

ESCUELA SUPERIOR POLITÉCNICA DEL LITORAL

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

“Diseño De Una Planta Procesadora de Néctar de Mango”

TESIS DE GRADO

Previo a la obtención del Título de:

INGENIERIO MECÁNICO

Presentada por:

Ricardo Christian Moncayo Moncada

GUAYAQUIL – ECUADOR

Año: 2004

AGRADECIMIENTO

A las personas que han hecho posible permitirme alcanzar este logro personal, dándome su apoyo incondicional en todo momento.

Al Ing. Manuel Helguero, mi director de tesis por darme toda la ayuda necesaria para culminar esta meta personal.

DEDICATORIA

A mi Padre, por enseñarme a ser fuerte en todo momento, y mostrarme el camino. A mi madre por ser una mujer grandiosa, que me ha sabido consolar y darme todo su amor, y preocupado por mí en todo momento.

A mis hermanas por estar conmigo siempre que las he necesitado. A mi abuelita que ha estado conmigo siempre y que es otra madre para mí.

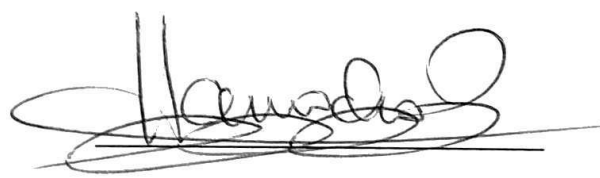
Gracias Dios por darme todo lo que tengo, por hacer mi vida tan feliz con todas las personas maravillosas que están a mi lado.

TIBUNAL DE GRADUACIÓN

Ing. Eduardo Rivadeneira P.
DECANO DE LA FIMCP
PRESIDENTE



Ing. Manuel Helguero G.
DIRECTOR DE TESIS

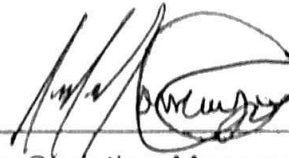


Ing. Federico Camacho B.
VOCAL

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)

A handwritten signature in black ink, appearing to read 'Ricardo Moncayo', is written over a horizontal line.

Ricardo Christian Moncayo Moncada

RESUMEN

Actualmente la industria alimenticia va fomentando al desarrollo del país con el incremento de las exportaciones de frutas como el mango. En el año 2002 se reportó que las frutas habían incrementado en un 35% en las exportaciones correspondiéndole un 10% al mango. Además que existen varios productos que se derivan de esta fruta, contienen varios beneficios para la salud del ser humano, y en nuestro país no son explotados en su totalidad, siendo este el caso del néctar de mango.

Se propone en este trabajo desarrollar el diseño de una planta procesadora de néctar de mango, analizando las diversas etapas, así como los equipos que se necesitan, teniendo como objetivo aprovechar como materia prima los mangos que no son aceptados para exportar, por lo que de acuerdo al análisis de este mercado voy a diseñar la planta para tratar sólo 30000 kilogramos aproximadamente, que corresponde sólo a una parte y que serán procesadas para obtener como producto final, néctar de mango, que será almacenado en

tanques de 55 galones, los cuales podrán ser vendidos a empresas que simplemente tendrían que embotellar el néctar para su posterior venta.

Se realizará primeramente un análisis o estudio de factibilidad de comercialización del néctar de mango, así como ciertas propiedades de la pulpa y el jugo de esta fruta que ayudan a que este sea un proceso eficiente, basándonos en las oportunidades de aprovechar la producción de mango que no es exportada

Debido a las razones que se presentarán se ha decidido el diseño de 3 equipos, que son la despulpadora, la marmita y un tanque mezclador, incluyéndose los diversos componentes a diseñar de las mismas, basándome estos diseños en su grado de eficiencia, ergonomía y facilidad de mantenimiento. De los otros equipos se justificará su selección de los existentes en el mercado. Se incluirá al final los planos con el diseño final de los equipos diseñados.

Finalmente se indicarán los costos de los equipos, así mismos como los gastos necesarios para poder instalar este proceso en una planta.

INDICE GENERAL

	Pág.
RESUMEN.....	II
ÍNDICE GENERAL.....	III
ABREVIATURAS.....	IV
SIMBOLOGÍA.....	V
INDICE DE FIGURAS.....	VI
INDICE DE TABLAS.....	VII
INDICE DE PLANOS.....	VIII
INTRODUCCIÓN.....	1
CAPÍTULO 1	
1. GENERALIDADES DEL MANGO	3
1.1 Historia del mango.....	3
1.2 Características del fruto.....	4
1.3 Diferentes productos que se derivan del mango.....	8
1.4 Características de los jugos y pulpa.....	9
1.5 Datos sobre la conservación de pulpa.....	14

CAPITULO 2

2. FACTIBILIDAD DE COMERCIALIZACION DEL MANGO.....	18
2.1 El mango y su aporte nutritivo a la alimentación.....	20
2.2 Agroindustrialización del mango.....	21
2.3 Estadísticas de Producción del mango.....	23
2.4 Análisis Económico de las ventajas del proyecto.....	26

CAPITULO 3

3. PROCESO A NIVEL INDUSTRIAL PARA EL NÉCTAR DEMANGO..	31
3.1 Generalidades de la Planta de Producción.....	32
3.2 Descripción del Proceso de Producción.....	34
3.2.1 Selección y Clasificación de la fruta.....	35
3.2.2 Escaldado para ablandamiento del mango.....	37
3.2.3 Pelado y Despulpado del mango.....	38
3.2.4 Homogenización y Refinado del Producto	40
3.2.5 Tratamiento térmico del Producto	42
3.2.6 Tratamientos aditivos y conservantes.....	43
3.2.7 Pasteurización del Producto.....	44
3.2.8 Envasado y almacenamiento.....	45
3.3 Diagrama de Flujo del proceso.....	46
3.4 Control de calidad del Producto.....	49

CAPITULO 4

4. GENERALIDADES Y SELECCIÓN DE EQUIPOS.....	54
4.1 Selección de Bombas.....	55
4.2 Descripción de la Marmita de Doble fondo.....	72
4.3 Clases de Despulpadora.....	74
4.4 Molino Para Refinado	77
4.5 Tanque Mezclador.....	80
4.6 Pasteurizador.....	81
4.7 Accesorios Necesarios	83

CAPITULO 5

5. DISEÑO DE LA MARMITA Y DEL TANQUE MEZCLADOR.....	84
5.1 Diseño del cuerpo semiesférico.....	85
A) Cuerpo Semiesférico.....	85
B) Base Estructural del cuerpo de la Marmita.....	92
5.2 Diseño de la camisa doble fondo.....	108
5.3 Selección y Localización de válvulas.....	112
5.4 Selección y localización de tuberías.....	113
5.5 Diseño de la canastilla.....	115
5.6 Diseño del Tanque Mezclador.....	120

CAPITULO 6

6. DISEÑO DEL DESPULPADOR.....	123
6.1 Diseño del cuerpo del Equipo.....	124
A) Diseño de Paletas.....	126
B) Soldadura y Pernos para sujeción de paletas.....	143
C) Bocín Sujetador de Paletas.....	153
D) Selección de Rejillas.....	158
E) Ménsula de Soporte.....	159
6.2 Diseño de la Tolva de alimentación.....	160
6.3 Diseño y Selección de cojinetes.....	162
6.4 Diseño del Resorte.....	168
6.5 Diseño del árbol y del tornillo sin fin.....	172
6.6 Selección del motor y transmisión.....	186

CAPITULO 7

7. ANÁLISIS DE COSTOS.....	192
7.1 Costo de Maquinarias y Equipos.....	193
7.2 Costo de Mano de Obra.....	198
7.3 Costo de Materia Prima.....	199

CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES.....	208
-------------------------------------	-----

APÉNDICES

BIBLIOGRAFÍA

ABREVIATURAS

m	metro
m ²	metro cuadrado
m ³	metro cúbico
m ⁴	metro a la cuarta
cm	centímetro
mm	milímetro
mm ²	milímetro cuadrado
in	pulgada
in ⁴	pulgada a la cuarta
N	Newton
N.m	Newton por metro
kN	Kilo Newton
kN / m ²	Kilo Newton – metro cuadrado
Kg	Kilogramo
mg	miligramo
g	gramo
Kg / m	Kilogramo – metro
Kg / m ³	Kilogramo – metro cúbico
° Brix	Grados Brix
° C	Grados Celsius
Pa	Pascal
MPa	Mega Pascal
GPa	Giga Pascal
Bar	Bar
Psi	libras - pulgadas al cuadrado
atm	atmósfera
m ³ / h	metros cúbicos - hora
m / seg.	metro – segundo
m ² / seg	metro cuadrado - segundo
m ³ / seg	metro cúbico – segundo

m / seg ²	metro – segundo al cuadrado
° C	grados Centígrados
gpm	galones por minuto
Kg / lt	Kilogramos – litro
ml	mililitro
Lbm / pie ³	Libra masa – pie cúbico
N-s / m ²	Newton por segundo – metro cuadrado
MPa	mili Pascal
Kg / h	Kilogramo – hora
Kg / s	Kilogramo - segundo
KW	kiloWatts
HP	Caballos de fuerza
Rad / seg	Radianes - segundo
RPM	Revoluciones por minuto
Hz	Hertz
Ha	Hectárea
Tm	Tonelada métrica
Ha / m	Hectárea – metro
ppm	partes por millón
I.V.A.	Impuesto al valor agregado.

SIMBOLOGÍA

A	Área
V	Volumen
ϕ	Diámetro
h	Altura
π	Pi
ρ	Densidad
g	Gravedad
m	Masa
F	Fuerza
σ	Esfuerzo Normal
τ	Esfuerzo de corte
L	Longitud
Re	Número de Reynolds
μ	Viscosidad
M	Momento
n	Factor de seguridad
I	Segundo momento de inercia
J	Segundo momento polar de inercia
Q	Caudal
P	Presión
ΔP	Caída de presión
\$	Dólares americanos
f	factor de fricción
E	módulo de elasticidad
v	velocidad
T	Torque
Sut	Resistencia última
Sy	Resistencia de fluencia o resistencia de punto cedente

ÍNDICE DE FIGURAS

	Pag.
Figura 1.1 Fruto del mango.....	5
Figura 1.2 Rendimiento en Pulpa de algunas frutas.....	10
Figura 1.3 Sólidos solubles en Pulpa de fruta.....	12
Figura 1.4 Acidez aproximada para algunas frutas	13
Figura 2.1 Consumo per cápita de jugos de frutas en el 2000.....	22
Figura 2.2 Curvas de Volúmenes Excedentes.....	29
Figura 3.1 Lavado por aspersion.....	35
Figura 3.2 Lavado de fruta por inmersión.....	36
Figura 3.3 Proceso de Escaldado	37
Figura 3.4 Proceso de Despulpado.....	39
Figura 3.5 Proceso de Homogenización.....	41
Figura 3.6 Diagrama de Flujo para la elaboración de néctar de mango.....	47
Figura 3.7 Plano de Distribución General de una Planta procesadora de néctar de mango.....	48
Figura 3.8 Plano Isométrico de la Planta Procesadora de Néctar de Mango.....	53
Figura 4.1 Condiciones de Flujo de Entrada.....	61
Figura 4.2 Condiciones reflujo de Salida	61
Figura 4.3 Rugosidad Relativa para tuberías.....	62
Figura 4.4 Diagrama de Moody.....	63
Figura 4.5 Curvas de Bombas del grupo 4SH a 1750 RPM.....	64
Figura 4.6 Despulpadora.....	75
Figura 4.7 Esquemas de Pasteurizadores.....	82
Figura 5.1 Cuerpo Semiesférico de la marmita.....	86
Figura 5.2 Corte en Sección semiesférica.....	89
Figura 5.3 Partes de la base estructural de la marmita.....	92
Figura 5.4 Curvas de Euler para columnas.....	103
Figura 5.5 Columna de soporte para la marmita.....	104
Figura 5.6 Esquema de Camisa doble fondo.....	108
Figura 5.7 Diseño de forma de la canastilla.....	116

Figura 5.8 Base de la Canastilla.....	117
Figura 6.1 Diseño de forma del Despulpador.....	124
Figura 6.2 Modelo para análisis de Impacto.....	126
Figura 6.3 Diseño de forma de paleta.....	129
Figura 6.4 Diagrama de Fuerzas sobre la paleta.....	138
Figura 6.5 Puntos de la Sección transversal de la paleta.....	139
Figura 6.6 Diseño de forma del Bocín para sujeción.....	153
Figura 6.7 Diagrama de fuerzas sobre ala del bocín.....	154
Figura 6.8 Agarradera para rejilla.....	159
Figura 6.9 Diagrama Viscosidad Temperatura.....	167
Figura 6.10 Árbol de transmisión.....	175
Figura 6.11 Diagrama de fuerzas sobre el árbol.....	178
Figura 6.12 Diagrama de fuerza y momento flector.....	179
Figura 6.13 Gráficas para selección de tipo de Banda.....	190
Figura 6.14 Mínimos diámetros de Poleas recomendados.....	190

ÍNDICE DE TABLAS

		Pág.
Tabla 1	Características de las principales variedades del mango.....	6
Tabla 2	Datos Técnicos recomendados para el cultivo.....	7
Tabla 3	Relación Media Peso / pulpa de diversos tipos de mangos.....	17
Tabla 4	Informe nutricional del mango.....	20
Tabla 5	Producción Nacional de mango período 1995-2000.....	24
Tabla 6	Volumen de Exportaciones de mangos período 1995-2002.....	25
Tabla 7	Volúmenes excedentes de producción de mango 1995-2000.....	28
Tabla 8	Tasa de Crecimiento esperada.....	30
Tabla 9	Coeficientes de pérdida (K_L) para componentes de tubería.....	60
Tabla 10	Características de las Bombas para el proceso.....	72
Tabla 11	Matriz de decisión para selección de despulpadora.....	76
Tabla 12	Lista de Molinos coloidales que venden Talleres AENE.....	79
Tabla 13	Lista de Molinos coloidales que venden COLMIL.....	79
Tabla 14	Valores de los esfuerzos en el cuerpo de la Marmita.....	91
Tabla 15	Valores para los factores K_f para soldadura.....	99
Tabla 16	Factores de longitud efectivas para columnas.....	104
Tabla 17	Descripción de tuberías de agua-pulpa para marmitas.....	115
Tabla 18	Límites de fatiga corregidos para pernos.....	150
Tabla 19	Características del resorte a usar.....	171
Tabla 20	Datos para evaluar los factores K_f y K_{fs}	182
Tabla 21	Costos de Construcción de la Marmita.....	193
Tabla 22	Costos de Construcción de la Despulpadora.....	194
Tabla 23	Costos de Construcción del Tanque Mezclador.....	194
Tabla 24	Costos de Equipos Necesarios para el proceso.....	195
Tabla 25	Equipo para laboratorio de control de calidad.....	196
Tabla 26	Accesorios necesarios para la instalación.....	197
Tabla 27	Costo de Mano de obra empleada para la Marmita.....	198
Tabla 28	Costo de Mano de obra empleada para la Despulpadora.....	198
Tabla 29	Costo de Mano de obra empleada para el Tanque Mezclador.....	199
Tabla 30	Costo de Materiales para la Marmita.....	200
Tabla 31	Costo de Materiales para la Despulpadora.....	200
Tabla 32	Costo de Materiales para el Tanque Mezclador.....	201
Tabla 33	Costos Finales de los equipos diseñados.....	202
Tabla 34	Costos Finales para la Instalación de la Planta.....	203

INDICE DE PLANOS

Plano 1	Ensamble de Marmita
Plano 2	Cuerpo de la Marmita
Plano 3	Camisa de Doble Fondo
Plano 4	Columnas
Plano 5	Canastilla
Plano 6	Ensamble de Despulpadora
Plano 7	Detalles de la Cámara de despulpado
Plano 8	Ménsula
Plano 9	Agarradera
Plano 10	Canal de Desechos
Plano 11	Tolva de alimentación
Plano 12	Artesa
Plano 13	Tapa de Artesa
Plano 14	Arbol de Transmisión
Plano 15	Resorte
Plano 16	Canal de Recolección de Pulpa
Plano 17	Paleta
Plano 18	Bocín Sujetador de Paletas
Plano 19	Tapa Cobertora
Plano 20	Tanque Mezclador

INTRODUCCIÓN

La presente tesis trata acerca del Diseño de una Planta Procesadora Néctar de mango, la cual surge de la necesidad de la existencia del desperdicio de mangos que por no cumplir con las normas para exportación, no son procesados o aprovechados a nivel industrial. Debido a esto se buscará utilizar esta fruta para industrializarla en forma de néctar.

Por lo que, el objetivo principal de la tesis será instalar de manera eficiente, un proceso adecuado para obtener como producto final néctar de mango, donde la materia prima usada sea el mango que no puede ser exportado, por lo que se realizará un detallado análisis de las posibilidades y la existencia de suficiente materia prima en el mercado, incluyéndose un estudio del grado de aceptación del néctar de mango a nivel mundial, para de esta manera reconocer las ventajas que nos da la instalación de este proceso a nivel nacional, el cual no es explotado actualmente. Además de indicar las diferentes alternativas que se pueden instalar para este proceso, es decir en las etapas y equipos que pueden ser instalados, y Beneficios que nos puede dar, debido a su posible reutilización para otras frutas.

Uno de las formas para lograr una mayor eficiencia en el proceso y reducir costos de instalación, es el diseño de algunos de estos equipos que serán usados, tales como marmitas, despulpadora y tanques de almacenamiento. Para esto se usará los criterios de diseño de Goodman y Von Misses en la

mayoría de los casos, sin embargo, se especificarán las fuentes cuando esto no se de. Se realizará también selección de ciertos elementos del sistema, como por ejemplo bombas, rodamientos, entre otros.

Algunos de los partes no serán diseñadas debido a que son partes que no soportarán mayores fuerzas, tales como canales de recolección de pulpa o de desperdicios, pero se indica su diseño final en los planos, para su posterior construcción. Así como la instalación de la línea de vapor necesaria en algunos equipos, tales como marmita y pasteurizador, debido a que el desarrollo de la misma, implica materia suficiente de una nueva tesis.

Al final se mostrarán los costos involucrados para la instalación y construcción de los equipos analizados en esta tesis, por lo que un cliente o empresario puede apreciar las ventajas económicas que brinda la instalación de este proceso, asegurándonos del correcto y eficiente funcionamiento de la misma.

CAPITULO 1

1. GENERALIDADES DEL MANGO

1.1 Historia del Mango

El mango es una fruta tropical cuyo nombre científico es “Mangifera indica”, originario de la India y cultivada por más de 4000 años, en la actualidad está reconocido como uno de los 3 ó 4 frutos tropicales más finos. Alrededor de los años 1700 los portugueses lo trajeron a América donde se adaptó a los climas tropicales. Del mismo modo los españoles introdujeron el fruto a América por medio del tráfico entre Filipina y la costa oeste de México por los siglos XV y XVI. Los mangos fueron llevados de México a Hawai, en 1809, y a California alrededor de 1880, mientras que la primera plantación permanente en Florida data de 1861.

El nombre de “mango” se empezó a usar desde el siglo XVI, de donde derivó su denominación botánica.

1.2 Características del Fruto

Es una planta cotiledónea perteneciente a la familia de las Anacardiáceas. Los frutos son de forma redonda, ovalada, arriñonada, y acorazonada, su color oscila entre el amarillo verdoso hasta el anaranjado, su piel es lisa, fina y cariácea. Su peso y tamaño es variable. La carne es deliciosamente aromática, de color amarillo anaranjado, muy jugosa.

Los mangos pueden tener uno o más embriones. Los mangos de tipo indio son monoembriónicos y de ellos derivan la mayoría de los cultivares comerciales. Posee un mesocarpio comestible de diferente grosor según los cultivares y las condiciones de cultivo. Su peso varía desde 150 g hasta 2 kg. Su forma también es variable, pero generalmente es ovoide-oblonga, notoriamente aplanada, redondeada, u obtusa a ambos extremos, de 4-25 cm. de largo y 1.5-10 cm de grosor.

La semilla es ovoide, oblonga, alargada, estando recubierta por un endocarpio grueso y leñoso con una capa fibrosa externa, que se puede extender dentro de la carne. El tamaño y peso de la semilla puede variar dependiendo del tipo de mango.

Existen varios tipos de mangos y se los clasifica de acuerdo bajo denominaciones de color, así tenemos entre las variedades rojas: la Haden, Kent, Tommy Atkins y Keit. Entre las variedades verdes tenemos: Alphose, Julie, Amalie. Existen además las variedades amarillas y otras. En la figura 1.1 se puede apreciar el fruto y el interior del mismo.



FIGURA 1.1 FRUTO DEL MANGO

Los diversos tamaños de frutos se dan por las diversas clases existentes, sin embargo, la coloración rojiza o amarilla, indica por lo general que el fruto ya ha alcanzado su grado de madurez y que están aptas para el proceso de la extracción de la pulpa y del jugo.

Así mismo podemos apreciar ciertas diferencias que existen entre algunas de las clases de mangos, estas se pueden apreciar en la siguiente tabla:

TABLA I
Características de las Principales variedades del mango

Variedad	Tamaño	Color de la Fruta	Contenido de fibra	Peso por fruta gr.
HADEN	Mediano	Rojo/ amarillo	Regular	615
KEIT	Grande	Rosado/ amarillo	Muy poca	850
KENT	Mediano	Rojo/ amarillo	Muy poca	680
TOMMY ATKINS	Mediano	Amarillo / rojo	Regular	550
IRWIN	Pequeño	Rojo / amarillo	Muy Poca	340
PALMER	Mediano	Amarillo	Muy Poca	660
EARLY GOLD	Pequeño	Naranja/ amarillo	Muy Poca	340
SENSATION	Pequeño	Amarillo con manchas rojas	Poca	310
SUFAIDA	Mediano	Rojo / amarillo	Regular	590
VAN DYKE	Pequeño	Rojo / amarillo	Poca	350

El tiempo necesario para el desarrollo completo del fruto varía entre 4 y 5 meses, esto depende del tipo de mango como del clima

TABLA II

Datos técnicos recomendados para el cultivo

Temperatura de cultivo	25 – 32 °C
Altitud	0 – 600 msnm
Humedad Relativa	40 – 60 %
Clima	Seco tropical y seco sub-tropical
Precipitaciones	130 – 250 mm ³ por año
Suelos	Francos, profundos, buen drenaje y limosos
Luminosidad	1500 horas luz / año

Hay que indicar que de igual forma, el tamaño de la planta también varía, ya que está puede tener entre 10 a 30 m de altura, las hojas pueden tener entre 10 a 40 cm de largo y de 2 – 10 cm de ancho de color verde amarillenta; así también las flores polígamas y son de color verde amarillento de 0,5 a 0,7 cm de diámetro cuando están extendidas.

1.3 Diferentes Productos que se derivan del mango.

Existen muchas posibilidades de industrialización que se puede obtener del mango así tenemos:

1. Pulpa de Mango
2. Jugo de Mango
3. Néctar de Mango
4. Salsas de Frutas con mango como ingrediente
5. Cóctel de frutas con mango como ingrediente
6. Mango deshidratado: rodajas, cuadritos, pulpa
7. Vino de mango
8. Líquido de cobertura
9. Yogurt con mango como ingrediente
10. Helados de mango

El paso básico para la elaboración de la mayoría de los productos anteriormente señalados es la obtención de la pulpa de mango, por lo que es relevante conocer cierta información acerca de las características de la pulpa de este fruto, así como datos sobre la conservación de la misma.

1.4 Características de los jugos y pulpa

Primeramente hay que tener en consideración la diferencia entre el jugo y el néctar de una fruta, y esta radica en que el néctar es una mezcla del jugo extraído de la fruta, mezclado con agua y otros aditivos, mientras el jugo, es el extracto directo de la pulpa del fruto. Los detalles acerca de la formulación para obtener néctares de frutas, se pueden apreciar en el ANEXO 1.

Las pulpas y jugos se caracterizan por poseer una variada gama de compuestos nutricionales que les confieren un atractivo especial a los consumidores. Están compuestas de agua en un 70 a 95%, pero su mayor atractivo desde el punto de vista nutricional es su aporte a la dieta de principalmente vitaminas, minerales, enzimas y carbohidratos como la fibra.

La composición en pulpa varía mucho de acuerdo a los tipos de frutas en la siguiente gráfica podemos apreciar el rendimiento en pulpa de algunas de ellas. Aún entre estos valores que se podrán apreciar, existen diferencias para las diversas clases de mango, los cuales se mostrarán posteriormente, para el caso específico del mango.

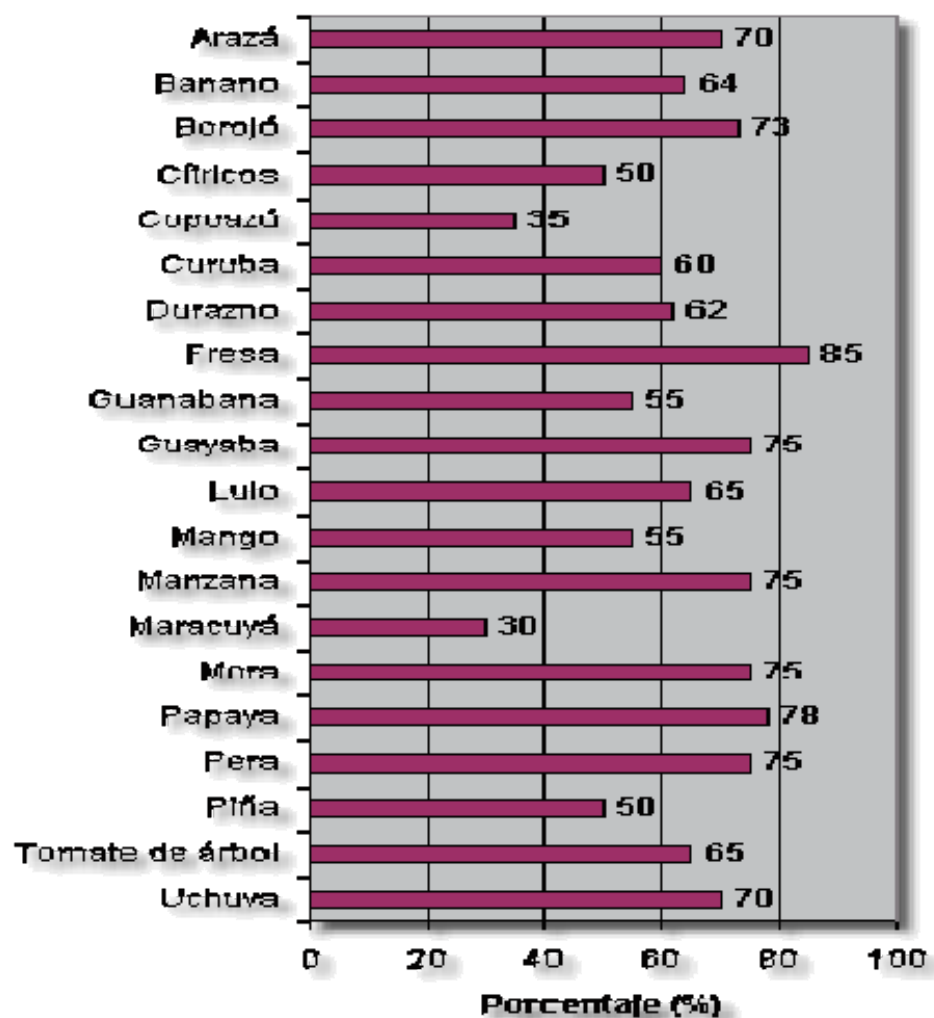


FIGURA 1.2 RENDIMIENTO EN PULPA DE ALGUNAS FRUTAS

La apariencia de los jugos o pulpas debe estar libre de materias extrañas, admitiéndose una separación en fases y la mínima presencia de trozos y partículas oscuras propias de la fruta utilizada.

La presencia de partículas oscuras en la pulpa se puede deber a la rotura de semillas de color oscuro durante el despulpado. Un caso típico se presenta en el maracuyá. También puede ser debido a la presencia de manchas oscuras en la piel de la fruta que pueden pasar a la pulpa. Este caso se puede dar en la guayaba o en la guanábana.

El atrapamiento de aire es inevitable cuando se emplean despulpadoras que provoquen esta incorporación. En relación con el tamaño de partícula depende del diámetro del orificio del tamiz que se empleó para la separación de las semillas durante el despulpado. A mayor diámetro, partículas más gruesas que menos se sostienen en la columna de fluido, tendiendo a caer por efectos de la fuerza de la gravedad.

La pulpa debe estar libre de sabores extraños. Cualquier sabor a viejo o a alcohol es señal de fermentación, que de inmediato es rechazado. El color y olor deben ser semejantes a los de la fruta fresca de la cual se ha obtenido. El producto puede tener un ligero cambio de color, pero no desviado debido a alteración o elaboración defectuosa.

En el caso de la acidez titulable establece los niveles mínimos de ácido que debe poseer cada pulpa, expresados en porcentaje masa/ masa de ácido cítrico anhidro. Con esta medida se puede deducir el grado de madurez de la fruta que se emplea o si la pulpa ha sido diluida. También se exige un nivel mínimo de sólidos disueltos o solubles determinados por lectura

refractométrica a 20 °C o grados Brix. El valor de este parámetro permite igualmente deducir el grado de madurez de la fruta o si ha sido diluida. En la siguiente gráfica podemos apreciar el porcentaje de partículas solubles para algunas frutas.

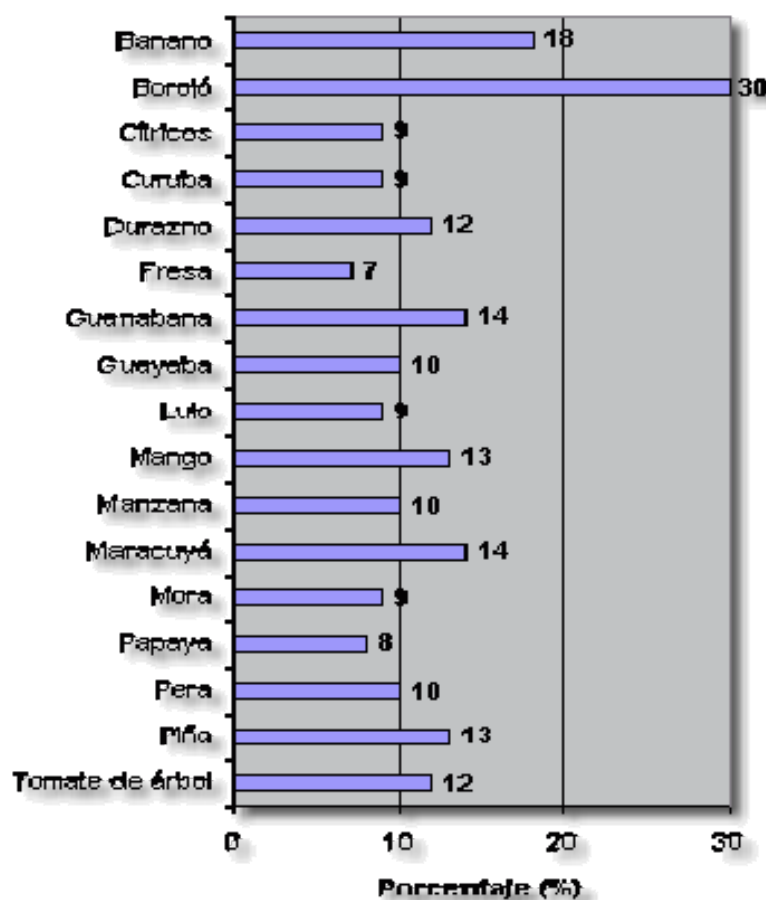


FIGURA 1.3 SÓLIDOS SOLUBLES (%) EN PULPAS DE FRUTAS

En la siguiente gráfica podemos apreciar el nivel de acidez para las frutas en % de ácido cítrico.

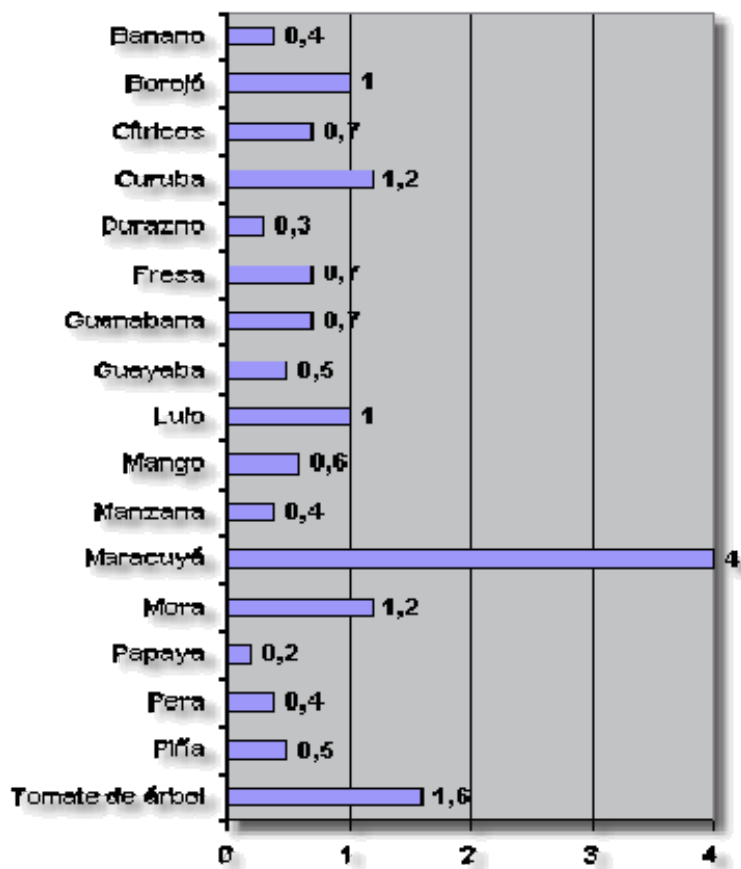


FIGURA 1.4 ACIDEZ APROXIMADA PARA ALGUNAS FRUTAS

El grado de acidez en el mango es bajo, y el nivel de porcentaje de partículas solubles es bueno, estos beneficios que presenta esta fruta en comparación con otras.

1.5 Datos sobre la conservación de la Pulpa

Debido a lo aparentemente simple que es obtener las pulpas y conservarlas mediante congelación, cada día nacen nuevos microempresarios, pero así mismo desaparecen otros debido a la fuerte competencia y cambios en precios, niveles de oferta y calidades de materias primas y de productos terminados.

Lo conveniente es programar la elaboración de pulpas a partir de frutas que se hallen en cosecha. Generalmente las frutas más empleadas en la obtención de pulpas son guanábana, mora, mango, lulo, maracuyá, piña, guayaba y papaya. Las épocas de producción de frutas varían. El período de cosecha para el mango está entre los meses octubre a enero.

El rendimiento aumenta cuando las frutas son de tamaño grande, la cáscara aunque resistente a los golpes y rajaduras no sea muy gruesa para que así no eleve el porcentaje de residuos, lo mismo que posea pocas semillas, pequeñas y resistentes a la rotura, de manera que no se mezclen fácilmente con la pulpa durante su separación.

Las operaciones necesarias para la separación de las pulpas dependerán de las características de las cáscaras, las semillas, la manera como están adheridas la semilla y la pulpa o la sensibilidad de la pulpa al exponerse al medio ambiente.

Otro factor importante que deben poseer las frutas es la estabilidad de su pulpa a las condiciones ambientales y a las operaciones de conservación. Puede presentarse la situación que la pulpa fácilmente cambie de color cuando se abre la fruta, como es el caso de la manzana o el banano. Si es inevitable este fenómeno habrá necesidad de contrarrestarlo mediante tratamientos térmicos o químicos.

Otro problema que se inicia en el cultivo es la adición de agroquímicos a la planta durante la precosecha. Esta práctica puede alterar la composición de la pulpa y se presenta por el empleo de variedades de frutas poco resistentes a plagas y enfermedades, con lo que se obliga al agricultor a aplicar tratamientos preventivos con el uso de sustancias químicas sobre la fruta antes de la cosecha.

Así mismo existen métodos para la conservación de pulpas, que también son usados para la conservación de néctares, los cuales serán nombrados a continuación:

La **Pasteurización**; consiste en calentar un producto a temperaturas que provoquen la destrucción de los microorganismos patógenos. El calentamiento va seguido de un enfriamiento para evitar la sobrecocción y la sobrevivencia de los microorganismos termófilos.

La **Congelación**; Se basa en el principio de que a menor temperatura más lentas son todas las reacciones. Esto incluye las reacciones producidas por los microorganismos, los cuales no son destruidos sino retardada su actividad vital.

La **esterilización térmica y envasado aséptico**; consiste en lograr un calentamiento rápido del fluido, retención durante un corto periodo de tiempo, enfriamiento y envasado bajo condiciones asépticas en recipientes previamente esterilizados. Se utiliza intercambiadores de calor, ya sean de placas, tubulares, etc.

El **empleo de aditivos**; la conservación mediante adición de sustancias químicas ha sido muy usada hasta hace pocos años, pero a medida que los consumidores toman mas conciencia de la conveniencia de ingerir alimentos naturales, con el mínimo de sustancias conservantes, esta técnica es cada vez menos practicada sobre todo para los alimentos procesados exportables. Los agentes más empleados para inhibir el desarrollo de microorganismos son los benzoatos, sorbatos y compuestos de azufre.

Otro método para la conservación exclusiva de pulpas, es el de las **pulpas edulcoradas o azucaradas**; que es el producto elaborado con pulpas o concentrados de frutas con un contenido mínimo en fruta del 60% y adicionada de azúcar. Este tratamiento añade mejores sabores y olores a la pulpa.

Estas técnicas son usadas para la conservación del néctar de mango, así como para la conservación de su pulpa. Pero no es necesario el uso de todas, por lo que se ha seleccionado la pasteurización, los tratamientos térmicos y el empleo de aditivos para este caso particular.

La relación media que existe entre el peso y pulpa de mango ayudan a determinar aproximadamente el rendimiento en pulpa de las diversas especies, esto se podrá apreciar en la siguiente tabla.

TABLA III
RELACION MEDIA PESO / PULPA DE DIVERSOS TIPOS DE MANGO

ESPECIE	RELACION MEDIA (%)
OSTEEN	88,22
IRWIN	86
KEITT	72,63
SENSATION	78,14
KENT	77,01
VAN DYKE	78,96
TOMMY ATKINS	78,79

CAPITULO 2

2. FACTIBILIDAD DE COMERCIALIZACION DEL NÉCTAR DE MANGO

El mango es una fruta que a nivel mundial es comercializada a gran escala, produciendo grandes beneficios a los países productores del mismo, tanto como la exportación del fruto, así como sus derivados. Nuestro país también ha gozado de estos beneficios, debido al incremento de la producción de este fruto en los últimos años.

En el año 2001, el rendimiento en kilogramos por hectáreas producidas (ANEXO 2), el mejor ha sido el del Ecuador, comparándolo con nuestros países vecinos, Colombia y Perú; y sin embargo no existe grandes planes agropecuarios para desarrollar este fruto. Pero este desarrollo del mango es algo que se ha venido dando paulatinamente, ya que entre 1995 y el 2000 la producción de frutas creció en un 3.3 % anual promedio, y del este le corresponde un 35,8% al mango.

En la actualidad el mango y sus productos son consumidos por los diversos grupos étnicos en todas las partes del mundo, además es hoy en día un producto de popularidad creciente y generalizada entre todos los consumidores. Es muy raro encontrar supermercados que no incluyan el mango entre las frutas ofrecidas en venta, así como los jugos y néctares del mismo, donde sabor de mango, es uno de los principales.

Siendo el mango un fruto cuya producción tiende al alza en nuestro país, que está dando ingresos económicos debido al volumen de exportaciones del mismo, es necesario determinar que hacer con los volúmenes de producción que no pueden ser exportados. De aquí nace la necesidad de implementar una planta procesadora de mango, escogiéndose como producto final néctar de mango, ya que en nuestro medio existen plantas que se dedican a la compra del néctar en tanques para después envasarlos en recipientes de menores cantidades.

Estados Unidos es uno de los mayores importadores de mango y sus productos, siendo México el principal proveedor, y para el Ecuador el principal mercado para exportar mangos, correspondiéndole un 58,85% de nuestras exportaciones, seguido por Colombia (10,2 %) y Bélgica (6,09%). Cabe recalcar que del total de las exportaciones hechas por el Ecuador entre 1995 y el 2002, la mayoría corresponde a las variedades Tommy Atkins y Kent.

2.1 El mango y su aporte nutritivo a la alimentación

El mango como muchas de las demás frutas que existen, posee gran variedad de aportes nutritivos a la salud del ser humano, así como los diversos productos que se derivan del mismo, tal es el caso del néctar de mango.

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 aporte nutritivo del mango:

TABLA IV
INFORME NUTRICIONAL DEL MANGO

COMPONENTES	Valor medio por cada 100 g de parte comestible
Agua (g)	81,8
Carbohidratos (g)	16,4
Fibras (g)	0,7
Proteína (g)	2,1
Vitamina A (U.I.)	1100
Ácido ascórbico (mg)	80
Fósforo (mg)	14
Calcio (mg)	10

Hierro	(mg)	0,4
Potasio	(mg)	45
Vitamina C	(mg)	20,5
Vitamina B1	(mg)	0,1
Vitamina B2	(mg)	0,1
Sodio	(mg)	7
Niacina	(mg)	0,04
Tiamina	(mg)	0,04
Riboflavina	(mg)	0,07

2.2 Agroindustrialización del mango

El mango es un fruto que se cultiva e muchos países del mundo y su importancia radica en que posee excelentes posibilidades para su industrialización. En la actualidad, se están desarrollando proyectos para aplicar nuevas tecnologías para el procesamiento de este fruto, tanto a nivel mundial como a nivel nacional, y debido a que poseemos las condiciones climatológicas para su siembra, así como la facilidad de transporte, se puede decir que existen grandes beneficios en su industrialización.

Así mismo los diversos productos que se derivan del mango anteriormente mencionados, aportan un valor nutritivo a las personas que lo consumen. Además en la industria farmacéutica también se está usando el mango, así como en otros productos como cosméticos.

Los rechazos tales como la cáscara y las pepas pueden ser tratados para después convertirse en abono para la tierra de las plantaciones de la misma fruta, así como también se puede sacar aceites de la pepa. Es importante analizar los mismos ya que estos constituyen un 38% del fruto.

La tendencia actual de los consumidores va orientada a el consumo de los jugos y néctares de frutas, por lo que cada vez se implementan nuevos procesos de mejor calidad, para que sus productos puedan prevalecer en este mercado, siendo los sabores más demandados (según la empresa ASOJUGOS), los de mango, mora y naranja. Se puede apreciar en la siguiente gráfica el nivel de consumo de jugos de frutas en el mundo.

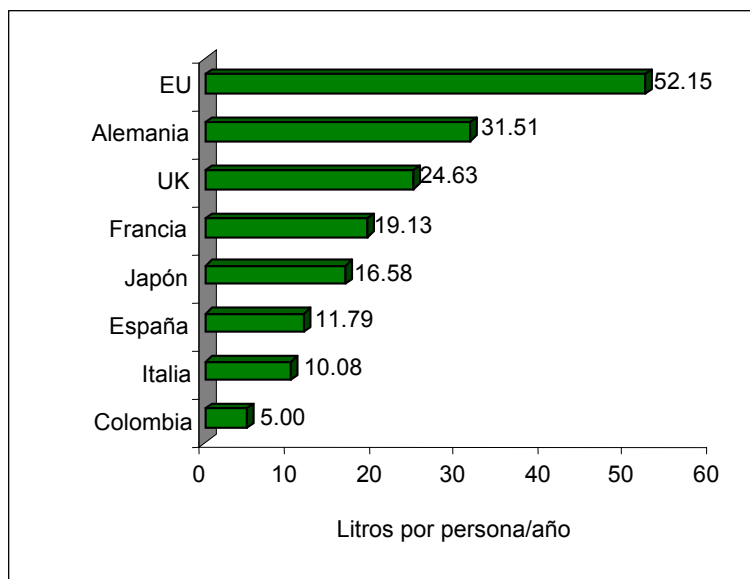


FIGURA 2.1 CONSUMO PER CAPITA DE JUGOS DE FRUTA EN EL 2000

2.3 Estadísticas de Producción del Mango

El cultivo y la exportación del mango hacia el exterior 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.

Según los datos del III Censo Agropecuario, en el año 2000, la superficie sembrada de mango en el país fue de 16.754 ha, de las cuales, de las cuales 14.427 son cultivos solo y 2.489 están como cultivo asociados. Y que el volumen nacional que se produjo fue de 61.727 Tm como cultivo solo, y 2.026 Tm como cultivo asociado, vendiéndose solamente 56.777 y 1.759 Tm, respectivamente. Cabe recalcar que estos datos representan a los cultivos que son comercializados.

El crecimiento del cultivo y las exportaciones del mango, han permitido obtener grandes beneficios económicos al país, ya que como se podrá apreciar en la siguiente tabla el crecimiento de los volúmenes de producción que al finalizar el período analizado ha sido de un 35,8%, apreciándose una notable baja en el año 1997 debido al Fenómeno del Niño.

TABLA V
PRODUCCIÓN NACIONAL DE MANGO, PERIODO 1995 - 2000

AÑO	VOLUMEN PRODUCIDO EN TM
1995	30.718
1996	54.163
1997	2.953
1998	68.693
1999	94.802
2000	143.164

FUENTE: FAO

Este aumento en la producción de mangos se ve reflejada en el crecimiento de las exportaciones de este fruto, ya que como se podrá apreciar en la siguiente tabla, el nivel de las cifras de las exportaciones ha ido aumentando en estos últimos años, mostrando únicamente una caída en el año 1997, debido al fenómeno del niño, pero con una importante recuperación en el año 1998, del 713 % del volumen de las exportaciones comparadas al año anterior.

TABLA VI
VOLUMEN DE EXPORTACIONES DE MANGOS, PERIODO 1995 – 2003

AÑO	VOLÚMENES EN TM
1995	3.404
1996	4.549
1997	1.299
1998	10.408
1999	16.824
2000	32.068
2001	34.452
2002	31.037
2003	33.576

FUENTE: BANCO CENTRAL DEL ECUADOR

Es importante saber que de todas las plantaciones de mango registradas, casi el 90 % corresponde a la provincia del Guayas, y que grandes de las empresas exportadoras de mango, se encuentran en el mismo sitio. Esto indica que existe un nivel de mejoramiento en la producción si es que la empresa procesadora está cerca de las plantaciones del fruto, ya que facilita la transportación del mismo.

2.4 Análisis económico de las ventajas del proyecto.

El análisis de las oportunidades de mercado, el bajo costo de la materia prima, la reutilización de la instalación del proceso, son factores que permiten apreciar la rentabilidad de esta tesis, y en base a las mismas, se hará este análisis.

Siendo el sabor del mango, uno de los más consumidos en el mercado nacional e internacional, y teniendo una clara visión del consumo de jugos de frutas que tienen grandes países, siendo el principal Estados Unidos, y que a la vez, este mismo país es nuestro principal importador de mango, lo cual nos permite decir que la captación del mercado americano no sería problema, mientras que se cumplan con sus normas de calidad. Además que como se pudo apreciar en la figura 2.1, tenemos uno de los más grandes consumidores de jugos y néctares de frutas a nivel mundial, que es Colombia, lo cual permite que la transportación, si fuese el caso, saldría más barata por ser un país vecino.

Siendo un producto que se comercializa a nivel mundial, en nuestro país todo el mercado del néctar de mango no ha sido explotado, y muy pocas empresas se dedican a realizar este proceso, por lo cual sería una gran oportunidad para la empresa que implante el mismo, teniendo la infraestructura, saldría más conveniente.

Otro punto muy importante es saber que el costo de la materia prima, el mango, en nuestro caso, es menor al mango comercializado para las exportaciones, debido a que se está aprovechando los excedentes de producción y comercialización de la fruta fresca, y en ocasiones hay empresas exportadoras que regalan o botan estos excedentes, no debiéndose a que están aptos para el consumo humano, sino que no cumplen con los requerimientos o normas de exportación. Este producto excedente, da un mayor valor agregado al producto final, por lo que las ganancias esperadas por la industrialización del mango, serán favorables para cualquier empresario.

Para poder si existe suficiente materia prima, o excedente para poder procesarla en néctar de mango, es necesario analizar la diferencia que existe entre el volumen producido y el volumen exportado de mango en nuestro país, y de esta manera podemos saber el porcentaje, y la tendencia que puede tener en los siguientes años, para no solamente analizar las oportunidades actuales, sino también las expectativas futuras. Para esto es necesario ver las diferencias que existen en estos valores, usando las tablas V y VI, vistas anteriormente, se mostrará en porcentaje el valor excedente, para tener en claro de que volúmenes de producción podemos tratar en nuestra planta procesadora de néctar de mango, lo cuál se mostrara en la siguiente tabla:

TABLA VII
VOLÚMENES EXCEDENTES DE PRODUCCIÓN DE MANGO, PERIODO
1995 – 2000

AÑO	VOLUMEN EXCEDENTE EN TM	% EXPORTADO
1995	27.314	11.08
1996	49.614	17.6
1997	1.654	44
1998	58.285	15.15
1999	77.978	17.7
2000	111.096	22.4

Como se puede apreciar, las cantidades de volúmenes de exceso o rechazado para la exportación, ha ido aumentando, por lo que se puede esperar que no exista escasez de materia prima para procesar, aunque se debe tener en consideración que existe plantas que procesan pulpa de mango, por lo que no se puede contar en su totalidad con estas cantidades, sin embargo el panorama para el futuro es bueno, debido a la tendencia al aumento en estas cantidades, lo cual se va a poder apreciar mejor en la siguiente gráfica, en la que se muestran 2 curvas donde una analiza todos los años, y la otra excluye 1997, ya que debido al fenómeno del niño, existe

una notable variación en la curva que analiza todos los años desde 1995 hasta el 2000.

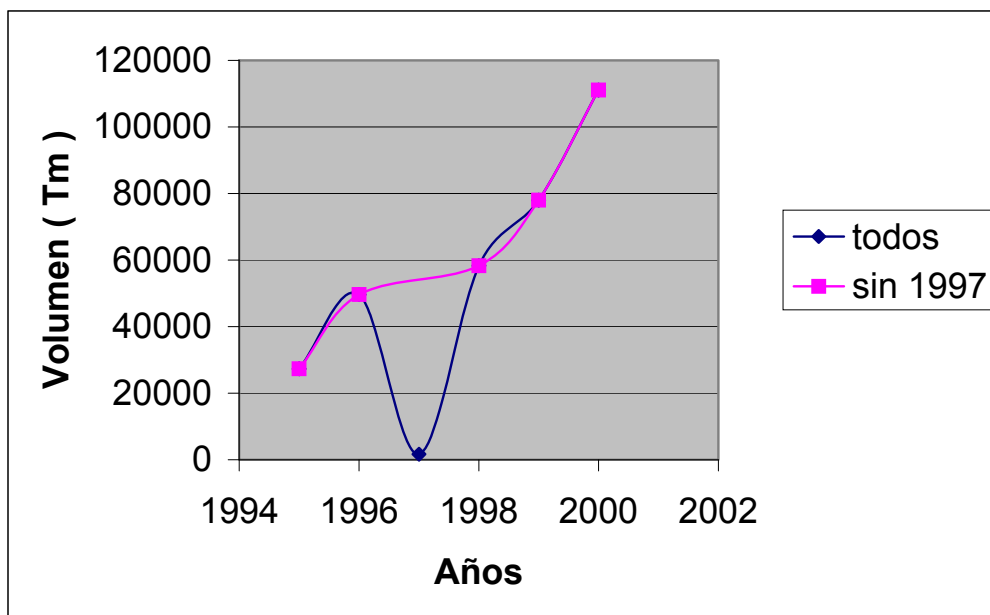


FIGURA 2.2 CURVAS DE VOLÚMENES EXCEDENTES

La curva como se puede apreciar, tiene una pendiente positiva, por lo que se puede comprobar la tendencia que tienen los volúmenes de producción excedentes, y otra forma de comprobar la veracidad de estos datos, es que el volumen de las exportaciones ha subido en los años 2001, 2002 y 2003. Además que para los primeros dos meses del 2003 se registró entre las principales exportaciones de nuestro al jugo de mango, lo cual se puede apreciar en el ANEXO 3, datos aportados por el proyecto SICA del Banco Mundial.

Por último la instalación de este proceso, resulta muy rentable, debido a que los equipos usados en el mismo, pueden ser usados para realizar por ejemplo, néctares de otras frutas, ya que como sabemos, el mango solamente se produce de los meses de octubre a enero, por lo que el resto del año se puede reutilizar este proceso para otras frutas que no estén en escasez tales como la naranja o guayaba.

Para el caso de esta tesis donde la infraestructura de la planta ya existe, para el empresario resulta muy conveniente ya que puede sacar mayor provecho a este proceso, esperando que las utilidades sean mayores debido a la posible reutilización de estos equipos.

En la tabla 8 se puede apreciar el valor de la tasa de crecimiento esperada de acuerdo a la gráfica de la figura 2.2, ya que esta fue igual en los años 1999 y 2000, así que el valor esperado se estimará como igual

TABLA VIII

TASA DE CRECIMIENTO ESPERADA

AÑO	TASA DE CRECIMEINTO EN %
1999	29,1
2000	29,8
2004	30

CAPITULO 3

3. PROCESO A NIVEL INDUSTRIAL PARA EL NÉCTAR DE MANGO

La industria juega un papel importante en la transformación de materias primas, especialmente aquellas de origen agropecuario tales como el mango, de tal modo, que se logre obtener mejores productos alimenticios y subproductos útiles para la humanidad. El procesamiento de frutas tiene como objetivo la mejor conservación de las mismas así como una mayor diversificación en lo que se refiere a su presentación.

Uno de los métodos de industrialización del mango, es la obtención del néctar del mismo, de manera que se pueda aprovechar todas las vitaminas que posee esta fruta. El néctar de mango consiste en la extracción del jugo de la fruta, adicionándole agua, azúcar y otros aditivos que sirven para la conservación del mismo, de tal forma que se pueda obtener un producto mucho más agradable al gusto, que se

puedan mantener todas las características iniciales, y los organismos putrefactores y las reacciones químicas no puedan desarrollarse.

3.1 Generalidades de la Planta de Producción

Como toda industria alimenticia, una planta procesadora de néctar de mango, debe cumplir con la misma normativa para que este calificada para poder funcionar, cumpliendo con los principios básicos que gobiernan la sanidad e higiene industrial. Es decir que los equipos y los cuidados que debe tener el personal de planta, debe ser de tal forma, que no altere el producto procesado, ya que se está tratando con un producto alimenticio.

En el caso particular el proceso para hacer néctar de mango será instalado en una industria que posee la infraestructura adecuada, por lo que el diseño de la instalación industrial no será tomado en consideración en la elaboración de este trabajo. Sin embargo, el diseño de planta sí será tomado en consideración, por lo que se mostrará un diseño esquemático de todo este proceso. Además deberá considerarse que los materiales y las diversas salas de proceso, deben ser fáciles de limpiar y desinfectar, por lo que el dimensionamiento físico para cada etapa, debe ser lo suficiente para que se puedan cumplir con estas indicaciones. El piso debe ser de un material sólido, nunca de tierra o con cubierta vegetal.

Es importante indicar la capacidad con la que va a trabajar la planta, conociendo que mensualmente entran como materia prima al mes aproximadamente 10.000 Kg que corresponden a 2500 cajas de 4 Kg cada una, y que esta planta va a trabajar durante 3 meses, octubre a diciembre, durante los cuales se producirá los tanques de 55 galones de néctar de mango. El valor del volumen de la materia prima que ingresa, puede ser mucho mayor, debido a las grandes cantidades que existen en el mercado analizadas en el capítulo anterior, sin embargo se ha querido comenzar a trabajar con volúmenes no tan elevados para dar una idea de cómo un empresario puede empezar con la instalación de este proceso en una planta.

Lo ideal es trabajar siempre en condiciones de ventilación adecuada (30 °C). Esto permite un mejor desempeño del personal. Un exceso de ventilación, especialmente en lugares con gran contaminación aérea, fundamentalmente polvo e insectos, externa al recinto de proceso, puede, por otra parte, ser contraproducente para los fines propuestos. Una adecuada ventilación, entonces, debe considerar un sistema eficiente de control de la entrada de materias extrañas desde el exterior. La humedad máxima debe ser del 70%.

Tanto los servicios energía eléctrica y agua potable, son muy importantes para un correcto funcionamiento de la planta, ya que su iluminación, así como la utilización de agua potable para asegurar la calidad del producto, permiten una mejor eficiencia del proceso. Se deberá contar con tanques de

almacenamiento de agua, debidamente tapados y se deberá añadir 2 ppm de cloro libre residual. Como referencia, se puede decir que se deben usar 100 ml de solución de hipoclorito de sodio por cada 2000 litros de agua del estanque.

Además en este tipo de plantas se debe contar con la capacidad de generación de vapor, por lo que entre los equipos se debe contar con un caldero, siendo en el caso particular del proyecto, un equipo con el cual ya cuenta la planta de producción.

Otro punto importante es que como toda planta de producción, existan los principios y normas de seguridad para protección del personal, por lo que en este caso, también deberán existir estos reglamentos para evitar accidentes.

3.2 Descripción del Proceso de Producción

Para elaborar néctar de mango a nivel industrial es necesario someter a la fruta a una serie de procesos continuos y secuenciales, los cuales comprenden desde la misma transportación y selección de la fruta hasta la obtención y conservación del producto terminado. Sin embargo alguno de ellos pueden ser obviados si es que se desea instalar una industria a nivel artesanal así como puede existir el empleo de otros procesos de una mayor tecnología. A continuación se detalla cada uno de los procesos involucrados en la elaboración del néctar mango en este proyecto.

3.2.1 Selección y clasificación de la fruta

La fruta que va a ser procesada primero tiene que pasar por un proceso de preselección donde se eliminan frutas que no tengan el grado de madurez adecuado, o que estén dañadas, para después pasar a un proceso de lavado, que si se trata de grandes industrias se realiza el método de lavado por aspersión donde se debe considerar Temperatura, presión y volumen del agua, pasando a la fruta por un túnel de lavado.



FIGURA 3.1 LAVADO POR ASPERSIÓN

Sin embargo otro método que también es utilizado es el de inmersión, donde primero se colocan las frutas en un tanque con agua y una solución desinfectante mayormente empleadas, en su mayoría contienen hipoclorito de sodio (lejía) en un tiempo que no debe ser menor a 15 minutos, para después pasar a otra tina con agua donde

se limpian las frutas removiendo las suciedades y finalmente pasan a una última tina donde son enjuagadas con agua.



FIGURA 3.2 LAVADO DE LA FRUTA POR INMERSION

Finalizada la etapa de lavado de la fruta es colocada en una banda transportadora, para ser seleccionada y clasificada manualmente, retirando aquellos fruta que está verde, sobremadura, defectuosa, con golpes o dañada.

Las frutas que no estén semi maduras, y no dañadas, pueden ser almacenadas, ya que el mango posee la facilidad de poder alcanzar un grado de madurez adecuado, sin la necesidad de estar en el árbol. Estas se pueden almacenar en un cuarto debidamente refrigerado y para ayudar a la madurez rápida de la fruta, estas se pueden envolver en fundas plásticas. Una vez que las frutas estén madurez pasarán por el proceso de lavado y luego el de selección manual.

3.2.2 Escaldado para ablandamiento del mango

El proceso de escaldado consiste en someter la fruta a un calentamiento corto y posterior enfriamiento. Se realiza para ablandar un poco la fruta y con esto aumentar el rendimiento de pulpa; también se reduce un poco la carga microbiana que aún permanece sobre la ella y también se realiza para inactivar enzimas que producen cambios indeseables de apariencia, color, aroma, y sabor en la pulpa, aunque pueda estar conservada bajo congelación.

El escaldado se puede efectuar por inmersión de las frutas en una marmita con agua caliente, o por calentamiento con vapor vivo generado también en marmita. Esta operación se puede realizar a presión atmosférica o a sobrepresión en una autoclave. Con el escaldado en agua caliente se pueden perder jugos y componentes nutricionales. Bajo vapor puede ser más costoso y demorado pero hay menos pérdidas. En autoclave es más rápido pero costoso.



FIGURA 3.3 PROCESO DE ESCALDADO

En todos los casos se producen algunos cambios. Baja significativamente la carga microbiana; el color se hace mas vivo, el aroma y sabor puede variar a un ligero cocido y la viscosidad de la pulpa puede aumentar. Un escaldado frecuente se hace en marmita agregando mínima cantidad de agua, como para generar vapor y luego si se coloca la fruta. Se agita con vigor, tratando de desintegrar las frutas y volver el producto una especie de “sopa”. Cuando la mezcla alcanza cerca de 70 a 75° C se suspende el calentamiento. Normalmente esto sucede en un tiempo de 3 a 5 minutos, y la temperatura puede llegar a 100 ° C sin que existan problemas para la fruta.

3.2.3 Pelado y despulpado del mango

Una vez que terminado el proceso de escaldado, los mangos son llevados al lugar de pelado, este procedimiento se lo hace manualmente y se lo realiza sobre mesas de acero inoxidable, así mismo los utensilios deben ser de este material o plásticos para evitar una posible contaminación del fruto.

Para ayudar a un mejor rendimiento de la pulpa, una vez pelados los mangos, pueden ser cortados en pedazos más pequeños y se puede separar la semilla de la pulpa, pero no es estrictamente necesario, ya que un máquina despulpadora se encarga de separar la pulpa del resto de los residuos.

El despulpado es la operación en la que se logra la separación de la pulpa de los demás residuos como las semillas, cáscaras y otros. El principio en que se basa es el de hacer pasar la pulpa-semilla a través de una malla. Esto se logra por el impulso que comunica a la masa pulpa-semilla, un conjunto de paletas (2 o 4) unidas a un eje que gira a velocidad fija o variable. La fuerza centrífuga de giro de las paletas lleva a la masa contra la malla y allí es arrastrada logrando que el fluido pase a través de los orificios la malla. La máquina arroja por un orificio los residuos como semilla, cáscaras y otros materiales duros que no pudieron pasar por entre los orificios de la malla.



FIGURA 3.4 PROCESO DE DESPULPADO

Los residuos pueden salir impregnados aún de pulpa, por lo que se acostumbra a repasar estos residuos. Estos se pueden mezclar con un poco de agua o de la misma pulpa que ya ha salido, para así incrementar su rendimiento. Esto se ve cuando el nuevo residuo sale mas seco y se aumenta la cantidad de pulpa.

Se recomienda exponer lo menos posible la pulpa al medio ambiente. Esto se logra si inmediatamente se obtiene la pulpa, se cubre, o se la envía por tubería desde la salida de la despulpadora hasta un tanque de almacenamiento, debido a que es más eficiente, será la opción que se ha decidido instalar en este proceso.

3.2.4 Refinado y Homogenización del Producto

Del despulpado pasa al proceso de refinado que no es mas que reducir el tamaño de partícula de la pulpa, cuando esta ha sido obtenida anteriormente. El refinado se puede hacer en la misma despulpadora, solo que se le cambia la malla por otra de diámetro de orificio más fino. Generalmente la primera pasada para el despulpado se realiza con malla 0,060" y el refinado con 0,045 o menor. La malla inicial depende del diámetro de la semilla y el final de la calidad de finura que se desee tenga la pulpa.

El Homogenizado es otra forma de lograr el refinado de un fluido como la pulpa. En esta operación se emplean equipos que permitan igualar el tamaño de partícula como el molino coloidal. Esta máquina permite “moler” el fluido al pasarlo por entre dos conos metálicos uno de los cuales gira a un elevado número de revoluciones. La distancia entre los molinos es variable, y se ajusta según el tamaño de partícula que se necesite.



FIGURA 3.5 PROCESO DE HOMOGENIZACIÓN

Estos dos procesos presentan una desventaja que es que ambos presentan una gran aireación del producto, lo cual es algo que da problemas por la añadidura de oxígeno al producto. En ocasiones son obviados para evitar este problema, o puede ser que se aplique solamente uno de ellos, por lo general se decide realizar solamente el procedimiento de homogenización para el caso del néctar de mango.

3.2.5 Tratamiento térmico del Producto

La finalidad de este es eliminar el oxígeno en exceso que exista en el producto, por lo que también se lo denomina **Desaireado** y existen varios métodos para realizarlo.

Uno de ellos consiste en aplicar un calentamiento suave y con esto se puede disminuir la solubilidad de los gases y extraerlos. Otra forma es aplicar vacío a una cortina de pulpa. La cortina se logra cuando se deja caer poca pulpa por las paredes de una marmita o se logra hacer caer una lluvia de pulpa dentro de un recipiente que se halla a vacío.

Entre más pronto se efectúe el desaireado, menores serán los efectos negativos del oxígeno involucrado en la pulpa. Los efectos son la oxidación de compuestos como las vitaminas, formación de pigmentos que pardean algunas pulpas; la formación de espuma que crea inconvenientes durante las siguientes operaciones.

Debido a que se cuenta con la generación de vapor se ha decidido por la opción de realizar un breve calentamiento al producto con el fin de realizar este procedimiento. Como existe la posibilidad que debido a este calentamiento se pierdan aromas y sabores, se puede hacer pasar estos vapores por una columna de destilación para recuperarlos e integrarlos al néctar de mango.

3.2.6 Tratamientos aditivos y conservantes

A los tratamientos aditivos y conservantes se los conoce como la estandarización del producto, es decir la mezcla de todos los ingredientes para poder obtener néctar de mango. La estandarización involucra los siguientes pasos:

- a) Dilución de la pulpa
- b) Regulación del azúcar
- c) Regulación de la acidez
- d) Adición del estabilizado
- e) Adición del conservante

Resulta muy importante tener en cuenta la siguiente recomendación acerca de la formulación del néctar de mango (ANEXO 1), Los cálculos que se realicen para la formulación del néctar, deben hacerse en base al peso de cada uno de los componentes. En tal sentido el cálculo de pulpa y agua se deben expresar en kilogramos o sus equivalencias.

Todo este procedimiento se lo hace en un tanque mezclador, en el que se añaden los ingredientes citados y se deja que la mezcla se estabilice, para después ser bombeada por medio de tuberías de acero inoxidable a la siguiente etapa del proceso.

3.2.7 Pasteurización del Producto

Uno de los métodos más eficientes para que el néctar mantenga sus características organolépticas, fisicoquímicas y microbiológicas es la pasteurización del mismo, la cual puede realizarse de dos formas, primero se empaca el néctar y luego se pasteriza, o la segunda en la que el néctar primero se pasteriza y luego se empaca en caliente. En ambos casos el empaque una vez cerrado herméticamente, se lleva a refrigeración.

En el primer caso, una vez el néctar ha sido preparado en el tanque de mezcla y calentado a cerca de 60 °C, se lo lleva directamente al proceso de llenado. De allí es colocado en una marmita o autoclave donde es calentado durante un tiempo necesario, que dependerá de varios factores como pH del néctar, el tamaño, forma y posibilidad de agitación de los recipientes. Por lo general la temperatura que debe alcanzar la masa de néctar es de 85-88 °C.

En el segundo caso, que es el que se va a aplicar, la posibilidad es de calentar el néctar de manera rápida a cerca de 90 °C y luego llenar los envases y cerrarlos, para luego refrigerarlos durante 1 a 3 minutos. Para este método de llenado en caliente se pueden emplear envases más económicos pero también resistentes al calor, como algunos tipos de plásticos, que también más livianos, resistentes a golpes, no se corroen, y son poco reactivos con los néctares.

3.2.8 Envasado y almacenamiento

Una vez terminado el proceso de pasteurización el néctar inmediatamente es envasado en caliente en tambores metálicos de 55 galones de capacidad, los cuales tienen en su interior doble funda de polietileno que son cerradas con amarras metálicas, este sellado hermético, favorece a la conservación del néctar, manteniéndose su aroma, color y sabor. La cantidad de néctar de mango en cada tambor es de 230 kg. Los tambores y fundas utilizadas son de tipo y tamaño normalizado (ANEXO 4)

Después de haber llenado los tambores metálicos, estos son llevados a un cuarto debidamente refrigerados para su almacenamiento, no es necesario temperaturas muy bajas en estas cámaras de refrigeración, pero estas favorecen a la conservación del néctar. La temperatura no debe ser mayor de 5° C en el cuarto de almacenamiento del producto terminado.

Si se cumplen todos los cuidados que se han indicado en todos los procesos hasta el almacenamiento en condiciones refrigeradas, el producto final se puede conservar por un largo período de tiempo, y puede ser apto para el consumo humano hasta un lapso de dos años, aunque no se espera que el producto terminado dure ese tiempo en la bodega, que en este caso es la cuarto de refrigeración.

3.3 Diagrama de Flujo del Proceso

Como para todo proceso industrial, para la industrialización del néctar de mango se debe aplicar una serie de pasos o etapas en un orden determinado para realizar el proceso de la manera más eficiente, y al mismo tiempo, que sea lo más simple, utilizando una tecnología adecuada para que se cumplan estas condiciones, para que pueda ofrecer las mejores garantías de conservación de las características organolépticas y bio alimentarias que debe tener un néctar.

Debido a que anteriormente se han presentado diversas alternativas para procesar néctar de mango, se han seleccionado los procesos que puedan cumplir los requerimientos de calidad para que el producto final pueda ser competitivo en el mercado nacional, y a la vez que también cumpla con los requerimientos para poder ser exportado.

A continuación, se mostrará las diversas etapas secuenciales debidamente controladas, que debe pasar la materia prima, para obtener como producto final, néctar de mango, esto se muestra en la figura 3.6.

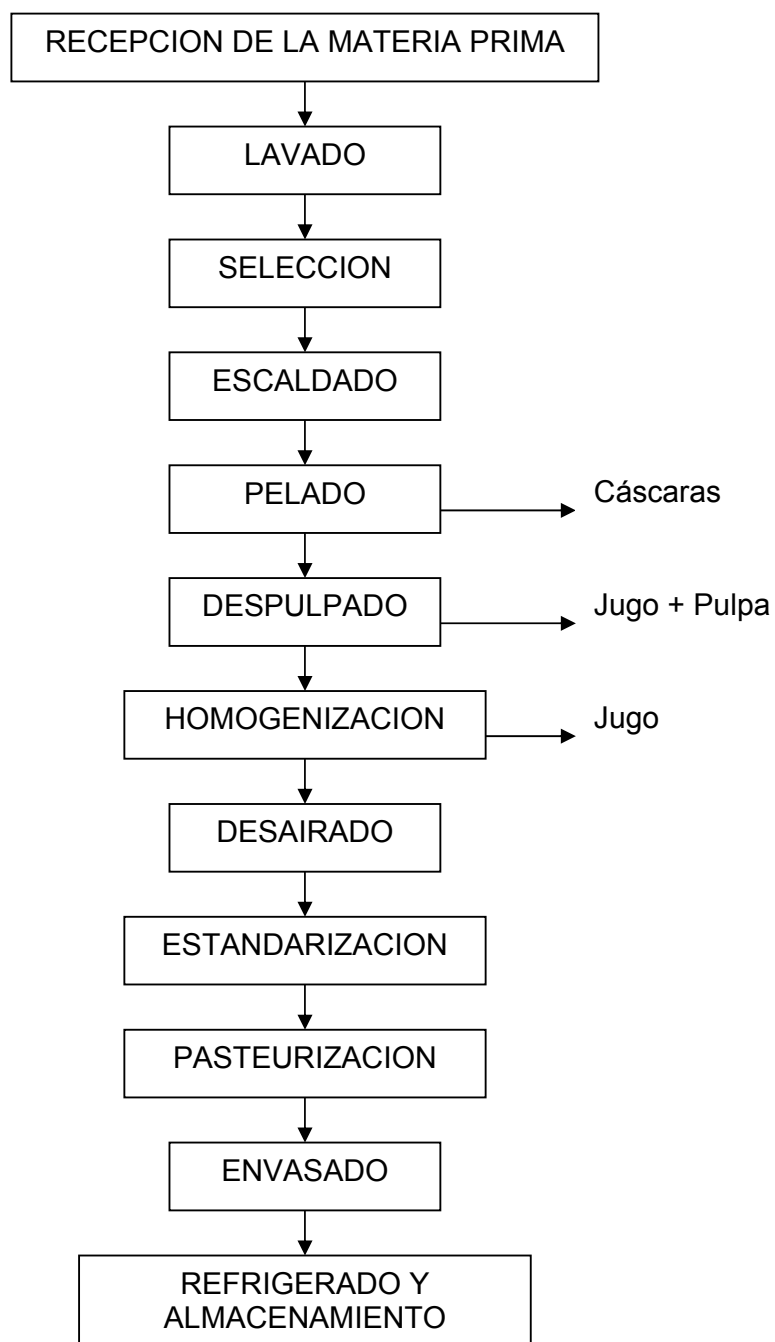


FIGURA 3.6 DIAGRAMA DE FLUJO PARA LA ELABORACIÓN DEL NÉCTAR DE MANGO

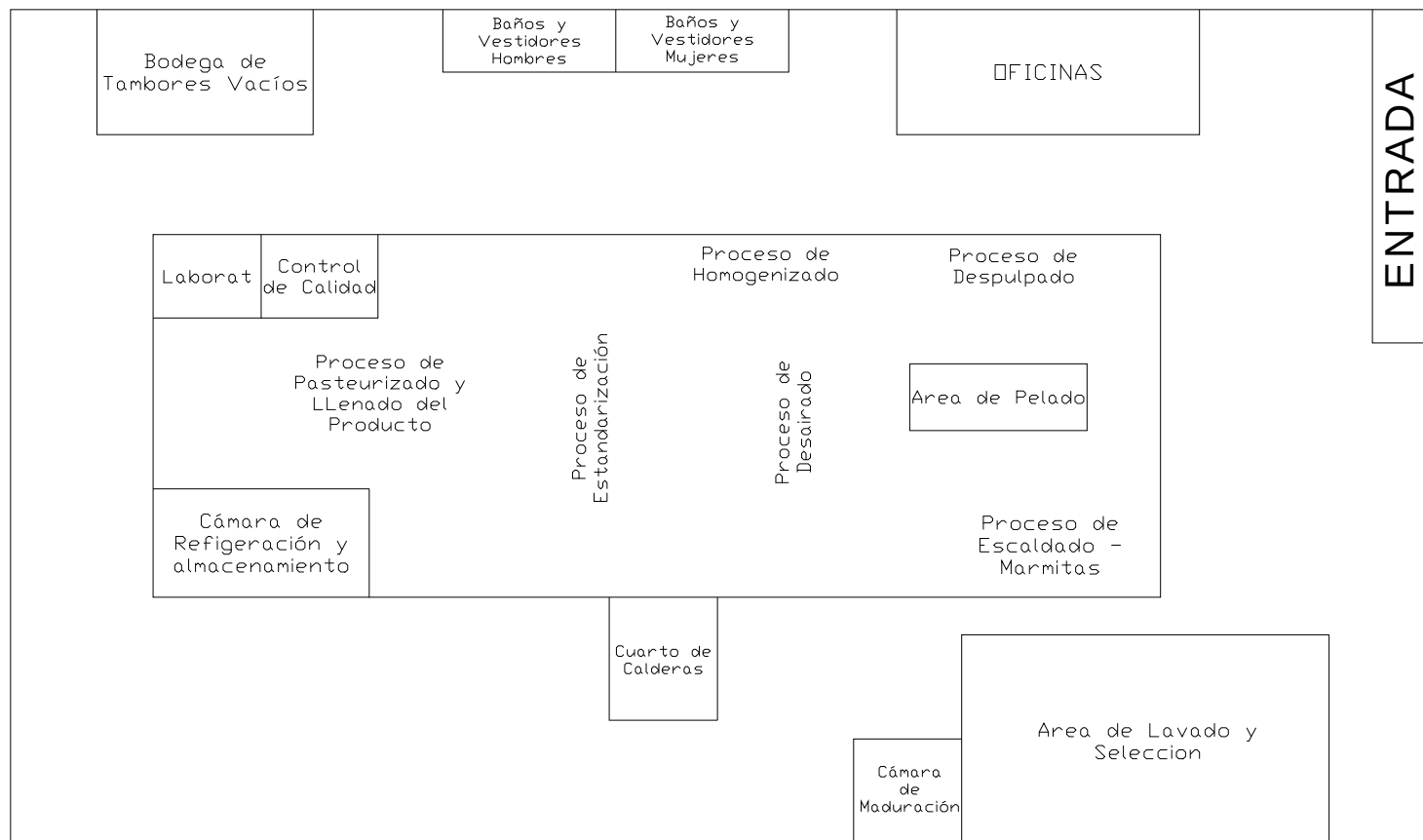


FIGURA 3.7 PLANO DE DISTRIBUCIÓN GENERAL DE UNA PLANTA PROCESADORA DE NÉCTAR DE MANGO

En la figura 3.7 se muestra un plano de distribución de una planta procesadora de néctar de mango donde se indica la ubicación que le corresponde a cada maquinaria, equipo, oficinas y demás servicios.

3.4 Control de Calidad del Producto

El néctar, como todo alimento para consumo humano, debe ser elaborado con las máximas medidas de higiene que aseguren la calidad y no ponga en riesgo, la salud de quienes lo consumen. Por lo tanto debe elaborarse en buenas condiciones de sanidad, con frutas maduras, frescas, limpias y libres de restos de sustancias tóxicas. Puede prepararse con pulpas concentradas o con frutas previamente elaboradas o conservadas, siempre que reúnan los requisitos mencionados. Además, es importante controlar todas las etapas de producción, para ello se debe cumplir con ciertos parámetros de calidad para la elaboración de néctar de mango (ANEXO 5). Para realizar un buen control del producto, se deben hacer varios análisis físicos y químicos, los cuales se detallan a continuación:

Determinación del Porcentaje de Fruta Defectuosa: El método se basa en la inspección visual de una muestra, separando en forma manual las frutas defectuosas para luego determinar el porcentaje mediante la relación entre el peso de la fruta mala y el peso de la muestra multiplicado por cien.

Determinación del Porcentaje de Rendimiento: El método consiste en determinar la cantidad de jugo que puede extraerse de una cantidad dada de fruta, el porcentaje se determina mediante la relación entre el peso del jugo obtenido y el peso de la muestra multiplicado por cien. Este procedimiento se hace una vez terminado el proceso de homogenización.

Determinación del pH: es la medición con un potenciómetro del grado de acidez de una muestra, mediante el uso de un electrodo sensible a la concentración molar de iones de hidrógeno presentes. La muestra tiene que estar a 20° C.

Determinación del Porcentaje de Pulpa: Se basa en la aplicación de una fuerza centrífuga, por un tiempo determinado, para la separación de sólidos solubles presentes en una muestra, usando tubos cónicos graduados. El porcentaje se determina mediante la relación entre la cantidad de sólidos presentes y la cantidad de muestra multiplicando por cien. Este procedimiento se realiza después de la homogenización del producto.

Determinación y Regulación de la Acidez: La acidez es el número de miligramos de hidróxido de sodio, necesario para neutralizar los ácidos libres presentes en una muestra. La acidez es regulada mediante la adición de ácido cítrico, en el caso de los néctares se desea un pH 3.8 por lo que se toma una muestra del néctar, y se añade ácido cítrico previamente pesado, y

con un pH-metro se controla el pH del néctar. La acidez se puede expresar en porcentaje de ácido cítrico y se calcula con la siguiente fórmula:

$$\% \text{ ácido cítrico} = (C \times N \times m_{eq} / \text{peso de la muestra}) \times 100 \dots\dots EC (3.1)$$

Donde:

C: Volumen de NaOH consumido (ml)

N: Normalidad del NaOH (0.25)

m_{eq} : Miliequivalente del ácido cítrico (0.064)

Para el caso de los néctares se espera que la acidez titulable expresada en ácido cítrico anhidro en porcentaje no sea menor de 0,2.

Determinación de Sólidos Solubles (°Brix): El método consiste en medir el porcentaje de sólidos solubles mediante la lectura en una escala directa, haciendo uso de la refracción de la luz en un prisma refractométrico. La muestra tiene que estar a 20° C, y en el caso del mango, el valor mínimo esperado es de 12° Brix.

Examen Organoléptico: Se determinan las características organolépticas como sabor, aroma, y color por medio de los sentidos. Se realiza la evaluación sensorial del producto con el siguiente procedimiento: instruir al

panelista, preparar cuestionario, tomar muestras, degustación y evaluación de resultados.

La determinación del pH, de la acidez, así como la de los sólidos solubles, son pruebas que se realizan en el laboratorio, y son muy indispensables para el control de calidad del producto. Así mismo se deben hacer pruebas microbiológicas las cuales se pueden apreciar en el ANEXO 6.

Así mismo el control de calidad del proceso abarca una inspección de los diversos lugares de trabajo, tales como que no haya olores, que el personal lleve puesto guantes, delantal limpio, mascarillas y fundas para el cabello; que no se encuentre desperdicios de las frutas en los mismos, ni muestras de suciedad en los equipos, cuando no se estén usando. Antes de envasar el producto, se tiene que realizar las debidas pruebas así como una inspección visual. También se tendrá que inspeccionar que los tambores con el néctar tengan el peso indicado, y que no muestren señales de golpes o algún otro defecto.

Antes de continuar con el siguiente capítulo, es necesario ver un plano isométrico indicándose las líneas por las cuales se transportará el producto, en este caso las tuberías para conducir agua y el jugo de mango. No se mostrará la última etapa del proceso que es la de pasteurizado y envasado, pero se sabe que es inmediatamente después de la etapa de estandarización del producto. Este plano se muestra en la figura 3.8

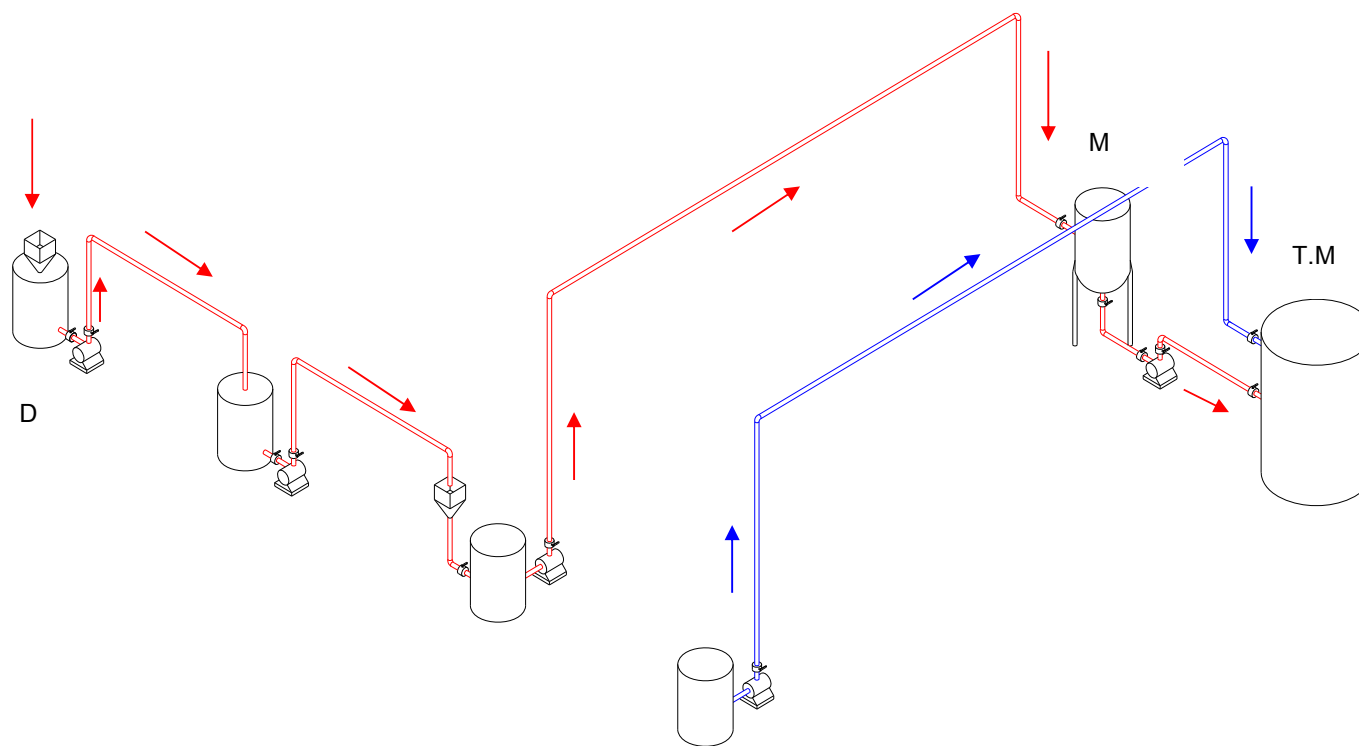


FIGURA 3.8 PLANO ISOMETRICO DE LA PLANTA PROCESADORA DE NECTAR DE MANGO

CAPITULO 4

4. GENERALIDADES Y SELECCIÓN DE EQUIPOS

Una vez que se ha definido el proceso para elaborar el néctar de mango, es necesario indicar los equipos, máquinas y accesorios que se necesitarán para llevar a cabo la instalación del proceso. Para esto se deben analizar los beneficios de los mismos, que provean la mejor calidad para el producto terminado, analizando las ventajas que pueden tener el uso o selección de los mismos.

Como toda planta industrial, además de la maquinaria, existen otros componentes que se necesitan instalar para que la industria procesadora de néctar de mango pueda funcionar, estos son los accesorios, tales como tuberías, válvulas, mesas, cuartos de refrigeración, bombas, entre otros, que serán analizados en este capítulo, indicando las características técnicas que se necesitan de los mismos para este caso particular.

4.1 Selección de Bombas

Las bombas son equipos muy necesarios para la transportación de fluidos a través de tuberías. En este caso, el néctar de mango es el fluido, por lo que se necesitará bombas para que el mismo pase de una etapa a la otra. Debido a que el fluido es un producto alimenticio, tanto las bombas como los demás accesorios y equipos, no deben contaminar el mismo, por esto razón las bombas que serán usadas se denominan bombas sanitarias, que funcionan igual que las bombas normales, con la diferencia que están hechas de materiales no corrosivos.

Para poder seleccionar las bombas para este proceso, es necesario saber los requerimientos de los mismos, es decir los caudales que se necesitarán. Como existen varias etapas en el proceso que van a utilizar bombas, se necesitará saber cuales son las condiciones de trabajo, y en que etapa del proceso van a ser necesarias, para esto se va a describir todas las bombas que van a ser usadas en nuestro proceso.

La primera Bomba (B1); es aquella que va a ser instalada después de que se extraiga la pulpa de mango, es decir, la pulpa de mango va a salir por una tubería de la despulpadora, y será almacenada en un pequeño tanque cubierto. Del mismo tanque se transportará por medio de tuberías hacia un tanque más grande a donde se harán los respectivos controles de calidad, para esto se necesitará esta bomba.

La Segunda Bomba (B2); se utilizará para bombear la pulpa de mango hacia el molino coloidal, que es donde se realizará la homogenización del producto, para que después sea almacenada en otro reservorio para su respectivo control de calidad.

La Tercera Bomba (B3); se la usará para transportar la pulpa de mango ya homogenizada, almacenada en el tanque, hacia una marmita que será necesaria para el proceso de desairado.

La cuarta Bomba (B4); será utilizada para llevar la pulpa de mango, ya desairada, hacia el tanque mezclador, donde se llevará efecto la etapa de estandarización del producto. Esta bomba se la usa para que el néctar de mango sea transportado de manera más rápida hacia el tanque mezclador, por cabe recalcar, que no es estrictamente necesaria, debido a que el fluido puede llegar hacia el tanque, aunque con menor velocidad, por el efecto de la gravedad.

La quinta Bomba (B5); esta bomba es la que se necesita para transportar el agua potabilizada hacia el tanque mezclador.

La sexta Bomba (B6); será usada para transportar el néctar de mango hacia el proceso de pasteurización, y de ahí, a su posterior envasado. Esta bomba no será calculada debido a que depende de las dimensiones y ubicación del pasteurizador, y por lo general este tipo de equipos indican que

bomba se debe usar, es decir de acuerdo a su capacidad. Además este equipo debe ser ubicado muy cerca del tanque mezclador para evitar mayores pérdidas en las tuberías

Una vez que se conocen las diversas aplicaciones de las bombas en nuestro proceso, a continuación se indicará el método a seguir para la selección de las mismas.

Método para selección de bombas: para poder seleccionar las bombas lo primero que debe realizarse es determinar las características del fluido, y debido a parámetros de calidad, la densidad de la pulpa homogenizada será de 1050 kg / litro, se puede aproximar las características de la pulpa, con las del agua, tales como densidad y viscosidad dinámica siendo la densidad 1000 kg / m^3 y la viscosidad dinámica (γ) igual a $1.12 \times 10^{-3} \text{ N.s/ m}^2$.

Paso 1 ; se debe indicar la longitud de tubería, diámetro y material de la misma a la entrada y salida de la bomba; tipos de válvulas; accesorios usados, las condiciones de flujo de entrada y salida, presiones de entrada y salida y diferencia de altura. Los subíndices 1 indican las condiciones de entrada y los subíndices 2 corresponden a los de salida

Paso 2; para determinar las pérdidas debido a válvulas y accesorios se debe ver el valor de las mismas en la tabla 9, y para ver el valor de las pérdidas

debido a las condiciones de entrada y salida del flujo, se debe ver el valor de las mismas en las figuras 4.1 y 4.2 respectivamente.

Paso 3 ; se estima un coeficiente de fricción $f = 0.02$; que normalmente es un valor adecuado para el cálculo inicial. Teniendo todos los datos, se procederá a introducirlos en la ecuación 4.1 donde K_L son las pérdidas registradas en todo el tramo calculado, V la velocidad del fluido en la tubería, L la longitud total de tubería y g la gravedad.

$$\frac{P_1}{\gamma} + \frac{V_1^2}{2g} + Z_1 + Hp = \frac{P_2}{\gamma} + \frac{V_2^2}{2g} + Z_2 + f \frac{LV^2}{D2g} + \sum K_L \frac{V^2}{2g} \quad \text{EC 4.1}$$

Paso 4 ; esta ecuación se debe expresar en términos del caudal, para que pueda ser usado este en las unidades de m^3/hora , la ecuación 4.1 quedará expresada de la siguiente forma.

$$Hp = a + b \frac{Q^2}{3600^2}$$

Paso 5 ; con esto se traza la curva del sistema y se los intercepta con las diversas curvas de cargas que nos da el proveedor (ANEXO 7), y determinamos el punto de operación de la bomba, que nos da el caudal y el cabezal dinámico H_p

Paso 6 ; con el caudal determinamos la velocidad del flujo en los diversos tramos de tubería, con estas velocidades podemos determinar el valor real del coeficiente de fricción primero midiendo la rugosidad relativa (ε / D) en la figura 4.3 y después determinando el número de Reynolds (ecuación 4.2), se ubica en el diagrama de Moody (figura 4.4) y determinamos el valor de la rugosidad f.

$$Re = \frac{\rho V D}{\gamma} \quad \text{EC 4.2}$$

Donde :

ρ = densidad del fluido (Kg / m³)

V = velocidad del flujo (m / s)

D = Diámetro de la tubería (m)

γ = Viscosidad dinámica del fluido (N-s / m²)

Paso 7 ; Repetir los pasos 4, 5 y 6 y corregir el punto de operación de la bomba. Cabe recalcar que este corresponde a un método de iteración y que el error irá disminuyendo a mayor número de iteraciones, sin embargo a la segunda iteración se podrá uno dar cuenta que los valores no cambian mucho, por lo que con dos iteraciones se estima un valor con muy buena exactitud como respuesta.

TABLA IX

COEFICIENTES DE PERDIDA (K_L) PARA COMPONENTES DE TUBERÍA

COMPONENTES	CLASES	K_L
TUBOS ACODADOS	Regular de 90° , embridado	0.3
	Regular de 90° , roscado	1.5
	De 90° de gran radio, roscado	0.2
	De 90° de gran radio, embridado	0.7
CODOS DE 180 °	Codos de 180° , embridado	0.2
	Codos de 180° , roscado	1.5
CONEXIONES EN T	Flujo de línea, embridado	0.2
	Flujo de línea, roscado	0.9
UNION ROSCADA	Unión roscada	0.08
VALVULAS	Esférica totalmente abierta	10
	Angular totalmente abierta	2
	De compuerta totalmente abierta	0.15
	De compuerta, ¼ cerrada	0.26
	De compuerta, ½ cerrada	2.1
	De compuerta, ¾ cerrada	17

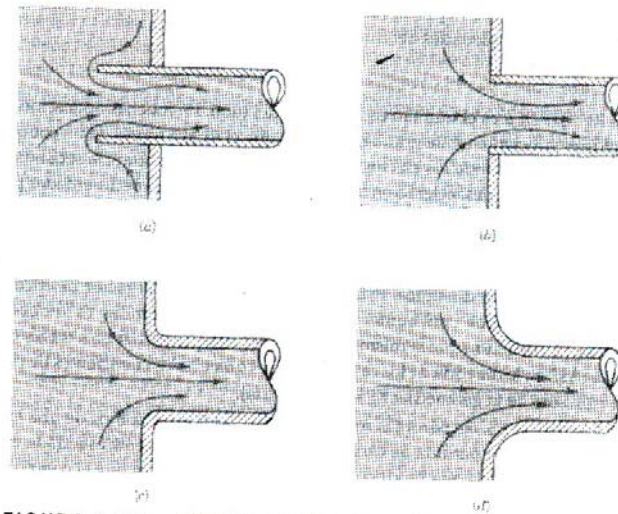


FIGURA 8.25 Condiciones del flujo de entrada y coeficiente de pérdida (referencias 28, 29).
a) Reentrante, $K_L = 0.8$, *b)* de borde ahusado, $K_L = 0.5$, *c)* ligeramente redondeado, $K_L = 0.2$ (ver la figura 8.27),
d) bien redondeado, $K_L = 0.04$ (ver la figura 8.27).

FIGURA 4.1 CONDICIONES DE FLUJO DE ENTRADA

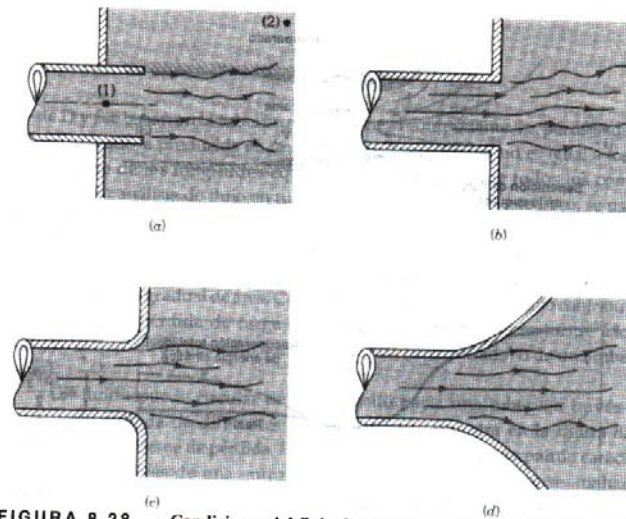


FIGURA 8.28 Condiciones del flujo de salida y coeficiente de pérdida. *a)* Reentrante, $K_L = 1.0$, *b)* de borde ahusado, $K_L = 1.0$, *c)* ligeramente redondeado, $K_L = 1.0$, *d)* bien redondeado, $K_L = 1.0$.

FIGURA 4.2 CONDICIONES DE FLUJO DE SALIDA

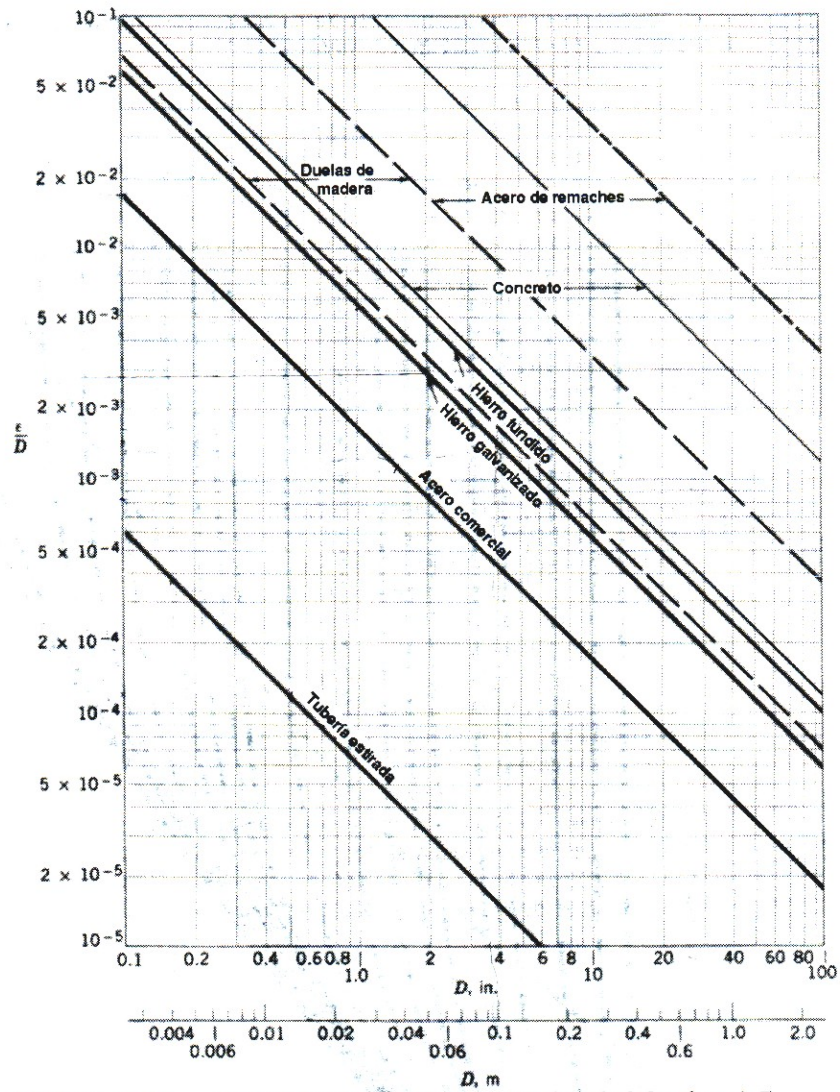


FIGURA 4.3 RUGOSIDAD RELATIVA PARA TUBERIAS

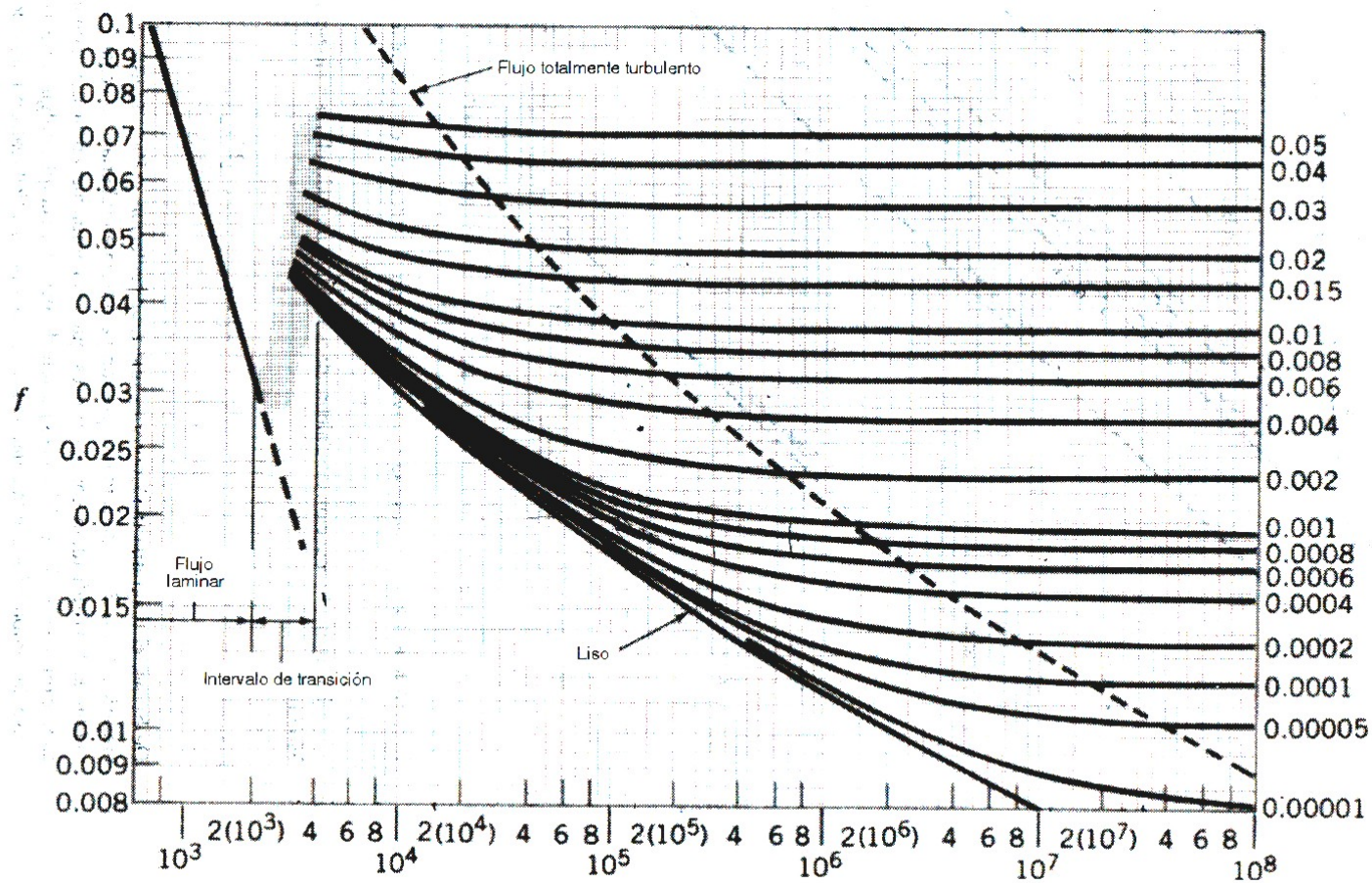


FIGURA 4.4

DIAGRAMA DE MOODY

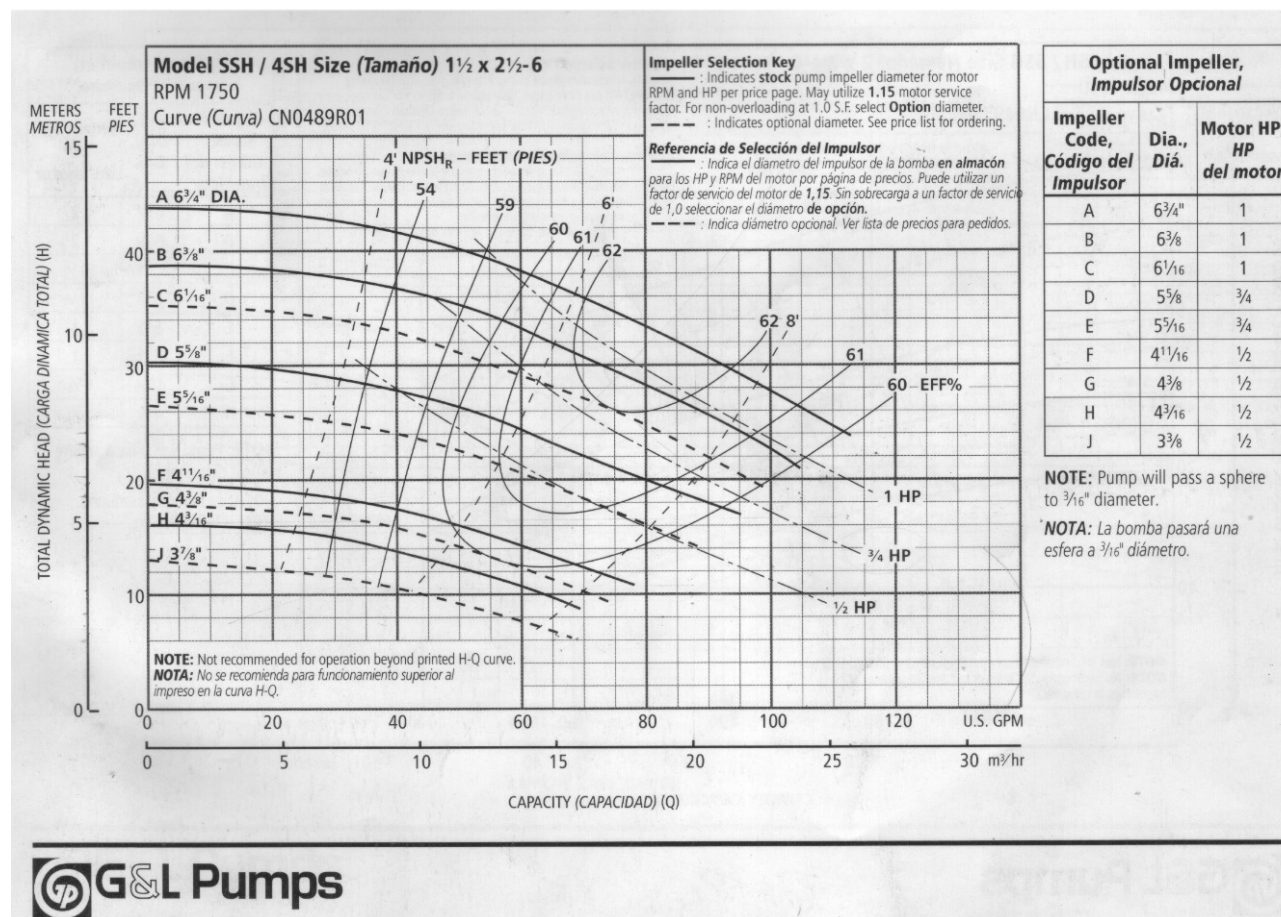


FIGURA 4.5

CURVAS DE BOMBAS DEL GRUPO 4SH A 1750 RPM

Para seleccionar cada bomba, hay que determinar la ecuación del sistema e interceptarla con la curva de carga que nos da el fabricante, que en el caso particular es G & L PUMPS, por lo que se mostrará los cálculos usados para la selección de cada una de ellas.

BOMBA 1:

$$D_1 = 0.0381 \text{ m} \quad L_1 = 2 \text{ m} \quad P_1 = 0 \text{ (atmosférica)} \quad V_1 = 0$$

$$K_{L1} = (0.15 + 0.8) \quad D_2 = 0.0635 \text{ m} \quad L_2 = 2 \text{ m} \quad P_2 = -4900 \text{ Pa}$$

$$K_{L2} = (1.5 \times 3 + 1 + 0.15) \quad V_2 = 0 \quad Z_1 = 0.5 \text{ m} \quad Z_2 = 1 \text{ m}$$

Válvulas 1 y 2 Tipo compuerta, completamente abierta

Entrada de flujo (1) tipo Reentrante, Salida de flujo (2) tipo de borde ahusado

3 codos después de la bomba

Reemplazando los datos en la ecuación (4.1) el término de las pérdidas va a dividirse en dos partes ya que el diámetro de la tubería a la entrada y salida de la bomba no es el mismo, siendo los subíndices **a** y **d** correspondientes a la velocidad del fluido a la entrada y salida de la bomba respectivamente:

$$H_p = 0.5 - 0.5 + \frac{0.02 \times 2}{0.0381 \times 19.6} V_a^2 + \frac{0.02 \times 2}{0.0635 \times 19.6} V_d^2 + \frac{(0.95)}{19.6} V_a^2 + \frac{5.65}{19.6} V_d^2$$

$$H_p = 0.1020 V_a^2 + 0.3204 V_d^2$$

$$H_p = 8.5226 \times 10^{-3} Q^2$$

Con esta ecuación del sistema buscamos el grupo de curvas de cargas, en el anexo 7, más idóneas para este caso, y notamos que son las del grupo 4SH a 1750 RPM, este grupo de curvas la podemos apreciar en la figura 4.5, después interceptamos con una de ellas, buscando el punto de operación más eficiente. De esta intercepción el punto de operación es a un caudal de $16 \text{ m}^3 / \text{h}$ con la bomba J del grupo 4SH.

Con este caudal se corrige el factor de pérdidas por fricción ya para el tramo de diámetro de $1 \frac{1}{2}$ " tenemos un $f_a = 0,019$, y para el de diámetro de $2 \frac{1}{2}$ " tenemos un $f_d = 0.018$. Con esto corregimos la ecuación del sistema y tenemos lo siguiente:

$$H_p = 0.0509V_a^2 + 0,3188V_d^2$$

$$H_p = 8,3506 \times 10^{-3} Q^2$$

Con esta última ecuación volvemos a la figura 4.5 y la bomba seleccionada primeramente sigue siendo la adecuada al mismo punto de operación con un error del 2 %. **Por lo que la bomba 1 será la 4SH-J a 1750 RPM.**

BOMBA 2:

$D_1 = 0.0381 \text{ m}$	$L_1 = 2 \text{ m}$	$P_1 = 4900 \text{ Pa}$	$V_1 = 0$
$K_{L1} = (0.15 + 0.8)$	$D_2 = 0.0635 \text{ m}$	$L_2 = 3,3 \text{ m}$	$P_2 = 0 \text{ (atm)}$
$K_{L2} = (1.5 \times 2 + 0.15)$	$V_2 = V$	$Z_1 = 1 \text{ m}$	$Z_2 = 1,2 \text{ m}$

Válvulas 1 y 2 Tipo compuerta, completamente abierta

Entrada de flujo (1) tipo Reentrante,

2 codos después de la bomba

De la ecuación 4.1 tenemos lo siguiente:

$$H_p = -0.5 + \frac{V_d^2}{2g} + 0.2 + \frac{0.02 \times 2}{0.0381 \times 19.6} V_a^2 + \frac{0.02 \times 3.3}{0.0635 \times 19.6} V_d^2 + \frac{(0.95)}{19.6} V_a^2 + \frac{3.15}{19.6} V_d^2$$

$$H_p = -0.3 + 8.0922 \times 10^{-3} Q^2$$

Repitiendo lo hecho para la bomba anterior, las bombas siguen siendo las del grupo 4SH, y en este caso la seleccionada es la 4SH-H a 1750 RPM con un punto de operación de un caudal de 17 m³ / h.

Corrigiendo el factor de pérdidas tenemos $f_a = 0,019$, y $f_d = 0.018$. Con esto corregimos la ecuación del sistema y tenemos lo siguiente:

$$H_p = -0.3 + 7,9 \times 10^{-3} Q^2$$

Con esta última ecuación volvemos a la figura 4.5 y la bomba seleccionada primeramente sigue siendo la adecuada al mismo punto de operación con un error del 3 %. **Por lo que la bomba 2 será la 4SH-H a 1750 RPM.**

BOMBA 3:

$$D_1 = 0.0381 \text{ m} \quad L_1 = 0.5 \text{ m} \quad P_1 = 0 \text{ (atm)} \quad V_1 = 0$$

$$K_{L1} = (0.15 + 0.8) \quad D_2 = 0.0635 \text{ m} \quad L_2 = 10.3 \text{ m} \quad P_2 = 0 \text{ (atm)}$$

$$K_{L2} = (1.5 \times 3 + 1 + 0.15) \quad V_2 = V \quad Z_1 = 1.5 \text{ m} \quad Z_2 = 1.2 \text{ m}$$

Válvulas 1 y 2 Tipo compuerta, completamente abierta

Entrada de flujo (1) tipo Reentrante, Salida de flujo (2) tipo de borde ahusado

3 codos después de la bomba

De la ecuación 4.1 tenemos lo siguiente:

$$H_p = -0.3 + \frac{V_d^2}{2g} + \frac{0.02 \times 0.5}{0.0381 \times 19.6} V_a^2 + \frac{0.02 \times 10.3}{0.0635 \times 19.6} V_d^2 + \frac{(0.95)}{19.6} V_a^2 + \frac{5.65}{19.6} V_d^2$$

$$H_p = -0.3 + 7.55825 \times 10^{-3} Q^2$$

Debido a que se quiere que la aireación del néctar de mango sea más rápida, se elegirá una bomba que funcione a un punto de operación de mayor caudal, y será del grupo 4SH, y en este caso la seleccionada es la 4SH-E a 1750 RPM con un punto de operación de un caudal de $23 \text{ m}^3 / \text{h}$.

Corrigiendo el factor de pérdidas tenemos $f_a = 0.02$ y $f_d = 0.018$. Con esto corregimos la ecuación del sistema y tenemos lo siguiente:

$$H_p = -0.3 + 7.4313 \times 10^{-3} Q^2$$

Con esta última ecuación volvemos a la figura 4.5 y la bomba seleccionada primeramente sigue siendo la adecuada al mismo punto de operación con un error del 6 %. **Por lo que la bomba 3 será la 4SH-E a 1750 RPM.**

BOMBA 4:

$$D_1 = 0.0381 \text{ m} \quad L_1 = 0.8 \text{ m} \quad P_1 = 0 \text{ (atm)} \quad V_1 = 0$$

$$K_{L1} = (0.15 \cdot 2 + 0.5 + 1.5) \quad D_2 = 0.0635 \text{ m} \quad L_2 = 2.6 \text{ m} \quad P_2 = 0 \text{ (atm)}$$

$$K_{L2} = (1.5 + 1 + 0.15 \cdot 2) \quad V_2 = V \quad Z_1 = 1.2 \text{ m} \quad Z_2 = 0.6 \text{ m}$$

2 Válvulas 1 y 2 Tipo compuerta, completamente abierta

Entrada de flujo (1) tipo de borde ahusado, Salida de flujo (2) tipo de borde ahusado

1 codo antes de la bomba, 1 codo después de la bomba

De la ecuación 4.1 tenemos lo siguiente:

$$H_p = -0.6 + \frac{V_d^2}{2g} + \frac{0.02 \times 1.3}{0.0381 \times 19.6} V_a^2 + \frac{0.02 \times 2.6}{0.0635 \times 19.6} V_d^2 + \frac{(2.3)}{19.6} V_a^2 + \frac{2.8}{19.6} V_d^2$$

$$H_p = -0.6 + 0.01085 Q^2$$

La bomba adecuada para satisfacer esta demanda pertenece a el grupo 4SH, y en este caso la seleccionada es la 4SH-A a 1750 RPM con un punto de operación de un caudal de $26.5 \text{ m}^3 / \text{h}$.

Corrigiendo el factor de pérdidas tenemos $f_a = 0,02$ y $f_d = 0.0185$. Con esto corregimos la ecuación del sistema y tenemos lo siguiente:

$$H_p = -0.6 + 0.01082Q^2$$

Con esta última ecuación volvemos a la figura 4.5 y la bomba seleccionada primeramente sigue siendo la adecuada al mismo punto de operación con un error menor al 0,1 %. **Por lo que la bomba 4 será la 4SH-A a 1750 RPM.**

BOMBA 5:

$$D_1 = 0.0381 \text{ m} \quad L_1 = 0.5 \text{ m} \quad P_1 = 0 \text{ (atm)} \quad V_1 = 0$$

$$K_{L1} = (0.15 + 0.8) \quad D_2 = 0.0635 \text{ m} \quad L_2 = 10,3 \text{ m} \quad P_2 = 0 \text{ (atm)}$$

$$K_{L2} = (1.5 \times 3 + 1 + 0.15) \quad V_2 = V \quad Z_1 = 1,5 \text{ m} \quad Z_2 = 1,2 \text{ m}$$

Válvulas 1 y 2 Tipo compuerta, completamente abierta

Entrada de flujo (1) tipo Reentrante, Salida de flujo (2) tipo de borde ahusado

3 codos después de la bomba

De la ecuación 4.1 tenemos lo siguiente:

$$H_p = -0.3 + \frac{V_d^2}{2g} + \frac{0.02 \times 0.5}{0.0381 \times 19.6} V_a^2 + \frac{0.02 \times 10.3}{0.0635 \times 19.6} V_d^2 + \frac{(0.95)}{19.6} V_a^2 + \frac{5.65}{19.6} V_d^2$$

$$H_p = -0.3 + 7.55825 \times 10^{-3} Q^2$$

El flujo de agua proviene de un proceso donde se ha logrado que se apta para el consumo, y después será llevada a un reservorio donde antes de ser bombeada hacia el tanque mezclador, tiene que haber un control de calidad de la misma, la bomba 4 será usada para llevar el agua desde la etapa de control da calidad de la misma hacia el tanque mezclador, y con el procedimiento para su selección indica que será del grupo 4SH, y en este caso la seleccionada es la 4SH-E a 1750 RPM con un punto de operación de un caudal de $23 \text{ m}^3 / \text{h}$.

Corrigiendo el factor de pérdidas tenemos $f_a = 0,02$ y $f_d = 0.018$. Con esto corregimos la ecuación del sistema y tenemos lo siguiente:

$$H_p = -0.3 + 7,4313 \times 10^{-3} Q^2$$

Con esta última ecuación volvemos a la figura 4.5 y la bomba seleccionada primeramente sigue siendo la adecuada al mismo punto de operación con un error del 6 %. ***Por lo que la bomba 5 será la 4SH-E a 1750 RPM.***

En la tabla X se resume los cálculos obtenidos para la selección de bombas para los diferentes procesos, incluyéndose otros parámetros característicos que nos da el proveedor de estos equipos.

TABLA X
CARACTERÍSTICAS DE LAS BOMBAS PARA EL PROCESO

DENOMINACION	MODELO	RPM	CAUDAL DE OPERACION	POTENCIA DEL MOTOR
BOMBA 1	4SH-J	1750	16 m ³ / h	½ HP
BOMBA 2	4SH-H	1750	17 m ³ / h	½ HP
BOMBA 3	4SH-E	1750	23 m ³ / h	¾ HP
BOMBA 4	4SH-A	1750	26.5 m ³ / h	1 HP
BOMBA 5	4SH-E	1750	23 m ³ / h	¾ HP

4.2 Descripción de la Marmita Doble Fondo

Una de los equipos a diseñar en esta tesis, es la marmita doble fondo, que no es más que un equipo que sirve para aplicar calor a un determinado producto, por medio de vapor de agua a presiones moderadas, que en industrias caseras y pequeñas, puede ser reemplazada por una olla.

Existen varios tipos de marmitas, esta clasificación viene relacionada a las diferentes posiciones y capacidades requeridas, así tenemos marmitas horizontales y verticales, marmitas abiertas y cerradas, a estas últimas también se las conoce con el nombre de autoclaves, y tienen una mayor variedad de usos.

Las marmitas tienen en el fondo una camisa de doble fondo que está en contacto con el cuerpo de la marmita, donde se almacena el vapor de agua, la cual por medio de conducción, transfiere calor hacia el interior de la marmita. El producto que se desea calentar o evaporar, se coloca dentro de una canastilla de rejillas, el cual se inmerge en la marmita que está llena de agua. Debido a estas razones se puede prever que deben existir tuberías para el ingreso del vapor de agua, así como para el retorno del vapor condensado, y tuberías para la entrada y la purga del agua.

Además deben existir instrumentos que sirvan para controlar el correcto funcionamiento del equipo, estos serían un manómetro para medir la presión de vapor, un termómetro para medir la temperatura que se está alcanzando dentro de la marmita, y la colocación de válvulas en las tuberías tanto para el vapor como para el agua.

Para este proceso se van a necesitar el uso de 3 marmitas, las cuales serán repartidas para dos etapas del proceso dentro de la planta y así tenemos:

Marmita 1 y 2 ; estarán ubicadas en el área de escaldado del producto, serán diseñadas para las mismas capacidades en el siguiente capítulo, y funcionarán de la forma descrita anteriormente.

Marmita 3 ; tendrá la función de el desairado del producto, por lo que estará en esta sección. Debido a que el producto es el jugo de mango

homogenizada, no será necesario el uso de agua. El diseño usado para las anteriores marmitas, puede ser usado también en este equipo, sin la necesidad del uso de la tubería de agua y el uso de la canastilla.

4.3 Clases de Despulpadora

La Despulpadora es una máquina usada para la desintegración de la pulpa de una fruta, de tal forma que la pulpa pase por una malla o rejilla, para poder ser recogida la pulpa o jugo ya desintegrada, y debido al tamaño de los orificios de la malla, el producto que sale será un líquido; mientras que los desperdicios sean expulsados por otro orificio.

De manera general existen dos tipos de despulpadoras, y esta clasificación viene dada de acuerdo al funcionamiento de la misma y así tenemos:

Despulpadora de Paletas; que consiste en un juego de paletas que van desde 2 a 4, que van unidas al eje dentro del tambor, donde se está realizando la acción de despulpado. Debido a la fuerza centrífuga la masa es impulsada contra la malla y debido a la fuerza de contacto por las paletas, la fruta se va desintegrando, saliendo la pulpa por las mallas.

Despulpadora de Tornillo sin fin; al igual que la anterior tiene el mismo fin, la diferencia está en que esta no posee el juego de paletas,

en vez de esto tiene un tornillo transportador sin fin, que sirve para llevar el producto, y el tambor de la despulpadora es cónico, por lo que a medida que avanza el producto en el tornillo transportador, este cada vez se va aplastando por la forma del tambor (que es también una rejilla), y se va exprimiendo la fruta, y sale por los orificios la pulpa o jugo. Al final del recorrido por el tornillo, solo queda la semilla, la cual es recolectada por otro ducto.

También las despulpadoras se les puede dar un ángulo de inclinación que sirve para facilitar la salida de los desperdicios, pero no debe ser muy elevado debido a que se puede dar el problema de que la fruta salga muy rápido del tambor y no se pueda optimizar la operación del despulpado. Se puede apreciar una despulpadora en la figura 4.6.



FIGURA 4.6 DESPULPADORA

Para poder seleccionar que tipo de despulpadora se va a diseñar, se tienen que analizar las ventajas y desventajas de las mismas, por lo que se va a hacer una matriz de decisión para poder seleccionar el tipo de despulpadora a diseñar.

La matriz de decisión se la hizo en base a tres aspectos que fueron, la facilidad de limpieza, la facilidad del mantenimiento, la eficiencia del equipo, estos son los tres aspectos a calificar, dándole al primero el mayor porcentaje de la nota, esto se puede reflejar en la tabla 11.

TABLA XI
MATRIZ DE DECISIÓN PARA SELECCIÓN DE DESPULPADORA

	LIMPIEZA (40)	MANTENIMIENTO (30)	EFICIENCIA (30)	CALIFICACIÓN (100)
Despulpadora de paletas	40	28	25	93
Despulpadora de tornillo	35	28	22	85

Debido a que la despulpadora ha obtenido una mejor calificación o grado de satisfacción esperado para este proceso, será este tipo de despulpadora la que se llevara a cabo para el proceso de diseño, ya que se puede observar que es más fácil su limpieza y es más eficiente. Esto se debe a que el grado de contacto que existe entre el mango y las rejillas, es mayor que el de la despulpadora de tornillo sin fin.

4.4 Molino para Refinado

El molino para refinado, es el equipo que sirve para realizara la homogenización de la pulpa de mango, el cual será un molino coloidal Homogenizador que tiene como función Principal la de triturar, moler y/o refinar los componentes de una mezcla húmeda, logrando como resultado una DISPERSIÓN – HOMOGENIZACIÓN final con tamaños de partículas cercanos al micrón.

El cabezal del Molino Coloidal consta de un cuerpo dentro del cual se encuentran alojados un rotor y un estator. La parte móvil denominada rotor, que gira aproximadamente a 3000 RPM se haya montado sobre el eje del motor y la parte fija, el estator, se desliza dentro del cuerpo del molino. Se puede lograr la regulación del espacio que separa el rotor del estator por medio del volante de regulación. Girando este volante en un sentido u otro produce un desplazamiento del estator en relación al rotor lográndose así un mayor o menor espacio entre estas piezas.

Para poder realizar la regulación, el rotor y estator no deben rozar el uno con el otro. Para evitar ello el molino viene provisto de un tope común regulable ajustado en fábrica. Modificando esta posición cambia la abertura mínima entre rotor y estator. La regulación propiamente dicha es encontrar la posición optima de trabajo de la maquina por medio del volante de regulación.

El proceso de homogenización del producto en general, presenta las siguientes ventajas:

- Incremento del sabor
- Mayor brillo con color uniforme
- Menores costos por el mejor aprovechamiento de las materias primas

Para el mantenimiento de este equipo se recomienda que periódicamente se controle el estado de los retenes del cuerpo-eje motor. La duración de estos retenes y su poder de sellado depende de la cantidad de horas de uso y las características del producto que se procese en el molino.

Considerando los volúmenes de producción con los que se va trabajar diariamente, al caudal del fluido (pulpa de mango) para esta etapa del proceso ($23 \text{ m}^3/\text{hora}$), y de acuerdo a la eficiencia requerida para la pulpa de mango, se debe seleccionar el equipo más idóneo para el proceso de homogenizado, para esto se debe analizar las capacidades y los equipos disponibles que existen en el mercado, y se contacto con dos proveedores argentinos, el primero una llamada Talleres AENE nos das los siguientes productos que se observan en la tabla 12, y la segunda compañía llamada COLMIL cuyos productos se indican en la tabla 13

TABLA XII

LISTA DE MOLINOS COLOIDALES QUE VENDEN TALLERES AENE

MODELO	POTENCIA HP	VELOCIDAD RPM	0 mm TOLVA PESO ROTOR (Lts) (Kgs.)	LIQUIDOS	CREMAS	PASTAS
MP 120	2-5.5	3000	120 20 60	60/80	30/60	-
MP 150	5.5-7.5	3000	150 30/50 105	80/110	60/80	-
MP 180	10-20	3000	180 30/50 130	100/160	80/150	-
MP 250	20-30	3000	250 - 180	180/300	150/250	-

TABLA XIII

MOLINOS COLOIDALES QUE VENEN COLMIL

CONFIGURACIÓN VERTICAL	AD-150-V	AD-180-V	AD-200-V
CUERPO C/SALIDA TUBULAR C/UNIÓN DOBLE DANESA	2"	3"	3"-4"
TAPA DE ENTRADA C/UNIÓN DOBLE DANESA	2"-3"	2-1/2"-4"	2-1/2"-4"
CAPACIDAD DE EMBUDO EN LITROS	50	65	75
ROTOR (DIÁMETRO EN mm.)	150	180	200
VOLANTE DE REGULACIÓN EN BRONCE CROMADO	✓	✓	✓
O'RINGS Y RETENES DE GOMA SINTÉTICA	✓	✓	✓
MOTOR ELÉCTRICO BLINDADO, 220/380 V., 50 Hz.	15,0 HP	25,0 HP	40,0 HP
CAMPANA CUBRE-MOTOR DE ACERO INOX. 304	✓	✓	✓
COMANDO ELÉCTRICO MOTOR	X	X	X
PESO APROXIMADO - KG. (CON BASE STANDARD)	165	250	325
CAPACIDAD - LTS./H.	800-8000	1500-20000	3000-30000

A Pesar de que el caudal de entrada al molino coloidal es de aproximadamente de 22000 litros / hora, no será necesario de que el equipo a elegirse sea este ya que la capacidad final del tanque de almacenamiento menor a 2000 litros, esto tranquilamente nos puede dar una capacidad para el molino coloidal, y si se quiere ampliar los volúmenes de producción, este equipo puede servir ya que su capacidad así lo preemitirá. Por estas razones el molino coloidal deberá tener una capacidad entre 2000 a 5000 litros por hora.

4.5 Tanque Mezclador

El tanque mezclador es el equipo a donde se va a realizar la estandarización del producto, es decir se van a añadir los demás ingredientes a la pulpa de mango homogenizada y desairada anteriormente.

Este tanque además debe poseer un eje con unas paletas, que pueden ser de acero inoxidable o de caucho, que tienen el funcionamiento de mezclar correctamente todos los ingredientes y de esta manera que se disuelvan de manera uniforme en todo el volumen de la mezcla.

Deberán incluirse las entradas y salidas para las tuberías y además la facilidad de la colocación de una tapa que no permita un mayor grado de oxidación del producto.

4.6 Pasteurizador

Existen diversos tipos de pasteurizadores, siendo los más comunes los de placas y los tubulares a continuación se describirán algunas características de cada uno de estos tipos:

a) *Pasteurizadores de placas.*

- Se usa para la pasteurización en continuo de alimentos no envasados, especialmente para leche y zumos de frutas (alimentos líquidos, poco viscosos).
- Puede llegar a tratar aproximadamente 100.000 litros / h.
- Se integra dentro de una instalación constituida por distintas etapas dispuestas en serie.

b) *Pasteurizadores tubulares.*

- La superficie de intercambio está formada por tubos, cualquiera que sea su disposición.
- Se puede tratar alimentos de viscosidad baja, media e incluso alta en algunos modelos, y de acuerdo con el diámetro de los tubos, incluso con partículas sólidas hasta un cierto tamaño.
- Desde el punto de vista de la transmisión de calor, son de eficiencia media. Son más efectivos los pasteurizadores de placas.

En el mercado existen estos equipos, que pueden incluir tanques de almacenamiento para hacer recircular el producto a pasteurizar, claro está que son mucho más costosos, y además se ha decidido construir el tanque mezclador y conectar al pasteurizador por medio de tuberías, debido a esto no se necesita este tipo de equipos. En la figura 4.7 se pueden observar esquemas de pasteurizadores que tienen y no, tanques de almacenamiento incluidos.



FIGURA 4.7 ESQUEMAS DE PASTEURIZADORES

De acuerdo a la capacidad que se tiene en el tanque mezclador, se ha decidido que el pasteurizador debe tener las características de poder trabajar bajo una carga o flujo de 2000 litros / hora .

4.7 Accesorios necesarios

Como en toda planta existirá la necesidad de otros accesorios para poder realizar la instalación de este proceso de producción, los cuales abarcan desde las válvulas necesarias para el transporte del producto, hasta las mesas de acero inoxidable donde se va a realizar el pelado de los mangos.

Pero principalmente se hace énfasis en esta sección de la tesis, a la necesidad de un gancho elevador que sirve para inmergir la canastilla con los mangos dentro de la marmita y para retirar la misma una vez acabada la operación de escaldado. Es necesario ya que sirve para evitar esfuerzos físicos al operador de la marmita, y que con este equipo solamente necesitará presionar un botón. También se puede considerar la opción del uso de un teclé mecánico, y de esta forma se puede disminuir costos.

Se ha decidido por razón de disminuir costos la opción de no utilizar una banda transportadora para la preselección de los mangos, en vez de esto se colocarán los mangos en mesas en donde se realizará esta etapa del proceso.

Además se debe incluir dentro de los accesorios, los diversos instrumentos y equipos que se necesitan en las etapas y el laboratorio de control de calidad del producto.

CAPITULO 5

5. DISEÑO DE LA MARMITA Y DEL TANQUE MEZCLADOR

En este proceso se va a requerir del uso de por lo menos dos marmitas, que van a ser usadas en las etapas de escaldado y de desairado del producto. La mayor diferencia que existirá entre estas marmitas es que la que se usa para desairado no es necesario el uso de la canastilla, ya que lo que se va a calentar es la pulpa de mango homogenizada, por lo que no es necesario el uso de la misma.

Estructuralmente son iguales las dos clases, por lo que se usará la misma metodología para el diseño en ambas, teniendo muy en cuenta que debe existir un sello para que el agua o la pulpa de mango, no filtre por la holgura que existirá entre la camisa de doble fondo y las paredes del cuerpo de la marmita. Se ha dejado esta pequeña holgura para poner un material aislante en la base, ya que existirá una elevada temperatura en esta parte del equipo.

Ya se han indicado las partes constitutivas de una marmita, en este capítulo se ha decidido proceder al diseño y a la selección de todas estas partes, para poder dimensionar todo el equipo, indicando los materiales y accesorios necesarios para su posible construcción.

5.1 Diseño del Cuerpo Semiesférico

El cuerpo de la marmita no sólo abarca el cuerpo semiesférico, sino que también se incluirá el diseño de la base estructural para poder montar este equipo, ya que es algo muy necesario, debido a que no se puede , ni se debe, ubicar la marmita sobre el piso, primero porque su forma no lo permite, y porque por razones de higiene, no debe estar ubicada sobre el suelo, ya que aumenta la posibilidad de que exista mayor contaminación del producto, sobre todo en el caso de la marmita de aireación.

Primero se procederá a realizar el diseño del cuerpo semiesférico, para después diseñar la estructura que soportará el equipo.

CUERPO SEMIESFÉRICO:

El diseño de forma del cuerpo de la marmita se lo ha hecho en base a obtener un mejor aspecto estético, ya que si se hubiese deseado, también podría haberse hecho este de forma cilíndrica, pero no están agradable a la vista, pero al hacer la camisa de forma semiesférica, la

presión de vapor que se almacena, tiende a distribuirse de mejor forma en todo el volumen de la camisa. A continuación se mostrará en la figura 5.1 un esquema básico del cuerpo, indicando con letras cada una de las medidas del cuerpo.

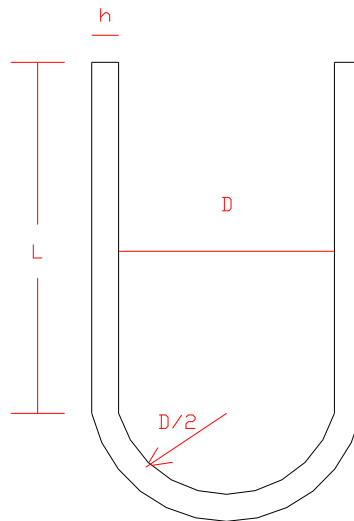


FIGURA 5.1 CUERPO SEMIESFÉRICO DE LA MARMITA

Donde:

L : Longitud del tramo recto (m)

D: Diámetro interno de la marmita = $2R$

h: Espesor de la pared de la marmita

Para poder diseñar este cuerpo hay que realizarlo para dos partes, la primera para el tramo recto, y la segunda para la parte semiesférica, aunque para ambos se va a usar la misma ecuación.

Según Peflüger, este problema de diseño se puede tratar como esfuerzos de membrana en cascarones, donde la palabra cascarón se usa en mecánica de sólidos para designar una placa curva delgada. La palabra membrana es definida como un cuerpo que es incapaz de transmitir momentos flectores y fuerzas cortantes.

Se deben analizar dos tipos de esfuerzos, los esfuerzos meridionales (σ_ϕ) también conocidos como esfuerzos longitudinales, y los esfuerzos circunferenciales (σ_θ). La ecuación 5.1 que nos da Peflüger relaciona estos esfuerzos con la presión interna (P) a la que está sometida el recipiente.

$$\frac{\sigma_\phi}{R_\phi} + \frac{\sigma_\theta}{R_\theta} = \frac{P}{h} \quad \text{EC. 5.1}$$

Donde los subíndices θ y ϕ nos indican la dirección del esfuerzo, siendo R , el radio de curvatura en cada dirección.

Para analizar la parte cilíndrica tenemos que hacer un corte transversal a una distancia X medida desde la parte superior de del cuerpo, además en esta parte por ser recta en la dirección longitudinal, el radio meridional (R_ϕ) es igual a infinito por lo que tendríamos al reemplazar en la ecuación 5.1 lo siguiente:

$$\frac{\sigma_{\phi}}{\infty} + \frac{\sigma_{\theta}}{R} = \frac{P}{h}$$

Como el límite de una función dividida para infinito es igual a cero, el primer término de esta ecuación se hace cero, y la presión está en función del peso del fluido por el volumen del mismo entonces se tendría lo siguiente:

$$\sigma_{\theta} = \frac{W \times X \times R}{h} \quad \text{EC 5.2}$$

Donde W es el peso del fluido en (N / m^3), y como se puede observar el mayor valor del esfuerzo circunferencial será a la distancia $X = L$.

Ahora para determinar el valor del esfuerzo meridional, es necesario hacer una sumatoria de fuerzas en la dirección Y , en donde se realiza el corte esto puede quedar expresado así:

$$\sum Fy = 0 = \sigma_{\phi} \times (2\pi Rh) = W \times \text{Volumen total}$$

$$\sigma_{\phi} = \frac{W \times \pi R^2 \times X}{2\pi Rh} \quad \text{EC 5.3}$$

El volumen total sería igual a una constante, así mismo, el mayor valor de este esfuerzo será cuando X sea igual a L . Se procederá ahora a evaluar la

parte semiesférica del cuerpo de la marmita, para una vez terminado dar dimensiones a el cuerpo semiesférico.

Como se realizó para la parte cilíndrica, también aquí se debe realizar un corte, a continuación se puede apreciar esto:

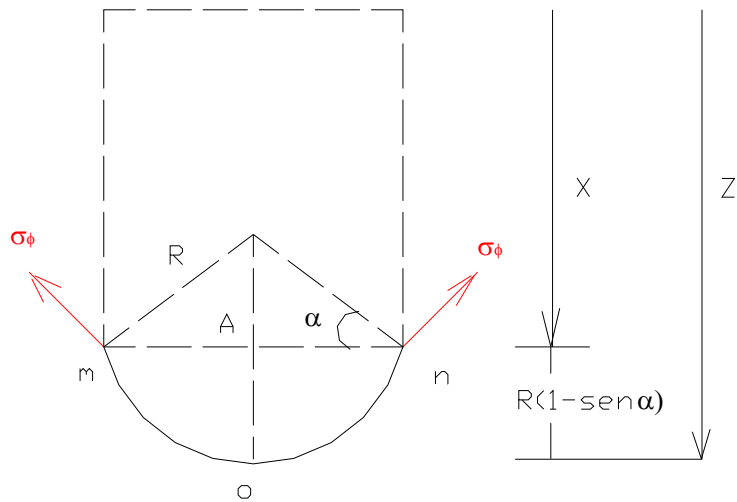


FIGURA 5.2 CORTE EN SECCION SEMIESFERICA

En este caso, la magnitud del radio meridional y circunferencial es la misma y tiene el valor de R. Al reemplazar estos datos en la ecuación 5.1 tendríamos lo siguiente:

$$\sigma_{\theta} = \frac{PR}{h} - \sigma_{\phi}$$

Se debe realizar al igual que la parte cilíndrica, una sumatoria de fuerzas en la dirección vertical e igualarla a cero, y es así que tendríamos lo siguiente:

$$\sigma_{\phi} \times [2\pi \times (nA) \times h] \times \cos \alpha = W \times Vol$$

Donde por geometría se tiene que $nA = R \cos \alpha$

Resolviendo esto tendríamos lo siguiente:

$$\sigma_{\phi} = \frac{W \times R}{h} \times \left[\frac{Z - R}{2} - \frac{R}{3} \times \frac{1 - \sin^3 \alpha}{\cos^2 \alpha} \right]$$

$$\sigma_{\theta} = \frac{W \times R}{h} \times \left[\frac{Z - R}{2} + \frac{R}{3} \times \sin^3 \alpha + 3 \frac{\sin \alpha \times \cos^2 \alpha - 1}{\cos^2 \alpha} \right]$$

De estas dos ecuaciones podemos decir que el máximo valor sería cuando el valor de α es igual a 0 y 90° y se tendría las siguientes ecuaciones:

$$\sigma_{\phi} \max = \sigma_{\theta} \max = \frac{W \times R \times (L + R)}{2h} \quad \text{EC 5.4}$$

Una vez determinados los esfuerzos debemos dar dimensiones al equipo y después compararlos con el esfuerzo de fluencia del material, que debe ser acero inoxidable 316L. Las dimensiones serán dadas a continuación según los requerimientos de producción:

$$L = 0.8 \text{ m} \quad D = 0.5 \quad h = 0.005 \text{ m} \quad W = 9800 \text{ N / m}^3$$

Acordémonos que las propiedades de la pulpa homogenizada son muy parecidas a las del agua, por lo que el peso específico puede ser considerado igual para el diseño de ambas marmitas. Evaluando los valores en las ecuaciones 5.2, 5.3 y 5.4 tenemos los valores de los esfuerzos a los que van a estar sometidas las diversas partes del cuerpo de la marmita estos, esfuerzos serán registrados en la siguiente tabla.

TABLA XIV
VALORES DE LOS ESFUERZOS EN EL CUERPO DE LA MARMITA

PARTE DE LA MARMITA	ESFUERZOS MERIDIONALES σ_{ϕ} (Pa)	ESFUERZOS CIRCUNFERENCIALES σ_{θ} (Pa)
PARTE CILÍNDRICA	196000	128625
PARTE SEMIESFERICA	98000	128625

Se puede observar que los mayores esfuerzos se dan en la parte semiesférica, pero viendo la referencia del acero inoxidable 304 en el ANEXO 8, que posee una menor resistencia que el acero 316L, se basará todos los cálculos de diseño bajo esta consideración del material, la resistencia a la fluencia es de 276 MPa , por lo que podemos estar tranquilos ya que el cuerpo no va a fallar estáticamente, debido a que la resistencia del material es mucho mayor y nos da un factor de seguridad muy elevado. Por

lo que se podría tranquilamente reducir el espesor de la plancha de acero inoxidable.

BASE ESTRUCTURAL DEL CUERPO DE LA MARMITA

Existen muchas opciones para el diseño de forma de la base estructural, tales como que la marmita pueda rotar sobre unos pivotes soportados por columnas, o que simplemente que la marmita este fija a los mismos. Debido a que por medio de tuberías accionadas por válvulas se va a descargar o transportar los fluidos, se ha decidido que la marmita este fija por lo que el diseño de la base estructural va a constar de dos columnas a las cuales se les montará un pequeño eje, el cual será soldado a el cuerpo de la marmita. El esquema de la base sería de la siguiente forma:

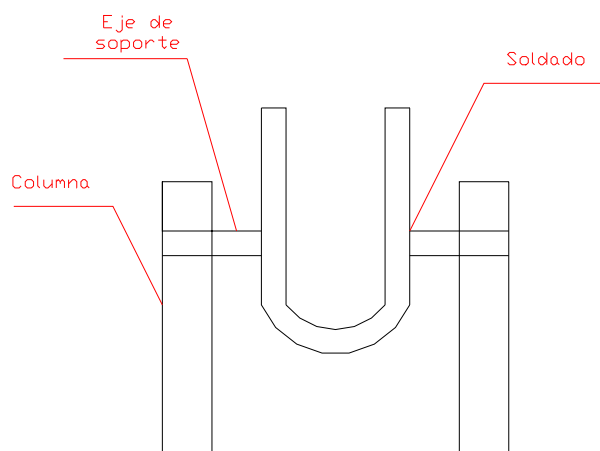


FIGURA 5.3 PARTES DE LA BASE ESTRUCTURAL DE LA MARMITA

Como se puede apreciar se debe tener en consideración tres cosas en el diseño de la base, la soldadura, el eje de soporte y las columnas, siendo los dos primeros los más críticos debido a que aguantan todo el peso del cuerpo de la marmita y del agua o pulpa de mango que se ubicará dentro de ellas.

Para el diseño de la **SOLDADURA** se debe considerar la fuerza que va a soportar la misma, esta será el peso del cuerpo de acero de la marmita y el peso del agua. Para determinar estos valores hay que determinar el volumen del equipo primeramente, debido a la geometría de este, se determina el volumen del cuerpo con la siguiente fórmula:

$$V_{\text{equipo}} = L \times (\pi \times ((R + h)^2 - R^2)) + \frac{4\pi R^2}{2} \times h$$

Reemplazando los valores de cada una de estas variables definidas anteriormente tendemos que:

$$V_{\text{equipo}} = 0.01674 \text{ m}^3$$

Ahora para determinar el peso del equipo lo multiplicamos por el peso específico del acero inoxidable que es de 76000 N / m³ (ANEXO 9) y tenemos:

$$W_{\text{equip}} = 0.01674 \times 76000 = 1272,6N$$

Ahora se procede de igual forma para determinar el peso del agua, se procede de igual forma ahora sabiendo que el peso específico de esta es de 9800 N / m³:

$$W_{agua} = 9800 \times \left[L \times \pi \times R^2 + \frac{2}{3} \pi R^3 \right]$$

$$W_{agua} = 1860,1 \text{ N}$$

El peso total sería la suma de estos dos valores y así tenemos que:

$$W_{total} = 1272,6 + 1860,1 = 3132,7 \text{ N}$$

Una vez determinada la fuerza, lo primero que hay que indicar es que la soldadura va a trabajar con cargas alternantes que van desde la fuerza sola del peso del equipo, hasta el peso total (incluido el del agua). Debido a esta razón se debe diseñar bajo el criterio de fatiga y se va a utilizar el criterio de Goodman que dice lo siguiente:

$$\frac{\tau_a}{Se'} + \frac{\tau_m}{Ssu} = \frac{1}{n} \quad \text{EC 5.5}$$

Donde los esfuerzos alternantes y medios vienen determinados por las siguientes dos ecuaciones:

$$\tau_a = \frac{\tau_{\max} - \tau_{\min}}{2} \quad \text{EC 5.6}$$

$$\tau_m = \frac{\tau_{\max} + \tau_{\min}}{2} \quad \text{EC 5.7}$$

Estas dos ecuaciones sirven para determinar los esfuerzos alternantes y los esfuerzos medios, usando el máximo esfuerzo ($\tau_{\max}$) y el mínimo esfuerzo ($\tau_{\min}$) que son determinados para las cargas del peso total y la del peso del equipo respectivamente.

Para determinar estos valores se debe indicar que las juntas soldadas son a tope con refuerzo, y además que el tipo de esfuerzo que van a soportar las mismas son el esfuerzo cortante y el esfuerzo normal debido al momento que se crea ya que se ha decidido concentrar todo el peso en el centro del cuerpo, debido ha esto se crea un momento ya que como se puede apreciar en la figura 5.2, existe una distancia ($R + h$) hasta las juntas soldadas. Se ha utilizado el criterio de diseño de Shigley para diseñar este tipo de juntas soldadas sometidas a flexión.

El esfuerzo máximo y mínimo va a estar formados por dos componentes anteriormente mencionadas y serán determinadas mediante las siguientes fórmulas:

$$\tau' = \frac{V}{A} \quad \text{EC. 5.8} \quad \sigma = \frac{V \times (R + h) \times (D/2)}{I} \quad \text{EC. 5.9}$$

A : Area de la soldadura (ANEXO 10) = $1.414\pi (D/2) t$

V: Fuerza actuante

D: diámetro de la sección transversal del árbol de soporte

I: Momento de inercia total de la soldadura

R: Radio interno del cuerpo de la marmita

h: Espesor de la plancha del cuerpo de la marmita

t: Ancho de la garganta de soldadura

$$I = 0.707 \times t \times Iu \quad \text{EC. 5.10}$$

Iu : momento de inercia unitario (ANEXO 10) = $\pi (D/2)^3$

El valor de la altura de la garganta de la soldadura (t) es el valor que debemos evaluar para que al final el coeficiente de seguridad (n) de la ecuación 5.5 sea mayor que 1. Además en la ecuación 5.8 se ha dividido para el doble del área ya que son dos partes donde se va a soldar.

El cálculo de el Momento de inercia (I) se complica ya que las se va a soldar en dos lados opuestos, para esto se aplica el teorema de los ejes paralelos para los momentos de inercia y junto a la ecuación 5.10 tendríamos lo siguiente:

$$I = 2 \times \left[0.707 \times t \times \pi \left(\frac{D}{2} \right)^3 \right] + 2 \times \left[1.414 \times \pi \times t \times \left(\frac{D}{2} \right) \times (R + h)^2 \right] \quad \text{EC 5.11}$$

Ahora para determinar los valores de los esfuerzos resolviendo por Pitágoras tendríamos que la magnitud del esfuerzo principal (τ) vendrá dada por la siguiente ecuación:

$$\tau = \sqrt{\left(\tau'^2 + \sigma^2\right)} \quad \text{EC 5.12}$$

Usando una altura de garganta $t = 3 \text{ mm}$ y $D = 50 \text{ mm}$; se podrán observar los resultados de la aplicación de las ecuaciones para determinar el valor máximo y mínimo del esfuerzo principal. Si la fuerza máxima es el peso total ($3132,7 \text{ N}$) y la fuerza mínima es el peso del equipo ($1272,6 \text{ N}$) se tendría bajo la aplicación de las ecuaciones mostradas tendríamos que los valores de el esfuerzo máximo y mínimo son:

$$\tau_{\text{max}} = 4,73 \text{ MPa} \quad \text{y} \quad \tau_{\text{min}} = 2 \text{ MPa}$$

Para poder determinar ahora los valores del límite a la fatiga corregido (Se) y la resistencia última por soldadura (Ssu) de la ecuación 5.5 se define lo siguiente:

$$Se = Ka \times Kb \times Kc \times Kd \times Ke \times Se' \quad \text{EC. 5.13}$$

$$Ssu = 0,67 \times Sut \quad \text{EC. 5.14}$$

Donde el factor del límite a la fatiga está corregido por una serie de factores, de los cuales hablaremos a continuación:

El factor de superficie **Ka** está en base al acabado superficial del elemento y se puede calcular bajo la ecuación 5.15

$$K_a = a S_{ut}^b \quad \text{EC.5.15}$$

Los valores de a y b están dados en el ANEXO 11, pero cabe recalcar que para soldadura se requiere que la superficie sea basta, por lo que se utilizará el acabado superficial como si fuese forjado.

El factor de tamaño **Kb** está en base a la geometría de la superficie y puede ser calculado bajo la siguiente ecuación:

$$K_b = \left(\frac{d}{7.62} \right)^{-0,1133} \quad \text{EC. 5.16}$$

Donde d es el diámetro (entre 2.79 y 51 mm) de la sección y se pone en milímetros. Si el diámetro es mayor a 51 el valor de **Kb** es igual a 0.6 en flexión y 0.75 en torsión.

En el caso de que la sección no sea cilíndrica maciza se utiliza el diámetro equivalente (**de**) que para ejes tubulares y ejes de sección rectangular se calculan bajo las siguientes fórmulas:

$$d_e = 0.37 \times d \quad \text{EC. 5.17}$$

$$d_e = 0.808 \times \sqrt{(h \times b)} \quad \text{EC. 5.18}$$

La ecuación 5.17 se usa para ejes cilíndricos huecos, y la 5.18 se usa para secciones rectangulares donde h y b son las dimensiones de la sección, donde todas las medidas se ponen en milímetros.

El factor de carga **Kc** y el factor de temperatura **Kd** están dados en el ANEXO 12

El factor de efectos varios **Ke** está dado por la siguiente ecuación:

$$K_e = \frac{1}{K_f} \quad \text{EC. 5.19}$$

Donde **Kf** varía de acuerdo a lo que se esté analizando, en el caso particular de soldaduras la siguiente tabla nos da los valores de K_f :

TABLA XV
VALORES DE LOS FACTORES K_f PARA SOLDADURA

TIPO DE JUNTA	K_f
A tope con refuerzo	1.2
De filete transversal, en la punta	1.5
De filetes paralelos, en el extremo	2.7
A tope en T, con esquinas agudas	2.0

Por último para determinar el límite de fatiga (**Se'**) no basamos en el criterio dado por shigley hecho para el ensayo de probetas rotatorias en el cual definen al límite de fatiga como:

$$Se' = 0,504 \times Sut$$

EC. 5.20

Donde **Sut** es la resistencia última del material base que está también dado en el ANEXO 8.

Una vez definidos cada uno de los componentes se comienza a evaluar bajo usando el acero inoxidable 304 (Sut = 568 MPa) y tenemos lo siguiente:

$$Ka = 272 \times 568^{-0,995} = 0.5$$

$$Kb = \left(\frac{18.5}{7.62} \right)^{-0,1133} = 0,9 \quad Ke = \frac{1}{1.2} = 0,833$$

$$Kc = 0,577$$

$$Kd = 1$$

$$Se' = 286,72 \text{ MPa}$$

$$Se = 0,5 \times 0,9 \times 0,577 \times 0,833 \times 286,72 = 62 \text{ MPa}$$

Reemplazando todos los valores en la ecuación 5.5 tendríamos:

$$\frac{1,365}{62} + \frac{3,365}{380,56} = \frac{1}{n}$$

El factor de seguridad **n = 32**

Se puede apreciar que el factor de seguridad es muy alto por lo que no va a fallar la soldadura, se podría decir que se puede reducir la altura de la altura de la soldadura para gastar menos electrodos.

Ahora se pasará a diseñar el **ARBOL DE SOPORTE**; y de la misma forma que la soldadura, se lo hará bajo el criterio de fatiga con cargas alternantes. En este caso el eje sólo soporta la fuerza de flexión, que en el caso de la soldadura era la cortante, pero como son dos, esta fuerza se la dividirá para dos de tal manera que el esfuerzo máximo normal se lo calculará con la mitad del peso total y el esfuerzo mínimo normal con la mitad del peso del equipo. Los valores de los esfuerzos se pueden calcular bajo la fórmula para el esfuerzo de flexión:

$$\sigma = \frac{V/2 \times l \times D/2}{I}$$

El valor de la inercia está tabulado en el ANEXO 13 para las diferentes secciones transversales, y l es la longitud del árbol de soporte que se le ha dado la magnitud de 15 cm y así tenemos que:

$$\sigma_{\max} = 76,3 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{\min} = 75,5 \text{ MPa}$$

Usando la ecuación 5.5, pero cambiando el término de S_{su} por el de S_{ut} , se calcula factores de corrección del límite de fatiga y tenemos que:

$$K_a = 0,84$$

$$K_b = 0,9$$

$$K_c = K_d = K_e = 1$$

$$S_e' = 286,72 \text{ MPa}$$

$$\sigma_a = 30,4 \text{ MPa}$$

$$\sigma_m = 45,9 \text{ MPa}$$

Por lo tanto:

$$\frac{30,4}{216,7} + \frac{45,9}{568} = \frac{1}{n}$$

El factor de seguridad es **$n = 4,5$**

El último componente de la base estructural es el **DISEÑO DE LAS COLUMNAS**; el cual involucra tres aspectos. El primero involucra la consideración de pandeo en las columnas, la otra es el diseño por fatiga, y el último es el anclaje de estas al suelo. Debido a que el último aspecto involucra otro tipo de estudios, no será considerado en el análisis de esta tesis, pero los otros dos aspectos si serán considerados.

La primera consideración abarca el pandeo de columnas para esto usaremos como referencia la curva de Euler para el diseño de columnas (figura 5.4) en donde se relaciona dos parámetros , la longitud efectiva de la curva sobre el radio de curvatura y en el otro eje la mitad esfuerzo de fluencia. Esta curva nos permite determinar que tipo de ecuación utilizar adonde existe un punto inflexión (C_c), si la columna posee una valor de longitud efectiva sobre el radio de curvatura mayor a este punto se pueden usar las ecuaciones de la hipérbola de Euler, de lo contrario se deben usar ecuaciones determinadas de manera experimental; a continuación se mostrará esta gráfica seguida de las ecuaciones que nos permiten determinar que tipo de ecuaciones utilizar:

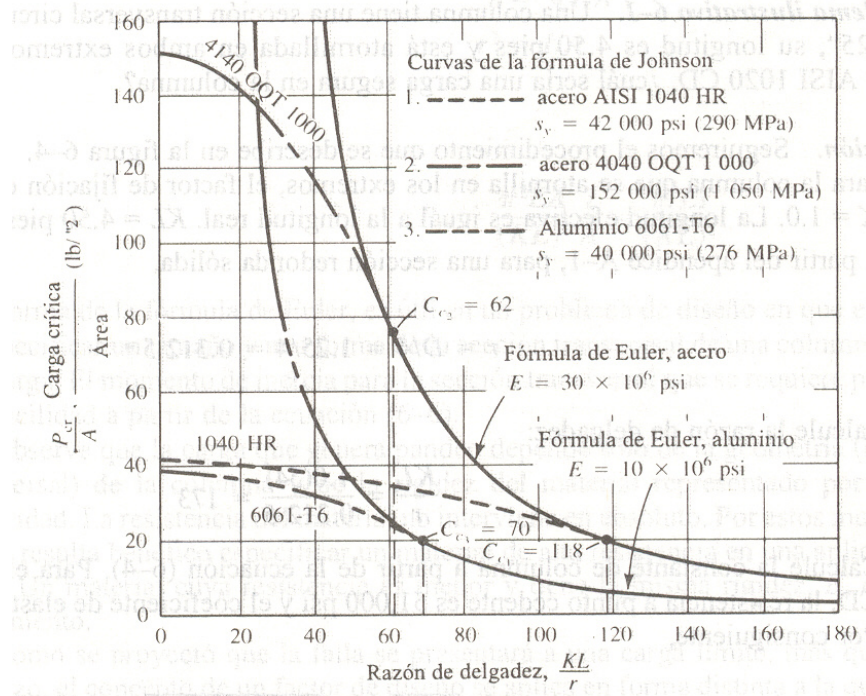


FIGURA 5.4 CURVA DE EULER PARA COLUMNAS

$$C_c = \sqrt{\frac{2 \times \pi^2 \times E}{\sigma_y}} \quad \text{EC. 5.21}$$

$$\frac{Le}{r} = \frac{K \times L}{\sqrt{I/A}} \quad \text{EC. 5.22}$$

Donde **Le** se denomina la longitud efectiva de la columna, **L** es la longitud de la columna y **K** se denomina el factor de longitud efectiva y su valor depende de la disposición de los apoyos de la columna, estos valores están tabulados en la siguiente tabla:

TABLA XVI
FACTORES DE LONGITUD EFECTIVAS PARA COLUMNAS

DISPOSICIÓN DE LOS APOYOS	K
Simplemente apoyada	1
Empotrada en ambos extremos	0.5
Empotrada y simplemente apoyada	0.7
Empotrada y libre	2

Ahora continuaremos con el diseño de las columnas y se darán las fórmulas dependiendo del caso correspondiente, es decir si está en el rango de la parábola o de la hipérbola de Euler. Se deberá mostrar el esquema de las fuerzas que actúan en la columna junto a las medidas que se ha decidido poner para las mismas.

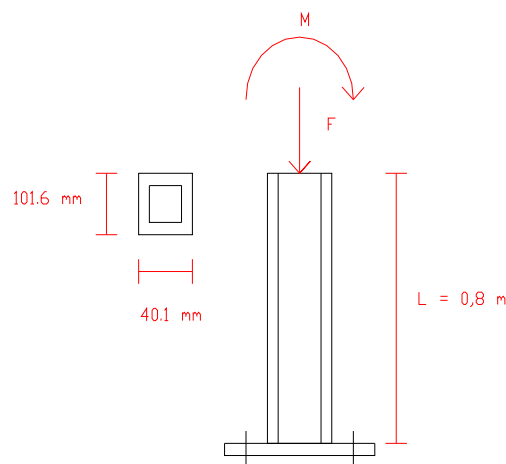


FIGURA 5.5 COLUMNA DE SOPORTE PARA LA MARMITA

Se ha decidido para mayor resistencia soldar dos canales C y se los soldará longitudinalmente, y según los estándares americanos de perfiles en C (ver ANEXO 14) y usar acero AISI 1018. Con estos datos procedemos a evaluar la fuerza crítica en la columna pero primero debemos saber bajo que principio se debe evaluar, por lo que evaluando los datos en las ecuaciones 5.21 y 5.22 se obtiene lo siguiente:

$$C_c = \sqrt{\frac{2\pi^2 \times 207 \times 10^9}{220 \times 10^6}} = 136,28$$

$$\frac{Le}{r} = \frac{2 \times 0,8}{\sqrt{\frac{(2 \times I_y + 2 \times A \times (b-s)^2)}{2A}}} = \frac{1,6}{\sqrt{\frac{(2 \times 13,3 \times 10^{-8} + 2 \times 10,1 \times (4,01 - 0,46)^2 \times 10^{-8})}{2 \times 10,1 \times 10^{-4}}}}$$

$$Le / r = 45,07$$

Debido a que (Le / r) es menor que el valor de C_c , se den usar las ecuaciones experimentales de Euler para la región parabólica y es así que tenemos:

$$P_{cr} = \left[1 - \frac{1}{2} \times \left(\frac{Le/r}{C_c} \right)^2 \right] \times \sigma_y \times A \quad \text{EC. 5.23}$$

Donde P_{cr} es la fuerza crítica máxima que puede soportar la columna, evaluando los datos que tenemos, obtenemos lo siguiente:

$$P_{cr} = \left[1 - \frac{1}{2} \times \left(\frac{45,07}{135,28} \right)^2 \right] \times 220 \times 10^6 \times 2 \times 10,1 \times 10^{-4} = 210048,6N$$

Como podemos apreciar esta fuerza crítica, que es la máxima fuerza que puede soportar la columna, vemos que es mucho mayor que las fuerzas que se aplican sobre esta, que son las mismas fuerzas que actúan sobre el árbol de soporte.

Ahora se va a proceder el cálculo por fatiga, y debido a esta sometida a fuerzas alternantes, se podrá usar el mismo criterio que se utilizó para el árbol de soporte, la única diferencia es que en esta columna sólo se producen esfuerzos normales los cuales vienen dados por la fuerza axial y el momento flexionante transmitido por el árbol de soporte, y es así que tenemos lo siguiente:

$$\sigma = \frac{F}{A} + \frac{M \times c}{I}$$

El máximo esfuerzo será calculado para la mitad del peso total y el esfuerzo mínimo con la mitad del peso del equipo solo; reemplazando los valores ya obtenidos se tiene lo siguiente:

$$\sigma_{\max} = \frac{3132,7/2}{2 \times 10,1 \times 10^{-4}} + \frac{3132,7/2 \times 0,15 \times 0,0401}{281,17 \times 10^{-8}} = 4126274,5 Pa$$

$$\sigma_{\min} = \frac{1272,6/2}{2 \times 10,1 \times 10^{-4}} + \frac{1272,6/2 \times 0,15 \times 0,0401}{281,17 \times 10^{-8}} = 1676220,8 Pa$$

Con estos dos valores se puede obtener fácilmente con las ecuaciones 5.6 y 5.7 los valores de los esfuerzos alternantes ($\sigma_a = 1,25 \text{ MPa}$) y esfuerzos medios ($\sigma_m = 2,95 \text{ MPa}$); por lo que se procede a calcular los factores de corrección del límite de fatiga.

$$Se' = 0.504(341) = 171,864 MPa$$

$$Ka = 57,7 \times (341)^{-0,718} = 0,88$$

Para determinar **Kb** hay que usar las ecuaciones 5.17 y 5.18 juntas para obtener el diámetro equivalente de la sección, y así tenemos:

$$D = 0,808 \times (101,6 \times (2 \times 40,1))^{1/2} = 73,94$$

$$de = 0,37 \times 73,94 = 27 mm$$

$$Kb = \left(\frac{27}{7,62} \right)^{-0,1133} = 0,86$$

$$Ke = \frac{1}{Kf} = \frac{1}{1,2} = 0,83$$

$$Kc = 0,923$$

$$Kd = 1$$

$$Se = 0,88 \times 0,86 \times 0,923 \times 0,83 \times 171,864 = 99,6 MPa$$

Usando la ecuación 5.5 con el término de **Sut** en vez de **Ssu** se tiene lo siguiente:

$$\frac{1,25}{99,6} + \frac{2,95}{341} = \frac{1}{n}$$

El factor de seguridad es **n = 47**

Para columnas este valor de factor de seguridad es demasiado elevado, pero debido a que el árbol de soporte tiene un diámetro de 50 mm, esta columna era la más idónea para que se pueda montar el mismo físicamente, así que esas dimensiones serán las finales.

5.2 Diseño de la camisa de doble fondo

La camisa de doble fondo tiene la función de almacenar el vapor sobrecalentado del agua, de tal forma que se transmitirá calor por conducción directa al interior de la marmita. Este elemento está sometido a dos presiones la del peso del agua, y a la del vapor sobrecalentado.

Debido a que es un recipiente que sólo tiene la entrada y la salida del vapor, es completamente cerrado, y su forma se puede apreciar en la siguiente figura:

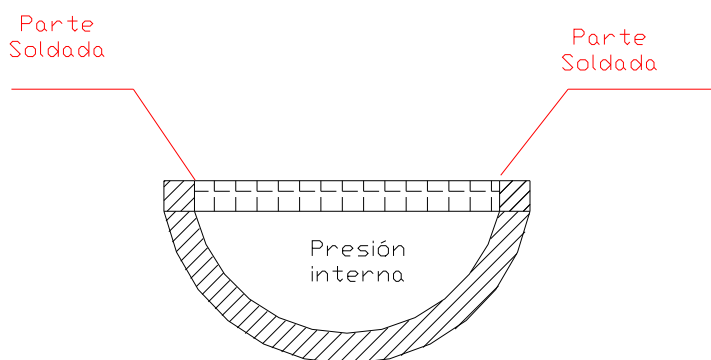


FIGURA 5.6 ESQUEMA DE CAMISA DOBLE FONDO

Esta camisa de doble fondo va a ser ubicada dentro de la marmita con un diámetro que permita que exista una pequeña holgura entre el cuerpo de la marmita y esta camisa de doble fondo, la holgura puede ser rellena con un material aislante, o simplemente par poder retirar la camisa para mantenimiento

Como se puede observar la tapa de arriba esta soldada al resto del cuerpo, esta tapa circular estará sometida a dos presiones, por arriba la presión dada por el peso del agua, e internamente la presión del vapor. La segunda presión viene dada para poder obtener temperaturas mayores a los 250°C para que exista una transferencia de calor tal que el producto pueda llegar a los 100°C en un tiempo corto (de 3 a 5 minutos). Estas temperaturas se pueden obtener fácilmente con presiones entre 1 a 5 psi, así que por esta razón se dará como máxima presión dentro de la camisa será de 5 psi (34470 Pa).

El diámetro de la camisa será de 49 cm y el espesor de todo el cuerpo será de 2 mm, para diseñar este cuerpo, los esfuerzos en cuerpos esféricos o semiesféricos vienen dados usando la fórmula 5.1, los esfuerzos circunferenciales y meridionales son iguales y resolviendo de igual forma tenemos lo siguiente:

$$\sigma = \frac{PR}{2h} \quad \text{EC. 5.24}$$

P: Presión interna máxima (Pa)

R: Radio de la semiesfera (m)

h: espesor de la semiesfera (m)

Para los datos dados anteriormente se tiene que dicho esfuerzo es igual a:

$$\sigma = \frac{34470 \times 0.245}{2 \times 0.002} = 2111287.5 Pa$$

El esfuerzo de fluencia para el acero inoxidable es de 276 MPa , por lo que se puede decir que no va a existir problemas por posibles fallas del elemento. Aunque lo más crítico será dimensionar la soldadura ya que esta es la región donde existe mayor posibilidad de falla por fatiga, se procederá entonces a dimensionar la misma.

Tal como se procedió anteriormente, el diseño de la soldadura será bajo el mismo método ya que las fuerzas que actúan son la fuerza cortante debido a la diferencia de presión y el momento que la misma genera; así que lo primero que hay que hacer es determinar la fuerza para esto se debe calcular la diferencia de presión que existe y dividirla para el área sobre la que actúa, y es así que tenemos lo siguiente:

$$\Delta P = 9800 \times (0.8) - 34470$$

Donde 9800 es el peso por unidad de volumen del agua y 0.8 es la profundidad hasta la camisa. Ahora la fuerza será el valor de este diferencial de presión sobre el área superior de la camisa y es así que tenemos:

$$F_{camisa} = \frac{7840 - 34470}{\frac{\pi}{4}(0.49)^2} = 141217.7 N$$

La dirección de esta fuerza es desde adentro de la camisa perpendicular al área de la tapa transversal de la misma ya que la presión interna es mayor que la externa.

Usando los criterios de fatiga y dando como dato inicial que la altura de la garganta de soldadura es de 5 mm, tenemos lo siguiente:

$$\tau' = \frac{V}{A} = \frac{141217.7}{1.414 \times \pi \times 0.245 \times 0.005} = 26 \text{ MPa}$$

$$\sigma = \frac{M \times c}{I} = \frac{141217.7 \times \frac{0.245}{2} \times \frac{0.005}{2}}{0.707 \times 0.005 \times \pi \times (0.245)^3} = 0.3 \text{ MPa}$$

$$\tau = \sqrt{(\tau')^2 + \sigma^2} = 26 \text{ MPa}$$

Ahora hay que determinar el límite de fatiga corregido ya que los esfuerzos alternantes y medios son iguales ya que inicialmente no existe presión.

Usando el mismo material y para las dimensiones dadas tenemos que:

$$\begin{aligned} K_a &= 0,5 & K_b &= 1 & K_c &= 0,577 & K_d &= 0,975 \\ K_f &= 2,7 \rightarrow K_e &= 0,37 & & & & & Se' = 286,72 \text{ MPa} \end{aligned}$$

Reemplazando los valores en la ecuación 5.13 tenemos el límite de fatiga corregido:

$$Se = 0,5 \times 1 \times 0,577 \times 0,975 \times 0,37 \times 286,72 = 29,84 \text{ MPa}$$

Siendo los esfuerzos alternantes (τ_a) y esfuerzo medios (τ_m) iguales y con una magnitud de 13 MPa se usa la ecuación 5.5, y se tiene lo siguiente:

$$\frac{13}{29,84} + \frac{13}{380,56} = \frac{1}{n}$$

El valor del factor de seguridad es: **$n = 2.11$**

Como se puede apreciar el factor de seguridad es mayor que la unidad por lo que no va existir falla por fatiga en la camisa de doble fondo. Cabe recalcar que este eslabón es muy importante que este bien diseñado, ya que si llegase a fallar, podría ocurrir un severo daño ya que se el agua se metería dentro del mismo y esta se podría filtrar por las tuberías de retorno del vapor condensado produciéndose un gran daño en el condensador del sistema térmico de la planta.

5.3 Selección y localización de válvulas

En esta sección se va a mencionar cuáles son los tipos de válvulas que se deben usar, aunque para la marmita para desairado ya se indicó que tipo de válvulas se requieren, es decir, de compuerta totalmente abierta siendo la válvula de entrada para tubería de 2 ½" de diámetro y el mismo tipo de válvula pero para tubería de 1 ½" de diámetro para la descarga, siendo las dos de acero inoxidable. Estas válvulas tienen la finalidad de permitir la entrada y la salida de la pulpa homogeneizada por lo que en el plano 1 se indicará su localización. Cabe recalcar que para la marmita de escaldado se deben usar el mismo tipo de válvulas ubicadas en los mismos lugares con la diferencia que estas válvulas pueden ser de otro material.

El otro tipo de válvulas que se va a usar son las válvulas para el sistema de vapor. Aquí no solamente se deben incluir las válvulas sino que también se deben incluir otros equipos para control del flujo del vapor, tales como trampas de vapor, reguladores de temperatura y presión, pero debido a que el cálculo de este sistema es tan extenso que abarcaría otro tema de tesis, pero basándonos en un estudio hecho en otra tesis (ver en bibliografía) se ha seleccionado válvulas de compuerta para la entrada y salida del vapor de la serie T-134-A y válvulas reguladoras de temperatura de la serie 25 T.

La válvula reguladora de temperatura debe estar en un lugar de la tubería de entrada, antes que la válvula de compuerta, las diversas clases y el método de selección se lo puede ver en el ANEXO 15.

Cabe indicar que deben ponerse un manómetro y un termómetro, el primero para poder controlar que este funcionando el equipo bajo las condiciones deseadas, y el termómetro para ver cual es la temperatura del producto dentro de la marmita abierta.

5.4 Selección y localización de tuberías

Deben usarse dos tipos de tuberías, una para el agua o pulpa de mango homogenizada, y la otra que sirve para el vapor. Las primera van a depender del lugar donde esté ubicado el reservorio de agua de la planta, sin embargo, para la marmita de desairado se debe usar tubería

de acero inoxidable, para que no existe contaminación del producto, y debido a que en el capítulo anterior ya se dimensionó las bombas con la consideración del dimensionamiento de la tubería del sistema, la tubería de entrada de la marmitta de desairado será de acero inoxidable de 2 ½" y la de salida de 1 ½" del mismo material.

Para las marmittas de escaldado no es necesario que sea de acero inoxidable por lo que se ha elegido las tuberías de entrada y la de salida de 1 " de diámetro.

Así como se dijo que para seleccionar los accesorios de vapor se necesita otro estudio que abarcaría otra tesis, el método para la selección de tuberías de vapor también es un proceso muy aparte del objetivo de esta tesis, por lo que se escogerá tuberías basándonos en la misma referencia que se uso para la selección de válvulas. Junto a la selección de estas tuberías se debe escoger el material aislante para las mismas, sobre todo el espesor, ya que a pesar de que no se trabaja con altas presiones, se requiere altas temperaturas, por lo que se asume que el espesor debe estar muy bien seleccionado.

A continuación se enlistará en la siguiente tabla las principales características de las tuberías para los 2 tipos de marmittas usadas en este proceso.

TABLA XVII
DESCRIPCIÓN DE TUBERÍAS DE AGUA-PULPA PARA MARMITAS

TIPO DE MARMITA	TAMAÑO DE ENTRADA	TAMAÑO DE SALIDA	MATERIAL
Marmita de Escaldado	Cédula 40 – 1"	Cédula 40 – 1"	Acero
Marmita de Desairado	Cédula 40 – 2 ½"	Cédula 40 - 1 ½"	Acero inoxidable

5.5 Diseño de la Canastilla

La canastilla va a ser la que soporte el peso de todos los mangos que van a ser escaldados en la marmita, debido a esto hay que saber que tipo de mangos se van a poner en la misma. Como ya se habló en los capítulos primeros, la mayor variedad de mangos que existen en nuestro país es el Kent y el Tommy Atkins, y se dieron tablas con las características de los mismos, pero hay que recordar que en nuestra planta se van a tratar con los rechazos, es decir los mangos que no cumplen con todas las características para exportación.

La razón principal del no cumplimiento de estándares de calidad, es el peso de producto, debido vamos a usar los datos característicos de estas dos variedades de mango, que no cumplen con los estándares de

calidad los cuales nos dan un peso promedio para cada una de estas dos variedades y están enlistadas en el ANEXO 16.

Basándonos en este dato de peso promedio, y además sabiendo que no es muy prudente poner muchos mangos en la canastilla, hemos escogido que se van a poner 100 mangos máximo en cada canastilla, y siendo el Kent el más pesado, el peso que se va a poner en esta canastilla será el siguiente:

$$\text{Peso} = \# \text{mangos} \times 0.43709 \times 9.8 = 428,35 \text{ N}$$

El diseño de forma de la canastilla será el siguiente:

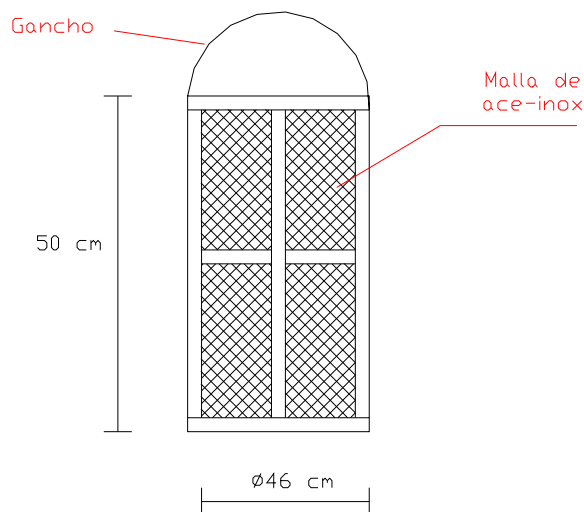


FIGURA 5.7 DISEÑO DE FORMA DE LA CANASTILLA

Como todo está cubierto por malla metálica el problema de la presión no es un gran factor a considerar, el mayor problema está en que la soldadura de la

parte inferior aguantando el peso total. Ya que se va a soldar a la parte inferior dos vigas cruzadas y soldadas a la base circular que es una viga en perfil L se debe calcular esta soldadura que aguantará la carga estática del peso; para esto se podrá apreciar en la siguiente figura una vista superior de la canastilla indicándose las partes soldadas a analizar.

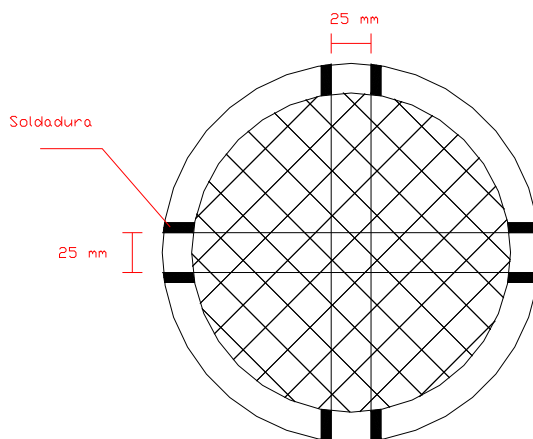


FIGURA 5.8 BASE DE LA CANASTILLA

Como se puede apreciar en la figura 5.8, existen dos disposiciones de soldadura, la horizontal y la vertical. En el Anexo 10 se puede apreciar las áreas para cada uno de este tipo de soldadura así como su momento unitario de Inercia **Iu**:

Disposición horizontal	$A1 = 1,414 \times t \times d$	$Iu_1 = \frac{d^3}{6}$
------------------------	--------------------------------	------------------------

Disposición Vertical	$A2 = 1,414 \times t \times b$	$Iu_2 = \frac{b \times d^2}{2}$
----------------------	--------------------------------	---------------------------------

Siendo t la altura de la garganta de soldadura, y observando las dimensiones dadas para las vigas cruzadas en la figura 5.8; las dimensiones de b y d son iguales a 25 mm. Se ha decidido colocar una altura de garganta de $t = 2$ mm. Para poder utilizar las fórmulas para calcular el factor de seguridad por soldadura estática que viene dado por la siguiente ecuación:

$$n = \frac{0,577 \times S_y}{\tau} \quad \text{EC. 5.25}$$

Donde τ es el esfuerzo principal por las componentes cortantes y de flexión, definidas por las ecuaciones 5.8 y 5.9 y el principal por la 5.12. Evaluando tenemos lo siguiente:

$$\tau' = \frac{F}{4A} = \frac{428,35}{4 \times 7,07 \times 10^{-5}} = 1,52 \text{ MPa}$$

$$\sigma = \frac{F \times (0,23 - 0,025/2) \times (t/2)}{I}$$

El problema en esta segunda ecuación es determinar la Inercia, para esto se debe usar el teorema de los ejes paralelos, siendo el centroide de estas cuatro secciones de soldadura el centro de la canastilla, y además que las inercias de cada centro de gravedad vienen dadas por la ecuación 5.10 y así tenemos lo siguiente:

$$I = I_1 + I_2 + I_3 + I_4 = 2 \times I_1 + 2 \times I_2$$

$$I = 2[0,707 \times t \times I_{u1}] + 2[0,707 \times t \times I_{u2}] + 2[A1 \times 0,23^2] + 2[A2 \times 0,23^2]$$

$$I = 2 \times \left[0,707 \times 0,002 \times \left(\frac{0,025}{6} \right)^3 \right] + 2 \times \left[0,707 \times 0,002 \times \left(\frac{0,025 \times 0,025^2}{2} \right) \right] +$$

$$+ 4 \times \left[7,707 \times 10^{-5} - 5 \times \left(0,23 - \frac{0,025}{2} \right)^2 \right] = 1,3408 \times 10^{-5}$$

Usando la Ecuación 5.12 obtenemos:

$$\tau = \sqrt{(1,52^2 + 0,007^2)} = 1,52 MPa$$

Por último para evaluar el factor de seguridad debemos decir que material usaremos, y debido a que no es necesario usar acero inoxidable en este proceso, se puede usar acero AISI 1018 y pintarlo con algún anticorrosivo con el fin de ahorro de costos por lo que tenemos lo siguiente:

$$n = \frac{0,577 \times 220}{1.52}$$

El factor de seguridad es **n = 83**

El factor de seguridad es muy elevado, pero debemos tener en consideración que la canastilla estará sometida a temperaturas en el orden de los 100 °C y además que estará en contacto directo con el agua, debido a esta razón y sobre todo porque se deben poner la cantidad de mangos requeridos para ahorrar tiempos de producción, no es necesario cambiar el diseño de forma mostrada para la misma.

5.6 Diseño del Tanque mezclador

El tanque mezclador es el equipo donde se va a realizar la estandarización del producto, y donde se hará un respectivo control de calidad del mismo. Lo importante de este equipo es que todos los ingredientes se disuelvan uniformemente dentro de todo el volumen del tanque, por lo que este tanque debe tener un mezclador para que toda la mezcla o el producto tengan las mismas características, es decir, que sea homogéneo.

Al igual que se procedió para el diseño de la parte semiesférica del cuerpo de la marmita, se puede aplicar el mismo criterio para diseñar este tanque, definiendo los esfuerzos circunferenciales y meridionales o longitudinales. Aunque las fórmulas para el diseño de tanques ya están definidas en otras referencias bibliográficas, aplicando la misma metodología para evaluar la ecuación 5.1 obtenemos lo siguiente:

$$\sigma_{\theta} = \frac{P \times r}{t} \qquad \sigma_L = \frac{P \times r}{2t}$$

Donde **P** es la presión dentro del tanque, **r** el radio interno y **t** el espesor de la pared.

Al aplicar la dos ecuaciones anteriores tenemos que sacar la resultante de las mismas para poder evaluar por el criterio de falla estática el factor de seguridad el tanque.

Se ha decidido que la capacidad del tanque sea de 2000 litros y sus dimensiones sean $L = 1.5 \text{ m}$ y $r = 0.7 \text{ m}$, pero debe considerarse que se va añadir el resto de ingredientes, y evaluando las fórmulas del anexo A, el resto de ingredientes tendrán aproximadamente una masa de 250 Kg, por lo que la densidad del néctar de mango será:

$$V_{\text{tanque}} = L \times (\pi \times r^2) = 1.5 \times (\pi \times 0.7^2) = 2.3 \text{ m}^3$$

$$\rho = \frac{\text{masa}}{\text{volumen}} = \frac{2250 \text{ Kg}}{2.3 \text{ m}^3} = 1125 \frac{\text{Kg}}{\text{m}^3}$$

$$\sigma_{\theta} = \frac{(1125 \times 9.8 \times 1.5) \times 0.7}{0.002} = 5788125 \text{ Pa}$$

$$\sigma_L = \frac{(1125 \times 9.8 \times 1.5) \times 0.7}{2 \times 0.002} = 2894062.5 \text{ Pa}$$

$$\sigma_{\text{prin}} = \sqrt{(5788125^2 + 2894062.5^2)} = 6.5 \text{ MPa}$$

$$n = \frac{0.577 \times S_y}{\sigma_{\text{prin}}} = \frac{0.577 \times 276}{6.5}$$

El factor de seguridad es: **n = 24**

Se puede observar que el factor de seguridad es muy elevado, en este caso se recomienda que la soldadura del fondo del tanque sea del mismo espesor de pared, para que cumpla con las normas de sanidad que se requieren para tanques de almacenamiento de productos alimenticios, además que tiene que ser una superficie muy bien pulida.

El material tiene que ser acero inoxidable por esa razón se evaluó al tanque con este material, y además se aplicó el criterio de falla estática para soldadura, ya que la soldadura es el punto más crítico del tanque.

Ahora hay que diseñar o seleccionar el mecanismo para que realice la operación de mezclado, para esto se va a tener un motor, el cual va a transmitir movimiento a un árbol con dos pares de alabes los cuales pueden ser de caucho o de acero inoxidable. Debido a que la densidad del producto almacenado en el tanque es prácticamente la del agua, basándonos en modelos existentes, se ha decidido escoger uno motor-agitador (Bauner), con una potencia de 2.2 KW de 1730 RPM trifásico de 60 hz.

CAPITULO 6

6. DISEÑO DEL DESPULPADOR

El despulpador es una máquina que nos va a permitir obtener una pulpa de mango de una manera muy rápida y eficiente, que puede trabajar con grandes cantidades de frutas a la vez, evitando el uso de licuadoras caseras que toman mucho tiempo para realizar la operación de molido de la fruta.

La principal razón de esta máquina es que ahorre tiempos de producción, sin disminuir la calidad de la pulpa de mango deseada, cumpliendo con todas las normas de sanidad e higiene requeridas para un proceso alimenticio. Por estas razones se ha decidido basar el diseño de la misma en estos aspectos, sin descuidar el aspecto ergonómico de la misma, y en lo posible buscar la manera de disminuir costos, por lo que se requiere que no exista un mayor sobredimensionamiento de la misma, con la finalidad de ahorrar costos de materia prima.

Existen muchos aspectos que se deben considerar para realizar el diseño de cada una de las partes de esta máquina, por lo que en cada sección de este capítulo se abarcará con los mismos, haciendo un mayor énfasis en los más críticos y los que pueden producir alguna falla en el equipo.

6.1 Diseño del Cuerpo del Equipo

Existen varios componentes que se van a analizar en esta sección por lo que primero se ha considerado relevante mostrar el diseño de forma que se ha elegido para este equipo, indicándose las partes de la misma.

Este diseño de forma puede ser apreciado en la siguiente figura:

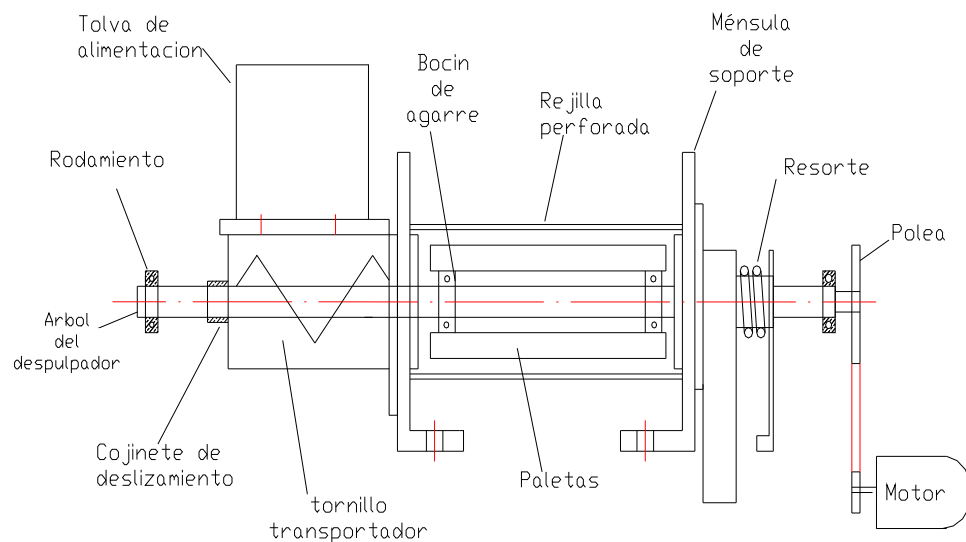


FIGURA 6.1 DISEÑO DE FORMA DEL DESPULPADOR

Varios de los componentes que se muestran van a ser analizados en las posteriores secciones de este capítulo, pero existen otras que no lo están, por lo que se ha decidido incluirlas en esta sección. A continuación se mencionará cuales son las partes que van a ser analizadas en esta sección:

- a) Paletas
- b) Soldadura y pernos para sujeción de paletas
- c) Bocín sujetador de paletas
- d) Selección de rejillas
- e) Ménsulas de soporte

Existen otros componentes que no están definidos en el diseño de forma, tales como la estructura base para soportar este equipo, el canal de salida de desechos, las chumaceras de los rodamientos, y la base metálica que va soldada a la base estructural para poder recoger la pulpa de mango. Estas partes podrán ser apreciadas en los planos finales del equipo. No se ha decidido incluir la base estructural porque dependerá de la forma final del equipo, y además esta estructura tiene un alto grado de indeterminación. Las otras partes que no se van a diseñar no soportan grandes esfuerzos, esta es la principal razón para no evaluarlas analíticamente, pero a pesar de esto quedarán indicadas su diseño final, incluyendo las medidas, en los planos respectivos, para poder tener en claro todo el diseño del equipo completo, y pueda ser posible su construcción con tan solo ver los planos de este equipo.

Diseño de Paletas

Las paletas son los elementos mecánicos que tienen en el caso particular, la función de golpear repetidamente a la fruta, para triturar la misma y poder exprimirle el jugo o pulpa que la misma posee. Estas paletas arrojan a la fruta contra un tamiz perforado (rejilla), permitiendo extraer la pulpa de la fruta, a un tamaño determinado.

Para poder diseñar las paletas hay que considerar varios aspectos, ya que es uno de los elementos más críticos de este equipo, por lo que para evaluar que no vaya existir ningún inconveniente se las va a evaluar bajo tres aspectos que son la falla por impacto, falla por compresión, y falla por la combinación de fuerzas.

El primer criterio es el ***diseño por impacto***, este criterio es justificado debido a que las paletas van ha estar golpeando constantemente y a una gran velocidad a los mangos, por lo que será una consideración muy importante en el diseño. Para proceder con este análisis, lo primero que hay que hacer es definir el modelo que se va a evaluar. Siguiendo la metodología de Shigley de análisis por impacto el modelo sería el siguiente:

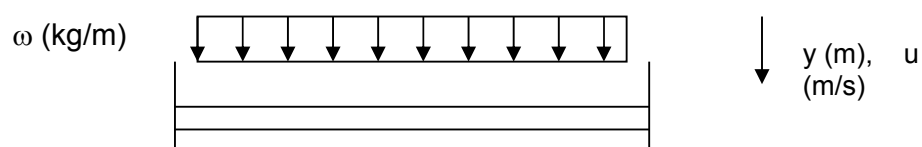


FIGURA 6.2 MODELO PARA ANÁLISIS DE IMPACTO

Se puede apreciar que la viga esta empotrada en ambos extremos de longitud **L** y módulo de elasticidad **E**, y va a sufrir el impacto de una masa distribuida, la cual posee una velocidad **u**, al momento de impactar a la viga. Este modelo se ajusta a la siguiente ecuación diferencial

$$\left(\frac{\omega \times L}{g} \right) \frac{\partial^2 y}{\partial t^2} = -KY$$

Donde **g** es la gravedad y **K** es la resistencia mecánica de la viga.

Resolviendo esta ecuación diferencial tenemos:

$$Y = A \cos \left(\frac{KY}{\omega \times L} \right)^{1/2} t + B \sin \left(\frac{KY}{\omega \times L} \right)^{1/2} t$$

Evaluando las condiciones de frontera donde $Y(0) = 0$, $Y'(0) = u$; se obtiene lo siguiente:

$$Y = \frac{u}{\left(K \times g / \omega \times L \right)^{1/2}} \text{Sen}(t)$$

Siendo **Y** la deflexión que va a sufrir la viga, el máximo valor de la misma se dará cuando el valor de la función senoidal sea igual a 1. Ahora para poder determinar el valor de **K**, se puede apreciar en las tablas del ANEXO 17, en donde se enlistan los valores de las deflexiones y momentos máximos de acuerdo al análisis estático de fuerzas, comparando las fórmulas de la

máxima deflexión para una viga empotrada en ambos extremos y con carga distribuida, el valor de K será:

$$K = \frac{384 \times E \times I}{L}$$

Por lo que la máxima deflexión por impacto será:

$$Y_{\max} = u \times \left(\frac{\omega \times L^4}{384 \times E \times I \times g} \right)^{1/2}$$

Siendo el momento máximo ($M_{\max}$) = K * L * Y_{max}

$$M_{\max} = u \times \left(\frac{384 \times \omega \times E \times I}{g} \right)^{1/2} \quad \text{EC. 6.1}$$

Esta fórmula será muy importante para poder evaluar si soporta o no soporta la carga de impacto la paleta. Para poder evaluar su resistencia hay que establecer un criterio para analizar la fatiga sobre la paleta, por lo que debido a que la misma va a tener una carga de contacto fluctuante, se va a analizar bajo el criterio de esfuerzos alternantes, el cual ya fue usado en el capítulo anterior.

Primeramente hay que definir el diseño de forma de la paleta, sobre todo dar dimensiones iniciales y definir la forma de la sección transversal de la misma, para poder definir los momentos de inercia con respecto a los ejes de simetría de la misma. Este diseño de forma de las paletas se puede apreciar en la siguiente figura:

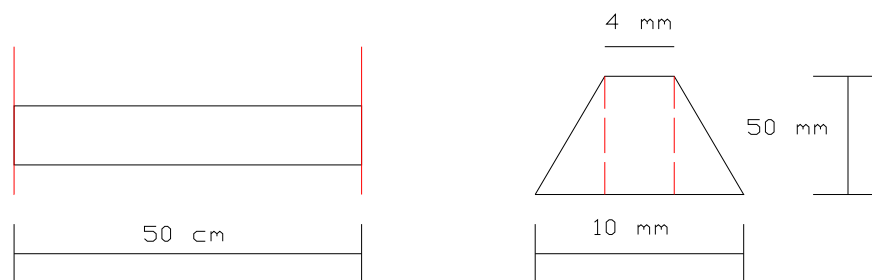


FIGURA 6.3 DISEÑO DE FORMA DE PALETA

Para poder definir el momento de inercia hay que calcular la distancia del eje centroidal, medido desde la base. Para poder realizar esto se divide la sección transversal en tres áreas, las cuales son dos triángulos y un rectángulo, mostrados en la figura anterior, y se aplica la siguiente fórmula para determinar la distancia al eje centroidal:

$$\bar{X} = \frac{A_1 X_1 + A_2 X_2 + A_3 X_3}{A_1 + A_2 + A_3}$$

$$\bar{X} = \frac{2 \times ((0.003 \times 0.05 / 2) \times 0.05 / 3) + (0.004 \times 0.05 / 2) \times 0.05 / 2}{0.003 \times 0.05 / 2 + 0.004 \times 0.05 + 0.003 \times 0.05 / 2} = 0,02143m$$

Una vez determinada la distancia del eje centroidal, se procede a calcular el momento de inercia con respecto a este eje, aplicándose el teorema de los ejes paralelos y es así que tenemos:

$$I_X = 2 \times I_1 + I_2$$

$$I_1 = \frac{bh^3}{36} + A_1 \bar{X}^2 = \frac{0.003 \times 0.05^3}{36} + 0.003 \times 0.05 / 2 \times 0.02143^2 = 4,468 \times 10^{-8} m^4$$

$$I_2 = \frac{bh^3}{12} + A_2 \bar{X}^2 = \frac{0.004 \times 0.05^3}{12} + 0.004 \times 0.05 \times 0.02143^2 = 1,335 \times 10^{-8} m^4$$

$$I_x = 2,235 \times 10^{-7} m^4$$

Bajo las mismas consideraciones de higiene, el material a usarse debe ser acero inoxidable para todos los cálculos de este capítulo, por lo que se usaran sus propiedades para evaluar las diferentes partes de este equipo.

Para poder evaluar la fórmula del momento máximo por impacto, se deben definir las otras dos variables que son la velocidad, y la masa distribuida a lo largo de la paleta. La primera puede ser evaluada por el espacio físico que tiene la fruta dentro de la cámara de la despulpadora, la cual es muy pequeña, asumiendo caída libre, esta velocidad tiene el valor de 0,4 m / s.

Para definir la magnitud de la masa distribuida (ω), hay que analizar la longitud de contacto con las frutas que es de 50 cm, y teniendo en cuenta el largo de los mangos, el espacio de contacto variara entre 3 y 5 mangos, por lo que se define a este parámetro, usando los datos del anexo 16, de la siguiente manera

$$\omega = \frac{masa \times g}{L} \times \# mangos \quad \text{EC. 6.2}$$

Para analizar el caso más extremo, se escoge el de mayor masa que es la variedad Kent, por lo que la masa se evaluará con el valor de 0,44 Kg y es así que tenemos los valores máximos y mínimos para ω :

$$\omega_{\max} = \frac{0,44 \times 9,8 \times 5}{0,5} = 43,12 N / m$$

$$\omega_{\min} = \frac{0,44 \times 9,8 \times 3}{0,5} = 25,87 N / m$$

Una vez determinados los valores máximos y mínimos de las masas distribuidas se evaluará la ecuación 6.1 para determinar los valores del momento máximo y mínimo, usando como material acero inoxidable, se obtiene lo siguiente:

$$M_{\max} = 0.4 \times \left(\frac{384 \times 43,12 \times 190 \times 10^9 \times 2,235 \times 10^{-7}}{9,8} \right)^{1/2} = 3388,2 N - m$$

$$M_{\min} = 0.4 \times \left(\frac{384 \times 25,87 \times 190 \times 10^9 \times 2,235 \times 10^{-7}}{9,8} \right)^{1/2} = 2624,5 N - m$$

Para calcular los momentos alternantes y medios se usa el criterio de las ecuaciones 5.6 y 5.7 y así obtenemos:

$$Ma = \frac{3388,2 - 2624,5}{2} = 381,85 N - m \quad Mm = \frac{3388,2 + 2624,5}{2} = 3006,5 N - m$$

Los valores de los esfuerzos alternantes y medios, debido a que la carga es de flexión pura, se obtiene:

$$\sigma_a = \frac{Ma \times c}{I} = \frac{381,85 \times (0,05 - 0,02143)}{2,235 \times 10^{-7}} = 48,82 MPa$$

$$\sigma_m = \frac{Mm \times c}{I} = \frac{3006,35 \times (0,05 - 0,02143)}{2,235 \times 10^{-7}} = 384,3 MPa$$

Ahora para poder evaluar la resistencia del material, se deben evaluar el valor del límite de fatiga corregido usando las fórmulas vistas en el capítulo anterior para evaluar los valores de estos diversos factores. Cabe recalcar que la paleta sólo soporta carga de flexión, y no posee concentradores de esfuerzos, y adentro de la cámara de las paletas, no existe influencia por temperaturas. Además para obtener su forma, esta va a ser mecanizada.

Considerando todo esto se tiene lo siguiente:

$$Ka = 4,51 \times (568)^{-0,265} = 0,84$$

$$de = 0,808(50 \times 7)^{1/2} = 15 mm$$

$$Kb = \left(\frac{15}{7.62} \right)^{-0,1133} = 0,94$$

$$Kc = Kd = Ke = 1$$

$$Se' = 0.504 \times 568 = 286,27 MPa$$

$$Se = 0,84 \times 0,94 \times 286,27 = 226 MPa$$

Aplicando el criterio de esfuerzos alternantes para evaluar el factor de seguridad tendremos que:

$$\frac{48,82}{226} + \frac{384,3}{568} = \frac{1}{n}$$

El factor de seguridad es **n = 1.2**

Hay que considerar que el contacto de las paletas con los mangos a veces será a velocidades menores debido al poco tiempo que tienen los mangos para hacer contacto con las paletas, esto puede hacer reducir los momentos máximos y mínimos, por lo que el factor de seguridad tiende a aumentar, además hay que recordar que se puso como suposición las condiciones más críticas para analizar el impacto.

Ahora pasemos al segundo criterio, que es ***el diseño por compresión***; lo más importante aquí es analizar que la fuerza que se aplica sobre la paleta no sea mayor que la fuerza crítica por columnas del criterio de Euler, ya que si esto paso se introducen nuevos esfuerzos sobre el elemento sujetador de la paleta que son los bocines, por lo que es necesario realizar este análisis.

Al igual que se hizo para impacto, lo importante aquí es reconocer que fuerza es la que va a actuar sobre la paleta, esto es nos lleva a analizar, cuál es la única carga que puede actuar de esta forma, es decir, compresión. La paleta va a tener que vencer la firmeza de pulpa de los mangos, para poder extraer la pulpa de los mismos, y en el momento que esta fuerza se encuentre perpendicular a la sección transversal de la paleta, sería la única fuerza que

efectuará la acción de compresión, y como se puede ver, será una fuerza distribuida a lo largo de la paleta. Debido a esto, hay que conocer la dureza de la pulpa de la fruta para evaluar la fuerza a emplearse, y este dato se lo encuentra en el anexo 16, que nos da el valor de la firmeza de pulpa en kg-f.

Hay que entonces analizar la capacidad del equipo, que de acuerdo con la capacidad de la planta, se ha elegido que sea de **2000 kg / h**. Si este valor indica cuantos kilogramos puede procesar el equipo en una hora, se puede decir que la capacidad del equipo en un segundo será 0,5556 kg / s.

Por resultados experimentales y mediciones de tiempo de equipos de similares características, el tiempo en que se termina la operación es aproximadamente 2 minutos o más, por lo que si multiplicamos un aproximado de 200 segundos por la capacidad del despulpador se tendrá que este equipo puede procesar 112 kilogramos de manera eficiente. Para obtener el valor de cuantos mangos representa esto se divide para la masa promedio de los mismos, de esta forma se obtiene lo siguiente:

$$\#mangos - tommy = \frac{112Kg}{.3247Kg} = 344.9 \approx 345mangos$$

$$\#mangos - kent = \frac{112Kg}{.4370Kg} = 256.3 \approx 257mangos$$

Analizando ambas clases de mangos, la dureza de pulpa del tommy es de 2,88 Kg-f, mientras que la del tipo Kent es de 2,38 Kg-f, por lo que queda

claro que la fuerza más crítica será cuando se trabaje con un mango de clase tommy que la fuerza empleada para el tipo kent. Observando esto se procede a definir la fuerza de compresión que actuará en las paletas, de la siguiente manera:

$$F_c = \# \text{ mangos} \times \text{dureza de pulpa} \times 9,8 \text{ m/s}^2$$

$$F_c = 345 \times 2.9 \times 9.8 \approx 9845 \text{ N}$$

Usando el criterio de diseño por compresión usado en el capítulo anterior tenemos que evaluar y comparar dos parámetros para saber si se está en el régimen parabólico o en el hiperbólico, definidos anteriormente de la siguiente forma:

$$\frac{Le}{r} = \frac{KL}{\sqrt{I_y/A}} \qquad C_c = \sqrt{\frac{2\pi^2 E}{S_y}}$$

Para poder evaluarlos hay que determinar el valor de la inercia con respecto al eje Y, cuyo eje centroidal es en el centro de la paleta por geometría, y mencionar que la paleta está empotrada en ambos extremos por lo que K = 0.5. La inercia se calcula de la siguiente manera:

$$I_y = 2 \times I_{1y} + I_{2y}$$

$$I_{1y} = I_{cg1} + A_1 \bar{Y}^2 = \frac{0.003 \times 0.05^3}{36} + \frac{0.003 \times 0.05}{2} \times 0.003^2 = 1.1092 \times 10^{-8} \text{ m}^4$$

$$I_{2y} = \frac{1}{12} (0,004 \times 0,05^3) = 4,167 \times 10^{-8} m^4$$

$$I_y = 6,385 \times 10^{-8} m^4$$

Conociendo el valor podemos evaluar para determinar que fórmula usar:

$$Cc = \sqrt{\frac{2\pi^2 \times 190 \times 10^9}{276 \times 10^6}} = 116,57$$

$$\frac{Le}{r} = \frac{0,5 \times 0,5}{\sqrt{\frac{6,385 \times 10^{-8}}{(0,004 \times 0,05 + 0,003 \times 0,05)}}} = 18,51$$

Debido a que Le / r es menor que el valor de Cc , la paleta se encuentra dentro del régimen parabólico y usarse las ecuaciones experimentales de Euler, es decir la ecuación 5.23:

$$P_{cr} = \left[1 - \frac{1}{2} \times \left(\frac{116,57}{18,51} \right)^2 \right] \times 276 \times 10^6 \times (0,003 \times 0,05 + 0,004 \times 0,05) = 95382,2 N$$

Como se puede observar la fuerza a aplicarse es mucho menor que la fuerza crítica, por lo que no existirá problemas por compresión sobre la paleta, es decir esta no fallará por pandeo.

La última consideración de diseño de la paleta es el criterio de **diseño por la combinación de fuerzas**, debido a que la fuerza que la paleta va a soportar, no solamente es de forma axial, sino debido a que es una fuerza distribuida que va a estar cambiando de acuerdo a la acción y posición de la

paleta, su mayor magnitud será cuando esta se encuentre a 45° , ya que al descomponerse en las dos direcciones, la resultante de la fuerza es mayor.

Además de esta fuerza va a actuar el peso de los mangos que puedan asentarse sobre las dos paletas. Pero este peso no va a actuar constantemente por lo que es un poco difícil determinar cual será el peso que soporte cada paleta. Una estimación aproximada para determinar el peso de los mangos sobre las paletas sería multiplicar la capacidad del equipo, por el tiempo en que estén sobre estas, y como se dijo que el tiempo de operación aproximado es mayor de 2 minutos, se tomará el tiempo de 2 minutos como el tiempo que podría estar actuando el peso de manera constante sobre las paletas, claro está que debería ser menor, pero como mejor es sobredimensionar una fuerza, por cuestiones de seguridad, ese será el tiempo que se emplee para el cálculo del peso y es así que tenemos.

$$m = 0,555 \frac{Kg}{s} \times 120s = 66,6Kg$$

$$Pesomangos = W = \frac{m \times g}{\# paletas} = \frac{66,6 \times 9,8}{2} = 326,34N$$

Tanto la fuerza que se emplea para vencer la firmeza de pulpa, como el peso de los mangos, serán fuerzas distribuidas a lo largo de la paleta. Para poder determinar estas magnitudes se debe definir la longitud efectiva de la paleta, para dividir dichas fuerzas para esta longitud. Siendo la paleta empotrada en ambos extremos, y soldada en ambos extremos, con un largo de soldadura

de 2 cm, la longitud efectiva de la paleta será 46 cm. Conociéndose esto se va a definir a las dos fuerzas distribuidas de la siguiente manera:

ω_f = fuerza necesaria para vencer firmeza de pulpa (N / m)

ω_m = fuerza debido a peso de mangos sobre paleta (N / m)

Estas dos fuerzas distribuidas serán muy importantes y serán usadas para diseñar los diversos elementos o piezas mecánicas del despulpador, por lo que es muy importante reconocer que significa cada una de ellas. Para el caso particular sus magnitudes serán las siguientes:

$$\omega_f = \frac{9845}{0,46} = 21402,2 N / m$$

$$\omega_m = \frac{326,34}{0,46} = 709,435 N / m$$

A continuación se mostrará como actuarán sobre la paleta en la siguiente figura:

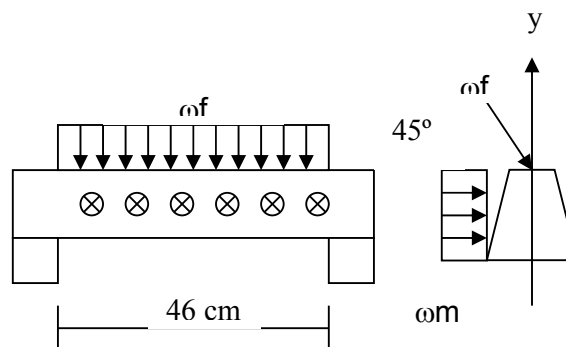


FIGURA 6.4 DIAGRAMA DE FUERZAS SOBRE PALETA

La fuerza distribuida w_f está actuando a 45° , pero esta dirección de cambia cuando la paleta se encuentra en el otro lado de la cámara es decir a 135° , sin embargo como se podrá apreciar en los resultados, lo único que cambia es la dirección del esfuerzo, es decir, ya se tensión o compresión en ciertos puntos de la paleta.

Los esfuerzos a los que está sometida la paleta varían de acuerdo al comportamiento de la flexión, por lo que se ha decidido seguir la nomenclatura de shigley, asignando el signo de positivo cuando la dirección del esfuerzo sea de tensión, y cuando sea de compresión se le asignará el signo negativo. Esto se hace con la finalidad de poder después sumar las magnitudes en los diversos puntos de la sección transversal, y debido a esto se ha decidido dividir a la misma en cuatro partes, de acuerdo a sus ejes centroidales y esto se aprecia en la siguiente figura.

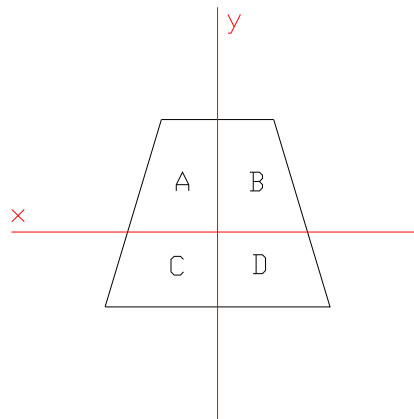


FIGURA 6.5 PUNTOS DE LA SECCION TRANSVERSAL DE PALETA

Se evaluará entonces la magnitud de los esfuerzos en cada una de estas cuatros secciones, para al final realizar la suma de estos respetando la simbología ya definida. Las dos fuerzas distribuidas ocasionan esfuerzos de flexión por lo que estos se definen de la siguiente manera:

$$\sigma_f 1 = \frac{M_{\max} \times c}{I_x} = \frac{\omega f \times \cos 45 \times L^2 \times c}{12 \times I_x}$$

$$\sigma_f 2 = \frac{M_{\max} \times c}{I_y} = \frac{\omega f \times \sen 45 \times L^2 \times c}{12 \times I_y}$$

$$\sigma_m 3 = \frac{M_{\max} \times c}{I_y} = \frac{\omega m \times L^2 \times c}{12 \times I_y}$$

Los momentos máximos para una viga que soporta carga distribuida y está empotrada en ambos extremos, se enlistan en el anexo 17. Con estas tres fórmulas se pueden evaluar los esfuerzos a los que está sometido la paleta, y así tenemos que:

$$\sigma_f 1 = \frac{21402,2 \times \cos 45 \times 0,46^2 \times (0,05 - 0,02143)}{12 \times 2,235 \times 10^{-7}} = \pm 34,11 MPa$$

$$\sigma_f 2 = \frac{21402,2 \times \sen 45 \times 0,46^2 \times 0,005}{12 \times 6,385 \times 10^{-8}} = \pm 20,9 MPa$$

$$\sigma_m 3 = \frac{709,345 \times 0,46^2 \times 0,005}{12 \times 6,385 \times 10^{-8}} = \pm 1 MPa$$

Siguiendo el comportamiento teórico de los esfuerzos de flexión, se puede determinar en que parte esta actuando como tensión o como compresión. Obedeciendo esto se puede calcular los esfuerzos para cada una de las cuatro partes de la sección transversal.

$$\sigma_A = -\sigma_f 1 - \sigma_f 2 - \sigma_m 3 = -56,01MPA$$

$$\sigma_B = -\sigma_f 1 + \sigma_f 2 + \sigma_m 3 = -12,21MPA$$

$$\sigma_C = +\sigma_f 1 - \sigma_f 2 - \sigma_m 3 = +12,21MPA$$

$$\sigma_D = +\sigma_f 1 + \sigma_f 2 + \sigma_m 3 = +56,01MPA$$

Se puede entonces decir que los mayores esfuerzos estarán ubicados en A y en D, y cuando la paleta esté en la otra posición, también se invertirán los máximos esfuerzos y estarán sobre los puntos B y C, ya que el peso actuará del otro lado de la paleta. Por lo tanto se puede decir que las cargas que están actuando sobre la paleta son completamente invertidas, y el criterio a usarse para diseño por fatiga es la comparación de esfuerzo de Von Misses (σ') con el límite de fatiga corregido; esto viene dado de la siguiente manera:

$$n = \frac{Se}{\sigma'} \quad \text{EC. 6.3}$$

Donde:

$$\sigma' = \left(\sigma_a^2 - \sigma_a \times \sigma_b + \sigma_b^2 \right)^{1/2} \quad \text{EC.6.4}$$

Donde por un análisis del círculo de Mohr se obtiene los parámetros de esta ecuación de la siguiente forma:

$$\sigma_{a,b} = \frac{\sigma_x}{2} \pm \left(\left(\frac{\sigma_x}{2} \right)^2 + \tau_{xy}^2 \right)^{1/2} \quad \text{EC. 6.5}$$

Debido a que los esfuerzos aplicando al elemento mecánico, la paleta, son únicamente de flexión, es decir que no existen los esfuerzos cortantes; el término τ_{xy} es igual a cero, se tendría que el σ_b también es igual a cero y reemplazando en la ecuación 6.4 se tendría que el esfuerzo principal de Von Misses es igual a σ_a , escogiéndose el máximo esfuerzo se tendría que la magnitud de σ' es:

$$\sigma' = \sigma_a = 56,01 \text{MPa}$$

Para encontrar el límite de fatiga corregido de esta paleta se deben evaluar los factores de corrección, pero, estos ya fueron calculados en el criterio de diseño por impacto. Recordando estos valores tenemos que:

$$\mathbf{K_a} = 0,84 \quad \mathbf{K_b} = 0,94 \quad \mathbf{K_c} = \mathbf{K_d} = \mathbf{K_e} = 1 \quad \mathbf{S_e'} = 286,27 \text{ Mpa}$$

$$S_e = 0,84 \times 0,94 \times 286,27 = 226 \text{MPa}$$

Aplicando la ecuación 6.3 para calcular el factor de seguridad de este caso, se tiene que:

$$n = \frac{226}{56,01}$$

El factor de seguridad es: **n = 4**

Soldadura y pernos para sujeción de paletas

Si se mira detenidamente la figura 6.4 se puede apreciar que la paleta está soldada a dos pequeños elementos de forma rectangular, esta soldadura a tener que resistir todos estos esfuerzos a los que está sometida la paleta. A su vez estas piezas rectangulares, tienen un agujero que va a servir para que se coloque un perno que va a ser sujetado con el bocín de soporte, que tiene por función el agarre o sujeción de la paleta. Tanto la soldadura como los pernos serán diseñados en esta parte para que puedan resistir todas las cargas y esfuerzos existentes.

La soldadura, al igual que se procedió en el capítulo anterior, al evaluar la ecuación 5.5, estará también sometida esfuerzos cortantes y en esta ocasión, a esfuerzos torsionales, que vienen dados por:

$$\tau' = \frac{V}{A} \qquad \tau'' = \frac{M \times c}{J} \qquad \text{EC. 6.6}$$

Sería fácil definir estos dos esfuerzos con las fuerzas ya obtenidas si es que estas no actuarán sobre dos caras de la paleta, por lo que el problema se complica y hay que analizar detenidamente ya que las fuerzas distribuidas ω_f y ω_m , provocan esfuerzos cortantes y de torsión.

Los elementos soldados reciben las cargas directas de los extremos, que están definidas en el anexo 17. Conociéndose las reacciones se pueden definir los esfuerzos τ' y τ'' de la siguiente manera:

$$\tau' = \frac{\omega_m \times L/2}{2A} + \frac{\omega_f^2 \times L/12 \times c}{J}$$

$$\tau'' = \frac{\omega_f \times L/2}{2A} + \frac{\omega_m^2 \times L/12 \times c}{J}$$

Tanto el área (**A**) como el valor del segundo momento polar unitario de área (**Ju**) están tabulados en el ANEXO 18, observando el arreglo rectangular de esta tabla, estos son los datos que sirven para evaluar las esfuerzos anteriores. Además el para calcular el valor del segundo momento polar de área (**J**), hay que aplicar la siguiente ecuación y el teorema de los ejes paralelos ya que son dos áreas de soldadura que se están analizando.

$$J = 0,707 \times h \times Ju \quad \text{EC. 6.7}$$

Donde h es la altura del cordón de soldadura.

Aplicando lo anteriormente mencionado, se procede a evaluar el valor de **J**, para una altura de la garganta (**h**) de soldadura de 3 mm, y usando los valores de **Ju** para un arreglo rectangular se obtiene lo siguiente:

$$J = Jg_1 + A_1 d_1^2 + Jg_2 + A_2 d_2^2$$

$$Jg_1 = Jg_2 = 0,707 \times h \times \frac{(b+d)^3}{6} = 0,707 \times 0,003 \times \frac{(0,02+0,01)^3}{6} = 9,544 \times 10^{-9} m^4$$

$$A_1 = A_2 = 1,414 \times h \times (b+d) = 1,414 \times 0,003 \times (0,02+0,01) = 1,273 \times 10^{-4} m^2$$

$$J = 2 \times Jg_1 + 2 \times A_1 \times d^2 = 2 \times 9,544 \times 10^{-9} + 2 \times 1,273 \times 10^{-4} \times 0,23^2 = 1,349 \times 10^{-5} m^4$$

Una vez conocidas todas las incógnitas, se procede a calcular los esfuerzos a los que está sometida la soldadura y así tenemos:

$$\tau' = \frac{\frac{709,435 \times 0,5}{2} + \frac{21402,2 \times 0,5^2}{12} \times 0,01/2}{2 \times 1,273 \times 10^{-4} + 1,349 \times 10^{-5}} = 861880,1 Pa$$

$$\tau'' = \frac{\frac{21402,2 \times 0,5}{2} + \frac{709,435 \times 0,5^2}{12} \times 0,02/2}{2 \times 1,273 \times 10^{-4} + 1,349 \times 10^{-5}} = 21026470,7 Pa$$

Siguiendo la metodología de diseño para soldadura de shigley, estas dos componentes dan un esfuerzo principal, el cual debe ser analizado en su valor máximo y mínimo para poder evaluar los esfuerzos alternantes y medios. Debido a que la fuerza aplicarse irá desde cero hasta los valores máximos mostrados se tendrá que la magnitud de los esfuerzos alternantes y medios será la misma y esta será:

$$\tau = \sqrt{\tau'^2 + \tau''^2} = \sqrt{861880,1^2 + 21026470,7^2} = 21,1 \text{MPa}$$

$$\tau_a = \tau_m = \frac{\tau}{2} = 10,5 \text{MPa}$$

Siguiendo la misma metodología se debe proceder a evaluar la resistencia del material y es así que se deben tener las mismas consideraciones para calcular todos los factores de corrección.

$$K_a = 272 \times (568)^{-0,995} = 0,5$$

$$K_b = 0,94 \quad K_c = 0,577 \quad K_d = 1 \quad S_e' = 286,27 \text{ Mpa}$$

$$K_e = \frac{1}{K_f} = \frac{1}{2} = 0,5$$

$$S_e = 0,5 \times 0,94 \times 0,577 \times 0,5 \times 286,27 = 38,88 \text{MPa}$$

Al evaluar la ecuación 5.5 para determinar el factor de seguridad en el caso particular, se obtiene:

$$\frac{10,55}{38,88} + \frac{10,55}{0,67 \times 568} = \frac{1}{n}$$

El factor de seguridad es: **n = 3,4**

Cabe recalcar que si se hubiese usado la fuerza alternante que variara no desde cero, el factor de seguridad hubiese salido mayor ya que al comparar los dos términos, el que da el valor del factor de seguridad viene dado por el

primero, que es del esfuerzo alternante; observando la fórmula de este, se puede decir que el mayor valor del mismo viene dado cuando varía desde cero hasta el máximo valor.

Ahora hay que evaluar que perno se debe usar para que la sujeción de la paleta sea la correcta, y sobre todo que no vaya a fallar por fatiga. Para esto se va a usar el criterio de diseño por fatiga de shigley para arreglos de pernos. Para esto se ha considerado definir las diversas ecuaciones y parámetros para realizar este análisis.

Cuando se tiene un arreglo de pernos se tiene que evaluar componentes de fuerzas para luego por Pitágoras determinar la fuerza que actúa sobre cada perno. Debido a que la mayor fuerza que actúa en el sistema, y la que actuará directamente sobre el arreglo de pernos, será la fuerza distribuida ω_f , y en base a esta se evaluará el dimensionamiento de los pernos y es así que se tiene:

$$V = \frac{\omega_f \times L}{2}$$

$$M = \frac{\omega_f \times L^2}{12}$$

Ahora las componentes de las fuerzas sobre cada perno vienen dadas por:

$$F' = \frac{V}{N} \quad \text{EC. 6.8}$$

$$F'' = \frac{M \times r}{N \times r^2} \quad \text{EC. 6.9}$$

N : número de pernos

r: distancia hasta el centroide del arreglo de pernos

Debido a que se ha decidido poner dos pernos, y estarán situados en los extremos de la paleta, la distancia **r** será la mitad de la longitud de la paleta es decir, 25 cm. Bajo estas consideraciones se procede a evaluar las componentes de la fuerza sobre el perno (**Fb**) y a calcular la magnitud de la misma:

$$F' = \frac{\frac{21402,2 \times 0,5}{2}}{2} = 2675,28N$$

$$F'' = \frac{\frac{21402,2 \times 0,5^2}{2 \times 0,025}}{12} = 8917,6N$$

$$Fb = \sqrt{F'^2 + F''^2} = \sqrt{2675,28^2 + 8917,6^2} = 9310,25N$$

Para que el perno funcione correctamente, se recomienda siempre una fuerza de precarga (**Fi**); y esta fuerza de precarga tiene un valor de acuerdo a la fuerza límite que puede actuar sobre el perno (**Fp**), y esta relación viene dado al tipo de conexión deseada, reutilizable o permanente. Como se requiere que sea desmontable para el mantenimiento, la magnitud de la precarga viene dada por:

$$Fi = 0,75 \times Fp \quad \text{EC. 6.10}$$

$$Fp = At \times Sp \quad \text{EC. 6.11}$$

Donde **At** y **Sp** están tabulados en el ANEXO 19 y 20 para el sistema métrico.

Para evaluar la rigidez del perno existen dos factores K_b y K_m que nos permiten determinar un parámetro constante C definido por la siguiente ecuación:

$$C = \frac{K_b}{K_b + K_m} \quad \text{EC. 6.12}$$

$$K_b = \frac{A \times E}{l} \quad \text{EC. 6.13}$$

$$K_m = \frac{0,577 \times \pi \times E \times d}{2 \ln \left(5 \times \frac{0,577 \times l + 0,5 \times d}{0,577 \times l + 2,5 \times d} \right)} \quad \text{EC. 6.14}$$

Donde:

E: Módulo de Elasticidad del perno (Pa)

A: área transversal del perno (m²)

l: longitud del perno (m)

d: diámetro nominal del perno (m)

Estas fórmulas sirven para dimensionar y determinar ciertos valores del perno en si, lo que importa en el diseño, es el análisis por fatiga, y debido a que se analizo la soldadura para esfuerzos alternantes, el criterio de esfuerzos alternantes es el que se debe emplear para el diseño. En el caso de pernos este criterio varía un poco, y de acuerdo a la curva modificada de Goodman para pernos se analiza el factor de seguridad para fluencia y para los esfuerzos alternantes de la siguiente forma:

$$n = \frac{S_a}{\sigma_a} \quad \text{EC. 6.15}$$

$$n = \frac{S_y}{\sigma_m + \sigma_a} \quad \text{EC. 6.16}$$

Donde la primera ecuación es de acuerdo al criterio de Goodman y la segunda es con respecto al criterio de fluencia. A continuación se definirá cada una de estas variables:

$$\sigma_a = \frac{C \times Fb}{2 \times At} \quad \text{EC. 6.17}$$

$$\sigma_m = \sigma_a + \frac{Fi}{At} \quad \text{EC. 6.18}$$

$$S_a = \frac{S_{utp} - (Fi/At)}{1 + \left(\frac{S_{utp}}{Se} \right)} \quad \text{EC. 6.19}$$

$$S_m = S_{utp} \times \left(1 - \frac{S_a}{Se} \right) \quad \text{EC. 6.20}$$

Los valores de la resistencia última para pernos (S_{utp}) viene dada en el anexo 20 y el valor del límite de fatiga en el caso de pernos viene dado en la siguiente tabla:

TABLA XVIII

LIMITES DE FATIGA CORREGIDOS PARA PERNOS

CLASE	INTERVALO DE TAMAÑOS	LIMITE DE FATIGA (S_e)
ISO 8.8	M16 – M36	129 MPa
ISO 9.9	M1.6 – M16	140 MPa
ISO 10.8	M5 – M36	162 MPa
ISO 12.9	M1.6 – M36	190 MPa

Una vez conocido el método para evaluar el perno, procederemos a evaluar para un perno determinado. Se ha decidido que el diámetro del perno sea de 10 mm y la longitud sin roscar es de 30 mm. Será hecho de acero inoxidable por lo que la clase será 10.9 y el área de esfuerzo de tensión (**At**) sea de 58 mm². Conociéndose estos datos se procede a evaluar al perno.

$$Kb = \frac{\frac{\pi \times d^2}{4} \times E}{l} = \frac{\pi \times 0,01^2 \times 190 \times 10^9}{4 \times 0,03} = 497418836,8 N / m$$

$$Km = \frac{0,577 \times \pi \times 190 \times 10^9 \times 0,01}{2 \ln \left(5 \times \frac{0,577 \times 0,03 + 0,5 \times 0,01}{0,577 \times 0,03 + 2,5 \times 0,01} \right)} = 1776331919 N / m$$

$$C = \frac{Kb}{Kb + Km} = 0,22$$

Del anexo 20 determinamos el valor de **Sp** y es así que tenemos que:

$$Fp = 58 mm^2 \times 830 MPa = 48140 N$$

$$Fi = 0,75 \times 48140 = 36105 N$$

Ahora evaluaremos los valores de los esfuerzos involucrados para la determinación del factor de seguridad que se obtendrá por el análisis de fatiga en los dos casos, o sea empleando las ecuaciones 6.15 y 6.16:

$$\sigma_a = \frac{0,22 \times 9310,25}{2 \times 58 \times 10^{-6}} = 17,66 MPa$$

$$\sigma_m = 17,66 + \frac{36105}{58 \times 10^{-6}} = 640,16 MPa$$

Observando los valores de la tabla 18 se obtiene que el límite corregido de fatiga (**Se**) es de 162 MPa, y por el anexo 20 se tiene que **Sutp** = 1040 MPa.

$$S_a = \frac{1040 - \left(\frac{36105}{58} \right)}{1 + \frac{1040}{162}} = 56,27 MPa$$

$$S_m = 1040 \times \left(1 - \frac{56,27}{162} \right) = 678,77 MPa$$

Evaluando la ecuación 6.15 se tiene que:

$$n = \frac{56,27}{17,66}$$

El factor de seguridad por Goodman es: **n = 3,2**

Evaluando ahora el criterio de fatiga por fluencia se tiene que:

$$n = \frac{940}{17,66 + 640,16}$$

El factor de seguridad por fluencia es: **n = 1,4**

Como se puede apreciar el caso más crítico será la falla por fluencia, sin embargo, el valor determinado es lo suficiente para asegurar la sujeción eficiente para la paleta. El perno podrá ser apreciado de mejor manera en los planos finales, ya que se deben incluir las dimensiones recomendadas para la cabeza del perno y para la longitud roscada que debe poseer el mismo, según las recomendaciones dadas por Shigley.

Bocín sujetador de paletas

Este elemento mecánico es el que se va a sujetar las paletas y que va a ir montado sobre el árbol del equipo. Este elemento va a tener dos especies de aletas las cuales servirán para poder agarrar con pernos a las dos paletas. El diseño de forma de esta será el siguiente:

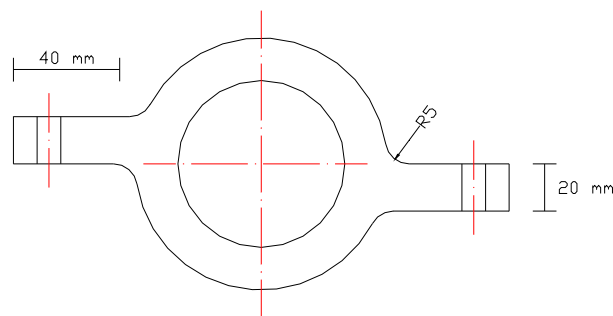


FIGURA 6.6 DISEÑO DE FORMA DEL BOCIN PARA SUJECCIÓN

Se puede estimar que el radio nominal interno debe ser el del árbol del equipo, por lo que esta dimensión no se ha colocado aún, en los planos se indicará todas las medidas. Lo más importantes aquí es saber las dimensiones del ala del bocín ya que sobre este se transmiten todas las fuerzas que actúan sobre la paleta, siendo el punto más crítico, la parte donde se unen el ala con el resto del cuerpo del bocín. Debido a esto se debe hacer un diagrama de las fuerzas que van a actuar sobre esta para así poder saber si con las dimensiones dadas, la paleta resiste o no, sobre todo en el caso más drástico que es la falla del elemento por fatiga:

Se van a considerar el peso de la aleta, la fuerza usada para vencer la firmeza de pulpa (ω_f), y el peso de los mangos sobre la aleta (ω_m). Estas dos últimas ya fueron analizadas para el diseño de la paleta, pero la primera hay que calcularla y se la denominará (P). Antes de hacer esto primero se mostrará el diagrama de fuerzas que actúa sobre el ala del bocín:

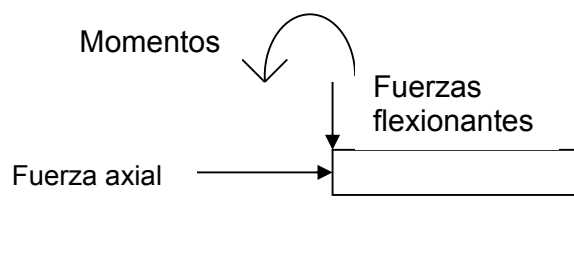


FIGURA 6.7 DIAGRAMA DE FUERZAS SOBRE ALA DE BOCIN

Como se puede apreciar en la figura, el ala del bocín está sometida a fuerzas axiales, flexionantes y momentos flectores, por lo que se debe definir cada uno de estos tipos de fuerzas y es así que tenemos:

$$Fuerza - axial = \frac{\omega_f \times L \times \sin 45}{12}$$

$$Fuerzas - flexionantes = \frac{\omega_f \times L \times \cos 45}{12} + \frac{\omega_m \times L}{12} + \frac{P}{2}$$

$$Momentos = \frac{\omega_f \times L \times \cos 45}{12} \times \bar{X} + \frac{\omega_m \times L}{12} \times \bar{X} + \frac{P}{2} \times \bar{X}$$

Donde **L** es la longitud de la paleta que es 50 cm, **X** la distancia centroidal que era 0,02143 m y P viene dado por:

$$P = \text{Volumen} \times 76000 \text{ N} / \text{m}^3 = \left(\frac{0,01 + 0,004}{2} \times 0,05 \times 0,5 \right) \times 76000 = 13,3 \text{ N}$$

El grupo de fuerzas que actúan sobre la aleta deben ser transmitidas al extremo donde se junta con el resto del cuerpo del bocín, ya que en ese punto serán mayores los esfuerzos. Si se analizará la magnitud de los mismos en la posición del agujero para el perno, los valores del momento no serían los máximos, es mas, en el extremo también existe otro concentrador de esfuerzos del cual se va a analizar más adelante lo que produce el mismo. Primero tenemos que definir los esfuerzos máximos que soporta el ala, que no serán más que los provocados por el máximo esfuerzo más la componente de la fuerza axial. Este momento máximo vendrá dado por la suma de los momentos flexionantes más el producto de la suma de las fuerzas flexionantes por la longitud del ala que es de 40 mm, esto será:

$$M_{\max} = \frac{21402,2 \times 0,5 \times \cos 45}{12} \times 0,02143 + \frac{709,435 \times 0,5}{12} \times 0,02143 + \frac{13,3}{2} \times 0,02143 +$$

$$+ \left(\frac{21402,2 \times 0,5 \times \cos 45}{12} \times 0,04 + \frac{709,435 \times 0,5}{12} \times 0,04 + \frac{13,3}{2} \times 0,04 \right) = 58,384 \text{ N} - \text{m}$$

Conociéndose el valor del momento máximo se puede encontrar el esfuerzo máximo que actúa sobre el ala de la siguiente manera:

$$\sigma_{\max} = \frac{\frac{\omega f \times L}{12} \times \text{sen} 45}{A} + \frac{M_{\max} \times c}{I}$$

El área transversal (**A**) y será una sección rectangular de 20x20 mm, por lo que al evaluar la fórmula anterior tendríamos que:

$$\sigma_{\max} = \frac{\frac{21402,2 \times 0,5}{12} \times \sin 45}{0,02 \times 0,02} + \frac{58,384 \times 0,01}{\frac{1}{12} \times 0,02 \times 0,02^3} = 45,39 \text{ MPa}$$

Ya que hemos determinado el valor del esfuerzo al que está sometido el ala del bocín, considerando que la paleta fue diseñada por el criterio de cargas completamente invertidas; este elemento también será considerado bajo este criterio de diseño, es decir evaluando la ecuación 6.3. Debido a que sólo actúan fuerzas de flexión y no cortantes el esfuerzo de Von Misses de la ecuación 6.4 será igual al esfuerzo máximo calculado anteriormente.

Lo siguiente será evaluar las constantes que modifican el límite de fatiga del material. Dos de estos factores podrían variar debido a que pueden ser considerados de formas diferentes. El primero es el factor **Ka**, debido a que como se puede apreciar, la construcción de esta pieza puede ser hecha de diferentes formas, ya sea mecanizada, hecha por fundición o forjada, y otros métodos más; por esta razón se va a escoger los subíndices que se usan para evaluar este factor, que sean los que produzcan el menor valor de **Ka**, que será el caso de cuando el elemento mecánico ha sido forjado.

El otro factor será evaluar el valor de **Ke**, ya que **Kf** puede variar debido a que existe la aplicación de dos fuerzas, la axial y la flexionante, que si se

observa en el ANEXO 21, existe los casos separados una placa sometida a tensión y otra sometida a flexión, evaluando estas curvas tenemos que:

$$Kt - tension = 1,65 \qquad Kt - flexion = 1,48$$

Evaluando el radio de la muesca (5 mm) en la gráfica del ANEXO 22 podemos determinar el valor de **q** , que da igual a 0,83. La siguiente ecuación nos da el valor de **Kf** con relación a **q** y a **Kt**.

$$Kf = 1 + q \times (Kt - 1) \qquad \text{EC. 6.21}$$

Evaluando la ecuación 6.21 para los casos de tensión y flexión se deberá escoger el que nos de el mayor valor de **Kf**

$$Kf - tensión = 1 + 0,83 \times (1,65 - 1) = 1,54$$

$$Kf - flexión = 1 + 0,83 \times (1,48 - 1) = 1,4$$

Bajo esta consideración, el caso más drástico será el de la tensión, por lo que se escogerá dicho valor. Una vez conocidos estos procedemos a evaluar todos los factores:

$$Ka = 272 \times (568)^{-0,995} = 0,5$$

$$de = 0,808 \times (20 \times 20)^{1/2} = 16,16mm$$

$$Kb = \left(\frac{16,16}{7,62} \right)^{-0,1133} = 0,92$$

$$Kc = 0,923 \qquad Kd = 1 \qquad Se' = 286,27 \text{ MPa}$$

$$K_e = \frac{1}{1,54} = 0,65$$

$$S_e = 0,5 \times 0,92 \times 0,923 \times 0,65 \times 286,27 = 79 \text{ MPa}$$

Evaluando el factor de seguridad según la ecuación 6.3 tenemos que:

$$n = \frac{79}{58,384}$$

El factor de seguridad es: **n = 1,3**

Selección de rejillas

Las rejillas deben ser de un tamaño tal que la pulpa de mango pueda ser extraída al tamaño requerido para el proceso. Debido a esto si se revisa la literatura del capítulo 3, se indica que la malla debe ser de 0,06" a 0,045" para obtener un producto de las características deseadas.

Estos productos pueden venir en planchas de un determinado espesor por lo que hay que rolarlas para obtener las dimensiones requeridas. Aunque esto puede reducir la resistencia de la misma ya que pueden aumentar los valores de los esfuerzos. Además esta rejilla va a soportar el choque de los mangos contra ella, debido a la fuerza centrífuga que es originada por las paletas montadas sobre el árbol del equipo que está girando a un determinado número de revoluciones. Es por esto que se ha decidido colocar agarraderas de forma semiesférica sujetas por pernos para que de esta

manera se aumente la resistencia mecánica de las rejillas. El diseño de forma de dichas agarraderas es el siguiente:

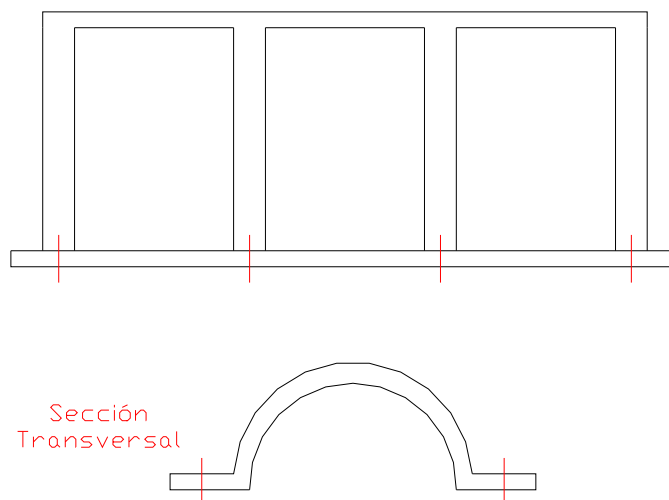


FIGURA 6.8 AGARRADERA PARA REJILLA

Serán dos agarraderas una colocada para la de arriba y otra colocada para la rejilla de abajo, las cuatro piezas serán sujetadas en total por 8 pernos M10 de clase 10.9

Ménsula de soporte

Las ménsulas de soporte serán los elementos estructurales que soportarán el peso de la artesa del equipo junto a la tolva de alimentación, y la otra ménsula soportará el peso del canal de desperdicios. Debido a que los pesos mencionados no serán muy elevados ya que serán hechos con planchas de espesores muy finos, los esfuerzos que soportarán las mismas no son muy

elevados y debido a esto no se ha decidido considerarlos en el desarrollo de esta tesis.

Lo más importante que involucra a estas ménsulas, es la forma física que deben tener, ya que deberán hacerse agujeros para poder ajustar por medio de pernos los elementos que se han indicado para cada ménsula. Se ha decidido que estos pernos se coloquen con una distancia radial igual de un punto determinado para ambos casos. Los pernos pueden ser M8 o M6 de clase 10.5. Las dimensiones de este elemento mecánico se mostrarán en los planos finales.

6.2 Diseño de la tolva de alimentación

La tolva de alimentación tiene la función única de poder colocar más carga, que es mangos en el caso particular, dentro del equipo. Es un elemento que no soporta mayores fuerzas, ya que si se considera alguna debería ser solamente la carga del viento.

Es por esta razón que el principal objetivo para diseñar la tolva será que pueda almacenar físicamente las cantidades de mangos que se requieren para obtener tiempos de producción eficientes y sobre todo aprovechar la capacidad que nos brinda la despulpadora, sin que esta sea muy alta ya que podría introducir el problema de altura y que los mangos alcanzarían una mayor velocidad hasta llegar al transportador.

Si se observa el diseño de forma se ha dibujado a la tolva de alimentación de forma rectangular, aunque se puede hacer de varias formas tales como de forma de una pirámide truncada, o cilíndrica; es mas se puede hacer la tolva inclinada para no evitar el uso del tornillo transportador, aunque este tiene su función particular. Pero, por facilidades de construcción se ha decidido que la tolva sea rectangular con una pequeña ceja para poder sujetarla con tornillos o pernos a la artesa de la despulpadora. Lo que nos lleva a deducir que el ancho de la tolva tiene que ser el mismo que el de la artesa, el cuál será seleccionado en una sección posterior.

Entonces sólo se debe dar la altura de la tolva, para que no se pueda producir mayor daño por el efecto de la caída de los mangos sobre el tornillo transportador, es mas se recomienda que se coloquen primero los mangos antes de encender el equipo. Siendo así con una altura entre 20 y 30 cm no se provoca una fuerza mayor por impacto y la capacidad de la tolva sería aproximadamente para 12 kg de acuerdo al tamaño del producto a introducirse en esta, que serán los mangos.

Finalmente como se puede esperar las dimensiones restantes vendrán relacionadas con las dimensiones de la artesa que es seleccionada de acuerdo al tamaño del tornillo transportador, debido a esto, no se puede dar todas sus dimensiones finales, pero en los planos finales se indicarán las mismas, inclusive el de la ceja y que tipo de pernos o tornillos se usarán.

6.3 Diseño y selección de cojinetes

En este equipo existe la necesidad del uso de los dos tipos de cojinetes que existe, que son de rodamiento y de contacto deslizante. Los primeros son necesarios para montar sobre estos el árbol de transmisión del equipo ya que este va a estar girando a un determinado número de revoluciones. Este tipo de rodamientos se deben seleccionar de acuerdo al tipo de fuerza que van a soportar los mismos.

Los rodamientos se seleccionan de acuerdo al tamaño del diámetro interno y de acuerdo a la carga que pueden soportar los mismos. Para esto es necesario saber las dimensiones del árbol donde se van a montar dichos rodamientos y analizar si la carga que se da por el análisis de fuerzas es menor a la máxima carga que nos da el proveedor de rodamientos.

Estos dos valores serán calculados en la sección 6.5, con esos valores se puede seleccionar del catálogo de rodamientos del proveedor NTN ANEXO 23, para el caso de rodamientos de bolas, ya que las cargas que soportan los rodamientos serán radiales y sirven para asentar un árbol de transmisión. Lo último que se debe tener en cuenta es que pueda trabajar al número de revoluciones por minuto al cuál está girando, sin que vaya a existir algún problema.

Según los valores que se calcularán en la sección 6.5, los rodamientos seleccionados serán de bolas tipo ZZ de radio interno de 45 mm y de ancho 7 mm.

Ahora se va a proceder al diseño de los cojinetes de deslizamiento. La finalidad de colocar dos cojinetes de deslizamiento es que el árbol estará en contacto en dos partes adicionales que los apoyos; uno está ubicado en la tapa de la artesa y el otro a la final del conducto de salida de desperdicios. Estas partes estarán en contacto y producirán desgaste en el árbol y en las mencionadas partes, para evitar esto, se deben colocar cojinetes de deslizamiento para solucionar dicho problema.

Existen cuatro parámetros que deben ser determinados para poder diseñar los cojinetes de deslizamiento, siguiendo la metodología de Shigley, que son las dimensiones del cojinete (r , c , l , β), la viscosidad del lubricante μ , la carga por unidad de área proyectada de cojinete P , y el número de revoluciones al cuál está girando el árbol N . Lo importante está en determinar si el aceite que se ha escogido sea lo suficiente para soportar las temperaturas de trabajo. Dicha temperatura debido a las revoluciones a las cuales va a girar el árbol (3300 RPM), se estima con el valor de 70° C. La justificación de dicha velocidad se dará en la sección de la selección de la transmisión y se puede adelantar que viene relacionada con la fuerza centrífuga que se necesita para vencer la dureza de pulpa de los mangos.

El dimensionamiento del equipo y del árbol nos ha llevado a dar las siguientes medidas al cojinete y a usar aceite SAE 30:

Radio del cojinete (r) = 25 mm

Velocidad de rotación (N) = 3300 RPM = 55 Rev / seg

Longitud del cojinete (l) = 40 mm

Holgura (β) = 0,05 mm

Viscosidad absoluta = 10,4 mPa

El cálculo de la carga unitaria viene dado a los valores de la fuerza actuante en dichos puntos. Las fuerzas cortantes a lo largo de todo el árbol vienen dadas en un diagrama mostrado en la sección 6.5, por lo que se ha decidido adelantar a esta parte dichos valores para poder evaluar los cojinetes. Siendo así, el valor de la fuerza para el cojinete situado a 5 cm es de 852 N y para el otro es de 293,44 N. Como el primero es el que aguanta mayor fuerza y los cojinetes tendrán las mismas dimensiones, se usará la primera fuerza para el diseño de los cojinetes. Con esto el valor de la carga unitaria por unidad de área se calcula de la siguiente forma:

$$P = \frac{W}{2 \times r \times l} = \frac{852}{2 \times 0,025 \times 0,04} = 426000 Pa$$

Los cojinetes de deslizamiento se evalúan con la temperatura media que obedece la siguiente fórmula:

$$T_{med} = T_o + \frac{\Delta T}{2} \quad \text{EC. 6.22}$$

Con el valor de **T_o** igual a 70° C, nos tendremos que preocupar por evaluar el aumento de temperatura que viene dado por:

$$\Delta T = \frac{8,3 \times P}{\left(1 - \frac{1}{2} \times \frac{Q_s}{Q}\right)} \times \frac{\left(\frac{r}{c}\right) \times f}{\frac{Q}{r \times c \times N \times l}} \quad \text{EC. 6.23}$$

Los términos de esta ecuación son evaluados mediante gráficas las cuales están dadas desde los ANEXOS 24-25-26-27 y el valor de P en MPa. Aunque en estas gráficas se debe entrar con un parámetro adimensional (**S**) dado por la siguiente ecuación:

$$S = \left(\frac{r}{c}\right)^2 \left(\frac{\mu N}{P}\right) \quad \text{EC. 6.24}$$

El parámetro adimensional **S**, que se denomina número característico del cojinete, y la relación **l / d**, sirven para determinar dichos valores, por lo que este será el método a seguir y después se evaluará en la gráfica de la figura 6.8

$$S = \left(\frac{25}{0,05}\right)^2 \left(\frac{10,7 \times 10^{-3} \times 55}{426000}\right) = 0,34$$

La relación **l / d** = 0,8

Se ha puesto en el Anexo 24 una gráfica que nos permite calcular el espesor mínimo de película (h_o). Con los valores de S y l/d se encuentra que:

$$\frac{h_o}{c} = 0,65$$

Por lo que el espesor mínimo de película será: **$h_o = 0,0325 \text{ mm}$**

Del Anexo 25 y con los valores del número característico S y la relación l/d se obtiene lo siguiente:

$$\left(\frac{r}{c} \right) \times f = 0,012$$

Por lo que el valor de la fricción será: **$f = 0,012$**

Del anexo 26 y los datos del número característico S y la relación l/d se obtiene la variable de flujo:

$$\frac{Q}{rcNI} = 3,8$$

Del anexo 27 y los datos de S y l/d se encuentra la relación de flujo:

$$\frac{Q_s}{Q} = 0,42$$

Una vez determinados estos valores se puede evaluar la ecuación 6.23 y determinar cuanto aumenta la temperatura del lubricante usado para el cojinete y es así que tenemos:

$$\Delta T = \frac{8,3 \times 0,426}{\left(1 - \frac{1}{2} \times 0,42\right)} \times \frac{6}{3,8} = 7,13^\circ C$$

$$T_{med} = 70 + \frac{7,13}{2} = 73,6^\circ C$$

Con el valor de la temperatura media se observa en la figura 6.9 si el aceite seleccionado sirve o cumple para dicha temperatura de manera eficiente:

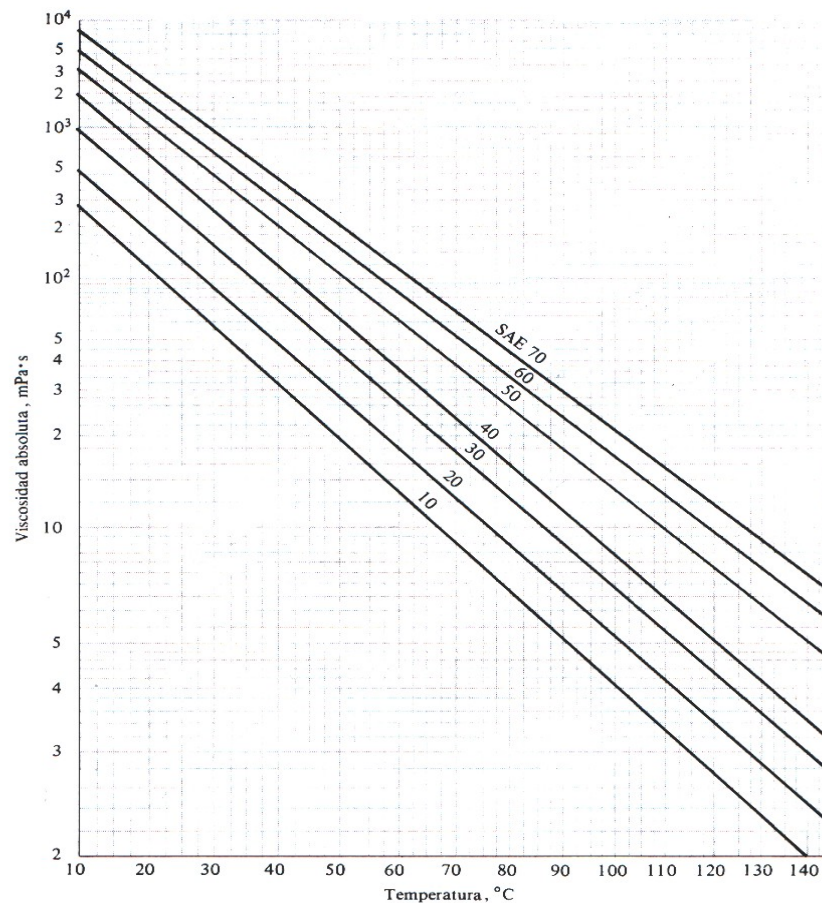


FIGURA 12-12

Diagrama viscosidad-temperatura en unidades SI. (Adaptado de la figura 12-11.)

FIGURA 6.9

DIAGRAMA VISCOSIDAD-TEMPERATURA

Viendo en el gráfico la temperatura media encontrada nos da un valor de viscosidad dentro del límite para el aceite SAE 30, por lo que las dimensiones dadas y el tipo de lubricación con un baño de 360° , serán las especificaciones para los cojinetes de deslizamiento.

6.4 Diseño del Resorte

El resorte tiene la función de disminuir el daño que se puede producir por el impacto de los desperdicios contra las paredes del canal de desperdicios de la despulpadora. Además que se aprovecha el espacio que se ha dejado para colocar el cojinete de deslizamiento interno.

Aunque la carga debido al impacto no es tan drástica, con el tiempo, debido a que el espesor de dicho elemento es muy fino, puede comenzar a mostrar fallas, y eso no da un buen aspecto al equipo. Esta es otra razón del por qué la colocación del resorte, claro está que la fuerza que debe soportar el mismo no es muy elevada, por lo que para diseñarlo se escogerá dimensiones y un material acorde a esto, además sobredimensionarlo, aumentaría el costo total del equipo.

Antes de pasar al diseño de este elemento, hay que recordar que se tiene un espacio físico máximo para su longitud de 4 cm, y esta restricción es algo que se debe cumplir obligatoriamente, ya que es la longitud del cojinete de deslizamiento.

Para poder diseñar el resorte debemos dimensionarlo, cumpliendo con las restricciones de tamaño que tenemos y por esto se ha escogido los siguientes valores:

Diámetro del alambre (d) = 5 mm

Diámetro medio del resorte (D) = 56 mm

Paso del resorte (p) = 3 mm

Número de espiras activas a escuadra y aplanadas (N_a) = 10

Material de resorte: Alambre estirado duro

Con estos datos iniciales se van a indicar las características de fluencia que resiste este resorte. Lo primero es indicar la resistencia última del resorte, esto viene dado por la siguiente ecuación:

$$S_{ut} = \frac{A}{d^m}$$

Donde A y m, están tabulados de acuerdo al tipo de material usado para el resorte en el ANEXO 28, y es así que tenemos:

$$S_{ut} = \frac{1510}{5^{0,201}} = 1092,61 MPa$$

La resistencia a la fluencia por torsión en el alambre si este es hecho de acero al carbono estirado en frío viene dada por la ecuación:

$$S_{sy} = 0,45 S_{ut} = 0,45 \times 1092,6 = 491,7 MPa$$

La máxima fuerza que resiste el resorte por fluencia estática viene dada por la siguiente ecuación:

$$F_s = \frac{S_{sy} \times \pi \times d^3}{8 \times K_s \times D} \quad \text{EC. 6.25}$$

Donde:

$$K_s = \frac{2C + 1}{2C}$$

$$C = \frac{D}{d} = \frac{56}{5} = 11,2$$

Por lo que el valor de **Ks = 1,045**

Introduciendo estos valores en la ecuación 6.25 podremos tener la máxima fuerza que puede soportar el resorte de manera estática:

$$F_s = \frac{491,7 \times 10^6 \times \pi \times 0,005^3}{8 \times 1,045 \times 0,056} = 412,44 N$$

Ahora debemos calcular cuál será la constante de rigidez de este resorte según los datos que se han analizado para poder dar todas sus características finales

$$K = \frac{d^4 \times G}{8 \times D^3 \times N_a} \quad \text{EC. 6.26}$$

Donde G es el módulo de rigidez, y debido a que dijimos que será acero al carbono, esta rigidez será de 48,3 Gpa. Dados todos los datos podemos

evaluar la ecuación 6.26 y obtener la constante de rigidez del resorte (**K**), de la siguiente forma:

$$K = \frac{0,005^4 \times 48,3 \times 10^9}{8 \times 0,056^3 \times 10} = 2148,69 \text{ N / m}$$

El número de espiras totales del resorte será el número de espiras activas más dos, debido a que es un resorte a escuadra y aplanado por lo que el número total de espiras será 12. Las características finales del resorte se enlistan en la siguiente tabla:

TABLA XIX
CARACTERÍSTICAS DEL RESORTE A USAR

CARACTERÍSTICAS	VALOR
Número de espiras totales	12
Diámetro del alambre	5 mm
Diámetro medio del resorte	56 mm
Paso del resorte	3 mm
Constante de rigidez	2148,69 N / m
Material del alambre	Acero al carbono estirado en frío
Resistencia última del material	1092,6 MPa
Fuerza máxima permisible	412,44 N

6.5 Diseño del árbol y del tornillo sin fin

El árbol de transmisión, es el elemento mecánico que transmitirá el movimiento a las paletas, para que estas realicen la acción de despulpado de la fruta. Este elemento estará girando a un determinado número de revoluciones, los cuales permitirán que se ejerza una fuerza centrífuga tal, que permita poder extraer la pulpa de la fruta, de manera eficiente. A la vez en este árbol se va a montar un tornillo transportador sin fin el cual va a permitir llevar los mangos a la cámara de despulpado de este equipo.

Se dijo en la sección del diseño de la tolva de alimentación, que se podría colocar una tolva inclinada para que los mangos llegaran al sitio donde están las paletas, o cámara de despulpado. Entonces por qué se ha decidido el uso de un **tornillo transportador**, y la respuesta es debido a que se requiere a que el flujo que entre a la cámara de despulpado sea constante, y uno de las características que nos brinda el transportador de tornillos es esa, un flujo constante. Además puede existir el problema en una tolva inclinada que se queden atoradas las frutas contra las paredes de la misma, en cambio, en el tornillo transportador, lleva rápidamente las frutas que ya estaban colocadas en el mismo, hacia la cámara de despulpado permitiendo aprovechar de mejor manera la capacidad que nos brinda el equipo, y de esta manera, disminuir los tiempos de producción.

El tornillo transportador será seleccionado según las tablas que están en el catálogo “Martín”. Debido a que el tamaño la longitud del transportador no debe ser muy elevada, no se puede respetar la metodología que se muestra en el mismo, y también a que la velocidad a la cual va a estar girando se requiere que sea mayor que las especificadas para cada transportador de acuerdo al diámetro del helicoide.

El tamaño de partículas que va a transportar el tornillo es muy grande, ya que el tamaño promedio de los mangos es de 11 cm, es importante considerar que los mismos no se vayan a quedar atrapados entre las paredes de la artesa y el tornillo transportador, por lo que se ha seleccionado un diámetro de los helicoides de 9” que representa aproximadamente 22,9 cm, tamaño que permitirá que no exista este problema de atascamiento de la fruta.

Se va a seleccionar el tornillo transportador estándar, sin considerar su longitud estándar, los cuales se pueden apreciar en el ANEXO 29, por lo que el transportador elegido será el **9H412**.

La longitud del transportador helicoidal será mínima posible, y debido a que las consideraciones han sido seleccionar el tipo estándar, la longitud de este será de **284 mm**, en donde se han considerado ya las distancias de los huecos por donde se pondrán los tornillos que sujetan el helicoide al árbol de transmisión.

Se deberá ahora seleccionar el tipo de artesa para este transportador, y existen varios tipos los cuales están detallados en el Martín. Como ya se indico anteriormente, se tratará de evitar la posibilidad que exista el atascamiento de la fruta contra las paredes de la artesa, se ha seleccionado el tipo de artesa estándar para transportadores helicoidales, que se muestran en el ANEXO 30.

Analizando estas artesas, la más idónea sería la **9CTA3**, aunque se le podría hacer una pequeña variación a las dimensiones **A** y **F**, que se enlistan, ya que podría existir una pequeña fuerza de compresión sobre el árbol el tornillo transportador. Para evitar este pequeño problema el valor del diámetro de la artesa (**A**) podría ser 300 mm y el valor del ancho considerando las cejas de las artesas (**F**) sería 460 mm.

Una vez que se han indicado las dimensiones de este transportador helicoidal, procederemos con el diseño del **árbol de transmisión**. Este elemento es muy importante ya que será el que sopórtelas cargas directas sobre él, y las cargas trasmitidas que actúan sobre los elementos mecánicos montados en él, las cuales ya fueron calculadas. Por lo que se podría decir que es el elemento que va a soportar todas las fuerzas y momentos que se involucran en este equipo.

Existirán dos fuerzas que actúan directamente sobre el árbol de transmisión, que es el peso del mismo y el peso de la polea que se monta sobre este. La

forma como se encontró el peso de la polea se indicará en la siguiente sección, y ya que necesitamos este valor, adelantaremos este valor que es de 18,7 N.

Para determinar el peso de la polea es necesario primero conocer sus dimensiones y forma, la cual ha sido diseñada de acuerdo a los diversos elementos que se encuentran sobre la misma. Las dimensiones de este se encuentran en la siguiente figura:

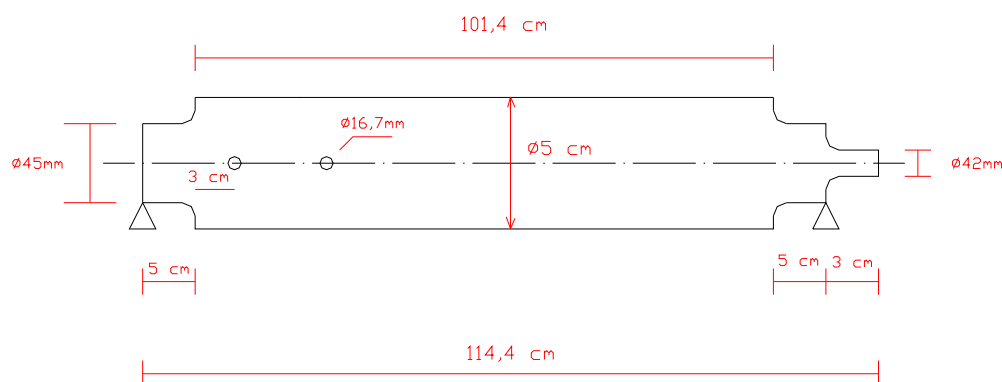


FIGURA 6.10

ARBOL DE TRANSMISIÓN

Con estas dimensiones podemos determinar el centroide del árbol usando de igual forma que se procedió con la sección transversal de la paleta para esto se divide en seis áreas y se evalúa. Este cálculo no da que el centroide o centro de masa está a 598 mm medidos de izquierda a derecha. Una vez conocido esto podemos determinar donde estará ubicado el peso del árbol. Para calcular determinado peso (**W**) hay que multiplicar el peso unitario del

material, que es acero inoxidable, por el volumen del árbol. El volumen del árbol será el volumen de las cuatro secciones cilíndricas menos el volumen de los dos agujeros, por lo que el volumen del árbol será:

$$Vol - arbol = 2,177 \times 10^{-3} m^3$$

$$W = Vol \times 76000 N / m^3 = 165,44 N$$

Ahora se deben evaluar las fuerzas transmitidas por los otros componentes montados sobre el árbol. Una será la fuerza distribuida de la masa de los mangos que estén siendo transportados por el tornillo helicoidal. Esta magnitud también va acorde a la capacidad de la tolva de alimentación, y a la cantidad de mangos que estén siendo transportados. Con el fin de sobredimensionar esta fuerza con propósitos de seguridad, se ha escogido que la masa que esté sobre esta parte del árbol sea de 100 Kg que corresponden aproximadamente al número de mangos que se puede procesar eficientemente. A esta fuerza distribuida se la reconoce como ω_c y su magnitud será:

$$\omega_c = \frac{100 Kg \times 9,8 m / s^2}{0,284 m} = 3450,7 N / m$$

Las otras fuerzas transmitidas sobre el árbol serán los torques correspondientes a la transmisión de potencia **T1**, y los torques transmitidos por el contacto entre las paletas y los mangos **T2**. El valor de T1 viene dado por la siguiente ecuación:

$$T1 = \frac{63025 \times HP}{RPM} \times 1,36 \quad \text{EC. 6.27}$$

El valor de HP corresponde a la potencia del motor y el RPM corresponde a la velocidad que está girando el árbol de transmisión. Con los datos que se justificarán en la posterior sección se evalúa la ecuación 6.27:

$$T1 = \frac{63025 \times 3}{3300} \times 1,36 = 78N - m$$

El valor de T2, corresponderá al producto vectorial de la fuerza sobre las paletas por la distancia al centro del árbol. Debido a que dicha fuerza también es una fuerza distribuida, se debe evaluar sus reacciones, además que por medio de los bocines sujetadores se transmiten dichos torques. Por lo que la magnitud de T2 vendrá dada por:

$$T2 = 2 \times \left(\frac{wf \times l}{12} \times 0,115 \right)$$

Se multiplica por dos ya que el torque está siendo transmitido en dos puntos, y el valor de 0,115 corresponde a la distancia existente entre la aplicación de la fuerza y el centro del árbol, por lo que la magnitud de T2 será:

$$T2 = 2 \times \left(\frac{21402,2 \times 0,5}{12} \times 0,115 \right) = 205,104N - m$$

Una vez determinadas todas las fuerzas que van a actuar sobre el árbol es necesario encontrar las reacciones en los apoyos del árbol para esto

hacemos el diagrama del árbol con todas las fuerzas involucradas en el mismo:

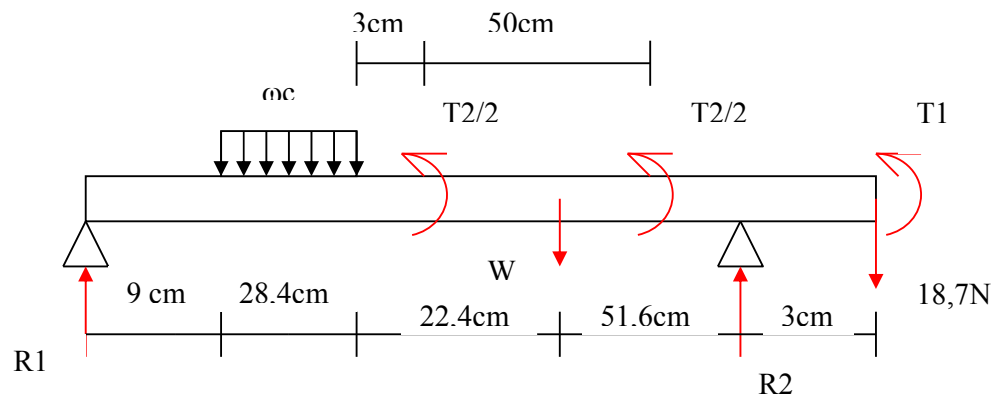


FIGURA 6.11 DIAGRAMA DE FUERZAS SOBRE EL ARBOL

Realizando sumatoria de momentos en cada apoyo se obtiene el valor de las reacciones en los mismos de la siguiente manera:

$$3450,7(0,284) \times 0,232 + 165,44 \times 0,598 + 18,7 \times 1,144 - R2 \times 1,114 = 0$$

$$R2 = 312,1N$$

$$3450,7(0,284) \times 0,882 + 165,44 \times 0,516 - 18,7 \times 0,03 - R1 \times 1,114 = 0$$

$$R1 = 852N$$

Conociéndose todas las fuerzas es muy importante realizar los siguientes dos diagramas, que son el de fuerza cortante y el diagrama de momentos. El primero nos permite conocer o determinar la fuerza que está actuando en

cada punto del árbol y el segundo nos permitirá encontrar los lugares más críticos debido a que es donde podría fallar el material.

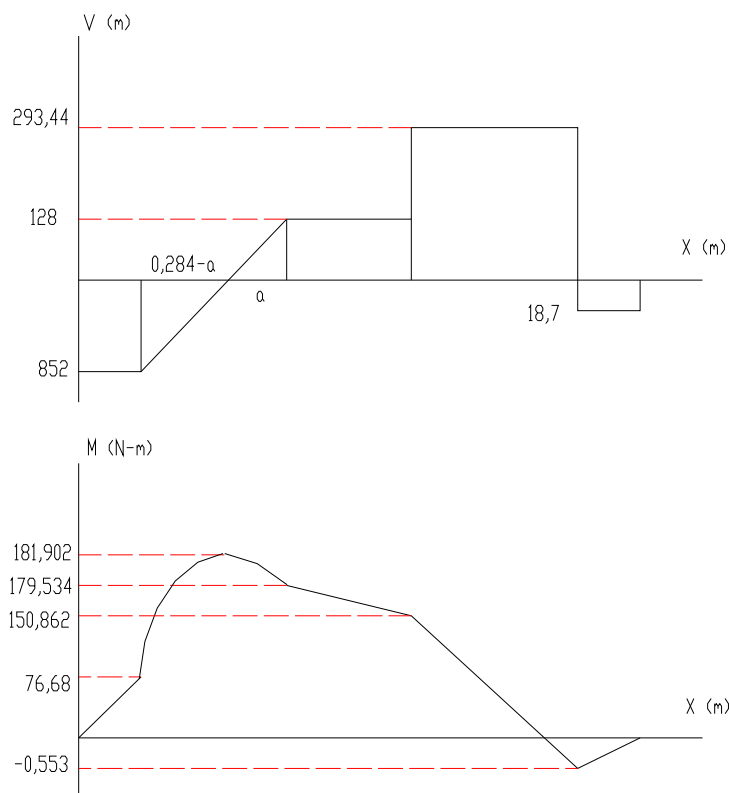


FIGURA 6.12 **DIAGRAMAS DE FUERZA Y MOMENTO FLECTOR**

Se puede apreciar que las fuerzas cortantes atraviesan a una determinada distancia el eje de las X , debido a esto, la dirección de las fuerzas internas cambia de dirección. Estos cambios producen cambios bruscos y por lo general son puntos donde se debe tener en consideración para diseñar o evaluar. Para encontrar esta distancia se realiza un análisis geométrico y por triángulos semejantes se tendría lo siguiente:

$$\frac{852}{0,284 - a} = \frac{128}{a}$$

Donde **a** es la distancia buscada. Evaluando esta ecuación se tiene que la distancia es igual: **a = 0,037 m**

Analizando el gráfico de momentos flectores se puede apreciar que a la distancia donde cambia la dirección de la fuerza cortante interna, 0,337 m, se da el momento máximo. Este momento máximo está próximo al sitio donde se han hecho los agujeros para colocar los pasadores o tornillos que sujetan el transportador helicoidal, estos concentradores de esfuerzo tendrán una gran influencia en el análisis de fatiga del material. Por esta razón el análisis de fatiga se hará en esta parte de la sección transversal del árbol de transmisión.

Además de los momentos flectores se está transmitiendo un esfuerzo cortante debido a los torques aplicados, por los esfuerzos normal y cortante vendrían dados por:

$$\sigma_x = \frac{M_{\max} \times C}{I} \qquad \tau_{xy} = \frac{T_{\max} \times \rho}{J}$$

Evaluando estas dos ecuaciones tenemos:

$$\sigma_x = \frac{181,902 \times 0,025}{\frac{\pi}{64} \times 0,05^4} = 15 \text{ MPa}$$

$$\tau_{xy} = \frac{(205,104 + 78) \times 0,025}{\frac{\pi}{32} \times 0,05^4} = 11,53 MPa$$

El criterio para diseño por fatiga cuando se tiene combinación de fuerzas varía un poco a los métodos anteriormente tratados. Shigley indica que para realizar este método, cuando se trata de cargas completamente invertidas o cargas alternantes, se debe evaluar el límite de fatiga corregido S_e , evaluándose los factores **Ka**, **Kb**, **Kd** de igual forma. El resto de los factores tienen el valor de la unidad, ya que los factores de concentradores de esfuerzos **Kf** y **Kfs**, se deben multiplicar directamente a los esfuerzos flexionantes y torsionales respectivamente. Dichos factores se evalúan por la ecuación 6.21 y los valores de **Kt** y **Kts** encuentran en los ANEXOS 31 y 32 ; además e han incluido los caso para concentradores de esfuerzos por cambio de sección, esto se ha hecho con la finalidad de mostrar que el caso más crítico por concentradores de esfuerzos se da para el caso de agujeros y no por cambios de sección, tanto para la flexión como para la torsión.

En el anexo 22 también se incluyen las curvas para evaluar el valor de **q** para el caso de torsión, para de esta forma poder evaluar la ecuación 6.21 sin ningún inconveniente y poder hallas el valor de los factores **Kf** y **Kfs**. En la siguiente tabla se podrá apreciar todos los valores de **Kt** y **Kts** para todos los casos que han sido mencionados así como el valor de **q**:

TABLA XX
DATOS PAR EVALUAR LOS FACTORES Kfs Y Kf

SECCION	TORSION		FLEXION	
	Kts	qs	Kt	q
AGUJEROS	2,6 ó 2,8	0,95	1,85	0,8
CAMBIO DE SECCION 50-45	1,4	0,90	1,95	0,72
CAMBIO DE SECCION 45-42	1,3	0,90	1,9	0,72

Por medio de la ecuación 6.21 se puede encontrar el valor de Kfs y Ks, y los mayores valores de los mismos se dan para el caso del agujero. Se puede apreciar que para el caso del agujero, en la torsión, existen dos valores, se escogerá el mayor para analizar el caso más crítico. Los valores de estos dos factores se muestran a continuación:

$$Kfs = 1 + 0,95 \times (2,8 - 1) = 2,71$$

$$Kf = 1 + 0,8 \times (1,85 - 1) = 1,68$$

El valor de los otros factores para corregir el límite de fatiga se muestra a continuación:

$$Ka = 4,51 \times (568)^{-0,265} = 0,84$$

$$Kb = \left(\frac{50}{7,62} \right)^{-0,1133} = 0,81$$

$$Se' = 0,504 \times 568 = 286,27 MPa$$

$$Se = 0,84 \times 0,81 \times 286,27 = 194,78 MPa$$

Ahora se procederá con la evaluación del método de fatiga por cargas completamente invertidas, aunque podría quedar la duda que pasaría si se trata de cargas alternantes, por esto también se evaluará el factor de seguridad, y los resultados mostrarán que el caso más crítico es cuando se analiza a las fuerzas como cargas completamente invertidas.

Para evaluar el esfuerzo principal de Von Misses que es el que se debe calcular para evaluar la ecuación 6.3, se tiene que:

$$\sigma'_x = Kf \times \sigma_x = 1,68 \times 15 = 25,2 MPa$$

$$\tau'_{xy} = Kfs \times \tau_{xy} = 2,71 \times 11,53 = 31,25 MPa$$

$$\sigma_{a,b} = \frac{\sigma'_x}{2} \pm \left(\left(\frac{\sigma'_x}{2} \right)^2 + \tau'^2_{xy} \right)^{1/2}$$

$$\sigma_a = 46,3 MPa$$

$$\sigma_b = -21,1 MPa$$

$$\sigma' = \left(46,3^2 + 46,3 \times 21,1 + 21,1^2 \right)^{1/2} = 59,71 MPa$$

Se puede ver que el esfuerzo principal de Von Misses es de 59,71 MPa evaluando este en la ecuación 6.3 tenemos que:

$$n = \frac{194,78}{59,7}$$

El factor de seguridad es: **n = 3,2**

Ahora para saber que pasaría si las cargas fuesen alternantes, hay que evaluar basándonos en prácticamente lo mismo que se hizo con los factores de corrección del límite de fatiga, con la diferencia que los esfuerzos alternantes por flexión no son considerados, y el valor de **Kf** ya no altera directamente a los esfuerzos medios, de esta forma tendríamos que analizar los esfuerzos alternantes y los esfuerzos medios por medio del círculo de Mohr y tendremos lo siguiente:

$$\sigma'_a = \left(3 \times \tau_{xya}^2\right)^{1/2} \quad \sigma'_m = \left(\sigma_{xm}^2 + 3 \times \tau_{xym}^2\right)^{1/2}$$

Donde:

$$\tau_{xya} = Kfs \times \frac{Ta \times \rho}{J} = 2,71 \times \frac{(205,104 + 78)/2 \times 0,025}{\frac{\pi}{32} \times 0,05^4} = 15,63 MPa$$

$$\tau_{xym} = \frac{Tm \times \rho}{J} = \frac{(205,104 + 78)/2 \times 0,025}{\frac{\pi}{32} \times 0,05^4} = 5,8 MPa$$

$$\sigma_{xm} = \sigma_x = 15 MPa$$

Por el círculo de Mohr se tendría entonces que:

$$\sigma'_a = \left(3 \times 15,63^2\right)^{1/2} = 27,07 MPa$$

$$\sigma'_m = \left(15^2 + 3 \times 5,8^2\right)^{1/2} = 18,05 MPa$$

Evaluando con el criterio de Goodman para esfuerzos alternantes se puede encontrar el factor de seguridad en este caso particular y así tendríamos lo siguiente:

$$\frac{27,07}{194,78} + \frac{18,05}{568} = \frac{1}{n}$$

El factor de seguridad es: **n = 5,8**

El factor de seguridad que se ha calculado para esfuerzos alternantes se puede ver que es mayor que el que se encontró para cargas completamente invertidas, por lo que claramente está, que el caso más crítico es cuando se dan este tipo de fuerzas en el árbol. Sin embargo sea cual sea el caso, el árbol de transmisión soporta dichas cargas, y más aún cuando debemos recordar que las fuerzas, en general, han sido sobredimensionadas, lo que nos lleva a decir que el árbol de transmisión no tendrá ningún inconveniente por falla por fatiga del material, es decir no se romperá. Si se desea reducir el diámetro del mismo habría que rediseñar los demás elementos bajo dicha consideración.

6.6 Selección del motor y transmisión

Esta última sección nos permitirá cual es la importancia de la velocidad de rotación que debe tener el árbol de transmisión, ya que para seleccionar la transmisión de movimiento, es necesario indicar la velocidad de rotación deseada. Ahora el por qué es tan importante dicho parámetro, radica en la fuerza centrífuga que se desea obtener dentro de la cámara de despulpado.

La fuerza centrífuga será la que se encargará de impulsar o mantener a los mangos contra las paredes o rejillas de la cámara de despulpado para que estos puedan ser golpeados constantemente por las paletas, con el fin de obtener un proceso de despulpado de manera eficiente. Dicha fuerza debe vencer la resistencia que los mismos producen, como el peso de los mangos y la dureza de pulpa sin que se sobrepase la fuerza que provocará pandeo en las paletas, que era de 95382,2 N.

La fuerza centrífuga (**F_c**) puede ser evaluada por la fuerza dinámica provocada por la rotación del árbol donde se montan las paletas, y usando la masa de las mismas. Esta fuerza está definida de la siguiente manera:

$$F_c = m \times r \times \omega^2 \quad \text{EC. 6.28}$$

Donde :

Masa de paleta = m (Kg)

Distancia hasta centro del árbol = r (m)

Velocidad de rotación = ω (rad / seg)

La masa de la paleta se obtiene dividiendo el peso de la misma, que fue calculado en la sección del diseño del bocín sujetador, para la gravedad y así tenemos que:

$$m = \frac{\text{Peso}}{g} = \frac{13,3N}{9,8m/s^2} = 1,36Kg$$

La distancia r se obtiene sumando todas las distancias existentes hasta el centro de masa de la paleta y su valor será:

$$r = 0,025 + 0,04 + 0,02143 = 0,08643m$$

Por último el valor de la velocidad de rotación ha sido elegida de tal manera que sea mayor que las fuerzas mencionadas, esto nos lleva a seleccionar la velocidad de 3300 RPM. Con este dato podemos evaluar la fuerza centrífuga generada por paleta

$$F_c = 1,36 \times 0,08643 \times \left(3300 \times \frac{2 \times \pi}{60} \right)^2 = 14037,5N$$

Claramente está que el valor de la fuerza centrífuga es mucho menor que la fuerza crítica que ocasionaría pandeo. Ahora para compararla con la fuerza distribuida de la dureza de pulpa de los mangos, si dividimos el valor de la

fuerza centrífuga para la longitud de la paleta tendríamos que la fuerza centrífuga distribuida sería 28075 N / m , que es mayor que los 21402 N / m que correspondía a la dureza de pulpa o a los $709,435 \text{ N / m}$ que corresponde al peso de los mangos. Entonces con una velocidad de 3300 RPM se cumplen las condiciones para que se produzca un proceso de despulpado de manera eficiente.

Conociendo los RPM del árbol de transmisión, ahora corresponderá seleccionar un motor que nos permita obtener dicha velocidad. Se esperará que los RPM del motor sean mayores que los del árbol, y para disminuir costos, la transmisión se hará por medio de bandas y poleas. Observando los modelos que nos brinda el catálogo Martín, los cuales se encuentran tabulados en el ANEXO 33, se seleccionará un motor de **3 HP (2.3 kw) a 3500 RPM** y la asignación del armazón del mismo es **145T**.

Conociéndose las dos velocidades se deben seleccionar las poleas que ha usarse para la transmisión de velocidad. Para realizar esto también se va a usar la metodología que nos da el catálogo Martín.

Primero; hay que determinar el factor de servicio que viene dado de acuerdo al tipo de máquina y al uso de la misma, que puede ser un servicio intermitente, que es un trabajo ligero no más de 6 horas al día, un servicio normal que está entre 6 a 16 horas y un servicio continuo que está entre 16 y 24 horas. Por lo mostrado en el capítulo 3 el servicio será normal, y los

valores recomendados para este tipo de servicio están entre 1.1 a 1.6. Se escogerá el valor de 1.4.

Segundo; se encontrará el requisito de caballo de fuerza, que no es más que multiplicar la potencia del motor por el factor de servicio. Esto nos dará el valor de 4,2 HP como requisito de diseño de caballo de fuerza.

Tercero; con el valor de 4,2 HP se entra a la figura 6.13 para encontrar el tipo de banda que se debe escoger para transmitir la potencia.

Cuarto; se debe revisar en la figura 6.14 el mínimo valor de diámetro recomendado para la polea. Se entra con la potencia nominal del motor y con los RPM del mismo.

Quinto; observe las tablas de selección de transmisión de existencia para localizar la sección de banda aplicable, que se enlistan en el ANEXO 34. Encuentre las RPM de su unidad motriz, y siga la columna hasta encontrar la velocidad más cercana a la velocidad deseada. Bajo la misma columna encontrará los caballos de fuerza por banda. Asegúrese de que su diámetro motriz sea mayor al diámetro mínimo encontrado en el paso 4. Siga la línea hasta encontrar la distancia de centros más cercana, y se encontrará el factor de corrección de longitud de arco.

Sexto; determine el número de bandas requeridas dividiendo el valor de diseño de caballos de fuerza para el producto del valor de los caballos de fuerza por banda por el factor de corrección de longitud de arco.

TABLA 2 — Tabla de Selección por Sección Transversal para Ranuras de Alta Capacidad

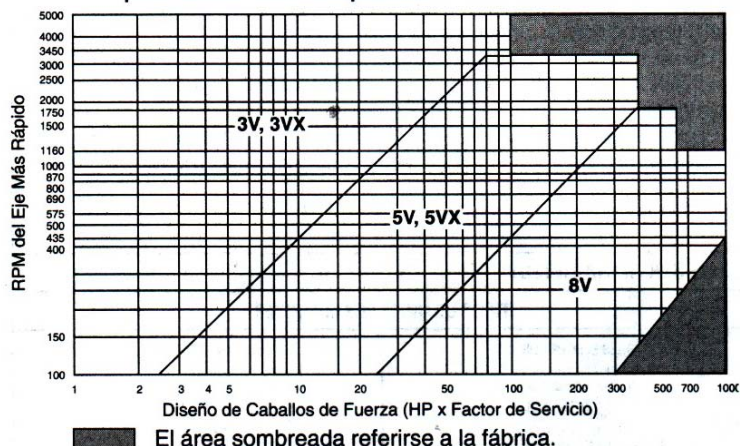


FIGURA 6.13 GRAFICA PARA SELECCIÓN DE TIPO DE BANDA

TABLA 4 — Mínimos Diámetros Recomendados en Poleas para Motores Eléctricos

CABALLO DE FUERZA DEL MOTOR	RPM DEL MOTOR					
	575	695	870	1160	1750	3450
.50	2.50	2.50	2.50	—	—	—
.75	3.00	2.50	2.50	2.50	—	—
1.00	3.00	3.00	2.50	2.50	2.25	—
1.50	3.00	3.00	3.00	2.50	2.50	2.25
2.00	3.75	3.00	3.00	2.50	2.50	2.50
3.00	4.50	3.75	3.00	3.00	2.50	2.50
5.00	4.50	4.50	3.75	3.00	3.00	2.50
7.50	4.25	4.50	4.50	3.75	3.00	3.00
10.00	6.00	5.25	4.50	4.50	3.75	3.00
15.00	6.75	6.00	5.25	4.50	4.50	3.75
20.00	8.25	6.75	6.00	5.25	4.50	4.50
25.00	9.00	8.25	6.75	6.00	4.50	4.50*
* 30.00	10.00	9.00	6.75	6.75	5.25	—
40.00	10.00	10.00	8.25	6.75	6.00	—
50.00	11.00	10.00	9.00	8.25	6.75	—
60.00	12.00	11.00	10.00	9.00	7.50	—
75.00	14.00	13.00	10.00	10.00	9.00	—
100.00	18.00	15.00	13.00	13.00	10.00	—
125.00	20.00	18.00	15.00	13.00	11.00	—
150.00	22.00	20.00	18.00	13.00	—	—
200.00	22.00	22.00	22.00	—	—	—
250.00	22.00	22.00	—	—	—	—
300.00	27.00	27.00	—	—	—	—

*NOTA: Los datos sobre la línea son del National Electrical Manufacturers Association Standard MG 1-3.16 y MG1-3.16a. Los datos debajo de la línea

NO UTILICE
COMO DI
MADERA,
A CARG
Martin PAF

FIGURA 6.14 MINIMOS DIAMETROS DE POLEA RECOMENDADOS

Ahora evaluemos el método que se ha propuesto para la selección de poleas y bandas. Ya se indicó en el paso 2 que el valor de diseño de caballos de fuerza es de 4.2 HP con esto se entra a la figura 6.13 y se tiene que las bandas deben ser las del tipo 3V o 3VX. Se seleccionará 3V.

En la figura 6.14 se encuentra que el diámetro mínimo de polea es de 2,5" aproximadamente. Ahora de los datos del Anexo 34 se encuentra el valor del HP por banda es de 10,8 y para una distancia entre centros de 40 cm, el factor de corrección de longitud de arco es de 0,98. El número de bandas entonces será:

$$\#bandas = \frac{4,2HP}{10,82 \times 0,98} = 0,4 \approx 1banda$$

Entonces se tendrá que se usará una banda del tipo 3V. Ahora para seleccionar las poleas en el anexo 34 se encuentran los valores de los diámetros de las poleas. Con estos valores se pueden apreciar las diversas poleas de 1 ranura que existen, enlistadas en el ANEXO 35, y es así que se tiene que **la polea del motor** será la **1 3V500SH**, y la **polea del árbol** será la **1 3V530SH**. Los bujes para las mismas serán iguales y se piden bajo la denominación **buje SH- 1 5/8**.

CAPITULO 7

7. ANÁLISIS DE COSTOS

Para llevar a cabo un proyecto de inversión, una de las actividades más importantes que se realiza es el análisis de costos involucrados en el mismo, a fin de poder cuantificar la inversión necesaria para el mismo.

Para la instalación de una planta procesadora de néctar de mango, como se mencionó en capítulos anteriores, se requiere de una serie de equipos y accesorios. En este capítulo sólo se realizará al análisis de costos de aquellos equipos que han sido descritos, así como la instalación del sistema de tuberías para transporte del néctar de mango, excluyéndose el sistema de tuberías de vapor.

Además se incluirán los costos de instalación y mano de obra que es necesaria para la construcción de los equipos diseñados, y del sistema de tuberías, haciéndose un desglose de la materia prima utilizada para dichos equipos.

Cabe recalcar que estos costos han sido cotizados en el mercado nacional e internacional (molino coloidal) para la actual fecha de esta tesis.

7.1 Costo de Maquinarias y Equipos

En esta sección se va a realizar un análisis de los equipos y listas de accesorios que se necesitan para la instalación de la planta, además del costo de los equipos que se necesitan para la construcción de los equipos diseñados, es decir, la marmita, el tanque mezclador y la despulpadora. Se mostrará en las siguientes tres tablas el costo de cada máquina que se necesita para la construcción de los equipos diseñados.

TABLA XXI
COSTOS DE CONSTRUCCIÓN DE LA MARMITA

PROCESO	HORAS DE USO	COSTO / HORA	COSTO PARCIAL
ROLADORA	1	\$ 25	\$ 25
SOLDADURA TIG	30	\$ 8	\$ 240
PRENSA HIDRÁULICA	5	\$ 30	\$ 150
EQUIPO PARA PULIDO	10	\$ 8	\$ 80
EQUIPO PLASMA Y FUNGIBLES	1	\$ 25	\$ 25
	COSTO TOTAL		\$ 520

TABLA XXII

COSTO DE CONSTRUCCIÓN DE LA DESPULPADORA

PROCESO	HORAS DE USO	COSTO / HORA	COSTO PARCIAL
TORNO	80	\$ 5	\$ 400
TALADRO	8	\$ 3	\$ 240
FRESADORA	40	\$ 5	\$ 200
SOLDADURA TIG	20	\$ 8	\$ 160
ROLADORA	2	\$ 15	\$ 30
PLEGADORA	3	\$ 25	\$ 75
EQUIPO PLASMA	3	\$ 25	\$ 75
	COSTO TOTAL		\$ 1180

TABLA XXIII

COSTO DE CONSTRUCCIÓN DEL TANQUE MEZCLADOR

PROCESO	HORAS DE USO	COSTO / HORA	COSTO PARCIAL
ROLADORA	1	\$ 15	\$ 15
EQUIPO PLASMA	2	\$ 25	\$ 50
SOLDADURA TIG	20	\$ 25	\$ 500
	COSTO TOTAL		\$ 565

Una vez determinado los costos de construcción para los equipos diseñados en los capítulos anteriores, se procederá a enlistar los equipos necesarios para la planta, los cuales se ha decidido comprar. Estos se enlistan en la tabla 24. En la tabla 25 se enlistan los instrumentos necesarios empleado para el control de calidad del producto y en la tabla 26 los accesorios que se necesitan para la línea de transporte del producto

TABLA XXIV
COSTOS DE EQUIPOS NECESARIOS PARA EL PROCESO

ITEM	DESCRIPCIÓN	CANT.	PRECIO UNITARIO	PRECIO PARCIAL
1	Bomba de acero inoxidable 4SH-J ½ HP a 1750 RPM	1	427,05	\$ 427,05
2	Bomba de acero inoxidable 4SH-H ½ HP a 1750 RPM	1	427,05	\$ 854,10
3	Bomba de acero inoxidable 4SH-E ¾ HP a 1750 RPM	2	440,00	\$ 440,00
4	Bomba de acero inoxidable 4SH-A 1 HP a 1750 RPM	1	500,00	\$ 500,00
5	Pasteurizador de 2000 litros / hora 2,75L x 2a x 1h	1	\$ 15840	\$ 15840
6	Molino coloidal "TANMILL'S" MODELO MC180 H o V de 5000 litros / hora	1	\$ 9350	\$ 9350
7	Pórtico Grúa de 5 metros de longitud construido de viga UPN 160	1	\$ 826	\$ 826
COSTO TOTAL			\$ 28237,15	

TABLA XXV
EQUIPO PARA LABORATORIO DE CONTROL DE CALIDAD

CARACTERÍSTICAS	CANTIDAD	COSTO
Refractómetro 0-32 °Brix, marca BOECO, Type N-1	1	\$ 350
Balanza electrónica analítica, modelo WA 80 para pesos de 450 gramos y sensibilidad de 1/10 de mg, de lectura digital	1	\$ 1000
Medidor de vacío para probar los tambores una vez llenados. Vacuum Leak Detector	1	\$ 475,50
Analizador de la calidad de los tambores	1	\$ 172,96
pH meter, Hanna HI 8519, temperature compensation manual 0 - 100°C, Range resolution 0-14	1	\$ 315,42
Vasos 50 ml	6	\$ 70,92
- Erlenmeyer volumétricos		
50 ml	1	\$ 56,73
100 ml	1	\$ 60,00
500 ml	1	\$ 122,66
- Vasos graduados		
50 ml	6	\$ 997,74
100 ml	6	\$ 1062,00
250 ml	6	\$ 800,28
Bureta (Valorar acidez titulable) 50 ml	1	\$ 160,00
Pipetas Pasteur 9-in Bx. 250	250	\$ 40,00
Pipetas graduadas (10 ml) KIMAX	6	\$ 282,48
Embudo Pirex	12	\$ 276,48
Desionizador de agua	1	\$ 2721,00

Placa agitadora y Reverbero (121 a 371 °C)	1	\$ 516,00
Medidor de color (opcional)	1	\$ 3000,00
Penetrómetro (medir firmeza de pulpa)	1	\$ 200,00
COSTO TOTAL		\$ 12680,17

TABLA XXVI

ACCESORIOS NECESARIOS PARA LA INSTALACIÓN

CARACTERÍSTICAS	CANT.	COSTO unitario	COSTO Parcial
Tubo de acero inoxidable cédula 40 de 1 ½" de diámetro	6 m	\$ 18,45	\$ 110,70
Tubo de acero inoxidable cédula 40 de 2 ½" de diámetro	29 m	\$ 40,20	\$ 1165,80
Válvula compuerta de acero inoxidable japonesas de 1 ½" de diámetro	6	\$ 68,64	\$ 411,84
Válvula compuerta de acero inoxidable japonesa de 2 ½" de diámetro	6	\$ 162,46	\$ 974,76
Codo de acero inoxidable para roscar de diámetro 1 ½"	1	\$ 9,70	\$ 9,70
Codo de acero inoxidable para roscar de diámetro 2 ½"	11	\$ 14,45	\$ 158,95
COSTO TOTAL			\$ 2831,75

Cabe recalcar que los precios enlistados en estas tablas no incluyen el IVA

7.2 Costo de Mano de obra

El costo de la mano de obra se va a referir a pagos que hay que hacer a los operadores que se necesitan para la construcción de los equipos que han sido diseñados en esta tesis, la marmita, el tanque mezclador y la despulpadora:

TABLA XXVII

COSTO DE MANO DE OBRA EMPLEADA PARA LA MARMITA

OPERADOR	TIEMPO	COSTO / SEMANA	COSTO PARCIAL
Armador	1 semana	\$ 125	\$ 125
Soldador	1 semana	\$ 150	\$ 150
2 ayudantes	1 semana	\$ 100	\$ 200
COSTO TOTAL			\$ 475

TABLA XXVIII

COSTO DE MANO DE OBRA EMPLEADA PARA LA DESPULPADORA

OPERADOR	TIEMPO	COSTO / SEMANA	COSTO PARCIAL
Tornero	2 semanas	\$ 140	\$ 280
Fresador	2 semanas	\$ 140	\$ 280
Soldador	2 semanas	\$ 150	\$ 300
Armador	1 semana	\$ 125	\$ 125
2 ayudantes	2 semanas	\$ 100	\$ 400
COSTO TOTAL			\$ 1385

TABLA XXIX
COSTO DE MANO DE OBRA EMPLEADA PARA EL TANQUE
MEZCLADOR

OPERADOR	TIEMPO	COSTO / SEMANA	COSTO PARCIAL
Armador	1 semana	\$ 125	\$ 125
Soldador	1 semana	\$ 150	\$ 150
2 ayudantes	1 semana	\$ 100	\$ 200
COSTO TOTAL			\$ 475

7.3 Costo de Materia Prima

La materia prima serán los materiales y accesorios que se necesitan para la construcción de los equipos diseñados en esta tesis, para esto hay que hacer un desglose de todos los componentes de cada uno de estos quipos indicándose sus costos. Además se incluirá en estas tablas los elementos que deben ser comprados y que han sido considerados en el análisis del diseño de estos equipos.

Algunos de estos se los compra por peso y otros por sus dimensiones, por lo que se indicará estas características en las tablas de los tres equipos diseñados:

TABLA XXX
COSTOS DE MATERIALES PARA LA MARMITA

MATERIAL	PRECIO UNITARIO	CANTIDAD	PRECIO PARCIAL
Plancha de acero AISI 316 de 2 mm de espesor	\$ 148,77	1	\$ 148,77
Plancha de acero AISI 316 de 5 mm de espesor	\$ 397,37	2	\$ 794,74
Canastilla de acero inoxidable	\$ 180,00	1	\$ 180,00
Canal C 100 x 50 x 6	\$ 44,83	1	\$ 44,83
Tubo de acero inoxidable cédula 40 de diámetro 2 pulgadas	\$ 29,30	1	\$ 29,30
COSTO TOTAL			\$ 1197,64

* Precios no incluyen IVA

TABLA XXXI
COSTOS DE MATERIALES PARA LA DESPULPADORA

MATERIAL	PRECIO UNITARIO	CANTIDAD	PRECIO PARCIAL
Plancha de acero AISI 316 de 2 mm de espesor	\$ 148,77	6	\$ 892,62
Plancha de acero AISI 316 de 10 mm de espesor	\$ 798,74	2	\$ 1597,48
Rejilla de acero inoxidable de 0.05"	\$ 150,00	1	\$ 150,00
Chumacera UCP309 D1	\$ 14,27	2	\$ 28,54
Angulo 60 x 6 mm	\$ 29,00	1	\$ 29,00

Acero AISI 316	\$ 8,63	893	\$ 7706,56
Bronce al estaño SAE 65 de 67 x 43	\$ 11,00	2	\$ 22,00
Motor 3 HP a 3500 RPM trifásico WEST	\$ 160,00	1	\$ 160,00
Resorte AISI 1018	\$ 4,00	1	\$ 4,00
Pernos acero inoxidable M6 x 25	\$ 0,10	12	\$ 1,20
Pernos acero inoxidable M8 x 25	\$ 0,15	24	\$ 3,60
Polea modelo 1 3V500-SH con buje	\$ 10,00	1	\$ 10,00
Polea modelo 1 3V530-SH con buje	\$ 12,00	1	\$ 12,00
COSTO TOTAL			\$10617,00

* Precios no incluyen IVA

TABLA XXXII

COSTOS DE MATERIALES PARA EL TANQUE MEZCLADOR

MATERIAL	PRECIO UNITARIO	CANTIDAD	PRECIO PARCIAL
Plancha de acero AISI 316 de 2 mm de espesor	\$ 148,77	2	\$ 297,54
Motor agitador Bauner de 2.2 KW a 1730 RPM trifásico de 60 Hz	\$ 180,00	1	\$ 180,00
COSTO TOTAL			\$ 397,54

* Precios no incluyen IVA

Como se ha podido apreciar, los costos involucrados se pueden clasificar en los costos de equipos, accesorios y maquinarias, y los otros costos se refieren a los equipos diseñados.

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 %. En resumen se muestra en la siguiente tabla los costos finales de estos equipos, y en la última tabla los costos finales generales por la instalación de la planta.

TABLA XXXIII
COSTOS FINALES DE LOS EQUIPOS DISEÑADOS

	MARMITA	DESPULPADORA	TANQUE
Materia Prima	\$ 1197,64	\$ 10617,00	\$ 397,54
Mano de Obra	\$ 475,00	\$ 1385,00	\$ 475,00
Costo de Construcción	\$ 520,00	\$ 1180,00	\$ 565,00
Beneficio del 30 %	\$ 657,79	\$ 3954,60	\$ 431,26
COSTO TOTAL	\$ 2850,53	\$ 17136,60	\$ 1868,80

* Precios no incluyen IVA

Una vez determinados los costos de estos equipos, sabiendo que se necesitarán tres marmitas, una despulpadora y un tanque mezclador, tenemos finalmente lo siguiente:

TABLA XXXIV
COSTOS FINALES PARA LA INSTALACIÓN DE LA PLANTA

DESCRIPCION	PRECIO UNITARIO	CANTIDAD	PRECIO PARCIAL
Marmita	\$ 2850,53	3	\$ 8551,59
Despulpadora	\$ 17136,60	1	\$ 17136,60
Tanque Mezclador	\$ 1868,80	1	\$ 1868,80
Control de Calidad	\$ 12180,17	1	\$ 12180,17
Equipos Necesarios	\$ 28237,15	1	\$ 28237,15
Accesorios Necesarios	\$ 2831,75	1	\$ 2831,75
Puesta a Punto de la Planta	\$ 2000,00	1	\$ 2000,00
COSTO TOTAL			\$ 72806,06

El valor total de la instalación de la planta es:

**\$ 72,806.06 + IVA (SON SETENTA Y DOS MIL OCHOCIENTOS SEIS
06/100 DÓLARES AMERICANOS + IVA)**

CAPITULO 8

8. CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

CONCLUSIONES

1. Una vez analizados el entorno de la tesis, podemos decir como primera conclusión que se ha encontrado que existe en el Ecuador un recurso que no está siendo aprovechado al máximo, que es el mango, ya que el mayor enfoque que se le está dando al mismo, es simplemente que cumpla con las condiciones para su exportación para así ejecutar dicha acción; existiendo así, un gran desperdicio de fruta, de la cual muy poca es industrializada o procesada. Es por esto que urge la necesidad de buscar un método para procesar inicialmente parte de este rechazo de fruta que existe, para una vez que se obtenga una planta rentable, se garantice la viabilidad de la planta a largo plazo, de esta forma cada vez se va aprovechando más los volúmenes de producción de mangos que no son procesados en nuestro país.

2. Analizándose los volúmenes producidos con los volúmenes exportados de mangos en los últimos años, se estima que en este año exista 120000 toneladas sin procesar de mango, lo cual nos lleva a decir que existe mucha oferta de materia prima para nuestra industria, sabiendo además que los costos de las mismas. Esta es otra ventaja que se obtiene de procesar con este tipo de mango, que es un producto de alta calidad, simplemente no puede ser exportado.
3. Analizando las tendencias actuales y los altos niveles de consumo de jugos de frutas, la forma escogida para procesar el mango, será en forma de néctar. El sabor del mango se encuentra en el tercer puesto de los más consumidos en el mundo. Además siendo Estados Unidos el país de mayor consumo de frutas, y nuestro mayor importador de mango, nos lleva a pensar que existen grandes posibilidades de poder exportar nuestro producto, es decir, el néctar de mango.
4. Para poder realizar un diseño de planta eficiente, evitando la formación de cuellos de botellas o paradas de tiempo, se busco el método más preciso para obtener como producto final néctar de mango, 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

5. Los equipos que se necesitan para la instalación de este tipo de planta ya existen en el mercado, pero por lo general sus precios son elevados, por lo que se ha decidido realizar el diseño de alguna de ellas, analizando los costos involucrados en su construcción, para llegar a la conclusión, de que se puede diseñar las mismas, a menores costos, asegurándonos de que sean equipos altamente eficientes para así asegurar su correcto funcionamiento. Los equipos que han sido diseñados, la marmita, la despulpadora y el tanque mezclador, cumplen con todas las normas que tienen otros equipos que son vendidos en el extranjero, y que por lo general, son preferidos por el hecho de no preferir la mano de obra nacional.
6. Se decidió realizar el diseño de la despulpadora de paletas en vez de la de tornillo sin fin principalmente por su facilidad de limpieza, esto no implica que se pueda elegir el otro tipo de despulpadora, pero se debe considerar además el costo de la materia prima involucrada en esta, ya que sería mucho mayor que el modelo diseñado en esta tesis, debido a que el tornillo sin fin será de una longitud mucho mayor al utilizado en

una despulpadora de paletas. Se recomienda que se decide por realizar el diseño de una despulpadora de tornillo, se debe considerar una gran compresión entre la rejilla y el producto, por lo que el transportador helicoidal o tornillo tendrá que ser cónico al igual que la cámara de despulpado.

7. Con este tipo de proyecto se puede fortalecer no tan sólo el área netamente industrial, sino también el área agrícola, ya que una mayor explotación y aprovechamiento del mango, se enriquecen otros sectores de la economía del país, generándose así, más fuentes de trabajos tantos para las personas en los campos, como para el personal requerido para el funcionamiento de este tipo de planta.

RECOMENDACIONES

8. Para la instalación de la marmita se recomienda tener mucho énfasis en el dimensionamiento del sistema de vapor, sobre todo para que se obtenga la razón de calor suficiente para lograr las temperaturas que requiere el producto en las diversas etapas. Además del estricto control que se debe tener para que no existan presiones mayores a las de diseño, porque sus consecuencias serían fatales.

9. Para la Estandarización del Producto se recomienda que todos los ingredientes estén dentro del tanque mezclador por lo menos una hora antes de realizar el control de calidad para que el producto pueda pasar a la fase de pasteurización.
10. Se recomienda al empresario interesado en llevara cabo la ejecución de este proyecto, que se lo realice en la costa, ya que es el lugar donde existe mayor producción de mangos, por lo que existe mayor facilidad de obtener la materia prima.

BIBLIOGRAFÍA

1. ALVARADO TORRES ROMMEL JAVIER, Cálculo del Sistema de Vapor para la Industria del Maracuyá, Tesis de Facultad de Ingeniería Mecánica, Escuela Superior Politécnica, 2001
2. G & L PUMPS, Catálogo de Bombas
3. DIPAC, Catálogo de productos
4. MOTT ROBERT L., Diseño de Elementos de Máquinas, Editorial Prentice Hall, segunda edición, México 1995
5. MUNSON BRUCE, Fundamentos de Mecánica de Fluidos, Editorial WILEY, México 1999
6. NICOLAS DEL CASTILLO S. Y CIA. LTDA., Catálogo de productos

7. NTN, Catálogo de Chumaceras,
8. NTN, Catálogo de Rodamientos.
9. PFLÜGER ALF, Elementary Statics of Shells, FW Dodge Corporation, New York 1961.
10. SHIGLEY JOSEPH E., Diseño en Ingeniería Mecánica, Editorial Mac Graw Hill, México Septiembre de 1990
11. TALLERES TAENE, Molinos Coloidales, Argentina.
<http://www.talleresaene.com.ar/Tema1-central.htm>
12. 2002, Análisis frutales de exportación – mango/guayaba-,
[/http://agrocadenas.gov.co/frutales/frutales_analisi_colombia](http://agrocadenas.gov.co/frutales/frutales_analisi_colombia)
13. 2001-2003, Exportaciones Mundiales de Mango. Fundación Mango Ecuador/Empresa de Manifiestos

14. El Cultivo del mango

http://www.infoagro.com/frutas/frutas_tropicales/mango.htm

15. Los 50 productos agroindustriales más vendidos

http://www.sica.gov.ec/comext/docs/export/graficos_x_volumen.htm

16. Hoja Técnica del Mango

<http://www.proexant.org.ec/Hojas%20técnicas.html>

17. Características Generales de los Néctares de Frutas

<http://www.virtual.unal.edu.co/cursos/agronomia/2006228/teoria/obnecfru/p2.htm>

18. Generalidades sobre las Pulpas de Frutas

<http://www.virtual.unal.edu.co/cursos/agronomia/2006228/teoria/obpulpfru/p1.htm>

19. Procesamientos de Frutas Y Hortalizas a Pequeña Escala

<http://www.fao.org/docrep/x5062S/x5062S03.htm>

ANEXO 1

FORMULACION PARA LA OBTENCIÓN DE NÉCTARES

1. DILUCIÓN DE PULPA

FRUTA	DILUCION PULPA : AGUA
Maracuyá	1 : 4 - 5
Granadilla	1 : 2 - 2.5
Cocona	1 : 3 - 5
Piña	1 : 2 - 2.5
Guanábana	1 : 3 - 3.5
Manzana	1 : 2 - 3
Durazno (blanquillo)	1 : 2 - 2.5
Uva Borgoña	1 : 2 - 3
Tamarindo	1 : 6 - 12
Poroporo	1 : 4.5
Mango	1 : 2.5 - 3
Berenjena	1 : 5
Tuna	1 : 3
Mora	1 : 3

“Por ejemplo si se tiene a kilo de pulpa de mango con la relación 1 : 3 , se deben añadir 15 kilos de agua”

2. REGULACIÓN DE AZUCAR

$\text{Cantidad de Azúcar (Kg.)} = \frac{(\text{Cant. de pulpa diluida}) \times (^\circ\text{Brix final} - ^\circ\text{Brix inicial})}{100 - ^\circ\text{Brix final}}$
--

Los ° Brix finales para las frutas se los considera de la siguiente forma:

FRUTA	°BRIX DE LA DILUCION PULPA : AGUA
Maracuyá	13 - 14
Granadilla	13
Cocona	13
Piña	12.5 - 13
Guanábana	13
Manzana	12.5 - 13
Durazno (blanquillo)	12.5 - 13
Uva Borgoña	13
Tamarindo	14 - 15
Poro poro	13
Mango	12.5 - 13
Berenjena	14
Tuna	13
Mora	12

3. ADICION DE ESTABILIZANTE (CMC)

Frutas	% de estabilizante CMC
Frutas pulposas Por ejemplo manzana, mango, durazno	0,07%
Frutas menos pulposas Por ejemplo poro poro, granadilla, maracuyá	0,10 – 0,15%

“ Por un kilo de pulpa diluida con 0.1 % se añade 1 gramo de CMC “

4. ADICION DEL CONSERVANTE

“ No debe ser mayor al 0.05 % del peso de la muestra “

por ejemplo para 20 kilos de néctar de mango se tiene:

$$\text{Cantidad de conservante} = \frac{0.05 \times 20 \text{ kilos}}{100} = 10 \text{ gr. de conservante}$$

ANEXO 2

RENDIMIENTOS PROMEDIOS DE KG / Ha

RENDIMIENTOS PROMEDIOS KG/HA					
	Productos/país 2001	Ecuador	Colombia	Perú	América Latina y El Caribe
1	Abacá	1.485	n.d	n.d	1.455
2	Aguacates	7.776	9.962	10.090	8.384
3	Ajos	10.908	n.d	6.647	7.539
4	Algodón sin desmontar	1.323	2.199	1.902	2.176
5	Arroz en cáscara	3.622	4.909	6.726	3.828
6	Avena	691	n.d	132	1.486
7	Banano	33.020	33.264	n.d	19.542
8	Cacao en grano	353	480	534	339
9	Café verde	397	659	693	680
10	Caña de Azúcar	89.511	82.855	132.500	64.594
11	Cebada	686	2.032	1.144	2.142
12	Cebollas	5.000	39.000	23.524	20.683
13	Fresas	7.303	30.714	8.600	18.811
14	Frijoles secos	557	1.116	941	717
15	Lentejas	553	286	903	1.016
16	Limonas y limas	8.831	n.d	10.126	14.554
17	Maíz	1.398	2.183	2.707	3.150
18	Mangos	14.211	11.333	14.139	9.641
19	Manzanas	6.129	n.d	14.934	19.923
20	Palma aceitera	15.400	18.478	24.359	16.049
21	Papayas	19.239	24.674	12.859	27.584
22	Patatas	11.363	16.766	11.528	15.764
23	Peras	4.243	n.d	10.250	22.745
24	Piñas	28.344	40.000	13.991	26.083
25	Quinoa	500	n.d	984	790
26	Sandías	25.847	10.167	19.385	12.973
27	Sorgo	1.513	3.147	3.846	2.979
28	Tomates	9.812	21.111	26.662	31.898
29	Trigo	734	2.303	1.291	2.560
30	Uvas	7.804	11.364	10.699	12.290
31	Yuca(mandioca)	7.615	9.965	11.070	12.830
32	Zanahorias	8.004	30.000	18.293	21.492

rendimiento más alto comparado entre los 3 países

n.d. no hay dato

Fuente: www.fao.org

ANEXO 3

LOS 50 PRODUCTOS AGROINDUSTRIALES MAS EXPORTADOS, PERIODO ENERO – FEBRERO DEL 2003

PRODUCTO	AÑO 2003			
	ORD / 2	VOLUMEN (TM)	PART/3	VALOR FOB (000USD)
TOTAL DE EXPORTACIONES		3,212,535		1,002,870
TOTAL AGROINDUSTRIAL		1,004,745	100 %	467,784
PRINCIPALES PRODUCTOS		983,599	97,90 %	453,692
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 ALIMENTACIÓN HUMANA	26	1,293	0.13%	441
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

MANTECA DE CACAO	31	875	0.09%	3,142
FRUTOS CONGELADOS LOS DEMÁS	32	824	0.08%	884
EXTRACTOS DE CAFÉ (CAFÉ INDUSTRIALIZADO)	33	812	0.08%	2,995
CHOCOLATE	34	765	0.08%	853
MAÍZ AMARILLO	35	755	0.08%	106
CUERO Y PIELES EN BRUTO DE BOVINO Y EQUINO	36	754	0.08%	316
BOMBONES Y CAMELOS	37	714	0.07%	1,939
MATERIAS VEGETALES LAS DEMÁS UTILIZADAS EN CESTERÍA	38	705	0.07%	30
CAFÉ SIN TOSTAR Y TOSTADO	39	631	0.06%	513
D-GLUCITOL (SORBITOL)	40	602	0.06%	287
PAPAYAS	41	593	0.06%	44
BAMBÚ	42	576	0.06%	35
FRESA O FRUTILLA CONGELADA	43	543	0.05%	272
HUEVOS COMERCIALES	44	536	0.05%	350
PIMIENTA	45	510	0.05%	568
SOYA EN GRANO	46	500	0.05%	122
CÁSCARA Y DEMÁS RESIDUOS DE CACAO	47	473	0.05%	595
JUGO DE MANGO	48	455	0.05%	345
PREPARACIONES A BASE DE EXTRACTOS DE CAFÉ	49	446	0.04%	1,700
ACEITE DE SOYA CRUDO Y REFINADO	50	437	0.04%	363
OTROS PRODUCTOS AGROINDUSTRIALES		21,146	2.10%	14,091

FUENTE: BANCO CENTRAL DEL ECUADOR

ORD/2: orden de importancia de acuerdo al volumen

PART/3: participación respecto al total agroindustrial

ANEXO 4

ESPECIFICACIONES DEL MATERIAL DE EMBALAJE

1. FUNDAS DE POLIETILENO

ANALISIS	METODO	ESPECIFICACIONES
Peso	Balanza	406 + / - 5.1 g
Largo	Flexómetro	159 + / - 0.2 cm
Ancho	Flexómetro	97 + / - 0.3 cm
Espesor	Micrómetro	0.176 + / - 0.032 mm
Resistencia	Manual	Buena
Apariencia	Visual	Normal
Color	Visual	Blanco o transparente

2. TAMBORES DE METAL CON DOS RODONES

ANALISIS	METODO	ESPECIFICACIONES
Peso	Balanza	18 + / - 0.5 Kg
Diámetro interno	Flexómetro	57 + / - 0.5 cm
Diámetro Externo	Flexómetro	59 + / - 0.5 cm
Capacidad	Manual	55 galones
Altura	Flexómetro	88 cm
Hermeticidad	Visual	Excelente
Color	Visual	Amarillo

ANEXO 6

CARACTERÍSTICAS MICROBIOLÓGICAS DE LOS NÉCTARES

	m	M	c
Recuento de microorganismos mesofílicos	100	300	1
NMP coliformes totales/cc	<3	-	0
NMP coliformes fecales/cc	<3	-	0
Recuento de esporas clostridium sulfito reductor/cc	<10	-	1
Recuento de Hongos y levaduras/cc	>10	100	1

CON:

m = Índice máximo permisible para identificar nivel de buena calidad.

M = Índice máximo permisible para identificar nivel de aceptable calidad.

c = Número máximo de muestras permisibles con resultado entre m y M.

NMP = Número más probable.

“ EN TODOS LOS CASOS SE TOMARÁN TRES MUESTRAS A EXAMINAR.”

ANEXO 5

PARAMETROS DE CALIDAD HA CONSIDERAR EN ALGUNAS ETAPAS DEL PROCESO

1. RECEPCIÓN DE LA FRUTA

% de Fruta defectuosa:	Máx. 4 %
Porcentaje de Rendimiento	Mín. 50%
° Brix:	Mín 13

2. LAVADO Y SELECCION

Limpieza:	Fruta limpia
Frescura:	Máx. defectos 0.5 %

3. DESPULPADO

Pérdida:	Máx 30 %
Densidad:	1 kg / lt
Eficiencia de Máquina:	Mín 60 %

4. HOMOGENIZADO DE PULPA

Densidad:	Promedio: 1,05 kg / lt
Examen Organoléptico:	Normal
° Brix	Mín 14
Gérmenes Totales	Máx. 30000 col / g

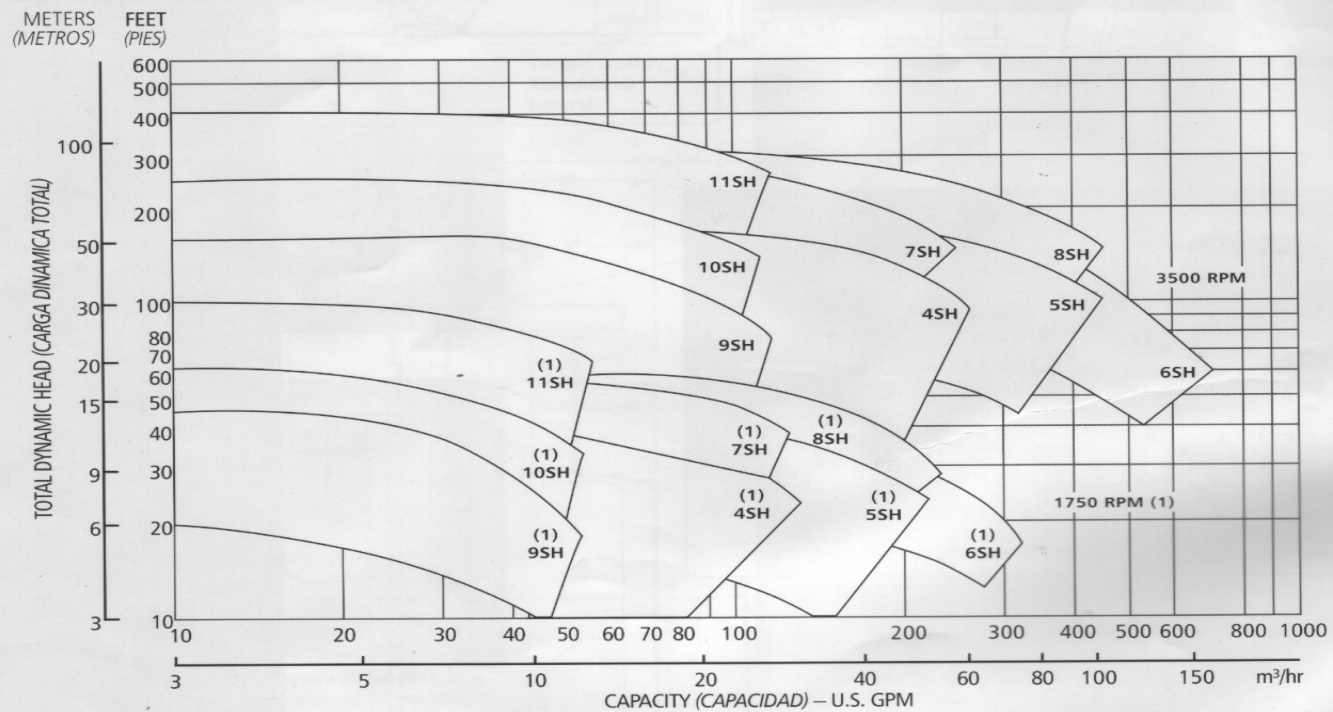
5. NÉCTAR DE MANGO

° Brix	Mín 14
Densidad	1,01 a 1,05 kg / lt
Gérmenes totales	Máx. 1500 col / g
Examen Organoléptico	Normal
Partículas Negras	Ninguna
Porcentaje de pulpa	Mín 18%

ANEXO 7

CURVAS DEL FABRICANTE G & L PUMPS

Performance Coverage, 3500 and 1750 RPM
Alcance de Funcionamiento, 3500 y 1750 RPM



ANEXO 8

PROPIEDADES DE LOS ACEROS SOMETIDOS A TENSION

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., ϵ_f
			DE FLUENCIA, S_y , MPa (kpsi)	ÚLTIMA, S_u , MPa (kpsi)	DE FRACTURA, σ_f , MPa (kpsi)	COEFICIENTE DE, σ_0 , MPa (kpsi)		
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

ANEXO 9

CONSTANTES ELÁSTICAS Y FÍSICAS DE MATERIALES

TABLA A-5

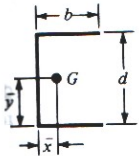
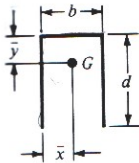
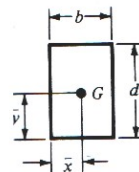
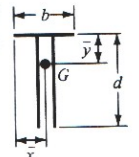
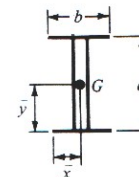
Constantes elásticas y físicas de materiales

MATERIAL	MÓDULO DE ELASTICIDAD E		MÓDULO DE RIGIDEZ G		RELACIÓN DE POISSON ν	PESO UNITARIO w		
	Mpsi	GPa	Mpsi	GPa		lb/in ³	lb/ft ³	kN/m ³
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
Niquel plata	18.5	127.0	7.0	48.3	0.322	0.316	546	85.8
Acero al niquel	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

ANEXO 10

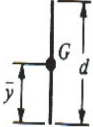
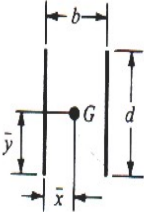
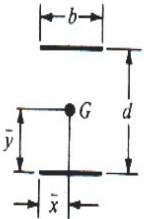
PROPIEDADES A LA FLEXION DE SOLDADURAS DE FILETE

(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.

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
	$A = 0.707hd$	$\bar{x} = 0$ $\bar{y} = d/2$	$I_u = \frac{d^3}{12}$
	$A = 1.414hd$	$\bar{x} = b/2$ $\bar{y} = d/2$	$I_u = \frac{d^3}{6}$
	$A = 1.414hb$	$\bar{x} = b/2$ $\bar{y} = d/2$	$I_u = \frac{bd^2}{2}$

ANEXO 11

FACTORES DE ACABADO SUPERFICIAL (K_a)

TABLA 7-4
Factores de acabado de superficies

ACABADO DE SUPERFICIE	FACTOR a		EXPONENTE b
	kpsi	MPa	
Esmerilado (rectificado)	1.34	1.58	-0.085
Maquinado o estirado en frío	2.70	4.51	-0.265
Laminado en caliente	14.4	57.7	-0.718
Forjado	39.9	272.	-0.995

ANEXO 12

a) FACTORES DE CARGA (Kc)

TIPO DE CARGA	Kc
Carga axial Sut < 220 Kpsi (1520 Mpa)	0,923
Carga axial Sut > 220 Kpsi	1
Flexión	1
Torsión y cortante	0,577

b) FACTORES DE TEMPERATURA (Kd)

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; $0.099 \leq \sigma \leq 0.110$)

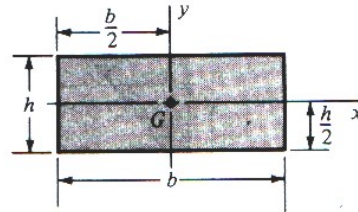
TEMPERATURA, °C	S_T/S_{RT}	TEMPERATURA, °F	S_T/S_{RT}
20	1.000	70	1.000
50	1.010	100	1.008
100	1.020	200	1.020
150	1.025	300	1.024
200	1.020	400	1.018
250	1.000	500	0.995
300	0.975	600	0.963
350	0.927	700	0.927
400	0.922	800	0.872
450	0.840	900	0.797
500	0.766	1000	0.698
550	0.670	1100	0.567
600	0.546		

*Fuente de los datos: Figura 5-11.

ANEXO 13

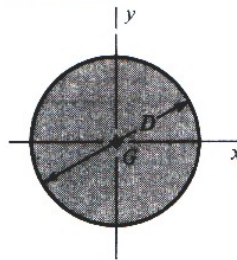
PROPIEDADES GEOMETRICAS DE SECCIONES TRANSVERSALES

Rectángulo



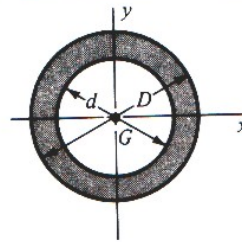
$$A = bh \quad I_x = \frac{bh^3}{12} \quad I_y = \frac{b^3h}{12} \quad I_{xy} = 0$$

Círculo



$$A = \frac{\pi D^2}{4} \quad I_x = I_y = \frac{\pi D^4}{64} \quad I_{xy} = 0$$

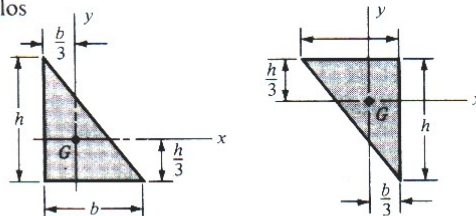
Corona circular



$$A = \frac{\pi}{4}(D^2 - d^2) \quad I_x = I_y = \frac{\pi}{64}(D^4 - d^4) \quad I_{xy} = 0$$

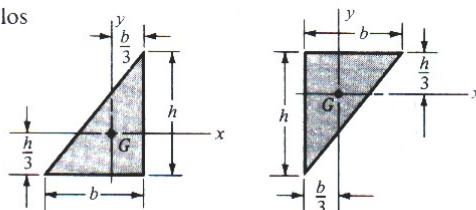
TABLA A-18
Propiedades geométricas (Cont.)

Triángulos rectángulos



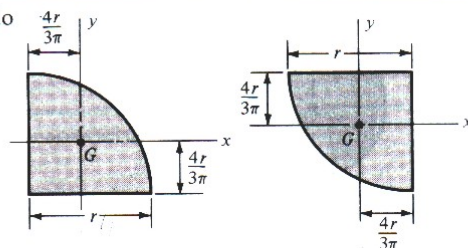
$$A = \frac{bh}{2} \quad I_x = \frac{bh^3}{36} \quad I_y = \frac{b^3h}{36} \quad I_{xy} = -\frac{b^2h^2}{72}$$

Triángulos rectángulos



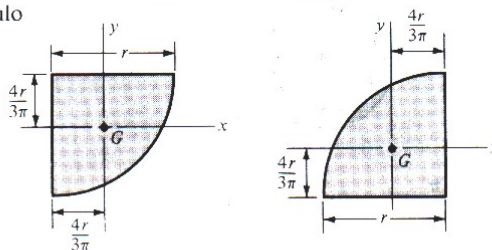
$$A = \frac{bh}{2} \quad I_x = \frac{bh^3}{36} \quad I_y = \frac{b^3h}{36} \quad I_{xy} = \frac{b^2h^2}{72}$$

Cuadrantes de círculo



$$A = \frac{\pi r^2}{4} \quad I_x = I_y = r^4 \left(\frac{\pi}{16} - \frac{4}{9\pi} \right) \quad I_{xy} = r^4 \left(\frac{1}{8} - \frac{4}{9\pi} \right)$$

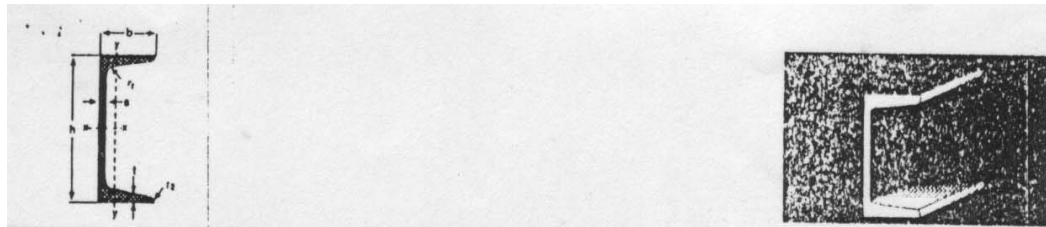
Cuadrantes de círculo



$$A = \frac{\pi r^2}{4} \quad I_x = I_y = r^4 \left(\frac{\pi}{16} - \frac{4}{9\pi} \right) \quad I_{xy} = r^4 \left(\frac{4}{9\pi} - \frac{1}{8} \right)$$

ANEXO 14

CANALES ESTRUCTURALES C



PERFIL C ESTANDAR AMERICANO

ESPECIFICACIONES TECNICAS

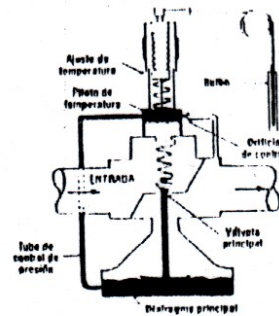
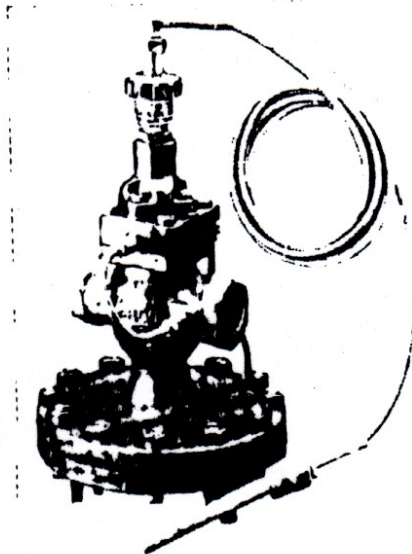
DESIGNACION	Dimensiones						AREA	PESO	MOMENTO DE INERCIA		MODULO DE SECCION		DESIGNACION
	h	b	a	t	r ₁	r ₂			I _x	I _y	W _x	W _y	
	mm								cm ⁴	cm ³			
C 3x4.1	76.2	35.8	4.3	6.9	6.9	2.5	7.68	6.10	66.6	8.32	18.0	3.44	C 3x4.1
C 3x5	76.2	38.0	5.5	6.9	6.9	2.5	9.40	7.44	74.9	10.40	19.7	3.93	C 3x5
C 3x6	76.2	40.5	9.0	6.9	6.9	2.5	11.30	8.93	87.4	12.90	22.9	4.42	C 3x6
C 4x5.4	101.6	40.1	4.6	7.5	7.1	2.8	10.10	8.04	158.0	13.30	31.1	4.75	C 4x5.4
C 4x7.2	101.6	43.7	8.1	7.5	7.1	2.8	13.70	10.80	187.0	18.30	36.8	5.73	C 4x7.2
C 5x6.7	127.0	44.5	4.8	8.1	7.4	2.8	12.80	10.00	306.0	20.00	49.2	6.23	C 5x6.7
C 5x9	127.0	47.9	8.2	8.1	7.4	2.8	17.00	13.40	366.0	26.60	57.7	7.40	C 5x9
C 6x8.2	152.4	48.8	5.1	8.7	7.6	3.0	15.40	12.20	541.0	29.10	70.5	8.19	C 6x8.2
C 6x10.5	152.4	51.7	8.0	8.7	7.6	3.0	19.80	15.60	628.0	36.20	82.4	9.33	C 6x10.5
C 6x13	152.4	54.8	11.1	8.7	7.6	3.0	24.60	19.30	720.0	45.80	95.0	10.70	C 6x13
C 7x9.8	177.8	53.1	6.3	9.3	7.9	3.3	18.40	14.60	878.0	40.80	98.3	10.30	C 7x9.8
C 7x12.25	177.8	55.7	8.0	9.3	7.9	3.3	23.10	18.20	1002.0	50.00	113.0	11.60	C 7x12.25
C 7x14.75	177.8	58.4	10.6	9.3	7.9	3.3	27.90	22.00	1127.0	58.20	126.0	12.80	C 7x14.75
C 8x11.5	203.2	57.4	5.6	9.9	8.1	3.3	21.70	17.10	1344.0	54.10	133.0	12.90	C 8x11.5
C 8x13.75	203.2	59.5	7.7	9.9	8.1	3.3	26.10	20.50	1489.0	62.40	147.0	14.10	C 8x13.75
C 8x16.75	203.2	64.3	12.4	9.9	8.1	3.3	35.40	27.90	1818.0	83.20	179.0	16.40	C 8x16.75
C 9x13.4	228.6	61.7	5.8	10.5	8.4	3.6	25.10	19.90	1969.0	74.90	172.0	15.90	C 9x13.4
C 9x15	228.6	63.1	7.2	10.5	8.4	3.6	28.30	22.30	2109.0	79.00	185.0	16.40	C 9x15
C 9x20	228.6	67.3	11.4	10.5	8.4	3.6	37.80	29.80	2521.0	99.80	221.0	19.70	C 9x20
C 10x15.3	254.0	66.0	6.1	11.1	8.6	3.6	28.80	22.80	2785.0	95.70	220.0	19.70	C 10x15.3
C 10x20	254.0	69.5	9.8	11.1	8.6	3.6	38.00	29.80	3267.0	117.00	257.0	21.60	C 10x20
C 10x25	254.0	73.3	13.4	11.1	8.6	3.6	47.30	37.20	3775.0	142.00	297.0	24.80	C 10x25
C 10x30	254.0	77.0	17.1	11.1	8.6	3.6	56.80	44.60	4287.0	167.00	338.0	27.50	C 10x30
C 12x20.7	304.8	74.7	7.1	12.7	9.7	4.3	38.90	30.80	5332.0	162.00	351.0	27.90	C 12x20.7
C 12x25	304.8	77.4	9.8	12.7	9.7	4.3	47.20	37.20	5970.0	187.00	392.0	31.10	C 12x25
C 12x30	304.8	80.5	12.9	12.7	9.7	4.3	56.70	44.60	6706.0	218.00	441.0	34.40	C 12x30
C 15x33.9	381.0	86.4	10.2	16.5	12.7	6.1	63.90	50.40	13010.0	341.00	683.0	52.40	C 15x33.9
C 15x40	381.0	89.4	13.2	16.5	12.7	6.1	75.50	59.50	14410.0	387.00	757.0	55.70	C 15x40
C 15x50	381.0	94.4	18.2	16.5	12.7	6.1	94.40	74.40	16706.0	466.00	878.0	62.20	C 15x50

NOTA: Los renglones sombreados no son de nuestra comercialización habitual, por lo que se recomienda consultar antes su disponibilidad

ANEXO 15

VALVULA REGULADORA DE TEMPERATURA 25 T

REGULADOR DE TEMPERATURA 25T



25T

Usar un Regulador de Temperatura 25T donde quiera que se use vapor para calentamiento. Un regulador de este tipo, operando por piloto evita el desperdicio debido al sobrecalentamiento y asegura un control sensible y preciso.

El 25T es completamente auto-operado, no necesita ni electricidad ni aire comprimido.

Aplicaciones Típicas

- Calentadores acumuladores de agua
- Intercambiadores de calor industriales
- Radiadores para calentamiento de agua
- Calentamiento de tanques enolizados y sus semejantes
- Molinos y prensas de platos

Funcionamiento de la 25T

Antes del arranque la válvula principal está cerrada y la válvula piloto está abierta por la fuerza de resorte. De esta forma el vapor pasa a través de la válvula del piloto hacia la cámara interior de diafragma y parte sale por el orificio de control. Como el flujo hacia la cámara es mayor que el flujo por el orificio el aumento de la presión de control en la cámara hace abrir la válvula principal. Cuando el medio que está siendo calentado se aproxima a la temperatura preestablecida el flujo en el bulbo se reduciendo a través del tubo capilar hacia el fuelle del piloto para empezar a cerrar la válvula piloto. En la cámara del diafragma se mantiene una presión de control para posicionar la válvula principal, de modo que entregue el flujo requerido de vapor.

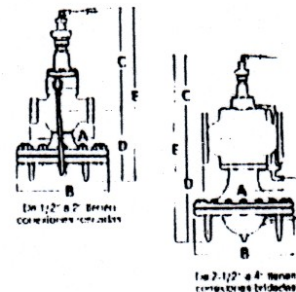
Cuando en su momento cala, la presión en el diafragma se reduce a través del orificio de control y la válvula principal cierra. La temperatura puede fijarse que ancho del dial de ajuste capilar.

Modelo	25T			
PMO	250 psig		300 psig	
Tamaño	1/2" a 2"	2" a 3" 4" x 6"	1/2" a 2"	2" a 3" 4"
Conexiones	NPT	Bridas ANSI 125	NPT	Bridas ANSI 200
Construcción	Hierro fundido		Acero fundido	
Opciones	Bridas ANSI 250		Bridas ANSI 150	

Para información sobre bulbo ver pag. 3.21

25T Dimensiones (notación) en pulgadas									
	ANSI 125			ANSI 250			ANSI 300		
Tamaño	A	A1	A2	B	C	D	E	No. de	An. de
1/2" a 2"	5.5	-	-	7.8	8.8	8.2	16.0	27 lb.	30 lb.
1"	6.0	-	-	8.6	9.75	8.75	16.5	34 lb.	37 lb.
1-1/4", 1-1/2"	7.25	-	-	8.6	10.3	7.1	17.4	39.5 lb.	43 lb.
2"	8.5	-	-	10.6	10.9	8.2	19.1	44 lb.	50 lb.
2-1/2"	-	10.0	11.5	13.8	11.7	13.0	26.8	152.5 lb.	166 lb.
3"	-	11.25	12.5	13.8	11.6	14.4	26.0	183.5 lb.	200 lb.
4"	-	13.0	14.5	15.8	12.8	16.1	29.9	270.5 lb.	300 lb.
6"	-	18.1	19.0	19.75	15.5	18.7	26.25	500 lb.	-

Para información sobre dimensionamiento ver pag. 3.22



Válvulas Reguladoras 25-T, 25-TE, 25-E, 25-PT, 25-PTE

Dimensionamiento de la Válvula

Para un adecuado dimensionamiento de la válvula se requiere de la siguiente información:

- 1- La capacidad de vapor requerida para la aplicación en libras por hora.
- 2- Presión de suministro de entrada del vapor cuando se instala, medida en libras por pulgada.
- 3- Presión de vapor a la salida, teniendo en cuenta la caída permitida a través de la válvula.

Cuando no sea posible calcular la caída de presión, se puede usar como una aproximación:

razonable en 35% a un 40% de la presión manométrica de suministro. El nivel del mulo en media con la caída de presión existente en la válvula con la medida de libras por pulgada.

Ejemplo:

Determinar el tamaño de una reguladora 25-T para controlar un intercambiador de calor calentado 20 GPM de agua desde 60 a 160 F. La presión de suministro de vapores es de 75 psi. La caída permitida a través de la válvula es de 20 psi.

Solución:

Usando la fórmula para el calentamiento de agua: libras de vapor por hora

$$= \frac{GPM \times \text{cambio de temperatura} \times 8.33}{2}$$

$$= \frac{20 \times 100 \times 8.33}{2} = 1100 \text{ lb/h}$$

De la gráfica de capacidades de válvulas en la página 32 se ve la presión de entrada de 75 psi en la segunda columna. Luego la presión requerida es 55 psi (75 psi en la columna menos 20 psi de caída permitida). En la línea horizontal se ve la columna donde se encuentra una válvula de 1" es necesaria para suministrar no menos de 1100 libras por hora.

Nota: Para un dimensionamiento apropiado de las tuberías de conexión, consulte la gráfica de la página 33.

Cuando se da un rango para la presión de salida, por ejemplo, 0-40, quiere decir que la capacidad será la misma para cualquier presión que se leale dentro de ese rango.

Capacidades en lbs/h de vapor saturado											
Medida Nominal de la Válvula											
Presión de salida de vapor en psi	Presión de salida de vapor en psi	1/2"	3/4"	1"	1 1/4"	1 1/2"	2"	2 1/2"	3"	4"	6"
0-10	0-10	15	25	40	60	80	120	160	240	360	540
10-20	10-20	15	25	40	60	80	120	160	240	360	540
20-30	20-30	15	25	40	60	80	120	160	240	360	540
30-40	30-40	15	25	40	60	80	120	160	240	360	540
40-50	40-50	15	25	40	60	80	120	160	240	360	540
50-60	50-60	15	25	40	60	80	120	160	240	360	540
60-70	60-70	15	25	40	60	80	120	160	240	360	540
70-80	70-80	15	25	40	60	80	120	160	240	360	540
80-90	80-90	15	25	40	60	80	120	160	240	360	540
90-100	90-100	15	25	40	60	80	120	160	240	360	540
100-110	100-110	15	25	40	60	80	120	160	240	360	540
110-120	110-120	15	25	40	60	80	120	160	240	360	540
120-130	120-130	15	25	40	60	80	120	160	240	360	540
130-140	130-140	15	25	40	60	80	120	160	240	360	540
140-150	140-150	15	25	40	60	80	120	160	240	360	540
150-160	150-160	15	25	40	60	80	120	160	240	360	540
160-170	160-170	15	25	40	60	80	120	160	240	360	540
170-180	170-180	15	25	40	60	80	120	160	240	360	540
180-190	180-190	15	25	40	60	80	120	160	240	360	540
190-200	190-200	15	25	40	60	80	120	160	240	360	540
200-210	200-210	15	25	40	60	80	120	160	240	360	540
210-220	210-220	15	25	40	60	80	120	160	240	360	540
220-230	220-230	15	25	40	60	80	120	160	240	360	540
230-240	230-240	15	25	40	60	80	120	160	240	360	540
240-250	240-250	15	25	40	60	80	120	160	240	360	540
250-260	250-260	15	25	40	60	80	120	160	240	360	540
260-270	260-270	15	25	40	60	80	120	160	240	360	540
270-280	270-280	15	25	40	60	80	120	160	240	360	540
280-290	280-290	15	25	40	60	80	120	160	240	360	540
290-300	290-300	15	25	40	60	80	120	160	240	360	540
300-310	300-310	15	25	40	60	80	120	160	240	360	540
310-320	310-320	15	25	40	60	80	120	160	240	360	540
320-330	320-330	15	25	40	60	80	120	160	240	360	540
330-340	330-340	15	25	40	60	80	120	160	240	360	540
340-350	340-350	15	25	40	60	80	120	160	240	360	540
350-360	350-360	15	25	40	60	80	120	160	240	360	540
360-370	360-370	15	25	40	60	80	120	160	240	360	540
370-380	370-380	15	25	40	60	80	120	160	240	360	540
380-390	380-390	15	25	40	60	80	120	160	240	360	540
390-400	390-400	15	25	40	60	80	120	160	240	360	540
400-410	400-410	15	25	40	60	80	120	160	240	360	540
410-420	410-420	15	25	40	60	80	120	160	240	360	540
420-430	420-430	15	25	40	60	80	120	160	240	360	540
430-440	430-440	15	25	40	60	80	120	160	240	360	540
440-450	440-450	15	25	40	60	80	120	160	240	360	540
450-460	450-460	15	25	40	60	80	120	160	240	360	540
460-470	460-470	15	25	40	60	80	120	160	240	360	540
470-480	470-480	15	25	40	60	80	120	160	240	360	540
480-490	480-490	15	25	40	60	80	120	160	240	360	540
490-500	490-500	15	25	40	60	80	120	160	240	360	540
500-510	500-510	15	25	40	60	80	120	160	240	360	540
510-520	510-520	15	25	40	60	80	120	160	240	360	540
520-530	520-530	15	25	40	60	80	120	160	240	360	540
530-540	530-540	15	25	40	60	80	120	160	240	360	540
540-550	540-550	15	25	40	60	80	120	160	240	360	540
550-560	550-560	15	25	40	60	80	120	160	240	360	540
560-570	560-570	15	25	40	60	80	120	160	240	360	540
570-580	570-580	15	25	40	60	80	120	160	240	360	540
580-590	580-590	15	25	40	60	80	120	160	240	360	540
590-600	590-600	15	25	40	60	80	120	160	240	360	540
600-610	600-610	15	25	40	60	80	120	160	240	360	540
610-620	610-620	15	25	40	60	80	120	160	240	360	540
620-630	620-630	15	25	40	60	80	120	160	240	360	540
630-640	630-640	15	25	40	60	80	120	160	240	360	540
640-650	640-650	15	25	40	60	80	120	160	240	360	540
650-660	650-660	15	25	40	60	80	120	160	240	360	540
660-670	660-670	15	25	40	60	80	120	160	240	360	540
670-680	670-680	15	25	40	60	80	120	160	240	360	540
680-690	680-690	15	25	40	60	80	120	160	240	360	540
690-700	690-700	15	25	40	60	80	120	160	240	360	540
700-710	700-710	15	25	40	60	80	120	160	240	360	540
710-720	710-720	15	25	40	60	80	120	160	240	360	540
720-730	720-730	15	25	40	60	80	120	160	240	360	540
730-740	730-740	15	25	40	60	80	120	160	240	360	540
740-750	740-750	15	25	40	60	80	120	160	240	360	540
750-760	750-760	15	25	40	60	80	120	160	240	360	540
760-770	760-770	15	25	40	60	80	120	160	240	360	540
770-780	770-780	15	25	40	60	80	120	160	240	360	540
780-790	780-790	15	25	40	60	80	120	160	240	360	540
790-800	790-800	15	25	40	60	80	120	160	240	360	540
800-810	800-810	15	25	40	60	80	120	160	240	360	540
810-820	810-820	15	25	40	60	80	120	160	240	360	540
820-830	820-830	15	25	40	60	80	120	160	240	360	540
830-840	830-840	15	25	40	60	80	120	160	240	360	540
840-850	840-850	15	25	40	60	80	120	160	240	360	540
850-860	850-860	15	25	40	60	80	120	160	240	360	540
860-870	860-870	15	25	40	60	80	120	160	240	360	540
870-880	870-880	15	25	40	60	80	120	160	240	360	540
880-890	880-890	15	25	40	60	80	120	160	240	360	540
890-900	890-900	15	25	40	60	80	120	160	240	360	540
900-910	900-910	15	25	40	60	80	120	160	240	360	540
910-920	910-920	15	25	40	60	80	120	160	240	360	540
920-930	920-930	15	25	40	60	80	120	160	240	360	540
930-940	930-940	15	25	40	60	80	120	160	240	360	540
940-950	940-950	15	25	40	60	80	120	160	240	360	540
950-960	950-960	15	25	40	60	80	120	160	240	360	540
960-970	960-970	15	25	40	60	80	120	160	240	360	540
970-980	970-980	15	25	40	60	80	120	160	240	360	540
980-990	980-990	15	25	40	60	80	120	160	240	360	540
990-1000	990-1000	15	25	40	60	80	120	160	240	360	540

* Exceder en el punto de salida de vapor para las medidas 1/2", 3/4", 1" y 1 1/4" requiere la presencia de un elevador de vapor de 15 psi.

Los de 6" no se recomiendan para presiones mayores de 15 psi.

* La construcción de acero fundido se requiere para presiones arriba de 250 psi.

ANEXO 16

DATOS CARACTERÍSTICOS DE LOS MANGOS DE RECHAZO

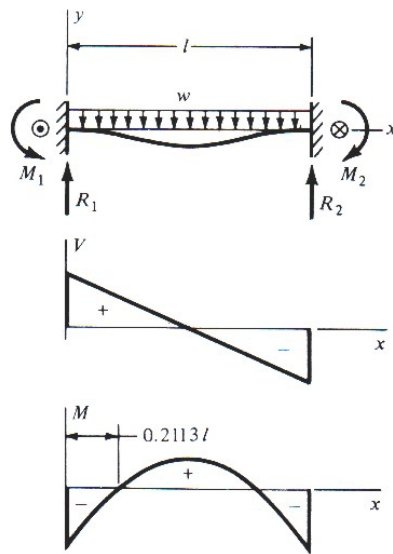
CARACTERÍSTICAS	VARIEDAD	
	TOMMY	KENT
Peso promedio (g)	324,7	437,09
Largo promedio (cm)	9,86	10,63
Diámetro promedio (cm)	7,85	9,11
Firmeza de pulpa (kg-f)	2,88	2,38
Sólidos solubles (° brix)	14,01	18,12
Ph Promedio	3,49	4,72
Acidez (mg de ácido cítrico)	0,43	0,12
Vitamina C (mg)	23,04	49,71

FUENTE: PROYECTO INIAP-PROMSA IQ-CU-077

ANEXO 17

CORTANTE, MOMENTO Y DEFLEXION DE VIGAS

16 Doble empotramiento. Carga uniforme



$$R_1 = R_2 = \frac{wl}{2} \quad M_1 = M_2 = -\frac{wl^2}{12}$$

$$V = \frac{w}{2}(l - 2x)$$

$$M = \frac{w}{12}(6lx - 6x^2 - l^2)$$

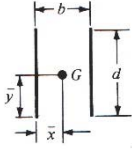
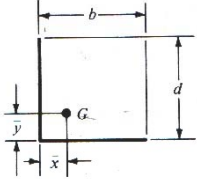
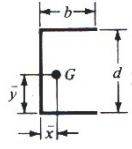
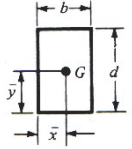
$$y = -\frac{wx^2}{24EI}(l - x)^2$$

$$y_{\max} = -\frac{wl^4}{384EI}$$

ANEXO 18

PROPIEDADES A LA TORSION DE JUNTAS SOLDADAS A 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.

ANEXO 19

CARACTERISTICAS DE PERNOS EN EL 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 TENSIÓN A_t	ÁREA AL DIÁMETRO MENOR A_r	PASO p	ÁREA DE ESFUERZO DE TENSIÓN A_t	ÁREA AL DIÁMETRO MENOR 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 $d_r = d - 1.226869 p$, y el diámetro de paso a partir de $d_m = d - 0.649 p$. El valor medio del diámetro de paso y del diámetro menor se utilizaron para evaluar el área de esfuerzo de tensión.

ANEXO 20

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.

ANEXO 21

FACTORES DE CONCENTRACION DE ESFUERZOS DE TIPO AXIAL EN PLACA PLANA

846 Apéndice

TABLA A-15

Diagramas de factores de concentración de esfuerzo teórico K_t (Cont.)

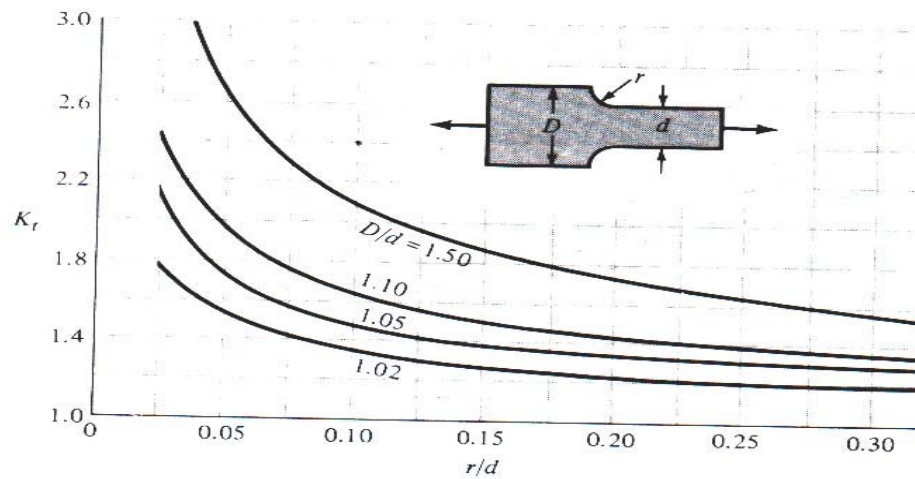


FIGURA A-15-5

Barra rectangular con entalles transversales sometida a tensión o compresión simple.
 $\sigma_0 = F/A$, donde $A = dt$ y t es el espesor.

ANEXO 22

FACTORES DE CONCENTRACION DE ESFUERZOS DE TIPO FLEXIONANTE EN PLACA PLANA

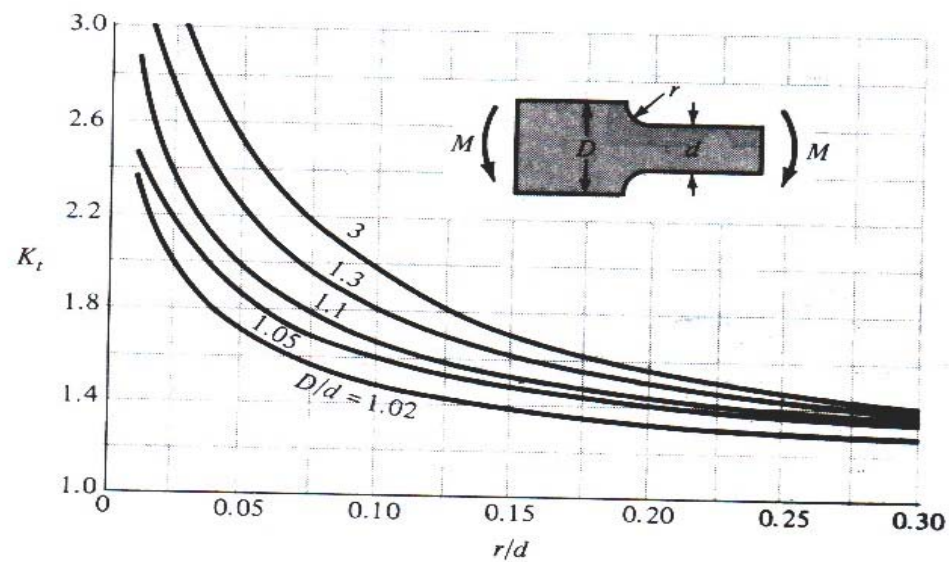
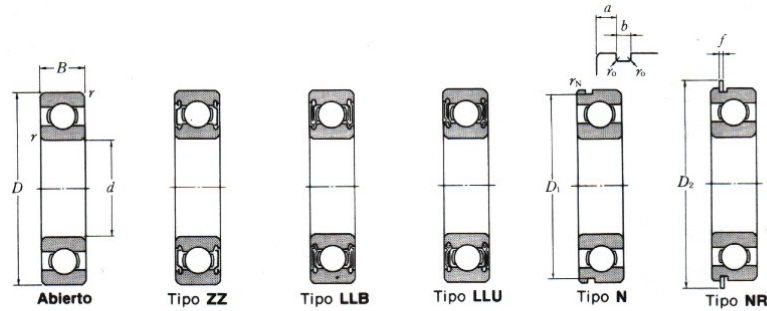


FIGURA A-15-6

Barra rectangular con entalles transversales sometida a flexión. $\sigma_o = Mc/I$, donde $c = d/2$, $I = td^3/12$ y t es el espesor.

ANEXO 23

RODAMIENTO DE BOLAS DEL MODELO NTN



d 40~65 mm

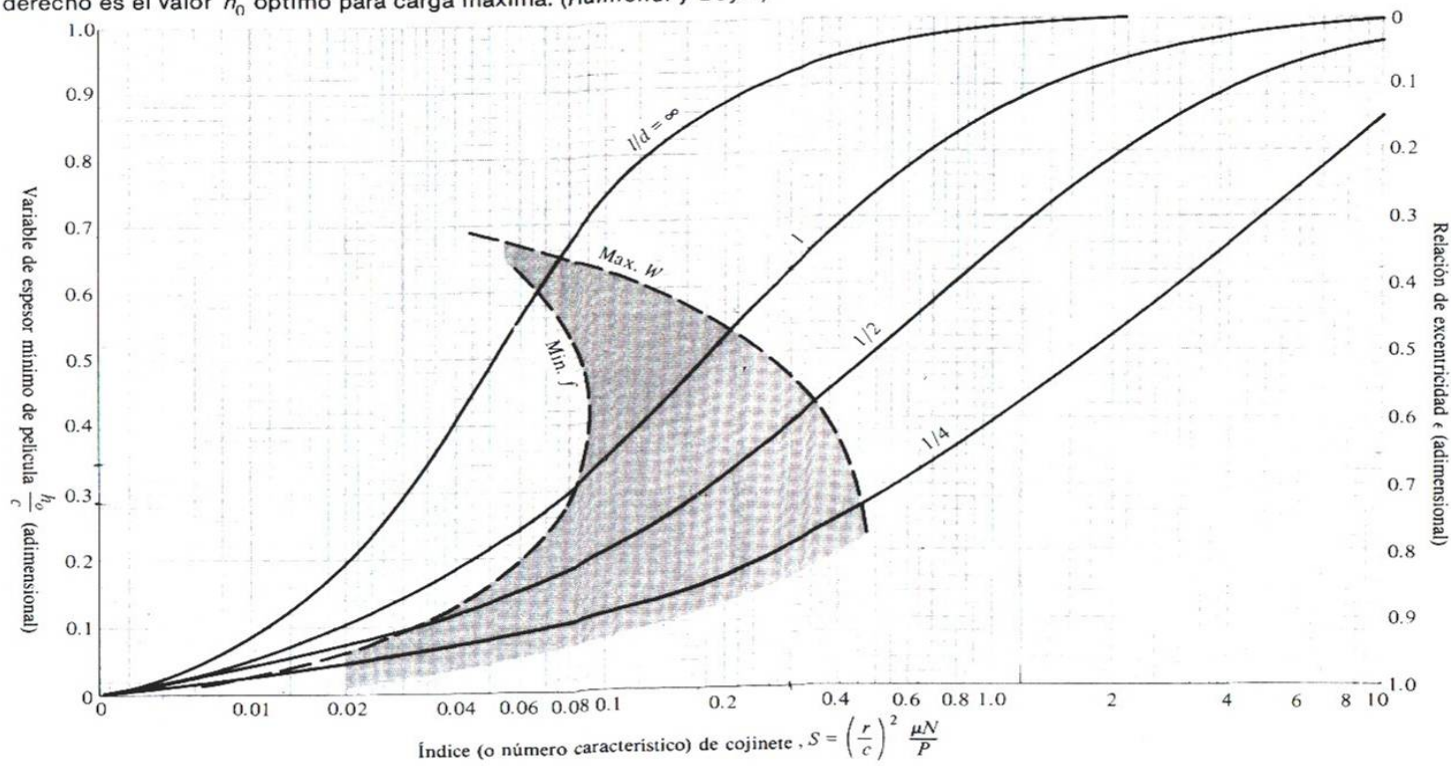
Dimensiones principales (mm)				Capacidad básica de carga N		Velocidad límite r.p.m. aceite			Numeros de rodamientos						
d	D	B	r _s min	dinámica C _r	estática C _{or}	grasa Z,ZZ LB,LLB	Z,LB	LU,LLU	Tipo						
									abierto	ZZ	LLB	LLU	N	NR	
40	62	12	0.6	14 600	10 200	11 000	13 000	6 300	6908A	ZZ	LLB	LLU	N	NR	
	68	9	0.3	12 600	9 650	10 000	12 000	—	16008	—	—	—	—	—	
	68	15	1	16 800	11 500	10 000	12 000	6 100	6008	ZZ	LLB	LLU	N	NR	
	80	18	1.1	29 100	17 800	8 700	10 000	5 600	6208	ZZ	LLB	LLU	N	NR	
	90	23	1.5	40 500	24 000	7 800	9 200	5 300	6308	ZZ	LLB	LLU	N	NR	
	110	27	2	63 500	36 500	7 000	8 200	4 700	6408	—	—	—	—	—	
45	58	7	0.3	6 400	5 650	11 000	12 000	5 900	6809A	ZZ	LLB	LLU	N	NR	
	68	12	0.6	15 100	11 200	9 800	12 000	5 600	6909A	ZZ	LLB	LLU	N	NR	
	75	10	0.6	12 900	10 500	9 200	11 000	—	16009	—	—	—	—	—	
	75	16	1	21 000	15 100	9 200	11 000	5 400	6009	ZZ	LLB	LLU	N	NR	
	85	19	1.1	32 500	20 400	7 800	9 200	5 200	6209	ZZ	LLB	LLU	N	NR	
	100	25	1.5	53 000	32 000	7 000	8 200	4 700	6309	ZZ	LLB	LLU	N	NR	
50	120	29	2	77 000	45 000	6 300	7 400	4 300	6409	—	—	—	—	—	
	65	7	0.3	6 800	6 100	9 600	11 000	5 300	6810	ZZ	LLB	LLU	N	NR	
	72	12	0.6	15 600	12 200	8 900	11 000	5 100	6910B	ZZ	LLB	LLU	N	NR	
	80	10	0.6	13 200	11 300	8 400	9 800	—	16010	—	—	—	—	—	
	80	16	1	21 800	16 600	8 400	9 800	5 000	6010	ZZ	LLB	LLU	N	NR	
	90	20	1.1	35 000	23 200	7 100	8 300	4 700	6210	ZZ	LLB	LLU	N	NR	
55	110	27	2	62 000	38 500	6 400	7 500	4 200	6310	ZZ	LLB	LLU	N	NR	
	130	31	2.1	83 000	49 500	5 700	6 700	—	6410	—	—	—	—	—	
	72	9	0.3	8 800	8 100	8 700	10 000	4 800	6811	ZZ	LLB	LLU	N	NR	
	80	13	1	16 000	13 300	8 200	9 600	4 600	6911	ZZ	LLB	LLU	N	NR	
	90	11	0.6	18 600	15 300	7 700	9 000	—	16011	—	—	—	—	—	
	90	18	1.1	28 300	21 200	7 700	9 000	4 500	6011	ZZ	LLB	LLU	N	NR	
60	100	21	1.5	43 500	29 200	6 400	7 600	4 300	6211	ZZ	LLB	LLU	N	NR	
	120	29	2	71 500	45 000	5 800	6 800	3 900	6311	ZZ	LLB	LLU	N	NR	
	140	33	2.1	89 000	54 000	5 200	6 100	—	6411	—	—	—	—	—	
	78	10	0.3	11 500	10 600	8 000	9 400	4 400	6812	ZZ	LLB	LLU	N	NR	
	85	13	1	16 400	14 300	7 600	8 900	4 300	6912	ZZ	LLB	LLU	N	NR	
	95	11	0.6	20 000	17 500	7 000	8 300	—	16012	—	—	—	—	—	
65	95	18	1.1	29 500	23 200	7 000	8 300	4 100	6012	ZZ	LLB	LLU	N	NR	
	110	22	1.5	52 500	36 000	6 000	7 000	3 800	6212	ZZ	LLB	LLU	N	NR	
	130	31	2.1	82 000	52 000	5 400	6 300	3 600	6312	ZZ	LLB	LLU	N	NR	
	150	35	2.1	102 000	64 500	4 800	5 700	—	6412	—	—	—	—	—	
	85	10	0.6	11 600	11 000	7 400	8 700	4 100	6813	ZZ	LLB	LLU	N	NR	

ANEXO 24

CURVA PARA EVALUAR EL ESPESOR DE PELICULA MINIMO Y LA EXCENTRICIDAD EN RODAMIENTOS

FIGURA 12-14

Diagrama de la variable de espesor mínimo de película y la relación de excentricidad. El límite izquierdo de la zona sombreada define el valor h_0 óptimo para fricción mínima; el límite derecho es el valor h_0 óptimo para carga máxima. (Raimondi y Boyd.)



ANEXO 25

CURVA PARA EVALUAR EL COEFICIENTE DE FRICCION EN

RODAMIENTOS

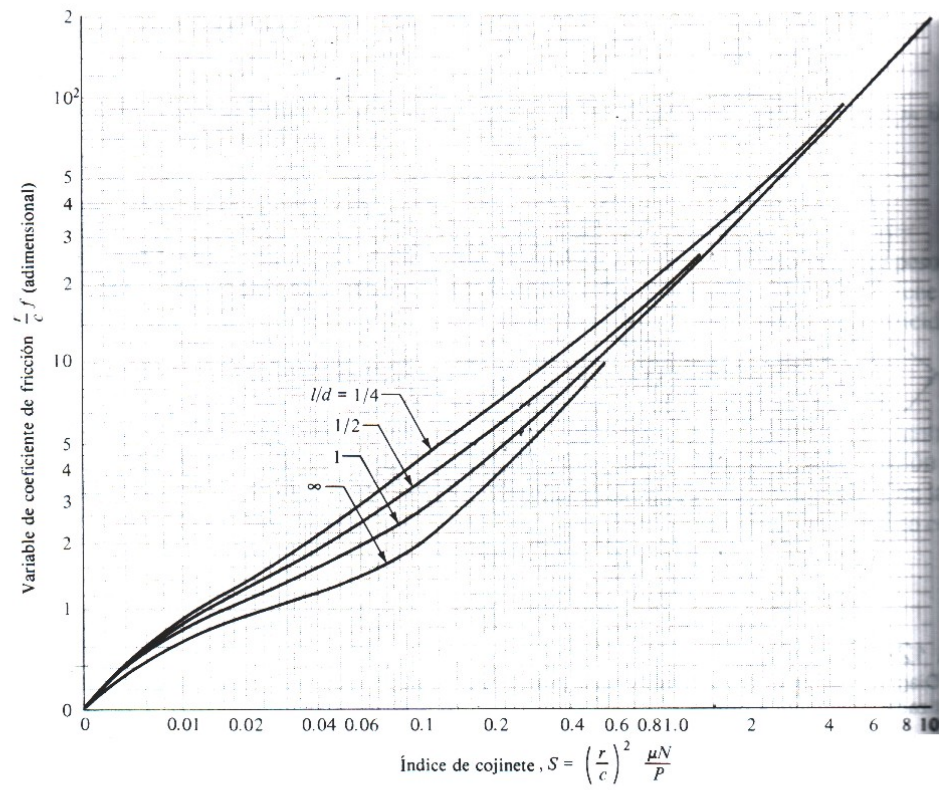


FIGURA 12-17

Diagrama para la variable de coeficiente de fricción; obsérvese que la gráfica de la ecuación de Petroff resulta asintótica. (Raimondi y Boyd.)

ANEXO 26

CURVA PARA EVALUAR EL FLUJO DE LUBRICANTE EN COJINETES

Flujo de lubricante (Figs. 12-18 y 12-19)

La variable de flujo $Q/rcNl$, que se obtiene del diagrama de la figura 12-18, se emplea para obtener el volumen de lubricante Q que es impulsado al espacio convergente por el muñón rotato-

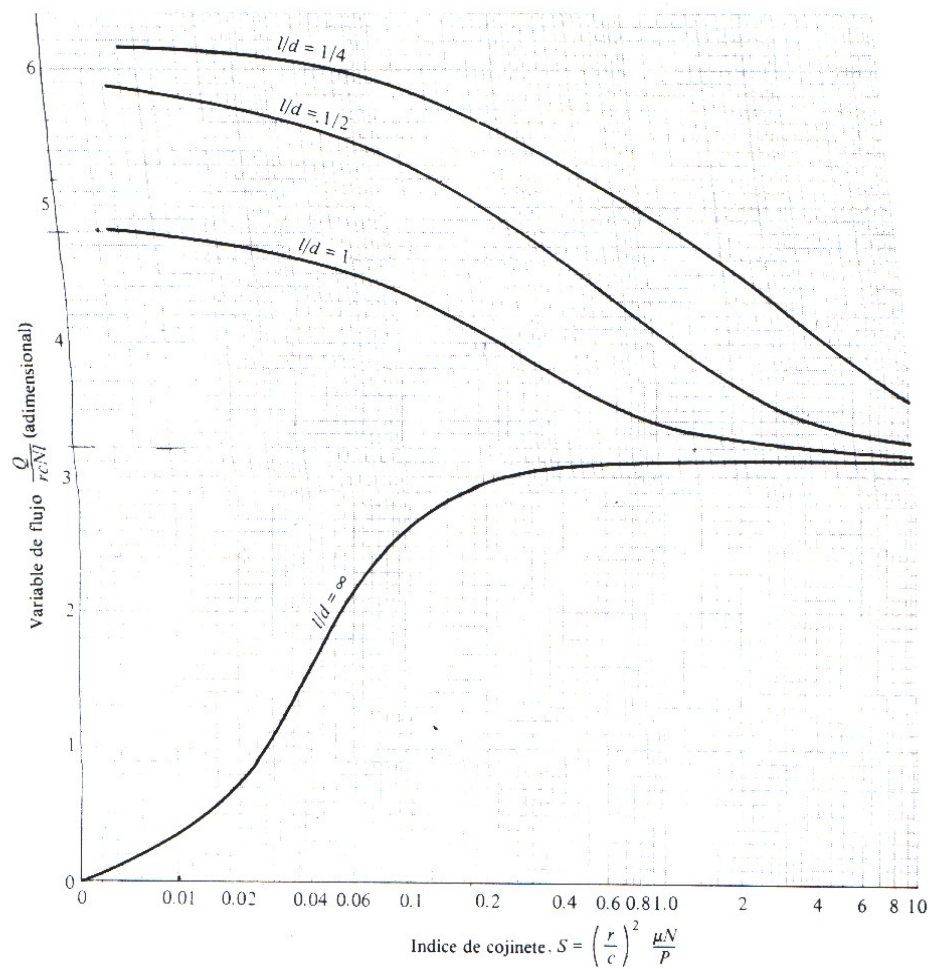


FIGURA 12-18

Diagrama para la variable de flujo. (Raimondi y Boyd.)

ANEXO 27

DIAGRAMA PARA EVALUAR LA RELACION DE FLUJO LATERAL EN COJINETES

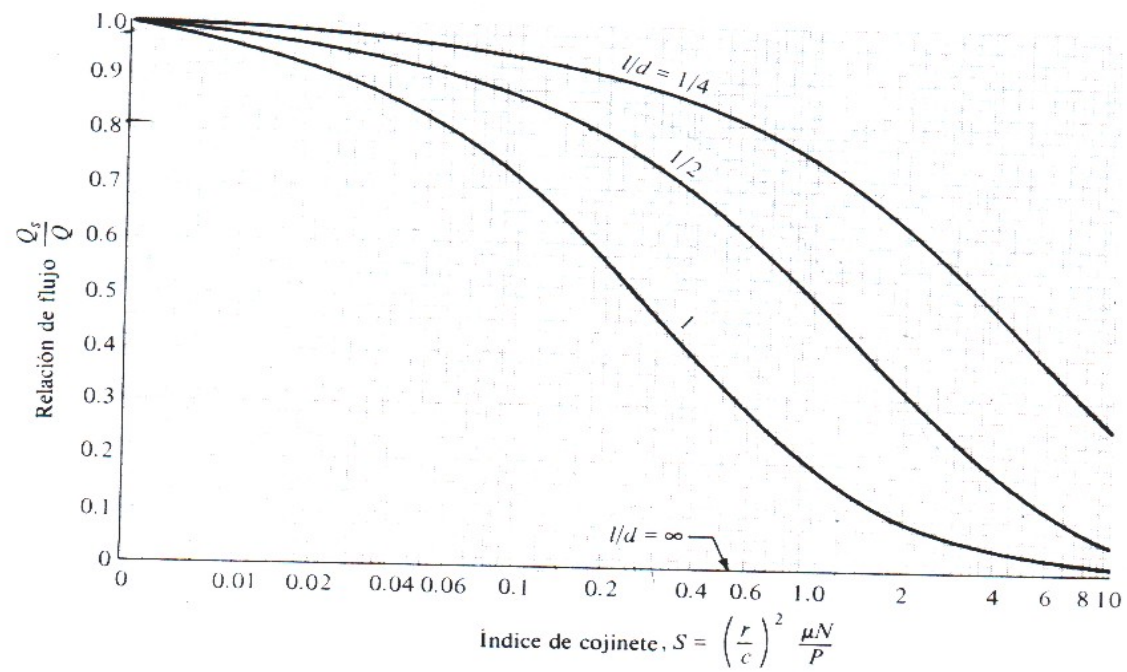


FIGURA 12-19

Diagrama para determinar la relación de flujo lateral a flujo total. (Raimondi y Boyd.)

ANEXO 28

VALORES DE A y m PARA EVALUAR LA RESISTENCIA ULTIMA EN RESORTES

TABLA 10-5

Constantes para calcular resistencias de tensión mínimas de los aceros comunes para resortes

MATERIAL	ASTM Núm.	EXPONENTE <i>m</i>	INTERCEPCIÓN	
			A, kpsi	A, MPa
Alambre para cuerda musical ^a	A228	0.163	186	2060
Alambre revenido en aceite ^b	A229	0.193	146	1610
Alambre estirado duro ^c	A227	0.201	137	1510
Al cromo-vanadio ^d	A232	0.155	173	1790
Al cromo-silicio ^e	A401	0.091	218	1960

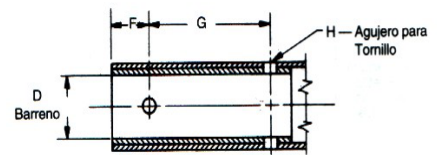
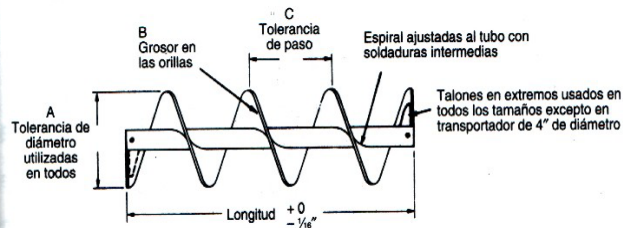
ANEXO 29

LISTADO DE TRANSPORTADORES HELICOIDALES

Martin

Estándares CEMA

Transportadores Helicoidales



Diám. de Helicoidal y Paso Enlistado	Diám. de Ejes	Designación de Tamaño	Tamaño de tubo Cedula 40	Long. Pies y pulgadas	A		B		C		D		F	G	H
					Tolerancia de Diámetro		Grosor		Tolerancia de Diámetro		Buje Barreno Diám. Int.		Espacio 1er. Hoyo de Tornillo	Centros 2do. Hoyo de Tornillo	Tamaño Nominal Perforación del Tornillo
					Más	Menos	Orilla Int.	Orilla Ext.	Más	Menos	Mín.	Máx.			
4	1	4H206	1 1/4	9-10 1/2	1/16	3/16	3/16	3/32	1/8	1/4	1.005	1.016	1/2	2	1/32
6	1 1/2	6H304	2	9-10	1/16	3/16	1/8	1/16	1/2	1/4	1.505	1.516	3/8	3	17/32
6	1 1/2	6H308	2	9-10	1/16	3/16	1/4	1/8	3/4	1/4	1.505	1.516	3/8	3	17/32
6	1 1/2	6H312	2	9-10	1/16	3/16	3/8	3/16	3/4	1/4	1.505	1.516	3/8	3	17/32
9	1 1/2	9H306	2	9-10	1/16	3/16	3/16	3/32	3/4	1/4	1.505	1.516	3/8	3	17/32
9	1 1/2	9H312	2	9-10	1/16	3/16	3/8	3/16	3/4	1/4	1.505	1.516	3/8	3	17/32
9	2	9H406	2 1/2	9-10	1/16	3/16	3/16	3/32	3/4	1/4	2.005	2.016	3/8	3	21/32
9	2	9H412	2 1/2	9-10	1/16	3/16	3/8	3/16	3/4	1/4	2.005	2.016	3/8	3	21/32
9	2	9H414	2 1/2	9-10	1/16	3/16	7/16	7/32	3/4	1/4	2.005	2.016	3/8	3	21/32
10	1 1/2	10H306	2	9-10	1/16	3/16	3/16	3/32	3/4	1/4	1.505	1.516	3/8	3	17/32
10	2	10H412	2 1/2	9-10	1/16	3/16	3/8	3/16	3/4	1/4	2.005	2.016	3/8	3	21/32
12	2	12H408	2 1/2	11-10	1/8	3/16	1/4	1/8	1	1/4	2.005	2.016	3/8	3	21/32
12	2	12H412	2 1/2	11-10	1/8	3/16	3/8	3/16	1	1/4	2.005	2.016	3/8	3	21/32
12	2 1/16	12H508	3	11-9	1/8	3/16	1/4	1/8	1	1/4	2.443	2.458	15/16	3	21/32
12	2 1/16	12H512	3	11-9	1/8	3/16	3/8	3/16	1	1/4	2.443	2.458	15/16	3	21/32
12	3	12H614	3 1/2	11-9	1/8	3/8	7/16	7/32	1	1/4	3.005	3.025	1	3	25/32
14	2 1/16	14H508	3	11-9	1/8	3/16	1/4	1/8	1	1/4	2.443	2.458	15/16	3	21/32
14	3	14H614	3 1/2	11-9	1/8	3/8	7/16	7/32	1	1/4	3.005	3.025	1	3	25/32
16	3	16H610	3 1/2	11-9	1/8	3/8	3/16	3/32	1 1/2	1/4	3.005	3.025	1	3	25/32
16	3	16H614	4	11-9	1/8	3/8	7/16	7/32	1 1/2	1/4	3.005	3.025	1	3	25/32

NOTA: Todas las dimensiones en pulgadas.

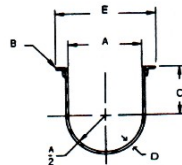
ANEXO 30

LISTAS DE ARTESAS DEL TIPO ESTANDAR

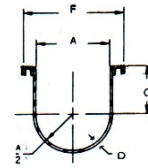
Artesa Estándar de Transportador

Martin

Las artesas estándares de los transportadores tienen un cuerpo de acero de forma de U con cejas formadas o hechas de hierro doblado (en ángulo) en su parte superior y cejas perforadas con plantilla en sus puntas.



Ceja de Ángulo



Ceja Formada

Diámetro de Transportador	D	Brida de ángulo	Artesa con ceja de ángulo				Artesa con brida formada ▲				A	B	C	E	F	
			Peso Lbs.		Peso Lbs.		Número de Parte	Peso Lbs.		Peso Lbs.						
			Largo 10" *	Largo 5" *	Largo 12" *	Largo 6" *		Largo 10" *	Largo 5" *	Largo 12" *						Largo 6" *
4	□ 16 Cal.	4CTA16	53	29	—	—	4CTF16	41	23	—	—	5	1	3%	7 ^{1/8}	7 ^{1/4}
4	14	4CTA14	60	33	—	—	4CTF14	50	28	—	—				7 ^{1/8}	7 ^{1/4}
4	12	4CTA12	78	42	—	—	4CTF12	70	38	—	—				7 ^{1/4}	7 ^{1/4}
6	□ 16 Cal.	6CTA16	67	44	—	—	6CTF16	55	32	—	—	7	1 1/4	4 1/2	9 ^{1/8}	9 ^{1/8}
6	14	6CTA14	78	49	—	—	6CTF14	67	38	—	—				9 ^{1/8}	9 ^{1/8}
6	12	6CTA12	101	60	—	—	6CTF12	91	50	—	—				9 ^{1/8}	9 ^{1/8}
6	10	6CTA10	123	73	—	—	6CTF10	117	64	—	—				9 ^{1/8}	9 ^{1/8}
6	3/16	6CTA7	164	86	—	—	6CTF7	150	79	—	—				9 ^{1/8}	9 ^{1/8}
9	16 Cal.	9CTA16	113	66	—	—	9CTF16	83	51	—	—	10	1 1/2	6%	13 ^{1/8}	13 1/4
9	□ 14	9CTA14	127	73	—	—	9CTF14	99	59	—	—				13 ^{1/8}	13 ^{1/8}
9	12	9CTA12	156	87	—	—	9CTF12	132	75	—	—				13 ^{1/8}	13 ^{1/8}
9	10	9CTA10	176	102	—	—	9CTF10	164	91	—	—				13 ^{1/8}	13 ^{1/8}
9	3/16	9CTA7	230	124	—	—	9CTF7	214	116	—	—				13 ^{1/8}	13 ^{1/8}
9	1/4	9CTA3	286	152	—	—	9CTF3	276	147	—	—				13 ^{1/8}	13 1/4
10	16 Cal.	10CTA16	118	69	—	—	10CTF16	88	54	—	—	11	1 1/2	6%	14 ^{1/8}	14 1/4
10	□ 14	10CTA14	133	76	—	—	10CTF14	105	62	—	—				14 ^{1/8}	14 ^{1/8}
10	12	10CTA12	164	92	—	—	10CTF12	140	80	—	—				14 ^{1/8}	14 ^{1/8}
10	10	10CTA10	178	102	—	—	10CTF10	167	91	—	—				14 ^{1/8}	14 ^{1/8}
10	3/16	10CTA7	233	131	—	—	10CTF7	217	123	—	—				14 ^{1/8}	14 ^{1/8}
10	1/4	10CTA3	306	163	—	—	10CTF3	296	158	—	—				14 ^{1/8}	14 ^{1/8}
12	□ 12 Cal.	12CTA12	197	113	236	135	12CTF12	164	95	197	114	13	2	7%	17 ^{1/8}	17 1/2
12	10	12CTA10	234	133	281	160	12CTF10	187	117	224	140				17 ^{1/8}	17 ^{1/8}
12	3/16	12CTA7	294	164	353	197	12CTF7	272	150	326	180				17 ^{1/8}	17 ^{1/8}
12	1/4	12CTA3	372	203	446	244	12CTF3	357	194	428	233				17 ^{1/8}	17 ^{1/8}
14	□ 12 Cal.	14CTA12	214	121	257	145	14CTF12	183	102	219	122	15	2	9%	19 ^{1/8}	19 1/4
14	10	14CTA10	258	143	309	172	14CTF10	207	127	248	152				19 ^{1/8}	19 ^{1/8}
14	3/16	14CTA7	328	180	394	216	14CTF7	304	168	365	202				19 ^{1/8}	19 ^{1/8}
14	1/4	14CTA3	418	224	501	269	14CTF3	403	215	483	258				19 ^{1/8}	19 ^{1/8}
16	□ 12 Cal.	16CTA12	238	133	285	160	16CTF12	206	107	247	128	17	2	10%	21 ^{1/8}	21 1/4
16	10	16CTA10	288	159	345	191	16CTF10	234	144	281	173				21 ^{1/8}	21 ^{1/8}
16	3/16	16CTA7	368	200	442	240	16CTF7	345	188	414	226				21 ^{1/8}	21 ^{1/8}
16	1/4	16CTA3	471	243	565	291	16CTF3	455	228	546	273				21 ^{1/8}	21 ^{1/8}
18	□ 12 Cal.	18CTA12	252	159	302	191	18CTF12	240	133	288	160	19	2 1/2	12%	24 ^{1/8}	24 1/4
18	10	18CTA10	353	170	423	204	18CTF10	269	165	323	198				24 ^{1/8}	24 ^{1/8}
18	3/16	18CTA7	444	243	533	291	18CTF7	394	217	473	260				24 ^{1/8}	24 ^{1/8}
18	1/4	18CTA3	559	298	671	358	18CTF3	520	275	624	330				24 ^{1/8}	24 ^{1/8}
20	□ 10 Cal.	20CTA10	383	228	460	274	20CTF10	296	190	355	228	21	2 1/2	13%	26 ^{1/8}	26 1/4
20	3/16	20CTA7	484	271	581	325	20CTF7	434	247	521	296				26 ^{1/8}	26 ^{1/8}
20	1/4	20CTA3	612	334	734	401	20CTF3	573	315	687	378				26 ^{1/8}	26 ^{1/8}
24	□ 10 Cal.	24CTA10	443	255	531	306	24CTF10	384	227	461	272	25	2 1/2	16%	30 ^{1/8}	30 1/4
24	3/16	24CTA7	563	319	676	383	24CTF7	514	293	617	352				30 ^{1/8}	30 ^{1/8}
24	1/4	24CTA3	717	363	860	435	24CTF3	678	339	813	406				30 ^{1/8}	30 ^{1/8}

□ Patrones de Tornillos de Calibre Estándar
Pagina H-40

Todas las artesas disponibles en otros materiales como acero inoxidable, aluminio, resistentes a la abrasividad, etc.

ANEXO 31

CONCENTRADORES DE ESFUERZOS EN CAMBIOS DE SECCION

CIRCULAR

TABLA A-15

Diagramas de factores de concentración de esfuerzo teórico K_t (Cont.)

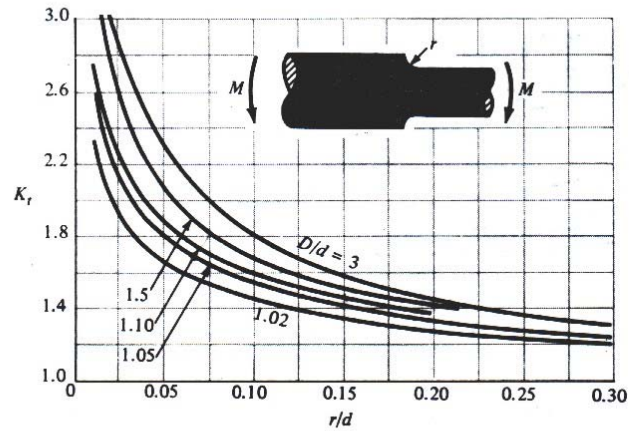


FIGURA A-15-9

Barra circular con entalle circunferencial sometida a flexión. $\sigma_0 = Mc/I$, donde $c = d/2$ e $I = \pi d^4/64$.

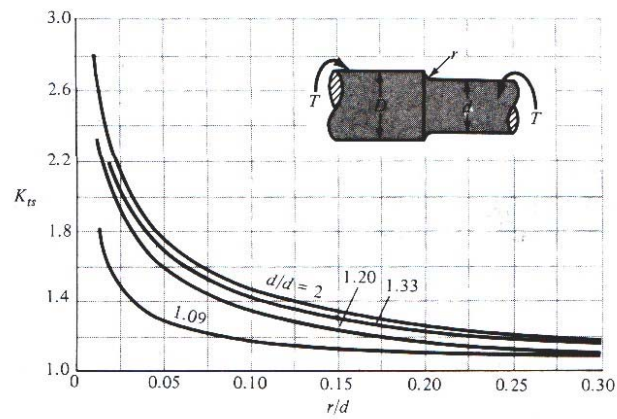


FIGURA A-15-8

Barra circular con entalle circunferencial sometida a torsión. $\tau_0 = Tc/J$, donde $c = d/2$ y $J = \pi d^4/32$.

ANEXO 32

CONCENTRADORES DE ESFUERZOS PARA SECCIONES CIRCULARES CON AGUJEROS TRANSVERSALES

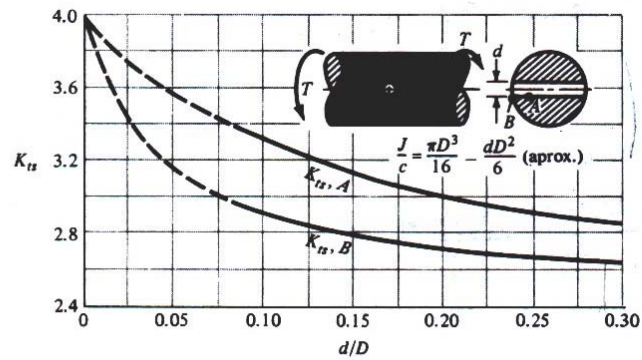
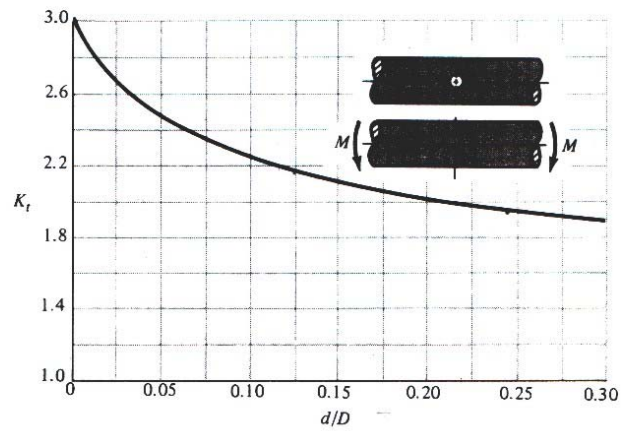


FIGURA A-15-10
Barra circular con agujero transversal sometida a torsión.

TABLA A-15
Diagramas de factores de concentración de esfuerzo teórico K_t (Cont.)



ANEXO 33

DESIGNACION PARA EL ARMAZON DE LOS MOTORES ELECTRICOS

Designación de Armazón NEMA

Martin

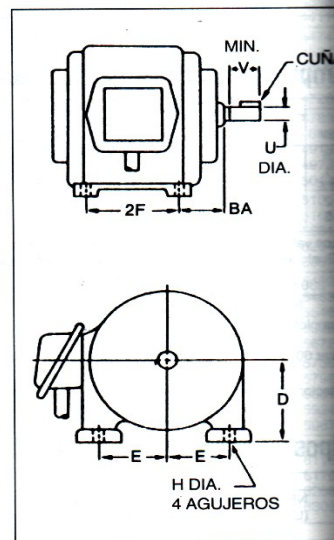
Designación de Armazón NEMA

Asignación de Armazones

HP		Velocidad del Motor, RPM				HP		Velocidad del Motor, RPM			
		3600	1800	1200	900			3600	1800	1200	900
1/4-1/2	—	—	48	—	—	15	—	215T, 256U	254T, 284U	284T, 324U	286T, 326U
1/4-1/2	48	—	—	56	—	20	—	254T, 284U	256T, 286U	286T, 326U	324T, 364U
1/2	—	—	—	48	—	25	—	256T, 286U	284T, 324U	324T, 364U	326T, 366U
1/2-1	—	—	—	—	—	30	—	284TS, 324S	286T, 326U	326T, 366U	364T, 404U
1/2-1	56	—	—	—	—	40	—	286TS, 326S	324T, 364U	364T, 404U	365T, 405U
3/4	—	—	—	—	143T	50	—	324TS, 364US	326T, 365US	365T, 405U	404T, 444U
3/4	—	—	—	—	145T	60	—	326TS, 365US	364TS▲, 404U, 404US	404T, 444U	405T, 445U
1	—	—	143T	145T	182T	75	—	364TS, 404US	365TS▲, 405U, 405US	405T, 445U	444T
1 1/4	143T	145T	145T	182T	184T	100	—	365TS, 405US	404TS▲, 444US	444T	445T
2	145T	145T	145T	184T	213T	125	—	404TS, 444US	405TS▲, 445US	445T	—
3	145T	182T	213T	215T, 254U	215T, 254U	150	—	405TS, 445US	444TS▲	—	—
5	182T	184T	213T, 254U	254T, 256U	254T, 256U	200	—	444TS	445TS▲	—	—
7 1/2	184T	213T, 254U	254T, 256U	256T, 284U	256T, 284U	250	—	445TS	—	—	—
10	213T, 254U	215T, 256U	256T, 284U	284T, 286U	284T, 286U	—	—	—	—	—	—

Dimensiones del Armazón del Motor

Tamaño del Armazón	D	E	2F	Diám. H (4) Hoyos	Diám. U	BA	V Mts.	Cuña
48	3	2 1/4	2 1/4	1 1/4	1/2	2 1/4	...	3/4 PLANA
56	3 1/2	2 1/4	3	1 1/4	1/2	2 1/4	...	3/4x1 1/4
143T	3 1/4	2 1/4	4	1 1/4	1/2	2 1/4	2	3/4x1 1/4
145T	3 1/4	2 1/4	5	1 1/4	1/2	2 1/4	2	3/4x1 1/4
182T	4 1/4	3 1/4	4 1/4	1 1/4	1 1/4	2 1/4	2 1/4	3/4x1 1/4
184T	4 1/4	3 1/4	5 1/4	1 1/4	1 1/4	2 1/4	2 1/4	3/4x1 1/4
213T	5 1/4	4 1/4	5 1/4	1 1/4	1 1/4	3 1/4	3 1/4	3/4x1 1/4
215T	5 1/4	4 1/4	7	1 1/4	1 1/4	3 1/4	3 1/4	3/4x1 1/4
254U	6 1/4	5	8 1/4	1 1/4	1 1/4	4 1/4	3 1/4	3/4x1 1/4
254T	6 1/4	5	8 1/4	1 1/4	1 1/4	4 1/4	3 1/4	3/4x1 1/4
256U	6 1/4	5	10	1 1/4	1 1/4	4 1/4	3 1/4	3/4x1 1/4
256T	6 1/4	5	10	1 1/4	1 1/4	4 1/4	3 1/4	3/4x1 1/4
284U	7	5 1/4	9 1/4	1 1/4	1 1/4	4 1/4	4 1/4	3/4x1 1/4
284T	7	5 1/4	9 1/4	1 1/4	1 1/4	4 1/4	4 1/4	3/4x1 1/4
284TS	7	5 1/4	9 1/4	1 1/4	1 1/4	4 1/4	3	3/4x1 1/4
286U	7	5 1/4	11	1 1/4	1 1/4	4 1/4	4 1/4	3/4x1 1/4
286T	7	5 1/4	11	1 1/4	1 1/4	4 1/4	4 1/4	3/4x1 1/4
286TS	7	5 1/4	11	1 1/4	1 1/4	4 1/4	3	3/4x1 1/4
324U	8	6 1/4	10 1/4	1 1/4	1 1/4	5 1/4	5 1/4	3/4x1 1/4
324T	8	6 1/4	10 1/4	1 1/4	1 1/4	5 1/4	5	3/4x1 1/4
324TS	8	6 1/4	10 1/4	1 1/4	1 1/4	5 1/4	3 1/4	3/4x1 1/4
326U	8	6 1/4	12	1 1/4	1 1/4	5 1/4	5 1/4	3/4x1 1/4
326T	8	6 1/4	12	1 1/4	1 1/4	5 1/4	5	3/4x1 1/4
326TS	8	6 1/4	12	1 1/4	1 1/4	5 1/4	3 1/4	3/4x1 1/4
364U	9	7	11 1/4	1 1/4	1 1/4	5 1/4	6 1/4	3/4x1 1/4
364US	9	7	11 1/4	1 1/4	1 1/4	5 1/4	3 1/4	3/4x1 1/4
364T	9	7	11 1/4	1 1/4	1 1/4	5 1/4	5 1/4	3/4x1 1/4
364TS	9	7	11 1/4	1 1/4	1 1/4	5 1/4	3 1/4	3/4x1 1/4
365U	9	7	12 1/4	1 1/4	1 1/4	5 1/4	6 1/4	3/4x1 1/4
365US	9	7	12 1/4	1 1/4	1 1/4	5 1/4	3 1/4	3/4x1 1/4
365T	9	7	12 1/4	1 1/4	1 1/4	5 1/4	5 1/4	3/4x1 1/4
365TS	9	7	12 1/4	1 1/4	1 1/4	5 1/4	3 1/4	3/4x1 1/4
404U	10	8	12 1/4	1 1/4	1 1/4	6 1/4	6 1/4	3/4x1 1/4
404US	10	8	12 1/4	1 1/4	1 1/4	6 1/4	4	3/4x1 1/4
404T	10	8	12 1/4	1 1/4	1 1/4	6 1/4	7	3/4x1 1/4
404TS	10	8	12 1/4	1 1/4	1 1/4	6 1/4	4	3/4x1 1/4
405U	10	8	13 1/4	1 1/4	1 1/4	6 1/4	6 1/4	3/4x1 1/4
405US	10	8	13 1/4	1 1/4	1 1/4	6 1/4	4	3/4x1 1/4
405T	10	8	13 1/4	1 1/4	1 1/4	6 1/4	7	3/4x1 1/4
405TS	10	8	13 1/4	1 1/4	1 1/4	6 1/4	4	3/4x1 1/4
444U	11	9	14 1/4	1 1/4	1 1/4	7 1/4	8 1/4	3/4x1 1/4
444US	11	9	14 1/4	1 1/4	1 1/4	7 1/4	4	3/4x1 1/4
444T	11	9	14 1/4	1 1/4	1 1/4	7 1/4	8 1/4	3/4x1 1/4
444TS	11	9	14 1/4	1 1/4	1 1/4	7 1/4	4	3/4x1 1/4
445U	11	9	16 1/4	1 1/4	1 1/4	7 1/4	8 1/4	3/4x1 1/4
445US	11	9	16 1/4	1 1/4	1 1/4	7 1/4	4	3/4x1 1/4
445T	11	9	16 1/4	1 1/4	1 1/4	7 1/4	8 1/4	3/4x1 1/4
445TS	11	9	16 1/4	1 1/4	1 1/4	7 1/4	4	3/4x1 1/4



El área sombreada indica una jaula de ardilla estándar de fase sencilla típica, de tipo abierta, motor a-c. El balance de la tabla es igual excepto en trifásica, diseño A y B.

▲ Cuando se utilizan estos motores con transmisiones de cadena o de banda V, el correcto tamaño del armazón es aquél con el sufijo "S" omitido - consulte al fabricante.

ANEXO 34

TRANSMISION EN EXISTENCIA PARA BANDAS 3V

Relación de Velocidad		Velocidades Impulsadas y HP por Banda										Distancia Nominal Entre Centros y Factor de Corrección de la Longitud de Arco						
		Combinación de Poleas		3500 RPM		1750 RPM		1160 RPM		870 RPM		Designación de largo de Banda 3VX						
		Motriz D.E.	Impuls. D.E.	Impuls. RPM	HP por Banda 3VX	Impuls. RPM	HP por Banda 3VX	Impuls. RPM	HP por Banda 3VX	Impuls. RPM	HP por Banda 3VX							
												250	300	355	400	450	500	560
1.00	2.20	2.20	3500	2.33	1750	1.37	1160	0.98	870	0.77	9.0	11.5	14.3	16.5	19.0	21.5	24.5	
1.00	2.35	2.35	3500	2.81	1750	1.63	1160	1.16	870	0.91	8.8	11.3	14.1	16.3	18.8	21.3	24.3	
1.00	2.50	2.50	3500	3.30	1750	1.89	1160	1.34	870	1.05	8.6	11.1	13.8	16.1	18.6	21.1	24.1	
1.00	2.65	2.65	3500	3.78	1750	2.15	1160	1.52	870	1.18	8.3	10.8	13.6	15.8	18.3	20.8	23.8	
1.00	2.80	2.80	3500	4.25	1750	2.41	1160	1.69	870	1.32	8.1	10.6	13.4	15.6	18.1	20.6	23.6	
FACTOR DE CORRECCIÓN DE LA LONGITUD DE ARCO												0.83	0.86	0.89	0.92	0.94	0.96	0.98
1.00	3.00	3.00	3500	4.88	1750	2.75	1160	1.93	870	1.50	7.8	10.3	13.0	15.3	17.8	20.3	23.3	
1.00	3.15	3.15	3500	5.34	1750	3.01	1160	2.10	870	1.63	7.6	10.1	12.8	15.1	17.6	20.1	23.1	
1.00	3.35	3.35	3500	5.96	1750	3.34	1160	2.34	870	1.81	7.2	9.7	12.5	14.7	17.2	19.7	22.7	
1.00	3.65	3.65	3500	6.86	1750	3.85	1160	2.68	870	2.08	6.8	9.3	12.0	14.3	16.8	19.3	22.3	
1.00	4.12	4.12	3500	8.24	1750	4.63	1160	3.22	870	2.49	6.0	8.5	11.3	13.5	16.0	18.5	21.5	
FACTOR DE CORRECCIÓN DE LA LONGITUD DE ARCO												0.83	0.86	0.89	0.92	0.94	0.96	0.98
1.00	4.50	4.50	3500	9.32	1750	5.25	1160	3.85	870	2.82	—	7.9	10.7	12.9	15.4	17.9	20.9	
1.00	4.75	4.75	3500	10.01	1750	5.65	1160	3.93	870	3.04	—	7.5	10.3	12.5	15.0	17.5	20.5	
1.00	5.00	5.00	3500	10.68	1750	6.06	1160	4.21	870	3.26	—	7.1	9.9	12.1	14.6	17.1	20.1	
1.00	5.30	5.30	3500	11.48	1750	6.53	1160	4.55	870	3.51	—	6.7	9.4	11.7	14.2	16.7	19.7	
1.00	5.60	5.60	3500	12.25	1750	7.01	1160	4.88	870	3.77	—	—	9.0	11.2	13.7	16.2	19.2	
FACTOR DE CORRECCIÓN DE LA LONGITUD DE ARCO												0.8	0.86	0.89	0.92	0.94	0.96	0.98
1.00	6.00	6.00	3500	13.24	1750	7.63	1160	5.32	870	4.11	—	—	8.3	10.6	13.1	15.6	18.6	
1.00	6.50	6.50	3500	14.41	1750	8.40	1160	5.87	870	4.53	—	—	—	9.8	12.3	14.8	17.8	
1.00	6.90	6.90	3500	15.30	1750	9.01	1160	6.30	870	4.87	—	—	—	9.2	11.7	14.2	17.2	
1.00	8.00	8.00	+	+	1750	10.64	1160	7.47	870	5.78	—	—	—	—	9.9	12.4	15.4	
1.00	10.60	10.60	+	+	1750	14.22	1160	10.13	870	7.87	—	—	—	—	—	—	—	
FACTOR DE CORRECCIÓN DE LA LONGITUD DE ARCO												0.8	0.8	0.89	0.92	0.94	0.96	0.98
1.05	3.00	3.15	3331	5.00	1665	2.81	1140	1.97	828	1.53	7.7	10.2	12.9	15.2	17.7	20.2	23.2	
1.05	4.75	5.00	3323	10.13	1662	5.71	1101	3.97	826	3.07	—	7.3	10.1	12.3	14.8	17.3	20.3	
1.06	2.50	2.65	3298	3.44	1649	1.96	1093	1.39	820	1.08	8.5	11.0	13.7	16.0	18.5	21.0	24.0	
1.06	2.65	2.80	3309	3.92	1655	2.22	1097	1.56	823	1.22	8.2	10.7	13.5	15.7	18.2	20.7	23.7	
1.06	3.15	3.35	3288	5.48	1644	3.07	1090	2.15	817	1.67	7.4	9.9	12.6	14.9	17.4	19.9	22.9	
FACTOR DE CORRECCIÓN DE LA LONGITUD DE ARCO												0.83	0.86	0.89	0.92	0.94	0.96	0.98
1.06	4.50	4.75	3314	9.45	1657	5.32	1098	3.70	824	2.86	—	7.7	10.5	12.7	15.2	17.7	20.7	
1.06	5.00	5.30	3300	10.82	1650	6.12	1094	4.26	820	3.29	—	6.9	9.7	11.9	14.4	16.9	19.9	
1.06	5.30	5.60	3311	11.62	1655	6.60	1097	4.59	823	3.55	—	—	9.2	11.4	13.9	16.4	19.4	
1.06	6.50	6.90	3296	14.55	1648	8.47	1092	5.91	819	4.57	—	—	—	9.5	12.0	14.5	17.5	
1.07	2.20	2.35	3272	2.48	1636	1.45	1084	1.03	813	0.81	8.9	11.4	14.2	16.4	18.9	21.4	24.4	
FACTOR DE CORRECCIÓN DE LA LONGITUD DE ARCO												0.83	0.86	0.89	0.92	0.94	0.96	0.98
1.07	2.35	2.50	3286	2.97	1643	1.71	1089	1.21	817	0.95	8.7	11.2	13.9	16.2	18.7	21.2	24.2	
1.07	2.80	3.00	3263	4.41	1631	2.49	1081	1.75	811	1.36	7.9	10.4	13.2	15.4	17.9	20.4	23.4	
1.07	5.60	6.00	3265	12.40	1632	7.09	1082	4.93	812	3.81	—	—	8.6	10.9	13.4	15.9	18.9	
1.08	6.00	6.50	3229	13.41	1614	7.72	1070	5.38	803	4.15	—	—	7.9	10.2	12.7	15.2	18.2	
1.09	3.35	3.65	3208	6.15	1604	3.44	1063	2.40	797	1.86	7.0	9.5	12.3	14.5	17.0	19.5	22.5	
FACTOR DE CORRECCIÓN DE LA LONGITUD DE ARCO												0.83	0.86	0.89	0.92	0.94	0.96	0.98
1.09	4.12	4.50	3201	8.43	1601	4.72	1061	3.29	796	2.54	5.7	8.2	11.0	13.2	15.7	18.2	21.2	
1.11	4.50	5.00	3146	9.54	1573	5.36	1043	3.73	782	2.88	—	7.5	10.3	12.5	15.0	17.5	20.5	
1.12	2.50	2.80	3118	3.54	1559	2.01	1033	1.42	775	1.11	8.3	10.8	13.6	15.8	18.3	20.8	23.8	
1.12	3.00	3.35	3129	5.12	1564	2.87	1037	2.01	778	1.56	7.5	10.0	12.8	15.0	17.5	20.0	23.0	
1.12	4.75	5.30	3133	10.25	1567	5.77	1038	4.01	779	3.10	—	7.1	9.9	12.1	14.6	17.1	20.1	
FACTOR DE CORRECCIÓN DE LA LONGITUD DE ARCO												0.82	0.86	0.89	0.92	0.94	0.96	0.98
1.12	5.00	5.60	3122	10.93	1561	6.18	1035	4.29	776	3.32	—	6.7	9.4	11.7	14.2	16.7	19.7	
1.13	2.35	2.65	3096	3.07	1548	1.76	1026	1.25	770	0.97	8.6	11.1	13.8	16.1	18.6	21.1	24.1	
1.13	2.65	3.00	3085	4.03	1542	2.28	1022	1.60	767	1.25	8.1	10.6	13.3	15.6	18.1	20.6	23.6	
1.13	2.80	3.15	3105	4.51	1552	2.54	1029	1.78	772	1.38	7.8	10.3	13.1	15.3	17.8	20.3	23.3	
1.13	3.65	4.12	3096	7.12	1548	3.97	1026	2.77	770	2.14	6.4	8.9	11.6	13.9	16.4	18.9	21.9	
FACTOR DE CORRECCIÓN DE LA LONGITUD DE ARCO												0.83	0.86	0.89	0.92	0.94	0.96	0.98
1.13	5.30	6.00	3088	11.73	1544	6.66	1024	4.63	768	3.58	—	—	8.9	11.1	13.6	16.1	19.1	
1.14	2.20	2.50	3071	2.60	1536	1.50	1018	1.07	763	0.84	8.8	11.3	14.1	16.3	18.8	21.3	24.3	
1.15	4.12	4.75	3031	8.52	1515	4.77	1005	3.32	753	2.56	—	8.0	10.8	13.0	15.5	18.0	21.0	
1.15	6.00	6.90	3040	13.52	1520	7.78	1008	5.41	756	4.18	—	—	—	9.9	12.4	14.9	17.9	
1.16	3.15	3.65	3014	5.64	1507	3.15	999	2.20	749	1.71	7.2	9.7	12.4	14.7	17.2	19.7	22.7	
FACTOR DE CORRECCIÓN DE LA LONGITUD DE ARCO												0.83	0.86	0.89	0.92	0.94	0.96	0.98

3VX = LOS VALORES DE LAS BANDAS V DENTADAS/RANURADAS ESTÁN DADOS SOLAMENTE PARA 3VX DEBIDO A LAS TENDENCIAS DE LA INDUSTRIA EN GENERAL.

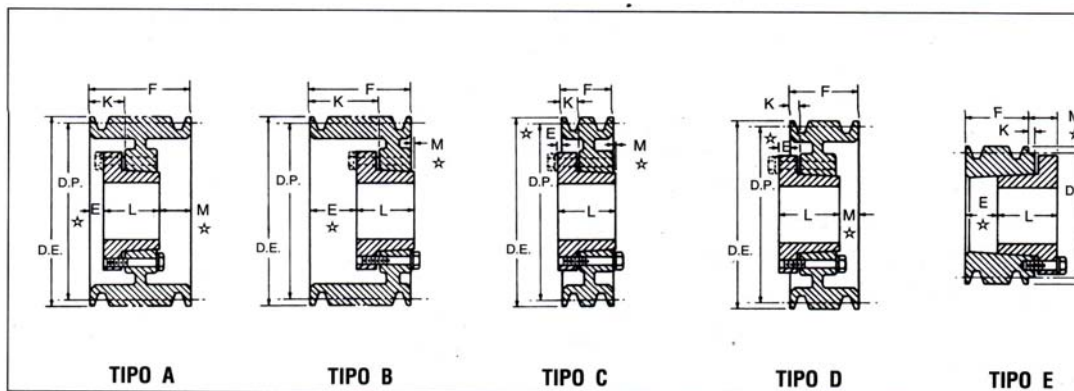
+ SI LA VELOCIDAD DE CORONA EXCEDE A LOS 6500 PIES POR MINUTO, CONSULTE A 

ANEXO 35

LISTADO DE POLEAS 3V DE ALTA CAPACIDAD

3V Poleas QD de Alta Capacidad "Hi-Cap" en Existencia

Martin



Las dimensiones para las poleas *Martin* se encuentran enlistadas en las siguientes tablas con sus correspondientes bujes. El tipo de polea mostrada a continuación se indica con una letra, y la construcción se indica con un número, como se muestra en la siguiente página.

Dimensiones en pulgadas, peso en libras

1 Ranura* F = 1/16										2 Ranuras F = 1/32									
No. de Parte	DE	DP Banda 3V	Tipo	Buje	Barreno Máximo del Buje	E	K	Largo Total del Barreno	M	Peso sin buje	No. de Parte	Tipo	Buje	Barreno Máximo del Buje	E	K	Largo Total del Barreno	M	
1 3V 220 JA	2.20	2.15	E-1	JA	1/4	3/8	3/8	1 1/8	3/8	.7	2 3V 220 JA	E-1	JA	1/4	3/8	3/8	1 1/8	3/8	
1 3V 235 JA	2.35	2.30	E-1	JA	1/4	3/8	3/8	1 1/8	3/8	.8	2 3V 235 JA	E-1	JA	1/4	3/8	3/8	1 1/8	3/8	
1 3V 250 JA	2.50	2.45	E-1	JA	1/4	3/8	3/8	1 1/8	3/8	.8	2 3V 250 JA	E-1	JA	1/4	3/8	3/8	1 1/8	3/8	
1 3V 265 JA	2.65	2.60	C-1	JA	1/4	3/8	3/8	1 1/8	0	.9	2 3V 265 JA	D-1	JA	1/4	3/8	3/8	1 1/8	3/8	
1 3V 280 JA	2.80	2.75	C-1	JA	1/4	3/8	3/8	1 1/8	0	.9	2 3V 280 JA	D-1	JA	1/4	3/8	3/8	1 1/8	3/8	
1 3V 300 JA	3.00	2.95	C-1	JA	1/4	3/8	3/8	1 1/8	0	1.0	2 3V 300 JA	D-1	JA	1/4	3/8	3/8	1 1/8	3/8	
1 3V 315 JA	3.15	3.10	C-1	JA	1/4	3/8	3/8	1 1/8	0	1.0	2 3V 315 JA	D-1	JA	1/4	3/8	3/8	1 1/8	3/8	
1 3V 335 JA	3.35	3.30	C-1	JA	1/4	3/8	3/8	1 1/8	0	1.1	2 3V 335 SH	D-1	SH	1 1/8	3/8	3/8	1 1/8	3/8	
1 3V 365 SH	3.65	3.60	D-1	SH	1 1/8	3/8	0	1 1/8	3/8	1.3	2 3V 365 SH	D-1	SH	1 1/8	3/8	3/8	1 1/8	3/8	
1 3V 412 SH	4.12	4.07	D-1	SH	1 1/8	3/8	0	1 1/8	3/8	1.7	2 3V 412 SH	D-1	SH	1 1/8	3/8	3/8	1 1/8	3/8	
1 3V 450 SH	4.50	4.45	D-2	SH	1 1/8	3/8	0	1 1/8	3/8	2.1	2 3V 450 SH	D-1	SH	1 1/8	3/8	3/8	1 1/8	3/8	
1 3V 475 SH	4.75	4.70	D-2	SH	1 1/8	3/8	0	1 1/8	3/8	2.5	2 3V 475 SH	D-1	SH	1 1/8	3/8	3/8	1 1/8	3/8	
1 3V 500 SH	5.00	4.95	D-2	SH	1 1/8	3/8	0	1 1/8	3/8	2.8	2 3V 500 SH	D-1	SH	1 1/8	3/8	3/8	1 1/8	3/8	
1 3V 530 SH	5.30	5.25	D-2	SH	1 1/8	3/8	0	1 1/8	3/8	3.2	2 3V 530 SH	D-1	SH	1 1/8	3/8	3/8	1 1/8	3/8	
1 3V 560 SH	5.60	5.55	D-2	SH	1 1/8	3/8	0	1 1/8	3/8	3.2	2 3V 560 SH	D-1	SH	1 1/8	3/8	3/8	1 1/8	3/8	
1 3V 600 SH	6.00	5.95	D-2	SH	1 1/8	3/8	0	1 1/8	3/8	3.5	2 3V 600 SH	D-1	SH	1 1/8	3/8	3/8	1 1/8	3/8	
1 3V 650 SH	6.50	6.45	D-3	SH	1 1/8	3/8	0	1 1/8	3/8	3.9	2 3V 650 SDS	D-3	SDS	2	3/8	3/8	1 1/8	3/8	
1 3V 690 SH	6.90	6.85	D-3	SH	1 1/8	3/8	0	1 1/8	3/8	4.5	2 3V 690 SDS	D-3	SDS	2	3/8	3/8	1 1/8	3/8	
1 3V 800 SDS	8.00	7.95	C-3	SDS	2	3/8	0	1 1/8	0	5.5	2 3V 800 SDS	D-3	SDS	2	3/8	3/8	1 1/8	3/8	
1 3V 1060 SDS	10.60	10.55	C-3	SDS	2	3/8	0	1 1/8	0	8.0	2 3V 1060 SK	C-3	SK	2 1/8	3/8	3/8	1 1/8	3/8	
1 3V 1400 SK	14.00	13.95	C-3	SK	2 1/8	3/8	0	1 1/8	0	13.5	2 3V 1400 SK	C-3	SK	2 1/8	3/8	3/8	1 1/8	3/8	
1 3V 1900 SK	19.00	18.95	C-3	SK	2 1/8	3/8	0	1 1/8	0	17.0	2 3V 1900 SK	C-3	SK	2 1/8	3/8	3/8	1 1/8	3/8	
	25.00	24.95									2 3V 2500 SF	C-3	SF	2 1/8	3/8	3/8	2 1/8	3/8	

* F = 3/8" para 1 3V 800 SDS y 1 3V 1060 SDS, F = 1/2" para 1 3V 1400 SK y 1 3V 1900 SK

★ Las dimensiones E y M son nominales y variarán dependiendo de la tolerancia de la eje. Las poleas tipo E están barrenadas solamente para montaje reverso.

CANT.	DESCRIPCION	CANT.	CARACTERISTICAS GENERALES
16	TUBERIA DE ESCAFF POR VAPOR CONDENSADO	1	Cédula 40 para ϕ 1/2"
15	TUBERIA PARA SALIDA DE AGUA	1	Cédula 40 de 1" y 1 1/2"
14	VALVULA DE PUERTA DE AGUA	1	Tipo compuerta para ϕ 1 1/2"
13	VALVULA PARA SALIDA DE VAPOR CONDENSADO	1	Tipo compuerta para ϕ 1/2"
12	VALVULA REGULADORA DE PRESION PARA EL VAPOR	1	Serie T 142-A
11	BAREMETRO	1	
10	VALVULA PARA AGUA	1	Tipo compuerta para ϕ 1" y 2 1/2"
9	MEDIDOR DE TEMPERATURA	1	
8	TUBERIA DE EVAPOR DEL VAPOR	1	Cédula 40 para ϕ 1"
7	TUBERIA DE ALIMENTACION DE AGUA	1	Cédula 40 de 1" y 2 1/2"
6	TAPA DE SELLAMIENTO	2	De acero AISI 316 y 40 mm
5	ARRUE DE CUBIERTA	2	Cuerpo Cédula 40 de 40 mm de largo, acero inox
4	COLUMNA PARA SUPERFICIE	2	Acero AISI 316, canal L 4x2 soldadas
3	CANASTILLA	1	Rejillas de acero inoxidable y vigas L 25x25 mm
2	GANISA DE DOBLE FONDO	1	Acero inoxidable 316L de 2 mm de espesor
1	CUERPO DE LA MARMITA	1	Acero inoxidable 316L de 5 mm de espesor

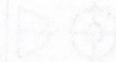
PLANOS

ESPOL

ESPOL

FACULTAD DE INGENIERIA MECANICA Y CIENCIAS DE LA PRODUCCION

Proyecto 1



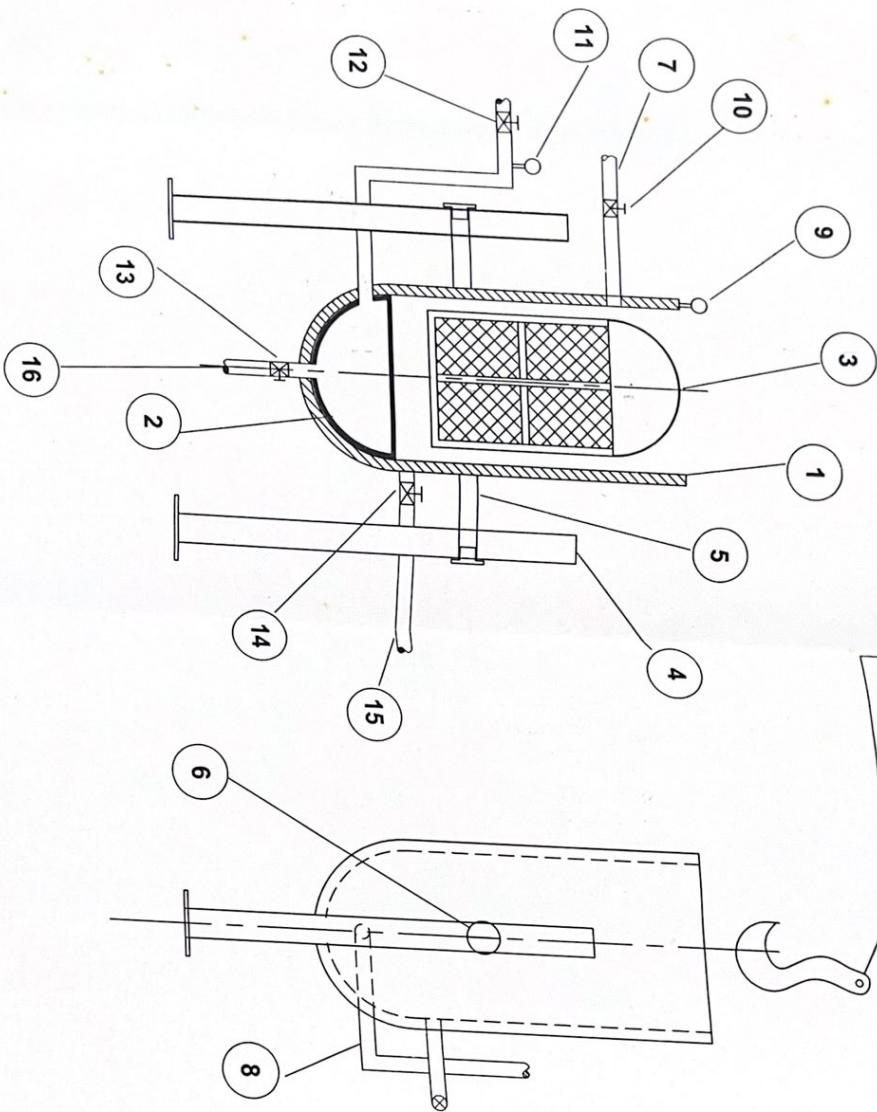
ENSAMBLE DE LA MARMITA

B. N. I.

P. N. I.

Nombre: RICARDO MONCATO MONCAMA

DETALLE:
Tecle Mecánico para elevar
canastilla



LINEA DE VAPOR

LINEA DE AGUA

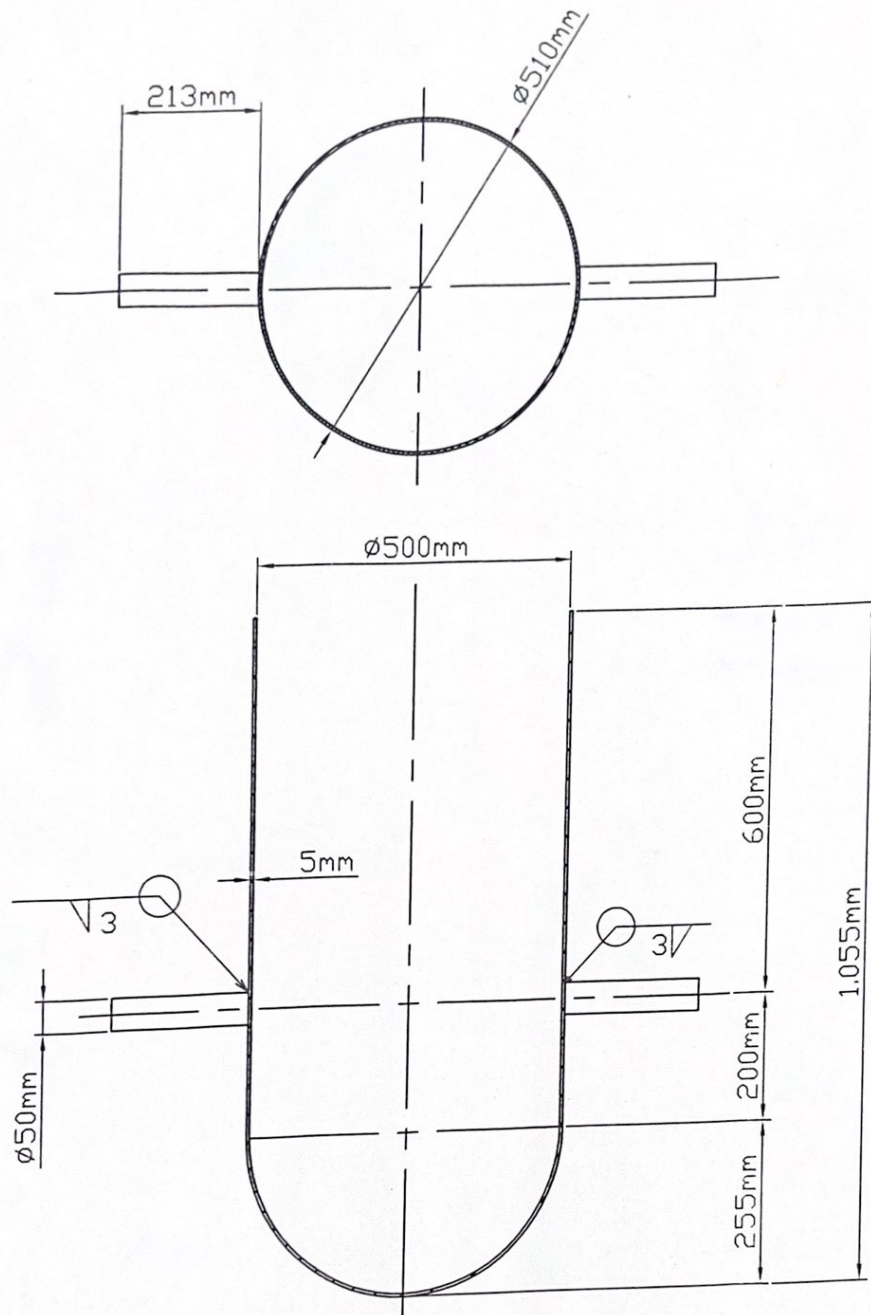
Item	DESIGNACION	Cont	CARACTERISTICAS GENERALES
16	TUBERIA DE ESCAPE DEL VAPOR CONDENSADO	1	Cédula 40 para ϕ 1/2"
15	TUBERIA PARA SALIDA DEL AGUA	1	Cédula 40 de 1" y 1 1/2"
14	VALVULA DE PURGA DE AGUA	1	Tipo compuerta para ϕ 1 1/2"
13	VALVULA PARA SALIDA DE VAPOR CONDENSADO	1	Tipo compuerta para ϕ 1 1/2"
12	VALVULA REGULADORA DE PRESION PARA EL VAPOR	1	Serie T 143-A
11	BAROMETRO	1	
10	VALVULA PARA ADMISION DE AGUA	1	Tipo compuerta para ϕ 1" y 2 1/2"
9	MEDIDOR DE TEMPERATURA	1	
8	TUBERIA DE ENTRADA DEL VAPOR	1	Cédula 40 para ϕ 1"
7	TUBERIA DE ENTRADA DE AGUA	1	Cédula 40 de 1" y 2 1/2"
6	TAPA DE SEGURIDAD	2	De acero AISI 1018 ϕ 49 mm
5	ARBOL DE SOPORTE	2	Tubería Cédula 40 de ϕ 50 mm y 231 mm de largo, acero inox
4	COLUMNA PARA SOPORTE	2	Acero AISI 1018, canal C 4x7/2 soldadas
3	CANASTILLA	1	Rejillas de acero inoxidable y vigas L 25x25 mm
2	CAMISA DE DOBLE FONDO	1	Acero inoxidable 316L de 2 mm de espesor
1	CUERPO DE LA MARMITA	1	Acero inoxidable 316L de 5 mm de espesor

ESPOL

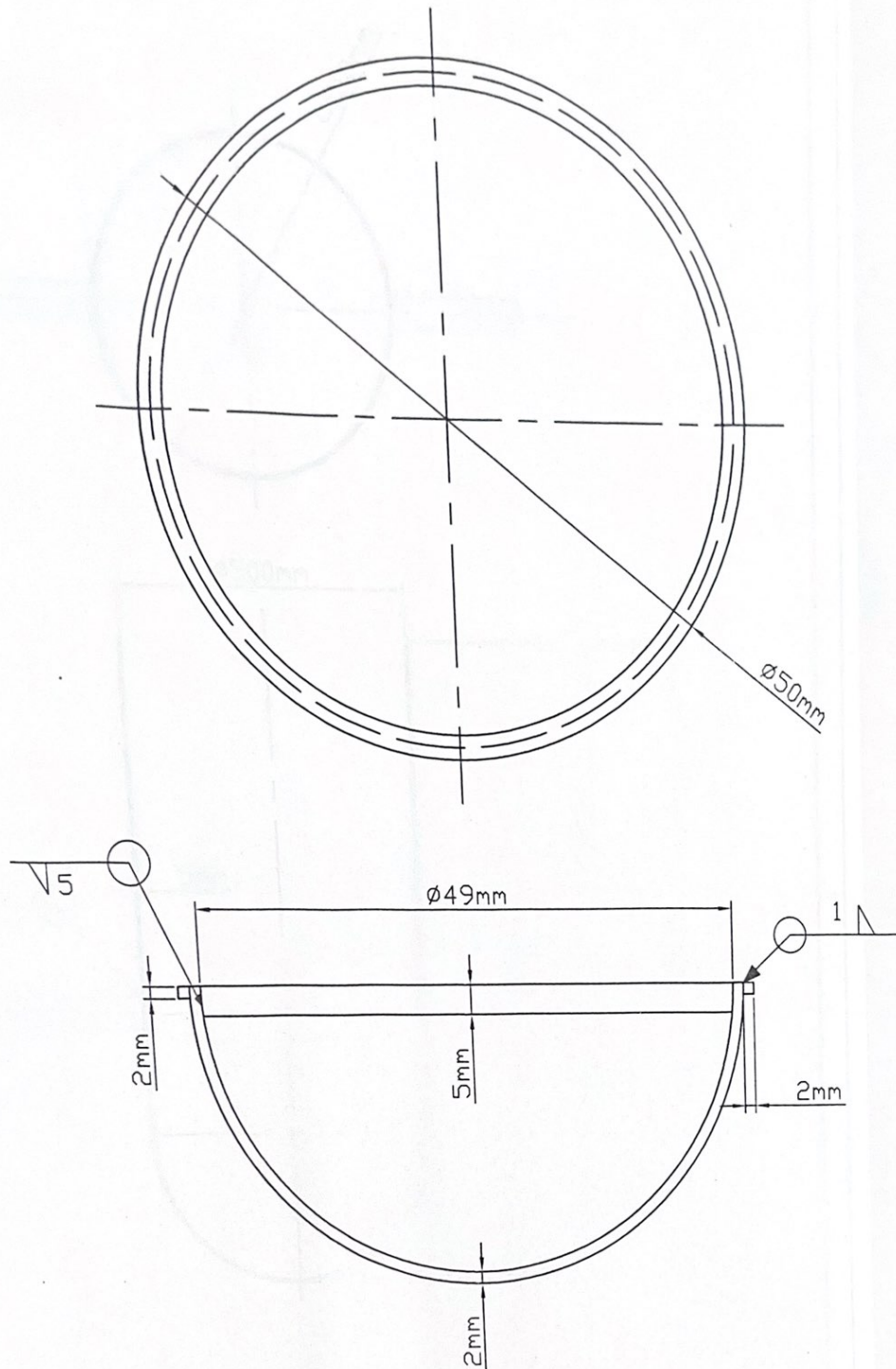
FACULTAD DE INGENIERIA MECANICA Y CIENCIAS DE LA PRODUCCION

Plano: 1  **ENSAMBLE DE LA MARMITA**

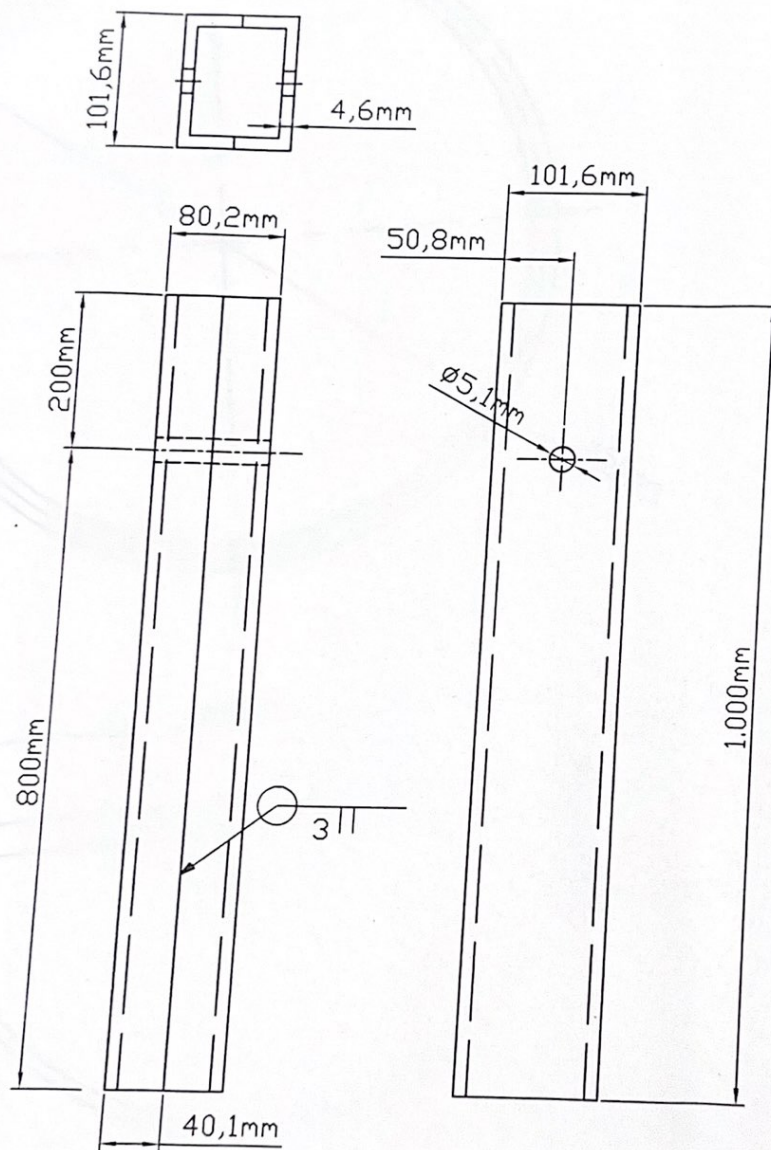
D. N. I. P. N. I. Nombre: RICARDO MONCAYO MONCADA

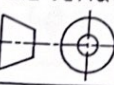


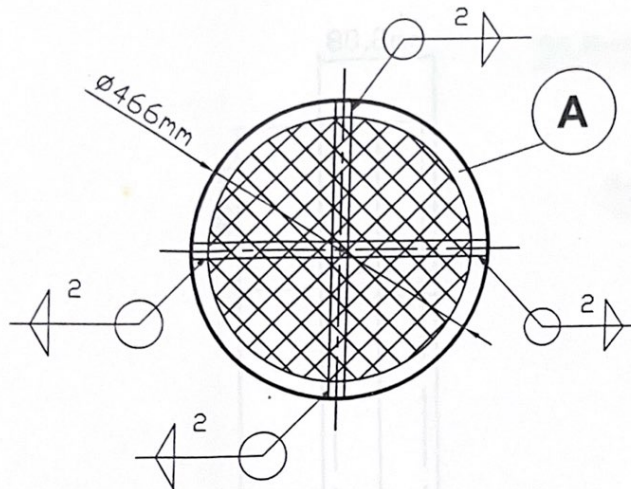
ESPOL		FACULTAD DE INGENIERIA MECANICA Y CIENCIAS DE LA PRODUCCION	
Plano: 2	Sistema:	CUERPO DE LA MARMITA	
Material: Acero inox 316L		Nombre: RICARDO MONCAYO MONCADA	



ESPOL		FACULTAD DE INGENIERIA MECANICA Y CIENCIAS DE LA PRODUCCION	
Plano: 3	Sistema:	CAMISA DE DOBLE FONDO	
Material: Acero inox 316L		Nombre: RICARDO MONCAYO MONCADA	

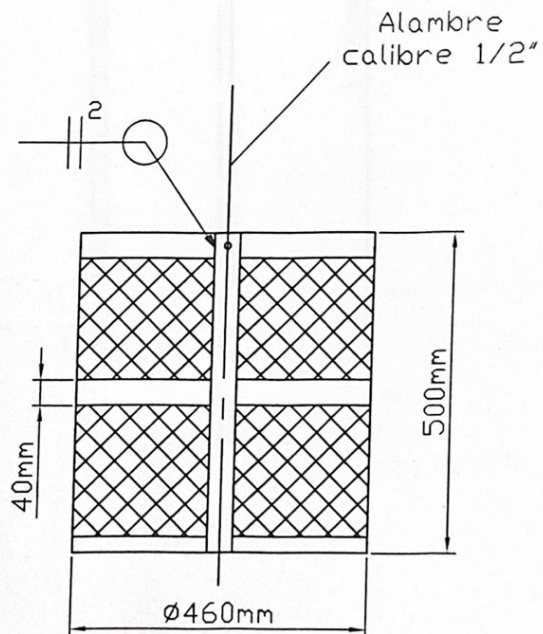
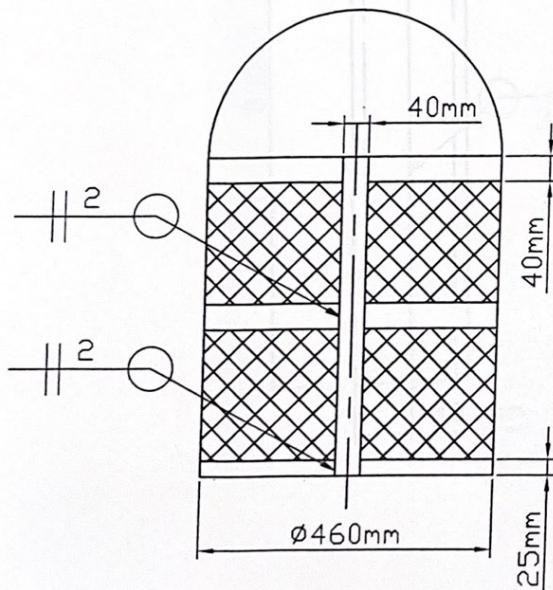


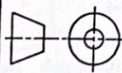
ESPOL		FACULTAD DE INGENIERIA MECANICA Y CIENCIAS DE LA PRODUCCION	
Plano: 4	Sistema: 	COLUMNAS	
Material: Acero inox 316L		Nombre: RICARDO MONCAYO MONCADA	

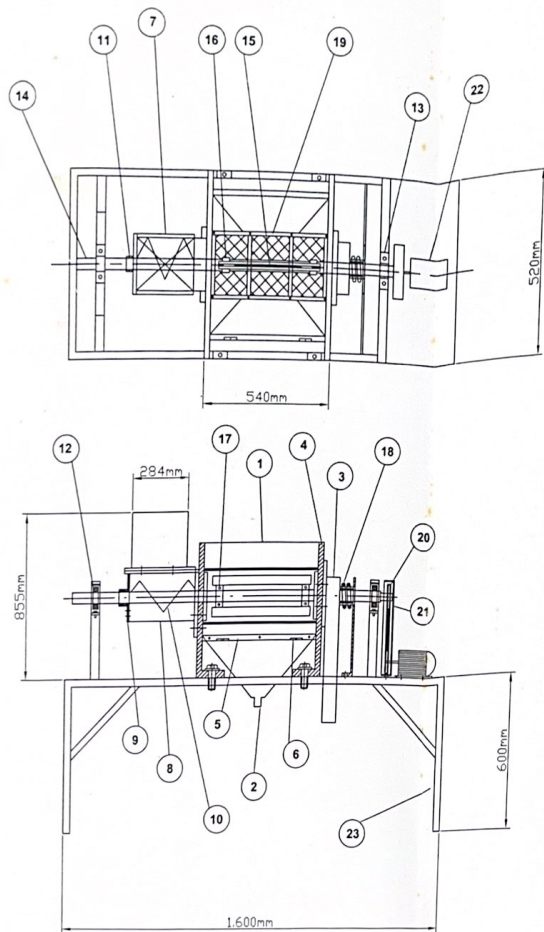


DETALLE A:

CANAL L 25X25X3 mm



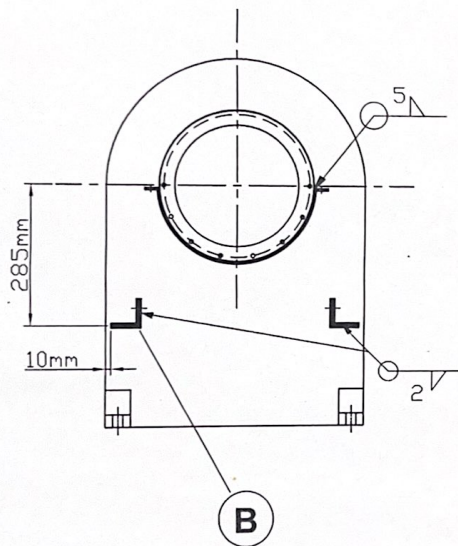
ESPOL		FACULTAD DE INGENIERIA MECANICA Y CIENCIAS DE LA PRODUCCION	
Plano: 5	Sistema: 	CANASTILLA	
Material: Acero AISI 316L		Nombre: RICARDO MONCAYO MONCADA	



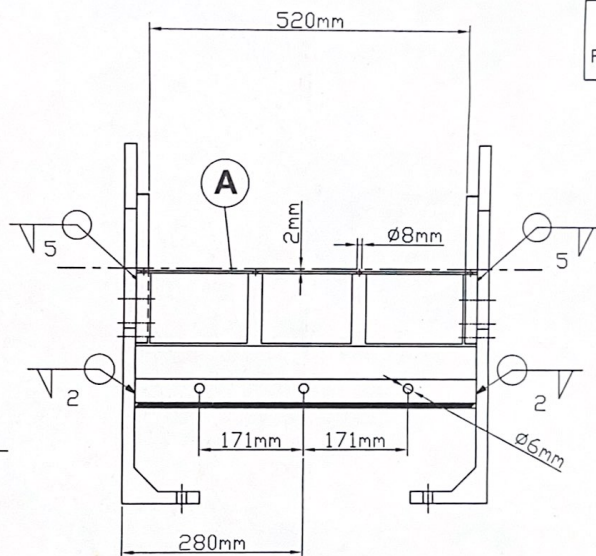
Item	DENOMINACION	Cant	CARACTERISTICAS
23	BASE ESTRUCTURAL	1	Acero Estructural
22	CONJUNTO MOTOR - POLEA	1	Motor Eléctrico de 2.3 KW a 3500RPM - polea 13V500-SH
21	GUARDIAN PARA POLEAS	1	AISI 316L
20	POLEA	1	1 3V530-SH
19	REJILLA Y AGARRADERA	2	AISI 316L CALIBRE 0,05"
18	RESORTE	1	Alambre estirado en Frío A227
17	PERNOS DE SUJECION DE PALETA	4	CLASE 10.9 M10
16	BOCIN SUJETADOR DE PALETA	2	AISI 316L
15	PALETA	2	AISI 316L
14	ARBOL DE TRANSMISION	1	AISI 316L
13	CHUMACERA	2	Modelo UCP 309 D1
12	RODAMIENTO	2	Marca NTN - De bolas ZZ Radio 45 mm y ancho 7 mm
11	COJINETE DE DESLIZAMIENTO	2	Bronce fosforoso, 1 mm de espesor, $r = 25 \pm 0.05$ mm L = 4cm
10	TRANSPORTADOR HELICOIDAL	1	Acero inoxidable 316L, modelo 9H412 con L=284mm
9	TAPA PARA ARTESA	1	Acero inoxidable 316L, espesor 2 mm
8	ARTESA	1	Tipo Estándar- modelo 9CTA3 L=282mm, espesor 2mm
7	TOLVA DE ALIMENTACION	1	De acero Inox 316L de 2 mm de espesor
6	VISAGRA	2	Acero inoxidable 316L
5	VIGA LPN	2	Canal L de 60x60x6 mm
4	MENSULA	2	AISI 316L
3	CANAL DE DESECHOS	1	Acero inoxidable 316L de 1 mm de espesor
2	CANAL DE RECOLECCION DE PULPA	1	Acero inoxidable 316L de 1 mm de espesor
1	TAPA COBERTORA		Acero inoxidable 316L de 2 mm de espesor

ESPOL		FACULTAD DE INGENIERIA MECANICA Y CIENCIAS DE LA PRODUCCION
Plano: 6	Sistema:	ENSAMBLE DE LA DESPULPADORA
D. N. :	P. N. :	Nombre: RICARDO MONCAYO MONCADA

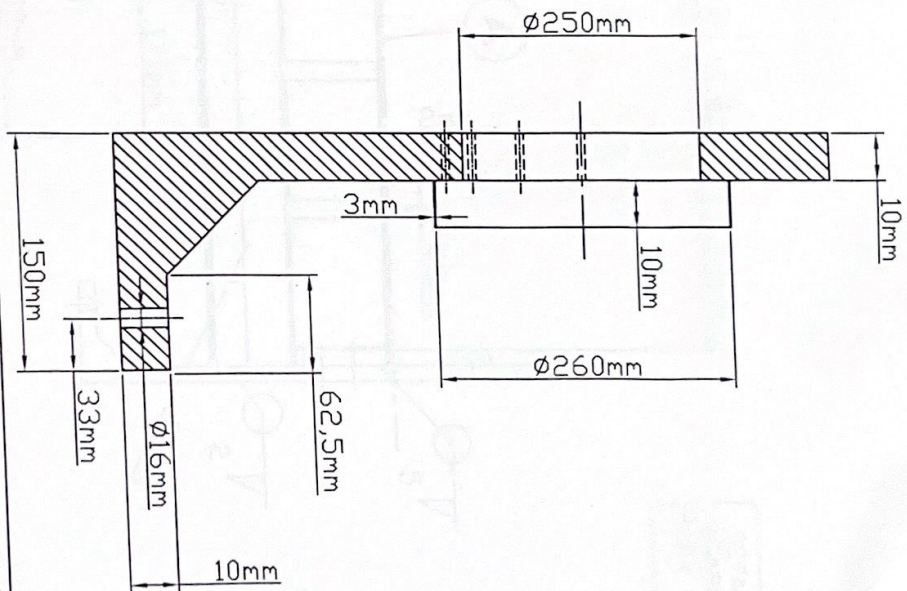
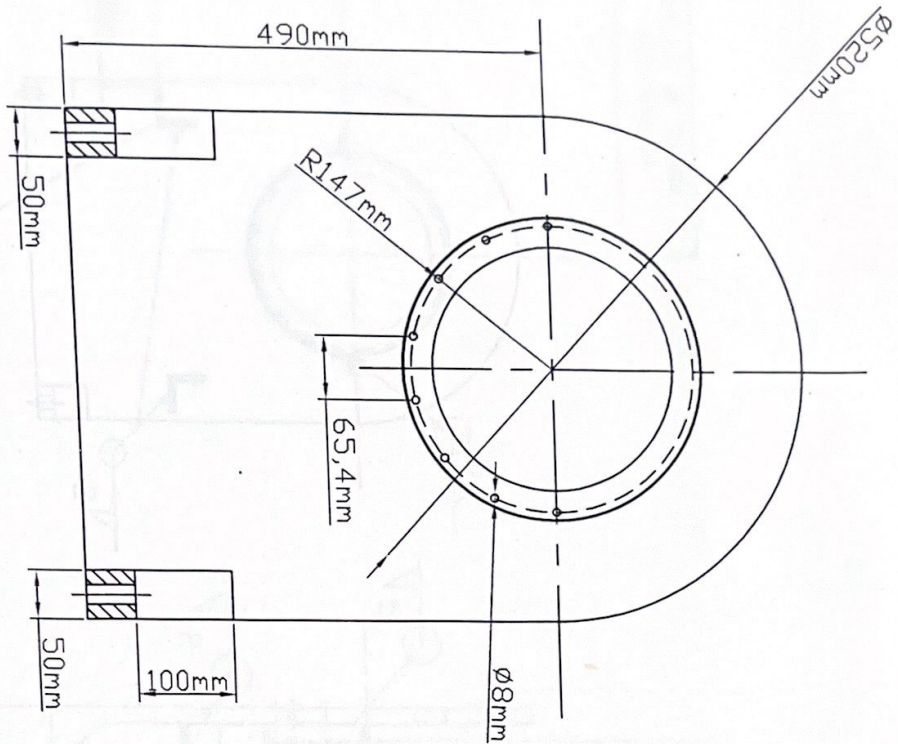
DETALLE B: CANAL L
60X60X6mm



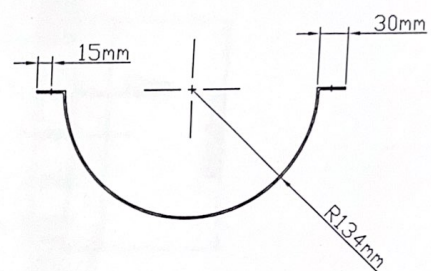
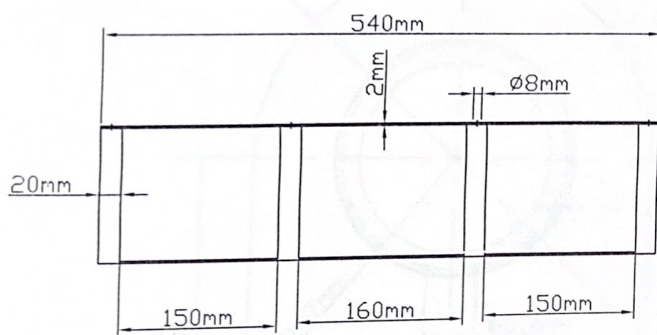
DETALLE A:
AGARRADERA
PARA REJILLA



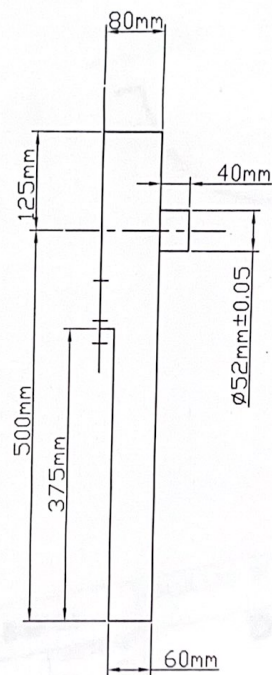
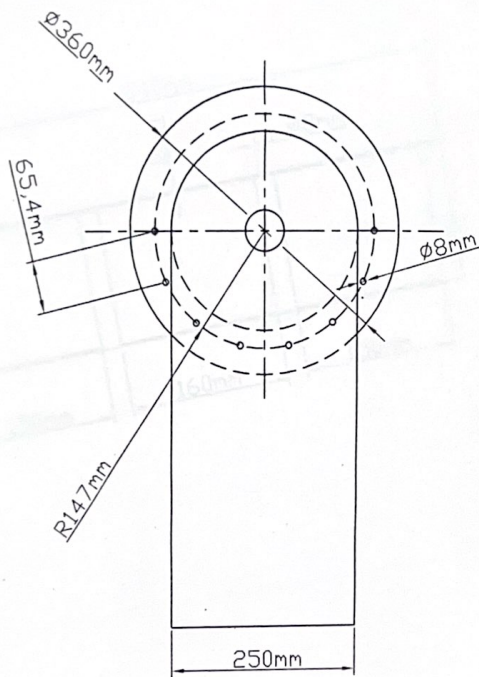
ESPOL		FACULTAD DE INGENIERIA MECANICA Y CIENCIAS DE LA PRODUCCION	
Plano: 7	Sistema: 	DETALLES DE LA CAMARA DE DESPULPADO	
Material: Acero Inox 316L		Nombre: RICARDO MONCAYO MONCADA	



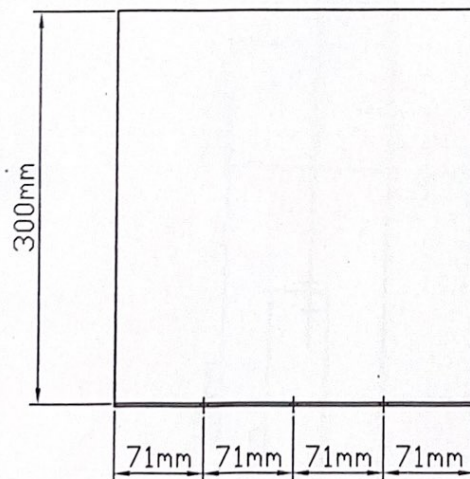
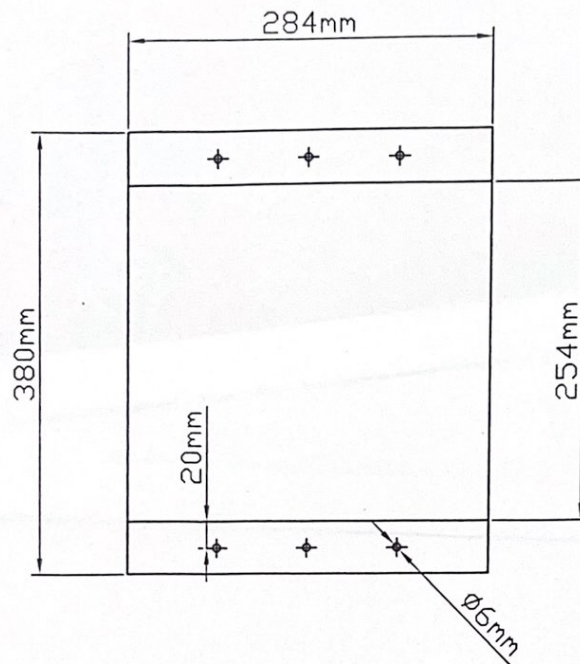
ESPOL		FACULTAD DE INGENIERIA MECANICA Y CIENCIAS DE LA PRODUCCION	
Plano: 8	Sistema:	MENSULA	
Material: Acero Inox 316L		Nombre: RICARDO MONCAYO MONCADA	

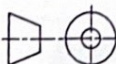


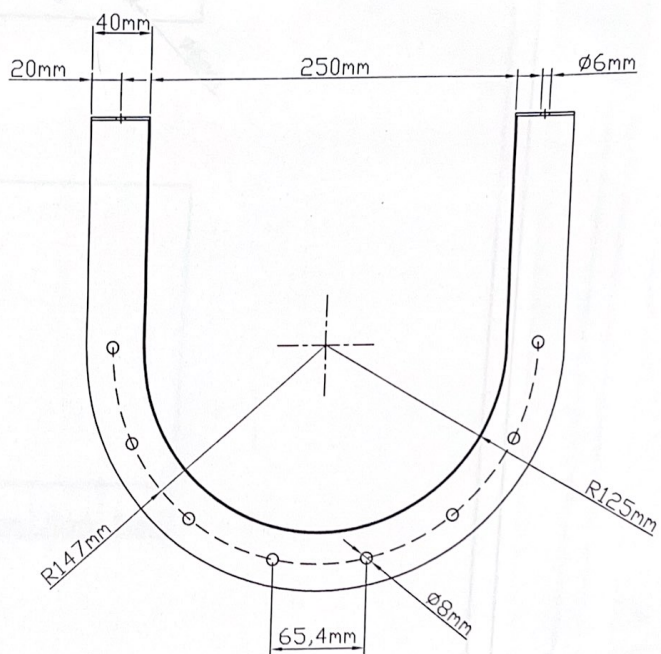
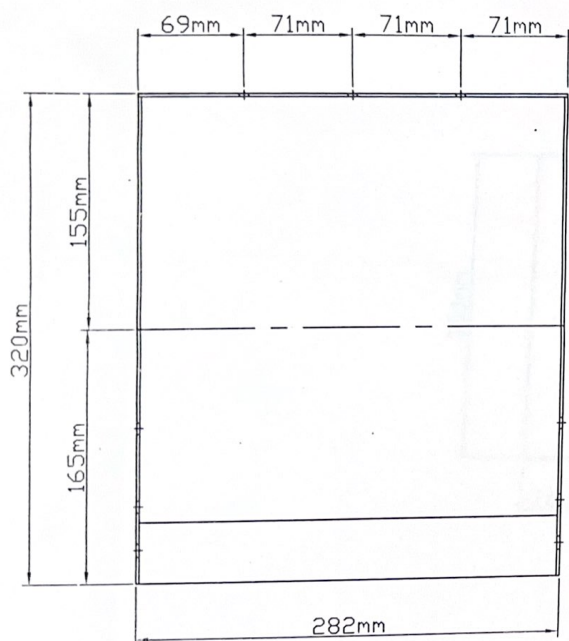
ESPOL		FACULTAD DE INGENIERIA MECANICA Y CIENCIAS DE LA PRODUCCION	
Plano: 9	Sistema:	DETALLES DE LA AGARRADERA	
Material: Acero Inox 316L		Nombre: RICARDO MONCAYO MONCADA	



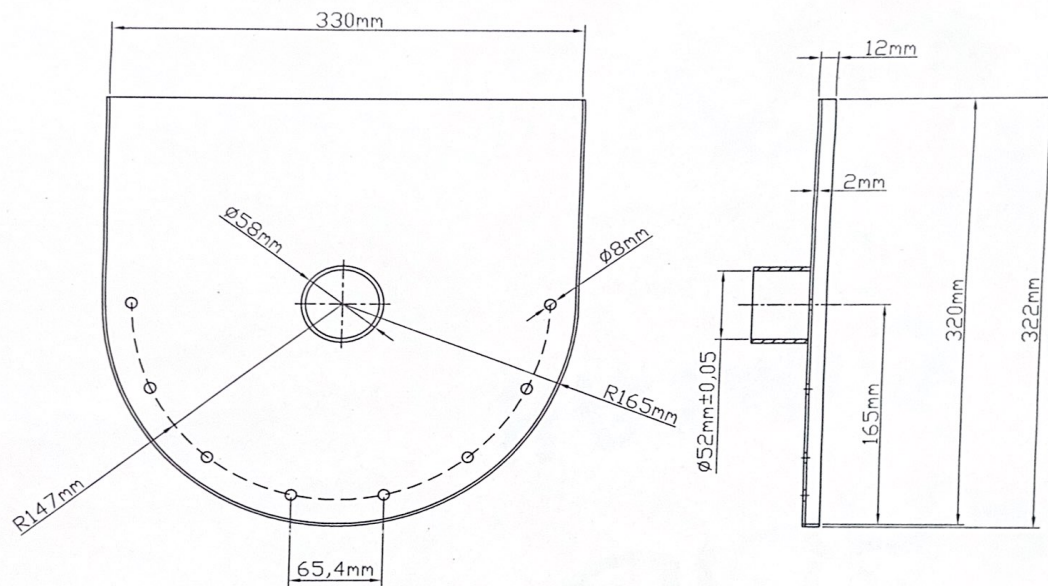
ESPOL		FACULTAD DE INGENIERIA MECANICA Y CIENCIAS DE LA PRODUCCION	
Plano: 10	Sistema: 	CANAL DE DESECHOS	
Material: Acero Inox 316L		Nombre: RICARDO MONCAYO MONCADA	



ESPOL		FACULTAD DE INGENIERIA MECANICA Y CIENCIAS DE LA PRODUCCION	
Plano: 11	Sistema: 	TOLVA DE ALIMENTACION	
Material: Acero inox 316L		Nombre: RICARDO MONCAYO MONCADA	

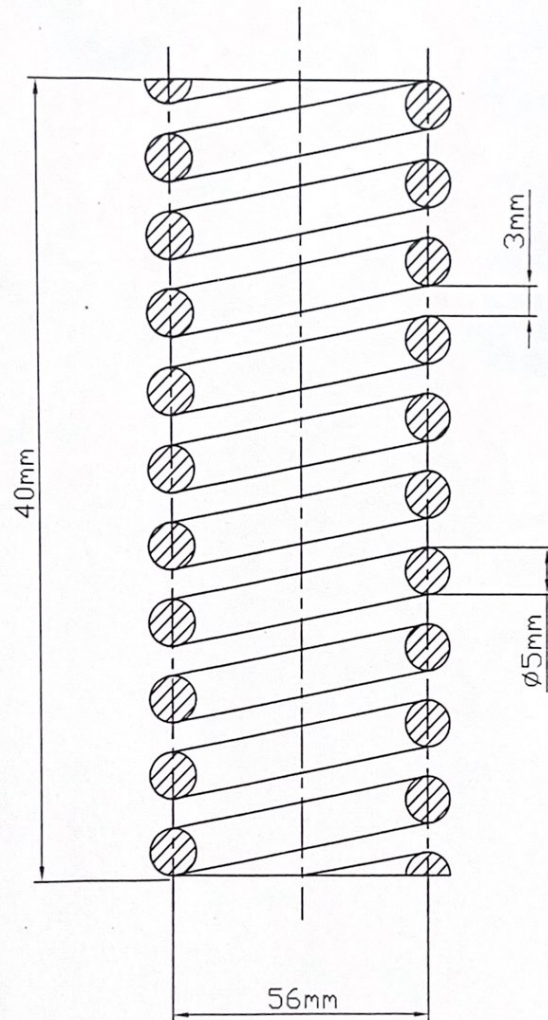


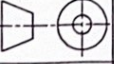
ESPOL		FACULTAD DE INGENIERIA MECANICA Y CIENCIAS DE LA PRODUCCION	
Plano: 12	Sistema: 	ARTESA	
Material: Acero Inox 316L		Nombre: RICARDO MONCAYO MONCADA	

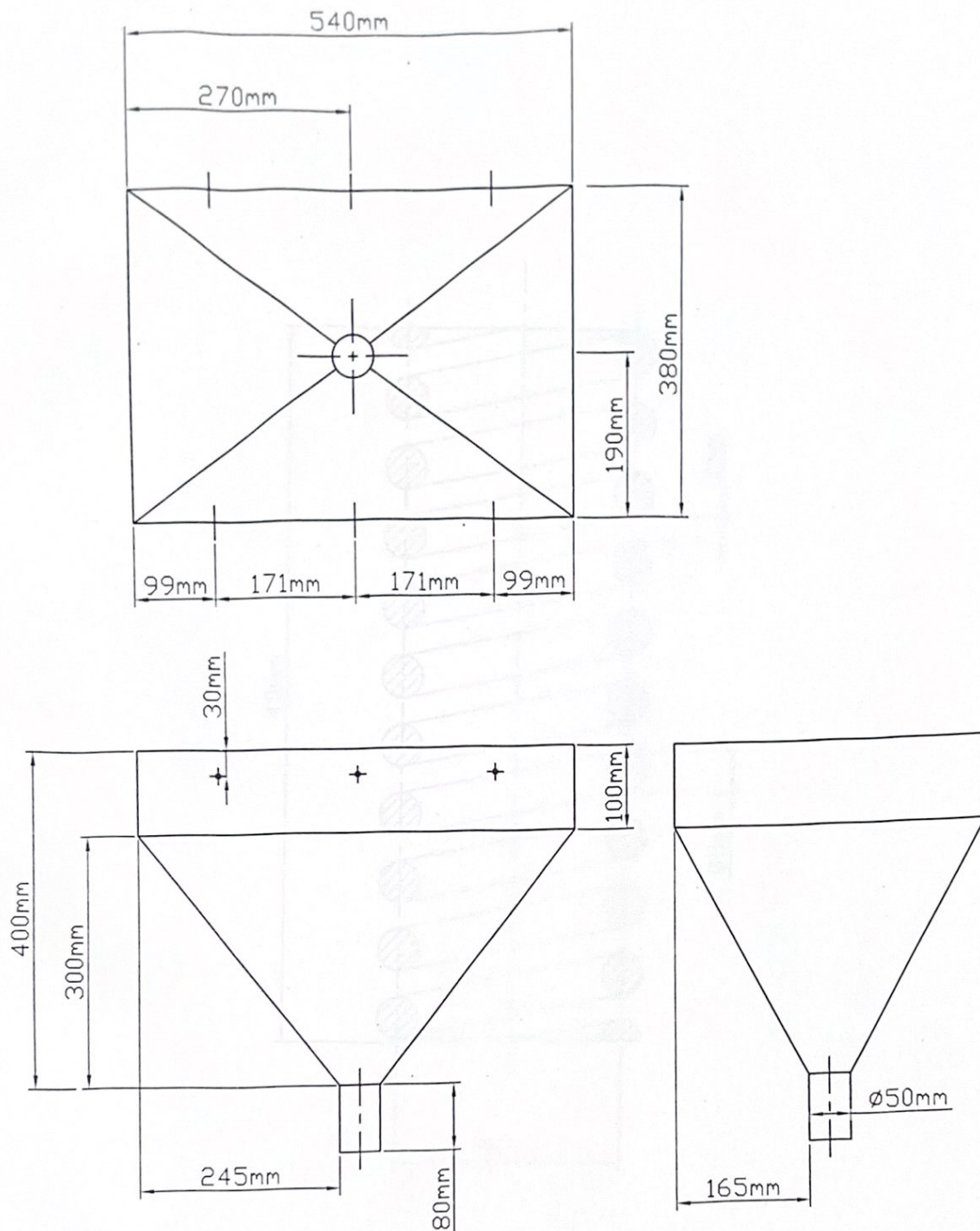


ESPOL		FACULTAD DE INGENIERIA MECANICA Y CIENCIAS DE LA PRODUCCION
Plano: 13	Sistema:	TAPA DE ARTESA
Material: Acero Inox 316L		Nombre: RICARDO MONCAYO MONCADA

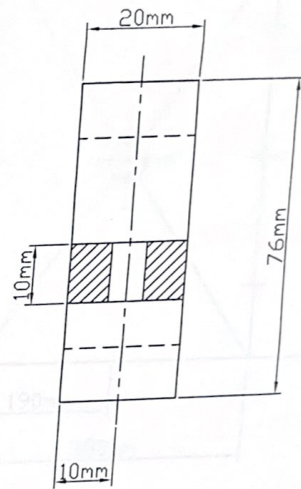
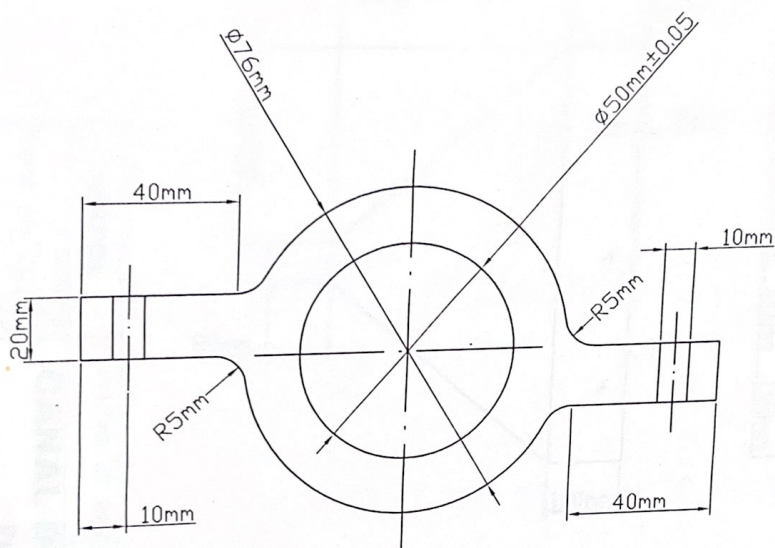




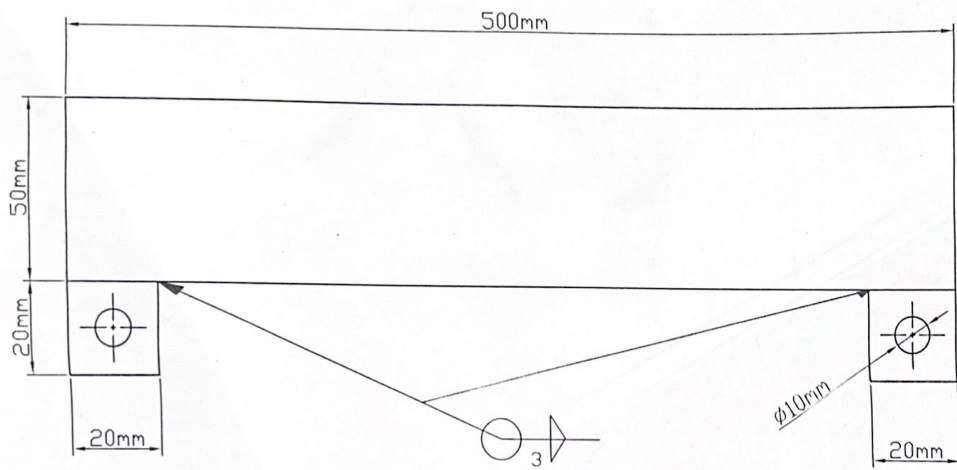
ESPOL		FACULTAD DE INGENIERIA MECANICA Y CIENCIAS DE LA PRODUCCION	
Plano: 15	Sistema: 	RESORTE	
Material: Acero AISI 1018		Nombre: RICARDO MONCAYO MONCADA	



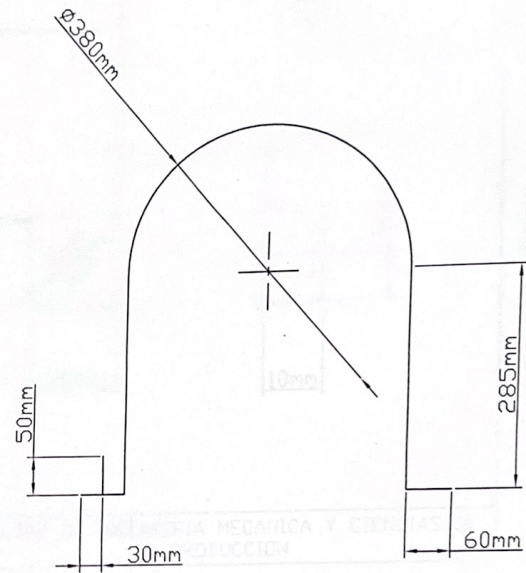
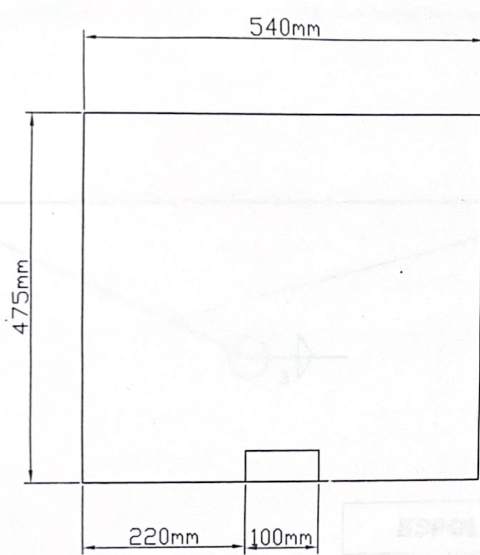
ESPOL		FACULTAD DE INGENIERIA MECANICA Y CIENCIAS DE LA PRODUCCION	
Plano: 16	Sistema:	CANAL DE RECOLECCION DE PULPA	
Material: Acero inox 316L		Nombre: RICARDO MONCAYO MONCADA	



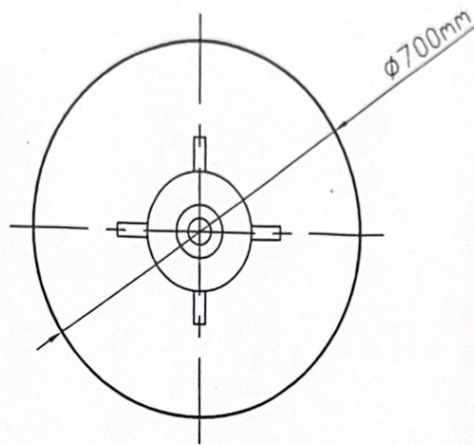
ESPOL		FACULTAD DE INGENIERIA MECANICA Y CIENCIAS DE LA PRODUCCION	
Plano: 18	Sistema: 	BOCIN SUJETADOR	
Material: Acero Inox 316L		Nombre: RICARDO MONCAYO MONCADA	



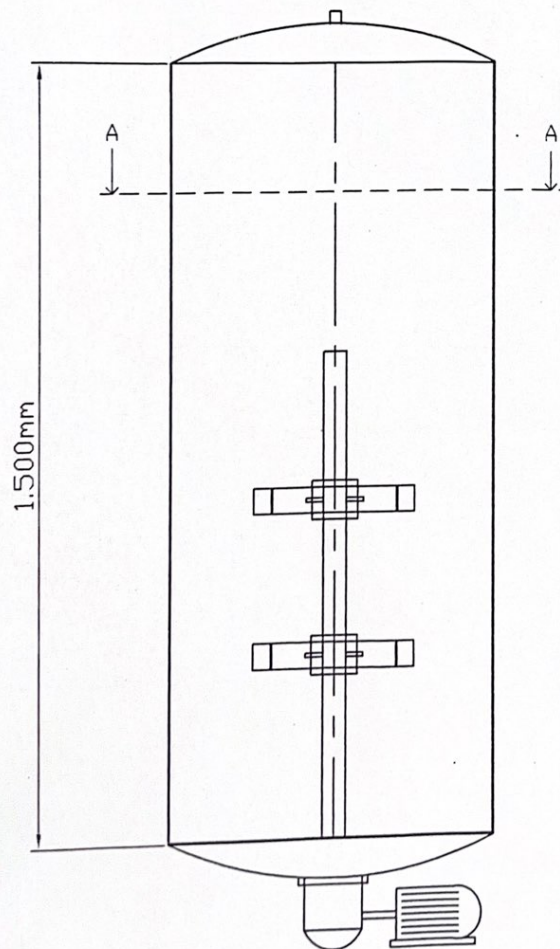
ESPOL		FACULTAD DE INGENIERIA MECANICA Y CIENCIAS DE LA PRODUCCION
Plano: 17	Sistema: 	PALETA
Material: Acero Inox 316L		Nombre: RICARDO MONCAYO MONCADA



ESPOL		FACULTAD DE INGENIERIA MECANICA Y CIENCIAS DE LA PRODUCCION	
Plano: 19	Sistema: 	TAPA COBERTORA	
Material: Acero Inox 316L		Nombre: RICARDO MONCAYO MONCADA	



CORTE A-A



MOTOR AGITADOR
2.2 KW A 1730
RPM

ESPOL		FACULTAD DE INGENIERIA MECANICA	
Plano: 20		TANQUE MEZCLADOR	
Material: Acero inox AISI 316L		Nombre: RICARDO MONCAYO MONCADA	