \beta^2 \sqrt{V}$  pie/seg

**VÁLVULAS DE RETENCIÓN DE DISCO BASCULANTE**



Pasos	$\alpha = 5^\circ$	$\alpha = 15^\circ$
50 mm (2") a 200 mm (8")	$K = 40 f_T$	$120 f_T$
250 mm (10") a 350 mm (14")	$K = 30 f_T$	$90 f_T$
400 mm (16") a 1200 mm (48")	$K = 20 f_T$	$60 f_T$
Velocidad mínima en la tubería para abrir totalmente el obturador = m/seg	$100 \sqrt{V}$	$40 \sqrt{V}$
pie/seg	$80 \sqrt{V}$	$30 \sqrt{V}$



**Apéndice 27**

**PROPIEDADES TERMOFISICAS DEL AGUA**

■ Propiedades termofísicas de la materia

TABLA A.6 Propiedades termofísicas de agua saturada<sup>a</sup>

Temperatura, $T$ (K)	Presión $P$ (bars) <sup>b</sup>	Volumen específico (m <sup>3</sup> /kg)		Entalpía de vaporización $h_{fg}$ (kJ/kg)	Calor específico (kJ/kg · K)		Viscosidad (N · s/m <sup>2</sup> )		Conductividad térmica (W/m · K)		Número de Prandtl		Tensión superficial $\sigma_f \cdot 10^3$ (N/m)	Coeficiente de expansión $\beta_f \cdot 10^6$ (K <sup>-1</sup> )	Temperatura $T$ (K)
		$v_f \cdot 10^3$	$v_g$		$c_{p,f}$	$c_{p,g}$	$\mu_f \cdot 10^6$	$\mu_g \cdot 10^6$	$k_f \cdot 10^3$	$k_g \cdot 10^3$	$Pr_f$	$Pr_g$			
273.15	0.00611	1.000	206.3	2502	4.217	1.854	1750	8.02	18.2	12.99	0.815	75.5	-68.05	273.15	
275	0.00697	1.000	181.7	2497	4.211	1.855	1652	8.09	18.3	12.22	0.817	75.3	-32.74	275	
280	0.00990	1.000	130.4	2485	4.198	1.858	1422	8.29	18.6	10.26	0.825	74.8	46.04	280	
285	0.01387	1.000	99.4	2473	4.189	1.861	1225	8.49	18.9	8.81	0.833	74.3	114.1	285	
290	0.01917	1.001	69.7	2461	4.184	1.864	1080	8.69	19.3	7.56	0.841	73.7	174.0	290	
295	0.02617	1.002	51.94	2449	4.181	1.868	959	8.89	19.5	6.62	0.849	72.7	227.5	295	
300	0.03531	1.003	39.13	2438	4.179	1.872	855	9.09	19.6	5.83	0.857	71.7	276.1	300	
305	0.04712	1.005	29.74	2426	4.178	1.877	769	9.29	20.1	5.20	0.865	70.9	320.6	305	
310	0.06221	1.007	22.93	2414	4.178	1.882	695	9.49	20.4	4.62	0.873	70.0	361.9	310	
315	0.08132	1.009	17.82	2402	4.179	1.888	631	9.69	20.7	4.16	0.883	69.2	400.4	315	
320	0.1053	1.011	13.98	2390	4.180	1.895	577	9.89	21.0	3.77	0.894	68.3	436.7	320	
325	0.1351	1.013	11.06	2378	4.182	1.903	528	10.09	21.3	3.42	0.901	67.5	471.2	325	
330	0.1719	1.016	8.82	2366	4.184	1.911	489	10.29	21.7	3.15	0.908	66.6	504.0	330	
335	0.2167	1.018	7.09	2354	4.186	1.920	453	10.49	22.0	2.88	0.916	65.8	535.5	335	
340	0.2713	1.021	5.74	2342	4.188	1.930	420	10.69	22.3	2.66	0.925	64.9	566.0	340	
345	0.3372	1.024	4.683	2329	4.191	1.941	389	10.89	22.6	2.45	0.933	64.1	595.4	345	
350	0.4163	1.027	3.846	2317	4.195	1.954	365	11.09	23.0	2.29	0.942	63.2	624.2	350	
355	0.5100	1.030	3.180	2304	4.199	1.968	343	11.29	23.3	2.14	0.951	62.3	652.3	355	
360	0.6209	1.034	2.645	2291	4.203	1.983	324	11.49	23.7	2.02	0.960	61.4	697.9	360	
365	0.7514	1.038	2.212	2278	4.209	1.999	306	11.69	24.1	1.91	0.969	60.5	707.1	365	
370	0.9040	1.041	1.861	2265	4.214	2.017	289	11.89	24.5	1.80	0.978	59.5	728.7	370	
373.15	1.0133	1.044	1.679	2257	4.217	2.029	279	12.02	24.8	1.76	0.984	58.9	750.1	373.15	
375	1.0815	1.045	1.574	2252	4.220	2.036	274	12.09	24.9	1.70	0.987	58.6	761	375	
380	1.2869	1.049	1.337	2239	4.226	2.057	260	12.29	25.4	1.61	0.999	57.6	788	380	
385	1.5233	1.053	1.142	2225	4.232	2.080	248	12.49	25.8	1.53	1.004	56.6	814	385	

390	1.794	1.058	0.980	2212	4.239	2.104	237	12.69	686	26.3	1.47	1.013	55.6	841	390
400	2.455	1.067	0.731	2183	4.256	2.158	217	13.05	688	27.2	1.34	1.033	53.6	896	400
410	3.302	1.077	0.553	2153	4.278	2.221	200	13.42	688	28.2	1.24	1.054	51.5	952	410
420	4.370	1.088	0.425	2123	4.302	2.291	185	13.79	688	29.8	1.16	1.075	49.4	1010	420
430	5.699	1.099	0.331	2091	4.331	2.369	173	14.14	685	30.4	1.09	1.10	47.2	—	430
440	7.333	1.110	0.261	2059	4.36	2.46	162	14.50	682	31.7	1.04	1.12	45.1	—	440
450	9.319	1.123	0.208	2024	4.40	2.56	152	14.85	678	33.1	0.99	1.14	42.9	—	450
460	11.71	1.137	0.167	1989	4.44	2.68	143	15.19	673	34.6	0.95	1.17	40.7	—	460
470	14.55	1.152	0.136	1951	4.48	2.79	136	15.54	667	36.3	0.92	1.20	38.5	—	470
480	17.90	1.167	0.111	1912	4.53	2.94	129	15.88	660	38.1	0.89	1.23	36.2	—	480
490	21.83	1.184	0.0922	1870	4.59	3.10	124	16.23	651	40.1	0.87	1.25	33.9	—	490
500	26.40	1.203	0.0766	1825	4.66	3.27	118	16.59	642	42.3	0.86	1.28	31.6	—	500
510	31.66	1.222	0.0631	1779	4.74	3.47	113	16.95	631	44.7	0.85	1.31	29.3	—	510
520	37.70	1.244	0.0525	1730	4.84	3.70	108	17.33	621	47.5	0.84	1.35	26.9	—	520
530	44.58	1.268	0.0445	1679	4.95	3.96	104	17.72	608	50.6	0.85	1.39	24.5	—	530
540	52.38	1.294	0.0375	1622	5.08	4.27	101	18.1	594	54.0	0.86	1.43	22.1	—	540
550	61.19	1.323	0.0317	1564	5.24	4.64	97	18.6	580	58.3	0.87	1.47	19.7	—	550
560	71.08	1.355	0.0269	1499	5.43	5.09	94	19.1	563	63.7	0.90	1.52	17.3	—	560
570	82.16	1.392	0.0228	1429	5.68	5.67	91	19.7	548	76.7	0.94	1.59	15.0	—	570
580	94.51	1.433	0.0193	1353	6.00	6.40	88	20.4	528	76.7	0.99	1.68	12.8	—	580
590	108.3	1.482	0.0163	1274	6.41	7.35	84	21.5	513	84.1	1.05	1.84	10.5	—	590
600	123.5	1.541	0.0137	1176	7.00	8.75	81	22.7	497	92.9	1.14	2.15	8.4	—	600
610	137.3	1.612	0.0115	1068	7.85	11.1	77	24.1	467	103	1.30	2.60	6.3	—	610
620	159.1	1.705	0.0094	941	9.35	15.4	72	25.9	444	114	1.52	3.46	4.5	—	620
625	169.1	1.778	0.0085	858	10.6	18.3	70	27.0	430	121	1.65	4.20	3.5	—	625
630	179.7	1.856	0.0075	781	12.6	22.1	67	28.0	412	130	2.0	4.8	2.6	—	630
635	190.9	1.935	0.0066	683	16.4	27.6	64	30.0	392	141	2.7	6.0	1.5	—	635
640	202.7	2.075	0.0057	560	26	42	59	32.0	367	155	4.2	9.6	0.8	—	640
645	215.2	2.351	0.0045	361	90	—	54	37.0	331	178	12	26	0.1	—	645
647.3 <sup>c</sup>	221.2	3.170	0.0032	0	∞	∞	45	45.0	238	238	∞	∞	0.0	—	647.3 <sup>c</sup>

<sup>a</sup> Adaptada de la referencia 19.

<sup>b</sup> 1 bar = 10<sup>5</sup> N/m<sup>2</sup>.

<sup>c</sup> Temperatura crítica.

## **Apéndice 28**

### **RESUMEN DE CORRELACIONES DE TRANSFERENCIA DE CALOR POR CONVECCIÓN PARA FLUJO EXTERNO**

**TABLA 7.9** Resumen de correlaciones de transferencia de calor por convección para flujo externo<sup>a, b</sup>

Correlación		Geometría	Condiciones
$\delta = 5x Re_x^{-1/2}$	(7.19)	Placa plana	Laminar, $T_f$
$C_{f,x} = 0.664 Re_x^{-1/2}$	(7.20)	Placa plana	Laminar, local, $T_f$
$Nu_x = 0.332 Re_x^{1/2} Pr^{1/3}$	(7.23)	Placa plana	Laminar, local, $T_f$ , $0.6 \leq Pr \leq 50$
$\delta_t = \delta Pr^{-1/3}$	(7.24)	Placa plana	Laminar, $T_f$
$\overline{C_{f,x}} = 1.328 Re_x^{-1/2}$	(7.30)	Placa plana	Laminar, promedio, $T_f$
$\overline{Nu_x} = 0.664 Re_x^{1/2} Pr^{1/3}$	(7.31)	Placa plana	Laminar, promedio, $T_f$ , $0.6 \leq Pr \leq 50$
$Nu_x = 0.565 Pe_x^{1/2}$	(7.33)	Placa plana	Laminar, local, $T_f$ , $Pr \leq 0.05$

**TABLA 7.9** (Continuación)

Correlación		Geometría	Condiciones
$h_x = 0.0592 Re_x^{-1/5}$	(7.35)	Placa plana	Turbulento, local, $T_f$ , $Re_x \leq 10^8$
$h_x = 0.37x Re_x^{-1/5}$	(7.36)	Placa plana	Turbulento, local, $T_f$ , $Re_x \leq 10^8$
$h_x = 0.0296 Re_x^{4/5} Pr^{1/3}$	(7.37)	Placa plana	Turbulento, local, $T_f$ , $Re_x \leq 10^8$ , $0.6 \leq Pr \leq 60$
$h_x = (0.037 Re_L^{4/5} - 871) Pr^{1/3}$	(7.41)	Placa plana	Mezclado, promedio, $T_f$ , $Re_{x,c} = 5 \times 10^5$ , $Re_L \leq 10^8$ , $0.6 < Pr < 60$
$h_x = 0.074 Re_L^{-1/5} - 1742 Re_L^{-1}$	(7.43)	Placa plana	Mezclado, promedio, $T_f$ , $Re_{x,c} = 5 \times 10^5$ , $Re_L \leq 10^8$
$h_D = C Re_D^m Pr^{1/3}$ (Tabla 7.2)	(7.55b)	Cilindro	Promedio, $T_f$ , $0.4 < Re_D < 4 \times 10^5$ , $Pr \geq 0.7$
$h_D = C Re_D^m Pr^n (Pr/Pr_s)^{1/4}$ (Tabla 7.4)	(7.56)	Cilindro	Promedio, $T_{\infty}$ , $1 < Re_D < 10^6$ , $0.7 < Pr < 500$
$h_D = 0.3 + [0.62 Re_D^{1/2} Pr^{1/3} \times [1 + (0.4/Pr)^{2/3}]^{-1/4}] \times [1 + (Re_D/282,000)^{5/8}]^{4/5}$	(7.57)	Cilindro	Promedio, $T_{\infty}$ , $Re_D Pr > 0.2$
$h_D = 2 + (0.4 Re_D^{1/2} + 0.06 Re_D^{2/3}) Pr^{0.4} \times (\mu/\mu_s)^{1/4}$	(7.59)	Esfera	Promedio, $T_{\infty}$ , $3.5 < Re_D < 7.6 \times 10^4$ , $0.71 < Pr < 380$ , $1.0 < (\mu/\mu_s) < 3.2$
$h_D = 2 + 0.6 Re_D^{1/2} Pr^{1/3}$	(7.60)	Gota que cae	Promedio, $T_{\infty}$
$h_D = 1.13 C_1 Re_{D,m}^{0.6} Pr^{1/3}$ (Tablas 7.5, 7.6)	(7.63)	Banco de tubos <sup>c</sup>	Promedio, $\overline{T}_f$ , $2000 < Re_{D,m} < 4 \times 10^4$ , $Pr \geq 0.7$
$h_D = C Re_{D,m}^{0.6} Pr^{0.36} (Pr/Pr_s)^{1/4}$ (Tablas 7.7, 7.8)	(7.67)	Banco de tubos <sup>c</sup>	Promedio, $\overline{T}_f$ , $1000 < Re_{D,m} < 2 \times 10^6$ , $0.7 < Pr < 500$
boquilla redonda única	(7.79)	Chorro de choque	Promedio, $T_f$ , $2000 < Re < 4 \times 10^5$ , $2 < (H/D) < 12$ , $2.5 < (r/D) < 7.5$
boquilla de ranura única	(7.82)	Chorro de choque	Promedio, $T_f$ , $3000 < Re < 9 \times 10^4$ , $2 < (H/W) < 10$ , $4 < (x/W) < 20$
regio de boquillas redondas	(7.84)	Chorro de choque	Promedio, $T_f$ , $2000 < Re < 10^5$ , $2 < (H/D) < 12$ , $0.004 < A_r < 0.04$
regio de boquillas de ranura	(7.87)	Chorro de choque	Promedio, $T_f$ , $1500 < Re < 4 \times 10^4$ , $2 < (H/W) < 80$ , $0.008 < A_r < 2.5 A_{r,o}$
$h_m = \overline{h}_m = 2.06 Re_D^{-0.575}$	(7.91)	Lecho compactado de esferas <sup>c</sup>	Promedio, $T^-$ , $90 \leq Re_D \leq 4000$ , $Pr \approx 0.7$

## Apéndice 29

### CONSTANTES DE LA ECUACION PARA EL CILINDRO CIRCULAR EN FLUJO CRUZADO

**TABLA 7.4** Constantes de la ecuación 7.56 para el cilindro circular en flujo cruzado [16]

$Re_D$	$C$	$m$
1-40	0.75	0.4
40-1000	0.51	0.5
$10^3-2 \times 10^5$	0.26	0.6
$2 \times 10^5-10^6$	0.076	0.7

## **Apéndice 30**

### **RESUMEN DE CORRELACIONES DE CONVECCION PARA FLUJO EN UN TUBO CIRCULAR**

**TABLA 8.4** Resumen de correlaciones de convección para flujo en un tubo circular <sup>a, b, e</sup>

Correlación		Condiciones
$f = 64/Re_D$	(8.19)	Laminar, completamente desarrollado
$Nu_D = 4.36$	(8.53)	Laminar, completamente desarrollado, $q_s''$ uniforme, $Pr \geq 0.6$
$Nu_D = 3.66$	(8.55)	Laminar, completamente desarrollado, $T_s$ uniforme, $Pr \geq 0.6$
$\overline{Nu}_D = 3.66 + \frac{0.0668(D/L)Re_D Pr}{1 + 0.04[(D/L)Re_D Pr]^{2/3}}$	(8.56)	Laminar, longitud de entrada térmica ( $Pr \gg 1$ o una longitud inicial no calentada), $T_s$ uniforme
o		
$\overline{Nu}_D = 1.86 \left( \frac{Re_D Pr}{LD} \right)^{1/3} \left( \frac{\mu}{\mu_s} \right)^{0.14}$	(8.57)	Laminar, longitud de entrada combinada $\{[Re_D Pr / (LD)]^{1/3} (\mu/\mu_s)^{0.14}\} \geq 2$ , $T_s$ uniforme, $0.48 < Pr < 16,700$ , $0.0044 < (\mu/\mu_s) < 9.75$
$f = 0.316 Re_D^{-1/4}$	(8.20a) <sup>c</sup>	Turbulento, completamente desarrollado, $Re_D \leq 2 \times 10^4$
$f = 0.184 Re_D^{-1/5}$	(8.20b) <sup>c</sup>	Turbulento, completamente desarrollado, $Re_D \geq 2 \times 10^4$
o		
$f = (0.790 \ln Re_D - 1.64)^{-2}$	(8.21) <sup>c</sup>	Turbulento, completamente desarrollado, $3000 \leq Re_D \leq 5 \times 10^6$
$Nu_D = 0.023 Re_D^{4/5} Pr^n$	(8.60) <sup>d</sup>	Turbulento, completamente desarrollado, $0.6 \leq Pr \leq 160$ , $Re_D \geq 10,000$ , $(L/D) \geq 10$ , $n = 0.4$ para $T_s > T_m$ y $n = 0.3$ para $T_s < T_m$
o		
$Nu_D = 0.027 Re_D^{4/5} Pr^{1/3} \left( \frac{\mu}{\mu_s} \right)^{0.14}$	(8.61) <sup>d</sup>	Turbulento, completamente desarrollado, $0.7 \leq Pr \leq 16,700$ , $Re_D \geq 10,000$ , $L/D \geq 10$
o		
$Nu_D = \frac{(f/8)(Re_D - 1000)Pr}{1 + 12.7(f/8)^{1/2}(Pr^{2/3} - 1)}$	(8.63) <sup>d</sup>	Turbulento, completamente desarrollado, $0.5 < Pr < 2000$ , $3000 \leq Re_D \leq 5 \times 10^6$ , $(L/D) \geq 10$
$Nu_D = 4.82 + 0.0185(Re_D Pr)^{0.827}$	(8.65)	Metales líquidos, turbulento, completamente desarrollado, $q_s''$ uniforme, $3.6 \times 10^3 < Re_D < 9.05 \times 10^5$ , $10^2 < Pe_D < 10^4$
$Nu_D = 5.0 + 0.025(Re_D Pr)^{0.8}$	(8.66)	Metales líquidos, turbulento, completamente desarrollado, $T_s$ uniforme, $Pe_D > 100$

<sup>a</sup>Las correlaciones de transferencia de masa se pueden obtener reemplazando  $Nu_D$  y  $Pr$  con  $Sh_D$  y  $Sc$ , respectivamente.

<sup>b</sup>Las propiedades en las ecuaciones 8.53, 8.55, 8.60, 8.61, 8.63, 8.65, y 8.66 se basan en  $T_m$ ; las propiedades en las ecuaciones 8.19, 8.20, 8.21, se basan en  $T_f \equiv (T_s + T_m)/2$ ; las propiedades en las ecuaciones 8.56 y 8.57, se basan en  $\overline{T}_m \equiv (T_{m,i} + T_{m,o})/2$ .

<sup>c</sup>Las ecuaciones 8.20 y 8.21 pertenecen a tubos lisos. Para tubos rugosos, se debe usar la ecuación 8.63 con los resultados de la figura 8.3.

<sup>d</sup>Como primera aproximación, se puede usar la ecuación 8.60, la 8.61 o la 8.63 para evaluar el número de Nusselt promedio  $\overline{Nu}_D$  sobre toda la longitud del tubo, si  $(L/D) \geq 10$ . Las propiedades se deben evaluar entonces en el promedio de la temperatura media,  $\overline{T}_m \equiv (T_{m,i} + T_{m,o})/2$ .

<sup>e</sup>Para tubos de sección transversal no circular,  $Re_D \equiv D_h u_m / \nu$ ,  $D_h \equiv 4A_c / P$ , y  $u_m \equiv \dot{m} / \rho A_c$ . Los resultados para flujo laminar completamente desarrollado se proporcionan en la tabla 8.1. Para flujo turbulento, se puede usar la ecuación 8.60 como primera aproximación.



## Apéndice 31

### VALORES RECOMENDADOS DE ESPACIAMIENTO ENTRE RODILLOS

Ancho de banda (mm)	Espaciamento rodillos superiores S1 (m)					Espaciamento rodillos S2 inferiores (m)	
	Peso específico del material (kg/m <sup>3</sup> )						
	500	800	1200	1600	2400	3200	
<b>450</b>	1.7	1.5	1.5	1.5	1.4	1.4	3.0
<b>600</b>	1.5	1.4	1.4	1.2	1.2	1.2	3.0
<b>750</b>	1.5	1.4	1.4	1.2	1.2	1.2	3.0
<b>900</b>	1.5	1.4	1.2	1.2	1.0	1.0	3.0
<b>1050</b>	1.4	1.4	1.2	1.0	0.9	0.9	3.0
<b>1200</b>	1.4	1.4	1.2	1.0	0.9	0.9	3.0
<b>1350</b>	1.4	1.2	1.0	1.0	0.9	0.9	3.0
<b>1500</b>	1.2	1.2	1.0	0.9	0.9	0.9	3.0
<b>1650</b>	1.2	1.0	1.0	0.9	0.75	0.75	2.4
<b>1800</b>	1.2	1.0	1.0	0.9	0.75	0.75	2.4
<b>2100</b>	1.0	1.0	0.9	0.75	0.75	0.60	2.4
<b>2400</b>	1.0	1.0	0.9	0.75	0.60	0.60	2.4

Referencia: CEMA Handbook, 2o. Edición, pag. 68

## Apéndice 32

### VALORES RECOMENDADOS DE VELOCIDAD MAXIMA (M/S)

Ancho de Banda		Material		
mm	pulg	ligero(<0.8ton/m <sup>3</sup> ) grano fino	mediano(0.8-1.6 ton/m <sup>3</sup> ) abrasivo	pesado(>1.6ton/m <sup>3</sup> ) muy abrasivo
350	14	2	1.5	1.5
400	16	2.5	1.6	1.25
450	18	2.5	2	1.6
500	20	3.15	2.0	1.6
600	24	3.15	2.5	1.8
650	26	3.15	2.5	1.8
750	30	3.5	2.5	1.8
800	32	3.55	2.5	1.8
900	36	4.0	3.15	2.24
1000	40	4.0	3.15	2.24
1050	42	4.0	3.15	2.24
1200	48	4.0	3.15	2.24
1350	54	4.0	3.15	2.24
1400	56	4.0	3.15	2.24
1500	60	4.0	3.15	2.5
1600	64	4.0	3.55	2.5
1650	66	4.0	3.55	2.5
1800	72	4.5	3.55	2.5
2000	80	4.5	3.55	2.5
2200	88	4.5	3.55	2.5

Referencia: GOODYEAR Handbook of Conveyor and Elevator belt, pag. 5-8  
ROULUNDS Catálogo de Bandas transportadoras, pag. 11

### **Apéndice 33**

#### **VALORES RECOMENDADOS DE ESPESOR DE COBERTURA**

**Valores recomendados de espesor de cobertura**

30 x V L	tipo de cubierta	materiales ligeram. abrasivos (granos, cemento, tierra, etc)		materiales moderadamente abrasivos (caliza, arena, carbón, etc)				materiales muy abrasivos (piedra chispa cascajo, coque, etc)				materiales super abrasivos (minerales agregados, escoria)			
		tamaño (mm)		tamaño (mm)				tamaño (mm)				tamaño (mm)			
		10 a 10	2.5 a 50	10 a 10	3.0 a 50	4.0 a 200	5.0 y más	10 a 10	3.0 a 50	4.0 a 200	5.0 y más	10 a 10	3.0 a 50	5.0 a 200	6.5 y más
0.25	A,B	1.5	2.5	1.5	3.0	4.0	5.0	1.5	3.0	4.0	5.0	1.5	3.0	5.0	6.5
	BW	1.5	2.5	1.5	3.0	4.0	5.0	1.5	3.0	5.0	5.5	1.5	3.0	5.0	6.5
0.33	A,B	1.5	2.5	1.5	3.0	4.0	5.0	1.5	3.0	4.0	5.0	1.5	3.0	5.0	6.5
	BW	1.5	2.5	1.5	3.0	4.0	5.0	1.5	3.0	5.0	5.5	1.5	3.0	5.0	6.5
0.50	A,B	1.5	2.5	1.5	3.0	4.0	5.0	1.5	3.0	4.0	5.0	1.5	3.0	5.0	6.5
	BW	1.5	2.5	1.5	3.0	4.0	5.0	1.5	3.0	5.0	5.5	1.5	3.5	5.0	8.0
0.67	A,B	1.5	2.5	1.5	3.0	4.0	5.0	1.5	3.0	5.0	5.5	1.5	3.0	5.0	7.0
	BW	1.5	2.5	1.5	3.0	4.0	5.0	1.5	3.0	5.0	6.5	1.5	3.5	6.5	8.0
1.00	A,B	1.5	2.5	1.5	3.0	4.0	5.0	1.5	3.0	5.0	6.5	1.5	3.0	6.5	8.0
	BW	1.5	2.5	1.5	3.0	4.0	5.0	1.5	3.0	6.5	8.0	2.5	5.0	8.0	
1.25	A,B	1.5	2.5	1.5	3.0	4.0	5.0	1.5	3.0	5.5	8.0	2.5	4.0	7.0	8.0
	BW	1.5	2.5	1.5	3.0	5.0	7.0	1.5	4.0	8.0		3.0	5.5	8.0	
1.67	A,B	1.5	2.5	1.5	3.0	5.0	6.5	2.5	4.0	6.5	8.0	3.0	5.5	8.0	8.0
	BW	1.5	2.5	1.5	3.0	6.5		3.0	5.5	8.0		5.0	8.0		
2.50	A,B	1.5	2.5	1.5	3.0	6.5	8.0	3.0	6.5	8.0	8.0	4.0	8.0	8.0	8.0
	BW	1.5	2.5	2.5	5.0	8.0		5.0	8.0			5.5			
5.00	A,B	1.5	3.0	3.0	6.5	8.0	8.0	5.5	7.0	8.0	8.0	8.0	8.0	8.0	8.0
	BW	2.5	5.0	5.0				8.0				8.0	8.0	8.0	8.0

Referencia: ROULOUNDS Catálogo de bandas transportadoras, pag. 14

## Apéndice 34

### VALORES RECOMENDADOS DE ANCHOS DE BANDA MINIMOS

Ancho de Banda		tamaño de terrón máximo			
		tamaños uniformes		mezclado con 90% finos	
mm	pulg	mm	pulg	mm	pulg
350	14	50	2	100	4
400	16	50	2	125	5
450	18	75	3	150	6
500	20	100	4	150	6
600	24	125	5	175	7
650	26	125	5	200	8
750	30	150	6	250	10
800	32	175	7	300	12
900	36	175	7	300	12
1000	40	200	8	350	14
1050	42	250	10	400	16
1200	48	275	11	400	16
1350	54	350	14	450	18
1400	56	400	16	500	20
1500	60	400	16	500	20
1600	64	450	18	650	26
1650	66	450	18	650	26
1800	72	550	22	700	28
1950	78	600	24	700	28
2000	80	600	24	750	30
2200	88	600	24	750	30
2250	90	600	24	750	30
2400	96	600	24	750	30
2550	102	600	24	750	30
2700	108	600	24	750	30
2850	114	600	24	750	30
3000	120	600	24	750	30

Referencia: GOODYEAR Handbook of Conveyor and Elevator belt, 1975, pag. 5-7  
ROULUNDS Catálogo de Bandas transportadoras, pag. 11

## **Apéndice 35**

### **DIAMETROS RECOMENDADOS PARA EJES DE TAMBORES**

diám. del eje (pulg)	BC - F (mm)	ANCHO DE CARA DEL TAMBOR (pulg) (mm)														
		12 300	14 350	16 400	18 450	20 500	22 550	26 650	32 800	38 950	44 1100	51 1275	57 1425	63 1575	66 1650	
1 3/16	50	4.5	4.1	3.5	3.0	2.6	2.4	2.0	1.6	1.3	1.1	0.9	0.8	0.8	0.7	
	150	2.5	2.3	2.0	1.7	1.5	1.3	1.1	3.1	0.7	0.6	0.8	0.4	0.4	0.4	
	250	1.8	1.6	1.4	1.2	1.0	0.9	0.8	0.6	0.5	0.4	0.4	0.3	0.3	0.3	
	350	1.3	1.2	1.1	0.9	0.8	0.7	0.6	0.5	0.4	0.3	0.3	0.2	0.2	0.2	
1 7/16	75	6.7	6.7	6.2	5.3	4.9	4.2	3.5	2.8	2.3	2.0	1.6	1.5	1.3	1.3	
	150	4.5	4.5	4.2	3.7	3.2	2.9	2.4	1.9	1.6	1.3	1.1	1.0	0.9	0.8	
	250	3.1	3.1	2.9	2.5	2.2	2.0	1.6	1.3	1.1	0.9	0.8	0.7	0.6	0.6	
	350	2.4	2.4	2.3	2.0	1.7	1.6	1.3	1.0	0.8	0.7	0.6	0.5	0.5	0.4	
1 11/16	75	10.7	10.7	10.7	10.2	8.9	8.0	6.7	5.3	4.4	3.7	3.2	2.8	2.5	2.4	
	150	7.1	7.1	7.1	7.1	6.2	5.3	4.5	3.6	2.9	2.5	2.1	1.9	1.7	1.6	
	250	4.9	4.9	4.9	4.9	4.3	3.8	3.1	2.5	2.0	1.7	1.5	1.3	1.2	1.2	
	400	3.5	3.5	3.5	3.3	2.9	2.6	2.2	1.7	1.4	1.2	1.0	0.9	0.8	0.8	
1 15/16	75	16.5	16.5	16.5	16.5	15.6	13.8	11.6	9.4	7.6	6.2	5.3	4.9	4.4	4.2	
	150	11.1	11.1	11.1	11.1	10.7	9.4	8.0	6.2	4.9	4.4	3.7	3.3	3.0	2.9	
	250	7.6	7.6	7.6	7.6	7.6	6.7	5.3	4.3	3.6	3.0	2.6	2.3	2.1	1.9	
	400	5.3	5.3	5.3	5.3	4.9	4.5	3.7	3.0	2.5	2.1	1.8	1.6	1.4	1.4	
2 3/16	75	23.6	23.6	23.6	23.6	23.6	22.7	18.7	14.7	12.5	10.7	8.9	8.0	7.1	6.7	
	200	12.9	12.9	12.9	12.9	12.9	12.5	10.2	8.5	6.7	5.8	4.9	4.4	4.0	3.8	
	300	9.8	32.1	9.8	9.8	9.8	9.4	7.6	6.2	4.9	4.3	3.7	3.3	2.9	2.8	
	450	6.7	6.7	6.7	6.7	6.7	6.7	5.3	4.4	3.6	3.1	2.6	2.4	2.1	2.0	
2 7/16	100	28.1	28.1	28.1	28.1	28.1	28.1	24.9	19.6	16.5	13.8	12.0	10.7	9.4	8.9	
	200	17.8	17.8	17.8	17.8	17.8	17.8	16.0	12.9	10.7	8.9	7.6	6.7	6.2	5.8	
	300	13.4	13.4	13.4	13.4	13.4	13.4	12.0	9.4	7.6	6.7	5.8	4.9	4.5	4.1	
	450	9.4	9.4	9.4	9.4	9.4	9.4	8.5	6.7	5.8	4.9	4.1	3.6	0.6	3.1	
2 11/16	100	36.1	36.1	36.1	36.1	36.1	36.1	36.1	28.5	23.6	20.0	16.9	15.1	13.8	12.9	
	200	23.6	23.6	23.6	23.6	23.6	23.6	23.6	18.7	15.1	12.9	11.1	9.8	8.9	8.5	
	300	17.4	17.4	17.4	17.4	17.4	17.4	17.4	13.8	11.6	9.8	8.5	7.1	6.7	6.2	
	450	12.5	12.5	12.5	12.5	12.5	12.5	12.5	9.8	8.0	7.1	5.8	5.3	4.9	4.5	
2 15/16	100	47.2	47.2	47.2	47.2	47.2	47.2	47.2	40.5	33.4	28.5	24.5	21.8	19.6	20.9	
	200	30.7	30.7	30.7	30.7	30.7	30.7	30.7	26.7	21.8	18.7	16.0	14.3	12.9	34.3	
	350	20.5	20.5	20.5	20.5	20.5	20.5	20.5	17.4	14.3	12.5	10.2	9.4	8.5	8.0	
	500	15.1	15.1	15.1	15.1	15.1	15.1	15.1	12.9	10.7	8.9	7.6	7.1	6.2	5.8	
3 7/16	150	51.7	51.7	51.7	51.7	51.7	51.7	51.7	51.7	45.0	37.9	32.1	28.5	25.4	24.5	
	250	37.9	37.9	37.9	37.9	37.9	37.9	37.9	37.9	33.0	28.1	23.6	20.9	18.7	17.8	
	350	29.8	29.8	29.8	29.8	29.8	29.8	29.8	29.8	25.8	21.8	18.7	16.5	14.7	14.3	
	500	22.7	22.7	22.7	22.7	22.7	22.7	22.7	22.7	19.6	16.9	14.3	12.5	11.1	10.7	
3 15/16	150	74.4	74.4	74.4	74.4	74.4	74.4	74.4	74.4	74.4	63.3	53.5	47.2	42.3	40.1	
	250	55.2	55.2	55.2	55.2	55.2	55.2	55.2	55.2	55.2	47.2	39.6	35.2	31.6	29.8	
	350	43.7	43.7	43.7	43.7	43.7	43.7	43.7	43.7	43.7	37.4	31.6	28.1	24.9	23.6	
	500	33.4	33.4	33.4	33.4	33.4	33.4	33.4	33.4	33.4	28.5	24.1	21.4	19.2	18.3	
4 7/16	200	87.3	87.3	87.3	87.3	87.3	87.3	87.3	87.3	87.3	85.1	71.7	63.3	56.6	53.9	
	300	68.2	68.2	68.2	68.2	68.2	68.2	68.2	68.2	68.2	65.9	55.7	49.4	44.1	41.9	
	400	55.7	55.7	55.7	55.7	55.7	55.7	55.7	55.7	55.7	53.9	45.9	40.5	36.1	34.3	
	550	43.7	43.7	43.7	43.7	43.7	43.7	43.7	43.7	43.7	42.3	36.1	31.6	28.5	26.7	
4 15/16	200		112.3	112.3	112.3	112.3	112.3	112.3	112.3	112.3	112.3	112.3	105.1	92.7	82.4	78.4
	300		88.6	88.6	88.6	88.6	88.6	88.6	88.6	88.6	88.6	88.6	82.9	73.1	65.0	61.9
	400		73.1	73.1	73.1	73.1	73.1	73.1	73.1	73.1	73.1	73.1	68.6	60.1	53.9	51.2
	550		57.9	57.9	57.9	57.9	57.9	57.9	57.9	57.9	57.9	57.9	54.3	47.7	42.8	40.5
5 7/16	250			118.5	118.5	118.5	118.5	118.5	118.5	118.5	118.5	118.5	111.8	99.3	94.0	
	350			98.0	98.0	98.0	89.1	98.0	98.0	98.0	98.0	98.0	92.2	82.0	78.0	
	450			83.3	83.3	83.3	83.3	83.3	83.3	83.3	83.3	83.3	78.8	69.9	66.4	
	600			68.2	68.2	68.2	68.2	68.2	68.2	68.2	68.2	68.2	64.6	57.0	54.3	

## **Apéndice 36**

### **DIAMETROS RECOMENDADOS MNIMOS PARA BANDAS ROULUNDS**



Tu (porcentaje)		RO-PLY, tipos GWF y GWM										tipo IWE
		200/2 2+1	250/2 3+1	315/2 3+1	400/2 3+1	400/2 3+1	400/2 5+1.5	630/2 5+1.5	Grip 4			250/2 2+1
70-100%	D <sub>1</sub>	200	250	315	400	400	500	500	200			200
	D <sub>2</sub>	160	200	250	315	315	400	400	160			160
	D <sub>3</sub>	-	160	200	250	250	315	315	-			160
50-70%	D <sub>1</sub>	160	200	250	315	315	400	400	160			200
	D <sub>2</sub>	160	160	200	250	250	315	315	160			160
	D <sub>3</sub>	-	160	160	200	200	250	250	-			160
< 50%	D <sub>1</sub>	160	160	200	250	250	315	315	160			160
	D <sub>2</sub>	160	160	160	200	200	250	250	160			160
	D <sub>3</sub>	-	160	160	160	160	200	200	-			160

Tu (porcentaje)	# capas	EP 100			EP 125			EP 160			EP 200			EP 250 y 315			EP 400 y 500			EP 630		
		D <sub>1</sub>	D <sub>2</sub>	D <sub>3</sub>	D <sub>1</sub>	D <sub>2</sub>	D <sub>3</sub>	D <sub>1</sub>	D <sub>2</sub>	D <sub>3</sub>	D <sub>1</sub>	D <sub>2</sub>	D <sub>3</sub>	D <sub>1</sub>	D <sub>2</sub>	D <sub>3</sub>	D <sub>1</sub>	D <sub>2</sub>	D <sub>3</sub>	D <sub>1</sub>	D <sub>2</sub>	D <sub>3</sub>
65-100%	2	160	160	125	200	160	160	250	200	160	315	250	200	630	500	400	1250	1000	800	2000	1600	1250
	3	200	200	160	315	250	200	400	315	250	500	400	315	800	630	500	1000	800	630	1250	1000	800
	4	315	250	200	400	315	250	500	400	315	630	500	400	1000	800	630	1250	1000	800	1600	1250	1000
	5	400	315	250	500	400	315	630	500	400	800	630	500	1000	800	630	1250	1000	800	1600	1250	1000
	6	630	500	400	630	500	400	800	630	500	1000	800	630	1250	1000	800	1600	1250	1000	2000	1600	1250
	2	160	125	125	200	160	160	200	160	160	250	200	160	630	500	400	1250	1000	800	2000	1600	1250
30-65%	3	200	160	160	250	200	160	315	250	200	400	315	250	500	400	315	500	400	315	630	500	400
	4	250	200	160	315	250	200	400	315	250	500	400	315	630	500	400	800	630	500	1000	800	630
	5	315	250	200	400	315	250	500	400	315	630	500	400	800	630	500	1000	800	630	1250	1000	800
	6	400	315	200	500	400	315	630	500	400	800	630	500	1000	800	630	1250	1000	800	1600	1250	1000
	2	125	125	125	160	160	160	200	160	160	250	200	160	630	500	400	1250	1000	800	2000	1600	1250
	3	160	160	160	200	160	160	200	160	160	250	200	160	630	500	400	1250	1000	800	2000	1600	1250
< 30%	4	250	200	160	315	250	200	400	315	250	500	400	315	630	500	400	800	630	500	1000	800	630
	5	315	250	200	400	315	250	500	400	315	630	500	400	800	630	500	1000	800	630	1250	1000	800
	6	400	315	200	500	400	315	630	500	400	800	630	500	1000	800	630	1250	1000	800	1600	1250	1000
	2	125	125	125	160	160	160	200	160	160	250	200	160	630	500	400	1250	1000	800	2000	1600	1250
	3	160	160	160	200	160	160	200	160	160	250	200	160	630	500	400	1250	1000	800	2000	1600	1250
	4	200	160	160	250	200	200	200	160	160	250	200	160	630	500	400	1250	1000	800	2000	1600	1250
< 30%	5	250	200	200	315	250	250	400	315	250	500	400	315	630	500	400	800	630	500	1000	800	630
	6	400	315	315	500	400	315	630	500	400	800	630	500	1000	800	630	1250	1000	800	1600	1250	1000
	2	125	125	125	160	160	160	200	160	160	250	200	160	630	500	400	1250	1000	800	2000	1600	1250
	3	160	160	160	200	160	160	200	160	160	250	200	160	630	500	400	1250	1000	800	2000	1600	1250
	4	200	160	160	250	200	200	200	160	160	250	200	160	630	500	400	1250	1000	800	2000	1600	1250
	5	250	200	200	315	250	250	400	315	250	500	400	315	630	500	400	800	630	500	1000	800	630
< 30%	6	400	315	315	500	400	315	630	500	400	800	630	500	1000	800	630	1250	1000	800	1600	1250	1000

Referencia: Catálogo Roulunds Bandas Transportadoras, pags 16 y 17

## **Apéndice 37**

### **VÀLVULAS DE EXPANSIÒN PARA SISTEMAS DE REFRIGERACIÒN**

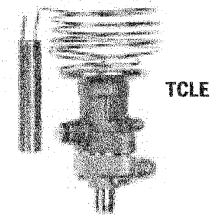


## Válvulas de Expansión Thermo® Serie T

Elementos termostáticos y orificios intercambiables

### Características

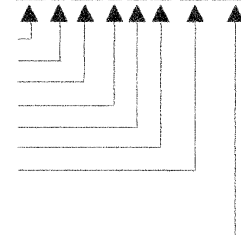
- Diseño modular que favorece su logística y facilita su montaje y mantenimiento.
- Perfecta estabilidad debido a las elevadas fuerzas generadas a ambos lados de su diafragma gracias a un mayor diámetro del mismo.
- Se fabrican empleando materiales y procesos de alta calidad que garantizan una mayor fiabilidad y durabilidad.
- Rendimiento superior a carga parcial debido a su diseño de orificio de doble paso (TJRE, TERE, TIRE y THRE)
- Capacidad de doble flujo para aplicaciones en bombas de calor.
- Longitud del tubo capilar 1.5 m (TCLE, TJRE) y 3 m (TERE, TIRE y THRE)
- PS: 31 bar, TS: -45 ... +65°C
- Sin Marca CE acorde al artículo 3.3 de la dir. 97/23EC



### Código

Tipo válvula  
Igualación externa  
Capacidad  
Refrigerante  
Código de carga  
Código de MOP  
Cuerpos de válvula  
WL=paso ángulo  
DL=paso recto  
Conexiones

TCL E 100 H W 35 WL 10x16



### Cuadro de selección de orificios

Serie	R 134a		R 22		R 404A/R 507		R 407C		Orificio
	Tipo	Cap. Nom. kW	Tipo	Cap. Nom. kW	Tipo	Cap. Nom. kW	Tipo	Cap. Nom. kW	
TCLE	25 MW	1,5	50 HW	1,9	25 SW	1,3	50 NW	2,1	X 22440-B1B
	75 MW	2,9	100 HW	3,7	75 SW	2,6	100 NW	4,0	X 22440-B2B
	150 MW	6,1	200 HW	7,9	150 SW	5,6	200 NW	8,5	X 22440-B3B
	200 MW	9,3	250 HW	11,9	200 SW	8,4	300 NW	12,9	X 22440-B3,5B
	250 MW	13,5	300 HW	17,3	250 SW	12,2	400 NW	18,7	X 22440-B4B
	350 MW	17,3	500 HW	22,2	400 SW	15,7	550 NW	24,0	X 22440-B5B
	550 MW	23,6	750 HW	30,4	600 SW	21,5	750 NW	32,9	X 22440-B6B
	750 MW	32,0	1000 HW	41,1	850 SW	29,0	1000 NW	44,4	X 22440-B7B
TIRE	900 MW	37,2	1200 HW	47,8	1000 SW	33,8	1150 NW	51,7	X 22440-B8B
	11 MW	4,5	14 HW	5,8	12 SW	4,0	14 NW	6,2	X 11873-B4B
TIRE	13 MW	5,7	18 HW	7,4	14 SW	5,1	17 NW	8,0	X 11873-B5B
	16 MW	7,1	22 HW	9,1	18 SW	6,3	21 NW	9,9	X 9117-B6B
TERE	19 MW	8,1	26 HW	10,4	20 SW	7,2	25 NW	11,2	X 9117-B7B
	25 MW	11,2	35 HW	14,3	27 SW	9,9	33 NW	15,5	X 9117-B8B
	31 MW	13,5	45 HW	17,4	34 SW	12,0	42 NW	18,8	X 9117-B9B
TIRE	45 MW	17,4	55 HW	22,3	47 SW	15,4	52 NW	24,1	X 9166-B10B
THRE	55 MW	19,7	75 HW	25,3	61 SW	17,4	71 NW	27,3	X 9144-B11B
	68 MW	23,6	100 HW	30,2	77 SW	20,9	94 NW	32,7	X 9144-B13B

Capacidad nominal a +38°C de temperatura de condensación, +4°C de temperatura de evaporación (saturada/punto de rocío) y un subenfriamiento de 1 K a la entrada de la válvula de expansión. Ver selección de válvulas para otras condiciones de trabajo diferentes en las páginas 22-24.

Código MOP	Limite superior de temperatura de evaporación en °C en el rango MOP				
	R 134a	R 22	R 404A	R 407C	R 507
15	-17				
35	0	-16			
40			-18		-18
55	11		-10		-10
65		0			
75			-5		-5
80			0		0
100		13		14	

**Apéndice 38**

**VÁLVULAS SELENOIDE DE 2 VIAS PARA SISTEMAS DE  
REFRIGERACIÓN**

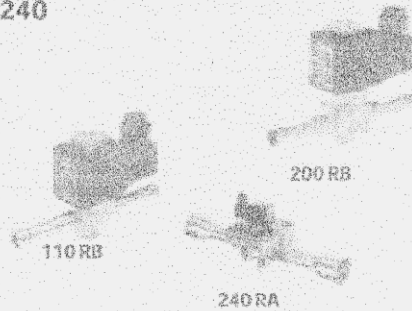


## Válvulas Solenoide de 2 vías Serie 110, 200, 240

Normalmente cerradas

### Características

- Tamaño compacto
- Sujeción de las bobinas mediante tope a presión
- No es necesaria que la válvula se desmonte para soldar



### Datos de capacidad

Tipo	Capacidad nominal $Q_n$ (kW)												Valor $K_v$ m <sup>3</sup> /h	Sp min bar
	Líquido				Gas caliente				Gas de aspiración					
	R 134a	R 22	R 507	R 407C	R 134a	R 22	R 507	R 407C	R 134a	R 22	R 507	R 407C		
110 RB 2	3,5	3,8	2,5	3,6	1,6	2,0	1,7	2,1					0,2	0
200 RB 3	6,6	7,1	4,6	6,8	3,0	3,7	3,2	3,9					0,4	0,05
200 RB 4	15,5	16,6	10,9	16,1	7,1	8,8	7,5	9,2					0,9	0,05
200 RB 5	27,3	29,5	19,0	28,0	12,5	15,4	13,1	16,1					1,5	0,05
240 RA 8	36,3	39,3	25,2	37,3	18,7	20,5	17,4	21,4	4,2	5,6	4,6	5,2	2,3	0,05
240 RA 9	76,2	82,6	52,9	78,4	35,1	43,1	36,5	44,9	8,8	11,7	9,7	10,9	4,8	0,05
240 RA 12	85,7	92,8	59,5	88,1	39,4	48,4	41,1	50,5	9,9	13,1	10,9	12,3	5,1	0,05
240 RA 16	139,1	150,5	96,5	142,9	64,0	78,5	66,6	81,9	16,0	21,3	17,7	19,9	8,8	0,05
240 RA 20	202,6	219,3	140,7	209,3	93,2	114,4	97,1	119,3	3,3	31,0	25,7	29,0	12,9	0,05

### Guía de selección

Tipo	Pedido Nº	Conexión Soldar/ODF	
		m m	puig.
110 RB 2	T2	801 217	6
	T2	801 210	1/4
	T3	801 209	10
200 RB 3	T3	801 239	10
	T3	801 176	10
200 RB 4	T3	801 190	3/8
	T4	801 178	12
	T4	801 179	1/2
	T4	801 182	12
200 RB 5	T4	801 183	1/2
	T5	801 180	16
240 RA 8	T6	801 160	5/8
	T7	801 143	22
	T8	801 161	16
240 RA 9	T7	801 162	22
	T9	801 142	1-1/8
240 RA 12	T3	801 163	22
	T9	801 144	1-1/8
240 RA 16	T9	801 164	1-1/8
	T11	801 166	35
240 RA 20	T11-M	801 172	1-3/8
	T13-M	801 224	42
	T13-M	801 173	1-5/8
	T17-M	801 174	54

Capacidad nominal a +38°C de temperatura de condensación, +4°C de temperatura de evaporación y una caída de presión de 0,15 bar entre la entrada y salida de la válvula en aplicaciones de líquido (para aplicaciones de gas caliente los valores son de 1 bar de caída de presión y una temperatura del gas de aspiración de +18°C). En todos los casos el subenfriamiento del líquido considerado se corresponde con 1K. Factores de corrección para otras condiciones de trabajo en las páginas 42-43.

Vástagos manuales disponibles de la serie 200 RB 4 a 240 RA 16 (tipo M) bajo pedido.

Vástagos manuales estándar en la serie 240 RA 20.

### Opciones:

- Bobinas de accionamiento en diversos voltajes, ver página 39.

## **Apéndice 39**

### **FACTORES DE CORRECIÓN PARA VÁLVULAS SELENOIDES**



## Factores de corrección para la selección de válvulas solenc de.

Series 110 RB, 200 RB, 240 RA 540 RA

Selección de válvulas en otras condiciones de trabajo diferentes a las nominales

$$Q_n = Q_o \times K_t \times K_p$$

- Q<sub>n</sub>: Capacidad nominal de la válvula
- K<sub>t</sub>: Factor de corrección de temperatura de evaporación y de líquido
- K<sub>p</sub>: Factor de corrección de caída de presión en la válvula
- Q<sub>o</sub>: Capacidad de enfriamiento requerida

### 1. Aplicación con gas de aspiración

Temperatura de evapor. °C	Factor de corrección K <sub>t</sub>									
	Temperatura de condensación °C									
	+60	+55	+50	+45	+40	+35	+30	+25	+20	
+10	1.03	0.97	0.92	0.88	0.84	0.80	0.76	0.74	0.71	
0	1.40	1.32	1.25	1.20	1.14	1.10	1.04	1.01	0.96	
-10	1.71	1.62	1.53	1.47	1.40	1.34	1.27	1.23	1.18	
-20	2.20	2.08	1.97	1.88	1.80	1.72	1.64	1.58	1.51	
-30	2.79	2.63	2.50	2.39	2.27	2.19	2.07	2.01	1.92	
-40	3.68	3.47	3.29	3.15	3.00	2.89	2.73	2.65	2.53	

Factor de corrección K <sub>p</sub>											
Ap (bar)	0.05	0.10	0.15	0.20	0.25	0.30	0.35	0.40	0.45	0.50	0.55
K <sub>p</sub>	1.73	1.22	1.00	0.87	0.77	0.71	0.65	0.61	0.48	0.55	0.52

### 2. Aplicación con líquido

Temp. del líquido a la entr. de la válvula °C	Factor de corrección K <sub>t</sub>											
	R 134a						R 22					
	Temperatura de evaporación °C											
	+10	0	-10	20	-30	-40	+10	0	-10	-20	-30	-40
+60	1.33	1.40	1.46	1.55	1.67	1.79	1.26	1.30	1.38	1.38	1.44	1.50
+55	1.23	1.29	1.36	1.43	1.52	1.62	1.19	1.22	1.29	1.29	1.34	1.39
+50	1.15	1.20	1.26	1.32	1.39	1.48	1.12	1.15	1.21	1.22	1.26	1.30
+45	1.08	1.12	1.17	1.22	1.29	1.37	1.06	1.08	1.14	1.15	1.18	1.23
+40	1.01	1.05	1.10	1.14	1.20	1.27	1.01	1.03	1.09	1.09	1.12	1.16
+35	0.96	0.99	1.03	1.07	1.12	1.18	0.96	0.98	1.03	1.03	1.06	1.10
+30	0.91	0.94	0.98	1.01	1.06	1.11	0.92	0.94	0.99	0.99	1.01	1.04
+25	0.86	0.89	0.92	0.95	1.00	1.04	0.88	0.89	0.94	0.94	0.96	0.99
+20	0.82	0.85	0.88	0.91	0.94	0.98	0.84	0.86	0.90	0.90	0.92	0.95
+15	0.78	0.81	0.84	0.86	0.89	0.93	0.81	0.82	0.87	0.86	0.88	0.91
+10	0.75	0.77	0.80	0.82	0.85	0.89	0.78	0.79	0.83	0.83	0.85	0.87
+5		0.74	0.76	0.78	0.81	0.84		0.76	0.80	0.79	0.81	0.83
0		0.71	0.73	0.75	0.78	0.81		0.73	0.77	0.77	0.78	0.80
-5			0.70	0.72	0.74	0.77			0.74	0.74	0.75	0.77
-10			0.68	0.69	0.71	0.74			0.72	0.71	0.73	0.74

Factor de corrección K <sub>p</sub>															
Ap (bar)	0.05	0.10	0.15	0.20	0.25	0.30	0.35	0.40	0.45	0.50	0.55	0.60	0.65	0.70	0.75
K <sub>p</sub>	1.73	1.22	1.00	0.87	0.77	0.71	0.65	0.61	0.58	0.55	0.52	0.50	0.48	0.45	0.45

## **Apéndice 40**

### **TERMOSTATOS DE DOS ETAPAS**





## Termostatos Serie TS1

### Características

- Contactos resistentes al ruido
- Adaptados para altas intensidades de trabajo. Máxima intensidad de rotor bloqueado 144 amps (LRA)
- Contactos SPDT estándar, con el mismo régimen de intensidad de trabajo para ambos contactos
- En formato de 3 carcassas diferentes
- Precintable

Los termostatos ambiente con sensor de tipo bobina se entregan con la placa asistente 0145391 para evitar la transferencia de calor



TS1 Montaje en panel



TS1 Ajuste por la parte frontal



TS1 Ajuste por la parte superior

### Datos Técnicos

Tipo de Contactos	1 SPDT
Inductiva Amp (AC15)	10 A / 230V AC
Inductiva Amp (DC13)	0,1 A / 230V DC
Carga Resistiva (AC1)	24 A / 230V AC
Régimen del Motor a Carga Completa Amp	24 A / 230V AC
Régimen del Motor Rotor Bloqueado Amp	144 A / 230V AC
Rango de Temperatura Ambiente	-50°C a +70°C
Resistencia a la Vibración	4g
Entrada de cable	Pasacable PG16
Protección según DIN 40050 / IEC 529	IP44/IP30 con interruptor selector
Calentador de fuelle con carga de vapor	82 K Ohm, 230V AC / DC (12 y 24V DC bajo pedido)

### Standards

- acorde a la directiva de bajo voltaje
- Fabricado y testado acorde a los estándares bajo nuestra propia responsabilidad
- Laboratorios Underwriter

Tipo	N° Pedido	Escala de Ajuste		Pto Ajuste mínimo °C	Ajuste Fábrica °C	Max. Temp. Bulbo °C	Sensor Temp	
		Punto de ajuste Superior °C	Diferencial ΔT K				Carga	Tipo

### Termostatos TS1 con ajuste por la parte superior

Termostatos sin conmutador selector											
TS1-A2P	4 530 400	-30 ... +15	1,5 ... 16	-36	-1/6	150	Vapor	2 m capilar			
TS1-R2P	4 715 170	-30 ... +15	Rearme manual ca. 2,5 fijo	-32	+2						
Contactos de baja temperatura											
TS1-A3P	4 356 700	-10 ... +35	1,5 ... 16	-23	+3/2	150	Vapor	2 m Capilar y bulbo			
TS1-A1A	4 351 500	-45 ... +10		-55	-18/20						
TS1-A2A	4 351 600	-30 ... +15	1,5 ... 16	-36	-1/6						
TS1-A3A	4 352 500	10 ... +35		-23	+3/2						
TS1-A4F	4 351 800	-30 ... +35	2,8 ... 20	-35	+5/0	100	Absorción	2 m Capilar y bulbo			
Termostato fin de desescarche y universal											
TS1-A5F	4 458 400	+20 ... +60	3 ... 10	10	+35/+30						
TS1-A5C	4 351 900	+25 ... +75	2 ... 15	20	+65/+60	100					
TS1-A6C	4 352 000	+50 ... +100	2 ... 15	47	+85/+80	125	Líquido				

### Termostatos con conmutador selector

TS1-B1A	4 366 700	-45 ... +10		-55	-18/20	150	Vapor	2 m Capilar y Bulbo
TS1-B2A	4 366 800	-30 ... +15	1,5 ... 16	-36	-1/6			
TS1-B3A	4 366 900	-10 ... +35		-23	+3/2			
TS1-B4F	4 367 600	-30 ... +35	2,8 ... 20	-35	+5/0	100	Absorción	Bulbo

### Controles de formación de hielo TS1 con ajuste por la parte superior

Controles de formación de hielo sin conmutador selector								
TS1-D0P	4 352 100	+4,5 ... +20	2,5 fijo	2	4,5 / +2	150	Vapor	6 m capilar
TS1-D0P	4 352 200	+4,5 ... +20	Rearme manual	2	2			
Contactos de baja temperatura								
			ca. 2,5 fijo					

## **Apéndice 41**

### **FILTROS SECADORES PARA SISTEMAS DE TUBERÍAS DE COBRE**



## Filtros Secadores de la Serie ADKS-Plus

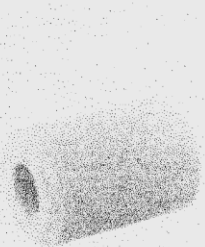
Para aplicaciones en líneas de líquido con núcleos recambiables

### Características

- Con tapa de aluminio inoxidable de fácil montaje
- Soporte rígido del núcleo de acero (no plástico)
- Conexiones de cobre ODF para facilitar su soldadura
- Capacidad de flujo óptimo a bajas caídas de presión
- Gama de temperatura TS: -45°C a +65°C
- Presión de trabajo máxima:  
34,5 bar (-10°C ... 65°C)  
25,9 bar (-45°C ... -10°C)
- Marcado CE, acuerdo a la directiva 97/23 EC



ADKS-Plus



Núcleo H48

Tipo ADKS-Plus	Pedido Nº	Conexión Soldar/ODF mm pulg.	Capacidad de flujo refrigerante en kW								Número de núcleos S48, H48 W48, F48		
			caída de presión de 0,07bar				caída de presión de 0,14bar						
			R 507/				R 507/						
<b>Categoría de riesgo I, módulo de evaluación de la conformidad D1 (Aplicado el módulo más alto que se requiere)</b>													
4485I	883551	16 5/8"	76	72	51	75	77	100	92	65	95	99	1
487T	883552	22 7/8"	145	133	95	138	143	182	167	119	174	180	
486T	883553	1-1/8"	204	187	135	195	202	262	240	171	250	258	
4811T	883554	35 1-3/8"	285	261	186	272	281	355	325	231	338	350	
4813TMM	883836	42	310	284	202	296	306	390	357	254	372	385	
<b>Para aplicaciones en línea de aspiración</b>													
957I	883555	22 7/8"	159	146	104	152	157	199	182	129	189	196	2
969T	883556	1-1/8"	250	229	163	235	247	300	275	195	296	296	
9611T	883557	35 1-3/8"	365	279	199	291	301	402	369	262	384	397	
9613I	883558	1-5/8"	350	321	228	334	345	470	431	306	448	464	
9613TMM	883559	42	355	325	231	339	350	480	440	313	458	474	
9617	887215	54	350	321	228	334	345	470	431	306	448	464	
1448T	883360	1-1/8"	252	231	165	241	248	313	287	204	299	309	3
14411T	883561	35 1-3/8"	351	322	229	335	347	438	401	285	417	432	
14413T	883562	1-5/8"	384	325	231	338	350	482	441	313	460	476	
14413TMM	883563	42	360	330	235	343	355	490	449	319	467	484	
14417T	883564	54 2-1/2"	420	385	274	401	415	560	513	365	534	563	
<b>Categoría de riesgo I, módulo de evaluación de la conformidad D1</b>													
19211T	883565	35 1-3/8"	358	328	233	347	353	440	403	287	419	434	4
19213I	883566	1-5/8"	395	362	258	377	390	506	464	330	483	500	
19213TMM	883567	42	400	366	261	382	395	510	467	333	487	503	
19217T	883568	54 2-1/2"	450	394	281	411	425	587	519	376	541	560	

Ver en la página 100 los factores de corrección para otras condiciones de trabajo diferentes a las nominales.

### Núcleos para ADKS-Plus

Tamaño	Pedido Nº	Capacidad adsorción de agua (gramos)								Capacidad de adsorción de ácido (gramos)
		Temperatura líquida 24°C				Temperatura líquida 52°C				
		R134a	R22	R404A/R507	R407C	R134a	R22	R404A/R507	R407C	
S48	003 508	79,7	74,7	62,3	58,7	73,0	66,7	75,9	48,9	16,3
H48	006 969	35,0	31,7	37,0	24,4	29,0	24,5	28,9	19,1	44,6
W48	006 970	24,7	22,1	26,2	17,1	19,9	18,4	19,5	12,7	33,7
F48	006 973	Filtro								
H/W/100 (empleo sólo en los filtros antiguos ADKS 300/400)										
F100	006 974	Filtro								
H100	006 971	59,9	53,3	63,5	41,4	42,4	38,3	46,0	28,5	195,1
W100	006 972	52,7	47,1	56,0	36,4	42,4	31,7	41,4	25,7	85,5

**Apéndice 42**

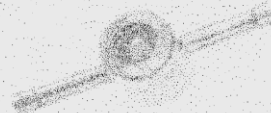
**VISORES PARA SISTEMAS DE TUBERIAS DE COBRE**



## Visores de la Serie MIA

### Características

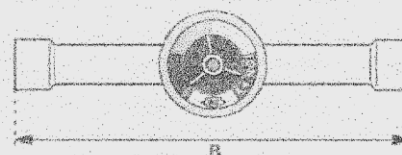
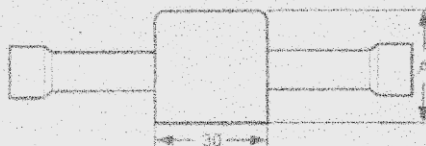
- Totalmente hermético
- Carcasa de acero inoxidable anticorrosión
- Elemento indicador de cristal de gran durabilidad y fiabilidad
- Fácil determinación del contenido de humedad
- Indicador sensible con cuatro colores calibrados
- Amplia área de visión transparente
- Ligero (solo 60 g MIA M06/014)
- Configuración de tubo ampliado ODF, adaptable para todas las aplicaciones comerciales
- Para R 22, R 407C, R 134a, R 404A y R 507 en combinación con aceites minerales y POE



MIA

### Cuadro de selección

Tipo	Código	Para diámetro ext. tubo	Altura A (mm)	Longitud B (mm)	Peso (g)
MIA 014	805 851	1/4"	25,5	98,0	60
MIA 038	805 852	3/8"	35,5	109,0	80
MIA 012	805 853	1/2"	35,5	113,0	90
MIA 058	805 854	5/8"	35,5	108,5	85
MIA 078	805 864	7/8"	35,5	122,5	170
MIA M06	805 846	6 mm	25,5	98,0	60
MIA M10	805 847	10 mm	35,5	109,0	80
MIA M12	805 848	12 mm	35,5	113,0	90
MIA M16	805 854	16 mm	35,5	108,5	95



### Determinación del contenido de humedad\*

Refrigerante	Temperatura del líquido °C	Contenido de agua en mg por kg de refrigerante			
		Azul seco	Violeta	Púrpura precaución	Rojo Precaución - humedad
R 22	25	25	40	80	145
	38	35	65	130	205
	52	50	90	185	290
R 404A / R 507	25	15	33	60	120
	38	25	50	110	150
	52	45	80	140	180
R 134a	25	20	35	60	130
	38	35	65	120	160
	52	50	85	150	190
R 407C	25	26	42	84	151
	38	40	68	144	232
	52	64	109	230	371

\* Contenido en agua en mg por kg de refrigerante

## **Apéndice 43**

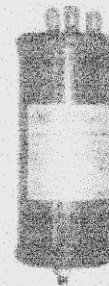
### **SECADORES DE ACEITE DE SISTEMA DE TUBERIA DE COBRE**



## Separadores de Aceite Serie OS

### Características

- Tres tipos diferentes de construcción:
  - Hermética
  - Brida superior
  - Brida inferior con soporte
- Conexiones de cobre ODF
- Valvula de aguja y flotador de acero inoxidable
- Dispone de un iman permanente para filtrar partículas microscópicas del sistema
- Pintura epoxy resistente a la corrosión
- Rango de temperatura TS: -10°C a +150°C
- Máxima presión de trabajo PS: 31 bar
- Marcado CE acorde a la directiva 97/23/EC



OSH



OST

### Código

Línea de producto separadores de aceite

OS X - X XX

### Construcción

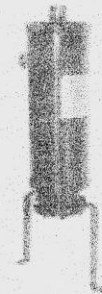
- H: Hermético
- T: Brida superior
- B: Brida inferior con soporte

### Dímetro de la carcasa

- 4: aprox. 10 cm
- 6: aprox. 15 cm

### conexión ODF

- 04: 1/2"
- 05: 5/8" (16mm)
- 07: 7/8" (22mm)
- 09: 1"
- 11: 1 3/8" (35mm)
- 13: 1 5/8"
- 17: 2 1/8"



OSB

Tipo	Pedido N°	Conexión	Categoría PED	Proced. Evaluación Conformidad	Capacidad nominal kW			Volumen (Litros)		
					R 22	R 134a	R 404A/R 507			
OSH-404	881 598	1/2"	Cat. I	Módulo D1*	7,0	4,9	7,3	2		
OSH-405	881 599	5/8"			18,7	13,1	19,4	2,4		
OSH-407	881 600	7/8"			28,1	19,7	29,0	2,8		
OSH-409	881 792	1-1/8"			37,4	26,2	38,7	3		
OSH-411	881 794	1-3/8"			46,8	32,8	48,4	3		
OSH-413	881 856	1-5/8"			65,5	45,9	67,8	3-6		
OSH-611	881 940	1-3/8"			51,5	36,1	53,3	6,5		
OSH-613	881 953	1-5/8"	Cat. II	Módulo D1	65,5	45,9	67,8	7,9		
OSH-642	889 022	42 mm			65,5	45,9	67,8	7,9		
OSH-617	881 970	2-1/8"			105,3	73,8	108,9	7,9		
OST-404	881 860	1/2"			7,0	4,9	7,3	1,8		
OST-405	881 861	5/8"	Cat. I	Módulo D1*	18,7	13,1	19,4	2,6		
OST-407	881 862	7/8"			28,1	19,7	29,0	3,2		
OST-409	881 863	1-1/8"			37,4	26,2	38,7	3,6		
OST-411	881 938	1-3/8"			46,8	32,8	48,4	3,8		
OST-413	881 939	1-5/8"			65,5	45,9	67,8	3,8		
OSB-613	881 971	1-5/8"			Cat. II	Módulo D1	65,5	45,9	67,8	7,8
OSB-617	881 972	2-1/8"					105,3	73,8	108,9	7,6

## INDICES APÉNDICES

<b>Apéndice 1</b>	<b>Diagrama de Pert de Montaje</b>
<b>Apéndice 2</b>	<b>Diagrama de Gantt de Montaje</b>
<b>Apéndice 3</b>	<b>Los Productos Agroindustriales más exportados en 2003</b>
<b>Apéndice 4</b>	<b>Propiedades de los Aceros sometidos a tensión</b>
<b>Apéndice 5</b>	<b>Constantes elásticas y físicas de materiales</b>
<b>Apéndice 6</b>	<b>Fórmulas de cortante, momento y deflexión de vigas</b>
<b>Apéndice 7</b>	<b>Factores de acabado de superficies</b>
<b>Apéndice 8</b>	<b>Factores de temperatura a la resistencia a la tensión</b>
<b>Apéndice 9</b>	<b>Propiedades a la flexión de uniones soldadas de filete</b>
<b>Apéndice 10</b>	<b>Propiedades a la torsión de juntas soldadas de filete</b>
<b>Apéndice 11</b>	<b>Características de pernoten SI</b>
<b>Apéndice 12</b>	<b>Valores de resistencias para pernos</b>
<b>Apéndice 13</b>	<b>Valores de constante de columna</b>
<b>Apéndice 14</b>	<b>Valores estáticos de perfiles UPN</b>
<b>Apéndice 15</b>	<b>Valores estáticos de perfiles IPN</b>
<b>Apéndice 16</b>	<b>Valores estáticos de perfiles IPE</b>
<b>Apéndice 17</b>	<b>Valores estáticos de perfiles HEA</b>
<b>Apéndice 18</b>	<b>Valores estáticos de perfiles angulares</b>
<b>Apéndice 19</b>	<b>Constante para fórmulas de calculo de esfuerzo y espesores</b>
<b>Apéndice 20</b>	<b>Características técnicas de polipasto</b>
<b>Apéndice 21</b>	<b>Curvas de Selección de Bombas Goulds</b>
<b>Apéndice 22</b>	<b>Características técnicas de bomba seleccionada</b>
<b>Apéndice 23</b>	<b>Sistema de cálculo de cabezal positivo de succión</b>
<b>Apéndice 24</b>	<b>Valores recomendados de perdida por fricción en tuberías</b>
<b>Apéndice 25</b>	<b>Valores de agua saturada según su temperatura</b>
<b>Apéndice 26</b>	<b>Coeficiente de pérdidas en válvulas</b>
<b>Apéndice 27</b>	<b>Propiedades termo físicas del agua</b>
<b>Apéndice 28</b>	<b>Resumen de correlaciones de transferencia de calor por convección para flujo externo</b>
<b>Apéndice 29</b>	<b>Constantes de la ecuación para el cilindro circular en flujo cruzado</b>



<b>Apéndice 30</b>	<b>Resumen de correlaciones de convección para flujo en un tubo circular</b>
<b>Apéndice 31</b>	<b>Valores recomendados de espaciamiento de rodillos</b>
<b>Apéndice 32</b>	<b>Valores recomendados de velocidad máxima</b>
<b>Apéndice 33</b>	<b>Valores recomendados de espesor de cobertura</b>
<b>Apéndice 34</b>	<b>Valores recomendados de anchos de banda mínimos</b>
<b>Apéndice 35</b>	<b>Diámetros recomendados para ejes de tambores</b>
<b>Apéndice 36</b>	<b>Diámetros recomendados mínimos para bandas Roulunds</b>
<b>Apéndice 37</b>	<b>Válvulas de Expansión para sistemas de refrigeración</b>
<b>Apéndice 38</b>	<b>Válvulas selenoides de 2 vías para sistemas de refrigeración</b>
<b>Apéndice 39</b>	<b>Factores de corrección para válvulas selenoides</b>
<b>Apéndice 40</b>	<b>Termostatos de dos etapas</b>
<b>Apéndice 41</b>	<b>Filtros secadores para sistemas de tuberías de cobre</b>
<b>Apéndice 42</b>	<b>Visores para sistemas de tuberías de cobre</b>
<b>Apéndice 43</b>	<b>Secadores de aceite de sistemas de refrigeración</b>