

**UNIVERSIDAD NACIONAL DE INGENIERÍA**

**FACULTAD DE INGENIERÍA MECÁNICA**



**DISEÑO DE UNA MÁQUINA EVISCERADORA DE  
ANCHOVETA CON CAPACIDAD DE 800 kg/hr.**

**TESIS**

**PARA OPTAR EL TÍTULO PROFESIONAL DE:  
INGENIERO MECÁNICO**

**CÉSAR EDUARDO GARCÍA BULEJE**

**PROMOCIÓN 2008 - I I**

**LIMA-PERU**

**2 012**

DISEÑO DE UNA MÁQUINA EVISCERADORA DE  
ANCHOVETA CON CAPACIDAD DE 800 kg/hr.

*A mi Tía Isabel por su amor incondicional y apoyo a lo largo de mi carrera,  
A mi madre por la confianza que depositó en mí como hermano mayor,  
A mi padre por marcarme el camino que estoy siguiendo,  
A mis Tías Charo y Doris por su apoyo y comprensión,  
A mis hermanas Gina y Nuria por hacerme ver que soy el hermano mayor,  
A Ringo por darme horas de alegría y mostrarme que la vida es corta,  
Al Ing. Wilson Silva por sus invaluable aportes a la realización de esta tesis.*

## TABLA DE CONTENIDOS

PRÓLOGO .....	1
<b>CAPÍTULO I</b>	
INTRODUCCIÓN.....	2
1.1. Antecedentes .....	2
1.2. Objetivo .....	2
1.3. Alcances.....	3
1.4. Limitaciones .....	3
1.5. Justificación técnico-económica .....	3
<b>CAPÍTULO II</b>	
GENERALIDADES DE LA ANCHOVETA PERUANA Y DISEÑO DE LA MÁQUINA PARA EVISCERAR.....	5
2.1. LA ANCHOVETA PERUANA.....	5
2.1.1. Características.....	5
2.1.2. Conservas de anchoveta .....	6
2.1.3. Estadísticas .....	11
2.2. MATERIALES A USARSE .....	12
2.2.1. El acero inoxidable .....	12
2.2.2. Polímeros .....	15
2.2.3. Bandas termoplásticas .....	21
2.3. PROCEDIMIENTO DE FABRICACIÓN .....	24
2.3.1. Habilitado del material .....	24
2.3.2. Soldadura .....	25
2.4. BOMBAS DE VACÍO .....	28
2.5. BOMBAS CENTRIFUGAS.....	29
2.6. ANÁLISIS ECONÓMICO.....	31
2.6.1. Tasa interna de retorno (TIR). .....	31
2.6.2. Valor actual neto (VAN). .....	31
2.6.3. Estructura de costos.....	32

**CAPÍTULO III**

IDENTIFICACIÓN DE LA MÁQUINA .....	33
3.1. DESCRIPCIÓN DEL PROYECTO .....	34
3.2. PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA .....	36

**CAPÍTULO IV**

CÁLCULO Y DISEÑO DE LA MÁQUINA EVISCERADORA .....	37
4.1. CÁLCULO Y DISEÑO DEL ALIMENTADOR DE MATERIA PRIMA .....	37
4.1.1. Cálculo y selección del motorreductor .....	37
4.1.2. Cálculo y Selección de los piñones y cadena .....	40
4.1.3. Selección de la banda transportadora .....	43
4.1.4. Cálculo del eje .....	46
4.2. CÁLCULO Y DISEÑO DEL SISTEMA DE CANGILONES .....	53
4.2.1. Diseño para la fabricación del cangilón .....	53
4.2.2. Selección del piñón y la cadena transportadora (porta cangilón) .....	56
4.2.3. Cálculo y selección del motorreductor .....	60
4.2.4. Selección de la cadena y piñones de potencia .....	64
4.2.5. Cálculo de los ejes .....	67
4.3. CÁLCULO Y DISEÑO DEL SISTEMA DE CORTE .....	79
4.3.1. Cálculo y diseño de los discos de corte y tuercas de sujeción .....	80
4.3.2. Cálculo y selección del motor, faja y poleas .....	84
4.3.3. Cálculo y diseño del eje considerando fatiga .....	89
4.4. CÁLCULO Y DISEÑO DEL SISTEMA DE EVISCERADO .....	99
4.4.1. Cálculo y Diseño del disco de succión .....	99
4.4.2. Diseño del sistema de la tobera de succión .....	103
4.4.3. Sistema de posicionamiento de la tobera .....	110
4.4.4. Diseño del tanque de almacenamiento según ASME VIII, div. I .....	112
4.4.5. Diseño de tuberías de la cortadora .....	123
4.4.6. Diseño del sistema de tubería del tanque .....	128
4.4.7. Cálculo y selección de la bomba de vacío .....	132
4.4.8. Cálculo y selección de la bomba para desperdicios .....	136
4.5. DISEÑO DE LA ESTRUCTURA .....	142
4.5.1. Zona de acomodamiento y recepción de la materia prima .....	142
4.5.2. Estructura de la zona de corte y eviscerado .....	175
4.6. ELEMENTOS DE MÁQUINA UTILIZADOS .....	187

4.6.1.	Chumaceras .....	187
4.6.2.	Pernos .....	195
4.6.3.	Soldadura .....	201
4.7.	ENSAMBLE .....	206
4.7.1.	Ensamble de la cadena-cangilones .....	206
4.7.2.	Ensamble del tanque de succión .....	207
4.7.3.	Ensamble del sistema de tuberías .....	208
4.7.4.	Ensamble del soporte de las tuberías .....	208
4.7.5.	Ensamble de la zona de corte .....	209
4.7.6.	Ensamble de la zona de acomodo .....	210
4.7.7.	Ensamble general .....	211
<b>CAPÍTULO V</b>		
	ANÁLISIS ECONÓMICO .....	212
	CONCLUSIONES .....	217
	RECOMENDACIONES .....	218
	BIBLIOGRAFÍA .....	219
	APENDICE .....	221

## PRÓLOGO

El presente estudio tiene por objetivo proponer un recurso para mejorar el proceso de producción de conservas de anchoveta, optimizando las etapas de corte y eviscerado del pescado. La máquina propuesta es el resultado de dos años de investigación y experimentación, durante los cuales se ha ido mejorando su rendimiento, rentabilidad y eficiencia.

La tesis se desarrolla en cinco capítulos. En el **Capítulo I** se ven los antecedentes, objetivos, alcances, limitaciones y la justificación técnico-económica; en el **Capítulo II** se exponen las características de la materia prima, el proceso de fabricación de las conservas, los materiales idóneos para la construcción de la máquina, el proceso de soldadura a utilizar y la selección de las bombas; en el **Capítulo III** se identifica la máquina en el proceso de hacer conservas en el contexto actual, se plantea el problema y se describe el proyecto. El **Capítulo IV** se concentra en el diseño de las partes de la máquina: la estructura, el sistema de alimentación de la materia prima, el sistema de corte, el sistema de alimentación por cangilones y el sistema de eviscerado. Finalmente, el **Capítulo V** se presenta un análisis económico y con la ayuda de los indicadores TIR y VAN se verá la rentabilidad de la inversión. Para concluir, se exponen las conclusiones de la investigación y una serie de recomendaciones que serán de utilidad para futuros trabajos sobre el tema.

# **CAPÍTULO I**

## **INTRODUCCIÓN**

### **1.1. Antecedentes**

Desde sus inicios, la industria conservera realizó el corte y eviscerado del pescado en forma manual. Esto implica gran cantidad de mano de obra, espacios amplios para la ubicación de las mesas en las cuales operan estas personas, y planillas abultadas.

Con el diseño de una máquina cortadora y evisceradora, se aprovecharán mejor los espacios de la planta pudiendo producir una mayor cantidad de cortes y eviscerados con menor personal.

### **1.2. Objetivo**

El objetivo de este trabajo es diseñar una máquina cortadora-evisceradora de anchovetas cuya capacidad es de 800kg/hr, y que puede fabricarse con materiales existentes en el mercado peruano, a fin de reducir costos y optimizar el tiempo en el proceso de producción en las plantas conserveras y afines.



### **1.3. Alcances**

El presente trabajo tiene alcance a la empresa pesquera en general y, de modo particular, a aquellas que hacen maquila; es decir, a las numerosas empresas que se dedican exclusivamente al corte y eviscerado del pescado.

La nueva máquina será de interés además, para las empresas que, no siendo conserveras, trabajan con pescado cortado y eviscerado con fines de elaboración de concentrados de pescado (surimi base).

### **1.4. Limitaciones**

La máquina está diseñada exclusivamente para cortar y eviscerar anchoveta. Su tamaño coincide con la medida promedio de este pescado: 120-130 mm.

Se trata además de una máquina que, si bien reduce el número de operarios, requiere la participación de 18 acomodadoras de pescado por máquina.

Es preciso indicar que el presente trabajo abarca la parte mecánica, mas no la parte eléctrica.

### **1.5. Justificación técnico-económica**

Actualmente el corte y eviscerado es manual y requiere un promedio de 38 personas para procesar 800 kg de pescado/hora. Algunas empresas utilizan máquinas importadas que no están fabricadas para nuestra realidad.

El diseño de la máquina que se propone en este trabajo requiere de 18 personas menos para procesar la misma cantidad de pescado. Estas, podrían dedicarse a agilizar las etapas siguientes del proceso: envasado, etiquetado,

embalado, etc. Dependiendo de la capacidad económica de la empresa, la adquisición de un mayor número de máquinas multiplicaría su producción.

En lo económico, si bien la inversión inicial es considerable, la recuperación de lo invertido se vería en poco tiempo.

## CAPÍTULO II

### GENERALIDADES DE LA ANCHOVETA PERUANA Y DISEÑO DE LA MÁQUINA PARA EVISCERAR

#### 2.1. LA ANCHOVETA PERUANA

##### 2.1.1. Características

La Anchoveta (*Engraulisringens*) es una especie pelágica perteneciente a la familia de los Clupeidos, ubicada en el género *Engraulis*. Entre las especies pelágicas, es de mayor importancia debido a los grandes volúmenes de captura anual en el ámbito mundial. Vive hasta los 3 ó 4 años de edad en aguas oceánicas a temperaturas entre 14,5 y 20°C. En su etapa adulta, alcanza una longitud que oscila entre 12 y 16 centímetros. Se reproduce en cualquier época del año, aunque los mayores desoves ocurren dos veces al año, uno al final del invierno y otro al final del verano. Una hembra adulta produce millares de huevos durante su vida, desovando en la superficie y hasta 50 metros de profundidad<sup>1</sup>

El peso de la anchoveta varía entre los 13 y 25 gramos, siendo el peso promedio de 22 gramos. El corte atrás de las agallas presenta la siguiente geometría:

---

<sup>1</sup>MINCETUR, [http://www.mincetur.gob.pe/comercio/otros/penx/pdfs/Conserva\\_de\\_anchoveta.pdf](http://www.mincetur.gob.pe/comercio/otros/penx/pdfs/Conserva_de_anchoveta.pdf)

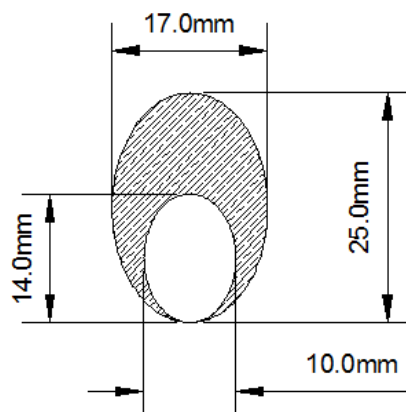


FIGURA 2.1 Perfil anchoveta cortada

### 2.1.2. Conservas de anchoveta

Durante años la anchoveta fue consumida solo de manera indirecta, mediante aceites o harinas. Pero en los últimos tiempos, en respuesta a la creciente demanda de consumo de este pescado, se ha generado una nueva presentación: la conserva de anchoveta. Para este proceso, las anchovetas "frescas" deben pasar por los siguientes pasos:

#### 1. **Selección y clasificación**

En esta etapa, las anchovetas frescas son seleccionadas y clasificadas mediante una máquina que consiste en una serie de rodillos dispuestos en forma paralela y graduados con una luz de ancho variable, a fin de que las anchovetas caigan clasificadas según su tamaño a tres o más depósitos.

Las anchovetas de tamaño medio, que suelen reunirse en mayor cantidad, se destinan para las conservas. Los otros dos tamaños se reservan para la industria de harina de pescado. Las más grandes también pueden utilizarse para las conservas, aplicando un reajuste a las máquinas cortadoras.

## **2. Descabezado y eviscerado**

En esta fase se distinguen 2 maneras de descabezar y eviscerar:

### ***Descabezado y eviscerado manual***

En este proceso, se realiza el corte de la cabeza y la cola con tijeras o con un pequeño cuchillo de acero inoxidable. Las vísceras se extraen mediante un pequeño corte en la zona del vientre.

Una persona llega a cortar un promedio de 80 kilos por turno de 8 horas y se le paga un promedio de 0,3 soles por kilo trabajado.

### ***Descabezado y eviscerado por máquina***

Para este proceso se dispone de máquinas que cortan y evisceran mediante una serie de mecanismos.

## **3. Desangrado**

En esta etapa las anchovetas reposan en unas tinajas donde desangran por un periodo de 5 minutos.

## **4. Salmuera saturada**

En esta etapa el pescado reposa alrededor de 30 minutos en una solución salina al 26%.

## **5. Envasado**

El envasado se realiza manualmente por personal que cumple con las respectivas medidas de salubridad (uniforme blanco, mascarillas, guantes, redes para el cabello etc.).

En esta parte del proceso, se utiliza mesas de aproximadamente 24 metros de longitud x 1.5 metros de ancho, donde se envasa el pescado directamente en 3 tipos de latas:

<b>Envase de hojalata</b>	:	<b>1/4 Club (RR-125)</b>	<b>Tinapa (202 x 308)</b>	<b>½ lb. Tuna (307 x 109)</b>
Peso neto	:	125 g	180 g	170 g
Líquido de gobierno	:	30 - 40 g	60 - 70 g	55 - 60 g
Nº de piezas	:	6-8 por lata	9-10 por lata	9 - 12 por lata
Nº de latas	:	Caja x 100 latas	Caja x 50 latas	Caja x 48 latas



**FIGURA 2.2** Presentaciones más conocidas para la anchoveta <sup>2</sup>

## 6. Precocido

Las latas todavía abiertas se colocan en canastillas cerradas para someter a las anchovetas a un baño de vapor de aproximadamente media hora, en una máquina llamada "Cocinator Continuo".

El cocinador continuo consiste en una cámara de aproximadamente 18 metros de largo por 1.5 metros de ancho, que recorre una malla de acero inoxidable transportando las canastillas con las latas de anchoveta. El proceso de cocción se realiza mediante vapor que se inyecta en la cámara, la cual se mantiene a una temperatura de 90 grados centígrados.

Durante la cocción, las latas son dispuestas boca abajo para evitar la acumulación de agua.

## 7. Adición del líquido de gobierno

El "líquido de gobierno" está compuesto del aceite o pasta de tomate con que se completa el contenido de las latas.

<sup>2</sup>Ficha técnica 2007 Instituto Tecnológico pesquero, <http://www.itp.gob.pe/documentos/fichastecnicas2007.pdf>

En esta fase, las latas de anchoveta son llevadas a una máquina dosificadora donde les cae en cascada el líquido de gobierno, a una temperatura de 80 °C. Esta temperatura se obtiene mediante un intercambiador de calor.

#### **8. Formación de vacío**

En esta fase las latas pasan por una máquina llamada “exhauster”, que se encarga de elevar la temperatura de las latas a 95°C para que exista un correcto vacío luego de ser sellado.

Al igual que el cocinador, esta máquina calienta las latas mediante la inyección de vapor. El propósito no es cocinar el pescado, sino alcanzar una temperatura ideal para un correcto sellado de las latas.

#### **9. Cerrado de las latas**

El cerrado de las latas es ejecutado por una máquina (cerradora automática) que se encarga de colocar las tapas y sellar las latas con ayuda del vacío producido por el cambio de temperatura obtenido por el “exhauster”.

La velocidad de cierre de latas varía según la forma de la lata, el tipo y tecnología de la cerradora. Si la lata es ¼ club, el promedio de cierre se encuentra en 80 latas/min, salvo que se utilice cerradoras de gran tamaño y precio, como la cerradora “Marina”, de SOMME. Esta máquina llega a cerrar un promedio de 200 latas/min. Ahora, si la lata fuese redonda como una Tinapá o Media libra, el promedio de cierre se encuentra en 120 latas/min.

## 10. Esterilizado

El proceso de esterilizado, que consta de cinco etapas, se lleva a cabo en una autoclave cilíndrica que mide 1250 mm de diámetro x 6000 mm de largo. Esta longitud puede variar entre 2000mm y 7000mm según la capacidad que se requiera en cada planta.

a) *Etapa de levantamiento.*- Subida de temperatura hasta 107 °C e inyección de vapor a la autoclave, manteniendo una salida abierta, para facilitar la evacuación del aire.

b) *Etapa de "venteo".*- En esta zona entra en funcionamiento una válvula proporcional con control neumático, cuya función es mantener la temperatura a 107°C por 7 – 8 minutos. La finalidad de esta etapa es uniformizar la temperatura en toda la autoclave.

c) *Etapa de transición.*- En ella, la temperatura sube a 116 °C, durante 1 a 3 minutos.

d) *Etapa de mantenimiento o esterilizado.*- En esta etapa se mantienen constantes la temperatura (116 °C) y la presión por un periodo de tiempo que está ligado al tipo de conserva que se va a esterilizar. Para el caso de la anchoveta en ¼ club, el tiempo que suele dar es de 55 min.

e) *Etapa de enfriamiento.*- En esta etapa la carga se enfría bruscamente mediante inyección de agua por diversas zonas de la autoclave, produciendo así un choque térmico. Es muy importante mantener la presión constante en esta etapa, para garantizar que la lata no sufra ninguna deformación. Antes de iniciar esta etapa se sube la presión a 16 psi (esta presión depende del



tipo de lata), incorporándole aire. Una vez obtenida la presión adecuada, recién empieza a entrar el agua.

#### **11. Lavado de latas**

Este proceso se realiza mediante una máquina lavadora que consta de una malla transportadora con boquillas alineadas a ambos lados de la malla, que rocían agua a presión sobre las latas. El proceso tiene dos momentos:

1. Lavado con agua y detergente a una presión aproximada de 3 bares.
2. Enjuagado con agua caliente a la misma presión de 3 bares.

#### **12. Etiquetado y encajonado**

En esta etapa, las latas son identificadas mediante una marca y puestas en cajas para su posterior distribución.

##### **2.1.3. Estadísticas**

En el periodo de enero – julio 2011 se ha alcanzado un desembarque total acumulado de 5 540,4 de TMB (TMB = toneladas métricas brutas). Comparado con el mismo periodo del año anterior se ve un incremento del 56,2%

**Tabla 2.1** desembarque total de recursos hidrobiológicos según especie (TMB)<sup>3</sup>

Especie	ENE - JUL		Var. %
	2010	2011	2011/10
<b>Total</b>	<b>3 548 054</b>	<b>5 540 449</b>	<b>56,2</b>
ANCHOVETA	3 000 841	4 800 283	60,0
CABALLA	14 471	29 732	105,5
CONCHA DE ABANICO	21 714	24 372	12,2
JUREL	5 756	181 808	3058,6
LIZA	7 913	7 632	-3,6
MERLUZA	25 351	20 763	-18,1
PERICO	32 107	12 852	-60,0
BONITO	10 888	9 331	-14,3
POTA	290 634	277 888	-4,4
SARDINA	0	9	100,0
OTROS	138 379	175 779	27,0

En la tabla 2.2, se aprecia además que en este último periodo la utilización de la anchoveta para conservas ha aumentado en un 120%

Sin embargo todavía hay mucha diferencia entre el desembarque total y lo destinado para conservas. Promoviendo y optimizando el proceso conservero esta brecha podrá disminuir.

**Tabla 2.2** Desembarque de recursos hidrobiológicos para enlatado según especie (TMB)<sup>4</sup>

Especie	ENE - JUL		Var. %
	2010	2011	2011/10
<b>Total</b>	<b>62 918</b>	<b>138 891</b>	<b>120,7</b>
ANCHOVETA	43 083	42 146	-2,2
ATUN	4 803	6 270	30,5
CABALLA	6 222	16 283	161,7
JUREL	2 202	68 873	3027,7
MACHETE	1 084	198	-81,7
SARDINA	0	9	100,0
POTA	3 262	483	-85,2
BONITO	81	1 300	1504,9
OTROS	2 181	3 329	52,6

## 2.2. MATERIALES A USARSE

### 2.2.1. El acero inoxidable

Los aceros inoxidables se caracterizan por su excelente resistencia a la corrosión en diversos ambientes, cualidad que se debe principalmente al

<sup>3</sup> Fuente:(Boletín Mensual Marzo2011)  
<http://www.produce.gob.pe/portal/portal/apsportalproduce/internaproduce?ARE=1&JER=20>

<sup>4</sup> Fuente:(Boletín Mensual Marzo2011)  
<http://www.produce.gob.pe/portal/portal/apsportalproduce/internaproduce?ARE=1&JER=20>

alto contenido de Cromo (Cr). Para que un acero se pueda llamar inoxidable, debe contener al menos 12 % de Cromo. Según la teoría clásica, el Cromo forma una delgada película de óxido que protege de la corrosión a la aleación hierro-carbono.

Se puede distinguir 3 principales tipos de aceros inoxidables.

### **1. Acero inoxidable ferrítico**

El acero inoxidable ferrítico es una aleación que está constituida principalmente por hierro-cromo. Su contenido de cromo se encuentra entre 12 y 30%.

Tiene un costo relativamente bajo con relación a los otros tipos de inoxidables, debido a que no contiene níquel. La formación de carburos en este tipo de inoxidable reduce en cierto grado su resistencia a la corrosión.

### **2. Acero inoxidable martensítico**

El acero inoxidable martensítico es esencialmente una aleación binaria de hierro-cromo, que contiene entre 12 y 17 % de Cromo, con suficiente carbono (0.15-1.0%) para que se pueda producir mediante el templeado una estructura martensítica, a partir de la región de la fase austenítica.

Luego del templeado y revenido (para aliviar tensiones e incrementar su tenacidad) se obtiene un acero inoxidable con una elevada dureza.

El acero inoxidable martensítico posee cualidades anticorrosivas en menor grado que las ferríticas y austeníticas.

### 3. Acero inoxidable austenítico

Se forma esencialmente mediante aleaciones ternarias de hierro-cromo-níquel, cuyas proporciones son: cromo (16-25%) y níquel (7-20%).

Estos aceros inoxidables tienen normalmente una resistencia superior contra la corrosión que los del tipo ferrítico y martensítico; sin embargo cuando son sometidos a soldadura existe la posibilidad de que precipite el cromo en los límites de grano, generando una corrosión intergranular. Esta dificultad se puede evitar reduciendo el porcentaje de carbono en la aleación a cerca de 0.03%.(304L) o agregando elementos a la aleación, como el cromo.

**TABLA 2.3** Propiedades mecánicas y aplicaciones típicas de los aceros inoxidables<sup>5</sup>

Número de aleación	Composición química (% en peso)*	Estado	Resistencia a la tracción		Límite elástico		Alargamiento en 2 pulg (%)	Aplicaciones típicas
			ksi	MPa	ksi	MPa		
<b>Aceros inoxidables ferríticos</b>								
430	17 Cr, 0.012 C	Recocido	75	517	50	345	25	Para propósito general, no templeable; usos: campanas de chimenea de cocina, equipo de restaurante
446	25 Cr, 0.20 C	Recocido	80	552	50	345	20	Aplicaciones de alta temperatura; calentadores, cámaras de combustión
<b>Aceros inoxidables martensíticos</b>								
410	12.5 Cr, 0.15 C	Recocido Q y T†	75	517	40	276	30	De uso general termotratable; partes de maquinaria, pozos de bomba, válvulas
440A	17 Cr, 0.70 C	Recocido	105	724	60	414	20	Cubiertos, cojinetes, instrumentos quirúrgicos
440C	17 Cr, 1.1 C	Q y T†	265	1 828	245	1 690	5	Bolas, cojinetes, anillos de bolas, partes de válvulas
		Q y T†	110	759	70	276	13	
			Q y T†	285	1 966	275	1 897	2
<b>Aceros inoxidables austeníticos</b>								
301	17 Cr, 7 Ni	Recocido	110	759	40	276	60	Aleación con alta tasa de endurecimiento por deformación plástica; aplicaciones estructurales
304	19 Cr, 10 Ni	Recocido	84	580	42	290	55	Equipo químico y para procesamiento de alimentos
304L	19 Cr, 10 Ni, 0.03 C	Recocido	81	559	39	269	55	Material bajo en carbono para soldadura; depósitos químicos
321	18 Cr, 10 Ni, Ti = 5 × %C mín	Recocido	90	621	35	241	45	Estabilizado para soldadura; equipo de procesamiento, recipientes a presión
347	18 Cr, 10 Ni, Cb (Nb) = 10 × C mín	Recocido	95	655	40	276	45	Material estabilizado para soldadura; vagones cisterna para productos químicos
<b>Aceros inoxidables endurecidos por precipitación</b>								
17-4PH	16 Cr, 4 Ni, 4 Cu, 0.03 Cb (Nb)	Endurecido por precipitación	190	1 311	175	1 207	14	Engranajes, levas, sistemas de transmisión, partes aeronáuticas y de turbinas

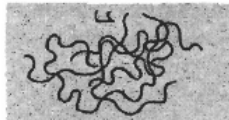

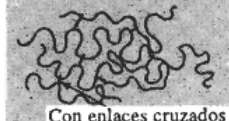
<sup>5</sup>SMITH, William F. (2006) *Fundamentos de la ciencia e ingeniería de materiales*. Traducción de Gabriel Nagore Cazares. Cuarta edición. México, D:F : editorial McGraw-Hill , pág. 426

## 2.2.2. Polímeros

Los polímeros abarcan materiales tan diversos como los plásticos, el hule o el caucho, teniendo usos casi infinitos, desde juguetes, artefactos electrodomésticos hasta engranajes y elementos estructurales.

Los polímeros poseen propiedades muy útiles. Existen polímeros transparentes, que fácilmente podrían reemplazar al vidrio, y algunos poseen conductividad eléctrica como los acetales. Otros polímeros llegan a tener resistencias a esfuerzos mecánicos superiores a la del acero.

**TABLA 2.4** Comparación de las tres clases de polímeros<sup>6</sup>

Comportamiento	Estructura general	Diagrama
Termoplástico	Cadenas lineales flexibles	
Termoestable	Red rígida tridimensional	 Con enlaces cruzados
Elastómero	Cadenas lineales con enlaces cruzados	 Con enlaces cruzados

Clasificación:

### 2.2.2.1. Termoplásticos

Los termoplásticos son materiales que es necesario calentar y enfriar para darles su forma final. Una cualidad de este material es que se puede reciclar un número finito de veces.

Algunos materiales termoplásticos destacados:

<sup>6</sup> ASKELAND R. Donald (1998). *Ciencias e Ingeniería de los Materiales*. Tercer edición. Editorial International Thompson editores. Pág. 450

### a) Polietileno

El polietileno es un termoplástico translúcido, con el que se obtiene una amplia variedad de productos de diversos colores mediante el uso de colorantes.

Existen dos tipos de polietileno, que se diferencian básicamente en su estructura. El polietileno de baja densidad (LDPE) tiene una estructura ramificada, y el de alta densidad (HDPE) tiene una estructura lineal.

El rango de temperaturas para su uso sin carga está entre 80 y 120 °C.

**TABLA 2.5** Propiedades del Polipropileno<sup>7</sup>

*Algunas propiedades de los polietilenos de baja y alta densidad*

Propiedad	Polietileno de baja densidad	Polietileno lineal de baja densidad	Polietileno de alta densidad
Densidad, g/cm <sup>3</sup>	0,92-0,93	0,922-0,926	0,95-0,96
Resistencia a la tensión × 1.000 psi	0,9-2,5	1,8-2,9	2,9-5,4
Elongación %	550-600	600-800	20-120
Cristalinidad %	65	...	95

Aplicaciones:

Este material se encuentra en recipientes, botellas moldeadas por soplado, bandas termoplásticas y películas para revestir estanques de agua.

### b) Polipropileno

El polipropileno es un plástico más resistente, pero menos flexible que el polietileno, además posee una temperatura de fusión mayor que la del polietileno.

<sup>7</sup> SMITH, William F. (1998) *Fundamentos de la ciencia e ingeniería de materiales*. Traducción de Alicia Larena Pellejero. Tercera edición. Madrid: editorial McGraw-Hill, pág. 354

Es un plástico muy atractivo debido a sus múltiples usos, su baja densidad (0,9-0,91g/cm<sup>3</sup>), buena dureza superficial, y temperatura de trabajo sin carga de 107-150°C.

Aplicaciones:

Algunos ejemplos de sus múltiples aplicaciones son: enseres domésticos, componentes de aparatos electrodomésticos, frascos de diversos tipos, bolsas (debido a su brillo y buena resistencia), tapas roscadas, bandas termoplásticas, cajas y recipientes.

**TABLA 2.6** Algunas propiedades de termoplásticos de uso general<sup>8</sup>

Material	Densidad (g/cm <sup>3</sup> )	Resistencia a la tensión (×1000 psi)*	Resistencia al impacto, Izod (pie · lb/pulg)†	Resistencia dieléctrica (V/mil)‡	Temp. máx. de uso (sin carga)	
					°F	°C
Polietileno:						
Baja densidad	0.92-0.93	0.9-2.5		480	180-212	82-100
Alta densidad	0.95-0.96	2.9-5.4	0.4-14	480	175-250	80-120
PVC clorado, rígido	1.49-1.58	7.5-9	1.0-5.6		230	110
Polipropileno, uso general	0.90-0.91	4.8-5.5	0.4-2.2	650	225-300	107-150
Estireno-acrilonitrilo (SAN)	1.08	10-12	0.4-0.5	1775	140-220	60-104
ABS, uso general	1.05-1.07	5.9	6	385	160-200	71-93
Acrílico, uso general	1.11-1.19	11.0	2.3	450-500	130-230	54-110
Acetatos celulósicos	1.2-1.3	3-8	1.1-6.8	250-600	140-220	60-104
Politetrafluoroetileno	2.1-2.3	1-4	2.5-4.0	400-500	550	288

### c) Poliamidas (Nailon)

Los Nailon son termoplásticos que se pueden procesar-maquinar una vez fundidos. Ofrecen una capacidad de carga superior a temperaturas elevadas, buena dureza, baja resistencia a la fricción y buena resistencia a las sustancias químicas.

<sup>8</sup>SMITH, William F. (2006) *Fundamentos de la ciencia e ingeniería de materiales*. Traducción de Gabriel Nagore Cazares. Cuarta edición. México, D:F : editorial McGraw-Hill , pág. 499

El nailon tiene una densidad que varía entre 1.13-1.15 g/cm<sup>3</sup>, y una temperatura de trabajo que está entre 82 y 150 °C.

Sin embargo la presencia de los enlaces de hidrógeno de los grupos de amidas, generan una alta absorción de agua, la cual se evidencia en el aumento de tamaño de la pieza.

El nailon 6,6 constituye la mayor parte del tonelaje de ventas en los Estados Unidos de Norteamérica, por la relación precio/ propiedades que tiene este termoplástico de ingeniería.

Aplicaciones:

El nailon está presente en casi todas las industrias. Por ejemplo: piezas antifricción, engranajes, piezas mecánicas que deban funcionar a altas temperatura y sean resistentes a hidrocarburos y disolventes. Con el nailon reforzado con fibra de vidrio se puede hacer paletas de ventilador de motores, enchufes, etc.

**TABLA 2.7** Algunas propiedades de termoplásticos de ingeniería<sup>9</sup>

Material	Densidad (g/cm <sup>3</sup> )	Resistencia a la tensión (×1 000 psi)*	Resistencia al impacto, Izod (pie · lb/pulg)†	Resistencia dieléctrica (V/mil)‡	Temp. máx. de uso (sin carga)	
					°F	°C
Nailon 6,6	1.13-1.15	9-12	2.0	385	180-300	82-150
Poliacetal, homo.	1.42	10	1.4	320	195	90
Policarbonato	1.2	9	12-16	380	250	120
Poliéster:						
PET	1.37	10.4	0.8	...	175	80
PBT	1.31	8.0-8.2	1.2-1.3	590-700	250	120
Óxido de polifenileno	1.06-1.10	7.8-9.6	5.0	400-500	175-220	80-105
Polisulfona	1.24	10.2	1.2	425	300	150
Sulfuro de polifenileno	1.34	10	0.3	595	500	260

<sup>9</sup>SMITH, William F. (2006) *Fundamentos de la ciencia e ingeniería de materiales*. Traducción de Gabriel Nagore Cazares. Cuarta edición. México, D:F : editorial McGraw-Hill , pág. 512



**d) Acetales**

Los acetales se encuentran entre los termoplásticos más resistentes. Poseen una resistencia a la tensión de 10 ksi, una gran resistencia a largo plazo y estabilidad dimensional y buena resistencia a los solventes.

Poseen además bajo coeficiente de fricción, una baja absorción de humedad, y una excelente resistencia a la fatiga. Sin embargo son inflamables.

Aplicaciones:

Los acetales han remplazado a muchas piezas fundidas como el bronce, aluminio, zinc; además también se usa en engranajes, levas, manijas de ventanas, cierres de cremallera etc.

**2.2.2.2. Termoestables o termofijos**

Los Termoestables o Termofijos, al contrario de los termoplásticos, una vez que adquieren su forma final, no se pueden volver a fundir para darles una nueva forma, ya que se degradan y descomponen cuando se calientan a una temperatura muy alta.

Los Termofijos comparten las siguientes propiedades: alta estabilidad térmica, alta rigidez, alta estabilidad dimensional, resistencia a la fluencia y a la deformación bajo carga, peso ligero y propiedades aislantes eléctricas y térmicas.

## Fenólicos.

Se caracterizan por su alta dureza, rigidez y resistencia, combinados con sus propiedades de aislantes térmicos y eléctricos.

Suelen agregarse elementos para formar compuestos según el uso, como por ejemplo fibra de vidrio, para mejorar su resistencia al impacto.

**FIGURA 2.8** Algunas propiedades de termoplásticos de termofijos más comunes<sup>10</sup>

Material	Densidad (g/cm <sup>3</sup> )	Resistencia a la tensión (×1 000 psi)*	Resistencia al impacto, Izod (pie · lb/pulg)†	Resistencia dieléctrica (V/mil)‡	Temp. máx. de uso (sin carga)	
					°F	°C
Fenólico:						
Carga de aserrín de madera	1.34-1.45	5-9	0.2-0.6	260-400	300-350	150-177
Carga de mica	1.65-1.92	5.5-7	0.3-0.4	350-400	250-300	120-150
Carga de vidrio	1.69-1.95	5-18	0.3-18	140-400	350-550	177-288
Poliéster:						
Carga de vidrio SMC	1.7-2.1	8-20	8-22	320-400	300-350	150-177
Carga de vidrio BMC	1.7-2.3	4-10	15-16	300-420	300-350	150-177
Melamina:						
Carga de celulosa	1.45-1.52	5-9	0.2-0.4	350-400	250	120
Carga de borra	1.50-1.55	7-9	0.4-0.5	300-330	250	120
Carga de vidrio	1.8-2.0	5-10	0.6-18	170-300	300-400	150-200
Urea, cargada de celulosa	1.47-1.52	5.5-13	0.2-0.4	300-400	170	77
Alquídica:						
Carga de vidrio	2.12-2.15	4-9.5	0.6-10	350-450	450	230
Carga de mineral	1.60-2.30	3-9	0.3-0.5	350-450	300-450	150-230
Epóxica (bis A):						
Sin carga	1.06-1.40	4-13	0.2-10	400-650	250-500	120-260
Carga de mineral	1.6-2.0	5-15	0.3-0.4	300-400	300-500	150-260
Carga de vidrio	1.7-2.0	10-30	...	300-400	300-500	150-260

### 2.2.2.3. Elastómeros (cauchos)

Los elastómeros son materiales poliméricos que soportan gran deformación, regresando a su forma original luego que cesa la fuerza que los deformaba.

<sup>10</sup> SMITH, William F. (2006) *Fundamentos de la ciencia e ingeniería de materiales*. Traducción de Gabriel Nagore Cazares. Cuarta edición. México, D:F : editorial McGraw-Hill , pág. 523

**TABLA 2.9** Algunas propiedades de termoplásticos de termofijos más comunes<sup>11</sup>

Material	Ácidos		Alcalis		Disolvente orgánico	Absorción de agua (%/24 h)	Oxígeno y ozono
	Débil	Fuerte	Débil	Fuerte			
<b>Termoplásticos</b>							
Fluorocarbonos	N	N	N	N	N	0	N
Metacrilato de polimetilo	R	AO	R	A	A	0,2	R SA
Nilón	G	A	R	R	R	1,5	A
Poliétileno (baja densidad)	R	AO	R	R	G	0,15	A A
Poliétileno (alta densidad)	R	AO	R	R	G	0,1	SA R
Polipropileno	R	AO	R	R	R	< 0,01	
Poliestireno	R	AO	R	R	A	0,04	
Cloruro de polivinilo	R	R	R	R	A	0,10	
<b>Polímeros termoestables</b>							
Epoxi	R	SA	R	R	G	0,1	SA
Fenólicos	SA	A	SA	A	SA	0,6	-
Poliésteres	SA	A	A	A	SA	0,2	A

<sup>a</sup> N = no; R = generalmente resistente; SA = ligero ataque; A = atacado; AO = atacado por ácidos oxidantes; G = buena

Algunos de los principales elastómeros son: Caucho, Nitrilo, Neopreno y Silicona.

### 2.2.3. Bandas termoplásticas

Las bandas modulares plásticas son fabricadas a partir de partes individuales (módulos), a través de un proceso de inyección. La unión de estos módulos, y medios módulos (según el tamaño deseado) se realiza mediante unas varillas, que dan forma a la muy conocida banda modular.

Estas bandas son accionadas por medio de una rueda dentada termoplástica. Normalmente se usa un eje con la zona central de sección cuadrada, para poder así transmitir torque a este elemento.

<sup>11</sup>William, Callister. *Introducción a la ciencia de los materiales*; editorial Reverté S.A.; pag.601

**TABLA 2.10** Materiales estándares para la fabricación de módulos y ruedas dentadas

	Polipropileno	Poliétileno	Acetal	Poliámidá 6(nailon)
Módulos	✓	✓	✓	
Ruedas dentadas	✓	✓	✓	✓

Los usos para estas bandas son muy diversos, como por ejemplo:

- Pescados y sus derivados.
- Conservas.
- Embotellado de bebidas.
- Panadería.
- Sector automotor.
- Procesos de reciclado.

El tipo de uso que vaya a tener la banda influye en el tipo de material del cual va a estar hecha. En la tabla 2.11 se ven las principales aplicaciones según el material.

**TABLA 2.11** Aplicaciones industriales para bandas termoplásticas.<sup>12</sup>

**6.1.- Aplicaciones industriales**

La tabla siguiente recoge las aplicaciones más habituales y recomendables, aunque pueden ser utilizados otros tipos de bandas.

		Polipropileno	Poliétileno	Acetal
PESCADOS	Transporte en general	PP	PE	AC
	Detectores metálicos		PE	
	Elevadores	PP	PE	
	Preparación y control	PP	PE	
	Residuos	PP	PE	
	Envasado	PP	PE	AC
	Congelado		PE	AC
CARNE (vacuno y porcino)	Transporte en general	PP	PE	AC
	Detectores metálicos		PE	
	Elevadores	PP		AC
	Corte	PP		AC
	Recorte	PP		AC
	Deshuesado	PP		AC
	Preparación y control	PP		AC
	Envasado	PP		AC
AVES	Operaciones con aves vivas	PP	PE	
	Transporte en general	PP	PE	AC
	Detectores metálicos		PE	
	Elevadores	PP	PE	
	Corte		PE	
	Deshuesado		PE	
	Operaciones en frío		PE	
	Preparación y control	PP	PE	
	Envasado	PP	PE	AC
	Congelado		PE	AC
HORTORRUTICOLA	Prelavado y lavado	PP	PE	AC
	Transporte en general	PP	PE	AC
	Residuos	PP	PE	AC
	Elevadores	PP	PE	
	Clasificación y control	PP	PE	
	Estenlización	PP		
	Envasado	PP	PE	AC
	Enfriamiento	PP		
PANADERIA / BOLLERIA	Lavado	PP		AC
	Congelado		PE	AC
	Operaciones con masa		PE	AC
	Transporte en general	PP		AC
	Detectores metálicos	PP	PE	
	Glaseados / azucarados / enharinados	PP		AC
	Envasado	PP	PE	AC
	Operaciones con pan	PP		
	Embolsado	PP	PE	
BEBIDAS	Uenado, cerrado y etiquetado	PP		AC
	Retractilado y encajado	PP		AC
	Detectores metálicos	PP	PE	
	Transferencias	PP		
	Elevadores de cajas	PP		AC
FABRIC. LATAS	Transporte en general			AC
	Operaciones diversas			AC
	Lavado			AC
	Acumuladoras / clasificadoras	PP		AC
	Embalado			AC
FABRIC. DE NEUMÁTICOS	Entrada y salida de mezclas			AC
	Inmersión	PP		
	Enfriamiento de caucho	PP		AC
	Elevadores	PP		
	Operaciones diversas			AC
	Refrigeración			AC
	Purgado			AC
Acumuladoras	PP		AC	

<sup>12</sup>Plastic Conveyor system, pág. 48, [www.pcsbelts.es](http://www.pcsbelts.es)

## 2.3. PROCEDIMIENTO DE FABRICACIÓN

### 2.3.1. Habilitado del material

#### 1. Proceso de corte

Para habilitar los distintos tamaños de planchas que se utilizarán, es necesario contar con un proceso de corte.

El corte o cizallado se realiza mediante una cizalladora que es una máquina con dos cuchillas metálicas que al cerrarse cortan la plancha o chapa.

**TABLA 2.12** Esfuerzo de corte para algunos materiales más usados.<sup>13</sup>

MATERIALES	Res. a la cortadura en Kg/mm <sup>2</sup>	
	$\sigma_c$	
	Laminado	Recocido
Acero lam. 0,1 % C	32	25
Acero lam. 0,2 % C	40	32
Acero lam. 0,3 % C	48	35
Acero lam. inoxidable	60	52
Acero lam. al silicio	56	45
Aluminio	13 - 15	6 - 7
Anticorodal	25 - 29	9 - 10
Alpaca laminada	45 - 46	28 - 36
Bronce	40 - 60	32 - 40
Cinc	20	12
Cobre	25 - 30	18 - 22
Duraluminio	30 - 36	13 - 16
Estaño	-	3 - 4
Latón	35 - 40	22 - 30
Plata laminada	23,5	23,5
Plomo	-	2 - 3

#### 2. Proceso de doblez

Este proceso consiste en doblar planchas mediante una máquina dobladora, que trabaja con la ayuda de un punzón, un dado y fuerza hidráulica para completar el proceso.

<sup>13</sup>Xavier Saleña Berna, Tecnología mecánica, Ediciones UPC, primera edición, 2000

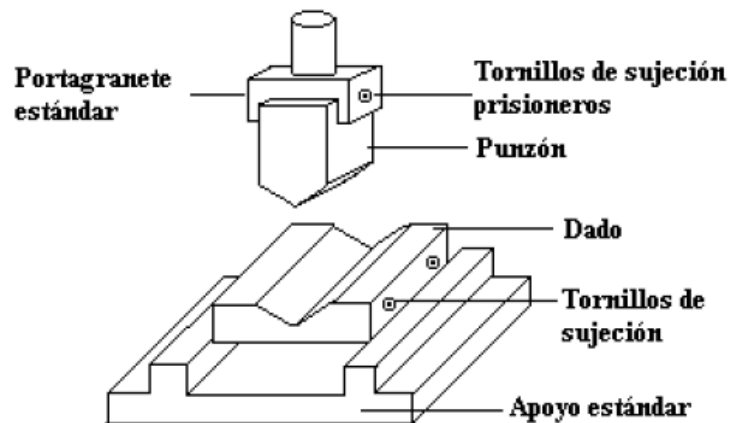


FIGURA 2.3 Elementos que intervienen en el proceso de doblez<sup>14</sup>

### 2.3.2. Soldadura

#### 1. **Proceso GTAW(TIG)**

Es actualmente uno de los procesos de soldadura más versátiles. Se puede utilizar prácticamente para soldar todo tipo de metal, de cualquier posición y espesor. En la actualidad, es el preferido para soldar aceros inoxidables; Gas tungsten arc welding (GTAW) o Tungsten Inert Gas (TIG), son las siglas más conocidas en el mercado peruano.

El equipamiento básico de este proceso es:

- a. Una fuente de poder ( la máquina de soldar)
- b. Una pistola o antorcha
- c. Un depósito o balón de gas protector (argón).
- d. Alambre o material de aporte.
- e. Electrodo

<sup>14</sup>Xavier Saleña Berna, Tecnología mecánica, Ediciones UPC, primera edición, 2000

La fuente de poder se encarga de proveer al proceso corriente continua o alterna, dependiendo del material a soldar.

### ***Corriente Alterna.***

Con la fuente en corriente alterna se obtiene una ventaja llamada limpieza catódica, pues con la frecuencia de 60 Hz, la limpieza se da en la mitad de cada ciclo.

Se estima que la distribución de calor entre la pieza y el electrodo es de 50 %.

Para soldar magnesio y aluminio, la acción limpiadora ayuda a tener una soldadura correcta debido al óxido que es refractario.

### ***Corriente Continua.***

Aquí hay 2 posibilidades:

*Corriente continua, electrodo al negativo (DCEN).*

En esta modalidad el electrodo permanece relativamente frío, en tanto que la pieza es calentada efectivamente. Se estima que la distribución normal de calor en el proceso TIG es 33% en el cátodo (electrodo) y 66% en el ánodo (pieza de trabajo).

Esta es la modalidad más común de operación para soldar los metales ferrosos, cobre, titanio y aleaciones.<sup>15</sup>

*Corriente continua, electrodo al positivo (DCEP).*

---

<sup>15</sup>Manual de soldadura Oerlikonexsa, pag 92



Aquí la distribución del calor es de 66% en el electrodo y 33% en la pieza de trabajo. Esta distribución de calor se traduce en una pobre penetración en el material base y una corta vida del electrodo (tungsteno). Sin embargo cumple una función limpiadora que hace ideal la soldadura en materiales oxidados.

Además, la fuente deberá proveer el control de flujo de gas mediante una electro-válvula, y el encendido por alta frecuencia mediante una tarjeta electrónica.

**TABLA 2.13** Tipos e identificación de electrodos de tungsteno<sup>16</sup>

<b>Clasificación AWS</b>	<b>Composición del tungsteno</b>	<b>Color de la Punta</b>
EWP	Puro	Verde
EWTh -1	1 % de torio añadido	amarillo
EWTh – 2	2 % de torio añadido	rojo
EWZr	0.25% a 0.5% de circonio añadido	Marrón
EWCe-2	2% de cerio añadido.	Naranja
EWL-1	1% de lantano añadido	Negro

<sup>16</sup>Manual de soldadura GTAW , Larry Jeffus

## 2.4. BOMBAS DE VACÍO

Son dispositivos que generan vacío mediante un motor eléctrico. Existen diversos tipos de bombas de vacío, siendo los más conocidos los del tipo anillo líquido o anillo de agua y las bombas rotatorias.

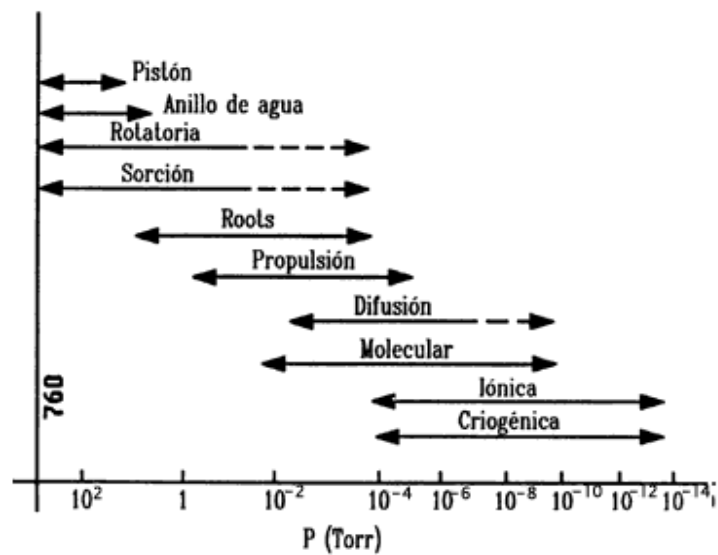


FIGURA 2.4 Rango de presiones que alcanzan las bombas de vacío

**Bombas de anillo Líquido.**-Esta bomba cuenta con un rotor con aspas que gira dentro de una carcasa circular u ovalada. Dentro hay agua, que por la fuerza centrífuga forma un anillo en la periferia. El aire que ingresa es comprimido y al final expulsado con un poco de agua.



FIGURA 2.5 Esquema de la bomba de vacío de anillo líquido

Estas bombas funcionan necesariamente con agua para poder formar este anillo; el agua deberá tener un caudal y temperatura determinados para ser eficiente.

Esta bomba es de bajo mantenimiento, lo cual la hace ideal para trabajos en zonas alejadas.

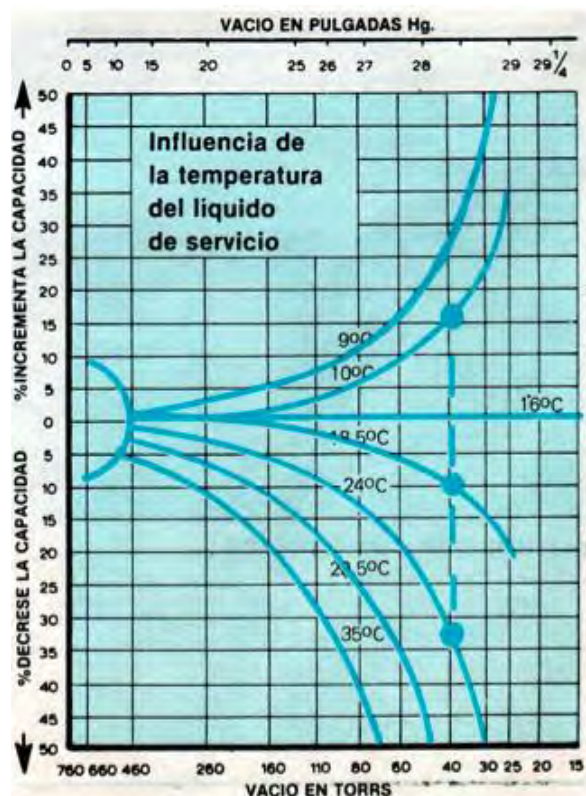


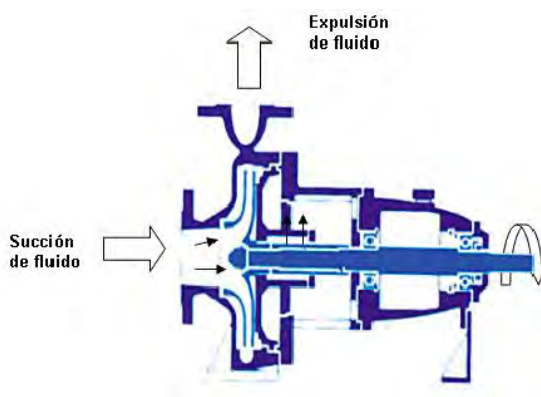
FIGURA 2.6 Eficiencia de la bomba de vacío por anillo líquido

## 2.5. BOMBAS CENTRIFUGAS

En este tipo de bomba, la energía es comunicada al fluido mediante un rotor de paletas giratorio; el fluido entra a la altura del eje del rotor y es enviado hacia sus extremos a alta presión.

Existen principalmente dos configuraciones en rotor, que son de impulsor abierto e impulsor cerrado, siendo el primer caso ideal para transportar agua limpia

y el segundo caso para transportar fluidos con partículas en suspensión como son las aguas servidas.



**FIGURA 2.7**Esquema de una bomba centrífuga

También se pueden encontrar las bombas autocebantes, que consisten en una prolongación de la succión de tal manera que la bomba siempre esté en contacto con el fluido, aun apagada.

## 2.6. ANÁLISIS ECONÓMICO.

Para realizar la evaluación de un proyecto es necesario utilizar diversos criterios que permitan conocer las ventajas y desventajas que se obtendrían al realizar la inversión.

En esta tesis se evaluará la rentabilidad de la máquina utilizando los indicadores llamados TIR. y VAN.

### 2.6.1. Tasa interna de retorno (TIR).

La tasa interna de retorno es una tasa porcentual que indica la rentabilidad promedio anual que genera el capital que permanece invertido en el proyecto.

$$0 = -I_0 + \sum_{j=1}^n \frac{FN_j}{(1+TIR)^j}$$

Dónde:

$I_0$ = Inversión inicial

$FN_j$ = Flujos netos para el periodo  $j$

El criterio de decisión consiste en aceptar un proyecto cuando este tenga una TIR mayor al costo de oportunidad de capital.

### 2.6.2. Valor actual neto (VAN).

También conocido como el Valor Presente Neto (VPN) es el valor actual de los beneficios netos que genera el proyecto.

La tasa con la que se descuenta el VAN representa el costo de oportunidad del capital.

$$V.A.N. = -I_0 + \sum_{j=1}^n \frac{FCN_j}{(1+i)^j}$$

Dónde:

$I_0$  = Inversión inicial

$FCN_j$  = Flujos netos para el periodo  $j$

$i$  = Tasa de costo de oportunidad.

El criterio de decisión para que un proyecto sea aceptado bajo este indicado es que el valor del VAN salga mayor que 0.

### **2.6.3. Estructura de costos**

La estructura de costos nos dará el costo de la máquina y estará compuesta los siguientes elementos:

a) Materiales.

Los elementos que entrarán en la construcción de nuestra máquina podrán ser transformados mediante procesos de fabricación antes de ser usados.

En esta parte también serán considerados los consumibles como la soldadura, tungsteno, discos de corte etc.

b) Mano de obra.

La mano de obra estará compuesta por soldadores y ayudantes que utilizando sus habilidades transformarán los materiales según sea necesario.

c) Servicios por terceros

En esta sección irán todos los trabajos que no puedan ser realizados por la mano de obra, debido a que su realización implica máquinas especializadas. Por ejemplo:

- Servicio de corte y dobléz.
- Servicio de Bombeado.
- Servicio de torneado, etc.

## **CAPÍTULO III**

### **IDENTIFICACIÓN DE LA MÁQUINA**

En la actualidad, la mayoría de plantas conserveras realizan el corte y eviscerado de anchoveta de forma manual, con ayuda de pequeños cuchillos o tijeras.

Debido a la capacidad de corte y eviscerado por persona, se hace necesario colocar a docenas de trabajadores a lo largo de mesas interminables.

En otras plantas, este proceso se hace con máquinas cortadoras-evisceradoras importadas, procedentes de España o Suecia.

Estas máquinas disminuyen considerablemente el espacio de trabajo, pero al no estar específicamente diseñadas para trabajar con la anchoveta, no cumplen su función al 100%. Por otro lado, la economía en Europa no es la misma que en América latina, por lo tanto la importación de estas máquinas (costo + flete) eleva los costos de producción.

### 3.1. Descripción del proyecto

Nuestra máquina forma parte del grupo inicial que conforma el diagrama de flujo del proceso de fabricación de las conservas FIGURA 3.1

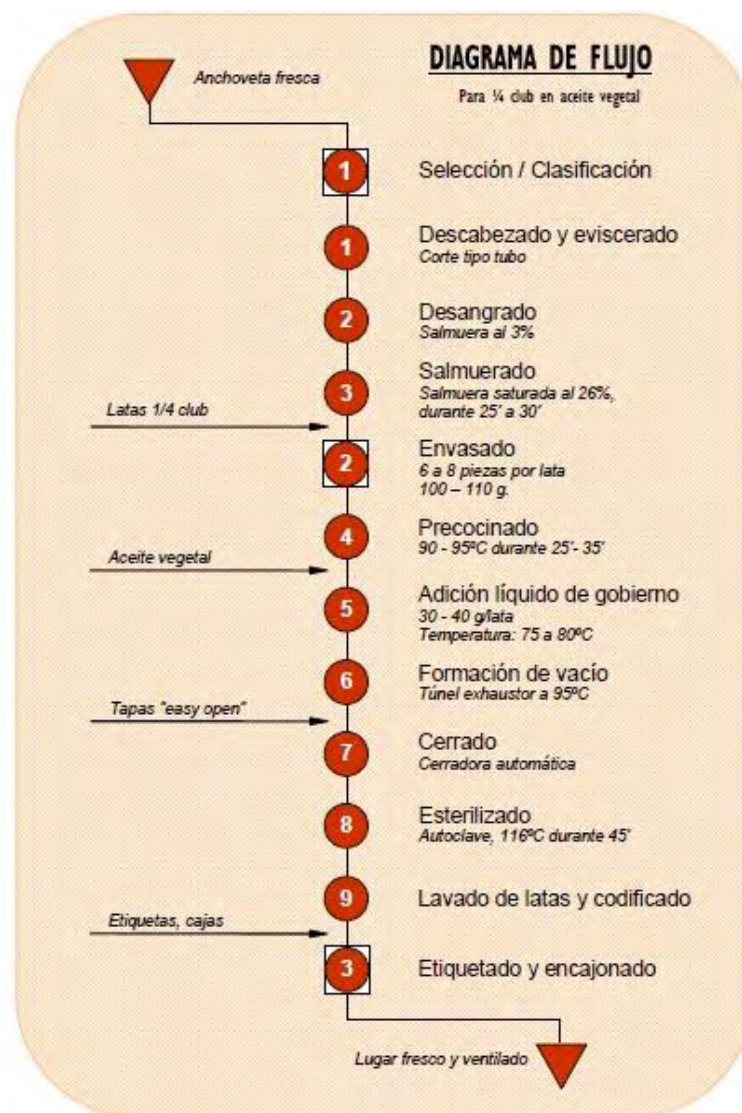
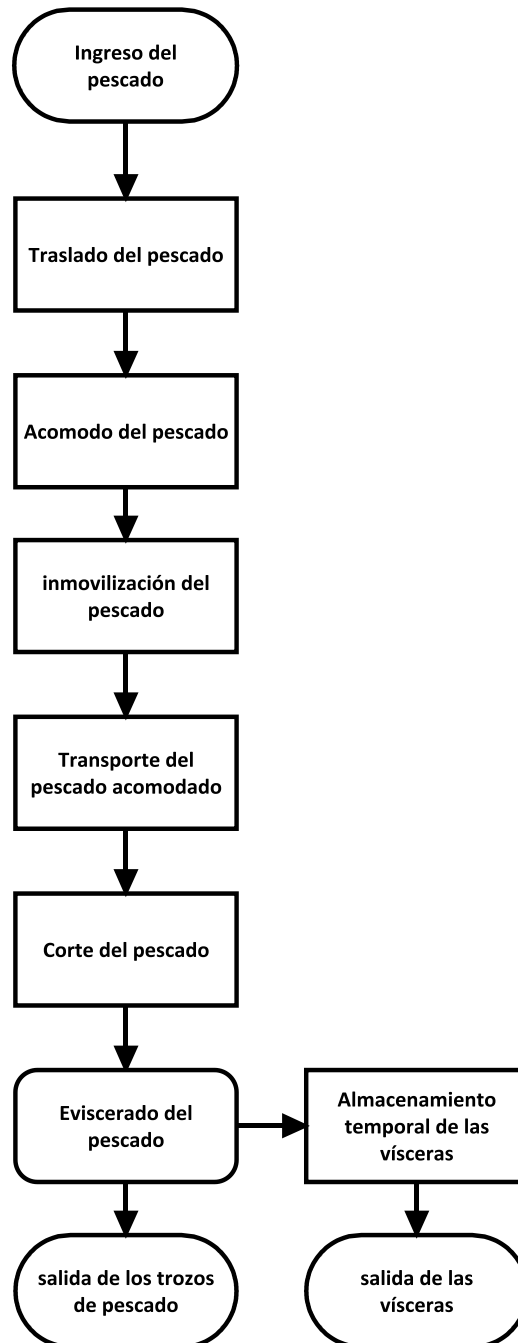


FIGURA 3.1 Diagrama de flujo para el proceso de conservas



Nuestra máquina tendrá la capacidad de cortar y eviscerar la anchoveta en ocho fases, tal como se muestra en el siguiente diagrama de flujo:



**FIGURA 3.2** Diagrama de flujo del proceso que seguirá el pescado en nuestra máquina.

### 3.2. Planteamiento del problema

En vista de que en el mercado peruano el procesamiento de la anchoveta presenta las siguientes limitaciones:

- a) En el corte manual de la anchoveta es necesario contar con mesas de trabajo, canastillas y una etapa de limpieza que ocupan espacios muy amplios en las plantas conserveras.
- b) Un trabajador corta en promedio 20 kg de anchoveta por hora y sería necesario un total de 40 personas para poder cortar 800 kg/hr, lo cual se traduce en planillas abultadas.
- c) Las evisceradoras importadas, aparte de ser costosas, evisceran esencialmente sardinas. Al ser el tamaño de estas mayor al de la anchoveta peruana, los cangilones quedan holgados y el proceso de eviscerado resulta imperfecto o no llega a producirse.

En respuesta a ello, nos planteamos las siguientes preguntas:

1. ¿Qué tan posible es el diseño de un cangilón que se adecúe a la anchoveta peruana?
2. ¿Es posible diseñar una máquina que cumpla con las necesidades actuales de las plantas conserveras, utilizando materiales que se encuentran en nuestro medio?

En la presente investigación se tomará como referencia el diagrama de flujo (FIGURA 3.2) para proceder a diseñar la máquina.

# CAPÍTULO IV

## CÁLCULO Y DISEÑO DE LA MÁQUINA EVISCERADORA.

### 4.1. CÁLCULO Y DISEÑO DEL ALIMENTADOR DE MATERIA PRIMA

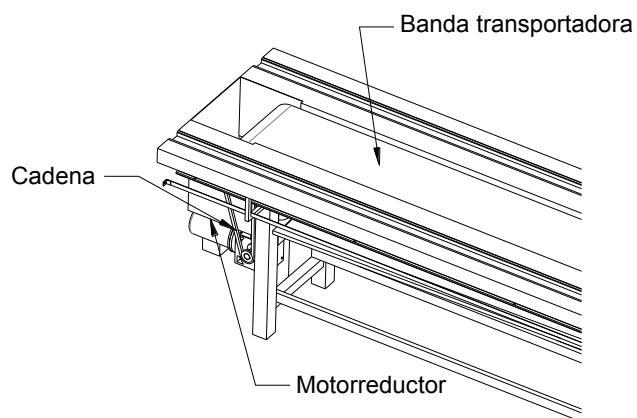


FIGURA 4.1 Representación del alimentador de materia prima

#### 4.1.1. Cálculo y selección del motorreductor

Para calcular el motorreductor se necesitan los siguientes datos:

- ✓ Longitud zona de acomodo : 5850mm.

- ✓ Longitud banda central :  $5850mm + 550mm = 6400mm$ .\*
- ✓ Peso promedio de la banda termoplástica:  $7,76 \text{ kg/m}^2$ .
- ✓ Coeficiente de fricción (inoxidable-PP), obtenido de pruebas :  $0,4$

\*Este valor se calculó en base a la productividad de una persona promedio acomodando pescados en los cangilones. (Ver Diseño de la Estructura).

Cálculo de la velocidad del transportador:

Para calcular el volumen aproximado del pescado sobre la banda, se considerará lo siguiente:

- La capacidad de la máquina es de  $800 \text{ kg/hr}$ ,
- La altura del pescado transportado es de  $35\text{mm}$
- El ancho de banda es de  $380 \text{ mm}$  (dato que será corroborado cuando se seleccione la banda)
- El factor de apilamiento es de  $0,75$ .

Entonces, el volumen transportado puede considerarse como si fuera agua.

$$V_{vel.} = \frac{\dot{m}}{\rho A (0,75)}$$

$$V_{vel.} = \frac{800 \frac{\text{kg}}{\text{hr}}}{(1000 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3})(0,380\text{m} \times 0,035\text{m})(0,75)}$$

$$V_{vel.} = 80,2 \frac{\text{m}}{\text{hr}} = 1,34 \frac{\text{m}}{\text{min}} = 0,0223 \frac{\text{m}}{\text{seg}}$$

Cálculo del peso máximo a transportar:

Se tendrá en cuenta el área total donde irá el pescado y la altura. Para este cálculo se considerará una altura de diseño o altura máxima que podrá cargar el transportador de 80mm.

El área donde el pescado se apoyará está conformado por la longitud total de la banda ( 5850mm + 550mm = 6400mm), donde 550mm es la suma de las puntas del transportador multiplicado por el ancho que se está tomando como 380mm.

Considerando, como en el caso del volumen, un factor de apilamiento de 0,75, se calcula el peso como si fuera agua.

$$W_{pescado} = \rho V(0,75) = \left(\frac{1000kg}{m^3}\right)(0,380m)(6,4m)(0,08)(0,75) = 145,9kgf$$

$$W_{banda} = (0,47m)(6,4m)(7,76kgf/m^2) = 18,9kgf$$

$$W_{Total} = 145,9kgf + 18,9kgf = 164,8kgf$$

Para hallar la fuerza de tracción de la banda, se multiplica el peso total por el factor de fricción.

$$f = \mu W_{total} = (0,4)(164,8kgf) = 65,9kgf$$

Se calcula la potencia al eje y luego la potencia del motorreductor.

Consideraciones:

$$\eta_{motorreductor}=0,6$$

$$\eta_{transmisión}=0,90$$

$$\eta_{chumacera}=0,99$$

$$FS: 4,0$$

Sabiendo que:

$$P_{eje} = \frac{fV}{76}$$

donde:  $f : kgf ; V: \frac{m}{s} ; P: hp$

Remplazando:

$$P_{eje} = \frac{(65,9kgf)(0,0223m/s)}{76} = 0,02HP$$

Potencia del motorreductor

$$P_{motor} = \frac{P_{eje} \times FS}{\eta_{reductor} \times \eta_{transmision} \times (\eta_{chumacera})^4}$$

$$P_{motor} = \frac{(0,02)(4)}{(0,6)(0,9)(0,99)^4} = 0,15hp$$

#### **4.1.2. Cálculo y Selección de los piñones y cadena**

Sabiendo por lo anterior que:

$$P_{eje} = 0,02HP$$

El rpm del motoreductor es elegido considerando un motor de 8 polos y una reducción 100:1, tipo tornillo-sinfín.

El rpm del eje se calcula en base a una rueda plástica de diez dientes (165mm) que traccionará la banda; luego este valor será verificado en el cálculo de la banda.

Cálculo de la velocidad del eje.

$$N = \frac{60V_{vel}}{\pi D}$$

$$N = \frac{(60)(0,0223 \frac{m}{seg})}{\pi(0,165m)} = 2,58 \text{ rpm}$$

Velocidad de salida del motorreductor.

$$\text{rpm}_{\text{motorreductor}}: 8,4 \text{ rpm}$$

1. Relación de transmisión:

$$m_g = \frac{8,4}{2,58} = 3,25$$

2. Se elige un piñón de 12 dientes ( $Z_p = 12$ ), entonces la catalina tendrá

$$Z_g = 3,25 \times 12 = 39$$

3. Potencia nominal equivalente:

$$H_{pe} = P_{eje}(fs)fm$$

Donde  $fs = 1,3$  y  $fm = 1,64$  (para 12 dientes), (Ver Tabla B3 en Apéndice)

$$H_{pe} = (0,02)(1,3)(1,64) = 0,04hp$$

4. Selección de la cadena:

Revisando el Grafico B1 (ver apéndice), con 8,4 rpm, y  $H_{pe} = 0,04hp$

Se elige ANSI 50-1

5. Diámetro de paso.

$$dp_1 = \frac{\text{paso}}{\text{sen}\left(\frac{180}{Z_p}\right)} = \frac{5/8''}{\text{sen}\left(\frac{180}{12}\right)} = 2,415'' = 61,34\text{mm}$$

$$dp_2 = \frac{\text{paso}}{\text{sen}\left(\frac{180}{Z_p}\right)} = \frac{5/8''}{\text{sen}\left(\frac{180}{39}\right)} = 7,77'' = 197,4\text{mm}$$

6. Longitud de la cadena

$$L_p \approx 2C_p + 0,53(Z_p + Z_g)$$

$$L_p = 2(30,8) + 0,53(12 + 39)$$

$$L_p = 88,65 \text{ pasos}$$

Se elegirán 88 pasos

$$L_p = 2C_p + \frac{Z_p + Z_g}{2} + \frac{(Z_p - Z_g)^2}{4\pi^2 C_p}$$

Se reemplaza y se despeja  $C_p$  (Distancia entre centros en pasos)

$$C_p = 30,95 \text{ pasos}$$

$$C = 491,4 \text{ mm}$$

Entonces la distancia entre los ejes será de 491,4mm y la longitud de la cadena es:  $88(5/8'') = 55\text{pulg} = 1397\text{mm}$ .



### 4.1.3. Selección de la banda transportadora

Para seleccionar la banda transportadora se debe tener en cuenta lo siguiente:

- ✓ Plástico sanitario
- ✓ Porcentaje de apertura de la banda pequeño (4% -10%)

#### 1. Selección de la banda.

Para seleccionar la banda central, se recurrió al catálogo de INTRALOX<sup>17</sup> y se eligió la FLAT TOP SERIE 800, perforada con agujeros redondos, hecha de polietileno, ya que está aprobada por la FDA (Food Drug Administration), con las siguientes características (Ver tablas 4.1 y 4.2)

**TABLA 4.1** Características geométricas de la banda FLAT TOP serie 800

	pulg.	mm
Paso	2,00	50,8
Ancho mínimo	2	51
Incrementos del ancho	0,66	16,8
Dimensión de abertura (aproximado)	ver las fotos de la derecha	
Área abierta	ver las fotos de la derecha	
Tipo de articulación	Abierta	
Método de accionamiento	Accionamiento central	

<sup>17</sup> Manual de Ingeniería de las Bandas Transportadoras  
<http://www.intralox.com/downloadsmain.aspx?id=1770>

**TABLA 4.2** Características de la banda FLAT TOP serie 800

Datos sobre la banda													
Material de la banda	Material de las varillas estándar Ø 0,24 pulg. (6,1 mm)	CF	Resistencia de la banda	Rango de temperatura (continuo)		P	Peso de la banda	Homologación: 1=Blanco, 2=Azul, 3=Natural, 4=Gris					
				lb/pies	kg/m			°F	°C	lb/pie <sup>2</sup>	kg/m <sup>2</sup>	FDA (EE.UU.)	USDA-FSIS – carnes y aves
Polipropileno	Polipropileno	1000	1490	34 a 220	1 a 104	1,54	7,52	•	•	1	3	•	•
Polietileno	Polietileno	500	750	-50 a 150	-46 a 66	1,59	7,76	•	•	3	3	•	•
Acetal	Polietileno	900	1340	-50 a 150	-46 a 66	2,28	11,15	•	•	1	3	•	•

a. Para ser aprobados por el USDA Lácteos se requiere el uso de un sistema de limpieza incorporado.

b. Ministerio de Salud, Trabajo y Bienestar de Japón

c. MAF Ministerio de Agricultura y Silvicultura de Nueva Zelanda (Z). La aprobación del MAF requiere el uso de un sistema de limpieza incorporado.

d. Certificado de migración europeo que ofrece aprobación para la manipulación de alimentos de acuerdo con la Directiva de la UE 2002/72/EC y todas las enmiendas a la misma hasta la fecha.

## 2. Elección del ancho de la banda.

Como esta banda tiene incrementos de 16,8 mm con respecto a su ancho, se busca un número entero que multiplicado por 16,8 mm se acerque a nuestro ancho de banda estimado.

$$\Rightarrow 380/16,8 = 22,62 \quad ; \text{ se elige } 23 \text{ , entonces el ancho será:}$$

$$(23)(16,8\text{mm}) = 386,4\text{mm.}$$

## 3. Comprobación de la resistencia de la banda.

El polietileno posee un rango de trabajo de -44 a 66 °C. La banda no trabajará a temperaturas bajo 0, pero si lo hará con pescado mezclado con trozos de hielo.

Para calcular el valor real de resistencia de la banda INTRALOX, se debe tener en cuenta 2 factores: la temperatura y la resistencia.

Factor temperatura.- Se considerará una temperatura promedio de trabajo de 10°C en la banda. Con este valor se ingresa al Gráfico A1 (Ver apéndice) y se obtiene Ft= 1,05.

Factor resistencia.- Para calcular este factor se requiere 3 datos: velocidad lineal = 1,33 m/min, longitud del transportador = 6,4 m. y número de dientes del sprocket, que en este caso será = 10 dientes. Recurriendo al Gráfico A2 (Ver Apéndice) se obtiene  $Fr = 1,0$ .

La resistencia de la banda será:

$$(750)(0,38) \times 1,05 \times 1 = 299,3 \text{kgf.}$$

Se aprecia aquí que la fuerza de tracción de la banda es 65,9 kgf multiplicado por un factor de carga el cual se asumirá como 1,5 veces la carga total.

La fuerza de tracción final es  $65,9 \times 1,5 \text{kgf} = 98,9 \text{kgf}$ .

Comparando los valores  $98,9 \text{kgf} < 299,3 \text{kgf}$ , se verifica que estos son satisfactorios.

**TABLA 4.3** Datos de los engranajes a usar

Datos de engranajes moldeados EZ Clean (fáciles de limpiar) <sup>a</sup>										
Núm. de dientes (Acción poliedrica)	Ancho nominal nom. paso pulg.	Ancho nominal nom. paso mm	Ancho nominal nom. externo pulg.	Ancho nominal nom. externo mm	Ancho nominal nom. Ancho nominal del cubo, pulg.	Ancho nominal Ancho del cubo en mm	Dimensiones disponibles de taladros			
							Unidades de los EE.UU.		Unidades métricas	
							pulg. redondas <sup>b</sup>	pulg. cuadradas	mm redondos <sup>b</sup>	mm cuadrados
6 (13,40%)	4,0	102	3,8	97	1,5	38	1,0	1,5	30	40
8 (7,61%)	5,2	132	5,0	127	1,5	38	1,0	1,5	30	40
10 (4,89%)	6,5	165	6,2	157	1,5	38		1,5		40
12 (3,41%)	7,7	196	7,5	191	1,5	38		1,5		40
16 (1,92%)	10,3	262	10,1	257	1,5	38		1,5		40



#### 4. Selección del número de sprockets o engranajes por eje.

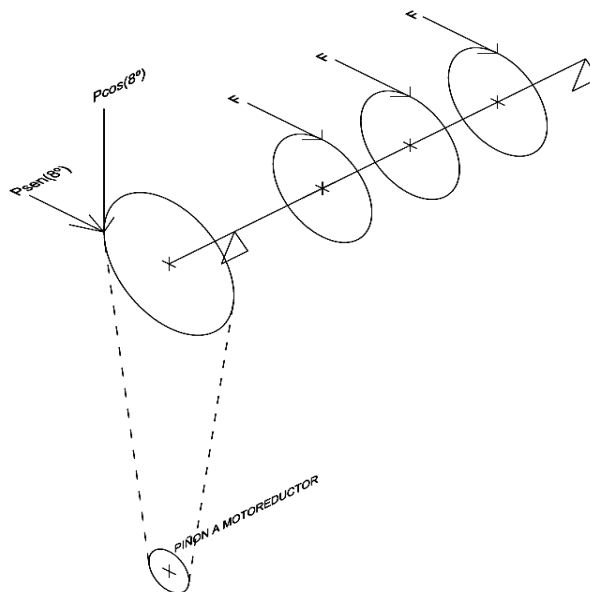
Para seleccionar el número de sprockets por eje (Ver Tabla A1 en apéndice), se observa que al ancho de banda de 380mm le corresponden 3 sprockets.

##### 4.1.4. Cálculo del eje

Con los datos reales de la banda, se puede calcular el diámetro del eje.

Sabiendo lo siguiente:

- ✓ Distancia entre chumaceras = 424 mm
- ✓ Numero de sprockets = 3
- ✓ Fuerza de tracción  $f = 65,9 \text{ kgf}$

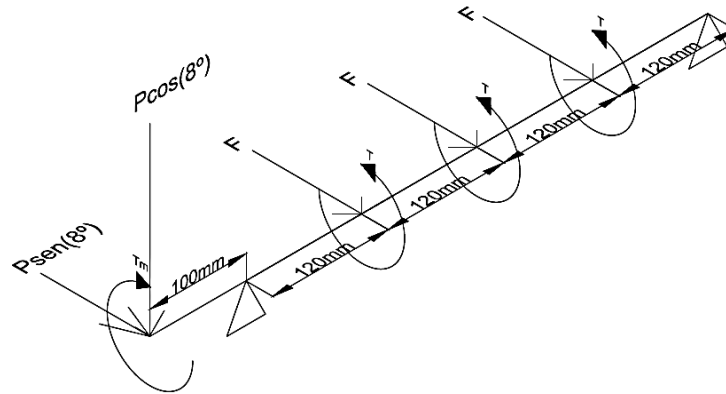


**FIGURA 4.2** Representación gráfica del eje, piñones y fuerzas

Trasladando las fuerzas actuantes en los piñones plásticos y de acero al eje, se calcula  $F$ . Ver figura 4.3

$$f = 65,9kgf = 3F$$

$$F = 21,97kgf$$



**FIGURA 4.3** Representación gráfica eje piñones y fuerzas

Cálculo del torque en tres zonas del eje:

$$T = \frac{(F)(d_{\text{piñon banda}})}{2}$$

$$T_C = \frac{(21,97kgf)(165mm)}{2} = 1812,5kgf - mm$$

$$T_B = \frac{(2)(21,97kgf)(165mm)}{2} = 3625kgf - mm$$

$$T_A = T_m = \frac{(3)(21,97kgf)(165mm)}{2} = 5437,5kgf - mm$$

Cálculo de la fuerza P

$$T_m = (P) \frac{dp_2}{2}$$

$$P = \frac{T_m}{\frac{dp_2}{2}} = \frac{5437,5kgf - mm}{\frac{197,4mm}{2}}$$

$$P = 55,1kgf$$

Además, se sabe que:

$$P \cos(8) = 54,6kgf$$

$$P_{sen(8)} = 7,7kgf$$

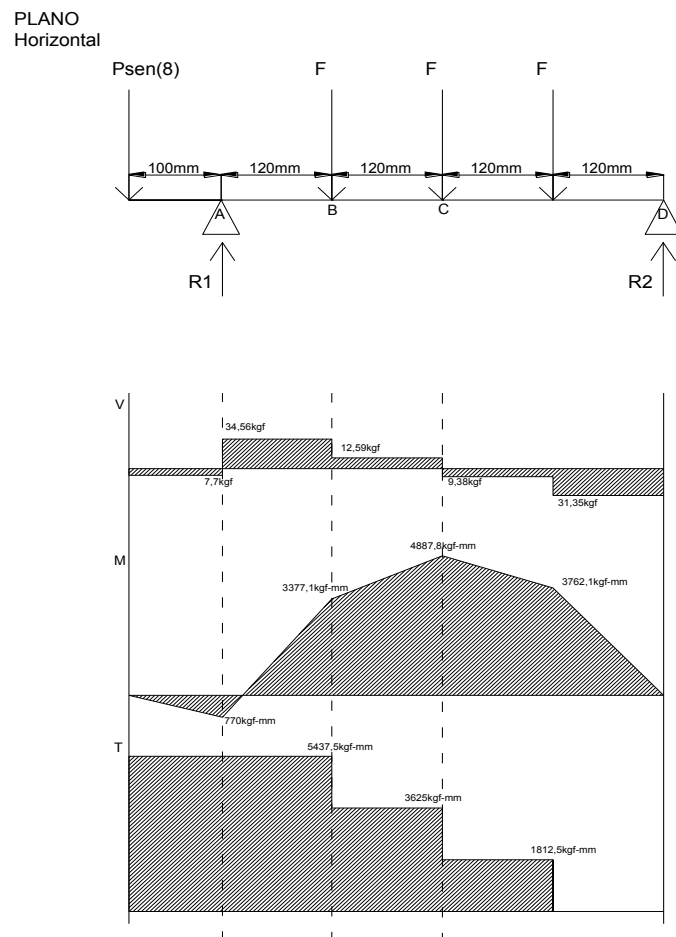
### Plano horizontal

Cálculo de las reacciones

$$R_2 = \frac{(6)(120mm)(21,97kgf) - 100mm(7,7kgf)}{4(120mm)}$$

$$R_2 = 31,35kgf$$

$$R_1 = 42,26kgf$$



**FIGURA 4.4** Diagrama de fuerza cortante (V), momento flector (M) y momento torsor (T) en el plano horizontal

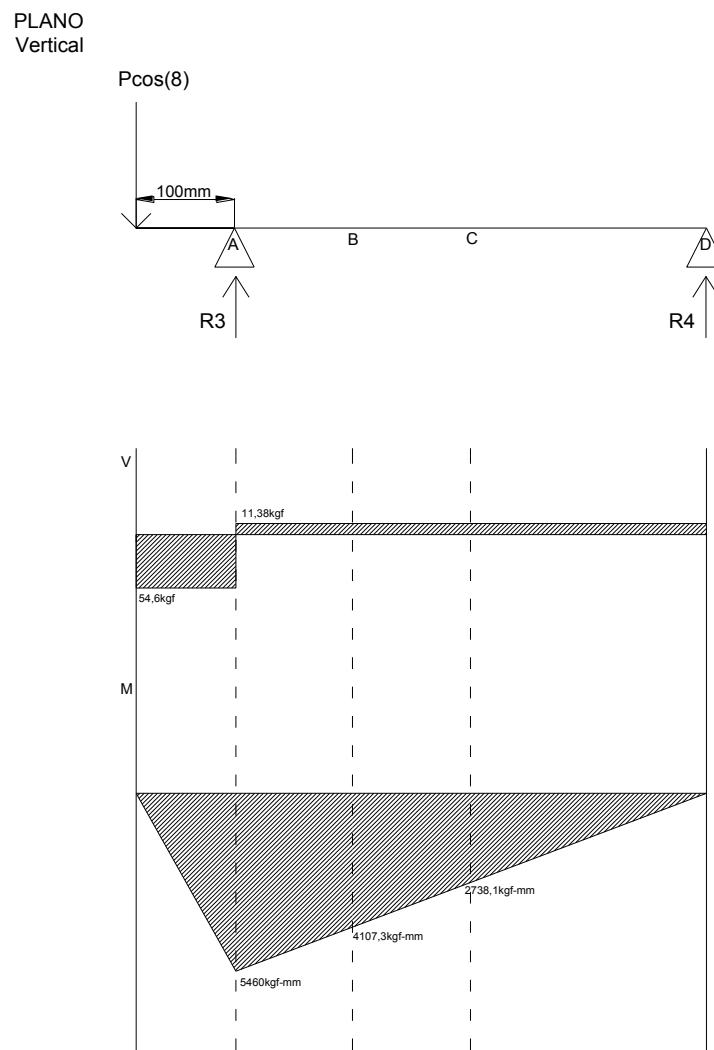
## En el plano vertical

Cálculo de las reacciones

$$-R_4 = \frac{(54,6\text{kgf})(100\text{mm})}{4(120\text{mm})}$$

$$R_4 = -11,38\text{kgf}$$

$$R_3 = 65,98\text{kgf}$$



**FIGURA 4.5** Diagrama de fuerza cortante (V), momento flector (M) en el plano vertical.

Se puede ver que las zonas que corresponden a las líneas "A", "B" y "C" son las más vulnerables.

Zona "A"

$$M_A = \sqrt{5460^2 + 770^2} = 5514 \text{ kgf} \cdot \text{mm}$$

$$T_A = 5437,5 \text{ kgf} \cdot \text{mm}$$

Zona "B"

$$M_B = \sqrt{3377,1^2 + 4107,3^2} = 5317,4 \text{ kgf} \cdot \text{mm}$$

$$T_B = 3625 \text{ kgf} \cdot \text{mm}$$

Zona "C"

$$M_C = \sqrt{4887,8^2 + 2738,1^2} = 5602,5 \text{ kgf} \cdot \text{mm}$$

$$T_C = 1812,5 \text{ kgf} \cdot \text{mm}$$

Entonces, con estos datos se puede calcular el diámetro del eje según la fórmula de ASME:

$$d^3 = \frac{16}{\pi S_{sd}} \sqrt{(K_m M)^2 + (K_t T)^2}$$

Asumiendo carga con choque menores  $\Rightarrow K_m = 1,5$  y  $K_t = 1,5$

Además para el acero inoxidable tipo 304:

$$S_y = 30000 \text{ psi}$$

$$S_{sd} = 0,3 S_y = 9000 \text{ psi}$$

$$S_{sd} = 6,34 \frac{\text{kgf}}{\text{mm}^2}$$

Remplazando en la fórmula de ASME.

$$d_A = 23,19 \text{ mm}$$



$$d_B = 21,8 \text{ mm}$$

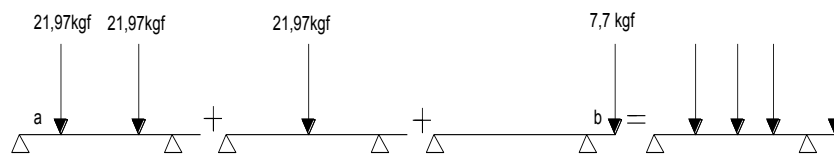
$$d_C = 21,17 \text{ mm}$$

Según estos resultados, se puede elegir entre 1" (25,4mm) o 1 ¼ (31,75mm)

✓ **Chequeo del eje por deflexión.**

### Plano Horizontal

Para calcular la ecuación de la deformada en la zona de deformación máxima, se utilizará el método de superposición.



**FIGURA 4.6** Suma de arreglos conocidos para hallar la deformada del eje del alimentador de materia prima

$$Y_1 = \frac{Fa}{6EI} [3xl - 3x^2 - a^2]$$

$$Y_2 = \frac{Fx}{48EI} [3l^2 - 4x^2]$$

$$Y_3 = \frac{Pbx}{6EI} [l^2 - x^2]$$

La ecuación de la deformada entre los apoyos sería:

$$Y = Y_1 + Y_2 - Y_3$$

$$Y_H = \frac{-1,56X^3 - 1318,2X^2 + 887504X - 6327360}{EI}$$

### Plano Vertical

$$Y_V = \frac{Pbx}{6lEI} [l^2 - x^2]$$

$$Y_V = \frac{1,896X^3 - 436838,4X}{EI}$$

La deformada total sería:

$$Y_T = \sqrt{Y_H^2 + Y_V^2}$$

$$Y_T = \sqrt{\frac{6,03X^6 + 4112,8X^5 - 2687852,45X^4 - 2320074182,4X^3 + 995172589635X^2 - 1,12X + 4(10^{13})}{EI}}$$

Derivando e igualando a cero, se obtiene el punto de deformación máxima

$$X = 249,34mm$$

Remplazando en la expresión anterior

$$Y_T = \frac{174124316,7}{EI}$$

Cálculo de la deformación máxima permitida

$$Y_{max} = 0,833L = 0,40mm$$

$$\text{Si } I = \frac{\pi d^4}{64} \text{ y } E = 19726,31 \text{ kgf/mm}^2$$

Remplazando y despejando "d"

$$d = 25,89 \text{ mm}$$

Se elige un eje normalizado de 1 ¼" (31,75mm)

## 4.2. CÁLCULO Y DISEÑO DEL SISTEMA DE CANGILONES

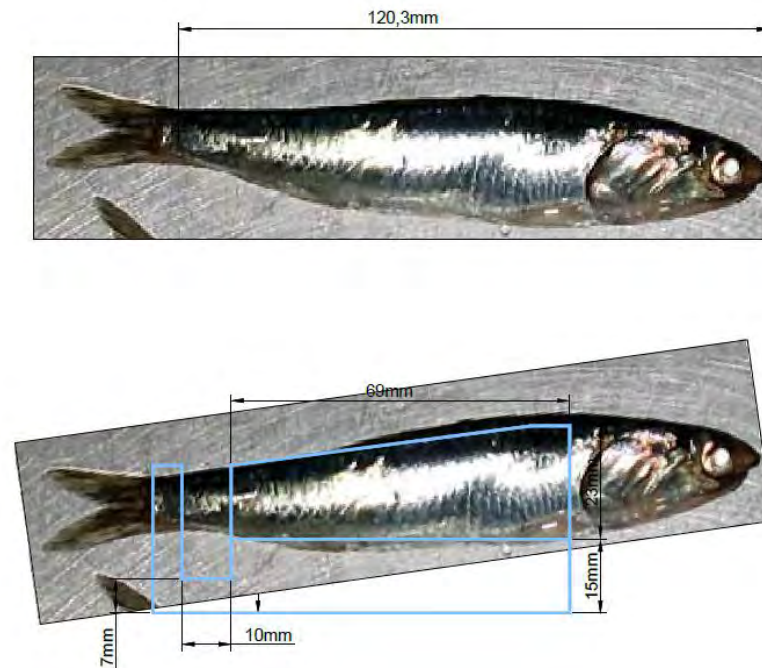
### 4.2.1. Diseño para la fabricación del cangilón

Se necesita diseñar un cangilón que pueda transportar a la anchoveta manteniéndola inmóvil durante el corte y la succión. Para ello, es preciso tener en cuenta ciertas consideraciones.

- El material a usarse debe ser lavable y resistente a la humedad.
- Es necesario darle una inclinación a la anchoveta para que el corte sea más eficiente. Con una adecuada inclinación, se ganarán algunos gramos que en el balance final se convertirán en toneladas de pescado.
- La longitud ideal del pescado ya cortado (conocido como tubo) será de 75 mm, según datos obtenidos del proceso que lleva a cabo la empresa ANDESA SAC, referente para este trabajo.
- El cangilón debe tener un sujetador de cola, ya que se ha observado que esta suele doblarse y no es cortada.

En la FIGURA 4.7 se aprecia que la mejor posición para cortar el pescado y eviscerarlo es manteniendo la panza en posición horizontal.

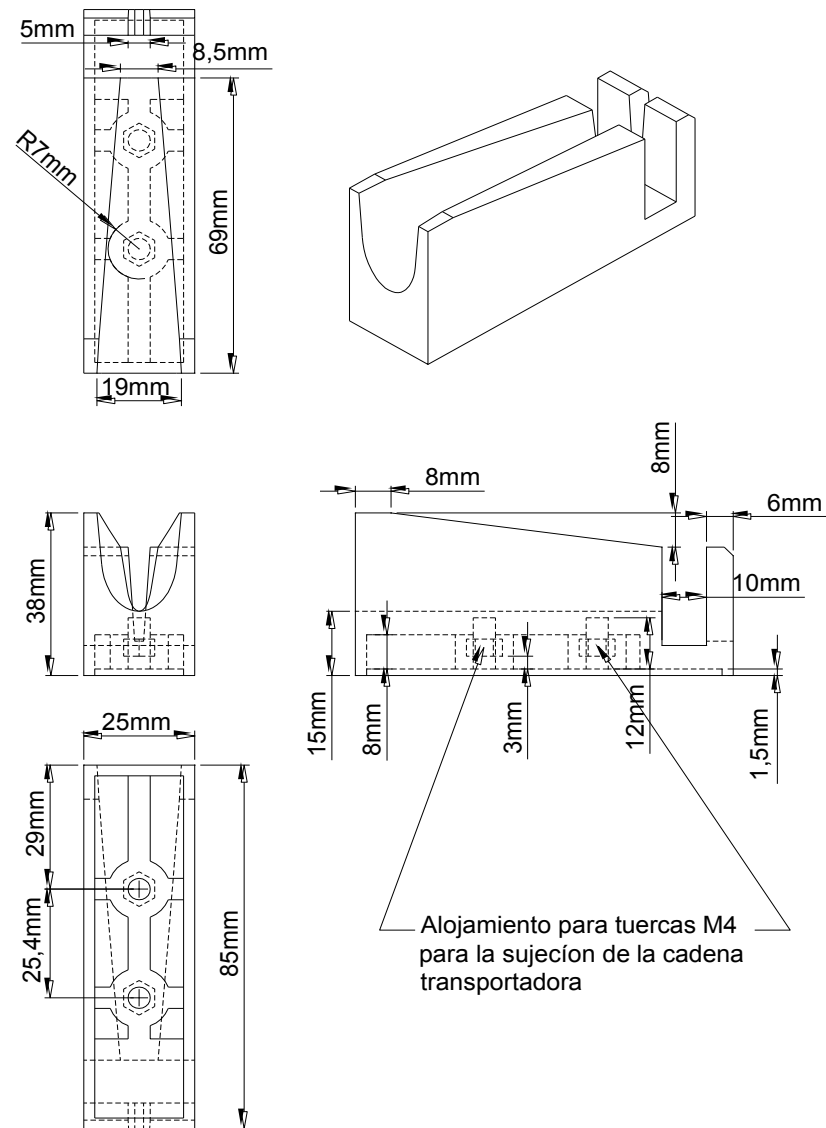
La razón es que de esta manera, el conducto donde se alojan las vísceras queda horizontal y de fácil acceso para cuando le toque ser succionado.



**FIGURA 4.7** Bosquejo del cangilón según las medidas de una anchoveta.

En el diseño del cangilón se tendrá en cuenta un sujetador de cola, para evitar que se mueva cuando es cortada.

El material a utilizar será el **polipropileno**, por su buena resistencia y por ser un material aprobado por FDA.



**FIGURA 4.8** Dimensiones del cangilón

El cangilón estará sujeto a la cadena por medio de unos pernos M4 y una arandela de presión. Además, se pondrá un par de tuercas M4 en el cangilón.

Estas tuercas M4 estarán dentro del molde cuando los cangilones sean inyectados.

#### **4.2.2. Selección del piñón y la cadena transportadora (porta cangilón)**

##### **a) Selección de la cadena**

Para la selección de la cadena transportadora se tendrá las siguientes consideraciones:

1. Ancho del cangilón: 25mm.
2. Tipo de cadena: transportadora.
3. Posibilidad de fijar el cangilón.
4. Material: acero inoxidable.

La primera consideración (ancho del cangilón: 25mm) da el paso de la cadena transportadora que sería de 1" norma ANSI-ASA.

La segunda consideración da la posibilidad de usar una cadena de paso doble o cadena de paso largo.

La tercera consideración lleva a dotar de orejas a las cadenas para fijar los cangilones.

La cuarta consideración da el material que usaremos. Debido a la intensa humedad a la que estará sometida la máquina, el acero inoxidable 304 da todas las características necesarias a un precio razonable.

Entonces la cadena sería C2040SS tipo K-118 con las siguientes características

- Paso: 1"
- Peso promedio / metro: 0,51kgf
- Peso promedio de las orejas/metro : 0,24kgf
- Carga de trabajo: 44,5kgf\*

---

<sup>18</sup>Catálogo TSUBAKI, [www.ustsubaki.com](http://www.ustsubaki.com), ver apéndice, sección B

\*Este valor será comprobado en el siguiente acápite.

Nota:

Esta cadena viene con agujeros en las orejas de 3,6mm, que será necesario agrandar a poco más de 4mm, para así poder utilizar pernos M4.

#### b) Cálculo y Selección del piñón de acero inoxidable.

Para poder seleccionar el piñón de acero inoxidable se necesita calcular el peso total que traccionará el piñón.

Se Sabe:

**TABLA 4.4** Datos del cangilón, cadena, anchoqueta y otros.

Descripción	valor
Peso del cangilón aprox. (gr)	44
Peso de la cadena inoxidable (kgf/m)	0,51
Peso orejas de la cadena (kgf/m)	0,24
Peso juego tuercas, pernos y arandelas. (gr)	10,73
Peso promedio anchoqueta. (gr)	22
Coefficiente de fricción inox-polipropileno	0,4
Longitud cangilones de eje a eje (mm)	7649

$$W_{\text{total/lado}} = W_{\text{cangilones}} + W_{\text{cadena}} + W_{\text{tuercas, pernos, arandelas}} +$$

$$W_{\text{placas}} + W_{\text{pescado}} + W_{\text{otros.}}$$

$$\circ \quad W_{\text{Cangilones}} = \left( \frac{7649\text{mm}}{1000\text{mm}} \right) (44\text{grf})(40) = 13,5\text{kgf}$$

Nota: son 40 cangilones por metro.

$$\circ \quad W_{\text{cadena}} = \left( 0,51 \frac{\text{kgf}}{\text{m}} \right) (7,649\text{m}) = 3,9 \text{ kgf.}$$

- $W_{t,p y a} = \left(\frac{7649mm}{25,4mm}\right) \text{cang.} \left(\frac{2jueg}{\text{cang}}\right) \left(\frac{10,7gr}{jueg}\right) = 6,44kgf$
- $W_{placas} = \left(0,24 \frac{kgf}{m}\right) (7,649m) = 1,84kgf$
- $W_{pescado} = \left(\frac{7649mm}{25,4mm}\right) \text{cang} \left(\frac{22gr}{\text{cang}}\right) = 6,63kgf$
- $W_{\text{otros.}}$ : peor caso, las personas de esa hilera se apoyan.

$$W_{\text{otros}} = \left(\frac{3kgf}{\text{persona}}\right) (9\text{personas}) = 27 kgf$$

$$W_{\text{Total/lado}} = 13,5 + 3,9 + 6,44 + 1,84 + 6,63 + 27 = 59,31kgf$$

Cálculo de la velocidad máxima de los cangilones.

Se sabe:

Capacidad de la máquina = 800 kgf/hr

Capacidad por lado = 6,67 kgf/min

Ancho anchoveta= 18mm

Ancho cangilón = 25mm

Además, se sabe que el **peso promedio** de una anchoveta es 0,022kg.

Entonces:

$$vel = 6,67 \frac{kg}{min} \left(\frac{0,025m.}{0,022kg}\right) = 7,58 \frac{m}{min}$$



La fuerza aplicada directamente al piñón es:

$$T_c = \mu W_{\frac{Total}{lado}} = (0,4)(59,31kgf)$$

$$T_c = 23,72kgf$$

Se aprecia que  $T_c$  es menor a la carga de trabajo de la cadena 2040SS

$$23,72kgf < 44,5kgf$$

Debido al riel de retorno (Ver 4.5.1.6):

$$23,72kgf + 15kgf < 44,5kgf$$

$$38,72kgf < 44,5kgf$$

Se calcula la potencia ( $P_{parcial}$ ) y la potencia nominal equivalente (H<sub>Pe</sub>), aplicada al piñón que traccionará a los cangilones.

$$P_{parcial} = \frac{(38,72kgf)(7,58 \frac{m}{min})}{(76)(60)} = 0,064 Hp$$

Se considera un piñón de 19 dientes, paso ½" y un FS. = 1,3  
(transportador cargado no uniformemente)

$$H_{pe} = (0,064)(1,3) = 0,08 Hp$$

Debido a que la cadena que usaremos es de doble paso, el número de dientes no engranaría. Para que esto suceda, el número de dientes correcto del piñón debería ser el doble.  $Z_p=38$ .

El diámetro de paso sería.

$$dp_{inox} = \frac{paso}{\text{sen}\left(\frac{180}{Z_P}\right)} = \frac{1/2''}{\text{sen}\left(\frac{180}{38}\right)} = 6.05'' = 153,8mm$$

La velocidad del piñón sería:

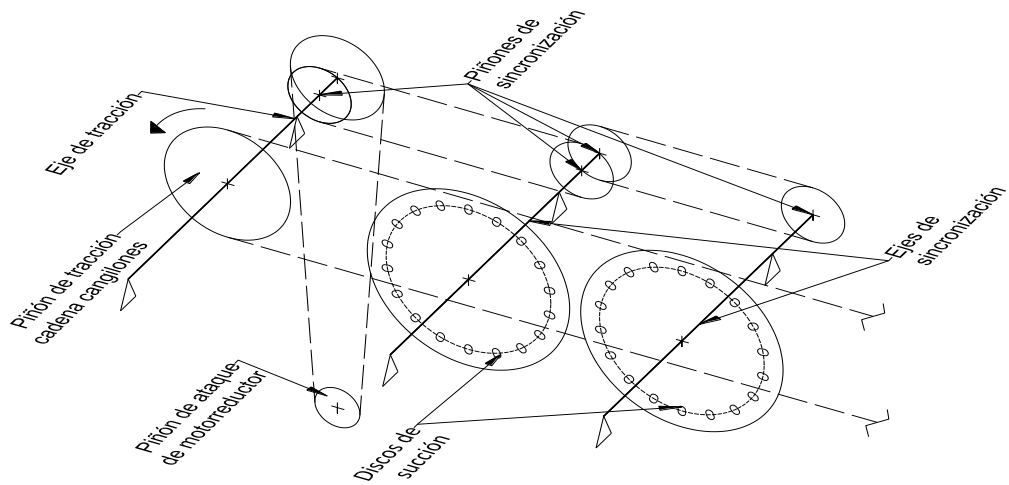
$$N = \frac{vel}{\pi(dp_{inox})} = \frac{7,58 \text{ m/min}}{\pi(0,1538m)} = 15,7rpm$$

Se comprueba en la Gráfica B1 (ver apéndice) con  $Hpe = 0,08 Hp$  y  $N = 15,7rpm$  que nos ubicamos en la zona de ANSI 40, lo cual es satisfactorio.

#### **4.2.3. Cálculo y selección del motorreductor**

Para calcular la potencia del motorreductor se necesita hacer el diagrama de cuerpo libre del sistema de ejes; se debe tener en cuenta que cada lado de la cortadora será independiente. Esto quiere decir que habrá 2 motorreductores que accionarán las cadenas respectivamente.

En vista de que ambos lados son iguales, se hará el cálculo solo para un lado; además aprovecharemos la potencia entregada por el motorreductor para accionar los discos de succión también.



**FIGURA 4.9** Distribución de las partes que accionará el motorreductor.

El eje de sincronización central llevará 2 piñones de sincronización de igual número de dientes, ya que además de ser conducido también será conductor del movimiento.

Para identificar y calcular las fuerzas presentes en el diagrama de cuerpo libre se usa las FIGURAS 4.9 y 4.10

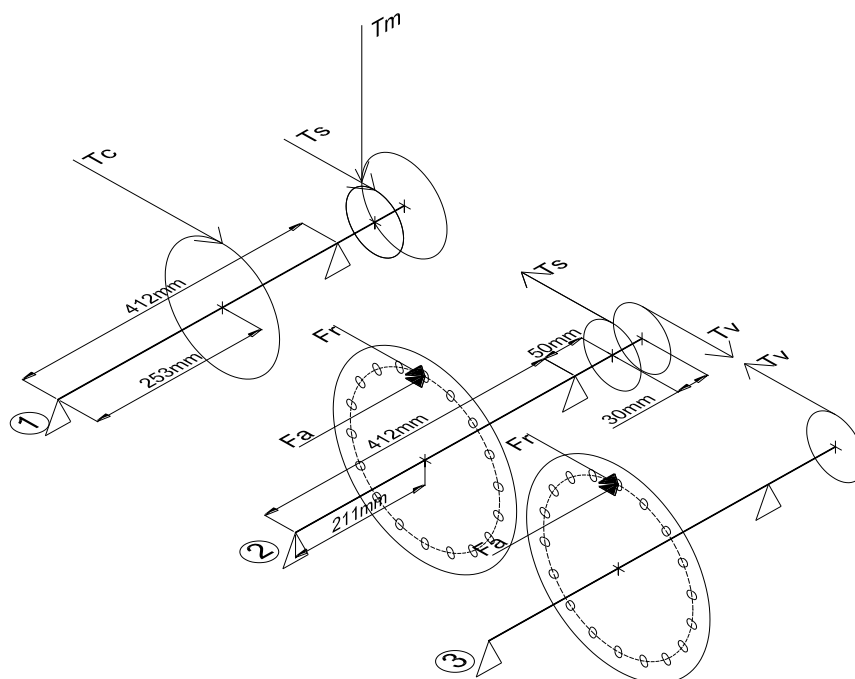


FIGURA 4.10 Fuerzas actuantes en el sistema de ejes

a) **Identificación y cálculo de las fuerzas.**

$F_a$ : Es la fuerza ejercida por el resorte, como se ve en “Diseño de la Tobera de succión”

$$F_a = 5\text{kgf}$$

$F_r$ : Es la fuerza que se opone al giro del disco de succión. Esta fuerza es producida por la fricción entre la tobera hecha de acetal y el disco hecho de acero inoxidable. El coeficiente de fricción del acetal es  $\mu = 0,19$ .

$$F_r = \mu F_a = (0,19)(5\text{kgf}) = 0,95\text{kgf}$$

$T_v$ : En el "Diseño del disco de succión" se vio que el radio de agujeros es:

$$r = 100,27mm$$

Y en "Selección de los piñones de sincronización" que

$$dp_{s1} = 73,15mm.$$

$$(Fr)(r) = \left(\frac{dp_{s1}}{2}\right)(T_v) = 95,3kgf - mm$$

$$T_v = \frac{(2)(0,95kgf)(100,27mm)}{73,15mm} = 2,6 kgf$$

$T_s$ : Encargado de mover los dos ejes de sincronización

$$\left(\frac{dp_{s1}}{2}\right)(T_v) + (Fr)(r) = \left(\frac{dp_{s1}}{2}\right)(T_s)$$

$$T_s = (2,6kgf) + \frac{(2)(0,95)(100,27mm)}{73,15mm} = 5,2kgf$$

## b) Cálculo de la potencia del motor

Analizando el eje "1", se calcula el torque total y la potencia necesaria.

$$T_{total} = T_s \left(\frac{dp_{s2}}{2}\right) + T_c \left(\frac{dp_{inox}}{2}\right) = (5,2) \left(\frac{77,22}{2}\right) + (23,72) \left(\frac{153,8}{2}\right)$$

$$T_{total} = 2024,8kgf - mm = 19,9N - m$$

Además se sabe que:

$$P = \frac{MN}{9550}$$

Dónde: P: N-m ; N: rpm; P = kw.

$$P = \frac{19,9 \times 15,7}{9550} = 0,033 \text{ kw.} = 0,044 \text{ hp.}$$

Considerando las siguientes eficiencias:

$$\eta_{\text{cadena}} = 0,9$$

$$\eta_{\text{chumaceras}} = 0,99$$

$$\eta_{\text{motorreductor}} = 0,6$$

$$F.s. = 2$$

Entonces se puede calcular la potencia del motorreductor.

$$P_{\text{motoreductor}} = \frac{0,044 \times 2}{(0,9^4)(0,99^8)(0,6)} = 0,24 \text{ hp}$$

Se modificará esta potencia debido a que la máquina llevará un riel de retorno. (Ver 4.5.1.6)

$$P_{\text{motoreductor}} = \frac{(0,044 + 0,03) \times 2}{(0,9^4)(0,99^8)(0,6)} = 0,41 \text{ hp}$$

#### 4.2.4. Selección de la cadena y piñones de potencia

1. Relación de transmisión:

$$mg = \frac{n_1}{n_2} = \frac{17}{15,7} = \frac{Z_2}{Z_1} = 1,08$$

2. Si se elige un piñón de 13 dientes (  $Z_p = 13$ ), entonces la catalina tendrá:

$$Z_g = 1,08 \times 13 = 14$$

### 3. Potencia nominal equivalente:

Para seleccionar la cadena se necesita calcular la potencia al eje ( $P_{eje}$ )

$$P_{eje} = \frac{0,073}{0,9^4 \times 0,998} = 0,12hp$$

Si se elige un factor de seguridad  $FS=1,3$  (transportador cargado no uniformemente), entonces la potencia nominal equivalente será:

$$HPe = (P_{eje})(f_m)(FS)$$

Donde  $f_m$  es el factor modificador a la potencia a transmitir para 13 dientes (Ver Tabla B3 en apéndice):

$$f_m = 1,51$$

$$HPe = (0,12)(1,51)(1,3) = 0,24hp.$$

### 4. Selección de la cadena:

Se entra con  $HPe = 0,24hp$  y  $n = 17$  rpm (velocidad de salida del motorreductor) y se elige ANSI 50-1.

### 5. Diámetro de paso.

$$dp_{m1} = \frac{\text{paso}}{\text{sen}\left(\frac{180}{z_p}\right)} = \frac{5/8''}{\text{sen}\left(\frac{180}{13}\right)} = 2,61'' = 66,3mm$$

$$dp_{m2} = \frac{\text{paso}}{\text{sen}\left(\frac{180}{z_p}\right)} = \frac{5/8''}{\text{sen}\left(\frac{180}{14}\right)} = 2,81'' = 71,4mm$$

## 6. Longitud de la cadena

$$L_p = 2C_p + 0,53(Z_p + Z_g)$$

$$L_p = 2(29,88) + 0,53(13 + 14)$$

$$L_p = 86,7 \text{ pasos}$$

Se eligen 86 pasos

$$L_p = 2C_p + \frac{Z_p + Z_g}{2} + \frac{(Z_p - Z_g)^2}{4\pi^2 C_p}$$

Se reemplaza y se despeja  $C_p$  (Distancia entre centros en pasos)

$$C_p = 29,94 \text{ pasos}$$

$$C = 475,32 \text{ mm}$$

Entonces la distancia entre los ejes será de 475,32mm y la longitud de la cadena es:  $86(5/8") = 53,75\text{pulg} = 1367,25\text{mm}$ .

***Selección de los piñones de sincronización.***

Para seleccionar los piñones se debe tener en cuenta los 2 elementos a sincronizar.

En el presente caso, se alinearán los agujeros del disco de sincronización con la posición de los cangilones.

Por un lado está el piñón de acero inoxidable de 38 dientes (19 dientes efectivos,) y por el otro lado el disco de succión con 18 agujeros.



Entonces los piñones de sincronización serán:

$$dp_1 = \frac{\text{paso}}{\text{sen}\left(\frac{180}{z_p}\right)} = \frac{3/8''}{\text{sen}\left(\frac{180}{18}\right)} = 2,16'' = 54,9\text{mm}$$

$$dp_2 = \frac{\text{paso}}{\text{sen}\left(\frac{180}{z_p}\right)} = \frac{3/8''}{\text{sen}\left(\frac{180}{19}\right)} = 2,28'' = 57,9\text{mm}$$

#### 4.2.5. Cálculo de los ejes

##### a) Eje 1

Cálculo de las fuerzas:

$T_m$ : Fuerza ejercida por el motorreductor. En el cálculo y selección del motorreductor se vio que el torque total es de  $19,9N - m$  y ahí se calculó también el diámetro de paso de la catalina ( $dp_{m2}$ )

$$T_{total} = 2024,8\text{kgf} - \text{mm} = 19,9N - m$$

$$T_{total} = (T_m) \left(\frac{dp_{m2}}{2}\right)$$

$$T_m = 56,72\text{kgf}$$

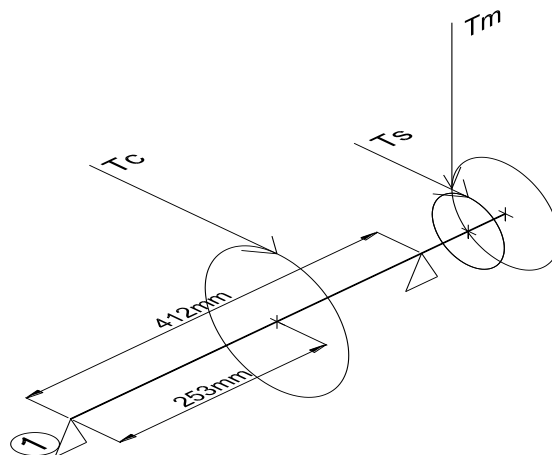
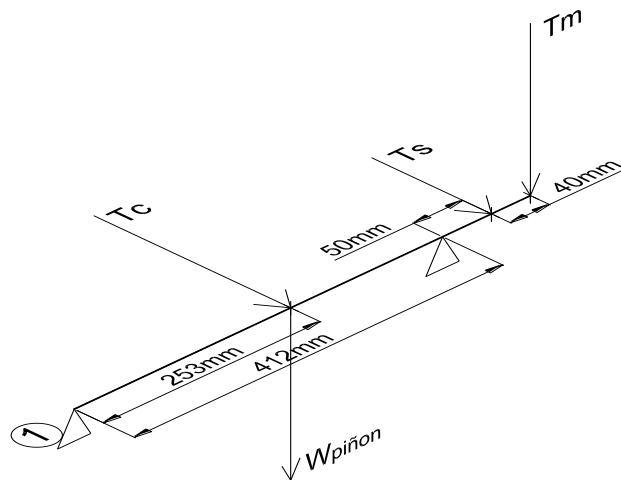


FIGURA 4.11 Fuerzas actuantes en el eje 1

Para el cálculo del eje 1 se considerará el peso del piñón de 38 dientes de acero inoxidable, por su gran tamaño



**FIGURA 4.12** Diagrama de cuerpo libre del eje 1

Como se ve, existen fuerzas en los planos horizontal y vertical.

#### Plano Horizontal.

$$\sum F = 0$$

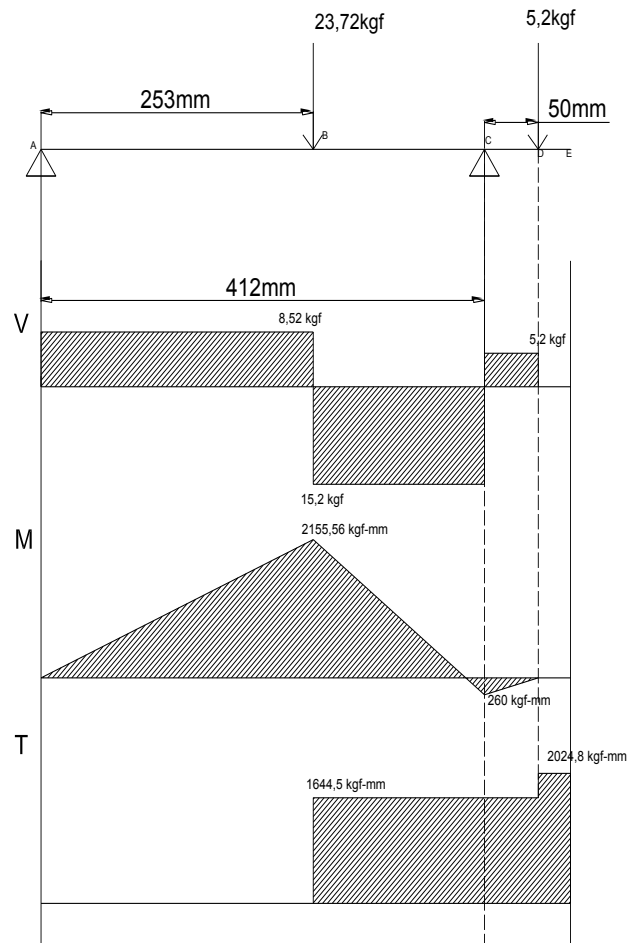
$$R_{AH} + R_{CH} = 23,72kgf + 5,2kgf = 28,92kgf$$

$$\sum M_C = 0$$

$$(R_{AH})(412mm) + (5,2kgf)(50mm) = (23,72kgf)(159mm)$$

$$R_{AH} = 8,52kgf$$

$$R_{CH} = 20,4kgf$$



**FIGURA 4.13** Diagrama de fuerza cortante (V), momento flector (M) y momento torsor (T) en el plano horizontal del eje 1

### Plano vertical

$$\sum F = 0$$

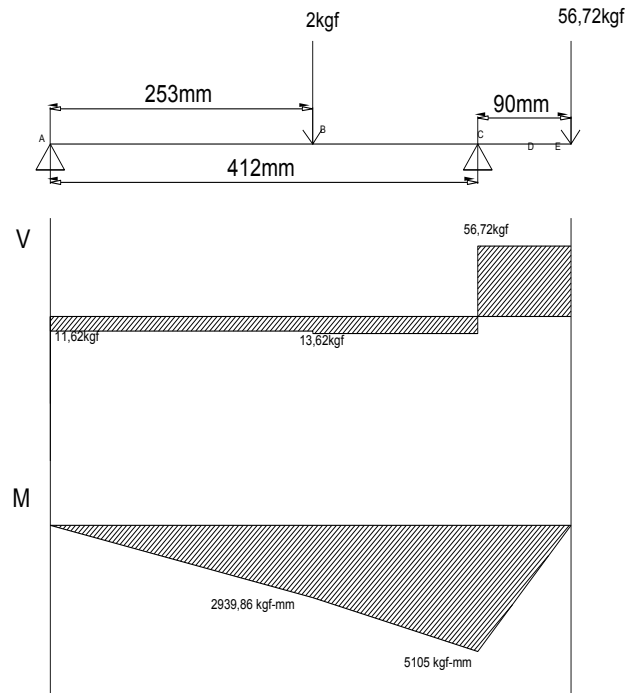
$$R_{AV} + R_{CV} = 56,72kgf + 2kgf = 58,72kgf$$

$$\sum M_C = 0$$

$$(R_{AV})(412mm) + (56,72kgf)(90mm) = (2kgf)(159mm)$$

$$R_{AV} = -11,62kgf$$

$$R_{CV} = 70,34kgf$$



**FIGURA 4.14** Diagrama de fuerza cortante (V), momento flector (M)  
en el plano vertical del eje 1

Se ven dos posibles puntos críticos: B y C

Punto B:

$$M_B = \sqrt{2155,56^2 + 2939,86^2} = 3645,44 \text{ kgf} - \text{mm}$$

$$T_B = 1644,5 \text{ kgf} - \text{mm}$$

Punto C:

$$M_C = \sqrt{260^2 + 5105^2} = 5111,62 \text{ kgf} - \text{mm}$$

$$T_C = 1644,5 \text{ kgf} - \text{mm}$$

Entonces, con estos datos se puede calcular el diámetro del eje según la fórmula de ASME.

$$d^3 = \frac{16}{\pi Ssd} \sqrt{(kmM)^2 + (ktT)^2}$$

Donde  $Km = 2$  y  $Kt = 2$

Además, para el acero inoxidable 304,  $S_y = 30000$  psi

$$Ssd = 0,3S_y = 9000psi$$

$$Ssd = 6,34 \frac{kgf}{mm^2}$$

$$Ssd^* = (0,75) \left( 6,34 \frac{kgf}{mm^2} \right) = 4,75 \frac{kgf}{mm^2}$$

\*: Esfuerzo permisible cuando está presente un canal chavetero. En nuestro caso, en el punto B existe un canal.

Remplazando en la fórmula de ASME.

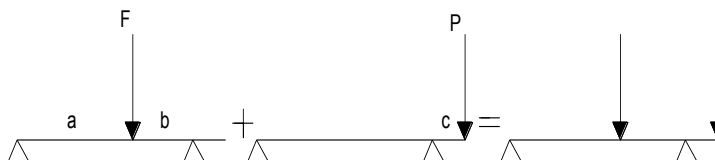
$$d_B = 20,47 \text{ mm}$$

$$d_C = 20,52 \text{ mm}$$

✓ **Chequeo del eje por deflexión.**

### Plano Horizontal

Para calcular la ecuación de la deformada en la zona de deformación máxima, se utilizará el método de superposición.



**FIGURA 4.15** Suma de arreglos conocidos para hallar la deformada del eje del sistema de alimentación de cangilones.

$$Y_1 = \frac{-Fbx}{6lEI} [l^2 - b^2 - x^2]$$

$$Y_2 = \frac{Pbx}{6lEI} [l^2 - x^2]$$

La ecuación de la deformada entre los apoyos sería:

$$Y = Y_1 + Y_2$$

Plano Horizontal

$$Y_V = \frac{1,4198X^3 - 202550,92X}{EI}$$

Plano Vertical

$$Y_H = \frac{-1,9364X^3 + 331945,77X}{EI}$$

La deformada total sería:

$$Y_T = \sqrt{Y_H^2 + Y_V^2}$$

Derivando e igualando a cero, se halla el punto de deformación máxima

$$X = 233,19mm$$

Remplazando  $X$ , se llega a la siguiente expresión:

$$Y_T = \frac{60396350,62}{EI}$$

Se calcula la deformación máxima permitida

$$Y_{max} = 0,833L = (0,833)(0,412mm) = 0,34mm$$

Sabiendo que:  $I = \frac{\pi d^4}{64}$  y  $E = 19726,31 \text{ kgf/mm}^2$

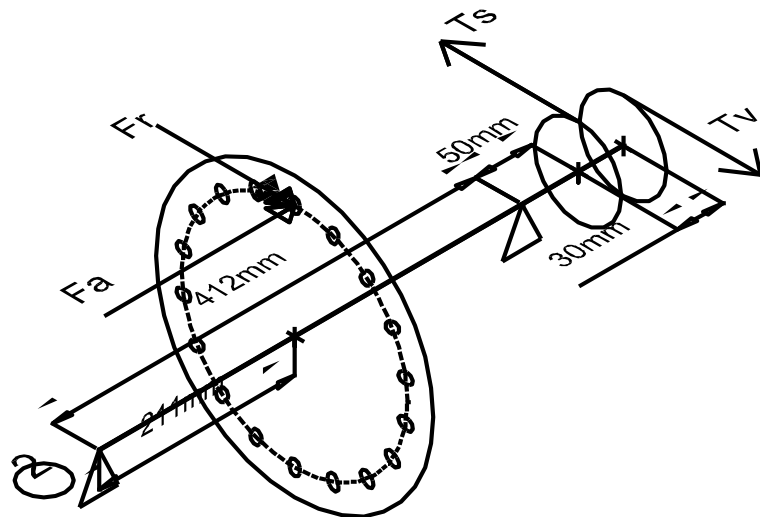
Se reemplaza con la siguiente relación:  $Y_T = Y_{max}$  ,

$$d = 20,7 \text{ mm}$$

Se elige un eje normalizado de 1" (25,4mm)

**b) Ejes 2 y 3**

Los ejes 2 y 3 tienen diagramas de cuerpo libre muy parecidos, así que solo se calculará lo correspondiente al eje 2.



**FIGURA 4.16** Fuerzas actuantes en el eje 2

Para empezar el cálculo con el eje N° 2, se verá el D.C.L

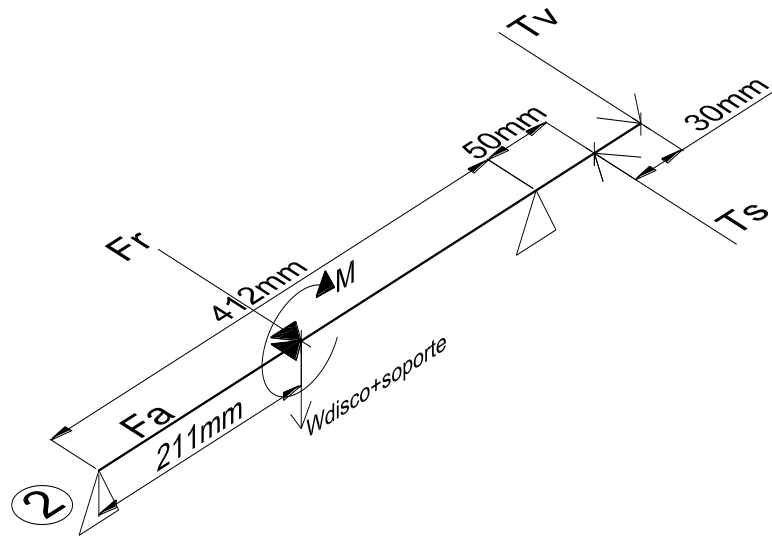


FIGURA 4.17 Diagrama de cuerpo libre del eje 2

Como se ve que hay fuerzas en 2 planos distintos, se analizará cada plano por separado.

#### Plano Horizontal.

$$\sum F = 0$$

$$R_{AH} + R_{CH} = 0,95\text{kgf} + 2,6\text{kgf} - 5,2\text{kgf} = -1,65\text{kgf}$$

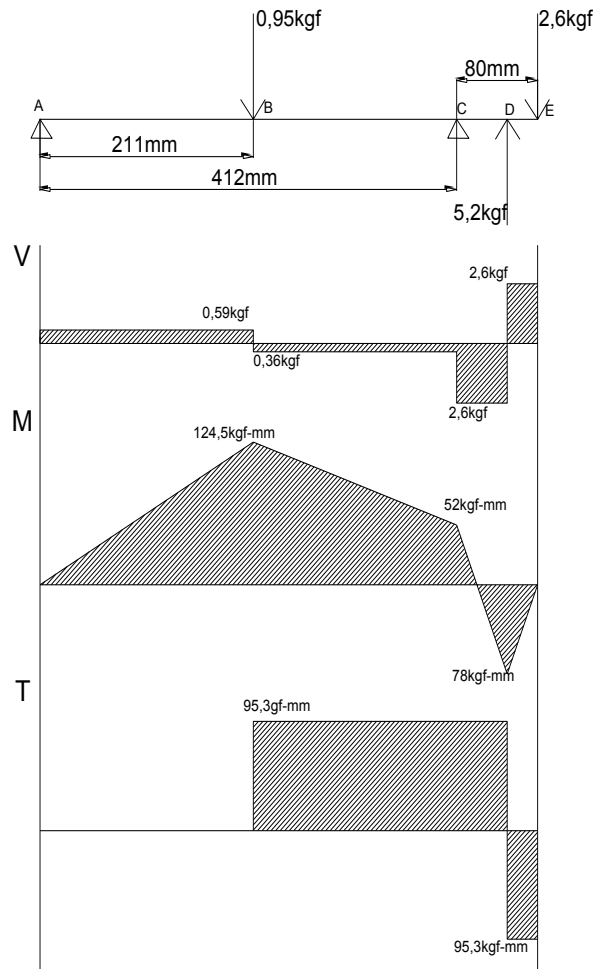
$$\sum M_C = 0$$

$$\begin{aligned} & (R_{AH})(412\text{mm}) + (2,6\text{kgf})(80\text{mm}) \\ & = (0,95\text{kgf})(201\text{mm}) + (5,2\text{kgf})(50\text{mm}) \end{aligned}$$

$$R_{AH} = 0,59\text{kgf}$$

$$R_{CH} = -2,24\text{kgf}$$





**FIGURA 4.18** Diagrama de fuerza cortante (V), momento flector (M) y momento torsor (T) en el plano horizontal del eje 2

### Plano Vertical.

W: Es el peso aproximado que consiste básicamente en 2 elementos, el disco de succión y el porta disco de succión.

$$W = 2,3 \text{ kgf.}$$

M: El momento producido por la fuerza del resorte (Fa).

$$M = (Fa)(r).$$

$$M = (5\text{kgf})(100,3\text{mm}) = 501,5 \text{ kgf} - \text{mm.}$$

$$\sum F = 0$$

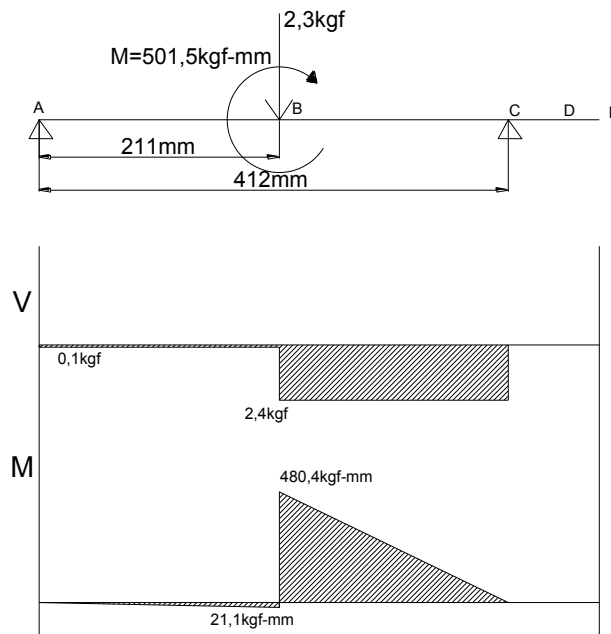
$$R_{AV} + R_{CV} = 2,3kgf$$

$$\sum M_C = 0$$

$$(R_{AV})(412mm) + 501,5kgf = (2,3kgf)(201mm)$$

$$R_{AV} = -0,1kgf$$

$$R_{CV} = 2,4kgf$$



**FIGURA 4.19** Diagrama de fuerza cortante (V), momento flector (M) en el plano vertical del eje 2

El punto "B" aparece como un punto crítico, entonces conviene calcular el momento total en ese punto.

$$M_B = \sqrt{124,5^2 + 480,4^2}$$

$$M_B = 496,3 \text{ kgf} - \text{mm.}$$

$$T_B = 95,3 \text{ kgf} - \text{mm.}$$

Aplicando la fórmula de ASME: (Se considerará  $F_a = 0$ , para luego introducirlo y comprobar por resistencia)

$$d^3 = \frac{16}{\pi S s d} \sqrt{(k m M)^2 + (k t T)^2}$$

Asumiendo  $K_m = 2$  y  $K_t = 2$

Además para el acero inoxidable 304,  $S_y = 30000 \text{ psi}$

$$S_{sd} = 0,3S_y = 9000 \text{ psi}$$

$$S_{sd} = 6,34 \frac{\text{kgf}}{\text{mm}^2}$$

$$S_{sd}^* = (0,75) \left( 6,34 \frac{\text{kgf}}{\text{mm}^2} \right) = 4,75 \frac{\text{kgf}}{\text{mm}^2}$$

\*: Esfuerzo permisible cuando está presente un canal chavetero. En nuestro caso, en punto B (ver Fig, 4.18) existe un canal.

Remplazando en la formula ASME

$$d = 10,27 \text{ mm.}$$

Debido a la dificultad para encontrar chumaceras menores a 1", se elegirá  $d = 25,4 \text{ mm}$ .

✓ **Comprobación por resistencia.**

$$r = d/4 = 25,4/4 = 6,35 \text{ mm.}$$

$$L/r = 376/6,35 = 59,21 < 115$$

$$\alpha = \frac{1}{1 - 0,0044 \left( \frac{L}{r} \right)}$$

$$\alpha = \frac{1}{1 - 0,0044(59,21)} = 1,35$$

$$\sigma = \frac{16}{\pi x d^3} \sqrt{\left( 2xM + \frac{(\alpha)(Fa)}{8} \right)^2 + (2xT)^2}$$

$$\sigma = \frac{16}{\pi x 25,4^3} \sqrt{\left( (2)(496,3) + \frac{(1,35)(5)25,4}{8} \right)^2 + ((2)(95,3))^2}$$

$$\sigma = 0,32 \frac{kgf}{mm^2} < 4,75 \frac{kgf}{mm^2}$$

✓ **Chequeo del eje por deflexión.**

**Plano horizontal**

$$\langle 211-412 \rangle Y_H = -0,06X^3 + 100,225X^2 - 34709,26X + 1487372,41$$

**Plano vertical**

$$\langle 211-412 \rangle Y_V = -0,4X^3 + 493,4X^2 - 171357,1X + 14764647,63$$

La deformada total sería:

$$Y_T = \sqrt{Y_H^2 + Y_V^2}$$

Derivando e igualando a cero, se halla el punto de deformación máxima:

$$X = 243,96mm$$

Remplazando:

$$Y_T = \frac{3949887,13}{EI}$$

Se calcula la deformación máxima permitida

$$Y_{max} = 0,833L = (0,833)(0,412mm) = 0,34mm$$

Sabiendo que:  $I = \frac{\pi d^4}{64}$  y  $E = 19726,31 \text{ kgf/mm}^2$

Se reemplaza con la siguiente relación:

$$Y_T = Y_{max} ,$$

$$d = 10,5 \text{ mm}$$

En vista de la dificultad de conseguir chumaceras de  $\frac{3}{4}$ ", se elige un eje de 1":

$$d = 1" = 25,4 \text{ mm}$$

### 4.3. CÁLCULO Y DISEÑO DEL SISTEMA DE CORTE

Para lograr el corte de la cabeza y cola, se cuenta con 2 discos de corte por lado. Uno de los discos se encargará de cortar la cabeza y el otro la cola.

Estos discos estarán sujetos por ambos lados por unas tuercas fabricadas a la medida; además el eje tendrá una zona roscada para facilitar la graduación de la posición de los discos.

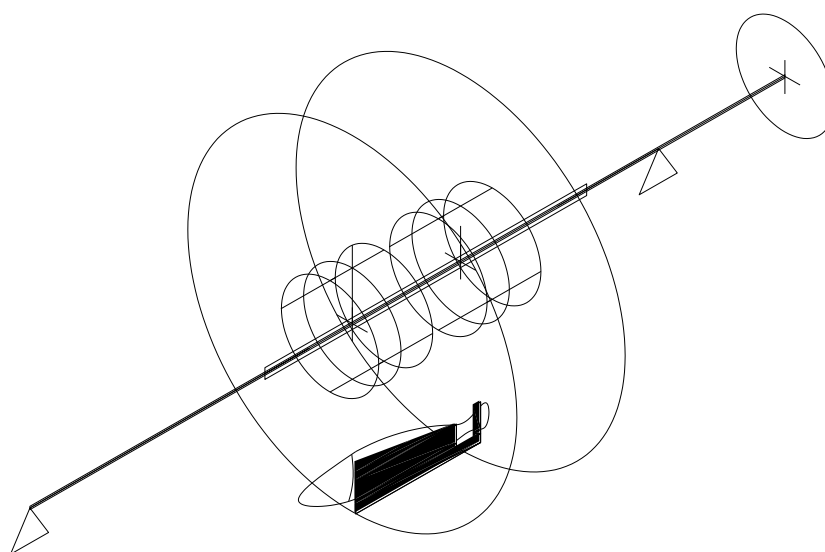


FIGURA 4.20 Esquema sistema de corte

#### **4.3.1. Cálculo y diseño de los discos de corte y tuercas de sujeción**

Los discos deben cumplir con 2 características importantes.

- ✓ El material a usarse deberá ser inoxidable.
- ✓ Deberá poseer la capacidad de no perder el filo fácilmente.

Material: El acero inoxidable martensítico es el adecuado por su alta resistencia al desgaste junto a una buena resistencia a la corrosión.

El acero inoxidable, martensítico AISI 440F grado Bohler N695<sup>19</sup> o N690, según su ficha técnica es el ideal para elemento de corte, debiendo pasar obligatoriamente por un tratamiento térmico (templado y revenido)

Bohler recomienda adicionalmente hacerle un tratamiento sub-cero, mejorando así su resistencia al desgaste y estabilidad dimensional.

Para poder dimensionar los discos de corte, se estimará el diámetro del eje y con ese dato se dimensionarán las tuercas de sujeción más la altura de los cangilones. Esta medida estimada será comprobada al calcular el eje.

Para dimensionar las tuercas, se elige tentativamente un eje al cual se le pueda hacer una rosca exterior de 1 ¼".

---

<sup>19</sup><http://www.bohlerperu.com/files/n695.pdf>(consultado (10/6/11))

**a) Tuercas de sujeción.**

Cada disco de corte tendrá 2 tuercas:

Tuerca #1: Se encargará de fijar el disco, ejerciendo presión contra la tuerca # 2.

Tuerca #2: Se encargará de centrar el disco y servir de apoyo para ajustar el disco.

Para el diseño de estas tuercas se tendrá en consideración que tengan una robustez igual o ligeramente mayor a la que especifica la norma ANSI B18.2.1. Además, que la llave con la cual se ajustará, sea común en el mercado.

Se elegirá una llave de boca de 2" ya que el ancho de la tuerca es de 24mm (espacio necesario y suficiente para maniobrar con la llave de boca). Además las tuercas deberán ser fabricadas con un borde, para distribuir mejor la fuerza de apriete. Ver FIGURA 4.21.

Para evitar que la tuerca #2 se afloje, tendrá una rosca inversa (contratuerca).

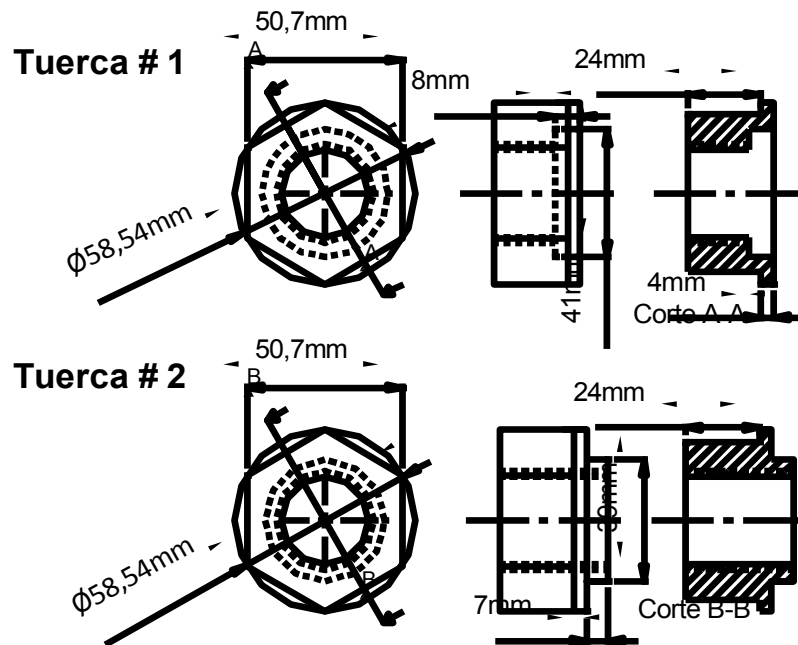


FIGURA 4.21 Tuercas de sujeción.

Material: Se ha elegido el acero inoxidable 304, usado ampliamente en sector alimentario, debido a sus excelentes propiedades contra la corrosión.

Además, ya conocida la geometría se puede calcular el peso:

$$W_{Tuercas \#1} = 0,336 \text{ kgf.}$$

$$W_{Tuercas \#2} = 0,412 \text{ kgf.}$$

**b) Medidas del disco de corte.**

Contando con las medidas de las tuercas, se puede calcular la medida del disco de corte.

Cabe señalar que el espesor del disco de corte será de 3 mm debido a que este irá a ser templado; un espesor menor dificultaría este proceso.

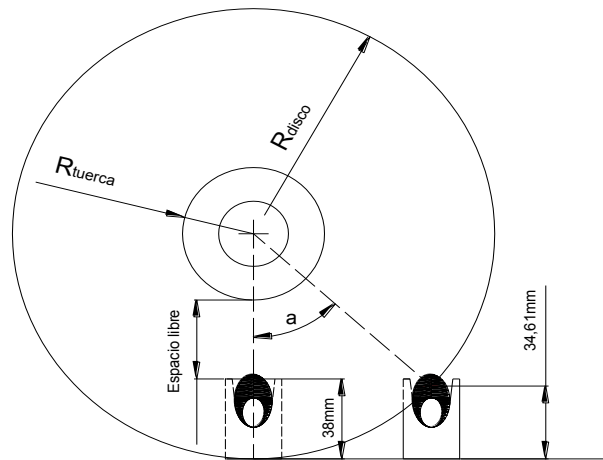


$$R_{disco} = R_{tuerca} + altura\ cangilón + espacio\ libre.$$

$$R_{disco} = 29,27mm + 38mm + 40mm = 107,27mm.$$

Se elige:

$$R_{Disco} = 107mm$$

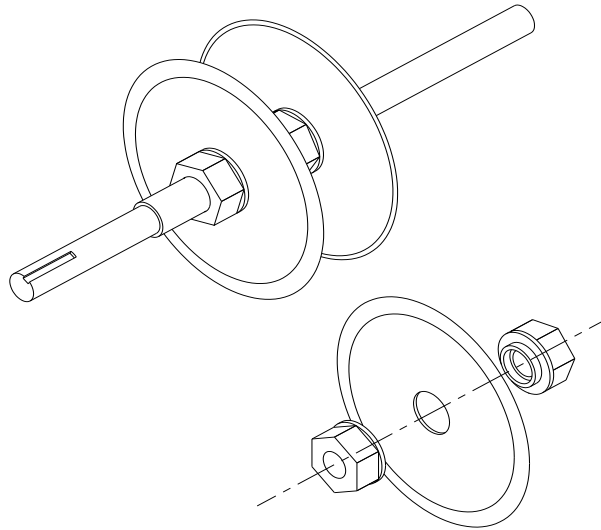


**FIGURA 4.22** Disposición geométrica eje, tuerca y cangilones

Con el radio se puede calcular el peso del disco de corte:

$$\text{Peso del disco de corte} = 0,824\text{ kgf.}$$

Por eje irán dos discos de corte guiados y sujetos por cuatro tuercas.



**FIGURA 4.23** Ensamble eje de corte, disco de corte y tuercas

#### **4.3.2. Cálculo y selección del motor, faja y poleas**

Para calcular la potencia del motor, se identifican las fuerzas que se oponen al giro.

Fuerza de corte: En pruebas se determinó que la fuerza para cortar una anchoveta era:

$$F_{corte1} = 1,4kgf, \text{ por la cabeza}$$

$$F_{corte1} = 1,2kgf, \text{ por la cola.}$$

Fuerza de fricción: El disco de corte situado del lado de la cabeza irá pegada al cangilón, el cual producirá una fuerza de rozamiento (f).

##### **a) Cálculo del ángulo $\alpha$ , de la FIGURA 4.24**

$$\cos \alpha = \frac{107mm - 34,6mm}{107mm} = 0,678.$$

$$\alpha = 47,4^\circ$$

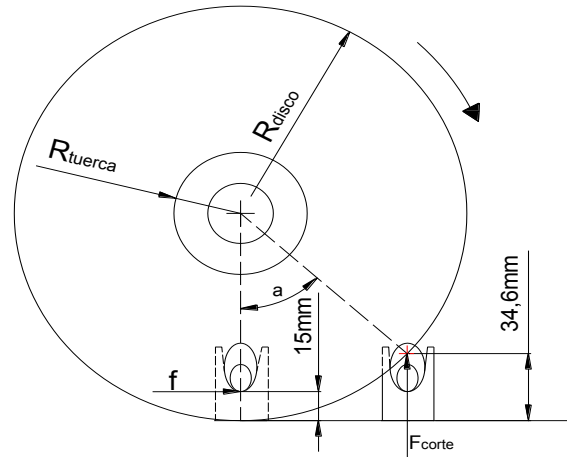


FIGURA 4.24 Fuerzas sobre el disco

**b) Cálculo de la potencia, y seleccionamos el motor**

Se calcula el torque.

$$T = (F_{corte1})(R_{disco})(sen\alpha) + (f)(R_{disco} - 15) +$$

$$(F_{corte2})(R_{disco})(sen\alpha)$$

$$T = (1,4kgf)(107mm)(sen\alpha) + (0,4kgf)(107mm - 15mm)$$

$$+ (1,2kgf)(107mm)(sen\alpha)$$

$$T = 241,6 \text{ kgf} - \text{mm} = 2,37 \text{ N} - \text{m}.$$

Se calcula la potencia.

$$P = \frac{MN}{9550}$$

$$P = \frac{(2,37 \text{ N} - \text{m})(1700\text{RPM})}{9550} = 0,42\text{Kw}$$

Para calcular la potencia del motor se deben tener en cuenta las eficiencias y el factor de seguridad.

$$\eta_{faja} = 0,95$$

$$\eta_{chumaceras} = 0,99$$

$$F.s. = 1,3$$

$$P_{motor} = \frac{(2,37 N - m)(1700RPM)(1,3)}{(9550)(0,95)(0,99^2)} = 0,59Kw$$

$$P = 0,8 HP.$$

**c) Selección de la faja y poleas.**

- 1) Potencia de diseño.

$$P = \frac{(0,42kw)(1,2)}{0,99^2} = 0,51 Kw = 0,79Hp$$

- 2) Selección de la faja.

Entrando con la velocidad del eje más rápido 1700 rpm y la potencia de diseño al Gráfico C1 (ver apéndice), obtenemos una faja de sección "A" con las siguientes características.

**Tabla 4.5** Características faja de sección A

Sección	Ancho	Alto	Diámetro polea	Mínimo
A	12,7mm	7,9mm	76-127mm	66mm

- 3) Relación de transmisión: como no se necesita reducir la velocidad, entonces las poleas serán iguales:

$$i = \frac{N_1}{N_2} = 1$$

- 4) Selección del diámetro de las poleas.

Se elige una polea de 3" de la Tabla C1 (Ver Apéndice).

- 5) Selección de la longitud estándar de la faja.

Teniendo la distancia aproximada de los centros de las poleas  
C aprox.= 605mm,

Se calcula la longitud aproximada de la faja con la siguiente expresión:

$$L = 2C + 1,65(D + d)$$

$$L = 2(605) + 1,65(76,2 + 76,2) = 1461,46mm = 57,54"$$

Se elige el tipo de faja A58, Tabla C2 (ver apéndice)

**Tabla 4.6** Características de la faja de la sección A

Sección A		
Faja N	Longitud	KL
A58	59,3"	0,97

Se calcula la distancia real entre centros.

$$L = 2C + \frac{\pi}{2}(D + d) + \frac{(D - d)^2}{4C}$$

Remplazando  $L = 59,3"$  y  $D = d = 3"$

$$C = 24,94" = 633,5mm$$

- 6) Potencia por faja.

La potencia que podrá soportar la faja será:

$$HP/faja = (Hp_{faja-tabla} + Hp_{adicional})K_{\theta}kL$$

Donde:

$Hp_{adicional}$ : Depende de la relación de transmisión, para nuestro caso  $i = 1$ , (Ver Tabla C3 en Apéndice).

$$Hp_{adicional} = 0$$

$Hp_{faja-tabla}$ : Potencia que puede transmitir la faja, de la Tabla C4 (Ver Apéndice) para nuestro caso.

$$Hp_{faja-tabla} = 1,41 Hp.$$

$K_{\theta}$ : Factor por ángulo de contacto de la Tabla C5, para nuestro caso

$$K_{\theta} = 1.$$

$K_l$ : Factor por longitud de faja, de la tabla anterior.

$$K_l = 0,97$$

Remplazando los valores:

$$\frac{Hp}{faja} = (1,41 + 0)(1)(0,97) = 1,37HP$$

7) Número de fajas necesarias.

Se divide la potencia de diseño (P) entre la potencia por faja calculada.

$$\frac{0,79 Hp}{1,37Hp} = 0,57$$

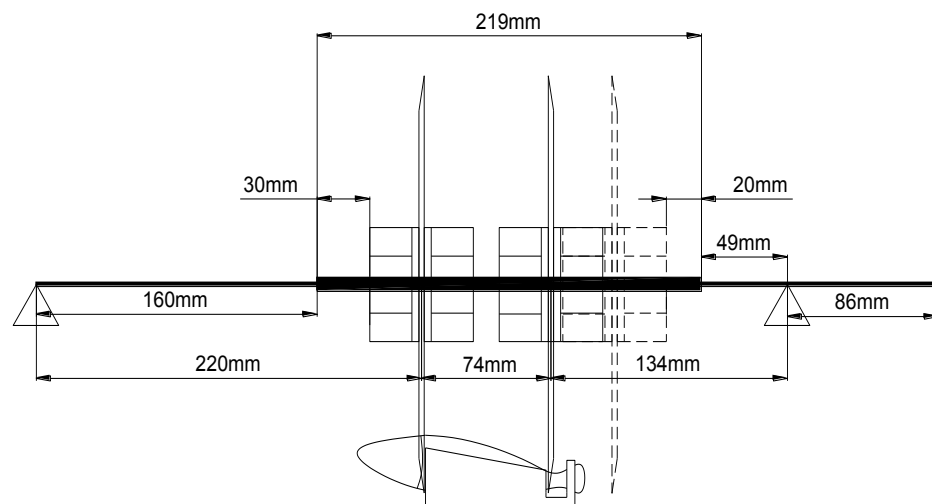
Entonces una faja es suficiente.

### 4.3.3. Cálculo y diseño del eje considerando fatiga

#### a) Dimensiones de la zona roscada.

Esta zona dependerá del ancho de las tuercas, del disco y de la posición que adopten los discos de corte según el tamaño de la anchoveta.

Además se contemplará una zona más allá de la zona de corte. Esta zona será utilizada para los casos en los que no se requiera cortar la cola.



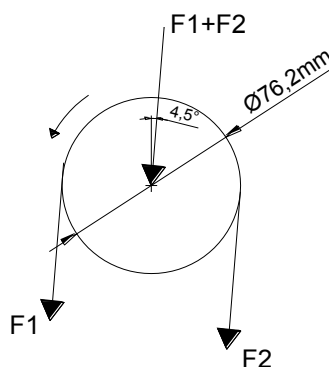
**FIGURA 4.25** Esquema de la zona roscada

Se observa que la zona roscada iniciará a 160mm del apoyo izquierdo y terminará a 49mm del segundo apoyo.

#### b) Cálculo de fuerzas sobre el eje.

Se había visto en “Cálculo y selección del motor, faja y poleas” que la transmisión sería mediante un juego de poleas.

La posición del motor está definida por la geometría de la zona de corte; el ángulo aproximado es de  $4,5^\circ$ . Con este ángulo se procede a calcular las fuerzas en la faja y la fuerza resultante en el eje.



**FIGURA 4.26** Fuerzas sobre la polea

Sabiendo que:

$$T = 241,6 \text{ kgf} - \text{mm} = \left(\frac{76,2}{2}\right)(F_1 - F_2)$$

$$F_1 - F_2 = 6,34 \text{ kgf}.$$

Se asumirá la siguiente relación:

$$\frac{F_1}{F_2} = 5$$

De donde se obtiene:  $F_1 = 7,95 \text{ kgf}$ . y  $F_2 = 1,59 \text{ kgf}$ .

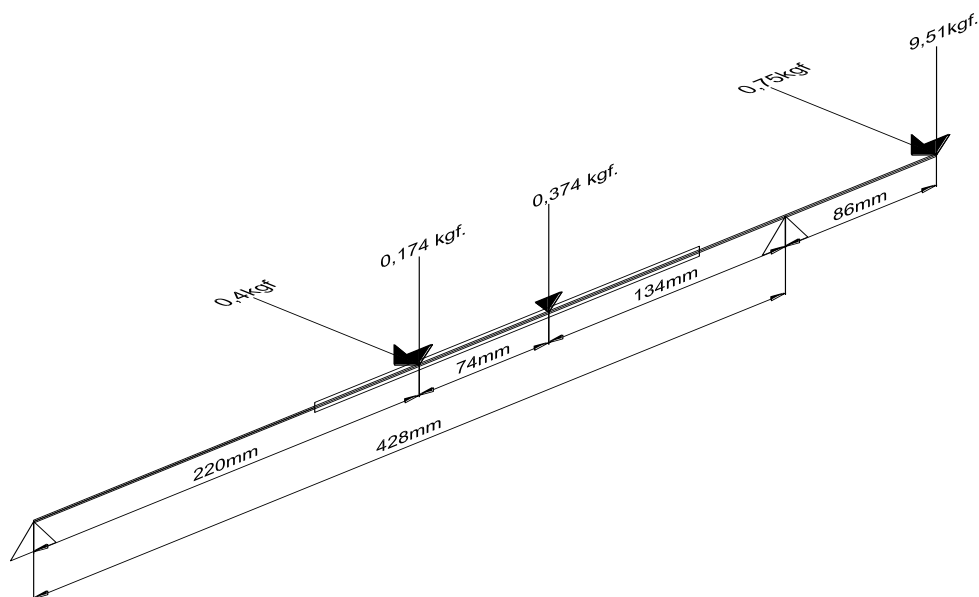
$$F_T = F_1 + F_2 = 9,54 \text{ kgf}.$$

Descomponiendo la fuerza total

$$F_V = (9,54 \text{ kgf})(\cos 4,5^\circ) = 9,51 \text{ kgf}$$

$$F_H = (9,54 \text{ kgf})(\text{sen } 4,5^\circ) = 0,75 \text{ kgf}$$





**FIGURA 4.27** Diagrama de cuerpo libre del eje del sistema de corte.

La fuerza vertical resultante ( $F_{VR}$ ) producida por la fuerza necesaria para el corte de pescado y el peso de las tuercas y disco sería:

$$F_{VR1,2} = (W_{\text{Tuercas \#1}} + W_{\text{disco}} + W_{\text{Tuercas \#2}}) - F_{C1,2}$$

$$F_{vR1} = (0,336 + 0,824 + 0,412) - 1,4 = 0,174 \text{ kgf}$$

$$F_{vR2} = (0,336 + 0,824 + 0,412) - 1,2 = 0,374 \text{ kgf}$$

Se calculan los diagramas de fuerza cortante, momento flector y momento torsor.

### Plano vertical

Cálculo de las reacciones

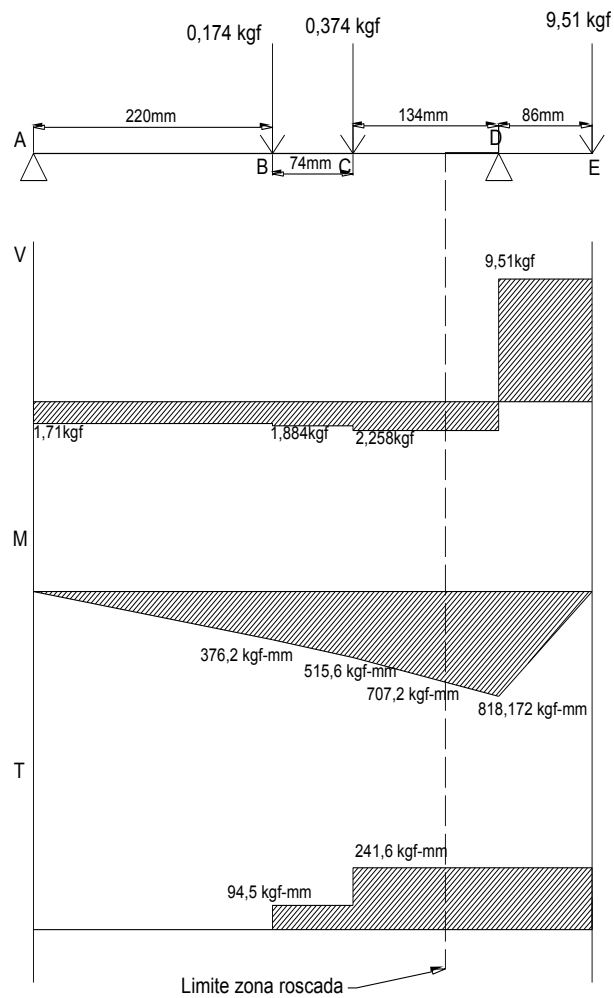
$$R_{AV} + R_{DV} = 9,51 \text{ kgf} + 0,374 \text{ kgf} + 0,174 \text{ kgf} = 10,1 \text{ kgf}.$$

$$\sum M_D = 0$$

$$(0,374)(134) + (0,174)(208) = (R_{AV})(428) + (9,51)(86)$$

$$R_{AV} = -1,71 \text{ kgf.}$$

$$R_{DV} = 11,81 \text{ kgf.}$$



**FIGURA 4.28** Diagramas V, M, T plano vertical, del eje disco de corte

Se deberá tener muy en cuenta el límite de la zona roscada, ya que el comportamiento de la fatiga variará dentro y fuera de esta zona. Ver FIGURA 4.28

## Plano Horizontal

Cálculo de las reacciones

$$R_{AH} + R_{DH} = 1,15kgf.$$

$$\sum M_D = 0$$

$$(0,4)(208) = (R_{AH})(428) + (0,75)(86)$$

$$R_{AH} = 0,044kgf.$$

$$R_{EH} = 1,11 kgf.$$

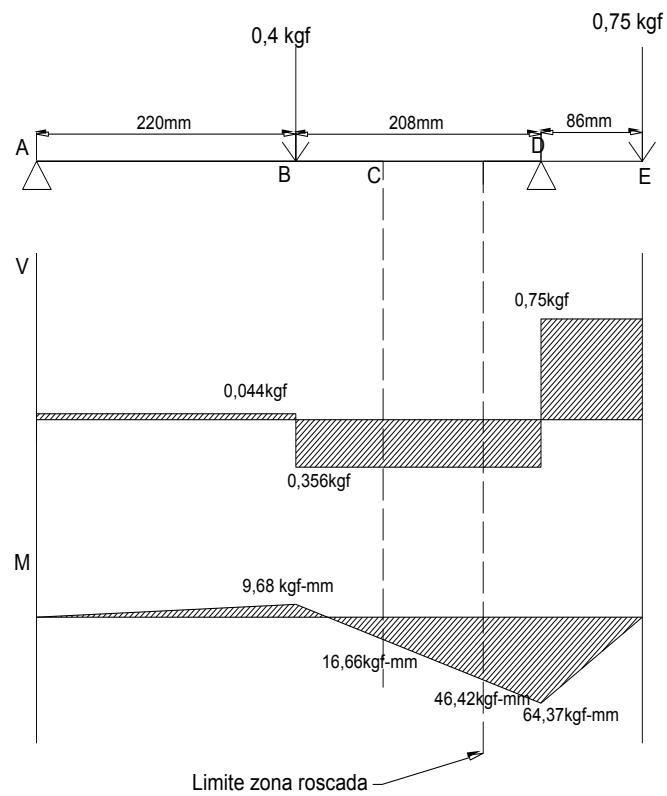


FIGURA 4.29 Diagramas V, M, plano horizontal, del eje disco de corte

Se observan 3 posibles puntos críticos, que se analizarán:

Análisis del punto C

$$M_C = \sqrt{515,6^2 + 16,66^2} = 515,87 \text{ kgf} - \text{mm}$$

$$T_B = 241,6 \text{ kgf} - \text{mm}$$

Análisis del punto límite de la rosca

$$M_l = \sqrt{707,2^2 + 46,42^2} = 708,72 \text{ kgf} - \text{mm}$$

$$T_C = 241,6 \text{ kgf} - \text{mm}$$

Análisis del punto D

$$M_D = \sqrt{818,17^2 + 64,37^2} = 820,7 \text{ kgf} - \text{mm}$$

$$T_B = 241,6 \text{ kgf} - \text{mm}$$

Esta vez, para el cálculo del eje se utilizará la siguiente expresión:

$$D = \left[ \frac{32N}{\pi} \sqrt{\left(\frac{K_T M}{S_n'}\right)^2 + \frac{3}{4} \left(\frac{T}{S_y}\right)^2} \right]^{\frac{1}{3}}$$

Esta expresión<sup>20</sup> es compatible con la norma ANSI B106.IM-1985.

Nota:

*La presencia de una rosca externa en el eje y un ajuste producido por las tuercas al momento de fijar los discos, hacen que este eje no sea común. Por este motivo, el cálculo se complementará con un análisis del eje considerando fatiga. Además se comprobará el factor de seguridad por el criterio de Soderberg.*

Dónde:

N: factor de seguridad.

T: momento torsor.

K<sub>T</sub>: factor de concentración de esfuerzos.

S<sub>y</sub>: resistencia a la fluencia.

<sup>20</sup>Mott, Robert(2006) "Diseño de Elementos de Máquina", Pearson, página 548

$S_n'$ : resistencia a la fatiga real.

D: diámetro del eje.

M: momentoflector.

Además:

$$S_n' = S_n C_m C_{st} C_R C_S$$

Dónde:

$S_n$  = resistencia a la fatiga modificada.

$C_R$  = factor de confiabilidad.

$C_m$  = factor del material.

$C_S$  = factor de tamaño.

$C_{st}$  = factor tipo de esfuerzo.

Cálculo de  $S_n'$

$S_n$ : El esfuerzo último para el acero inoxidable 304 es  $S_u=78300$  psi y el esfuerzo de fluencia es  $S_y = 30000$  psi. Del Gráfico D1 (Ver apéndice), se toma la curva que indica "superficie esmerilada" y se obtiene:

$$S_n = 33000 \text{ psi} = 23,2 \frac{\text{kgf}}{\text{mm}^2}$$

$$S_y = 30000 \text{ psi} = 21,1 \frac{\text{kgf}}{\text{mm}^2}$$

$C_m$ : Considerando como un acero forjado, entonces:

$$C_m = 1,0$$

$C_{st}$ : Los esfuerzos son del tipo flexionante.

$$C_{st} = 1,0$$

$C_R$ : Se considerará una confiabilidad de 99,9 %

$$C_R = 0,75$$

$C_S$ : Se estima un diámetro de 1"

$$C_S = 0,88$$

Entonces la resistencia a la fatiga real es:

$$S'_n = (23,2)(1)(1)(0,75)(0,88).$$

$$S'_n = 15,31 \frac{kgf}{mm^2}$$

Punto C

Se rempazan los datos, considerando un factor de seguridad  $N=5$  y un factor de concentración de esfuerzos  $K_t=3$

$$D_B = 17,3 \text{ mm}$$

Punto "límite rosca"

Se procede igual que en el punto C, ya que aún el eje tiene la rosca externa.

$$D_C = 19,21 \text{ mm}$$

Punto D

En este punto no hay rosca, se trabajará con el mismo factor de seguridad y  $K_t=1$

$$D_B = 14,1 \text{ mm}$$

### Comprobación según el criterio de Soderberg

$$N = \left[ \left( \frac{\sigma_{xa}}{S_e} \right)^2 + 4 \left( \frac{\tau_{xm}}{S_y} \right)^2 \right]^{-\frac{1}{2}}$$

Dónde:

$$\sigma_{xa} = \frac{32MK_{FF}}{\pi D^3}$$

$$\tau_{xm} = \frac{16T}{\pi D^3}$$

$$S_e = S_e' K_a K_b K_c K_d K_e$$

$$S_e' = 0,5S_u$$

Identificación de los valores

$M$ : Momento flector, para nuestro caso

$$M_C = 515,87 \text{ kgf} - \text{mm}$$

$$M_l = 708,72 \text{ kgf} - \text{mm}$$

$$M_D = 820,7 \text{ kgf} - \text{mm}$$

$T$ : Momento torsor, para nuestro caso.

$$T_C = 241,6 \text{ kgf} - \text{mm}$$

$$T_l = 241,6 \text{ kgf} - \text{mm}$$

$$T_D = 241,6 \text{ kgf} - \text{mm}$$

$K_{FF}$ : Factor de concentración de esfuerzos.

Punto "C"

$$K_{FF}' : \text{ Por canal chavetero: } 1$$

$$K_{FF}'' : \text{ Por entalladura o rosca: } 2,3$$

$$K_{FF}''' : \text{ Por ajuste: } 3$$

Punto límite de rosca

$$K_{FF}' : \text{ Por canal chavetero: } 1$$

$K_{FF}''$ : Por rosca estándar americano: 2,3

$K_{FF}'''$ : Por ajuste: 1

Punto "D"

$K_{FF}'$ : Por canal chavetero: 1

$K_{FF}''$ : Por entalladura o rosca: 1

$K_{FF}'''$ : Por ajuste: 1

$D$ : Diámetro estimado

La zona crítica está en el punto situado en el límite de la rosca externa, cuyo diámetro calculado es de 19,21mm. En vista de que no es una medida comercial, se tomará la más próxima superior:

$$D = 25,4 \text{ mm}$$

$S_u$ : Para el acero inoxidable 304  $S_u = 55,24 \frac{\text{kgf}}{\text{mm}^2}$

$S_e'$ :  $S_e' = 0,5S_u$ ,  $S_e' = 27,62 \frac{\text{kgf}}{\text{mm}^2}$

$K_a$ : Factor de acabado superficial, las superficies serán maquinadas  $K_a = 0,79$

$K_b$ : Factor de tamaño,  $K_b = 0,85$

$K_c$ : Factor de confiabilidad, con una confiabilidad del 99,99%,  
 $K_c = 0,653$

$K_d$ : Factor de temperatura, para temperatura ambiente,  $K_d = 1$

$K_e$ : Factor de efectos varios. En este caso se considerará,  $K_e = 1$

Remplazando en la fórmula de Soderberg:

Para el punto "C":

$$N_B = 5,46$$

Para el punto límite de rosca:

$$N_C = 11,9$$



Para el punto “D”:

$$N_B = 23,4$$

La verificación del eje resultó positiva, con un factor de seguridad mínimo de 5,46.

#### 4.4. CÁLCULO Y DISEÑO DEL SISTEMA DE EVISCERADO

El sistema de eviscerado está compuesto en esencia por un tanque pulmón que se encarga de mantener una presión de vacío constante. Esta presión es originada por una bomba de vacío.

El tanque estará conectado a la máquina mediante una manguera o tubería unida a un manifold que distribuirá la presión de vacío a las toberas y estas se encargarán de direccionar las vísceras que sean succionadas a través del disco de succión.

##### 4.4.1. Cálculo y Diseño del disco de succión

El disco de succión tiene la función de mantener cerrada la tobera y abrirla de manera sincronizada al paso de los cangilones.

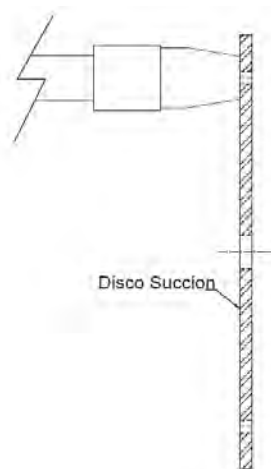
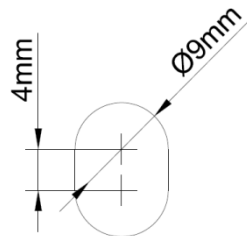


FIGURA 4.30 Bosquejo tobera-disco de succión

Para lograr esto, existirá una tobera que con la ayuda de un resorte permanecerá pegada al disco de tal manera que no haya pérdidas en la succión.

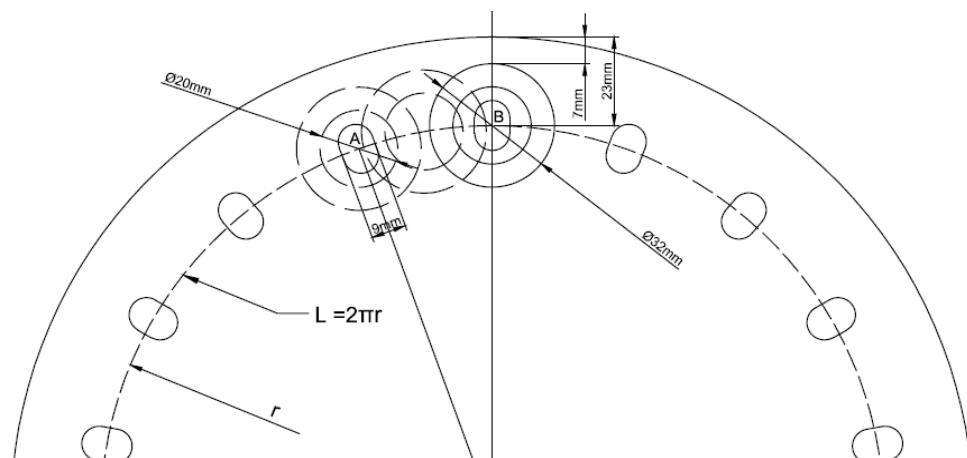
Las dimensiones de los agujeros que llevará este disco deben tener aproximadamente las dimensiones de la sección del pescado que da acceso a las vísceras.



**FIGURA 4.31** Medidas del agujero de succión.

En la FIGURA 4.32, se ve que la distancia entre A y B debe garantizar que en un instante la tobera quedará tapada completamente.

$$\overline{AB} = 20 + 9 + 6 = 35\text{mm}$$



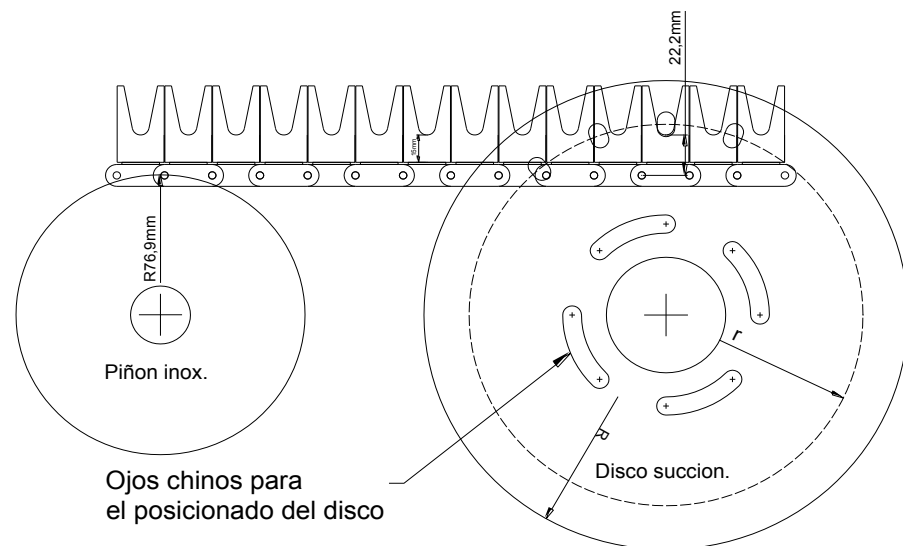
**FIGURA 4.32** Medidas y ubicación de los agujeros de succión

$$L = (n)(35\text{mm}) = 2\pi r$$

Donde  $r$ : radio de centros de los agujeros y  $n$ : número de agujeros.

Para determinar el diámetro del disco de succión, se tendrá en cuenta que el eje de tracción de los cangilones y el eje del disco de succión queden aproximadamente a la misma altura.

De esta manera, se asegura que las chumaceras tendrán suficiente espacio para la corrección en el momento de alinear los ejes:



**FIGURA 4.33** Ubicación de la cadena, piñón y disco de succión.

Se puede ver que:

$$r = 76,9mm + 22,2mm$$

$$r = 99,1mm.$$

$$n = \frac{(2)(\pi)(99,1mm)}{35mm} = 17,8 \text{ agujeros}$$

Se toma  $n = 18$  agujeros.

Se procede a recalcular “r”

$$(n)(35mm) = 2\pi r$$

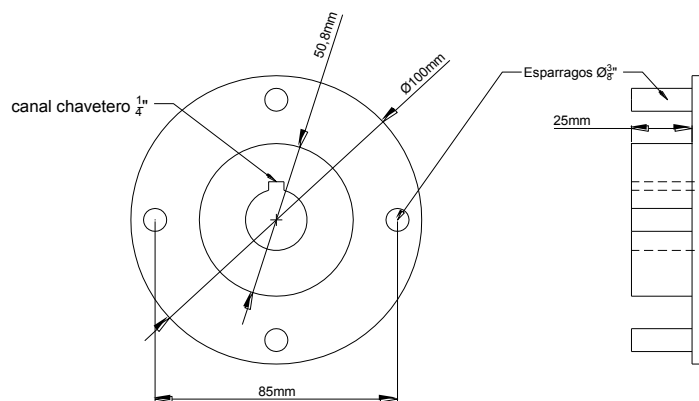
$$r = 100,27mm$$

Se procede a recalcular “R”

$$R = r + 23mm = 100,27mm + 23mm$$

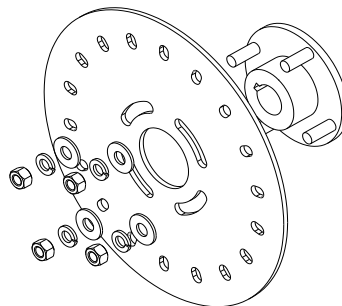
$$R = 124m$$

Para que el disco de succión se posicione correctamente, llevará unos agujeros chinos (Ver figura 4.33). Estos agujeros permitirán rotar el disco sobre un cubo que tendrá un canal chavetero y espárragos soldados.



**FIGURA 4.34** Base que soportará al disco de succión

El ensamble se hará mediante unas tuercas, arandelas planas y de presión.

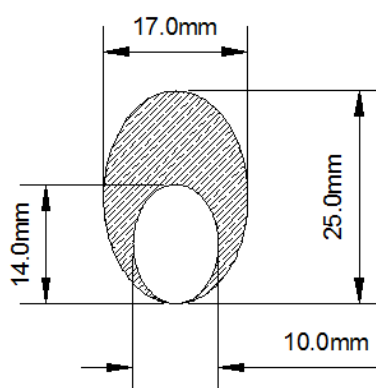


**FIGURA 4.35** Ensamble base y disco de succión (vista explosionada)

#### 4.4.2. Diseño del sistema de la tobera de succión

##### a) **Diseño de la tobera.**

La función principal de la tobera es de dirigir las vísceras al sistema de tuberías. Para lograrlo, se debe tener en cuenta el tamaño del agujero de succión y la tubería a donde descargarán las vísceras.



**FIGURA 4.36** Medidas del perfil de una anchoveta luego de ser cortada.

Los agujeros deben tener aproximadamente las dimensiones de la sección del pescado que da acceso a las vísceras. FIGURA 4.36

La descarga será a una tubería de 1" de diámetro y tendrá que entrar en un soporte guiado para que, con la ayuda de la fuerza de un resorte, esta tobera esté pegada al disco de succión.

##### **Guía de tobera**

La tobera tendrá que deslizarse en dos superficies cilíndricas

1. Superficie interior.

En vista de que descargará en una tubería de 1" de diámetro nominal, cuyo diámetro exterior es de 33,4mm, entonces una porción

de tubería será maquinada a 33mm. De esta manera se obtiene la superficie de deslizamiento interior.

## 2. Superficie exterior.

Para calcular la superficie exterior se debe tener en cuenta el espesor de nuestra tobera. En este caso, el espesor será de 6mm, lo que nos lleva a una superficie exterior de 45mm.

Pero para saber si es viable la construcción del soporte, se debe hallar una tubería con el diámetro y la cédula adecuada para poder ser usada.

Una tubería de 1 ½" sch 40 tiene las siguientes medidas:

$$D_{\text{exterior}} = 48,3\text{mm}.$$

$$D_{\text{interior}} = 40,94\text{mm}.$$

Maquinando el tubo y haciendo que llegue a 45mm, nos quedaría un tubo con una pared de:

$$\frac{48,3\text{mm} - 45\text{mm}}{2} = 1,65\text{mm}$$

Lo cual satisface a nuestras necesidades.

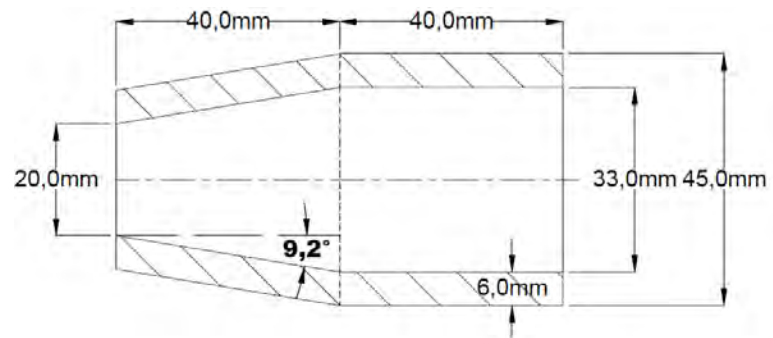


FIGURA 4.37 Medidas de la tobera de succión.

Material:

La tobera deberá ser de un material con coeficiente de fricción bajo, resistente a la humedad. Por esta razón se elige al Acetal, cuya baja absorción a la humedad le da una gran estabilidad dimensional en ambientes húmedos y además es un termoplástico aprobado por la FDA (Food and Drug Administration).

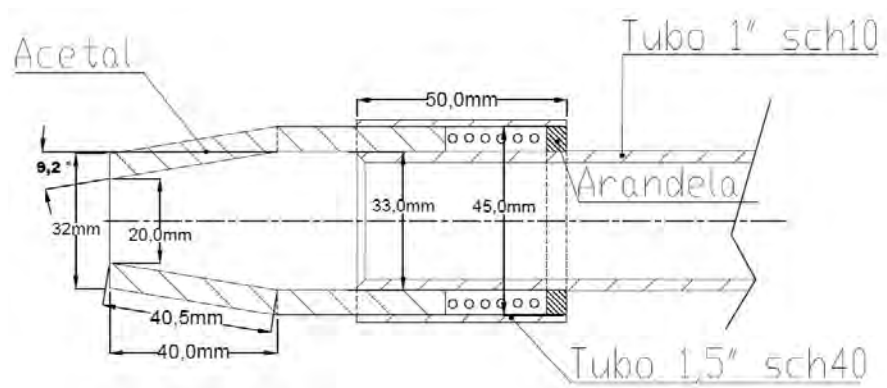


FIGURA 4.38 Tobera y guía de tobera

**b) Cálculo del resorte.**

La presión de vacío actuará en la cara interna del tronco de cono produciendo una fuerza que comprimirá el resorte FIGURA 4.39

La fuerza en dirección al eje axial sería:

$$F_{axial} = FN \sin(\alpha) = (P)(A) \sin(\alpha)$$

Donde:

P: presión de vacío; A: área interna del tronco de cono.

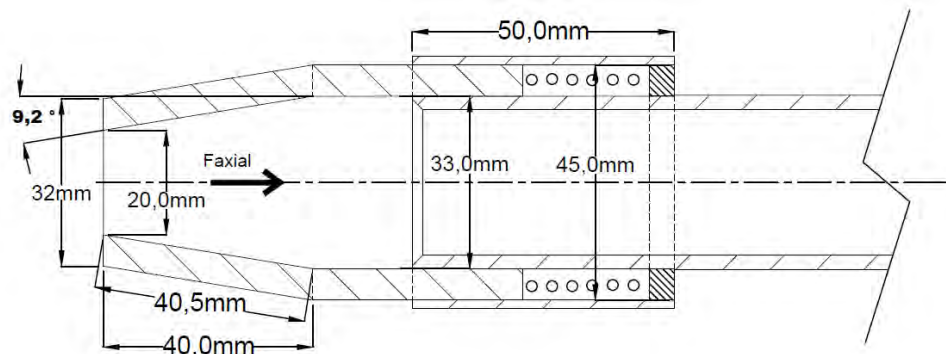
Identificación y cálculo de los valores

$$P = 22 \text{ inHg} = 74500,5 \text{ Pa.}$$

$$A = \pi(r + R)L = \pi(10 + 16,5)40,5 = 3371,7 \text{ mm}^2$$

Cálculo de la fuerza axial.

$$F_{axial} = (74500,5)(3371,7/106) \sin(9,2) = 40,16 \text{ N} = 4 \text{ kgf}$$



**FIGURA 4.39** Representación Fuerza que comprime la tobera

Se distingue 2 condiciones:

1. Condición de trabajo.- En esta condición se necesita que la tobera presione al disco de succión con una fuerza de 1kgf; entonces el resorte debe diseñarse para una fuerza de  $4\text{kgf} + 1\text{kgf} = 5\text{kgf}$ .

Para esta condición se dispondrá de un espacio de 22mm.



2. Condición libre.- El resorte sin la acción de alguna fuerza deberá de medir 40mm.

Para calcular el resorte, se utiliza el método descrito en el libro "Diseño de elementos de máquina, por Robert Mott".

Paso 1 Material.- Siendo una máquina en contacto directo con agua, se usará un acero inoxidable. (Ver apéndice Tabla D2)

Tipo: acero inoxidable 304, ASTM A313.

Modulo cortante:  $69 \times 10^9 \text{Pa}$ .

Paso 2 Identificación de la fuerza de trabajo  $F_0=5\text{kgf}$ .

Paso 3 Cálculo de la constante del resorte.

$$K = \frac{F_0}{L} = \frac{5 \times 9.81}{0.040 - 0.022} = 2725 \frac{N}{m}$$

Paso 4 Identificación de la longitud libre

$$L_f = 22\text{mm} + 18\text{mm} = 40\text{mm}.$$

Paso 5 Elección de un diámetro medio, teniendo en cuenta que el resorte deberá entrar en una cavidad cuyo diámetro máximo es 45mm y mínimo es 33mm. Se elige:

$$D_m = 40 \text{ mm}.$$

Paso 6 Cálculo del esfuerzo que luego se comprobará según el Gráfico D2, para un servicio medio  $\sigma_d = 105 \text{ksi}$ . ó  $723,9 \text{MPa}$ .

Paso 7 Cálculo del diámetro tentativo del alambre.

$$D_w = \left( \frac{8kF_0 D_m}{\pi \sigma_d} \right)^{\frac{1}{3}}; \text{ donde } k: \text{ factor de Wahl, (Ver Gráfico D3 en Apéndice)}$$

Se estima un valor, que luego será comprobado  $k = 1,2$ .

$$D_w = \left( \frac{8 \times 1,2 \times 49,1 \times 0,040}{\pi \times 723900000} \right)^{\frac{1}{3}} = 0,00202 \text{m} = 2,02 \text{mm}$$

Paso 8: Selección de un diámetro estándar de la Tabla D3 (Ver apéndice)

Calibre 13 US, 2,5mm.

Esfuerzo de diseño: 723,95Mpa

Esfuerzo máximo: 813,58Mpa.

Paso 9: Cálculo de los valores reales, índice del resorte (C) y factor Wahl (k)

$$C = 40/2,5 = 16. \quad ; \quad k = \frac{4(16)-1}{4(16)-4} + \frac{0,615}{16} = 1,09.$$

Paso 10 Cálculo del esfuerzo real

$$\sigma_0 = \frac{8kF_0 D_m}{\pi D_w^3} = \frac{8 \times 1,09 \times 49,1 \times 0,040}{\pi \times 0,0025^3} = 348,9 \text{Mpa}$$

Paso 11 Número de espiras

$$N_a = \frac{G D_w}{8 K C^3} = \frac{69 \times 10^9 \times 0,0025}{8 \times 2725 \times 16^3} = 1,93$$

Paso 12 Cálculo de la longitud comprimida, de la fuerza y el esfuerzo en el resorte en ese estado.

La longitud comprimida sucede cuando todas las espiras se tocan entre sí. Además se va a considerar el resorte escuadrado y rectificado en sus extremos.

$$L_s = D_w (Na + 2) = 2,5mm(1,93 + 2) = 9,83mm.$$

La fuerza para la longitud comprimida es:

$$F_s = K(L_f - L_s) = \frac{2725N}{m(0,040m - 0,00983m)} = 82,2N$$

$$= 8,4kgf.$$

Como el esfuerzo en el resorte es directamente proporcional a la fuerza:

$$\sigma_s = \sigma_0(F_s/F_0) = 348,9Mpa(8,4/5) = 586,2Mpa.$$

Se aprecia que  $\sigma_s$  y  $\sigma_0$  son menores que el esfuerzo de diseño y el esfuerzo máximo, entonces el resorte es seguro.

Paso 13 El cálculo se completa dándole las dimensiones finales y comprobando con las limitaciones de espacio.

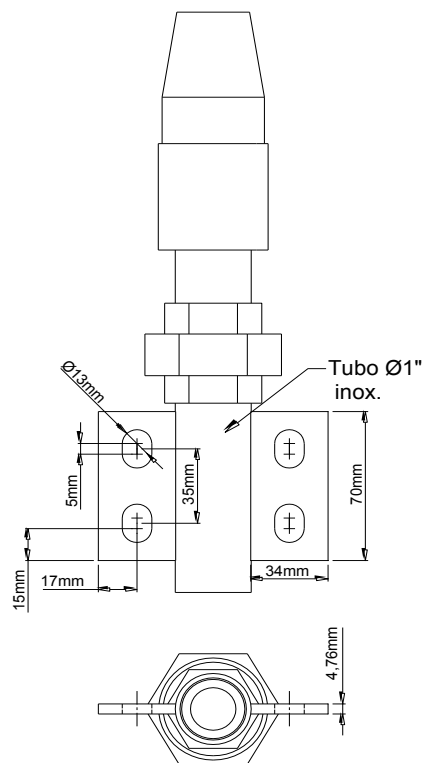
$$De = D_m + D_w = 40 + 2,5 = 42,5mm < 45mm$$

$$DI = D_m - D_w = 40 - 2,5 = 37,5mm > 35mm$$

Se comprueba así que el resorte entrará con holgura.

#### 4.4.3. Sistema de posicionamiento de la tobera

Debido a que la posición de la tobera tendrá que ser corregida al momento de instalarla, se diseñará un mecanismo que permita el movimiento en los 3 ejes.

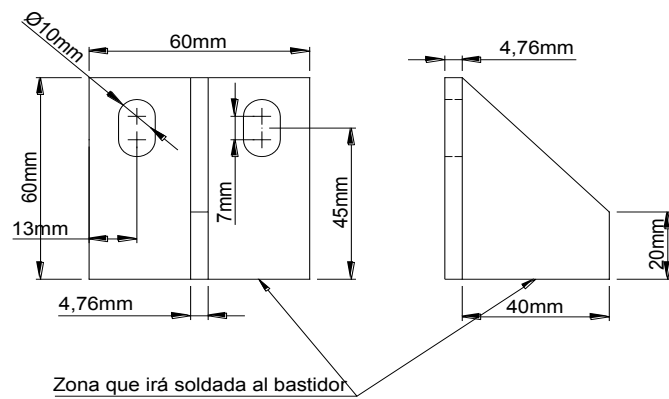


**FIGURA 4.40** Soporte horizontal del sistema de posicionamiento

Este sistema estará compuesto por un juego de placas con agujeros chinos, pernos, espárragos, arandelas de presión, arandelas planas y tuercas.

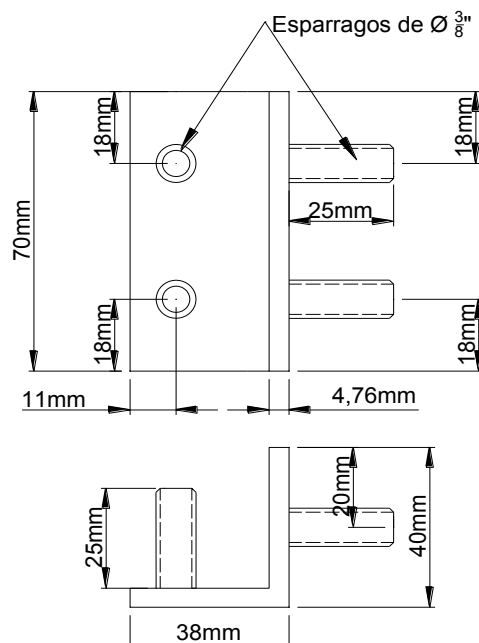
Se soldará un par de placas con agujeros chinos al tubo que conecta a la tobera de succión. Este arreglo nos permitirá rotar hasta  $6^\circ$  y también se podrá adelantar o retrasar el sistema hasta 8mm.

Para el movimiento vertical se diseñará un soporte que será soldado al bastidor, también contará con agujeros chinos y una cartela que le dará la rigidez necesaria.



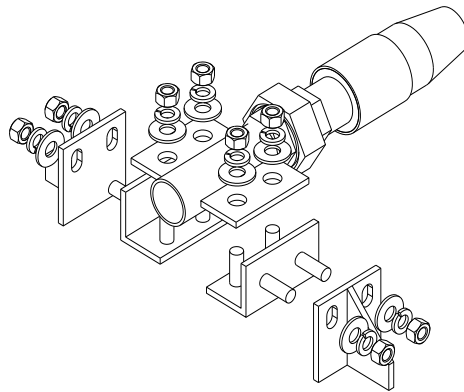
**FIGURA 4.41** Soporte vertical del sistema de posicionamiento

Estas dos piezas se unirán mediante un ángulo que tendrá soldados dos espárragos por lado.



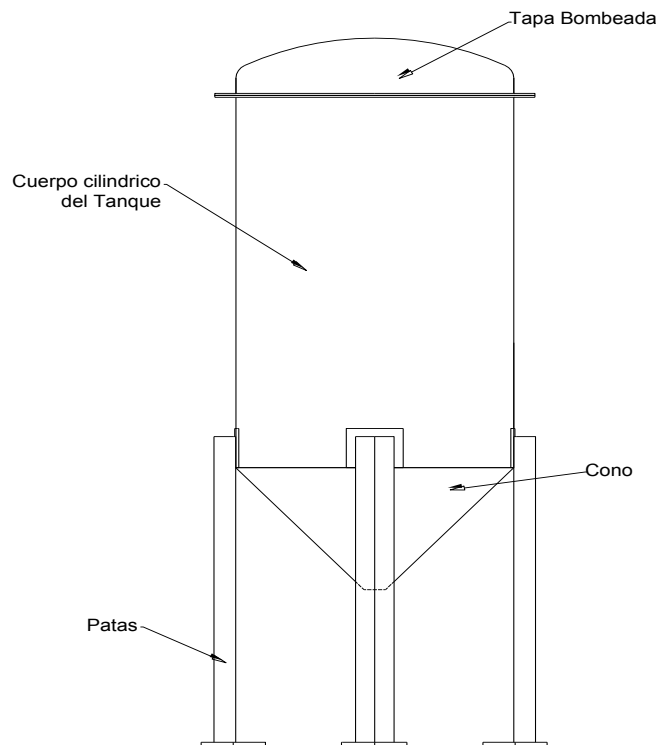
**FIGURA 4.42** Soporte vertical del sistema de posicionamiento

Como ya se había mencionado, los tres elementos irán unidos y sujetos por medio de tuercas, arandelas planas y arandela de presión para evitar que se aflojen solos.



**FIGURA 4.43** Vista explosionada del ensamble del posicionador.

#### **4.4.4. Diseño del tanque de almacenamiento según ASME VIII, div. I**



**FIGURA 4.44** Tanque de almacenamiento compuesto de 4 partes.

El tanque de vacío tendrá la función de almacenar las vísceras y agua de manera transitoria y además mantendrá una presión constante de vacío.

La presión de vacío de trabajo será de 17inhg =8,35 psi y la de diseño será 29,9 inhg =14,7 psi. Además la temperatura de trabajo y diseño será de 25 °C.

El material elegido es el acero inoxidable 304, ampliamente usado en este tipo de aplicaciones, por su alta resistencia a la corrosión y propiedades mecánicas adecuadas.

El tanque será vaciado cada vez que alcance un nivel predeterminado mediante el uso de una bomba centrífuga de impulsor abierto. El uso de esta bomba hará que el proceso de succión no pare.

Para el cálculo el tanque se dividirá en 4 partes:

#### 1) Tapa Bombeada

Se utilizará una tapa toriesférica ya que está normada por ASME; el procedimiento para calcular esta tapa para presiones de vacío o exteriores es la misma que se utiliza para presiones interiores, con la única diferencia que la presión tomada será 1,67 veces la presión de vacío.

Considerando una relación:

$$\frac{L}{r} = 16 \frac{2}{3}$$

Dónde:  $L = R_o$ : radio de la zona esférica igual al diámetro del cilindro

$r$ : radio de la unión cilindro-zona esférica

$E$ : eficiencia junta

$t$ : espesor del casco

$$t = \frac{0,885PL}{SE + 0,8P}$$

Remplazando:

$$t = \frac{0,885(1,67)(14,7)(30,58")}{(20000)(1) + 0,8(1,67)(14,7)}$$

$$t = 0,033" = 0,84mm$$

Con la siguiente expresión se comprueba la presión máxima permitida:

$$P = \frac{B}{\frac{R_0}{t}}$$

Para calcular B, se necesita calcular A con la siguiente expresión:

$$A = \frac{0,125}{\frac{R_0}{t}}$$

Remplazando:

$$A = \frac{0,125}{\frac{30,58}{0,033}} = 0,000135$$

Del Gráfico E2 (Ver apéndice)

$$B = 10\ 000$$

$$P = \frac{10000}{\frac{30,58}{0,033}} = 10,79\ psi$$

Se ve que la máxima presión permitida está por debajo de la presión de diseño. Entonces, se aumentará el espesor de pared y se procederá a recalcular.

Esta vez se tomará un espesor de  $\frac{1}{8}$ ", debido a la dificultad de bombear planchas de menor espesor.



La presión máxima permitida se comprueba con la siguiente expresión:

$$P = \frac{B}{\frac{R_0}{t}}$$

Para calcular B se necesita calcular A con la siguiente expresión:

$$A = \frac{0,125}{\frac{R_0}{t}}$$

Remplazando

$$A = \frac{0,125}{\frac{30,58}{0,125}} = 0,000511$$

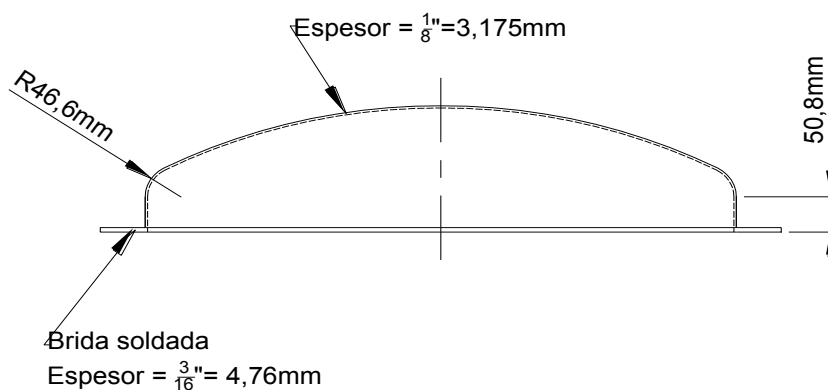
Con este valor, se obtiene B (Ver el Gráfico E2 en el apéndice)

$$B = 13\,333$$

Entonces, la presión máxima permitida es:

$$P = \frac{13\,333}{\frac{30,58}{0,125}} = 54,5 \text{ psi}$$

Esta presión es mayor a la presión de diseño, lo cual es satisfactorio.



**FIGURA 4.45** Tapa torisférica del tanque de vacío.

## 2) Cuerpo cilindro del tanque.

El cálculo de la parte cilíndrica consta de 2 partes: cilindro y anillos atiesadores.

### a) Cilindro

Considerando la cantidad de vísceras y agua que almacenará el tanque por un periodo de 60 minutos, el tamaño estándar de las planchas de acero inoxidable es 4'x8', y evitando parchar la zona cilíndrica del tanque, se llega a las siguientes medidas:

$$D_o = 776,7mm$$

$$H = 1220mm$$

Según la Norma Asme VIII div.1 UG-28, para el cálculo del cilindro se necesitan 3 parámetros geométricos significantes:

$D_o$ : Diámetro exterior;

L: distancia entre líneas (comienzo y final del cilindro);

t: Espesor.

En nuestro caso, el diámetro es conocido  $D_o = 776,7mm$ . Asumiendo  $t$  y  $L$ , y aumentando  $t$  o disminuyendo  $L$  se debe encontrar el punto de equilibrio más económico mediante iteraciones. Empezando con:

$$t = 1/8" = 3,175mm \text{ y } L = 48" = 1220mm$$

El procedimiento es válido si se cumple:

$$\frac{D_o}{t} \geq 10$$

Se comprueba

$$\frac{776,7}{3,175} = 244,63 \geq 10$$

Cálculo de A

$$\frac{L}{D_o} = \frac{1220}{776,7} = 1,571 \text{ y } \frac{D_o}{t} = \frac{776,7}{3,175} = 244,63$$

Con estos datos se ingresa al Gráfico E1 (Ver Apéndice)

Dónde:

$$A = 0,00023$$

Cálculo de B

Entramos al gráfico E2 (Ver apéndice), aplicable a presión externa para el acero inoxidable 304, donde:

$$B = 3000$$

Con estos datos ya se puede calcular la presión externa admisible.

$$P = \frac{4B}{3 \frac{D_o}{t}} = \frac{4(3000)}{3(244,63)} = 16,35 \text{ psi}$$

Se ve entonces que la presión permitida es mayor que la presión de diseño, lo cual es satisfactorio.

#### **b) Diseño de los anillos atiesadores.**

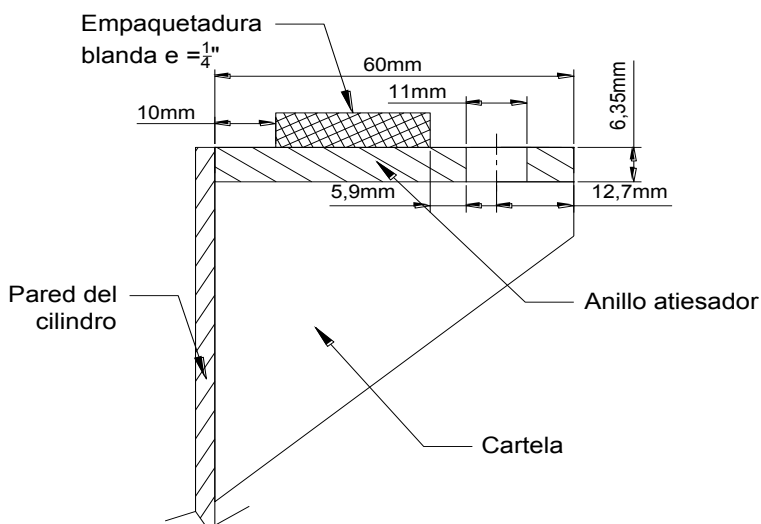
Los anillos atiesadores van al inicio y al final del cilindro. Al inicio, en la unión del cilindro-cono, solo son necesarios si el cono lo requiere.

Al final del cilindro sí son necesarios siempre. A continuación se procederá al cálculo.

Básicamente, el procedimiento ASME consiste en calcular un momento de inercia requerido y comparar con el momento de inercia del anillo atiesador, buscando que este último sea mayor.

Además se tendrá en cuenta que la platina a usar tendrá que tener refuerzos (cartelas) ya que, además de servir como anillo atiesador, servirá también como brida para sujetar la tapa bombeada. Así se evitará que se formen ondas.

La platina deberá ser lo suficientemente ancha para que pueda albergar una empaquetadura y los pernos de sujeción.



**FIGURA 4.46** Sección del anillo atiesador o rigidizador considerando la empaquetadura.

El ancho elegido para la empaquetadura es de 1" en vista de que siempre estará sometida a compresión, producto del ajuste de los pernos y de la presión que ejercerá el vacío en la tapa.

Además, tentativamente, se elegirá un agujero de 10 mm para los pernos, que luego será verificado con el cálculo de los mismos.

Cálculo del área y del momento de inercia:

$$A_S = (59mm)(6,35mm) = 374,65mm^2$$

$$I = \frac{(6,35mm)(59mm)^3}{12} = 108679,72mm^4 = 0,26pulg^4$$

Cálculo de B

$$B = \frac{3}{4} \left( \frac{PD_o}{t + \frac{A_s}{L_s}} \right)$$

Donde los valores están expresados en pulgadas.

$P$ : Presión de diseño, que es el vacío absoluto:

$$P = 14,7psi$$

$D_o$ : Diámetro exterior del cilindro, en nuestro caso:

$$D_o = 776,7mm = 30,58 pulg.$$

$t$ : Espesor del cilindro.

$$t = 3,175mm = \frac{1}{8} pulg = 0,125 pulg.$$

$A_s$ : Área de la sección del atiesador.

$$A_s = (59mm)(6.35mm) = 374,65mm^2 = 0,58pulg^2$$

$L_s$ : Longitud entre atiesadores.

$$L_s = 1220mm = 48pulg.$$

$E$ : Módulo de elasticidad del material a la temperatura de trabajo.

En nuestro caso, para el acero inoxidable 304, a temperatura ambiente.

$$E = 28,0 \times 10^6 psi$$

Remplazando en la expresión anterior

$$B = \frac{3}{4} \left( \frac{(14,7)(30,6)}{0,125 + \frac{0,58}{48}} \right) = 2461$$

Como el valor de  $B$  es menor que 2500

$$A = \frac{2B}{E}$$

$$A = 0,00017$$

Entonces el momento de inercia requerido sería:

$$I_S = \frac{[D_o^2 L_S A (t + \frac{A_S}{L_S})]}{14}$$

$$I_S = \frac{[(30,6^2)(48)(0,00017) (0,125 + \frac{0,58}{48})]}{14} = 0,075 \text{ pulg}^4$$

$$0,075 \text{ pulg}^4 < 0,26 \text{ pulg}^4$$

Se aprecia que el momento de inercia calculado es mayor que el requerido, lo cual indica que el anillo atiesador es seguro.

### 3) Cono

La sección cónica facilitará la limpieza del tanque además de una evacuación rápida de las vísceras.

Se considerará el diámetro mayor del cono igual al diámetro exterior del tanque, y el diámetro menor igual al de un niple de 2 pulgadas. La salida de las vísceras será conducida por este niple seguido por una llave de bola.

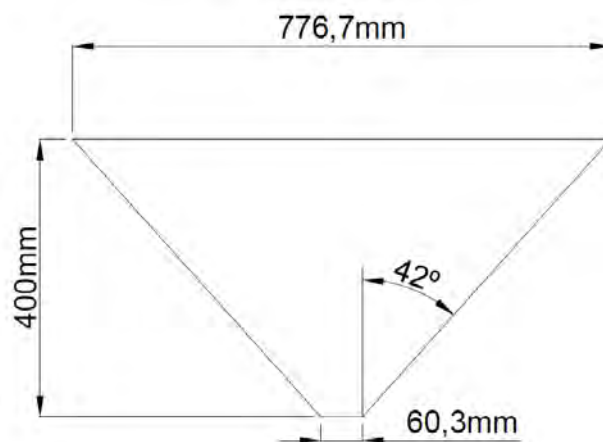


FIGURA 4.47 Zona cónica del tanque de vacío.

Con una altura de 400 mm se obtiene un ángulo de  $42^\circ$  ya que es menor que  $60^\circ$ . La presión máxima permitida se puede hallar con la siguiente expresión:

$$P_a = \frac{4B}{3\left(\frac{D_l}{t_e}\right)}$$

Dónde:

$D_l$ : Diámetro exterior en el extremo grande, que para nuestro caso es:

$$D_l = 776,7mm = 30,6pulg.$$

$D_s$ : Diámetro exterior en el extremo pequeño.

$$D_s = 60,3mm = 2,37pulg.$$

$L$ : Longitud del cono en pulgadas.

$$L = 400mm = 15,75pulg.$$

$t$ : Espesor mínimo requerido. Se usará el mismo espesor del cuerpo

$$t = 3,125mm = \frac{1}{8}pulg.$$

$t_e$ : Espesor efectivo en pulgadas.

$$t_e = t \cos \alpha = \frac{1}{8} \cos(42^\circ) = 0,093pulg.$$

$L_e$ : Longitud equivalente de la sección cónica.

$$L_e = \left(\frac{L}{2}\right) \left(1 + \frac{D_s}{D_l}\right) = \left(\frac{15,75}{2}\right) \left(1 + \frac{2,37}{30,6}\right) = 8,48pulg$$

Procedemos a calcular las siguientes relaciones:

$$\frac{L_e}{D_l} = 0,28 \quad y \quad \frac{D_l}{t_e} = 329$$

Para determinar el factor A se ingresa con estos valores en el Gráfico E1 (Ver Apéndice), tomando 0,28 como  $\frac{L}{D_o}$  y 329 como  $\frac{D_o}{t}$

$$A = 0,0008$$

Para determinar el factor B se ingresa al Gráfico E2 (Ver Apéndice), con A y la temperatura de trabajo.

$$B = 8000$$

Se obtiene así la presión máxima permitida:

$$P_a = \frac{(4)(8000)}{3\left(\frac{30,6}{0,093}\right)} = 32,42 \text{ psi}$$

Esta presión es mayor que la presión de trabajo, lo cual nos indica que el cono no necesita anillos atiesadores.

#### 4) Soportes del tanque

El tanque tendrá 4 soportes preparados para ser anclados de manera segura. (Ver Apéndice Tabla E1).

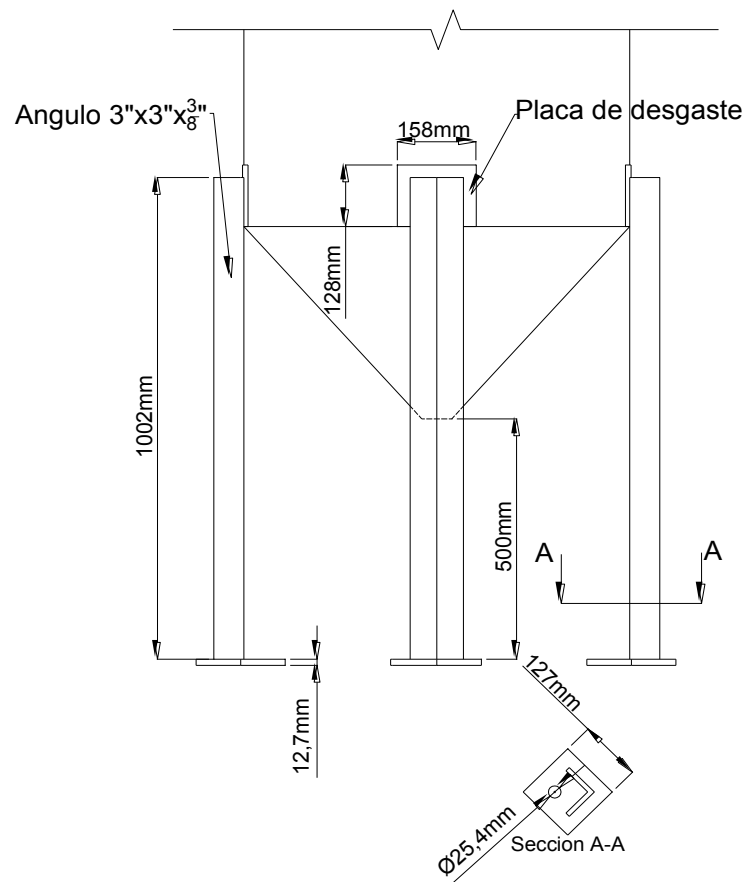
Se ingresa con los siguientes datos:

Diámetro del tanque:  $776,7\text{mm} = 30,58''$

Con 4 ángulos de  $3'' \times 3'' \times 3/8''$  y placas de  $1/2''$  para el anclaje es suficiente para sostener y fijar nuestro tanque.

Adicionalmente se colocarán placas de desgaste de  $128\text{mm} \times 158\text{mm}$  con un espesor de  $1/8''$  o  $3\text{mm}$ .





**FIGURA 4.48** Patas del tanque de succión.

#### 4.4.5. Diseño de tuberías de la cortadora

El sistema de succión cuenta con 2 toberas por lado, que serán el punto de partida del sistema. El tanque de almacenamiento será el punto final.

Se utilizará 2 manifold para reunir los flujos provenientes de las toberas. Nuestro sistema estará compuesto por codos, reducciones, niples, tees, uniones universales y llaves de bola.

Nuestra tubería empieza con un tubo de 1", juntándose ambos lados en un manifold que será construido por una T y 2 reducciones excéntricas.

Por el principio de continuidad se calcula la medida que tendrán las reducciones y la T.

$$v(A_1) + v(A_2) = v(A_3)$$

Siendo las dos primeras áreas iguales, se cancelan las velocidades y nos queda:

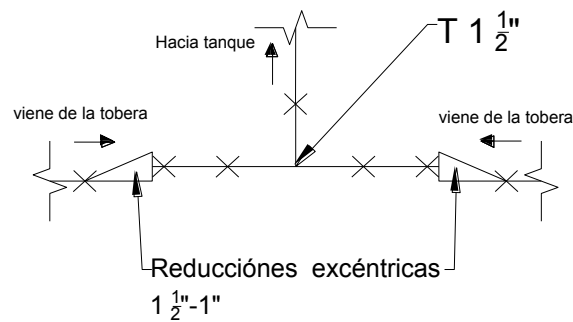
$$2A_1 = A_3$$

$$2D_1^2 = D_3^2$$

Se trabajará con los diámetros internos de las tuberías, reemplazando por los valores:

$$D_3 = \sqrt{(2)27,86^2} = 39,4mm$$

La tubería más próxima es la de 1 ½" con 42,76 mm de diámetro interior.



**FIGURA 4.49** Bosquejo manifold.

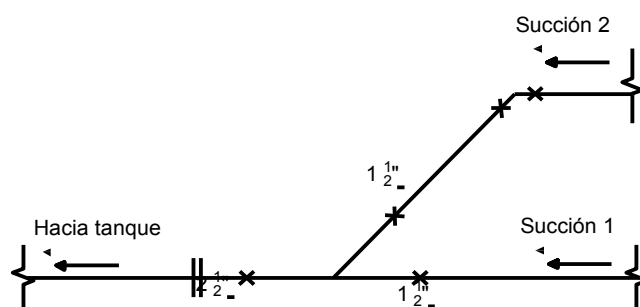
Se concluye esta parte seleccionando reducciones excéntricas de 1"-1 ½" y Tees de 1 ½".

Para entrar al tanque se juntarán ambas tuberías provenientes del sistema de succión doble mediante una junta lateral (Y, 45°) con dos ingresos de 1 ½" y la salida se calculará a continuación.

$$2D_3^2 = D_4^2$$

$$D_4 = \sqrt{(2)42,76^2} = 60,5mm$$

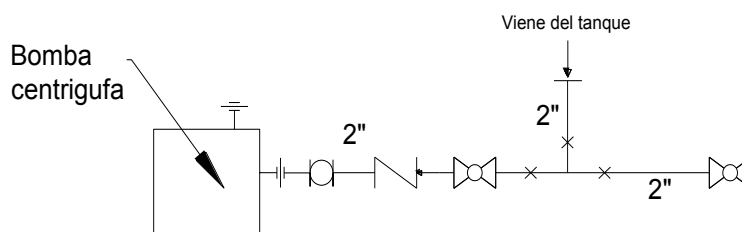
La tubería más próxima es la de 2 ½" con 66,9 mm de diámetro interior.



**FIGURA 4.50** Bosquejo derivación en Y 45°.

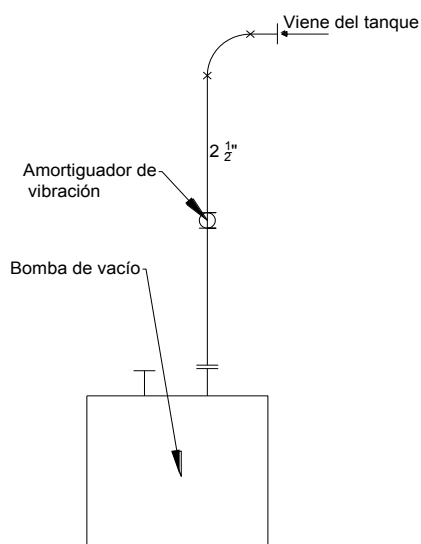
Para poder evacuar las vísceras que se almacenaron en el tanque, se colocará una bomba centrífuga autocebante de impulsor abierto.

Esta bomba permitirá evacuar el contenido sin la necesidad de parar la generación de vacío; es decir, la máquina seguirá trabajando.



**FIGURA 4.51** Línea de descarga

La conexión del tanque al generador de vacío se hará mediante una tubería de 2 ½" compuesta por 2 bridas y un elemento que absorberá la vibración producida por la bomba.



**FIGURA 4.52** Línea hacia la bomba de vacío.

### ***Ingreso de agua hacia las boquillas.***

Además la cortadora contará con un sistema de aspersión de agua, este sistema tendrá 2 funciones, una de mantener limpios los discos de corte y la otra de remover o ablandar las vísceras mediante un choro directo a la cavidad que las contiene.

Los discos de corte se limpiarán con boquillas de chorro abierto, D8-D56. (Ver apéndice tabla F9) Con esto se cubrirá la mayor parte de los discos de corte

Para remover y aflojar las vísceras se seleccionará boquillas de chorro más cerrado D4-D56. (Ver apéndice tabla F9).

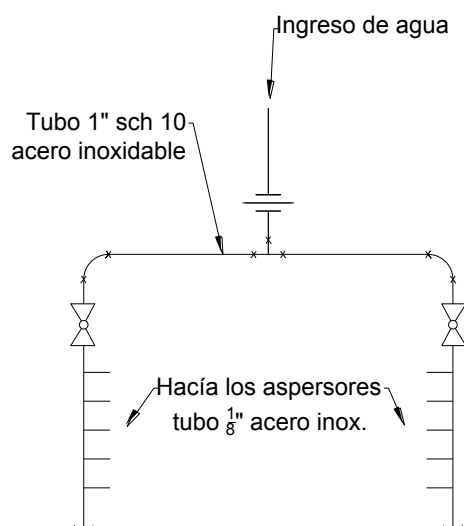
Trabajando a 1 Bar de presión, se consumirá 1,3 litros por minuto por cada boquilla D4-D56 y 4,4 litros por minuto por cada boquilla D7-D56

Se colocarán 2 boquillas de chorro abierto por cada par de discos de corte y 3 boquillas en la zona de eviscerado. Estas boquillas estarán antes que el pescado entre a la succión y una boquilla al final para limpiar las anchovetas cortadas.

Entonces el total de boquillas es:

- D4-D56 : 6 boquillas :  $Q_1 = 6 \left( 1,3 \frac{l}{min} \right) = 7,8 \frac{l}{min}$
- D7-D56: 4 boquillas :  $Q_2 = 4 \left( 3,4 \frac{l}{min} \right) = 13,6 \frac{l}{min}$

El caudal que necesitará esta línea será  $21,4 \frac{l}{min}$  a 1 bar de presión.



**FIGURA 4.52** Línea hacia la bomba de vacío.

El ingreso y reparto del agua que alimentará a estas boquillas se hará mediante dos manifold, que cuentan con 1 llave de bola cada una para poder controlar cada lado de la máquina de manera independiente.

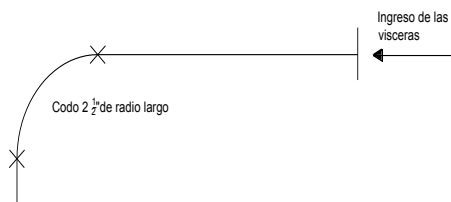
De cada manifold saldrá una manguera que conducirá el agua hacia las boquillas.

#### 4.4.6. Diseño del sistema de tubería del tanque

El tanque de vacío cuenta con un sistema de tuberías:

##### a) Ingreso de las vísceras

Por este medio ingresarán las vísceras al tanque, compuesto por una brida de 2 ½" y tubería de 2 ½" y un codo soldable.



**FIGURA 4.53** Línea de entrada de la vísceras dentro del tanque

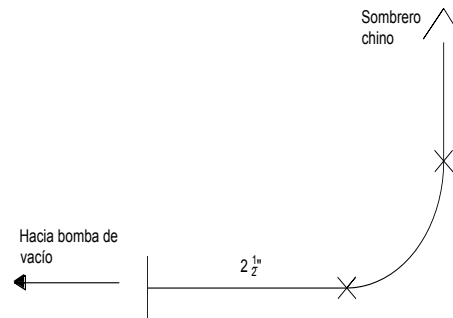
##### b) Salida de las vísceras

La salida será mediante una tubería de 2" acabando en una brida.

##### c) Salida del aire para generar el vacío

La bomba de vacío estará conectada al tanque mediante esta salida; llevará los mismos accesorios que la entrada con la diferencia que estará dirigida hacia arriba para evitar que aspire vísceras. Adicionalmente, llevará

un sombrero chino para evitar que accidentalmente entren objetos a esta tubería.

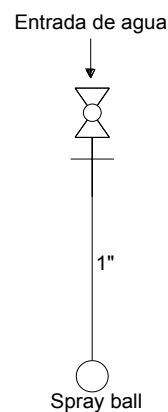


**FIGURA 4.54** Línea de salida del aire, dentro del tanque.

d) Entrada de agua para limpieza.

Para poder mantener limpio el tanque se pondrá un sprayball, que se encargará de distribuir agua hacia las paredes para así poder lavar el tanque por dentro.

Además, se pondrá una brida en el sistema para ser limpiado sin necesidad de sacar la tapa del tanque.

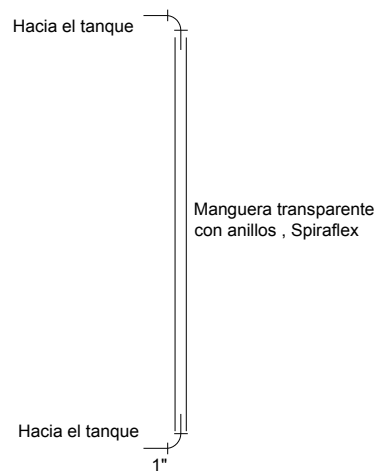


**FIGURA 4.55** Línea de limpieza dentro del tanque.

e) Visor de llenado del tanque.

Para saber el nivel que tienen las vísceras en el tanque, se colocará un visor compuesto por unos codos, niples y una manguera transparente que soporte la presión de vacío.

El tanque tendrá un límite de llenado. Al llegar a este límite, se procederá a evacuar el tanque mediante el uso de una bomba centrífuga.



**FIGURA 4.56** Visor del tanque



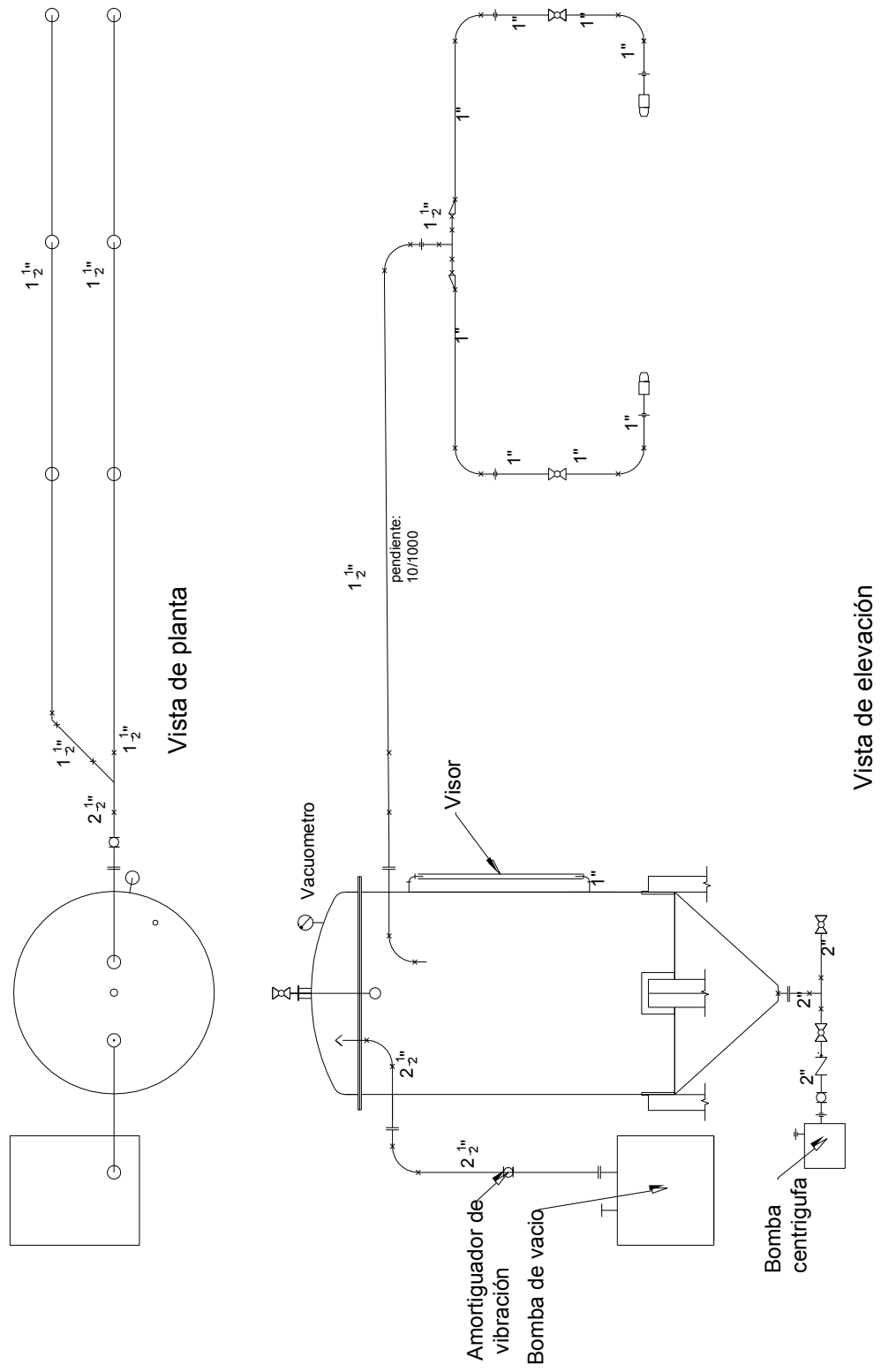


FIGURA 4.57 Distribución de tuberías

#### 4.4.7. Cálculo y selección de la bomba de vacío

Para calcular la capacidad de la bomba de vacío se necesita saber lo siguiente:

a) *Volumen a desalojar (vísceras).*- Nuestra máquina desalojará vísceras, cuyo peso aproximado es de 8 gr por anchoveta. Considerando la densidad aproximadamente a la del agua, se convierte este volumen a metros cúbicos.

$$V_1 = 8 \times 10^{-3} \text{ kg} \left( \frac{1 \text{ l}}{\text{kg}} \right) \left( \frac{\text{m}^3}{1000 \text{ l}} \right) = 8 \times 10^{-6} \text{ m}^3$$

Además de desalojar las vísceras, también se extraerá agua, ya que este sistema estará provisto de un chorro de agua continuo que servirá para limpiar el disco y para mejorar el sello entre el disco de succión y la tobera.

El volumen estimado de agua que será succionado es de 10 gr. por anchoveta, entonces el volumen total de agua y vísceras succionado por anchoveta será.

$$V_2 = 18 \times 10^{-6} \text{ m}^3$$

b) *Tiempo disponible para desalojar las vísceras.*- Es el tiempo que las vísceras permanecerán expuestas al vacío. Este tiempo dependerá de la velocidad a la que gire el disco de succión.

Se procederá ahora al cálculo de la velocidad tangencial en el centro de uno de los orificios del disco de succión. Ver figura 4.33

$$V_T = \frac{2\pi r N}{60}$$

$$V_T = \frac{2\pi(99,1 \times 10^{-3} \text{ m})(16,57 \text{ rpm})}{60} = 0,17 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

El diámetro interno de la tobera de succión es de 20mm, entonces se calcula el tiempo.

$$t = \frac{20 \times 10^{-3} \text{ m}}{0,17 \frac{\text{m}}{\text{s}}} = 0,118 \text{ seg}$$

c) *Presión de vacío necesaria para extraer las vísceras.*- En prueba se verificó que la fuerza necesaria para extraer las vísceras de la cavidad de la anchoveta es de 50 gr, además el área aproximada de la zona de vísceras es de  $100 \text{ mm}^2$ .

$$P = \frac{F}{A} = \frac{100 \times 10^{-3} \text{ kgf}}{100 \text{ mm}^2 \left( \frac{\text{m}}{1000 \text{ mm}} \right)^2}$$

$$P = 1000 \frac{\text{kgf}}{\text{m}^2} = 2,9 \text{ inHg}$$

Asimismo, se determinó en pruebas que la presión mínima necesaria que debe tener el tanque de vacío para un eviscerado correcto es de 17 pulgadas de mercurio. Llevando las presiones a unidades *absolutas*:

$$P_t = 29,9 \text{ inHg} - 17 \text{ inHg}$$

$$P_t = 12,9 \text{ inHg}$$

Para el cálculo de la capacidad de la bomba, se utilizará la siguiente expresión:

$$S_p = \frac{V}{t} \ln \left( \frac{P_1}{P_2} \right)$$

Donde  $P_1$  y  $P_2$  son la presión inicial y final respectivamente expresadas en unidades absolutas,  $V$  el volumen evacuado y  $t$  el tiempo transcurrido al evacuar ese volumen.

$$S_p = \frac{18 \times 10^{-6} \text{ m}^3}{0,118 \text{ seg}} \ln \left( \frac{29,9}{12,9} \right) = 0,00013 \frac{\text{m}^3}{\text{seg}}$$

$$S_p = 0,47 \frac{\text{m}^3}{\text{hr}}$$

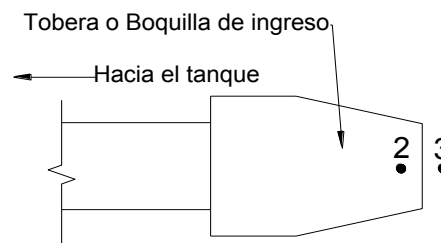
Ya que son cuatro boquillas, el flujo total será:

$$S_{T1} = (4)(0,47) = 1,88 \frac{\text{m}^3}{\text{hr}}$$

El mayor flujo se producirá cuando pase un cangilón vacío; se calcula la velocidad con la ecuación de Bernoulli:

$$\frac{P_2}{\gamma} + \frac{v_2^2}{2g} + Z_1 = \frac{P_3}{\gamma} + \frac{v_3^2}{2g} + Z_2$$

Tomando presiones manométricas, el punto dos y el tres están a la misma altura.



**FIGURA 4.58** Puntos tomados en la boquilla de succión

La velocidad fuera de la tobera es igual a 0 (punto tres), reduciendo la ecuación y despejando la velocidad.

$$v_1 = \sqrt{\frac{2gP_2}{\gamma}}$$

$$v_1 = \sqrt{\frac{2(9,81 \frac{m}{s^2})(5870 \frac{kgf}{m^2})}{1,2 \frac{kgf}{m^3}}}$$

$$v_1 = 309,8 \frac{m}{s}$$

Sabiendo que el área del agujero por donde pasarán las vísceras es de  $100 \text{ mm}^2 = 100 \times 10^{-6} \text{ m}^2$ , podemos calcular el flujo volumétrico.

$$Q_{aire} = A(v) = (100 \times 10^{-6} \text{ m}^2)(309,8 \frac{m}{s})$$

$$Q_{aire} = 0,031 \frac{m^3}{s} = 112 \frac{m^3}{hr}$$

Se calcula la capacidad de la bomba

$$S_{p2} = 112 \ln\left(\frac{29,9}{12,9}\right) = 94,15 \frac{m^3}{seg}$$

Como son cuatro toberas o boquillas, en el peor de los casos los cuatro cangilones pasan vacíos. Entonces:

$$S_{T2} = (4)(94,15) = 377 \frac{m^3}{hr}$$

Con el flujo volumétrico calculado y la presión absoluta necesaria seleccionamos la bomba de vacío.

$$P_t = 12,9 \text{ inHg} = 437 \text{ mbar}$$

Se ingresa al Gráfico E3 (Ver Aéndice) y se selecciona la bomba 2BV5 131 de 16,2 Kw (Ver características de la bomba en la Tabla E2).

#### **4.4.8. Cálculo y selección de la bomba para desperdicios**

Calculando el volumen que debemos transportar cada 60 minutos:

$$V_1 = \pi \frac{(0,776m)^2}{4} (0,811m) = 0,384m^3$$

$$V_2 = \pi \frac{(0,776m)^2}{12} (0,4m) = 0,063m^3$$

$$V_{total} = 0,384 + 0,063 = 0,447m^3$$

Como se transportará una mezcla de agua con vísceras de anchoveta, para calcular el volumen en litros se considerará como si todo fuera agua.

$$V_{total} = 0,447m^3 = 447l$$

El tiempo necesario para vaciar el tanque deberá ser rápido, así se tendrá a un trabajador realizando otras tareas. La idea es encontrar un punto económico entre tiempo y costo de la bomba.

Se elige un tiempo de 112 segundos (llegamos a este tiempo luego de iteraciones) para el vaciado del tanque y se calcula el caudal necesario.

$$Q = \frac{V}{t} = \frac{447l}{112seg} = 4 \frac{l}{seg} = 0,004 \frac{m^3}{seg}$$

Con la ayuda del Gráfico F4 (Ver Apéndice) se seleccionan las tuberías: 2" de succión y 2" de descarga (Se adopta esta medida debido a

que las pérdidas son menores), ambos de acero inoxidable 304, SCH 10 y luego se calcula el área interna.

$$A = 0,0024m^2$$

Para determinar las pérdidas por fricción calcularemos el número Reynolds.

$$v_{succión} = \frac{Q}{A} = \frac{0,004}{0,0024} = 1,67 \frac{m}{seg}$$

$$v_{descarga} = \frac{Q}{A} = \frac{0,004}{0,0024} = 1,67 \frac{m}{seg}$$

$$R = \frac{vD}{\nu}$$

Línea de succión y descarga

$$R_s = \frac{(1,67)(0,055)}{8,94 \times 10^{-7}} = 102125,3$$

Se observa que el número de Reynolds es mayor que 4000, por lo tanto es turbulento. Para poder evaluarlo en el diagrama de Moody se calcula la rugosidad relativa. (Ver tabla F8, apéndice)

$$\epsilon = 4,6 \times 10^{-5}$$

$$\frac{D}{\epsilon} = \frac{0,055}{4,6 \times 10^{-5}} = 1196$$

Se entra al diagrama de Moody. (Ver figura F5 de apéndice)

$$f_s = 0,022$$

Se identifica las pérdidas en el sistema:

### Succión

- Línea de succión

$$h_1 = f \left( \frac{L}{D} \right) \left( \frac{v^2}{2g} \right) = 0,022 \left( \frac{0,472}{0,055} \right) \left( \frac{1,67^2}{2(9,81)} \right) = 0,027m$$

- Válvula de bola

$$h_2 = 3(0,022) \left( \frac{v^2}{2g} \right) = 0,066 \left( \frac{1,67^2}{2(9,81)} \right) = 0,01m$$

- Válvula check.

$$h_3 = 100(0,022) \left( \frac{v^2}{2g} \right) = 2,2 \left( \frac{1,67^2}{2(9,81)} \right) = 0,31m$$

- Derivación Te

$$h_4 = 60(0,022) \left( \frac{v^2}{2g} \right) = 1,32 \left( \frac{1,67^2}{2(9,81)} \right) = 0,19m$$

- Salida del tanque

$$h_5 = k \left( \frac{v^2}{2g} \right) = 0,25 \left( \frac{1,67^2}{2(9,81)} \right) = 0,04m$$

- Amortiguador de vibración

$$h_6 = k \left( \frac{v^2}{2g} \right) = 0,5 \left( \frac{1,67^2}{2(9,81)} \right) = 0,07m$$

Las vísceras extraídas se llevan a la zona de harinas, estimando una distancia de 20 metros entre esta zona y la bomba.



*Descarga*

- Línea de descarga

$$h_7 = f \left( \frac{L}{D} \right) \left( \frac{v^2}{2g} \right) = 0,022 \left( \frac{20,27}{0,055} \right) \left( \frac{1,67^2}{2(9,81)} \right) = 1,15m$$

- Codo 90°

$$h_8 = 30(0,021) \left( \frac{v^2}{2g} \right) = 0,63 \left( \frac{1,67^2}{2(9,81)} \right) = 0,09m$$

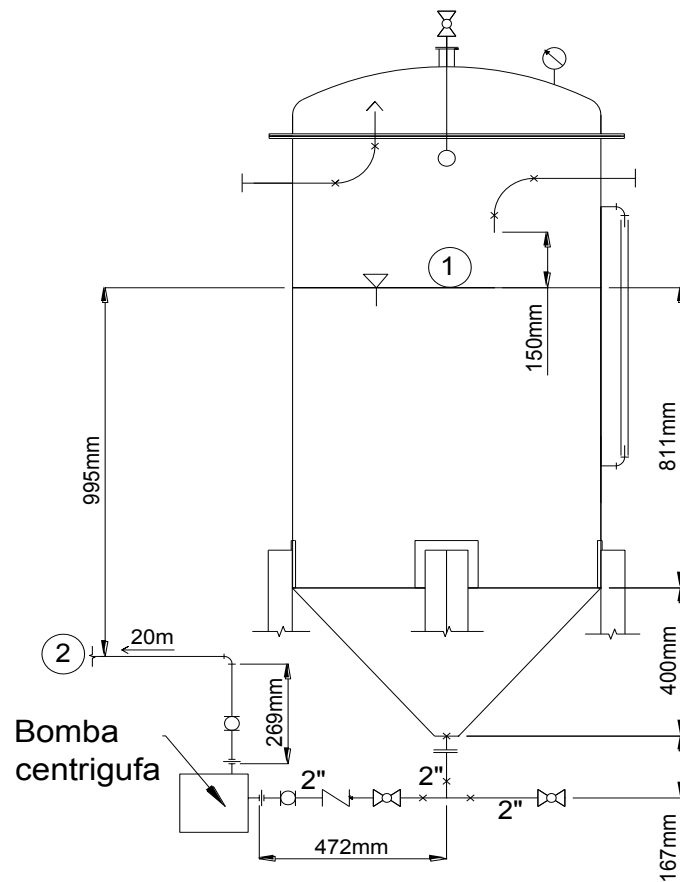
- Amortiguador de vibración

$$h_9 = k \left( \frac{v^2}{2g} \right) = 0,5 \left( \frac{2,66^2}{2(9,81)} \right) = 0,07m$$

Sumando las pérdidas:

$$h_L = 0,65 + 1,31 = 1,96m$$

Se tomará el punto 1 dentro del tanque, donde la presión de vacío es de 17 inhg. El punto 2 se tomará al final de la tubería de descarga.



**FIGURA 4.59** Sistema de tuberías de descarga

Se plantea la ecuación general de la energía

$$\frac{P_1}{\gamma} + \frac{v_1^2}{2g} + Z_1 + H - h_L = \frac{P_2}{\gamma} + \frac{v_2^2}{2g} + Z_2$$

Se considera la velocidad en 1 igual cero, se despeja H

$$H = \frac{P_2 - P_1}{\gamma} + (Z_2 - Z_1) + \frac{v_2^2}{2g} + h_L$$

Tomando presiones absolutas:

$$P_{1\text{ abs}} = 12,9 \text{ inHg} = 43,7 \text{ kPa}$$

$$P_{2\text{ abs}} = 100,5 \text{ kPa}$$

$$H = \frac{100,5 - 43,7}{9,78} - 0,995 + \left( \frac{1,66^2}{2(9,81)} \right) + 1,96$$

$$H = 6,91m$$

Con los datos obtenidos  $H = 6,91m$  y  $Q = 4 \frac{l}{seg}$  se entra al Gráfico F3, (Ver Apéndice) y se selecciona la bomba B1.1/2C-1.4M,  $n = 3460$  rpm,  $\emptyset$ impulsor = 110mm, cuya succión y descarga es de 1 ½" NPT.

Ahora solo queda comprobar si la bomba tendrá problemas de cavitación, para eso se calcula el NPSH disponible para el sistema.

$$NPSH = h_{sp} \pm h_s - h_f - h_{vp}$$

Dónde:

- $h_{sp}$ : Carga de presión estática (absoluta)

$$h_{sp} = \frac{P_{abs}}{\gamma} = \frac{43,7}{9,78} = 4,47m$$

- $h_s$ : Diferencia de elevación desde el nivel del fluido en el tanque y la línea de entrada a la bomba, positivo cuando el nivel está por encima de la bomba.

$$h_s = +1,378m$$

- $h_f$ : Pérdida de carga en la tubería de succión.

$$h_f = 0,65m$$

- $h_{vp}$ : Carga de presión del líquido a la temperatura de bombeo, para nuestro caso 25°C

$$h_{vp} = \frac{P_{vp}}{\gamma} = \frac{4,24}{9,7} = 0,43m$$

Se calcula el NPSH.

$$NPSH = 4,47 + 1,378 - 0,65 - 0,43$$

$$NPSH = 4,77m$$

Se ve en el Gráfico F3, que para la bomba seleccionada

$$NPSH_R = 4,3m$$

Por lo tanto, no habrá cavitación.

## 4.5. DISEÑO DE LA ESTRUCTURA.

### 4.5.1. Zona de acomodamiento y recepción de la materia prima

#### 4.5.1.1. Longitud de la zona de acomodamiento

En esta zona las personas se encargarán de acomodar el pescado en los cangilones.

Para calcular la longitud de esta zona, se necesitarán los siguientes datos:

*Peso anchoveta: 18-25gr.*

*Capacidad cortadora: 800 kg/hr.*

*Capacidad por lado: 400 kg/hr.*

Cantidad de pescado acomodado por persona: 30-40 unidades/min

Capacidad por lado (kg/min):

$$\frac{400kg}{60min} = 6,67 \frac{kg}{min}$$

Es recomendable que las anchovetas pasen por un clasificador. Siendo así, se calcula el número de personas por lado.

Considerando el peso promedio de la anchoveta 0,022kg y la velocidad promedio de acomodamiento en 35, entonces:

$$N = \frac{800 \frac{kg}{hr}}{(35)(60)(0,022kg)} = 17,31 \cong 18 \text{ personas}$$

Se calcula 18 personas en total, 9 por lado, y se procede a recalcular la capacidad de la máquina.

$$(18)(0,022kg) \left( \frac{35}{min} \right) \left( \frac{60min}{hr} \right) = 831,6kg/hr$$

Considerando el ancho de un trabajador de 650 mm, entonces la longitud de la zona de acomodamiento (l) será:

$$L = (9)(650mm) = 5850mm$$

#### 4.5.1.2. Perfil base de deslizamiento de los cangilones y banda central

Para diseñar el perfil, se tendrá en cuenta 3 aspectos

- a) Tamaño de cangilón.
- b) Dimensiones del apoya cabeza.
- c) Ancho del transportador central (banda central)

El perfil de deslizamiento de los cangilones y la banda central estarán hechos de una plancha plegada de 1,5 mm de espesor de acero inoxidable calidad 304.

Además, se considerarán superficies de deslizamiento tanto en la zona de cangilones como en la banda transportadora. El material será de acetal o nailon debido a su bajo coeficiente de fricción.

#### 4.5.1.3. Cálculo del espaciamiento de las patas

Para poder calcular este espaciamiento, primero se calcularán las fuerzas que directamente afectan a esta zona.

Fuerzas producidas en la zona de la banda:

$$W_{banda} = (0,386m)(5,98m)(7,76 \frac{kgf}{m^2}) = 17,9kgf$$

$$W_{pescado} = (0,386)(5,98m)(0,08)(0,75) = 138,5kgf$$

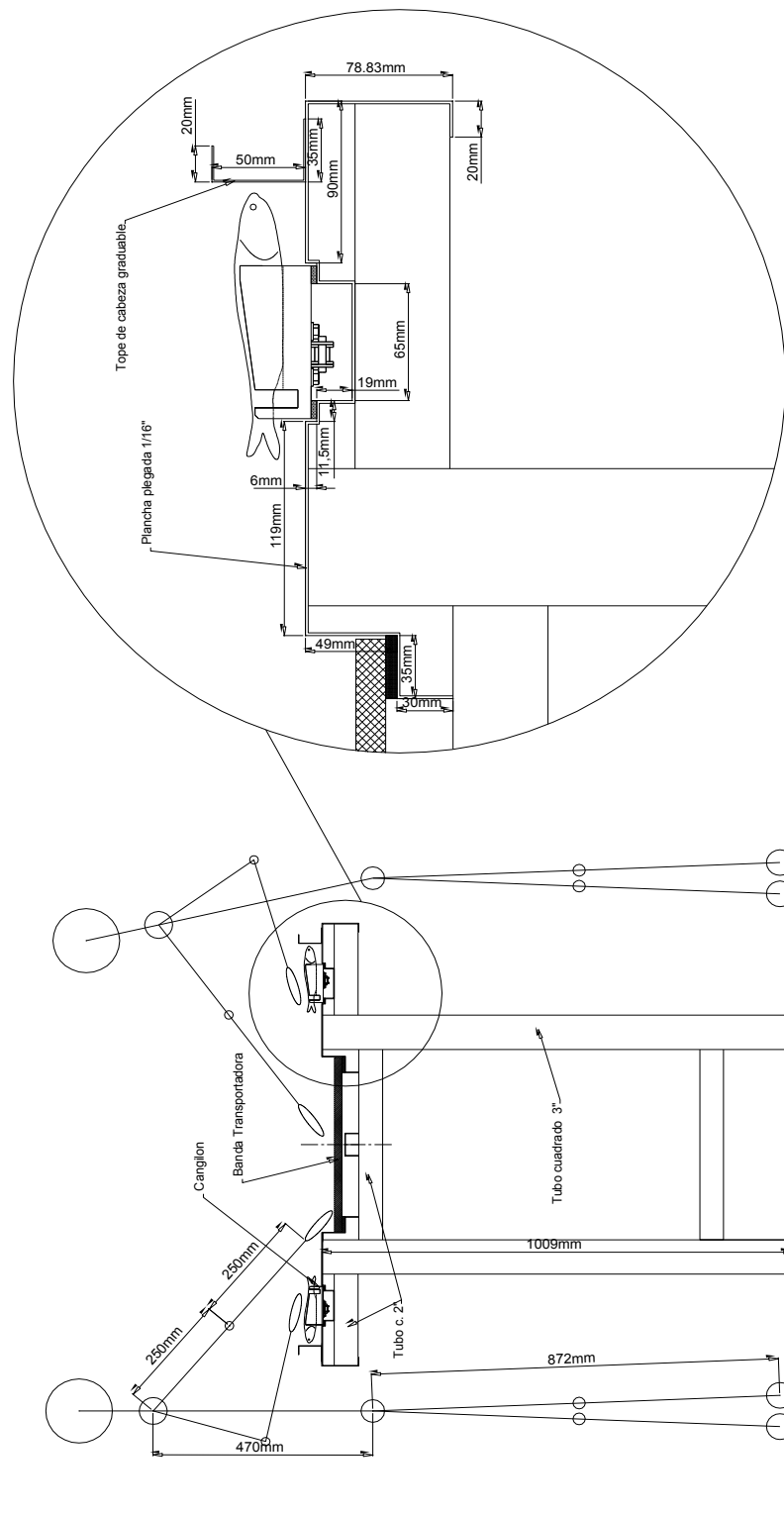
$$W_{personas\ limpiando} = (3)(75kgf) = 225kgf$$

$$W_{total\ banda} = 17,9 + 138,5 + 225 = 381,4kgf$$

$$W_{tuercas,pernos,aran.} = \left(\frac{7840mm}{25,4mm}\right) cangilone \left(\frac{2jg}{cang}\right) \left(\frac{10,7gr}{jg}\right) = 6,6kgf$$

$$W_{placas} = \left(0,24 \frac{kgf}{m}\right) (7,84m) = 1,9kgf$$

$$W_{pescado} = \left(\frac{7840}{25,4} cangilon\right) \left(\frac{22gr}{cangilon}\right) = 6,8kgf$$



**FIGURA 4.60** Perfil zona de acomodación, teniendo en cuenta la anatomía humana y del pescado.

$$W_{personas} = 3 \text{ personas} \left( \frac{75 \text{kgf}}{\text{persona}} \right) = 225 \text{kgf}$$

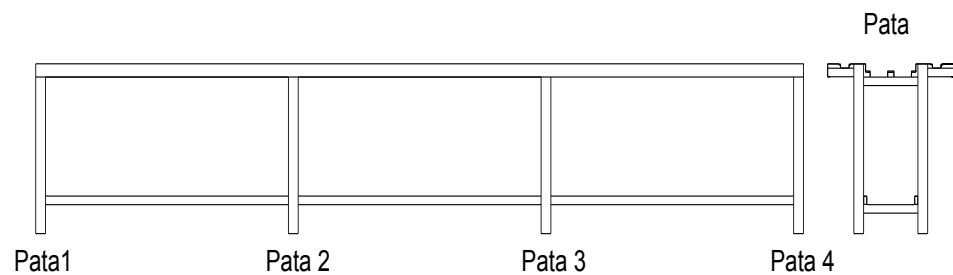
$$W_{total \text{ zona acomodado}} = 258,1 \text{kgf}$$

Entonces el peso total por lado sería:

$$W_{total \text{ por lado}} = \frac{381,4}{3} \text{kgf} + 258,1 \text{kgf} = 385,2 \text{kgf}$$

$$W_{total \text{ en el centro}} = \frac{381 \text{kgf}}{3} = 127,13 \text{kgf}$$

Para el cálculo del espaciamiento se considerará como pata al conjunto de tubos cuadrados que darán soporte en una zona específica.



**FIGURA 4.61** Vista de una pata y su distribución en la mesa.

**a) Canal central.**

Se calculará el centroide y el momento de inercia, luego se analizará el perfil como una viga empotrada en ambos extremos.



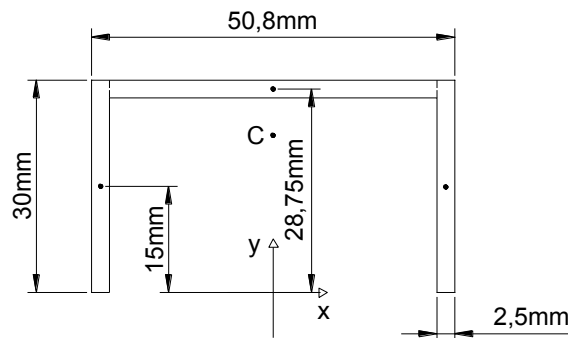


FIGURA 4.62 Perfil canal central.

### Centroide

Debido a que la figura es simétrica, la componente del eje "x" será igual a acero, entonces solo se calculará la componente "y".

$$Y = \frac{(30)(2,5)(15)(2) + (28,75)(45,8)(2,5)}{(30)(2,5)(2) + (45,8)(2,5)} = 20,95mm$$

### Momento de inercia

$$I_1 = \frac{bh^3}{12} = \frac{(2,5)(30^3)}{12} = 5625mm^4$$

$$I_2 = \frac{bh^3}{12} = \frac{(2,5)(30^3)}{12} = 5625mm^4$$

$$I_3 = \frac{bh^3}{12} = \frac{(46,8)(2,5^3)}{12} = 60,94mm^4$$

Mediante el teorema de los ejes paralelos se trasladan los momentos de inercia al centroide y se suman.

$$I_x = (5625 + (30)(2,5)(5,95)^2)(2) + 60,94 + (45,8)(2,5)(7,8)^2$$

$$= 23587,5mm^4$$

Ahora se puede calcular el esfuerzo producido por las fuerzas actuantes en la viga, considerando una longitud efectiva inicial de 5980mm, una pata al inicio y otra al final.

Donde la fuerza por unidad de longitud sería:

$$\frac{127,13kgf}{5980mm} = 0,0213 \frac{kgf}{mm}$$

Se puede calcular el momento máximo considerando doble empotramiento con la siguiente fórmula:

$$M = \frac{(wL)L}{12}$$

Donde w es el peso por mm y L la longitud total. Además, se tendrá en cuenta que el esfuerzo de fluencia del acero inoxidable 304 es de  $S_y = 21,09 \frac{kgf}{mm^2}$

El esfuerzo por flexión será calculado con la siguiente fórmula:

$$\sigma = \frac{Mc}{I}$$

Donde c es la distancia del centroide a la fibra más alejada.

En este caso es  $c=21,13mm$

Con los datos anteriores se obtiene la siguiente tabla:

**TABLA 4.7** Factores de seguridad para el canal central según el número de patas

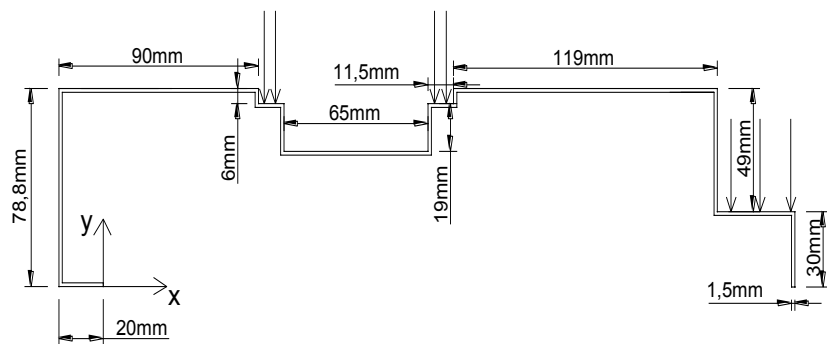
<i>Patas</i>	<i>fuerza/mm</i>	<i>M. flector</i>	<i>esfuerzo</i>	<i>F.S.</i>
2	0,02126	63355,5	56,76	0,37
3	0,02126	15838,9	14,19	1,49
<b>4</b>	<b>0,02126</b>	<b>7039,5</b>	<b>6,31</b>	<b>3,34</b>
5	0,02126	3959,7	3,55	5,95

**b) Perfil de la mesa.**

Siguiendo el mismo procedimiento, en “Canal Central” se obtiene el centroide y momento de inercia.

$$\bar{x} = 134,92mm$$

$$\bar{y} = 57,02mm$$



**FIGURA 4.63** Perfil mesa de trabajo.

$$I_x = 479754,92mm^4$$

$$I_y = 10898606,6mm^4$$

Para calcular el esfuerzo, igual que en el caso anterior, se considerará el perfil como una viga empotrada en ambos lados. Igualmente, la longitud inicial será 5980mm y también se considerarán soportes al principio y al final.

La fuerza por unidad de longitud sería la suma de las fuerzas externas aplicadas en el cuerpo y su peso propio dividido entre la longitud total.

$$\frac{385,2kgf + 42,6kgf}{5980mm} = 0,0715 \frac{kgf}{mm}$$

En este caso  $c = 57,02mm$  y  $S_y = 21,09 \frac{kgf}{mm^2}$

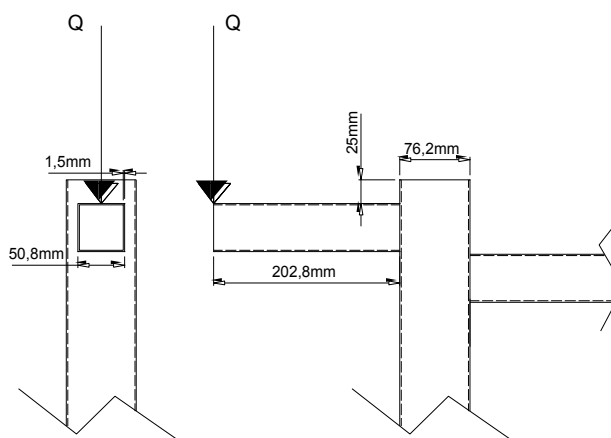
Con los datos anteriores se obtiene la siguiente tabla:

**TABLA 4.8** Factores de seguridad para el perfil de la mesa según el número de patas

<i>Patas</i>	<i>fuerza/mm</i>	<i>M. flector(kgf.mm)</i>	<i>esfuerzo(kgf/mm<sup>2</sup>)</i>	<i>F.S</i>
2	0,0715	213072,4	25,3	0,83
3	0,0715	53268,1	6,3	3,33
<b>4</b>	<b>0,0715</b>	<b>23674,7</b>	<b>2,8</b>	<b>7,50</b>
5	0,0715	13317,0	1,6	13,32

### c) Soporte del perfil de la mesa

Este soporte de sección cuadrada hueca (tubo cuadrado), que se encuentra en voladizo, se considerará como empotrada. Su función es sostenerla mesa de trabajo. Para simplificar el cálculo se considerará una fuerza concentrada en el extremo de la viga.



**FIGURA 4.64** Perfil mesa de trabajo.

La fuerza aplicada será producida por los pesos de la cadena, tuercas, cangilones y personas que se suban a la máquina para darle mantenimiento o limpiarla.

El momento de inercia de este tubo cuadrado es:

$$I_X = 119934,1 \text{ mm}^4$$

La fuerza Q variará de acuerdo al número de patas que se le coloque. Inicialmente la fuerza aplicada a lo largo de la mesa es de 258,1 kgf. Con la ayuda de una tabla se verá cómo varían esta fuerza y el correspondiente factor de seguridad.

**TABLA 4.9** Factores de seguridad para el soporte de perfil mesa según el número de patas.

<i>Patras</i>	<i>fuerza/viga</i>	<i>M. flector</i>	<i>esfuerzo</i>	<i>F.S.</i>
2	129,1	26171,3	5,5	3,8
3	86,0	17447,6	3,7	5,7
<b>4</b>	<b>64,5</b>	<b>13085,7</b>	<b>2,8</b>	<b>7,6</b>
5	51,62	10468,5	2,2	9,5

Teniendo en cuenta los dos cuadros anteriores, se ve que la opción de tres partes es la más adecuada.

#### d) Recepción de gotas

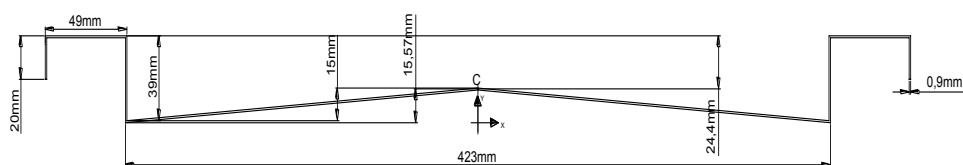
El transportador llevará un recolector de gotas que estará posicionado en la parte inferior de la banda transportadora. Su función es conducir el agua que resuma de la banda hacia una tina que mediante una tubería de 2" la llevará a otro proceso.

El canal tendrá dobleces a los costados que le darán rigidez; de esta manera mantendrá su forma entre pata y pata. Además tendrá una vena en el centro que proporcionará rigidez a dicha zona y conducirá el agua a los extremos del canal donde es más fuerte.

Se obtienen así el centroide y luego el momento de inercia para poder estudiar su comportamiento según el número de partes en las que se divida.

$$\bar{x} = 0mm$$

$$\bar{y} = 15,57mm$$



**FIGURA 4.65** Perfil Recepción de gotas

$$I_x = 97190,57mm^4$$

Para este caso, además de la fuerza que soportará debido al peso del agua, se considerará su peso propio.

$$W_{agua} = 0,01937 \frac{kgf}{mm}$$

$$W_{propio} = 26,6kgf$$

Con estos datos se obtiene la siguiente tabla.

**TABLA 4.10** Factores de seguridad para el perfil “recepción de gotas” según el número de patas

Patas	fuerza/mm	M. flector(kgf.mm)	esfuerzo(kgf/mm <sup>2</sup> )	F.S
2	0,01937	54812,8	13,8	1,5
3	0,01937	13703,2	3,4	6,1
<b>4</b>	<b>0,01937</b>	<b>6090,3</b>	<b>1,5</b>	<b>13,8</b>
5	0,01937	3425,8	0,9	24,5

Tomando 4 patas, se obtiene un factor de seguridad satisfactorio.

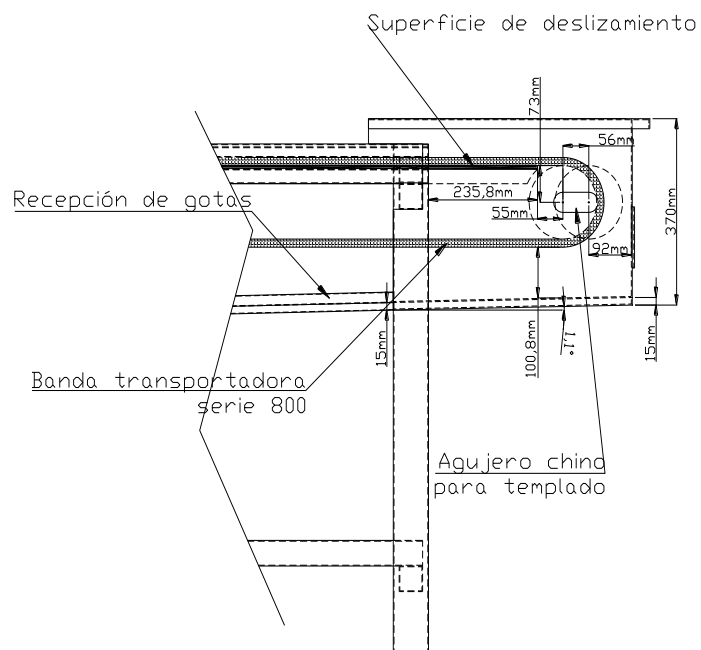
#### 4.5.1.4. Punta de entrega y descarga

Tomando como guía las recomendaciones del manual de INTRALOX, se ubicará el centro de los ejes en las 2 puntas. (Ver Tabla A2 en Apéndice).

Para el presente caso, ya que se está utilizando un engranaje de 10 dientes para una banda serie 800, se utilizará la distancia de 73 mm para separar la superficie de deslizamiento de la banda y el centro del agujero donde irá el eje.

### Punta de entrega

Debido a que el pescado que ingresa viene con trozos de hielo y un poco de agua, se necesita que esta punta tenga una pendiente. De esta manera se evacuará el agua conduciéndola al perfil llamado “recepción de gotas”



**FIGURA 4.66** Punta de entrega

Para poder templar la banda transportadora se considerará un agujero chino, respetando el espacio mínimo recomendado que debe haber entre la banda y la pared.



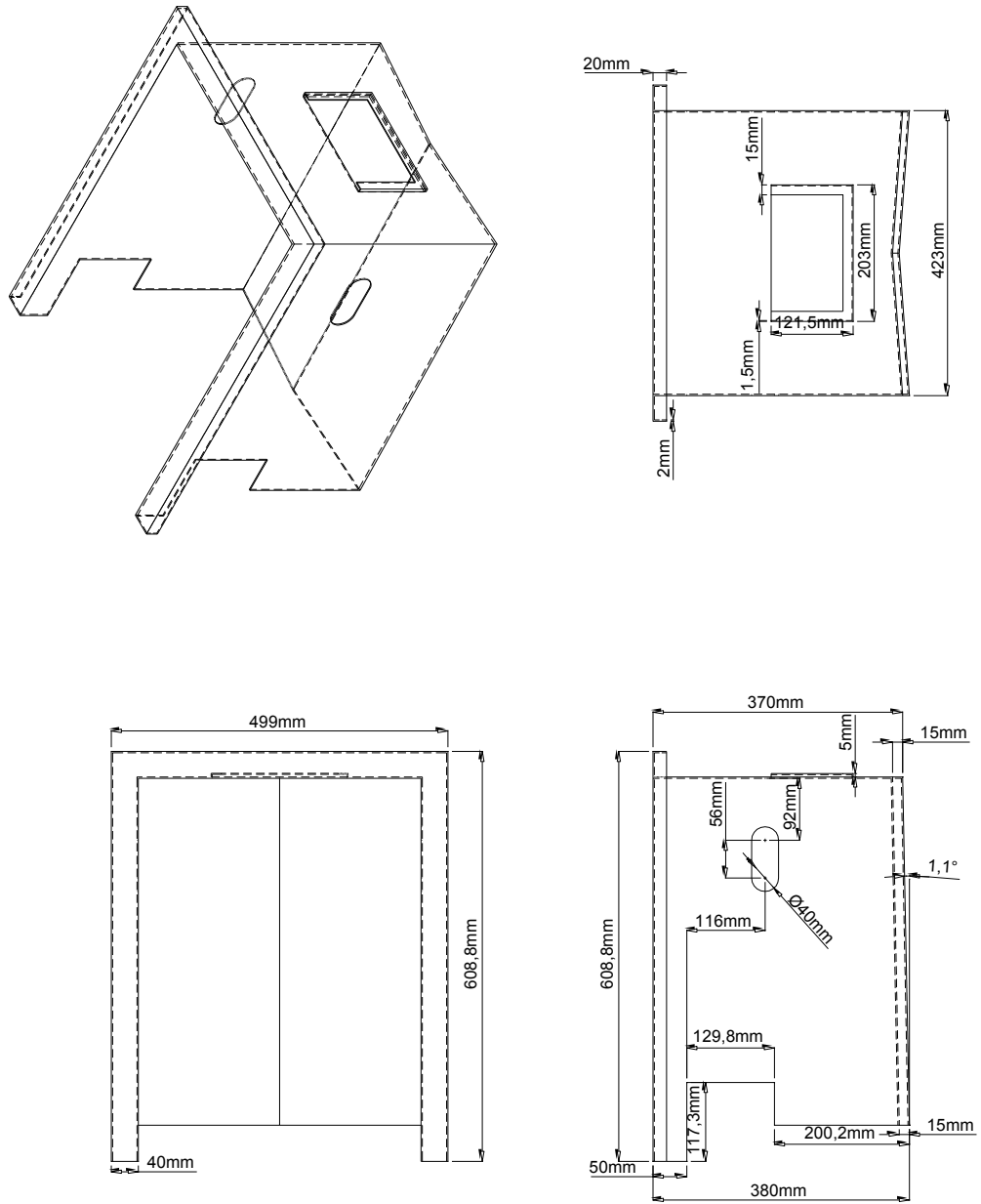
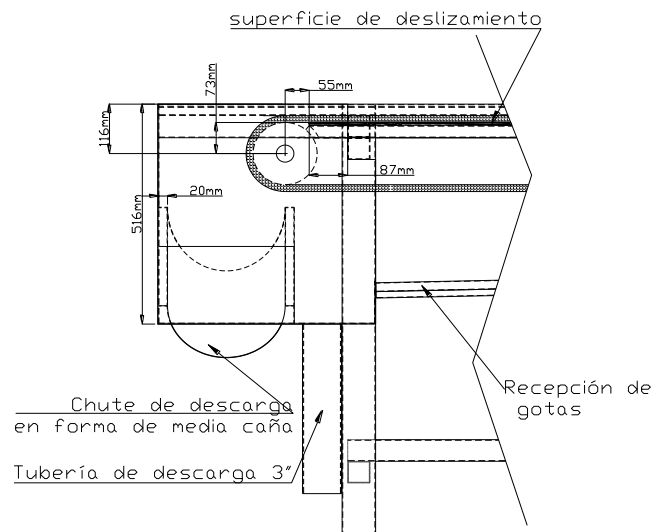


FIGURA 4.67 Dimensiones finales de la punta de entrega.

### Punta de descarga.

Tendrá tres funciones básicas: dar soporte al eje mediante las chumaceras, recolectar el agua proveniente del canal recolector de gotas y albergar un chute de perfil media caña, que se encargará de evacuar el pescado que no fue cogido por las trabajadoras.



**FIGURA 4.68** Punta de descarga

Será fabricado de acero inoxidable 304 2B, con un espesor de 2mm. Básicamente, la forma será obtenida mediante el proceso de corte, doblado y soldadura.

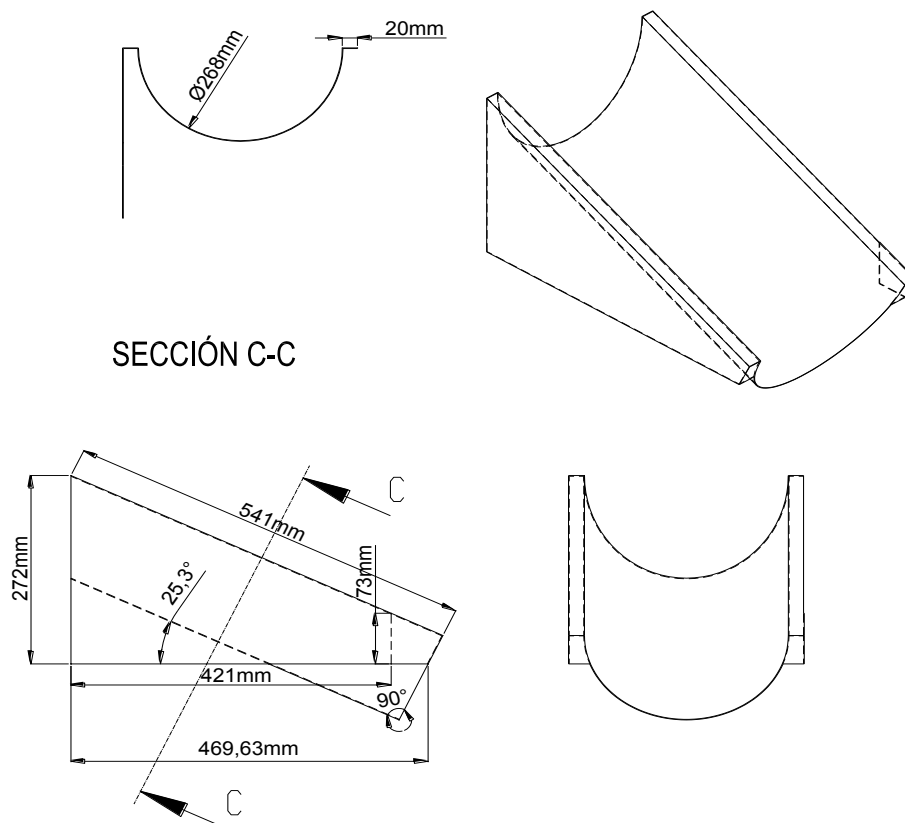
En la base se pondrá una tubería de 3" que servirá para desaguar. Por lo general, este residuo es conducido a la zona de harinas.

### Chute de descarga

Está compuesto por una media caña de 0,9 mm de espesor y 268mm de diámetro con un doblé para reforzar los bordes de 20mm. Además contará con una pared lateral que evitará que se mezclen el agua y el pescado.

En pruebas realizadas en campo, se determinó que la pendiente mínima a utilizar para que el pescado no se acumule en el chute debería ser mayor o igual a  $25^\circ$

$$\alpha_{min} = 25^\circ$$



**FIGURA 4.69** Dimensiones del chute de descarga de pescado entero.

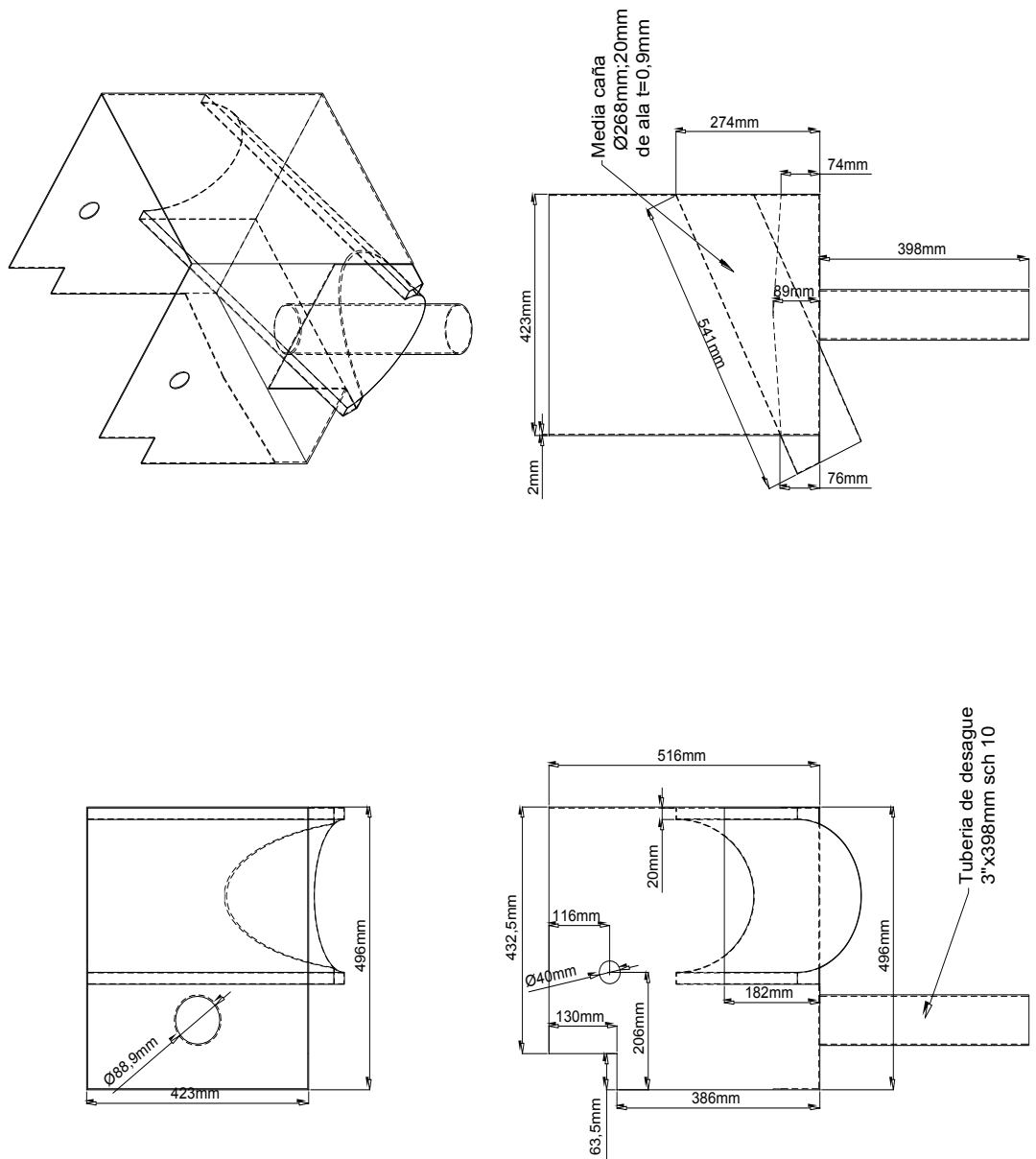


FIGURA 4.70 Medidas "Punta de descarga"

#### 4.5.1.5. Tolva de recepción

El pescado ingresará a la banda central mediante una tolva de recepción.

Para diseñar esta tolva se tendrá en cuenta que la máquina suele ser alimentada por unas jabas industriales<sup>21</sup> que albergan alrededor de 20 kg de pescado y sanguaza con las siguientes medidas:

$$ancho = 410mm$$

$$largo = 705mm$$

$$alto = 236mm$$

Se considerará que el volumen que pueda albergar esta tolva será 1,5 veces el volumen de esta jaba.

$$V_{Tolva} = 1,5V_{jaba} = 1,5(0,41m)(0,705m)(0,236m)$$

$$V_{tolva} = 0,102m^3$$

#### **Base mayor**

Estará situada en la parte superior y, para ser accesible por los 3 lados, será cuadrada y ligeramente mayor al lado más largo de la jaba. Considerando un espacio de 40mm entre la jaba y el borde, entonces el lado de la base mayor sería 785mm.

$$L_{base\ mayor} = 705mm + 40mm + 40mm = 785mm$$

---

<sup>21</sup> <http://www.basa.com.pe>

### Base menor

Situada en la parte inferior, su lado estará limitado por el ancho de la banda de 386mm. Además se pondrán 2 listones de nailon para que el pescado no entre en contacto con los bordes de la banda.

El ancho del listón será de 25 mm y las paredes que albergan a la banda tienen 390mm.

$$L_{base\ menor} = 390mm - 25mm - 25mm = 340mm$$

La altura de la tolva se calculará con el volumen:

$$V_{tolva} = \frac{h}{3}(A_{menor} + A_{mayor} + \sqrt{A_{menor}A_{mayor}})$$

Dónde:

$$A_{menor} = (0,340m)(0,340m) = 0,1156m^2$$

$$A_{mayor} = (0,785m)(0,785m) = 0,616m^2$$

Despejando la altura:

$$h = \frac{(3)(0,102m^3)}{0,1156m^2 + 0,616m^2 + \sqrt{(0,1156m^2)(0,616m^2)}}$$

$$h = 0,31m$$



#### 4.5.1.6. Retorno cadena transportadora

En el camino de retorno, la cadena transportadora formará una flecha que calcularemos a continuación:

Para este cálculo se necesitan tres datos:

- i. Distancia entre extremos, que para nuestro caso será tomada entre centros

$$d = 7649mm$$

- ii. Peso de la cadena+ accesorios por unidad de longitud aproximado es:

$$W_{\frac{\text{conjunto}}{\text{metro}}} = 5 \text{ kgf}/m$$

- iii. Carga de trabajo según fabricante de la cadena 2040ss-k1 es de 44,5 kgf.

Sabiendo que la tensión máxima tiene la siguiente expresión para catenarias:

$$T_{max} = WY_B$$

Y reemplazando los valores, se despeja  $Y_B$ .

$$Y_B = 8,9m$$

En la ecuación de la curva

$$Y = C \cosh\left(\frac{X}{C}\right)$$

Haciendo  $Y_B = Y$  y  $X = \frac{7,649m}{2} = 3,825m$



$$8,9 = C \cosh\left(\frac{3,825}{C}\right)$$

Resolviendo por aproximaciones sucesivas:

$$C = 7,96$$

Si

$$Y_B = h + C$$

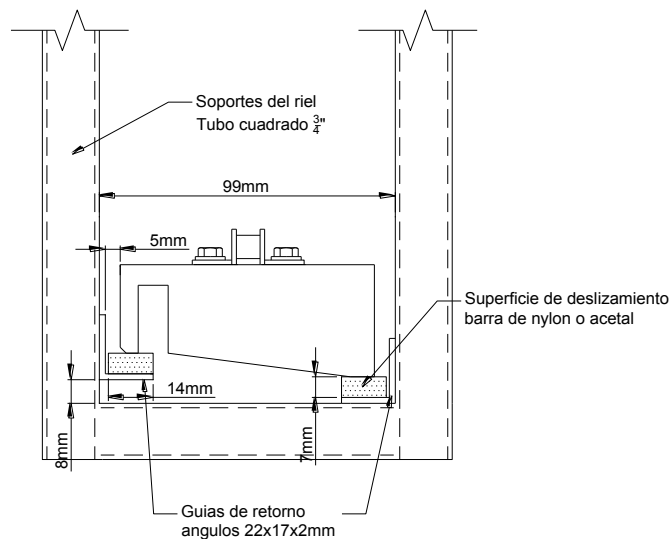
Despejando  $h$ :

$$h = 8,9 - 7,96$$

$$h = 0,94m$$

Se aprecia que la flecha necesaria para que la cadena no exceda su carga de trabajo es de casi 1 metro, lo cual se evita colocando un riel de deslizamiento a lo largo de la máquina.

### Guía de retorno



**FIGURA 4.72** Riel de retorno con soporte

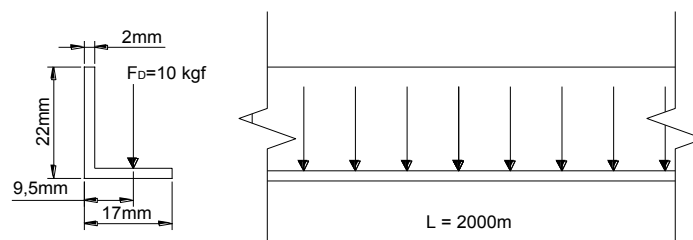
Este riel contará con una superficie de deslizamiento hecho de nailon o acetato para minimizar la fuerza de rozamiento y el desgaste del cangilón

Estas guías estarán hechas de ángulos plegados cuyas medidas tentativas son las de la Figura 4.72.

Se colocarán soportes para estos ángulos donde la luz mayor es de 2 metros. Además se sabe (Sección 4.2.3) que el peso de la cadena armada es de  $5\text{kgf}$  por cada metro, eso quiere decir que en 2 metros de cadena cada lado del riel estaría soportando  $5\text{kgf}$ . Sin embargo, la fuerza de diseño considerará que el cangilón se apoya solamente en un lado.

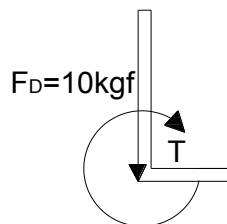
$$F_D = 10\text{ kgf}$$

Con esta premisa se procede a calcular por resistencia:



**FIGURA 4.73** Representación de la fuerza distribuida ejercida por la cadena en la guía.

Llevando la fuerza al punto de intersección de los lados del ángulo (centro cortante), se ve que el sistema se convierte en un caso de esfuerzo combinado de torsión y flexión.



**FIGURA 4.74** Fuerzas y momentos en el ángulo

### *Torsión*

El esfuerzo por torsión máximo se hallará con la siguiente expresión:

$$\tau = \frac{T}{0,333(l)(t^2)}$$

Dónde:  $T$  (par torsor);  $l$  (suma de los lados del ángulo);  $t$  (espesor)

$$T = (9,5\text{mm})(10\text{kgf}) = 95\text{kgf} - \text{mm}$$

Reemplazando

$$\tau = \frac{95}{0,333(39)(2^2)} = 1,83 \frac{\text{kgf}}{\text{mm}^2}$$

### *Flexión*

Considerando doble empotramiento las expresiones son las siguientes:

$$M = \frac{FL}{12}$$

$$\sigma = \frac{Mc}{I}$$

El centroide y el momento de inercia del ángulo se hallarán con las siguientes expresiones<sup>22</sup>

<sup>22</sup>YOUNG Warren (2002), Roark's Formulas for Stress and Strain, McGraw-Hill, página 804

$$y = \frac{22^2 + (17)(2) - 2^2}{2(17 + 22 - 2)}$$

$$y = 6,94mm$$

$$I_x = \frac{1}{3}[(17)22^3 - (15)(20^3)] - 74(22 - 6,94)^2$$

$$I_x = 3555,2mm^4$$

Cálculo el momento flector

$$M = \frac{(10)(2000)}{12} = 1666,67kgf - mm$$

Cálculo el esfuerzo

$$\sigma = \frac{(1666,67)(22 - 6,94)}{3555,2}$$

$$\sigma = 7,1 \frac{kgf}{mm^2}$$

Para hallar el esfuerzo resultante se aplica el criterio de Von Mises.

$$\sigma_t = \sqrt{(7,1)^2 + 3(1,83)^2} = 7,33 \frac{kgf}{mm^2} = 10,42ksi$$

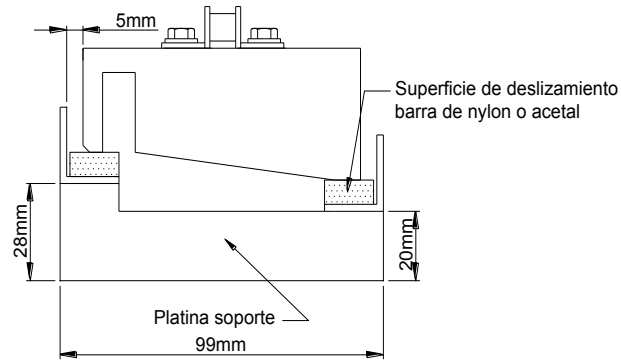
Si se compara este resultado con el esfuerzo de fluencia del acero inoxidable 304:

$$FS = \frac{30ksi}{10,42ksi} = 2,9$$

El factor de seguridad obtenido asegura que el riel no fallará.

Adicionalmente, se colocarán unas platinas en la parte inferior para dar rigidez a los rieles.

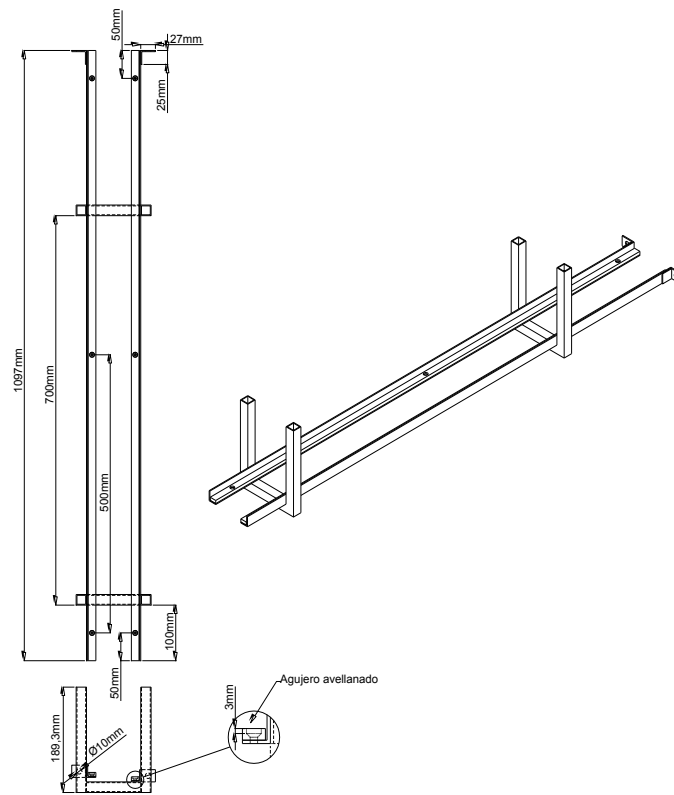
Para fijar las barras de nailon se utilizarán pernos del mismo material que irán escondidos.



**FIGURA 4.75** Cangilón apoyado en las guía de deslizamiento

La presencia de esta guía generará una fricción que debe considerarse en el cálculo del motorreductor. Siendo la longitud total de la guía de 7500 mm, el peso de los cangilones de 5 kgf/m y tomándose el factor de fricción como  $\mu = 0,4$ , entonces **la potencia adicional** será:

$$P_{adic} = \frac{(5)(7,5)(0,4)(0,13)}{76} = 0,03HP$$



**FIGURA 4.76** Guía de retorno de los cangilones, zona corte

Al igual que en la zona de corte, en la zona de acomodo la guía llevará una barra de nailon fijada con perno del mismo material, los agujeros irán espaciados de los extremos en 100mm y los intermedios llevarán un paso de 884 mm.

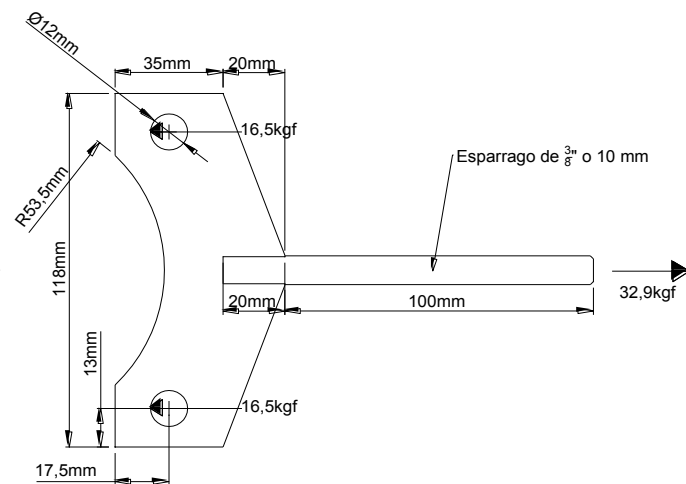
Los soportes irán soldados a la altura de cada pata de la zona de acomodo.

#### 4.5.1.7. Diseño de los templadores

La máquina requiere templadores para tensar la banda transportadora y la cadena porta cangilones.

##### **Templador de la banda termoplástica.**

Este templador estará conformado por un espárrago, con sus respectivas tuercas y arandelas planas y de presión, una placa que sujetará a la chumacera y una base que irá soldada a la estructura de la máquina.



**FIGURA 4.77** DCL de la placa-espárrago

El espárrago se calculó en la sección 4.6.2. Se elegirá 3/32" (2,5mm) como espesor de la placa, ya que espesores menores son difíciles de soldar.

La resistencia de esta placa se comprobará por aplastamiento en la zona que hace contacto con el perno.

Tomando el área proyectada

$$A = (12mm)(2,5mm) = 30mm^2$$

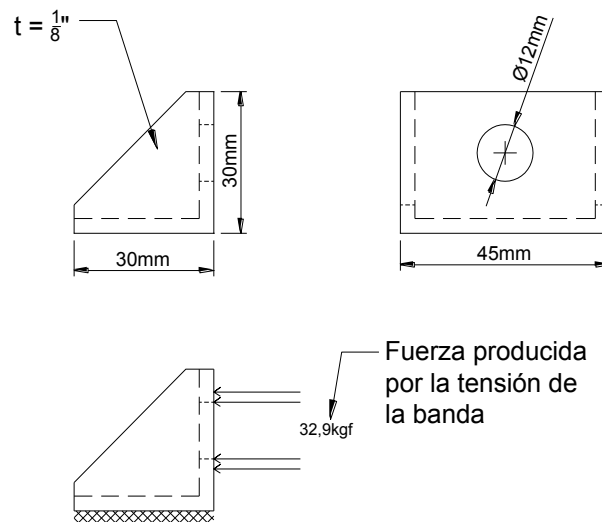
Entonces el esfuerzo por compresión es:

$$\sigma = \frac{F}{A} = \frac{16,5kgf}{30mm^2}$$

$$\sigma = 0,55 \frac{kgf}{mm^2}$$

Comparado con el esfuerzo de fluencia del acero inoxidable 304 que es  $21,1 \frac{kgf}{mm^2}$ , se comprueba que el diseño es seguro.

Por último, se verá la base que estará fabricada de pequeñas placas soldadas a manera de cartelas.



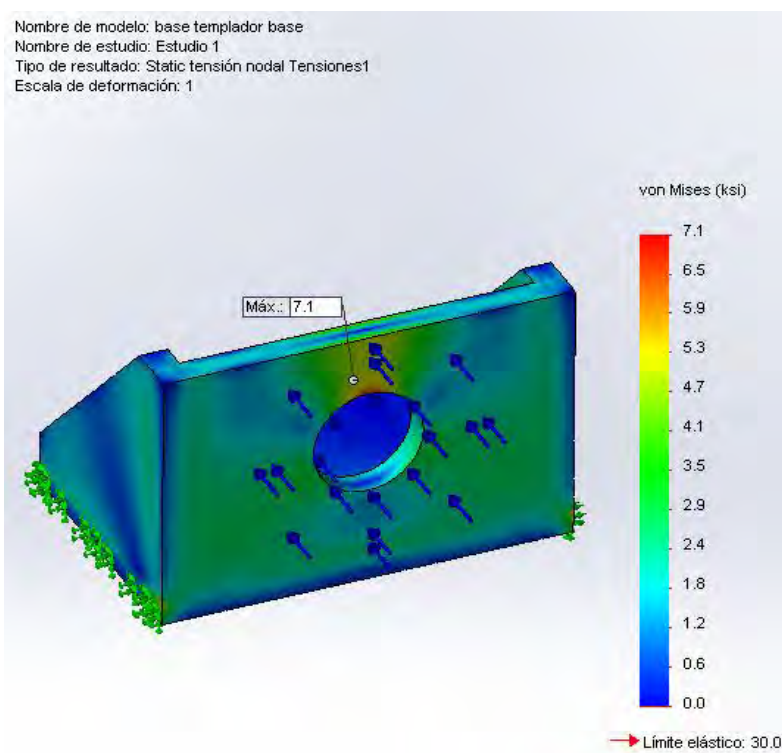
**FIGURA 4.78** Base del templador de la banda central

La verificación por resistencia de esta pieza se hará con ayuda del simulador del programa Solidworks llamado Simulation.



Se representa la fuerza horizontal de color azul con el valor de  $32,9 \text{ kgf}$  y se fija con una soldadura de espesor de  $2\text{mm}$  representado por el color verde.

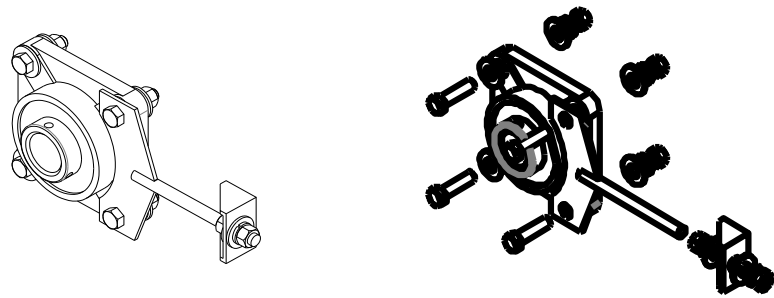
Como se puede ver, el esfuerzo máximo que se obtiene es de  $6,3 \text{ Ksi}$  y está ubicado en la parte central como era de suponerse



**FIGURA 4.79** Distribución de esfuerzos según *Simulation*, por el criterio de Von Mises

El esfuerzo calculado está por debajo del esfuerzo de fluencia ( $30 \text{ Ksi}$ ) del acero inoxidable 304.

El ensamble será mediante unas tuercas, arandelas planas y de presión de  $3/8''$ .

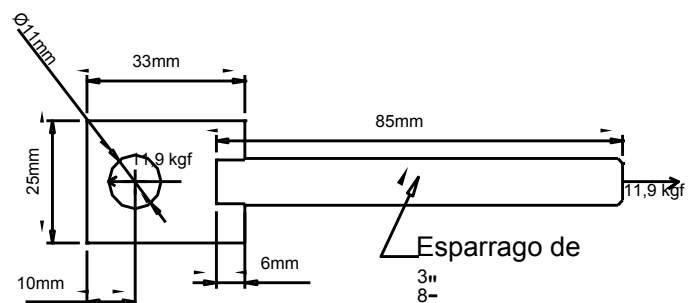


**FIGURA 4.80** Ensamble del templador de la banda central mas vista explosionada

### Templador de la cadena porta cangilones

Al igual que el templador anterior, este está conformado por placas soldadas, un espárrago, tuercas y arandelas.

El espárrago se calculó en la sección 4.6.2. Para las placas, se elige un espesor de 3/32" (2,5mm).



**FIGURA 4.81** Templador de la cadena porta cangilones

La resistencia de esta placa se comprobará por aplastamiento en la zona que hace contacto con el perno.

Se toma el área proyectada

$$A = (11mm)(2,5mm) = 27,5mm^2$$

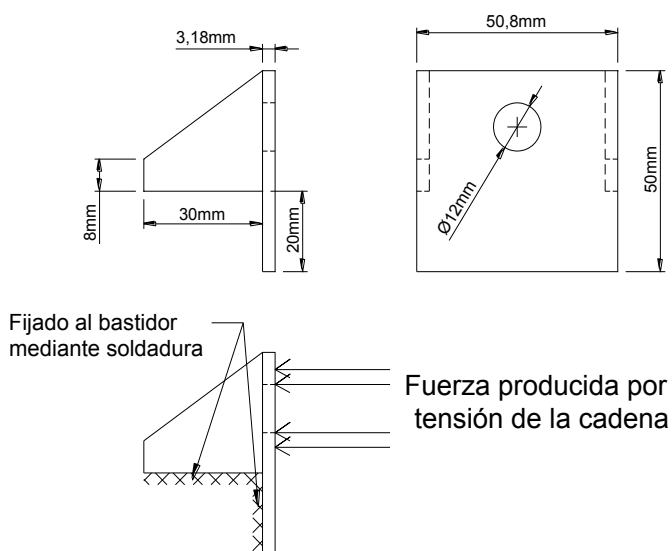
Entonces el esfuerzo por compresión es:

$$\sigma = \frac{F}{A} = \frac{11,9kgf}{27mm^2}$$

$$\sigma = 0,44 \frac{kgf}{mm^2}$$

Comparado con el esfuerzo de fluencia del acero inoxidable 304, que es  $21,1 \frac{kgf}{mm^2}$ , se aprecia que el diseño es seguro.

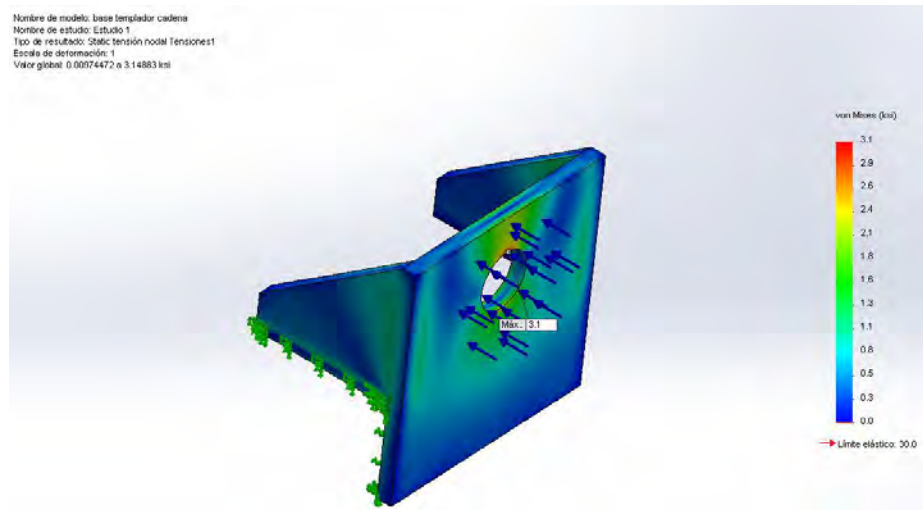
Por último se verá la base fabricada de pequeñas placas soldadas a manera de cartelas.



**FIGURA 4.82** Base del templador de la cadena porta cangilones

Al igual que la base del templador anterior, se recurrirá al programa *Simulation* para calcular los esfuerzos.

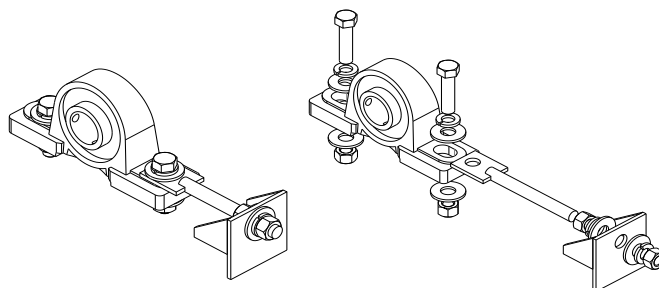
La fuerza horizontal de color azul se representa con el valor de  $11,9 kgf$  y se fija con una soldadura de espesor de 2mm representado por el color verde.



**FIGURA 4.83** Distribución de esfuerzos de la base del templador de la cadena porta cangilones según *Simulation*, por el criterio de Von Mises

Al igual que en el caso anterior, el esfuerzo máximo se encuentra en la parte superior con un valor de 3,1 *Ksi*, lo cual se ubica por debajo del esfuerzo de fluencia.

El ensamble será mediante unas tuercas, arandelas planas y de presión de 3/8".

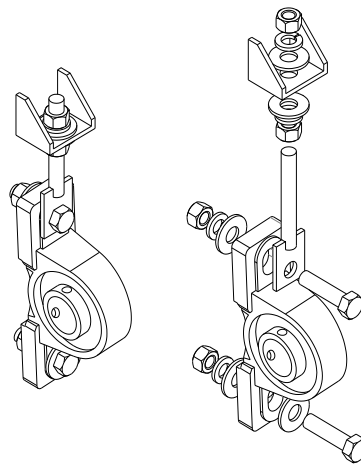


**FIGURA 4.84** Ensamble templador y vista explosionada

### Templador del eje del sistema de corte

Al igual que el templador anterior, está conformado por placas soldadas, un espárrago, tuercas y arandelas.

El espárrago se calculó en la sección 4.6.2 y el espesor de la placa será igual al templador anterior: 3/32" (2,5mm)



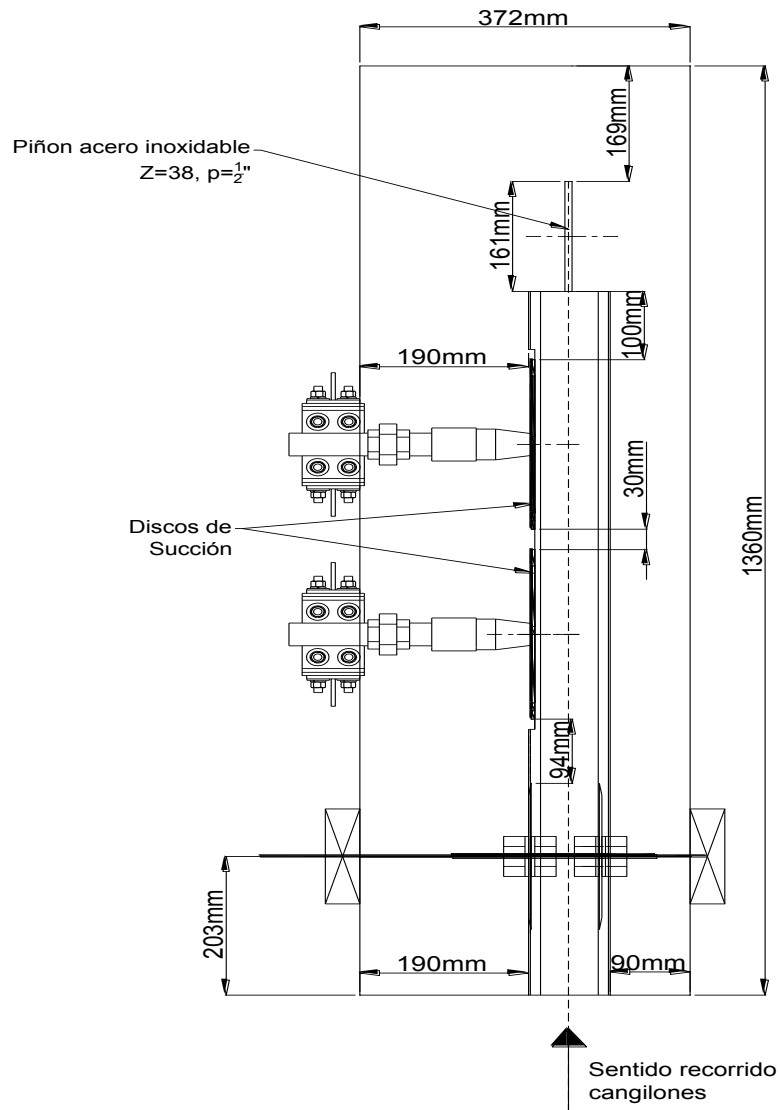
**FIGURA 4.85** Ensamble del templador del sistema de corte y vista explosionada

#### 4.5.2. Estructura de la zona de corte y eviscerado

Para poder diseñar la zona de corte se tendrá en cuenta que el canal guía de los cangilones deberá seguir. Además se debe dejar un espacio para que la tobera, el disco de succión y el sistema de posicionamiento de la tobera entren en los límites de la máquina.

El sistema de eviscerado cuenta con dos sistemas de succión en fila, lo que hace que la máquina sea un poco más larga. Además, dentro del mismo bloque se colocará el sistema de corte conformado por dos discos.

Para dar mantenimiento a la máquina, se dejará suficiente espacio a los costados del riel donde corren los cangilones.



**FIGURA 4.86** Vista de planta de los elementos que irán dentro de la estructura de la zona de corte y eviscerado.

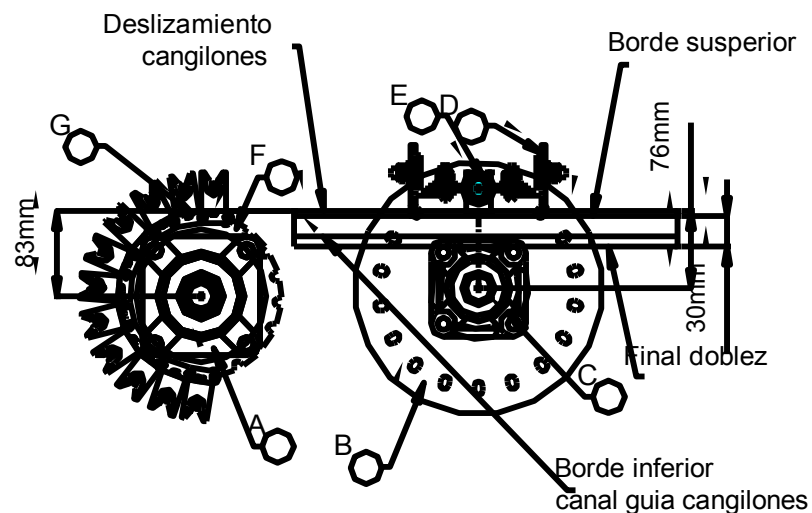
En la FIGURA 4.86, considerando un espacio que impida interferencia entre los elementos, nos queda un rectángulo de 1360mm x 372mm. Este espacio sería el mínimo necesario para que los elementos encajen.

Ahora, desde una vista de elevación, se evalúa los espacios para ubicar los agujeros destinados a los ejes y la tobera de succión.

En la FIGURA 4.87 se puede identificar los siguientes elementos:

- A. Chumacera de pared termoplástica de 1 ¼”.
- B. Disco de succión.
- C. Chumacera de pared termoplástica de 1”.
- D. Sistema de posicionamiento de la tobera.
- E. Tobera.
- F. Piñón de acero inoxidable Z=38. P=1/2”
- G. Cadena inoxidable más los cangilones.

Para determinar el borde superior de la máquina se consideró el tamaño de las chumaceras, ya que estas deben entrar y poder desplazarse algunos milímetros para centrar los ejes y, principalmente, para hacer coincidir los agujeros del disco de succión y la zona donde se ubicará la panza de las anchovetas.



**FIGURA 4.87** Vista de elevación de los elementos que estarán dentro de la estructura.

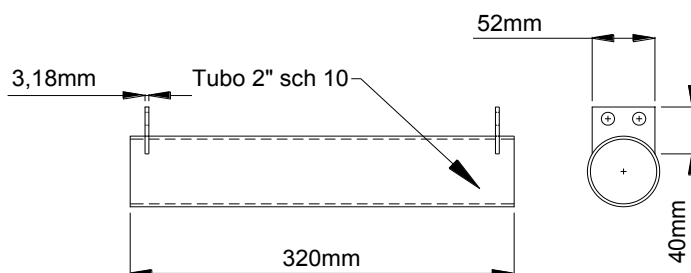
Con estas medidas se armará la estructura de esta zona. Al igual que en la zona de acomodo, se utilizará tubos cuadrados de 3" de lado por 1,5 mm de espesor.

#### 4.5.2.1. Diseño del soporte de las tuberías

En la zona de corte se tiene las tuberías de succión que parten en cada una de las cuatro toberas encontrándose por pares en un manifold que estará ubicado aproximadamente a 672mm por encima de la superficie de deslizamiento.

Se sostendrá estas tuberías con una media caña soldada a un tubo, que está soldado a un canal. Este canal irá soldado a la estructura de la zona de corte.

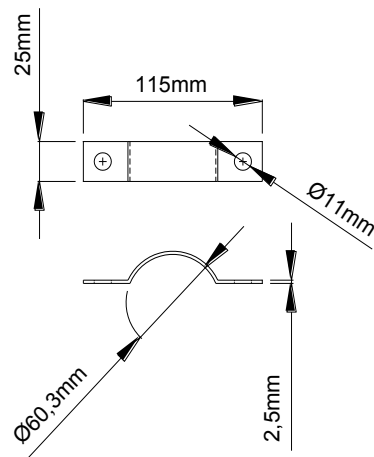
La unión con la tubería se hará mediante unas placas agujereadas dispuestas de tal manera que encajen con otras placas que se soldarán a las T de 1 ½" pertenecientes al sistema de tuberías.



**FIGURA 4.88** Apoyo donde descansarán las tuberías

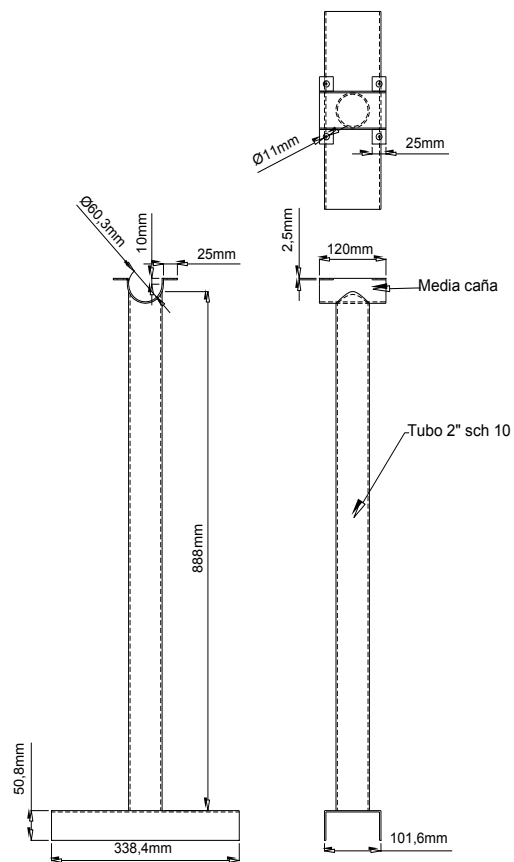
El soporte con las placas irá unido a la columna mediante unas abrazaderas, que le permitirán corregir errores al momento del montaje.





**FIGURA 4.89** Abrazaderas que unirán la columna con el soporte

La columna sujetará al soporte mediante 2 abrazaderas de 2,5mm de espesor, para lo cual se utilizará pernos de 3/8"x1".



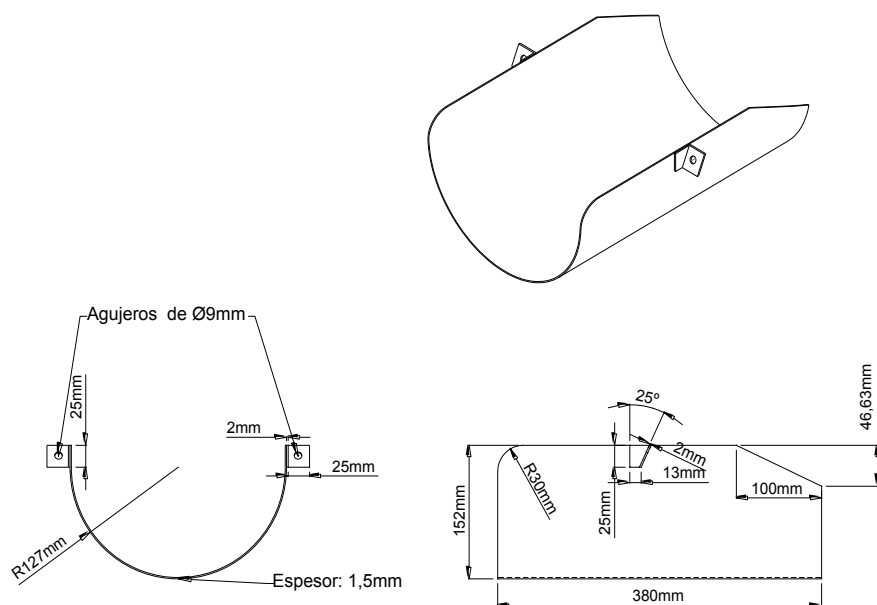
**FIGURA 4.90** Columna soporte

#### 4.5.2.2. Chute de salida de los trozos de pescado

El chute, que se encargará de conducir los trozos de pescado cortado, tendrá una inclinación mínima para que el pescado no se acumule. Según pruebas hechas en campo, la inclinación que corresponde es de 25°.

Se dará un bisel en la parte posterior del chute para facilitar el acceso al interior de la máquina, al hacer mantenimiento. Además, se redondeará la punta exterior para evitar accidentes.

La posición de las orejas que sujetarán a esta media caña nos garantizará que el canal estará a 25°.



**FIGURA 4.91** Chute de descarga de los pescados ya cortados y eviscerados

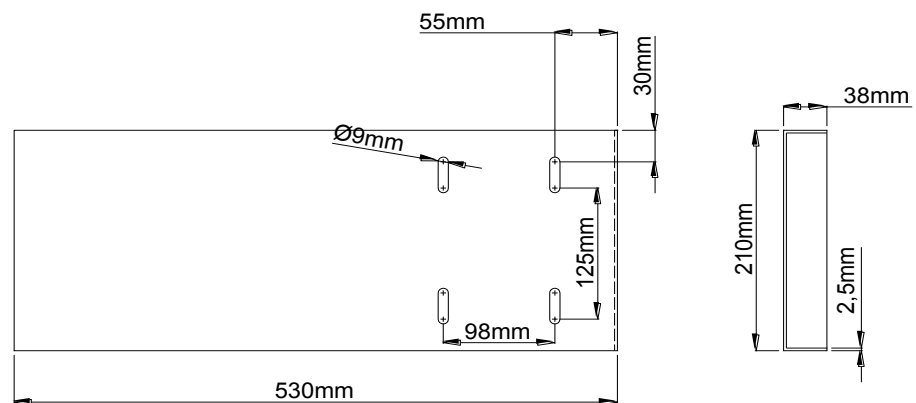
#### 4.5.2.3. Soportes de los motores y motorreductores

En nuestra máquina existen tres tipos:

##### 1. **Base del motor del sistema de corte**

Será fabricado de una plancha plegada de 2,5mm de espesor, con agujero de deslizamiento o chinicos para poder templar la faja.

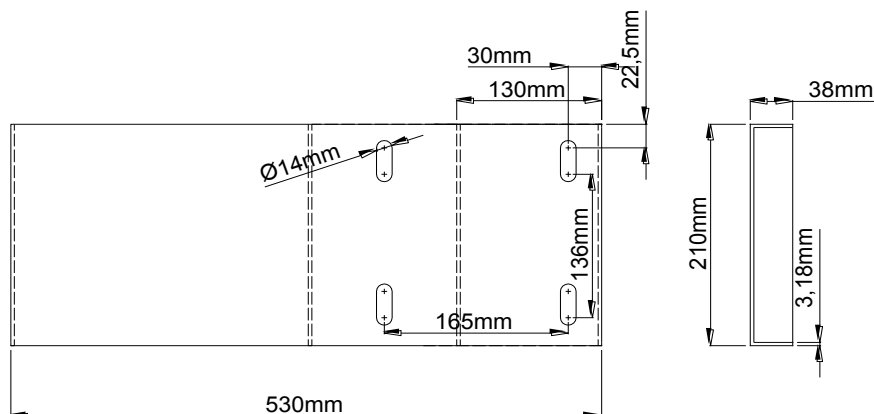
Tomando como referencia el manual de SEW se obtiene la distribución de agujeros.



**FIGURA 4.92** Dimensiones de la base del motor del sistema de corte.

##### 2. **Base del motorreductor de la cadena portacangilones**

Será fabricado de una plancha plegada de acero inoxidable tipo 304 2B de 3,18 mm de espesor provisto de agujeros chinicos, al igual que en la base del motor del sistema de corte se obtuvo la distribución de agujeros del manual SEW. (Ver Tabla F2 en Apéndice)



**FIGURA 4.93** Dimensiones de la base del motorreductor que traccionará los cangilones.

Para el cálculo de los esfuerzos se utilizará el programa llamado “Simulation” de Solidworks, debido a que este cálculo es complejo.

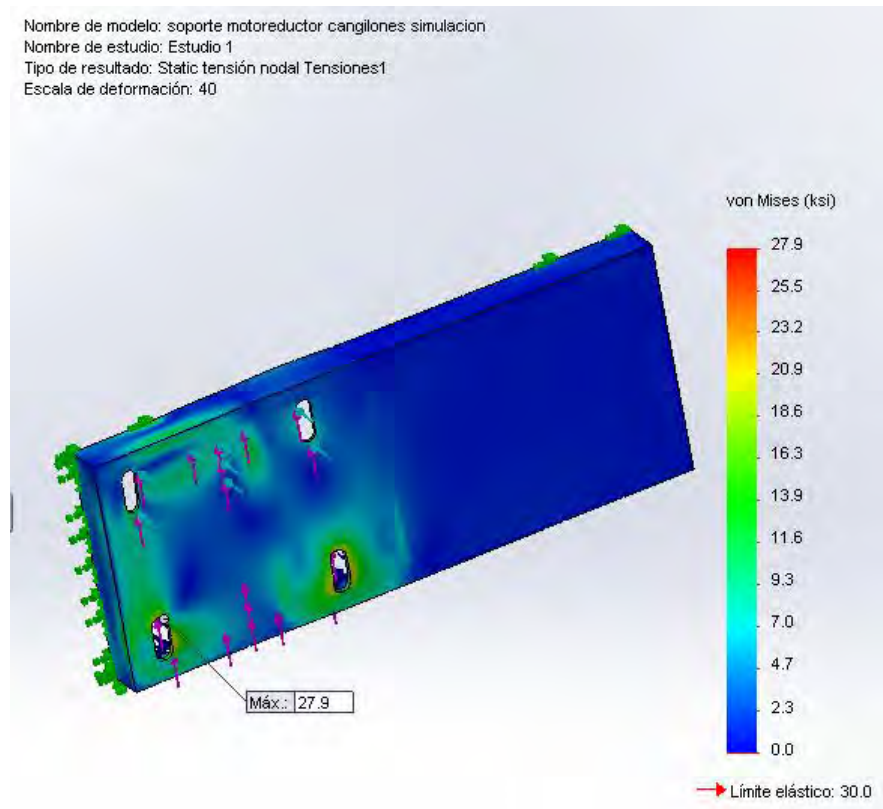
Se identifica las fuerzas actuantes para la simulación.

- a) *Fuerza vertical.*- Esta fuerza es producida por la tensión de la cadena cuando el eje se trava y el motorreductor entrega su torque máximo y el peso del motorreductor, representado de color fucsia, cuyo valor es de  $614\text{kgf}$ .
- b) *Fuerza horizontal.*-Esta fuerza es producida por el momento que origina la fuerza de tensión de la cadena. Se encuentra  $115\text{mm}$  de la base. Este momento genera dos esfuerzos por aplastamiento.

El primero está aplicado en la parte posterior de la base (Ver Figura 4.93) y se representa de color azul. Su valor total es de  $336\text{kgf}$  y, dividido en ambas arandelas, nos queda  $168\text{kgf}$ .

El segundo se aplica en la parte de adelante con el mismo valor pero en dirección contraria. Es representada con el color anaranjado.

c) *Sujeción.*- La base estará sujeta mediante una unión rígida, que en nuestro caso será la soldadura. Esta unión rígida se representa con el color verde.

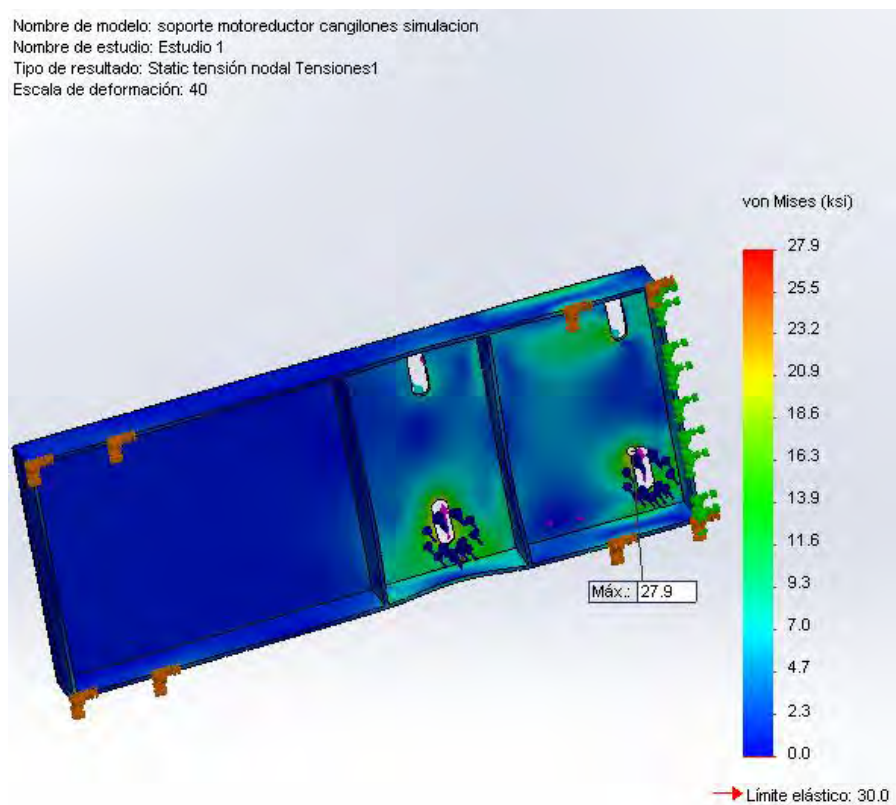


**FIGURA 4.94** Distribución de esfuerzos en la base del motorreductor en Ksi.

Como era de esperarse, se ve que los esfuerzos se concentran en el lado izquierdo de la base y que el esfuerzo máximo se produce alrededor del canal de deslizamiento (ojo chino) en la parte inferior. Su valor es 27,9 Ksi, el cual nos da un factor de seguridad de:

$$FS = \frac{27,9}{30} = 1,1$$

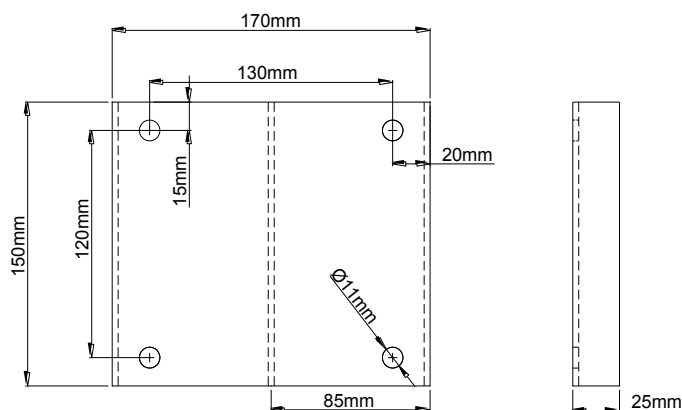
Se ha considera un caso muy poco probable, y que además todos los motorreductores contarán con un variador de velocidad y un guarda motor para cortar la energía cuando detecte sobrecarga, damos por aceptable este factor.



**FIGURA 4.95** Vista trasera de la base del motorreductor mostrando el esfuerzo máximo

### 3. Base del motorreductor de la banda transportadora

Esta base estará fabricada de plancha plegada de 3,18mm de espesor, con una cartela central que le dará rigidez. Al igual que en las demás bases, el material será de acero inoxidable 304 2B.

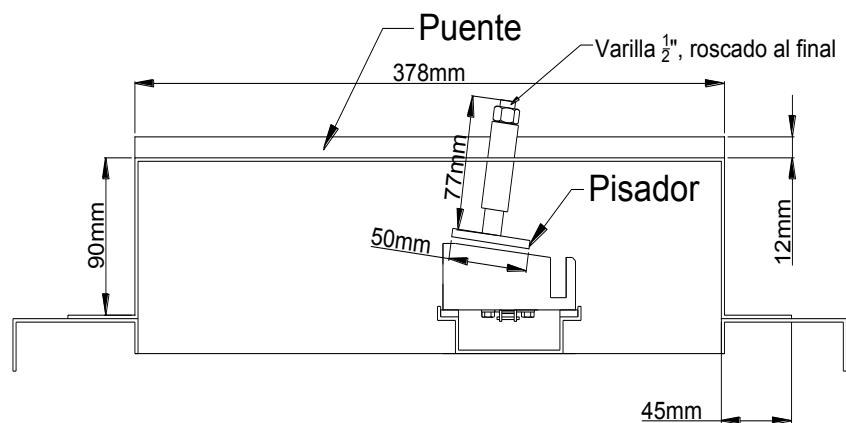


**FIGURA 4.96** Dimensiones de la base del motorreductor del alimentador de materia prima

Esta base irá unida a la punta de descarga, mediante soldadura ER308L.

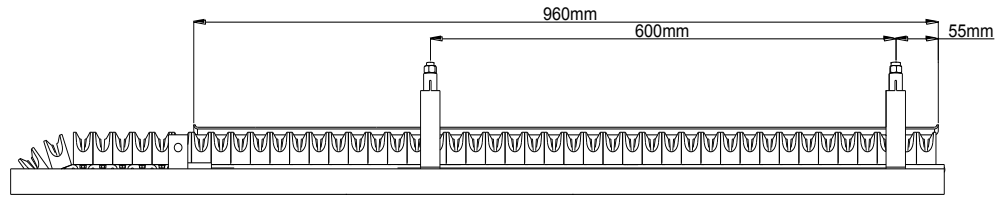
#### 4.5.2.4. Diseño del pisador de anchovetas

Para obtener un corte y eviscerado eficientes se necesita evitar que las anchovetas se muevan de sus cangilones. Para ello se diseñará un pisador.



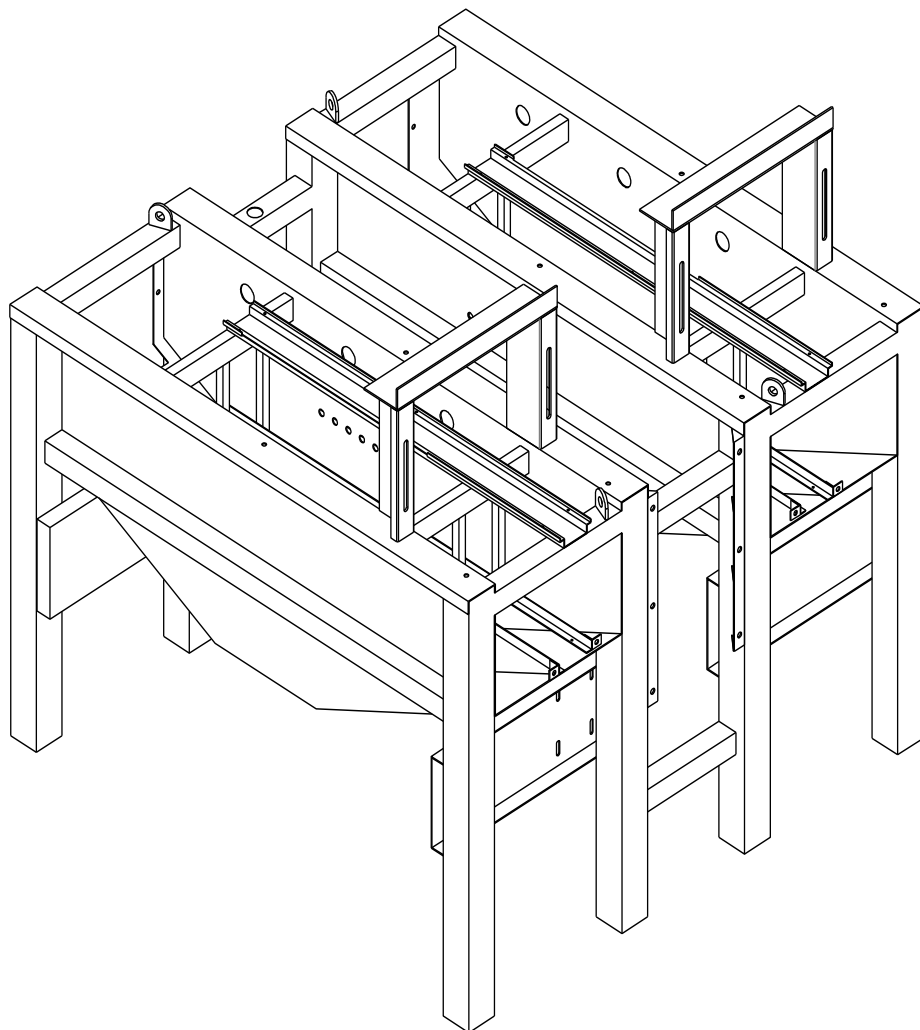
**FIGURA 4.97** Vista frontal del sistema que inmovilizará a las anchovetas.

El pisador estará compuesto por una platina que irá guiada en forma paralela a los cangilones. Se aprovechará el peso de la platina para que presione al pescado contra los cangilones.



**FIGURA 4.98** Vista lateral del sistema que inmovilizará a las anchovetas.

Las guías consistirán en varillas de  $\frac{1}{2}$ " que correrán dentro de un tubo, y este estará soldado a un puente.



**FIGURA 4.99** Estructura de la zona de corte y eviscerado



## 4.6. ELEMENTOS DE MÁQUINA UTILIZADOS

### 4.6.1. Chumaceras

En vista de que la máquina tiene ejes, se colocará rodamientos para su correcto funcionamiento. Para ello se utilizará chumaceras termoplásticas sanitarias con rodamientos de acero inoxidable, debido a que el medio donde esta máquina se desempañará es bastante húmedo.

#### 1. Sistema de corte

Para poder seleccionar esta chumacera se tendrá en cuenta la información que se obtuvo en la sección 4.3.3:

#### ***Diámetro del eje a usar***

Se usará un eje de 1" (25.4mm)

#### ***Tipo de rodamiento y chumacera:***

En vista de que el sistema no presenta cargas axiales y que la magnitud de la carga radial se puede considerar como ligera, se seleccionará rodamientos rígidos de bolas de una hilera.

Además, según el diseño de la estructura, la carcasa (chumacera) deberá ser del tipo de pie.

#### ***Fuerza horizontal y vertical que afecta la chumacera***

En las FIGURAS 4.28 y 4.29 se vio que el punto "D" es el más cargado y sus valores son:  $F_H = R_{DH} = 1,11\text{kgf}$  y  $F_V = R_{DV} = 11,81\text{kgf}$

$$F_R = \sqrt{1,11^2 + 11,81^2} = 11,86\text{kgf}$$

### **Revoluciones a las que gira el eje**

El eje gira a 1700 rpm.

### **Cálculo y selección de las chumaceras**

Se sabe que:

$$C = P \left( \frac{L_h 60N}{10^6} \right)^{\frac{1}{k}}$$

Dónde:

$C$  = Capacidad de carga dinámica.

$P$  = Carga dinámica equivalente sobre el rodamiento.

$L_h$  = Duración nominal en horas de servicio.

$N$  = Revoluciones a las que gira el eje.

$k$  = 3 para rodamientos de bolas y 3,333 para rodillos.

Considerando que la máquina trabajará 8 horas diarias, se elige una duración de 30 000 horas. Además, la chumacera tendrá choques leves ( $f_d = 1,2$ ) y usará una faja en V ( $f = 2,5$ )

$$P = (1,2)(2,5)(11,86kgf) = 35,58kgf$$

$$P = 0,349kN$$

Cálculo de  $C$

$$C = 0,349 \left( \frac{(30000)60(1700)}{10^6} \right)^{\frac{1}{3}}$$

$$C = 5,1 kN$$

En la Tabla B4 del Apéndice se ve que la chumacera SYWK1.YTH cumple con nuestros requerimientos.

## **2. Alimentador de materia prima.**

Esta vez se obtendrá los datos de la sección 4.1.4

### ***Diámetro del eje que se usará:***

Eje de 1 1/4" (31,75mm)

### ***Tipo de rodamiento y chumacera:***

En vista de que nuestro sistema no presenta cargas axiales y que la magnitud de la carga radial se puede considerar como ligera, se selecciona rodamientos rígidos de bolas de una hilera.

Además, según el diseño de la estructura, la carcasa (chumacera) deberá ser del tipo de pared.

### ***Fuerza horizontal y vertical que afecta la chumacera***

En las FIGURAS 4.3 y 4.4 se vio que el punto "A" es el más cargado y sus valores son:  $F_H = R_1 = 42,26kgf$  y  $F_V = R_4 = 65,98kgf$

$$F_R = \sqrt{42,26^2 + 65,98^2} = 78,35kgf$$

### ***Revoluciones a las que gira el eje***

El eje gira a 2,58 rpm.

### Cálculo y selección de las chumaceras

Se ha considerado que la máquina trabajará 8 horas diarias, por lo tanto se elige una duración de 30 000 horas. Además, la chumacera tendrá choques leves ( $f_d = 1,2$ ) y deberá usar unos engranajes plásticos ( $f = 1,3$ )

$$P = (1,2)(1,3)(78,35kgf) = 122,23kgf$$

$$P = 1,2kN$$

Cálculo de la carga dinámica "C"

$$C = 1,2 \left( \frac{(30000)60(2,58)}{10^6} \right)^{\frac{1}{3}}$$

$$C = 2 kN$$

Carga estática

$$C_o = f(P) = 2(1,2kN) = 2,4kN$$

En la Tabla B5 del Apéndice se ve que la chumacera FYWK 1.1/4 AYTH cumple con nuestros requerimientos.

### 3. Sistema de cangilones.

Esta vez se extraerá los datos de la sección 4.2.5

**Diámetro del eje a usar:**

Eje de 1" (25,4mm)

**Tipo de rodamiento y chumacera:**

En vista de que el sistema no presenta cargas axiales y que la magnitud de la carga radial se puede considerar como ligera, se seleccionará rodamientos rígidos de bolas de una hilera.

Además, según nuestro diseño de la estructura, la carcasa (chumacera) deberá ser del tipo de pared o brida.

**Fuerza horizontal y vertical que afecta la chumacera:**

Se vio que el punto "C" es el más cargado (FIGURA 4.12 y 4.13) cuyos valores son:

$$F_H = R_{AH} = 20,4\text{kgf} \quad \text{y} \quad F_V = R_{AV} = 70,34\text{kgf}$$

$$F_R = \sqrt{20,4^2 + 70,34^2} = 73,24\text{kgf}$$

**Revoluciones a las que gira el eje:**

El eje gira a 15,7 rpm.

**Cálculo y selección las chumaceras**

Para este caso también se considerará que nuestra máquina trabajará 8 horas diarias; por lo tanto elegimos una duración de 30 000 horas. Además la chumacera tendrá choques leves ( $f_d = 1,2$ ) y usará un piñón-cadena ( $f = 1,5$ )

$$P = (1,2)(1,5)(73,24\text{kgf}) = 131,83\text{kgf}$$

$$P = 1,3\text{kN}$$

Cálculo de la carga dinámica "C"

$$C = 1,3 \left( \frac{(30000)60(15,7)}{10^6} \right)^{\frac{1}{3}}$$

$$C = 4 \text{ kN}$$

Carga estática

$$C_o = f(P) = 2(1,3 \text{ kN}) = 2,6 \text{ kN}$$

En la Tabla B5 del Apéndice vemos que la chumacera FYWK 1. YTH cumple con nuestros requerimientos.

#### 4. Sistema de sincronización.

Esta vez se extraerá los datos de la sección 4.2.5

***Diámetro del eje que se usará:***

Un eje de 1" (25,4mm)

***Tipo de rodamiento y chumacera:***

En vista de que nuestro sistema presenta cargas axiales y radiales con magnitud que se puede considerar como ligera, se seleccionará rodamientos rígidos de bolas de una hilera.

Además, según nuestro diseño de la estructura, la carcasa (chumacera) deberá ser del tipo de pared o brida.

***Fuerza horizontal, axial y vertical que afecta la chumacera***

Los valores del punto "C", que es el más cargado (FIGURA 4.17 y 4.18), son:

$$F_H = R_{CH} = 2,24 \text{ kgf} \text{ y } F_V = R_{CV} = 2,4 \text{ kgf}$$

$$F_R = \sqrt{2,24^2 + 2,4^2} = 3,28 \text{ kgf}$$

$$F_a = 5 \text{ kgf} = 0,049 \text{ kN}$$

### **Revoluciones a las que gira el eje**

Se sabe que los piñones de sincronización tienen 19 y 18 dientes, y que el piñón de 19 dientes gira a 15,8 rpm

$$N = \frac{19}{18} (15,81 \text{ rpm})$$

$$N = 16,7$$

### **Cálculo y selección las chumaceras**

( $f_d = 1,2$ ) y por usar piñón-cadena ( $f = 1,5$ )

$$F = (1,2)(1,5)(3,28 \text{ kgf}) = 5,9 \text{ kgf}$$

$$F = 0,06 \text{ kN}$$

Seguridad de carga requerida:

$$\frac{C}{P} = \left( \frac{(30000)60(16,7)}{10^6} \right)^{\frac{1}{3}}$$

$$\frac{C}{P} = 3,11$$

Relación carga axial y radial

$$\frac{F_a}{F_r} = \frac{0,049}{0,06} = 0,82$$

- Se asume inicialmente que  $\frac{F_a}{F_r} \leq e$ , se requerirá que  $e \geq 0,82$

Y se tendría  $X=1$  ;  $Y=0$

Entonces la carga equivalente sería  $P = F = 0,06kN$

La capacidad de carga dinámica requerida será:

$$C = (3,11)(0,06kN) = 0,19kN$$

- Se considera esta vez que  $\frac{F_a}{F_r} > e$

Se toma un valor de  $Y = 1,5$  ;  $X = 0,56$

$$P = (1)(0,56)(0,056) + (1,5)(0,049)$$

$$P = 0,1kN$$

Entonces la capacidad de carga dinámica es:

$$C = 0,1 \left( \frac{(30000)60(16,7)}{10^6} \right)^{\frac{1}{3}}$$

$$C = 0,311kN$$

Se ve que la chumacera FYWK 1. YTH cumple con nuestros requerimientos,

donde  $C_0 = 7,8$

$$\frac{F_a}{C_0} = \frac{0,049}{7,8} = 0,006$$

Se obtiene aproximadamente un valor de  $e = 0,19$  ;  $Y = 2,30$ . Se re calcula  $P$ .

$$P = (1)(0,56)(0,056) + (2,30)(0,049) = 0,14$$



Entonces la capacidad de carga dinámica es:

$$C = 0,14 \left( \frac{(30000)60(1700)}{10^6} \right)^{\frac{1}{3}} = 0,44$$

Se comprueba que la chumacera FYWK 1. YTH trabaja sin ningún problema.

#### **4.6.2. Pernos**

En la máquina se utilizará pernos para los siguientes propósitos:

##### **4.6.2.1. Para fijar chumaceras**

Las chumaceras están diseñadas para trabajar con una medida de pernos, (ver apéndice TABLA E1 Y E2, columna G); por lo tanto no necesita ser calculado.

**TABLA 4.11** Medidas recomendadas de pernos para chumaceras

	Tipo de chumacera	Medida de perno
Chumacera de pie	SYWK 1. YTH	3/8" o (10mm)
Chumacera de pared	FYWK 1. YTA	3/8" o (10mm)
Chumacera de pared	FYWK 1.1/4 AYTA	3/8" o (10mm)

##### **4.6.2.2. Para unir la brida del tanque de succión**

Por la geometría de la tapa, los pernos que la unen con el cilindro del tanque no presentarán esfuerzo alguno producto de la presión de vacío. Básicamente, los pernos se usarán para posicionar la tapa y corregir defectos que ocasionen pérdidas de presión.

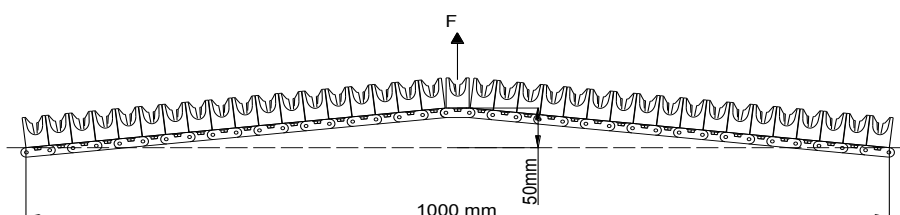
La tapa tiene poco más de 30" de diámetro y un buen número podría ser 30 pernos; pero debido a que no es el caso de presión interna positiva, se elige 14 pernos. Esto nos da una distribución con un espaciado aproximado de 200 mm.

Para uniformizar y facilitar el mantenimiento, se elige pernos de 3/8" x 1 1/4" de longitud, con sus respectivas arandelas planas y arandelas de presión.

#### 4.6.2.3. Para fijar cangilones a la cadena

Los cangilones van unidos a la cadena transportadora mediante un par de pernos M4x13mm. Esta medida fue seleccionada en base al espacio disponible en las alas de la cadena. Se comprobará por resistencia si estos pernos son adecuados para este uso.

Se tendrá en cuenta que la mayor carga que pueden sufrir estos pernos es en el momento de la limpieza, cuando son levantados para generar un espacio entre ellos y la base de deslizamiento.



**FIGURA 4.100** Espacio que queda luego de alzar la cadena tomada por un cangilón

Se sabe que el peso aproximado de cadena + cangilones + accesorios es de:

$$W_{\frac{\text{conjunto}}{\text{metro}}} = 5 \text{ kgf/m}$$

Entonces la fuerza (F) requerida para poder levantar al cangilón a esa altura es de:

$$F = 5 \text{ kgf}$$

En vista de que se tiene dos pernos por cangilón, entonces la fuerza de tracción en cada perno es de  $F_p = \frac{5\text{kgf}}{2} = 2,5\text{kgf} = 5,5 \text{ lb}$

En la fórmula de Seaton y Routhwaite, con  $S_y = 30\,000 \text{ psi}$

$$A_s = \left( \frac{6F_p}{S_y} \right)^{\frac{2}{3}} = 0,0106 \text{ pulg}^2 = 6,87\text{mm}^2$$

Se ve que el perno M4 (ver Tabla D6 del Apéndice) tiene un área de

$$A_{SM4} = 9,69\text{mm}^2 > 6,87\text{mm}^2$$

Se comprueba que el perno es seguro.

Se calcula la fuerza máxima que soporta el perno M4

$$F_p = \frac{S_y(A_s)^{\frac{3}{2}}}{6} = 9,2\text{lb} = 4,18\text{kgf}$$

#### 4.6.2.4. Templadores de las chumaceras

Para mantener una fuerza de tensión en la cadena y banda transportadora se utilizará templadores que sujetarán las chumaceras pertenecientes al eje loco o libre.

Básicamente, este templado permitirá tener una holgura controlable en la parte inferior de la cadena o de la banda. Esto garantiza que los piñones engranen correctamente y mantengan una tracción constante.

a) Templador de la banda termoplástica.

Para el cálculo de estos templadores tendremos en cuenta la tensión de la banda a plena carga y un ajuste inadecuado en las chumaceras. Este dato se extrae de la sección 4.1.1

$$f = 65,9kgf$$

Esta fuerza se traslada al eje y se divide en ambos templadores. Entonces se obtiene:

$$F_{Templador} \cong 33kgf = 72,75lbf$$

En la fórmula de Seaton y Routhwaite, con  $S_y = 30\,000\text{ psi}$

$$A_s = \left( \frac{6F_{Templador}}{S_y} \right)^{\frac{2}{3}}$$

$$A_s = \left( \frac{(6)(72,75)}{30000} \right)^{\frac{2}{3}} = 0,06\text{ pulg}^2 = 38,71mm^2$$

Vemos que el perno 3/8" rosca gruesa (Ver tabla D5 en Apéndice) tiene un área de:

$$A_{3/8"} = 50mm^2 > 38,71mm^2$$

Se calcula la fuerza máxima que soporta el perno 3/8"

$$F_p = \frac{S_y(A_s)^{\frac{3}{2}}}{6} = 107,88lb = 49kgf$$

b) Templador de la cadena porta cangilones.

Para el cálculo de estos templadores se tendrá en cuenta la tensión de la banda a plena carga y un ajuste inadecuado en las chumaceras. Este dato se extrae de la sección 4.2.5

$$f = 23,72kgf$$

Se traslada esta fuerza al eje y se divide en ambos templadores. Entonces obtenemos.

$$F_{Templador} \cong 11,9kgf = 26,18bf$$

En la fórmula de Seaton y Routhewaite, con  $S_y = 30\,000\,psi$

$$A_s = \left( \frac{6F_{Templador}}{S_y} \right)^{\frac{2}{3}}$$

$$A_s = \left( \frac{(6)(26,18)}{30000} \right)^{\frac{2}{3}} = 0,03\,pulg^2 = 19,45mm^2$$

Se ve que el perno 1/4" rosca gruesa (Ver tabla D5 en Apéndice) basta, pero para uniformizar los templadores y darles mayor factor de seguridad se elegirá espárragos de 3/8".

#### 4.6.2.5. Para fijar motores y motorreductores

En la máquina existen dos motores ambos de 1 hp y tres motorreductores, dos de 0,5 hp a 17 rpm y el último de 0,5 hp a 8 rpm.

Las especificaciones del fabricante SEW serán la guía para escoger los pernos para cada tipo.

**TABLA 4.11** Medidas recomendadas de pernos para los motores y motorreductores

Tipo	∅ Agujero	∅ Perno Nominal
Motor 1 Hp, DT80	9mm	5/16" o M8
Motorreductor 0,5 Hp a 17 rpm, R47	13,5mm	1/2" o M12
Motorreductor 0,33 Hp a 8 rpm , K47	11mm	3/8" o M10

#### 4.6.2.6. Para fijar las superficies de deslizamiento

Para este propósito se usará pernos o tornillos de cabeza plana ranurada con sus respectivas tuercas.

El material que se seleccionará será nailon para evitar que los cangilones se dañen cuando la superficie de deslizamiento, debido al desgaste, llegue al nivel de tornillo.

Se calcula el esfuerzo de diseño considerando que el nailon posee un esfuerzo de fluencia de  $4,21 \frac{kgf}{mm^2}$  y que los pernos están trabajando a corte, donde N será el factor de seguridad:

$$\sigma_d = \frac{0,5(4,21)}{N}$$

Se toma N=3, entonces el esfuerzo de diseño es:

$$\sigma_d = \frac{0,5(4,21)}{3} = 0,7 \frac{kgf}{mm^2}$$

Además se sabe que la fuerza cortante máxima por superficie de deslizamiento es de  $5 \frac{kgf}{m}$

Analizando para un metro y considerando  $\mu = 0,4$ , se obtiene una fuerza cortante de:

$$F_C = 0,4(5) = 2 \text{ kgf}$$

Se calcula el área necesaria:

$$A = \frac{F_C}{\sigma} = \frac{2}{0,7} = 2,90 \text{ mm}^2$$

Se utilizará pernos M4 de paso basto cuya área de esfuerzo es:

$$A_S = 8,65 \text{ mm}^2$$

Los pernos M4 son más que suficientes para fijar las barras de nailon. Se tomará como regla el ponerle un perno por cada metro como máximo.

#### **4.6.3. Soldadura**

Para soldar se utilizará el proceso de soldadura GTAW o TIG, por su excelente acabado y facilidad para soldar piezas de espesores pequeños (0,8mm, 0,9mm etc.).

Debido a que el material que se utilizará es el acero inoxidable 304, se elige como material de aporte al ER308L. Este aporte está especialmente diseñado para el acero inoxidable 304 y además posee un bajo contenido de carbono (0,03%). Esto hace que al fundir el material con el aporte se

reduzca la posibilidad que precipiten carburos y de esta manera se evita la corrosión intergranular.

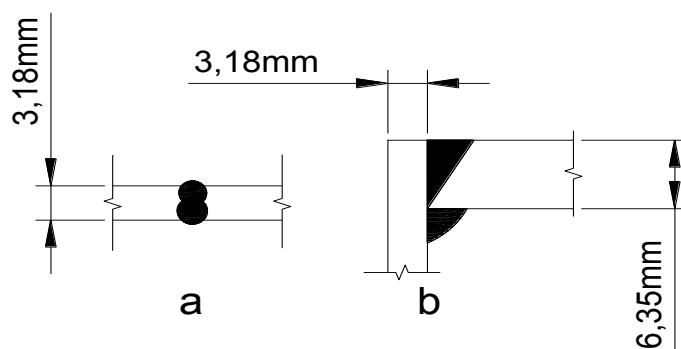
En la máquina, la gran mayoría de uniones soldadas son entre planchas de espesores delgados. Además, por un tema de salubridad, las zonas en contacto con el pescado deberán tener un cordón continuo. Esto hace que no se necesite calcular la soldadura. Bastará tener en cuenta que el tamaño de la soldadura no debe exceder a la plancha más delgada.

Se pondrá especial cuidado al tanque de succión y a los soportes de los motores.

a) Tanque de succión

**Cuerpo del cilindro.-** La norma ASME recomienda hacer una junta a tope en V con respaldo para aceros inoxidable; pero como el espesor de pared es delgado, se utilizará la junta a tope soldado a ambos lados con una separación de 1,5mm.

**Brida del cuerpo y brida de la tapa.-** Las soldaduras que utilizaremos en este caso serán de filete con 1/8" y de ranura biselada esmerilada al ras.



**FIGURA 4.101** a) Tipo de soldadura para las paredes del cilindro, b) Tipo de soldadura para la unión de las bridas –cilindro, como también tapa –brida.



b) Soporte de motores

El cálculo del soporte de motor del motorreductor del sistema de cangilones servirá también para el soporte del motor del sistema de corte. Para el cálculo se identifica las fuerzas:

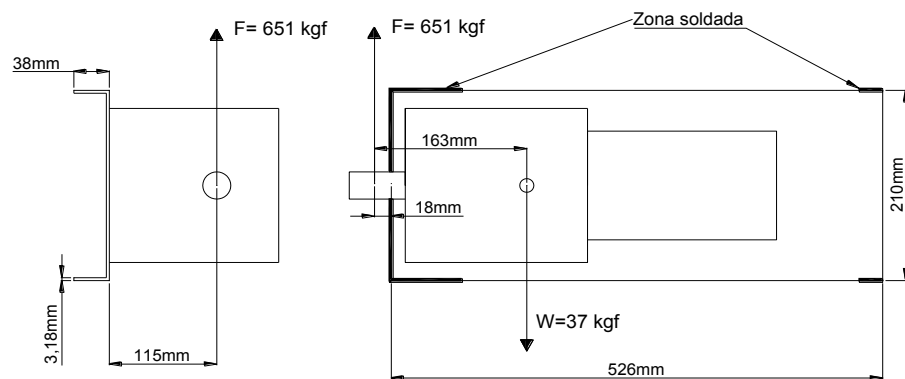
**Peso del motorreductor.**- Del catálogo de SEW se obtiene el peso de la combinación motor+ reductor de 0,5 Hp.

$$P_{MC} = 37 \text{ kgf}$$

**Fuerza de tensión de la cadena.**- Para calcular esta fuerza se considera que el sistema se traba y el motorreductor entrega su torque máximo. Según catálogo, el torque máximo entregado es de 1870 lb-pulg. Además, se sabe que el diámetro de paso del piñón es de 66,3mm. Con estos datos se puede calcular la fuerza de tensión en la cadena para este caso particular.

$$T = 1870 \text{ lb} - \text{pulg} = 21590 \text{ kgf} - \text{mm}$$

$$F_T = \frac{2(21590 \text{ kgf} - \text{mm})}{66,3 \text{ mm}} = 651 \text{ kgf}$$



**FIGURA 4.102** Ubicación de la soldadura en el soporte del motor

Para simplificar el cálculo no se tomará en cuenta los dos pequeños tramos de soldadura del lado derecho (Ver Figura 4.102). Para proceder a calcular la soldadura, se considerará que la fuerza de tensión de la cadena se encuentra en el mismo plano que la del peso del motorreductor.

Cálculo del centroide,  $A_W$ ,  $S_W$  y  $J_W$

$$\bar{x} = \frac{76,2^2}{2(76,2) + 210} = 16mm$$

$$A_W = 76,2(2) + 210 = 362,4mm$$

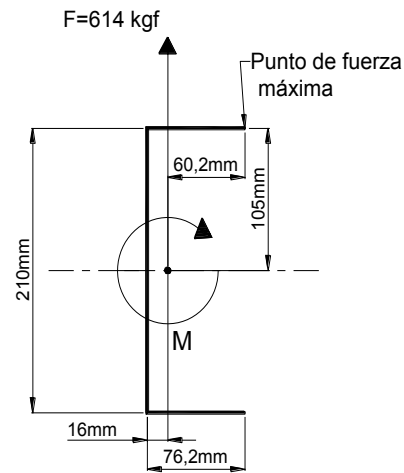
$$S_W = (76,2)(210) + \frac{210^2}{6} = 23352mm^2$$

$$J_W = \frac{(2(76,2) + 210)^3}{12} - \frac{76,2^2(76,2 + 210)^2}{2(76,2) + 210} = 2653895,3 mm^3$$

Se traslada las fuerzas y momentos al centroide:

$$M = 5439 + 22134 = 27573kgf - mm$$

$$F = 651 - 37 = 614kgf \uparrow$$



**FIGURA 4.103** Dimensiones y diagrama de cuerpo libre de la soldadura

$$f_s = \frac{614}{364} = 1,69 \frac{kg}{mm} \uparrow$$

$$f_b = \frac{(651)(115)}{23352} = 3,21 \frac{kg}{mm}$$

$$f_{th} = \frac{(27573)(105)}{2653895,3} = 1,1 \frac{kg}{mm} \rightarrow$$

$$f_{tv} = \frac{(27573)(60,2)}{2653895,3} = 0,63 \frac{kg}{mm} \downarrow$$

$$f_r = \sqrt{(1,69 - 0,63)^2 + 1,1^2} = 1,53 \frac{kg}{mm}$$

$$f_T = \sqrt{3,21^2 + 1,53^2} = 3,6 \frac{kg}{mm}$$

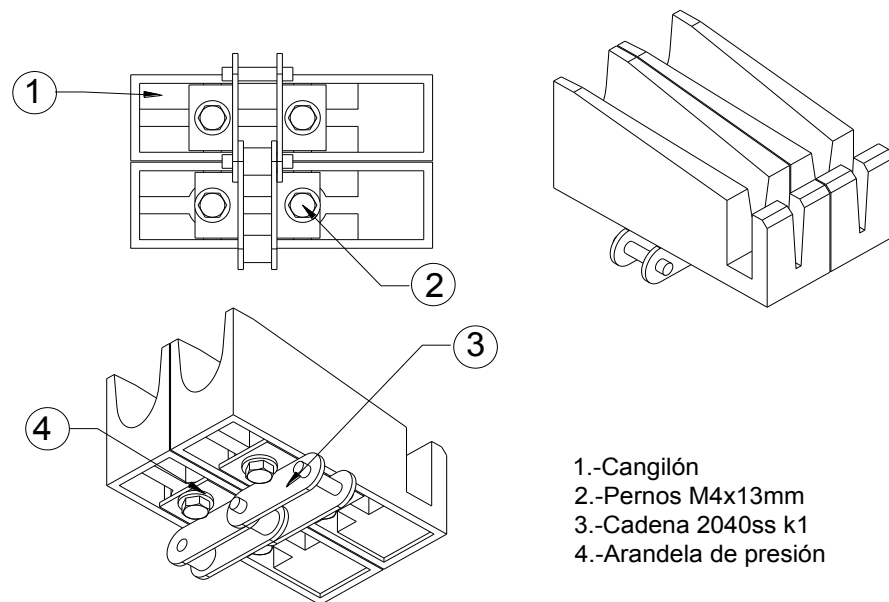
$$w = \frac{3,6}{5,6} = 0,64mm$$

Como una soldadura de filete de 0,64mm es suficiente, se elegirá 1mm.

## 4.7. ENSAMBLE

### 4.7.1. Ensamble de la cadena-cangilones

El ensamble de estas piezas se hará mediante el uso de pernos M4 y las tuercas que están dentro de los cangilones. Además contarán con arandelas de presión para que no se aflojen solas.



**FIGURA 4.104** Ensamble cadena y cangilones

#### 4.7.2. Ensamble del tanque de succión.

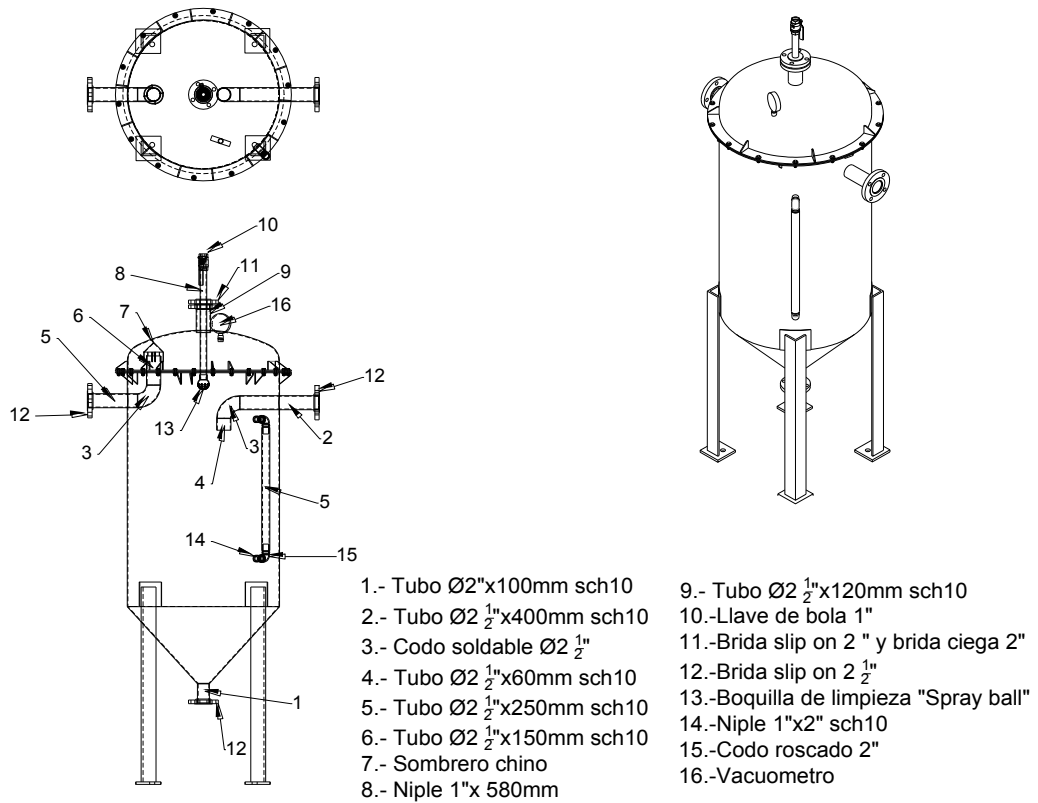


FIGURA 4.105 Ensamble del tanque de succión

Al igual que toda la máquina, el tanque de succión estará ensamblado mediante soldadura TIG con aporte ER 308L; los accesorios del visor serán roscados para poder colocar o quitar la manguera transparente con facilidad.

Las bridas son tipo *slip on*, que requieren ser soldadas en ambos lados de la brida. Esto se detallará en los planos.

### 4.7.3. Ensamble del sistema de tuberías

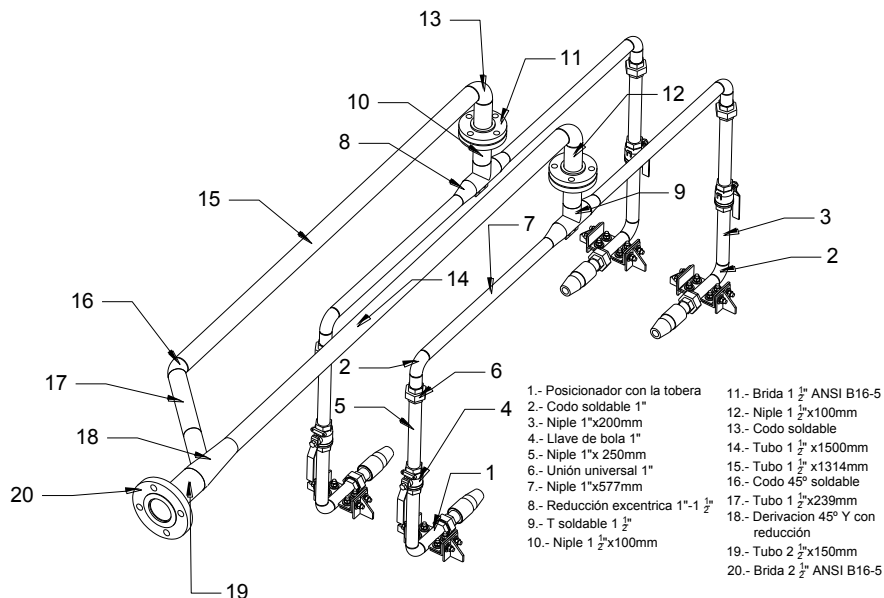


FIGURA 4.106 Ensamble del sistema de tuberías

### 4.7.4. Ensamble del soporte de las tuberías

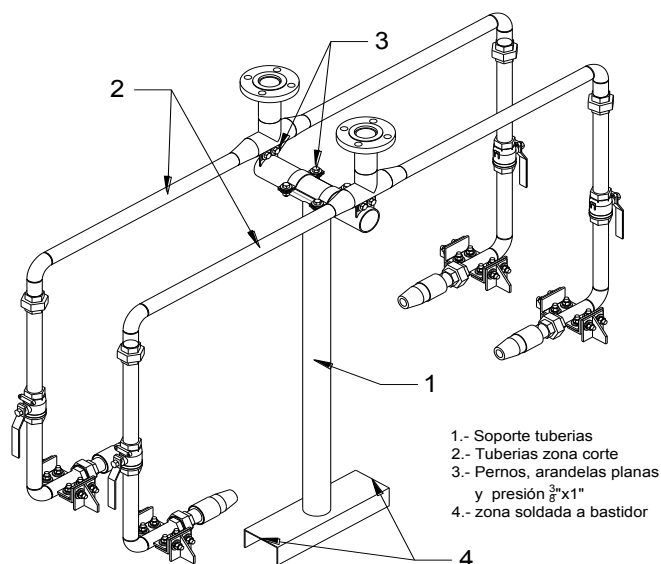
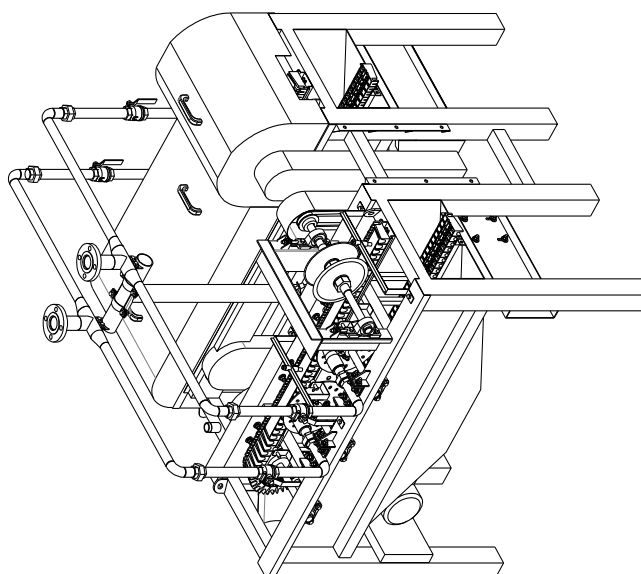
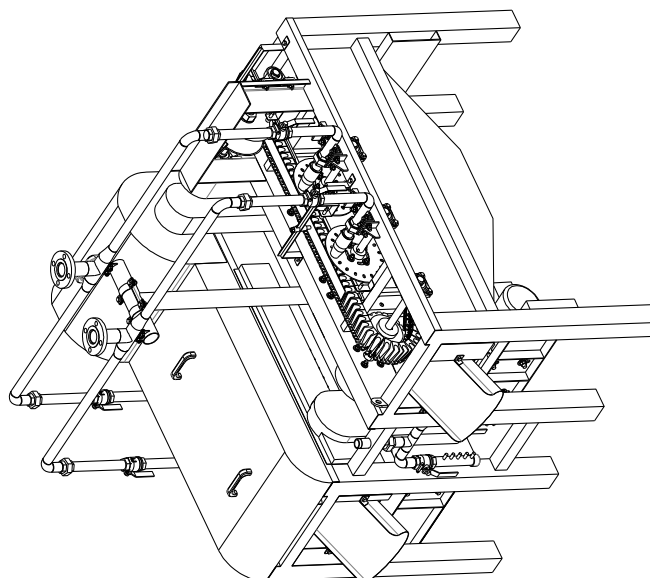
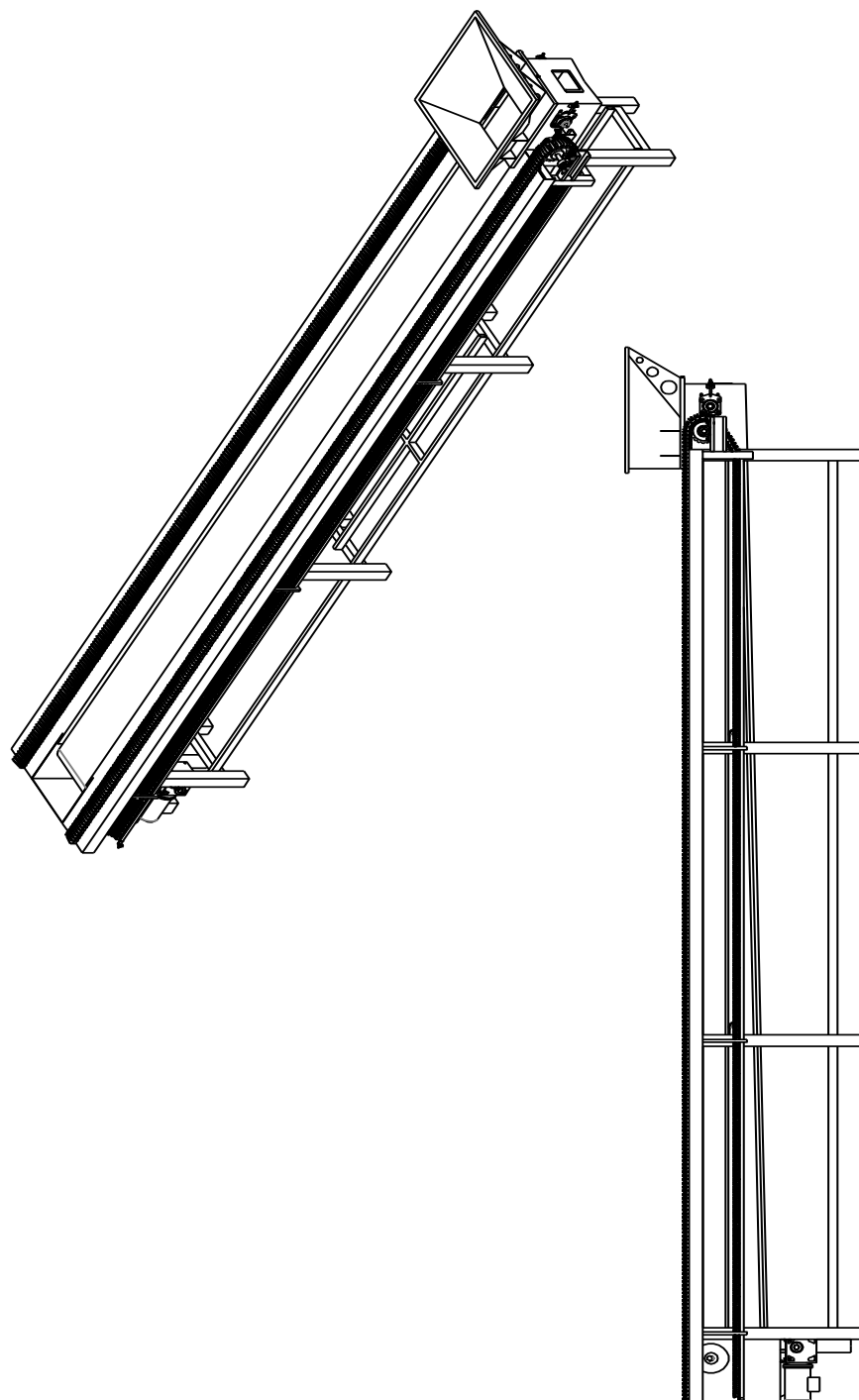


FIGURA 4.107 Ensamble del soporte de las tuberías

#### 4.7.5. Ensemble de la zone de corte



**FIGURA 4.108** Ensamble de la zona de corte**4.7.6. Ensamble de la zona de acomodo****FIGURA 4.109** Ensamble de la zona de acomodo



#### 4.7.7. Ensemble general

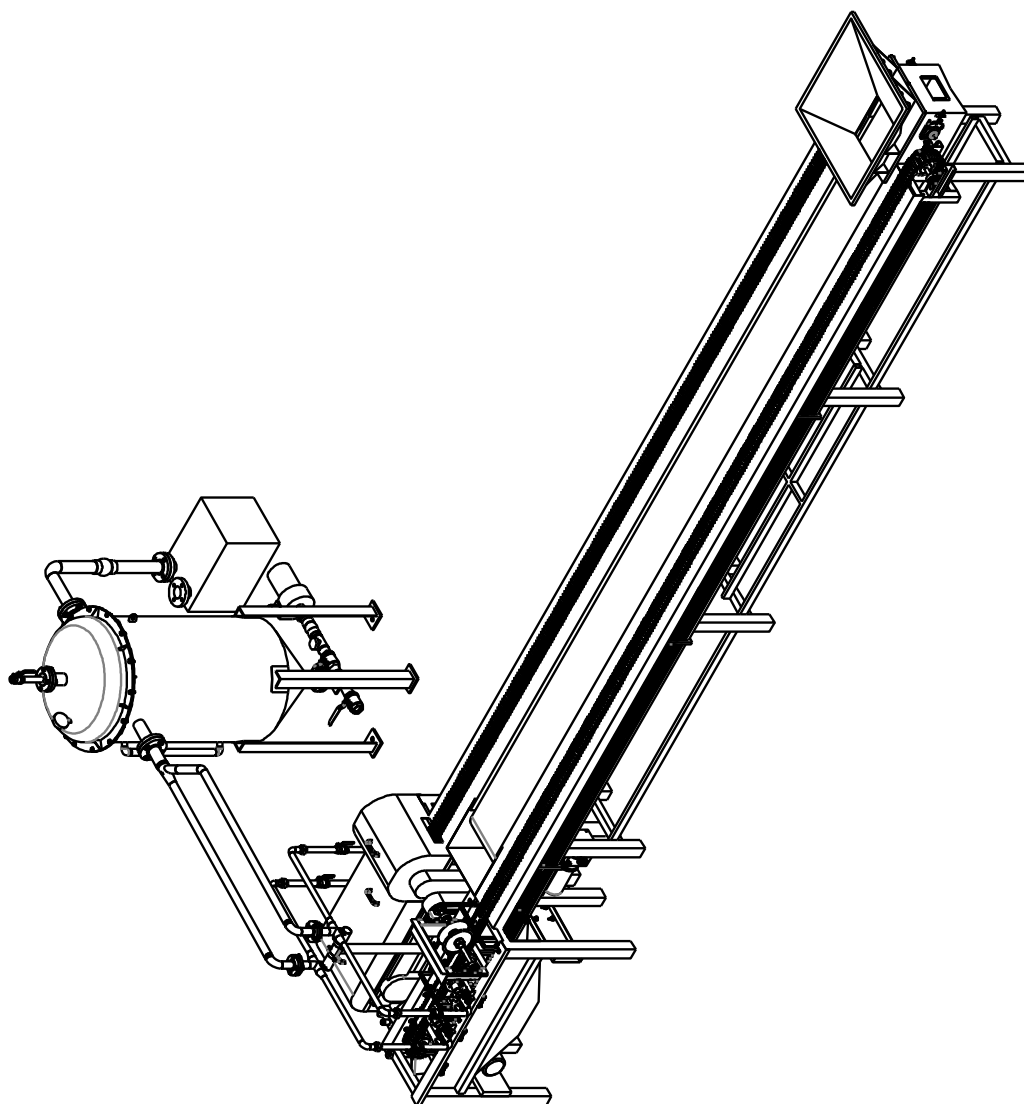


FIGURA 4.110 Ensemble General

## CAPÍTULO V

### ANÁLISIS ECONÓMICO

Se hará un análisis económico desde el punto de vista del cliente a quien va orientada la adquisición de esta máquina.

El presente análisis partirá de datos referidos a rendimientos, productividad y costos de mano de obra, todos ellos recolectados en la industria pesquera.

#### ***Rendimientos***

***Según el método de corte:*** Debido a que el corte manual es inclinado y conserva la parte del lomo, se logra un rendimiento de aproximadamente 52%, superior en 8% al rendimiento de máquinas similares (46%). Esto quiere decir que, con el corte manual, se aprovecha 10,4 gramos por cada anchoveta de aproximadamente 20 gramos, mientras que con la máquina se obtiene 9,2 gramos.

***Según el tiempo empleado:*** Con respecto a la velocidad de corte manual, se observó que una persona corta un promedio de 21,2 kilogramos de anchoveta por hora. En cambio, utilizando una máquina evisceradora, una persona acomoda 35 anchovetas por minuto, lo que nos daría un aproximado de 44,4 Kg por hora.

Este resultado se debe a que es más fácil acomodar anchovetas en cangilones que cortarles la cabeza, cola y eviscerarlos manualmente.

**TABLA 5.1** Capacidades, eficiencias y costos para cortar anchoveta.

<b>CORTADORA EVISDERADORA DE ANCHOVETA CON CAPACIDAD DE 800 Kg/hr</b>				
<b>Capacidad Requerida (kg/hr)</b>	800	Peso bruto		
<b>Tipo de corte</b>	kg/hr bruto	Eficiencia corte	kg/hr tubo	Cost. S/. x kg tubo
<b>Corte manual por persona</b>				
Cortes cabeza ,cola y eviscerado	<b>21,2</b>	0,52	<b>11,0</b>	0,3
<b>Corte por máquina</b>				
Peso anchoveta (kg)	800	0,46	368	
<i>Datos a considerar</i>				
<i>Peso promedio anchoveta entera (kg)</i>	0,022			
<i>Velocidad acomodo /persona/min</i>	35			
<i>Velocidad cangilones (m/min)</i>	7,70			
<i>Nº personas por lado de la máquina</i>	9,0			
Equivalente Cortes cabeza, cola y eviscerado por persona	<b>44,4</b>		<b>20,4</b>	
<b>Resultados</b>				
	Nº personas	Planilla S/ x hr	Planilla S/. x turno	Planilla Mensual
Corte manual	38	126	1005,4	26140
Corte por Máquina	18	60	476	12382

Si bien el rendimiento de la máquina es ligeramente menor en el método de corte, las personas trabajando con ella producen casi un 50% más, lo cual es muy rentable para las empresas conserveras.

Por otro lado, el costo de las planillas se ve reducido de manera importante. Para cortar 800 kg/hr con el método manual, sería necesario contar con 38 personas; mientras que con el corte por máquina se requieren solo 18.

La empresa pesquera promedio paga a sus trabajadores un aproximado de 0,3 soles por kilogramo terminado (tubo), que equivalen a 26,4 soles diarios. Si se conserva esta suma para el caso del corte por máquina y se agrega gastos operativos propios de la máquina, como son mantenimiento, operarios y el consumo eléctrico para echar a andar 25,33 Hp por un año, se obtiene el siguiente cuadro:

**TABLA 5.2** Comparación del costo anual de los dos métodos: manual y por máquina.

COMPARACIÓN x AÑO		
<b>Corte Manual</b>		
Planilla	S/. 313 681,3	\$118 370,3
<b>Corte por Máquina</b>		
Planilla	S/. 165 095,4	\$62 300,2
Gastos operativos <sup>23</sup>	S/. 48 651,9	\$18 359,2
Diferencia	S/. 99 934,0	\$37 710,9

Se ve que el ahorro por año asciende a 37 710,9 dólares por año y, considerando que el valor de venta de la máquina es de 64400 dólares, el periodo de recuperación sería de:

$$\frac{64400}{37710,9} = 1,7 \text{ años}$$

Sabiendo que una planta conservera normalmente produce 1200 cajas de anchoveta en el formato ¼ club por turno de 8 horas, y que 100 cajas equivalen a

<sup>23</sup> Los gastos operativos se calcularon en base a un mantenimiento anual (S/1 000); gastos por electricidad, se considera una potencia instalada de 25,33 HP y un costo de 0,35 kw/hr (S/. 29 651,91) y dos operadores encargados de operar la máquina y limpiarla (S/. 18 000).

1000 kg bruto, entonces para cubrir la necesidad de la planta conservera será necesario procesar 12000 kg de pescado primario por turno.

Además, se sabe que la máquina cortadora-evisceradora de anchoveta está diseñada para producir 800 kg/hr que equivale a 6400 kg/ turno; entonces:

$$\frac{12000}{6400} = 1,88 \text{ Máquinas} \approx 2 \text{ Máquinas}$$

Se ve que sería necesario 2 máquinas para producir las 1200 cajas turno, el precio de venta de la máquina es de 64400<sup>24</sup> dólares. Con estos datos se procede a calcular la tasa interna de retorno (TIR) y el Valor actual neto (VAN).

**TABLA 5.3** Inversión inicial y beneficio anual de la máquina cortadora-evisceradora

	<b>1 Máquina</b>	<b>2 Máquinas</b>
Costo inicial	\$64 400,0	\$128 800,0
Beneficio anual	\$37 710,9	\$75 421,9

$$0 = -I_0 + \sum_{j=1}^n \frac{FN_j}{(1+TIR)^j}$$

Dónde:

I<sub>0</sub>= Inversión inicial

FN<sub>j</sub>= Flujos netos para el periodo j

Se calcula para un periodo de 4 años.

**TABLA 5.4** Flujo de caja para los primeros 4 años.

Inicial	-128 800,0
1	75421,9
2	75421,9
3	75421,9
4	75421,9

<sup>24</sup> El precio de venta de la máquina es calculada en la estructura de costos, Ver Apéndice.

Resolviendo:

$$0 = -128\,000 + 75\,421,9 \left( \frac{1 - (1 + TIR)^{-4}}{TIR} \right)$$

$$TIR = 0,455$$

Como se puede apreciar, la tasa interna de retorno en dicho periodo es del 45,5%, lo cual está muy por encima del valor que pueden dar las instituciones crediticias.

Para el cálculo del VAN se considerará un de costo de oportunidad del 10%.

Entonces:

$$V.A.N. = -I_0 + \sum_{j=1}^n \frac{FCN_j}{(1+i)^j}$$

Dónde:

$I_0$  = Inversión inicial

$FCN_j$  = Flujos netos para el periodo  $j$

$i$  = Tasa de costo de oportunidad: 10%

$$VAN = -128\,000 + 75\,421,9 \left( \frac{1}{1,1} + \frac{1}{1,1^2} + \frac{1}{1,1^3} + \frac{1}{1,1^4} \right)$$

$$VAN = 101\,121,45$$

Se ve que el valor del VAN es positivo, entonces concluimos por el resultado de ambos indicadores que el proyecto es rentable.

## CONCLUSIONES

1. El diseño de una máquina evisceradora de anchoveta en nuestro país es posible, considerando el uso de materiales accesibles en el mercado local como son el acero inoxidable AISI 304, 440F y los plásticos polipropileno y polietileno.
2. El corte y eviscerado en la máquina cortadora-evisceradora se ha mejorado con *el diseño de los cangilones* que tienen la forma y el tamaño de la anchoveta peruana. De esta manera se ha logrado inmovilizar al pescado, traducándose esto en un eviscerado más eficiente.
3. El diseño de la máquina favorece un fácil mantenimiento y reparación debido a que se han independizado las líneas de trabajo. Ello permite que la máquina pueda trabajar a la mitad de su capacidad, si se malograra una de sus líneas.
4. Con el diseño de la máquina cortadora-evisceradora se logra reducir la cantidad de trabajadores de 40 a 18, lo cual significaría una disminución de más del 50% en planillas.
5. El costo final de las máquinas cortadoras-evisceradoras está influenciado básicamente por el costo del acero inoxidable, debido a que son importadas; sin embargo con la mano de obra y tecnología peruana se consigue obtener un precio final muy inferior al de las máquinas importadas que están por encima de 200 %.

## RECOMENDACIONES

1. Debido a que la máquina se ubica en sitios húmedos y en constante contacto con agua, es recomendable que sus partes eléctricas estén protegidas según las normas de seguridad IP55 e IP65.
2. La máquina debe contar obligatoriamente con botones de parada de emergencia, ubicados en la caja eléctrica y en la máquina: uno en la zona de alimentación y otra en la de cortes.
3. Para un trabajo futuro, se podría diseñar un posicionador/acomodador automático del pescado en los cangilones.
4. No debe reducirse la robustez de la máquina, pues está pensada para resistir el trato de operarios no calificados.



## BIBLIOGRAFÍA

1. ALVA DÁVILA Fortunato (2005) Diseño de elementos de Máquinas II. Lima, PERU CONCYTEC.
2. AVALLONE, Eugene A., Theodore BAUMEISTER III y SADEGH, Ali M. editores (2007) Marks' Standard Handbook for Mechanical Engineers. New York: McGraw Hill.
3. ASKELAND R. Donald (1998). *Ciencias e Ingeniería de los Materiales*. Tercera edición. Editorial International Thompson editores.
4. ASME Boiler and Pressure Vessel Code 1998 Base with 1999 and 2000 addendas
5. CALLISTER, William. *Introducción a la ciencia de los materiales*; editorial Reverté S.A.
6. CASILLAS A. L., Maquinas Cálculo de Taller, impreso en España
7. GIESECKE, Frederick E. (1969). Technical Drawing, Fifth edition. New York: Macmillan.
8. JEFFUS, Larry (2008) Manual de soldadura GTAW (TIG). Madrid: Paraninfo, CENGAGE Learning.
9. LEVENSPIEL, O. (1993) Flujo de fluidos e intercambio de calor. Barcelona: Editorial Reverté, S.A.
10. MOTT, Robert L. (2006) Diseño de elementos de máquinas. México: Pearson Educación.
11. MOTT, Robert L. (2006) Mecánica de Fluidos. México: Pearson Educación.
12. SMITH, William F. (2006) *Fundamentos de la ciencia e ingeniería de materiales*. Traducción de Gabriel Nagore Cazares. Cuarta edición. México, D.F.: editorial McGraw-Hill
13. MEGYESY Eugene f. (1992) Manual de Recipientes a Presión. México: Limusa Grupo Noriega Editores
14. YOUNG Warren (2002), Roark's Formulas for Stress and Strain, McGraw-Hill
15. XAVIER SALEÑA BERNA, Tecnología mecánica, Edicions UPC, primera edición, 2000

## 16. Referencias de Internet

FICHA TÉCNICA 2007, Instituto Tecnológico pesquero, <http://www.itp.gob.pe/documentos/fichastecnicas2007.pdf>; Fecha de consulta: 10/06/2011

INTRALOX. Manual de Ingeniería de las bandas transportadoras. <http://www.intralox.com/downloadsmain.aspx?id=1770>; Fecha de consulta: 6/06/2011

MINCETOUR, Ficha técnica 2007 Instituto Tecnológico Pesquero. [http://www.mincetur.gob.pe/comercio/otros/penx/pdfs/Conserva\\_de\\_anchoveta.pdf](http://www.mincetur.gob.pe/comercio/otros/penx/pdfs/Conserva_de_anchoveta.pdf); Fecha de consulta: 10/07/2011

PLASTIC CONVEYOR SYSTEM. <http://www.pcsbelts.es/>. Fecha de consulta: 6/06/2011

SEW EURODRIVE (2001) Drive Engineering – Practical Implementation - Project Planning of Drives. <http://www.SEW-EURODRIVE.com>. Fecha de consulta: 12/08/2011.

TEEJET TECHNOLOGIES, Catalogo 51-M, [http://www.teejet.com/media/409041/cat51-m\\_metric\\_lores\\_all.pdf](http://www.teejet.com/media/409041/cat51-m_metric_lores_all.pdf)

BASA, Jabas industriales, <http://www.basa.com.pe>

## **APENDICE**

## **Estructura de costos**

- Costos de materiales y fabricación
- Resumen de los costos de materiales, fabricación, gastos por ingeniería y gastos administrativos.
- Cotización empresa FISHBAM S.L.

## **Tablas**

### Sección A

Tabla A1: Referencia de cantidad de engranajes y soportes.

Tabla A2: Referencia para dimensionar la estructura del transportado.

### Sección B

Tabla B1: Medidas de un de un piñón de paso 5/8”

Tabla B2: Cadena 2040ss k1

Tabla B3: Factor modificador de la potencia a transmitir.

Tabla B4: Medidas y capacidades de chumaceras termoplásticas de pie.

Tabla B5: Medidas y capacidades de chumaceras termoplásticas de pared.

### Sección C

Tabla C1: Poleas estándares para fajas en “V”

Tabla C2: Longitud de faja y factor de longitud

Tabla C3: Potencia adicional por relación de transmisión.

Tabla C4: Potencia que pueden transmitir las fajas sección “A”

Tabla C5: Factor por ángulo de contacto

### Sección D

Tabla D1: Factor de concentración de esfuerzos en roscas.

Tabla D2: Modulo de elasticidad en cortante (G) y en tensión (E) de alambres

Tabla D3: Calibres y diámetros de alambres para resortes.

Tabla D4: Factores de Tamaño

Tabla D5: Factores de Confiabilidad aproximados

Tabla D6: Áreas de esfuerzos de roscas estándar americano

Tabla D7: Áreas de esfuerzos de roscas métricas

#### Sección E

Tabla E1: medidas de patas para tanques verticales de distinto diámetro

#### Sección F

Tabla F1: Motorreductores de 0,5 Hp de ejes paralelos

Tabla F2: Características geométricas del motorreductor R47

Tabla F3: Motorreductores de 0,33 Hp cónicos helicoidales

Tabla F4: Características geométricas del motorreductor K47

Tabla F5: Motores SEW a 1800 rpm

Tabla F6: Características geométricas del motor DT80

Tabla F7: tabla de características de distintos modelos de bombas de vacío de anillo líquido

Tabla F8: Valores de diseño de la rugosidad de tubos

Tabla F9: Caudales y aperturas de boquillas a diversas presiones

### **Gráficos**

#### Sección A

Grafico A1: Factor de temperatura para bandas termoplásticas.

Grafico A2: Factor de resistencia según número de dientes

#### Sección B

Grafico B1: capacidades de las cadenas de rodillos

#### Sección C

Grafico C1: Selección de la sección de la faja en V

#### Sección D

Grafico D1: Resistencia a la Fatiga  $S_n$

Grafico D2: Esfuerzos cortantes de diseño para alambres de acero inoxidable  
ASTM 313

Grafico D3: Factor Wahl en función del índice de resorte, para alambre redondo

## Sección E

Grafico E1: Carta geométrica para componentes bajo presión externa o cargas de compresión (para todos los materiales)

Grafico E2: Carta para determinar el espesor de pared de componentes bajo presión externa construidos de acero inoxidable 304

## Sección F

Grafico F1: Carta para seleccionar el modelo de bomba de vacío

Grafico F2: Datos técnicos de bombas autocebantes

Grafico F3: Curvas características de bombas autocebantes

Grafico F4: Tamaño recomendado de tuberías según el flujo volumétrico.

Grafico F5: Diagrama de Moody

## ESTRUCTURA DE COSTOS

### COSTOS DE MATERIALES Y FABRICACIÓN

Ítem	Descripción	Und.	Cant.	Cost. Unit. S/	Cost. Parcial S/	Cost. Total.
<b>1.0</b>	<b>Tanque de Succión</b>					
	Materiales					
1.1	Tapa PL. 940x940x3,18mm;ac. Inox 304 2B	kg	22	20	440	
1.2	Cuerpo PL. 4'x8'x1/8";ac. Inox 304 2B	kg	75,70	20	1514	
1.3	Cono PL. 1180x1180x3,18;ac. Inox 304 2B	kg	35,4	20	708	
1.4	Br. PL. 450x660x 4,76mm ;ac. Inox 304 2B	kg	11,3	20	226	
1.5	Patas angulo 3"x3"x3/8";ac. Inox 304	kg	45	20	900	
1.6	Base patas PL. 260x260x12,7mm	kg	6,9	20	138	
1.7	PI desgaste PL. 320x260x3,18mm	kg	2,12	20	42,4	
1.8	Pernos Hex 3/8"x1 1/4"		14	0,8	11,2	
1.9	Tuercas Hex 3/8"		14	0,31	4,34	
1.10	Arandelas planas		14	0,1	1,4	
1.11	Arandelas de presión		14	0,1	1,4	
1.12	Soldadura ER 308L	kg	4	60	240	
1.13	Discos de desbaste 4 1/2"		4	5	20	
1.14	Tungsteno		2	10	20	
1.15	Argón puro	m <sup>3</sup>	10	35	350	
	Mano de obra					
1.16	Soldador	h-h	50	10	500	
1.17	Ayudante	h-h	50	5	250	
	Servicios por terceros					
1.18	Bombeado		1	150	150	
1.19	Rolado cilindro		1	50	50	
1.20	Rolado cono		1	50	50	
1.21	Corte por plasma	m	10	20	200	
	Equipos varios					
1.22	Máquina de soldar TIG	h-h	50	5	250	

1.23	Amoladora 4 1/2"	h-h	50	3	150	
1.24	Taladro de banco	h-h	25	4	100	
						S.Total 6316,7
<b>2.0</b>	<b>Tuberías</b>					
	Materiales					
2.1	Acetal Ø2"	m	0,4	180	72	
2.2	Universal Ø1"		8	40	320	
2.3	llaves de bola Ø1"		5	80	400	
2.4	Codo soldable Ø1"		8	30	240	
2.5	Tee soldable Ø1 1/2"		2	50	100	
2.6	Reducción excéntrica Ø1-1 1/2"		4	70	280	
2.7	Brida Ø1 1/2" ANSI 150		2	120	240	
2.8	Codo soldable Ø 1 1/2"		2	45	90	
2.9	Codo soldable 45° Ø 1 1/2"		1	40	40	
2.10	Derivación 45° Y reducción Ø1 1/2"-2 1/2"		1	80	80	
2.11	Brida Ø 2 1/2" ANSI 150		6	150	900	
2.12	Brida Ø 2 1/2" ciega ANSI 150		1	150	150	
2.13	Codo soldable Ø 2 1/2"		3	80	240	
2.14	Brida Ø 2" ANSI 150		2	130	260	
2.15	Sprayball, rosca Ø1"		1	200	200	
2.16	Tee soldable Ø 2"		1	70	70	
2.17	llaves de bola Ø2"		2	260	520	
2.18	Válvula check Ø 2"		1	320	320	
2.19	Amortiguador de vibración Ø 2" roscado		1	150	150	
2.20	Amortiguador de vibración Ø 2 1/2" roscado		1	220	220	
2.21	Universal Ø 2"		1	100	100	
						0
2.22	Niple Ø1"x2" sch 10		4	8	32	
2.23	Niple Ø1"x200mm sch 10		4	30	120	
2.24	Niple Ø1"x250mm sch 10		4	35	140	
2.25	Tubo Ø1"sch 10	m	2,4	50	120	
2.26	Tubo Ø1 1/2" sch 10	m	3,6	80	288	
2.27	Tubo Ø2 1/2" sch 10	m	1,3	100	130	
2.28	Tubo Ø2 " sch 10	m	1,5	90	135	
2.29	Niple Ø1" x580mm sch10		1	60	60	
2.30	Niple Ø1"x4" sch 10		2	14	28	
2.31	Codo roscado Ø1"		2	30	60	
2.32	Vacuometro 4"		1	200	200	
2.33	Soldadura ER 308L	kg	4	60	240	
2.34	Discos de desbaste Ø4 1/2"		10	5	50	
2.35	Discos de corte Ø4 1/2"x 1/16"		40	4	160	
2.36	Tungsteno		4	10	40	



2.37	Argón puro	m <sup>3</sup>	25	35	875	
	Mano de obra					
2.38	Soldador	h-h	50	10	500	
2.39	Ayudante	h-h	50	5	250	
	Equipos varios					
2.40	Máquina de soldar TIG	h-h	50	5	250	
2.41	Amoladora 4 1/2"	h-h	30	3	90	
2.42	Caja herramientas	h-h	50	3	150	
						S.Total 8910
<b>3.0</b>	<b>Estructura zona acomodo</b>					
	Materiales					
3.1	Tubo cuadrado 3"x1/16",ac. Inox	m	8,1	80	648	
3.2	Tubo cuadrado 2"x1/16",ac. Inox	m	5,8	50	290	
3.3	Tubo rectangular 2"x1"x 1/16"	m	12	35	420	
3.4	Mesa PL. 4'x8'x1/16", acinox 304 2B	kg	108	20	2160	
3.5	PL. 581x2440x2,5mm,ac inox 304 2B	kg	29	20	580	
3.6	Brida PL. 80x560x3,18mm,ac inox 304 2B	kg	1,2	20	24	
3.7	G. R.Tubo cuadrado 3/4"x 1/16"	m	3,2	20	64	
3.8	G. R. PL. 500x2440x2mm, acinox 304 2B	kg	20	20	400	
3.9	Pta. PL. 520x1500x2mm, acinox 304 2B	kg	13	20	260	
3.10	PL.421x492mx2mm, acinox 304 2B	kg	4	20	80	
3.11	PL 1300x520x2mm, acinox 304 2B	kg	11	20	220	
3.12	PL 370x420x2mm, acinox 304 2B	kg	2,5	20	50	
3.13	PL 5'x10'x1/32",ac inox 304 2B	kg	28,8	20	576	
3.14	PL 550x750x0,9mm,ac inox 304 2B	kg	3	20	60	
3.15	Soldadura ER 308L	kg	6	60	360	
3.16	Discos de desbaste Ø4 1/2"		4	5	20	
3.17	Discos de corte Ø4 1/2"x 1/16"		40	4	160	
3.18	Tungsteno		4	10	40	
3.19	Argón puro	m <sup>3</sup>	20	35	700	
3.20	Decapante Oxiblack	kg	4	30	120	
	Mano de obra					
3.21	Soldador	h-h	120	10	1200	
3.22	Ayudante	h-h	120	5	600	
	Servicios por terceros					
3.23	Corte y dobléz mesa		3	50	150	
3.24	Corte y dobléz canal		1	50	50	

3.25	Corte y doblez puntas		4	30	120	
3.26	Corte y doblez guias		4	20	80	
	Equipos varios					
3.27	Máquina de soldar TIG	h-h	120	5	600	
3.28	Amoladora 4 1/2"	h-h	120	3	360	
3.29	Taladro de mano	h-h	80	2	160	
3.30	Caja herramientas	h-h	100	3	300	
						S.Total 10852
<b>4.0</b>	<b>Estructura zona corte</b>					
	Materiales					
4.1	Tubo cuadrado 3"x1/16",ac. Inox	m	8	80	640,0	
4.2	Tubo cuadrado 2"x1/16",ac. Inox 304	m	8	50	400,0	
4.3	Tubo rectangular 2"x1"x 1/16",ac. Inox 304	m	1,5	35	52,5	
4.4	PL. 300x1000x2mm,ac. Inox 304	kg	4,8	20	96,0	
4.5	Puente PL 260x1200x4,76mm, ac. Inox 304	kg	12	20	240,0	
4.6	Lral PL. 5'x10'x5/64", ac. Inox 304 2B	kg	72	20	1440,0	
4.7	Lral.PL. 860x1360x2mm, ac. Inox 304 2B	kg	19	20	380,0	
4.8	Br. PL. 60x500x3,18mm , ac. Inox 304 2B	kg	1	20	20,0	
4.9	G.R.Tubocua. 3/4"x 1/16",ac. Inox 304 2B	m	1,1	25	27,5	
4.10	G. R. PL. 160x1100x2mm, acinox 304 2B	kg	3	20	60	
4.11	Soldadura ER 308L	kg	4	60	240	
4.12	Discos de desbaste 4 1/2"		4	5	20	
4.13	Discos de corte 4 1/2"x 1/16"		30	4	120	
4.14	Tungsteno Toriado		4	10	40	
4.15	Argón puro	m <sup>3</sup>	20	35	700	
4.16	Decapante Oxiblack	kg	4	30	120	
	Mano de obra					
4.17	Soldador	h-h	80	10	800	
4.18	Ayudante	h-h	80	5	400	
	Servicios por terceros					
4.19	Corte y doblez pl. laterales		4	40	160	
4.20	Corte y doblez puente		6	20	120	
4.21	Corte y doblez guia cangilones		2	20	40	
4.22	Corte y doblez guia retorno		2	20	40	
	Equipos varios					
4.23	Máquina de soldar TIG	h-h	80	5	400	
4.24	Amoladora 4 1/2"	h-h	80	3	240	
4.25	Taladro de mano	h-h	40	2	80	

4.26	Caja herramientas	h-h	80	3	240	7116
					S.Total	
<b>5.0</b>	<b>Transportador banda</b>					
	Materiales					
5.1	Banda termoplástica	m <sup>2</sup>	5,5	416	2288	
5.2	Sprocketstermoplástico z= 10		6	42	252	
5.3	Desli. Barra nailon 6x35x12600mm	kg	2,7	15	40,5	
5.4	Pernos de nailon M4 x 20mm		14	1	14	
5.5	Tuercas de Nailon M4		14	1	14	
5.6	Chumaceras de pared Ø1 1/4", term..inox		4	180	720	
5.7	Eje Ø1 1/4" inox. 304;1,1m	kg	7	20	140	
5.8	Tubo cuadrado 40mmx1,5mm	m	0,65	88	57,2	
5.9	Pernos Hex Ø3/8"x1 1/2" UNC		16	0,96	15,36	
5.10	Tuercas Hex Ø3/8"		16	0,31	4,96	
5.11	Arandelas planas Ø3/8"		32	0,1	3,2	
5.12	Arandelas de presión Ø3/8"		16	0,1	1,6	
5.13	Soldadura ER 308L	kg	0,2	60	12	
5.14	Discos de desbaste Ø4 1/2"		1	15	15	
5.15	Tungsteno Toriado		1	10	10	
5.16	Argón puro	m <sup>3</sup>	1	35	35	
	Mano de obra					
5.17	Soldador	h-h	6	10	60	
5.18	Ayudante	h-h	24	5	120	
	Servicios por terceros					
5.19	Maquinado canal chavetero	pz	1	20	20	
	Equipos varios					
5.20	Máquina de soldar TIG	h-h	6	5	30	
5.21	Caja herramientas	h-h	24	3	72	
					S.Total	3924,8
<b>6.0</b>	<b>Transportador cangilones</b>					
	Materiales					
6.1	Cangilones a medida		1260	2,7	3402	
6.2	Desliza. Barra nailon 4x11,5x30000mm	kg	11,1	20	222	
6.3	Pernos de nailon M4 x 20mm		40	5	200	
6.4	Tuercas de nailon M4		40	4	160	
6.5	Cadena transportadora 2040ss-k1	m	32	200	6400	
6.6	Piñón de acero inoxidable, Z = 38 , p = 1/2"		4	200	800	
6.7	Eje Ø1" , inox.304 ; 1,7m	kg	7	120	840	

6.8	Chumacera de pared Ø1", termoplast-inox		4	120	480	
6.9	Chumacera de pie Ø1", termoplast-inox		4	100	400	
6.10	Perno Hex Ø 3/8" x1 1/4",ac inox 304		24	0,8	19,2	
6.11	Tuercas Hex Ø3/8",ac inox 304		24	0,31	7,44	
6.12	Arandelas planas Ø3/8",ac inox 304		48	0,1	4,8	
6.13	Arandelas de presiónØ3/8",ac inox 304		24	0,1	2,4	
6.14	Pernos Hex M4x13mm,ac inox 304		1260	0,5	630	
6.15	Tuercas Hex M4,ac inox 304		1260	0,4	504	
6.16	Arandela de presión M4,ac inox 304		1260	0,13	163,8	
	Mano de obra					
6.17	Ayudante	h-h	24	5	120	
	Servicios por terceros					
6.18	Maquinado canal chavetero eje	pz	6	20	120	
6.19	Maquinado piñón		4	40	160	
	Equipos varios					
6.20	Taladro banco	h-h	16	4	64	
6.21	Caja de herramientas	h-h	24	3	72	
6.22	Atornillador electrico	h-h	16	1	16	
						S.Total 14788
<b>7.0</b>	<b>Sistema corte</b>					
	Materiales					
7.1	Eje Ø1 1/4";1,1mac. Inox 304	kg	7	20	140	
7.2	Eje Ø2 21/2"; 0,3m ac. Inox 304	kg	7,6	20	152	
7.3	Chumacera Ø1" de pie, termo plast. Inox		4	100	400	
7.4	PL 440x440x3,18mm, ac. Inox 440F	kg	5	30	150	
7.5	Perno Hex Ø 3/8" x1 1/4",ac inox 304		8	0,8	6,4	
7.6	Tuercas Hex Ø3/8",ac inox 304		8	0,31	2,48	
7.7	Arandelas planasØ3/8" ,acinox 304		16	0,1	1,6	
7.8	Arandelas de presiónØ3/8",ac inox 304		8	0,1	0,8	
	Mano de obra					
7.9	Ayudante	h-h	4	5	20	
	Servicios por terceros					
7.10	Maquinado canal chavetero	pz	2	20	40	
7.11	Maquinado rosca externa eje		2	60	120	
7.12	Maquinado tuercas		8	40	320	
7.13	Maquinado rosca interna ejes		8	20	160	
7.14	Maquinado corte discos		4	20	80	
7.15	Templado revenido, subcero discos		4	30	120	

7.16	Maquinado afilado discos		4	20	80	
	Equipos varios					
7.17	Caja de herramientas	h-h	4	3	12	
					S.Total	1805,3
<b>8.0</b>	<b>Sistema succión</b>					
	Materiales					
8.1	D. succ. PL 520x520x4,76mm, acinox 304	kg	10,5	20	210	
8.2	soporte PL. 210x210x6,35mm,ac inox 304	kg	2,4	20	48	
8.3	Eje Ø2"; 0,15m	kg	2,5	20	50	
8.4	Eje Ø1"; 2,2m	kg	9	20	180	
8.5	Esparrago Ø 3/8" ,acinox 304	m	0,5	25	12,5	
8.6	Chumacera de pared Ø 1", termoplast-inox		8	120	960	
8.7	Perno Hex Ø 3/8" x1 1/4",ac inox 304		32	0,8	25,6	
8.8	Tuercas Hex Ø3/8",ac inox 304		48	0,31	14,88	
8.9	Arandelas planasØ3/8" ,acinox 304		80	0,1	8	
8.10	Arandelas de presiónØ3/8",ac inox 304		48	0,1	4,8	
	Soldadura ER 308L	kg	0,3	60	18	
8.11	Discos de desbaste Ø4 1/2"		1	15	15	
8.12	Tungsteno Toriado		1	10	10	
8.13	Argón puro	m <sup>3</sup>	2	35	70	
	Mano de obra					
8.14	Soldador	h-h	6	10	60	
8.15	Ayudante	h-h	6	5	30	
	Servicios por terceros					
8.16	Maquinado discos	pz	4	20	80	
8.17	Fresado discos		4	100	400	
8.18	Maquinado soporte		4	50	200	
8.19	Canal chavetero		12	20	240	
	Equipos varios					
8.20	Máquina de soldar TIG	h-h	6	5	30	
8.21	Caja herramientas	h-h	6	3	18	
8.22	Taladro banco	h-h	4	4	16	
					S.Total	2700,8

<b>9.0</b>	<b>Sistemas de transmisión</b>				
	Materiales				
	Transportador banda				
9.1	Motoredutor 0,33 HP 8 rpm		1	1105	1105
9.2	Piñon fe ANSI 50-1,Z=12.		1	35	35
9.3	Piñon fe ANSI 50-1, Z=39		1	140	140
9.4	Cadena ANSI 50-1	m	1,5	20	30
9.5	Chaveta 3/8"	m	0,06	25	1,5
9.6	PL.220x150x3,18mm, acinox 304	kg	0,9	20	18
9.7	Pernos Hex Ø3/8"x1 1/2"		4	0,96	3,84
9.8	Tuercas Hex Ø3/8"		4	0,31	1,24
9.9	Arandelas plana Ø3/8"		4	0,1	0,4
9.10	Arandelas presion Ø3/8"		4	0,1	0,4
	Transportador cangilones				
9.11	Motoredutor 0,5 HP 17 rpm		1	800	800
9.12	Piñon fe ANSI 50-1, Z=13		1	40	40
9.13	Piñon fe ANSI 50-1,Z=14		1	45	45
9.14	Cadena fe ANSI 50-1	m	1,5	32	48
9.15	Chaveta 1/4"	m	0,06	25	1,5
9.16	PL. 290x530x3,18mm, acinox 304	kg	4	20	80
9.17	Pernos Hex Ø3/8"x 1 1/4"		4	0,8	3,2
9.18	Tuercas Hex Ø3/8"		4	0,31	1,24
9.19	Arandelas plana Ø 3/8"		4	0,1	0,4
9.20	Arandelas presion Ø3/8"		4	0,1	0,4
	Sistema corte				
9.21	Motor 1 HP 1700 rpm		1	500	500
9.22	Polea 3" A		2	35	70
9.23	Faja A58		1	40	40
9.24	Chaveta 1/4"	m	0,12	25	3
9.25	PL. 290x530x3,18mm, acinox 304	kg	4	20	80
9.26	Pernos HexØ3/8"x 1 1/4"		4	0,8	3,2
9.27	Tuercas Hex Ø3/8"		4	0,31	1,24
9.28	Arandelas plana Ø3/8"		4	0,1	0,4
9.29	Arandelas presion Ø3/8"		4	0,1	0,4
	Sistema vacío				
9.30	Bomb. de vacío 22 HP anillo liq. 27" Hg		1	19000	19000
9.31	Bomb. Centrifuga 1,4HP autceb I. Abier.		1	3300	3300
9.32	Soldadura ER 308L	kg	0,3	60	18
9.33	Discos de desbaste Ø4 1/2"x 1/16"		3	15	45
9.34	Tungsteno		3	10	30

9.35	Argón puro	m <sup>3</sup>	2	35	70	
	Mano de obra					
9.36	Soldador	h-h	16	10	160	
9.37	Ayudante	h-h	16	5	80	
	Equipos varios					
9.38	Máquina de soldar TIG	h-h	6	5	30	
9.39	Caja herramientas	h-h	6	3	18	
						S.Total 25804
<b>10.0</b>	<b>Templadores y posicionador</b>					
	Materiales					
	Transportador					
10.1	PL 200x200x3,18mm, acinox 304	kg	1	20	20	
10.2	Esparrago 3/8"	m	1	25	25	
10.3	Tuercas Hex Ø3/8",ac inox 304		8	0,36	2,88	
10.4	Arandelas planasØ3/8" ,acinox 304		8	0,1	0,8	
10.5	Arandelas de presiónØ3/8",ac inox 304		4	0,1	0,4	
	Transportador cangilones					
10.6	PL 71x80x3,18mm	kg	0,15	20	3	
10.7	Esparrago 3/8"	m		25	0	
10.8	Tuercas Hex Ø3/8",ac inox 304		4	0,31	1,24	
10.9	Arandelas planasØ3/8" ,acinox 304		4	0,1	0,4	
10.10	Arandelas de presiónØ3/8",ac inox 304		2	0,1	0,2	
	Sistema corte					
10.11	PL 70x70x3,18mm	kg	0,13	20	2,6	
10.12	Esparrago 3/8"	m	0,6	25	15	
10.13	Tuercas Hex Ø3/8",ac inox 304		8	0,31	2,48	
10.14	Arandelas planasØ3/8" ,acinox 304		8	0,1	0,8	
10.15	Arandelas de presiónØ3/8",ac inox 304		4	0,1	0,4	
	Posicionador					
10.16	PL 130x1220x3,18mm	kg	3,8	20	76	
10.17	Esparrago 3/8"	m	1,5	25	37,5	
10.18	Tuercas Hex Ø3/8",ac inox 304		32	0,31	9,92	
10.19	Arandelas planasØ3/8" ,acinox 304		32	0,1	3,2	
10.20	Arandelas de presiónØ3/8",ac inox 304		32	0,1	3,2	
10.21	Soldadura ER 308L	kg	1,5	60	90	
10.22	Discos de desbaste Ø4 1/2"		4	15	60	
10.23	Discos de corte Ø4 1/2"x 1/16"		40	5	200	
10.24	Tungsteno		3	10	30	
10.25	Argón puro	m <sup>3</sup>	10	35	350	

	Mano de obra					
10.26	Soldador	h-h	24	10	240	
10.27	Ayudante	h-h	24	5	120	
	Equipos varios					
10.28	Máquina de soldar TIG	h-h	24	5	120	
10.29	Caja herramientas	h-h	12	3	36	
						S.Total 1451
<b>11.0</b>	<b>Soporte Tuberias</b>					
11.1	Tubo Ø2", sch10	m	1,3	90	117	
11.2	PL. 100x100x3,18, acinox 304	kg	0,3	20	6	
11.3	Perno Hex 3/8"x 1 1/2"		12	0,96	11,52	
11.4	Tuerca Hex 3/8"		12	0,31	3,72	
11.5	Arandela plana 3/8"		12	0,1	1,2	
11.6	Arandela de presión 3/8"		12	0,1	1,2	
11.7	Soldadura ER 308L	kg	0,3	60	18	
11.8	Discos de desbaste Ø4 1/2"		1	15	15	
11.9	Discos de corte Ø4 1/2"x 1/16"		4	5	20	
11.10	Tungsteno		1	10	10	
11.11	Argón puro	m <sup>3</sup>	1	35	35	
	Mano de obra					
11.12	Soldador	h-h	7	10	70	
11.13	Ayudante	h-h	7	5	35	
	Equipos varios					
11.14	Máquina de soldar TIG	h-h	7	5	35	
11.15	Caja herramientas	h-h	7	3	21	
						S.Total 399,64
<b>12.0</b>	<b>Guardas</b>					
12.1	PI 5'x10'x1mm ,x2ac. Inox 304 2B	kg	72	20	1440	
12.2	Perno hex. 5/16",ac. Inox 304		110	0,6	66	
12.3	Tuerca 5/16",ac. Inox 304		110	0,25	27,5	
12.4	Arandela de presión ,ac. Inox 304		110	0,1	11	
12.5	Tuerca mariposa 3/8" acinox 304		8	1	8	
12.6	Mango plástico industrial		6	15	90	
	Mano de obra					
12.7	Soldador	h-h	60	10	600	
12.8	Ayudante	h-h	60	5	300	
	Equipos varios					



12.9	Máquina de soldar TIG	h-h	60	5	300	
12.10	Caja herramientas	h-h	60	3	180	
					S.Total	3022,5
<b>13.0</b>	<b>Ensamble general</b>					
	Mano de obra					
13.1	Ayudante	h-h	60	5	300	
	Equipos varios					
13.2	Caja herramientas	h-h	60	3	180	
					S.Total	480
<b>14.0</b>	<b>Pruebas</b>					
	Mano de obra					
14.1	Ayudante	h-h	24	5	120	
	Equipos varios					
14.2	Caja herramientas	h-h	24	3	72	
					S.Total	192
<b>15.0</b>	<b>Gastos generales ( 5%)</b>					
					4388	4388
		<b>Total</b>			<b>S/. 92 150,92</b>	
						<b>\$33 147,8</b>

**RESUMEN DE LOS COSTOS DE MATERIALES, FABRICACIÓN, GASTOS POR INGENIERÍA Y GASTOS ADMINISTRATIVOS.**

**RESUMEN**

Nº	Descripción	Costo Soles	Costo Dólares
1	Materiales	S/. 72 785,8	\$ 27 994,5
2	Mano de obra, planilla	S/. 39 950,6	\$ 15 365,6
3	Servicios por terceros	S/. 3 350,0	\$ 1 288,5
4	Equipos varios	S/. 4 692,0	\$ 1 804,6
5	Gastos administrativos	S/. 8 021,65	\$ 3 085,3
	<b>Costo de venta</b>	S/. 128 800,1	\$ 49 538,5
	Margen de ganancia 30%	S/. 38 640,02	\$ 14 861,5
	<b>Precio de final</b>	<b>S/. 167 440,09</b>	<b>\$ 64 400,0</b>

\*El precio final no incluye transporte ni montaje.

Para comparar este precio con el de una máquina importada, se elige una de características similares, que fabrica la empresa española FISHBAM S. L.

El precio de esta máquina importada es de (76 850€ / \$100 596), sin considerar los costos de transporte desde España ni el montaje. Por otro lado, la máquina importada requiere que se le añada una bomba de vacío y un depósito de almacenamiento de vísceras. Todo esto representaría un aumento considerable en el precio final que lo llevaría a costar más del doble.

### **Cotización empresa FISHBAM S.L.**

**De:** Cesar Garcia [mailto:eduedu79@hotmail.com]  
**Enviado el:** jueves, 26 de enero de 2012 16:16  
**Para:** fishbam  
**Asunto:** cotización

Buenos días  
Estoy interesado en la cortadora-evisceradora de dos lados( 500 piezas por minuto), para cortar anchovetas de aproximadamente 125mm de largo, por favor me podría decir el costo de esta maquina puesta en Lima –Perú.  
Atte.  
Ing. Cesar García.

**De:** Cesar Garcia [mailto:eduedu79@hotmail.com]  
**Enviado el:** martes, 31 de enero de 2012 16:16  
**Para:** Antonio Pascual Puertas  
**Asunto:** RE: RV: cotización

Buenos días Antonio  
me podrías adelantar el precio de la cortadora-evisceradora sola, puesto allá (España)

Saludos cordiales  
Ing. Cesar García

Subject: RE: RV: cotización  
Date: Tue, 31 Jan 2012 16:37:45 +0100  
From: antonio@fishbam.com  
To: [eduedu79@hotmail.com](mailto:eduedu79@hotmail.com)

Buenas Cesar,

La máquina cortadora/evisceradora puesta aquí en España, es decir sin el transporte ni el montaje incluido, saldría unos 76.850€, si quiere también que la máquina haga el enlatado de las anchovetas en lata ¼ club, la máquina costaría unos 93.496€. Las máquinas dejan las anchovetas bien limpias y preparadas para su cocción.

A esto hay que añadirle una bomba de vacío y el depósito de almacenamiento de vísceras.

Quedo a la espera de sus instrucciones en caso de que necesite una oferta en firme.

Un saludo

Antonio Pascual Puertas  
Director Comercial

FISHBAM, S.L.  
Tel: +34 946 315 518 +34 946 315 518 Fax:+34 946 315 550  
E-mail: antonio@fishbam.com  
fishbam@fishbam.com  
www.fishbam.com



# Tablas

## Sección A

Tabla A1: Referencia de cantidad de engranajes y soportes

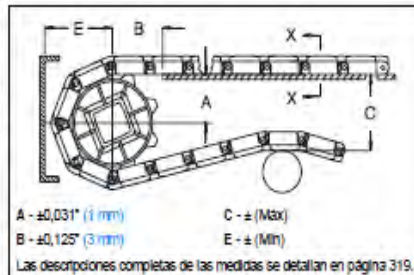
Referencia de cantidad de engranajes y soportes				
Ancho de la banda <sup>a</sup>		Número mínimo de engranajes por eje <sup>b</sup>	Guías deslizantes	
pulg.	mm		Recorrido de ida	Retorno
2	51	1	2	2
4	102	1	2	2
6	152	2	2	2
8	203	2	2	2
10	254	2	3	2
12	305	3	3	2
14	356	3	3	3
16	406	3	3	3
18	457	3	3	3
20	508	5	4	3
24	610	5	4	3
30	762	5	5	4
32	813	7	5	4
36	914	7	5	4
42	1067	7	6	5
48	1219	9	7	5
54	1372	9	7	6
60	1524	11	8	6
72	1829	13	9	7
84	2134	15	11	8
96	2439	17	12	9
120	3048	21	15	11
144	3658	25	17	13
Para otros anchos, use un número impar de engranajes <sup>c</sup> con un máximo de 5 pulg. (152 mm) C de separación			Máximo de 9 pulg. (229 mm) C de separación	máximo de 12 pulg. (305 mm) C de separación

- Si el ancho de la banda supera un número listado en la tabla, consulte los engranajes y materiales de soporte mínimos para el próximo rango más ancho enumerado. Las bandas están disponibles en incrementos de 0.66 pulg. (16.8 mm) comenzando por el ancho mínimo de 2 pulg. (51 mm). Si el ancho real es fundamental, consulte al Servicio de Atención al Cliente.
- Este es el número mínimo de engranajes. En aplicaciones con cargas pesadas, pueden ser necesarios más engranajes. Los engranajes de polietileno requieren un máximo de 4 pulg. (102 mm) de separación de la línea central.
- El engranaje central se debe bloquear. Si solo hay dos engranajes, deberá fijarse únicamente el más cercano a la chumbrera motriz. Consulte el gráfico Anillo de retención/Deslizamiento del engranaje central de la página 306 para ver la posición de bloqueo.

Tabla A2: Referencia para dimensionar la estructura del transportado

Aparte del tipo o de la configuración, todos los transportadores que usan bandas Intralox tienen ciertos requerimientos dimensionales básicos. Específicamente, las dimensiones "A", "B", "C" y "E" abajo indicadas deben incorporarse en todos los diseños.

Para aplicaciones generales y aplicaciones en las que la transferencia en el extremo de los productos sensibles no es crítica, use la dimensión "A" de la parte inferior del rango.



SECCIÓN 2

Descripción del engranaje		A		B		C		E	
Diámetro de paso	Núm. dientes	Rango (parte inferior a superior)		pulg.	mm	pulg.	mm	pulg.	mm
		pulg.	mm						
SERIE 800 FLAT TOP, OPEN HINGE FLAT TOP, SEAMFREE™ OPEN HINGE FLAT TOP, TOUGH FLAT TOP, PERFORATED FLAT TOP (TODOS LOS ESTILOS), FLUSH GRID, MESH TOP									
4,0	102	8	1,42-1,99	38-43	1,73	44	4,00	102	2,38 80
5,2	132	8	2,09-2,29	53-58	2,00	51	5,20	132	2,98 76
6,6	185	10	2,78-2,94	71-75	2,16	55	6,60	166	3,63 92
7,7	196	12	3,41-3,54	87-90	2,45	62	7,70	196	4,23 107

## Sección B

Tabla B1: Medidas de un de un piñón de paso 5/8"

### No. 50 Sprocket — 5/8" Pitch

NO. 50 STAINLESS STEEL SPROCKETS 5/8" PITCH											
Single — Type A						Single — Type B					
No. Teeth	Outside Diameter	Catalog Number	Stock Bore	Approx. Weight (lbs)	Catalog Number	Stock Bore	Max. Bore	Hub Dia.	LTB	Sty	Approx. Weight (lbs)
10	2.300				50B10SS	5/8	7/8	1 5/16"	1	S	5
11	2.500				50B11SS	5/8	1	1 3/4"	1	S	6
12	2.710				50B12SS	5/8	1 1/4	1 63/64"	1	S	7
13	2.910				50B13SS	5/8	1 5/16	1 7/8	1	S	8
14	3.110				50B14SS	5/8	1 7/16	2 1/8	1	S	1.0
15	3.320				50B15SS	5/8	1 1/2	2 2/8	1	S	1.3
16	3.520				50B16SS	5/8	1 3/4	2 1/2	1	S	1.5
17	3.720				50B17SS	5/8	1 7/8	2 11/16	1	S	1.8
18	3.920				50B18SS	5/8	1 7/8	2 7/8	1	S	2.0
19	4.120				50B19SS	5/8	1 3/4	2 1/2	1	S	2.3
20	4.320				50B20SS	3/4	1 3/4	2 1/2	1	S	2.5
21	4.520	50A21SS	23/32	1.4	50B21SS	3/4	2	3	1	D	2.7
22	4.720	50A22SS	23/32	1.6	50B22SS	3/4	2	3	1	D	3.3
23	4.920	50A23SS	23/32	1.7	50B23SS	3/4	2	3	1	D	3.8
24	5.120	50A24SS	23/32	1.8	50B24SS	3/4	2	3	1 1/4	D	4.1
25	5.320	50A25SS	23/32	1.9	50B25SS	3/4	2	3	1 1/4	D	4.3
26	5.520	50A26SS	23/32	1.7	50B26SS	3/4	2	3	1 1/4	D	4.6
28	5.920	50A28SS	23/32	2.5	50B28SS	3/4	2	3	1 1/4	D	5.0
30	6.320	50A30SS	23/32	2.7	50B30SS	3/4	2	3	1 1/4	D	5.2
35	7.320	50A35SS	23/32	3.7	50B35SS	3/4	2	3	1 1/4	D	6.5
40	8.320	50A40SS	23/32	4.7	50B40SS	3/4	2	3	1 1/4	D	7.8
45	9.310	50A45SS	23/32	6.0	50B45SS	3/4	2	3	1 1/4	D	8.5
60	12.300	50A60SS	23/32	10.8	50B60SS	3/4	2	3	1 1/4	D	14.0

\*Has recessed groove in hub for chain clearance.

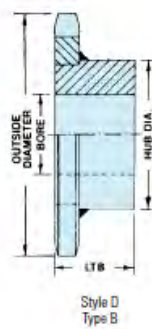
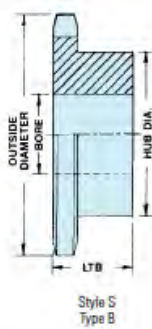
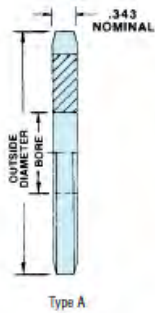
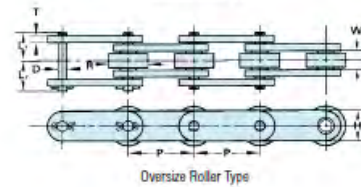
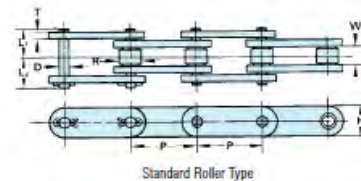


Tabla B2: cadena 2040ss k1

SS		HS		AS	
Chain No.	Maximum Allowable Load (lbs)	Chain No.	Maximum Allowable Load (lbs)	Chain No.	Maximum Allowable Load (lbs)
C2040SS	99	C2040NS	99	C2040AS	150
C2060SS	154	C2060NS	154	C2060AS	231
C2060HSS	231	C2060HNS	231	C2060HAS	346
C2080HSS	397	C2080HNS	397	C2080HAS	596
C2100HSS	573				
C2120HSS	858				
C2160HSS	1,452				

1. C2040-C2060H are provided with clip type connecting links; C2080H-C2160H with cottered type. All other links are riveted.

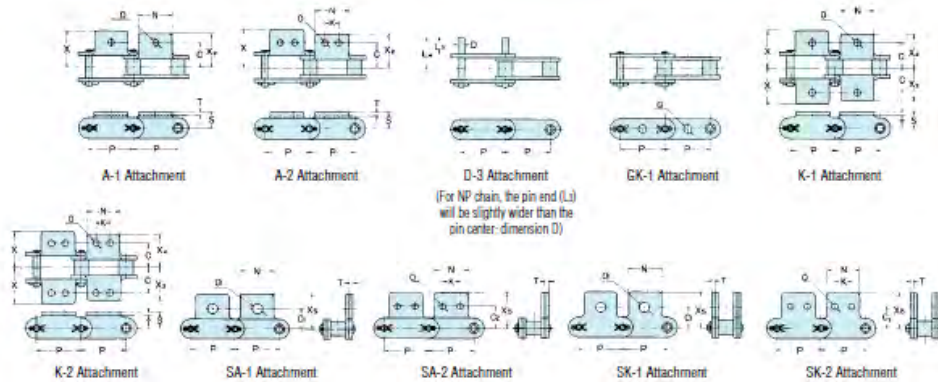
Chain No.	Pitch P	Width Between Roller Link Plates W	Roller Dia.		Pin			Link Plate		Approximate Weight (lbs/ft)	
			(S) Roller R <sub>1</sub>	(R) Roller R <sub>2</sub>	L <sub>1</sub>	L <sub>2</sub>	Dia. D	Height H	Thickness T	"S" Roller	"R" Roller
			C2040	1.00	.312	.312	.625	.325	.392	.156	.472
C2060	1.25	.375	.400	.750	.406	.472	.200	.591	.080	.58	.87
C2060H	1.50	.500	.489	.875	.573	.662	.234	.677	.125	1.01	1.47
C2080H	2.00	.625	.625	1.125	.720	.829	.312	.906	.156	1.62	2.37
C2100H	2.50	.750	.750	1.563	.878	.990	.375	1.126	.187	2.45	3.97
C2120H	3.00	1.000	.875	1.750	1.104	1.254	.437	1.354	.219	3.01	5.65
C2160H	4.00	1.250	1.125	2.250	1.405	1.618	.563	1.701	.281	6.60	9.78





Chain No.	Availability			Pitch P	Attachment								
	SS	MS	AS		C	C <sub>1</sub>	C <sub>2</sub>	K	N	O	O <sub>1</sub>	S	T
C2040	●	●	●	1.00	500	437	535	374	752	142	205	358	.060
C2050	●	●	●	1.25	526	563	626	469	937	205	268	437	.080
C2060H	●	●	●	1.50	844	689	752	563	1,126	205	343	579	.125
C2080H	●	●	●	2.00	1,094	874	1,000	752	1,500	268	406	752	.156
C2100H	●			2.50	1,313	1,126	1,252	937	1,874	343	563	921	.197
C2120H	●			3.00	1,563	1,311	1,498	1,126	2,252	396	579	1,094	.236
C2160H	●			4.00	2,063	1,752	2,000	1,500	3,000	709	866	1,437	.315

Chain No.	Availability			Attachment								Additional Weight per Attachment (lbs/att)		
	SS	MS	AS	X	X <sub>2</sub>	X <sub>3</sub>	D	L <sub>3</sub>	L	G	A-SA Att	K-SK Att	D-3 Att	
C2040	●	●	●	.760	.893	.760	.156	374	863	161	.007	.013	.002	
C2050	●	●	●	.953	.966	.969	.200	469	833	201	.013	.026	.004	
C2060H	●	●	●	1.240	1.110	1.205	.234	563	1,083	240	.037	.075	.007	
C2080H	●	●	●	1.602	1.441	1.594	.312	752	1,401	319	.070	.141	.015	
C2100H	●			1.965	1.767	1.984	.375	937	1,667	398	.139	.277	.026	
C2120H	●			2.425	2.173	2.361	-	-	-	-	.235	.471	-	
C2160H	●			3.163	2.820	3.083	-	-	-	-	.499	.999	-	



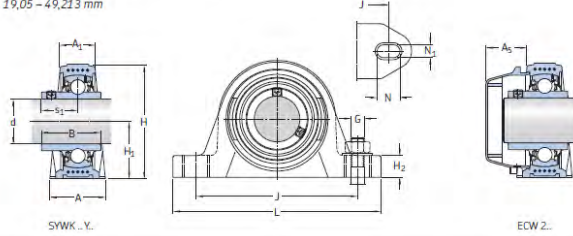
- Chain diagrams are drawn with S-rollers although R-rollers are also available with the same attachment dimensions. Attachments are shown at every link.
- C2040-C2060H connecting links are clip type; C2080H-C2160H are cottered type; GK-1 attachment connecting links are cottered type.
- All links other than connecting links, with or without attachments, are riveted type.

Tabla B3: Factor modificador de la potencia a transmitir

NUMERO DE DIENTES	FACTOR	NUMERO DE DIENTES	FACTOR	NUMERO DE DIENTES	FACTOR
11	1,73	19	1,00	27	0,68
12	1,64	20	0,95	28	0,66
13	1,51	21	0,90	29	0,63
14	1,39	22	0,85	30	0,61
15	1,29	23	0,81	31	0,59
16	1,20	24	0,78	32	0,57
17	1,13	25	0,74	33	0,55
18	1,06	26	0,71	34	0,53

**Tabla B4: Medidas y capacidades de chumaceras termoplásticas de pie**

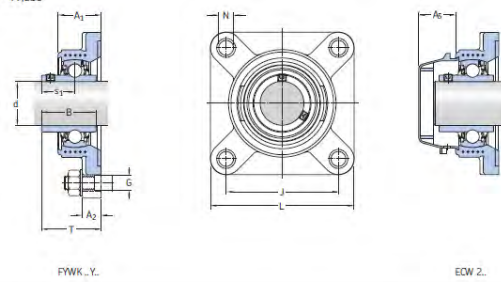
Composite SKF Food Line Y-units plummer block stainless steel bearings, inch shafts  
 $d \frac{3}{4} - 1 \frac{15}{16}$   
 19,05 - 49,213 mm



Dimensions													Basic load ratings		Fatigue load limit	Designation
d	A	A <sub>1</sub>	B	H	H <sub>1</sub>	H <sub>2</sub>	J	L	N	N <sub>1</sub>	G	S <sub>1</sub>	C	C <sub>0</sub>	P <sub>0</sub>	Bearing unit
in/mm													lb/in	lb/kN	-	
$\frac{3}{4}$ 19,05	126 32	0,83 21	1,22 31	2,52 64	1,31 33,3	0,63 16	3,77 96	4,95 126	0,69 17,5	0,47 12	$\frac{1}{8}$ 10	0,72 18,3	2 430 10,8	1 470 6,55	60 0,28	SYWK 3/4 YTH
<b>1</b> 25,4	126 32	0,86 22	1,34 34,1	2,77 70,5	1,43 36,5	0,63 16	4,13 105	5,27 134	0,69 17,5	0,47 12	$\frac{1}{8}$ 10	0,78 19,8	2 680 11,9	1 760 7,8	80 0,335	SYWK 1. YTH
$1\frac{1}{8}$ 30,163	157 40	0,98 25	1,50 38,1	3,22 82	1,69 42,9	0,75 19	4,76 121	6,25 159	0,84 21,5	0,57 14,5	$\frac{1}{2}$ 12	0,87 22,2	3 670 16,3	2 520 11,2	110 0,475	SYWK 1.3/16 YTH
$1\frac{1}{4}$ 31,75	157 40	0,98 25	1,50 38,1	3,22 82	1,69 42,9	0,75 19	4,76 121	6,25 159	0,84 21,5	0,57 14,5	$\frac{1}{2}$ 12	0,87 22,2	3 670 16,3	2 520 11,2	110 0,475	SYWK 1.1/4 AYTH
$1\frac{1}{4}$ 31,75	177 45	1,06 27	1,69 42,9	3,65 93	1,87 47,6	0,75 19	4,95 126	6,45 164	0,84 21,5	0,57 14,5	$\frac{1}{2}$ 12	1,00 25,4	4 860 21,6	3 440 15,3	150 0,655	SYWK 1.1/4 YTH
$1\frac{1}{2}$ 34,925	177 45	1,06 27	1,69 42,9	3,65 93	1,87 47,6	0,75 19	4,95 126	6,45 164	0,84 21,5	0,57 14,5	$\frac{1}{2}$ 12	1,00 25,4	4 860 21,6	3 440 15,3	150 0,655	SYWK 1.3/8 YTH
$1\frac{7}{8}$ 36,513	177 45	1,06 27	1,69 42,9	3,65 93	1,87 47,6	0,75 19	4,95 126	6,45 164	0,84 21,5	0,57 14,5	$\frac{1}{2}$ 12	1,00 25,4	4 860 21,6	3 440 15,3	150 0,655	SYWK 1.7/16 YTH
$1\frac{1}{2}$ 38,1	189 48	1,18 30	1,93 49,2	3,89 99	1,93 49,2	0,75 19	5,34 136	6,92 176	0,84 21,5	0,57 14,5	$\frac{1}{2}$ 12	1,19 30,2	5 845 26	4 280 19	180 0,8	SYWK 1.1/2 YTH
$1\frac{5}{8}$ 42,925	236 60	1,45 37	2,028 51,6	4,48 114	2,25 57,2	0,90 23	6,25 159	8,10 206	0,79 20	0,67 17	$\frac{3}{8}$ 16	1,28 32,6	6 654 29,6	5 220 23,2	220 0,98	SYWK 1.5/16 LTHR

**Tabla B5: Medidas y capacidades de chumaceras termoplásticas de pared**

Composite SKF Food Line Y-units square flanged stainless steel bearings, inch shafts  
 $d \frac{3}{4} - 1 \frac{15}{16}$   
 19,05 - 49,213



Dimensions													Basic load ratings		Fatigue load limit	Designation
d	A <sub>1</sub>	A <sub>2</sub>	B	J	L	N	G	S <sub>1</sub>	T	C	C <sub>0</sub>	P <sub>0</sub>	Bearing unit			
in/mm													lb/in	lb/kN	-	
$\frac{3}{4}$ 19,05	118 30	0,59 15	1,22 31	2,50 63,5	3,38 86	0,47 12	$\frac{3}{8}$ 10	0,72 18,3	1,47 37,3	2 430 10,8	1 470 6,55	60 0,28	FWK 3/4 YTH			
<b>1</b> 25,4	122 32	0,59 15	1,34 34,1	2,76 70	3,74 95	0,47 12	$\frac{3}{8}$ 10	0,78 19,8	1,53 38,8	2 680 11,9	1 760 7,8	80 0,335	FWK 1. YTH			
$1\frac{1}{8}$ 30,163	130 33	0,60 15,3	1,50 38,1	3,25 82,5	4,25 108	0,47 12	$\frac{3}{8}$ 10	0,87 22,2	1,66 42,2	3 670 16,3	2 520 11,2	110 0,475	FWK 1.3/16 YTH			
$1\frac{1}{4}$ 31,75	130 33	0,60 15,3	1,50 38,1	3,25 82,5	4,25 108	0,47 12	$\frac{3}{8}$ 10	0,87 22,2	1,66 42,2	3 670 16,3	2 520 11,2	110 0,475	FWK 1.1/4 AYTH			
$1\frac{1}{4}$ 31,75	138 35	0,67 17	1,69 42,9	3,62 92	4,64 118	0,57 14,5	$\frac{1}{2}$ 12	1,00 25,4	1,83 46,4	4 860 21,6	3 440 15,3	150 0,655	FWK 1.1/4 YTH			
$1\frac{1}{2}$ 34,925	138 35	0,67 17	1,69 42,9	3,62 92	4,64 118	0,57 14,5	$\frac{1}{2}$ 12	1,00 25,4	1,83 46,4	4 860 21,6	3 440 15,3	150 0,655	FWK 1.3/8 YTH			
$1\frac{7}{8}$ 36,513	138 35	0,67 17	1,69 42,9	3,62 92	4,64 118	0,57 14,5	$\frac{1}{2}$ 12	1,00 25,4	1,83 46,4	4 860 21,6	3 440 15,3	150 0,655	FWK 1.7/16 YTH			
$1\frac{1}{2}$ 38,1	154 39	0,67 17	1,94 49,2	4,00 101,5	5,12 130	0,57 14,5	$\frac{1}{2}$ 12	1,19 30,2	2,13 54,2	5 845 26	4 280 19	180 0,8	FWK 1.1/2 YTH			
$1\frac{5}{8}$ 42,925	169 43	0,83 21	2,03 51,6	4,37 111	5,63 143	0,67 17	$\frac{3}{8}$ 16	1,28 32,6	2,27 57,6	6 654 29,6	5 220 23,2	220 0,98	FWK 1.5/16 LTHR			



## Sección C

Tabla C1: Poleas estándares para fajas en "V"

**POLEAS ESTANDARES PARA FAJAS EN "V"**  
(En Pulgs.)

SECCION A		SECCION B		SECCION C		SECCION D		SEC.E
3,0	6,2	4,6	9,4	7,0	14,0	12,0	27,0	21,0
3,2	6,4	4,8	11,0	7,5	16,0	13,0	33,0	21,6
3,4	7,0	5,0	12,4	8,0	18,0	13,4	40,0	22,0
3,6	7,6	5,2	13,6	8,5	20,0	13,5	48,0	22,8
3,8	8,2	5,4	15,4	9,0	24,0	14,0	58,0	23,2
4,0	9,0	5,6	18,4	9,4	30,0	14,2		24,0
4,2	10,6	5,8	20,0	9,5	36,0	14,5		27,0
4,4	12,0	6,0	25,0	9,6	44,0	14,6		31,0
4,6	15,0	6,2	30,0	9,8	50,0	15,0		35,0
4,8	18,0	6,4	38,0	10,0		15,4		40,0
5,0	19,6	6,6		10,2		15,5		46,0
5,2	24,6	6,8		10,5		16,0		52,0
5,4	29,6	7,0		10,6		18,0		58,0
5,6	37,6	7,4		11,0		18,4		66,0
5,8		8,0		12,0		20,0		74,0
6,0		8,6		13,0		22,0		84,0

Tabla C2: Longitud de faja y factor de longitud

**LONGITUD DE FAJA Y FACTOR POR LONGITUD DE FAJA**

SECCION A			SECCION B			SECCION C		
FAJA Nº	LONG. PASO PULG.	K <sub>L</sub>	FAJA Nº	LONG. PASO PULG.	K <sub>L</sub>	FAJA Nº	LONG. PASO PULG.	K <sub>L</sub>
A26	27,3	0,81	B35	36,8	0,81	C51	53,9	0,80
A31	32,3	0,84	B38	39,8	0,83	C60	62,7	0,82
A33	34,3	0,85	B42	43,8	0,85	C68	70,9	0,85
A35	36,3	0,87	B46	47,8	0,87	C75	77,9	0,87
A36	37,3	0,87	B51	52,8	0,89	C81	83,9	0,89
A38	39,3	0,88	B53	54,8	0,89	C85	87,9	0,90
A40	41,3	0,89	B55	56,8	0,90	C90	92,9	0,91
A42	43,3	0,90	B58	59,8	0,91	C96	98,9	0,92
A43	44,3	0,90	B60	61,8	0,92	C100	102,9	0,92
A46	47,3	0,92	B62	63,8	0,92	C105	107,9	0,94
A48	49,3	0,93	B64	65,8	0,93	C112	114,9	0,95
A51	52,3	0,94	B66	67,8	0,93	C120	122,9	0,97
A53	54,3	0,95	B68	69,8	0,95	C124	126,9	0,97
A55	56,3	0,96	B71	72,8	0,95	C128	130,9	0,98
A58	59,3	0,97	B75	76,8	0,97	C136	138,9	0,99
A60	61,3	0,98	B78	79,8	0,97	C144	146,9	1,00
A62	63,3	0,98	B81	82,8	0,98	C158	160,9	1,02
A64	65,3	0,99	B83	84,8	0,98	C162	164,9	1,03
A66	67,3	0,99	B85	86,8	0,99	C173	175,9	1,04
A68	69,3	1,00	B90	91,8	1,00	C180	182,9	1,05
A71	72,3	1,01	B93	94,8	1,01	C195	197,9	1,07
A75	76,3	1,02	B97	98,8	1,02	C210	212,9	1,08
A78	79,3	1,03	B103	104,8	1,03	C225	225,9	1,10
A80	81,3	1,04	B105	106,8	1,04	C240	240,9	1,11
A85	86,3	1,05	B112	113,8	1,05	C255	255,9	1,12
A90	91,3	1,06	B120	121,8	1,07	C270	270,9	1,14
A96	97,3	1,08	B128	129,8	1,08	C300	300,9	1,16
A105	106,3	1,10	B136	137,8	1,09	C330	330,9	1,19
A112	113,3	1,11	B144	145,8	1,11	C360	360,9	1,21
A120	121,3	1,13	B158	159,8	1,13	C390	390,9	1,23
A128	129,3	1,14	B173	174,8	1,15	C420	420,9	1,24
			B180	181,8	1,16			
			B195	196,8	1,18			
			B210	211,8	1,19			
			B240	240,8	1,22			
			B270	270,3	1,25			
			B300	300,3	1,27			

**Tabla C3: Potencia adicional por relación de transmisión.**

POTENCIA ADICIONAL POR RELACION DE TRANSMISION					
RELACION DE TRANSMISION	SECCION DE FAJA				
	A	B	C	D	E
0,00 a 1,01	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000
1,02 a 1,04	0,00180	0,00472	0,0131	0,0466	0,0890
1,05 a 1,08	0,00360	0,00944	0,0263	0,0931	0,1780
1,09 a 1,12	0,00539	0,01415	0,0394	0,1397	0,2670
1,13 a 1,18	0,00719	0,01887	0,0525	0,1863	0,3560
1,19 a 1,24	0,00899	0,02359	0,0656	0,2329	0,4450
1,25 a 1,34	0,01079	0,02831	0,0788	0,2794	0,5340
1,35 a 1,51	0,01259	0,03303	0,0919	0,3260	0,6230
1,52 a 1,99	0,01439	0,03774	0,1050	0,3726	0,7120
3,00 ó más	0,01618	0,04246	0,1182	0,4191	0,8010

NOTA: Los valores de la tabla multiplicarlo por: #RPM/100

**Tabla C4: Potencia que pueden transmitir las fajas sección "A"**

POTENCIA QUE PUEDEN TRANSMITIR LAS FAJAS SECCION "A"									
RPM DEL RAPIDO	HP POR FAJA REFERIDO A LA POLEA DE DIAMETRO MENOR DE								
	2,6"	2,8"	3,0"	3,2"	3,4"	3,6"	3,8"	4,0"	4,2"
1160	0,74	0,90	1,06	1,22	1,37	1,53	1,68	1,83	1,98
1750	0,98	1,21	1,44	1,66	1,88	2,10	2,32	2,53	2,74
3450	1,41	1,80	2,19	2,56	2,92	3,27	3,61	3,94	4,25
200	0,20	0,23	0,26	0,29	0,33	0,36	0,39	0,42	0,45
400	0,34	0,40	0,46	0,52	0,58	0,64	0,70	0,76	0,82
600	0,46	0,55	0,64	0,72	0,81	0,90	0,98	1,07	1,15
800	0,57	0,68	0,80	0,91	1,02	1,13	1,24	1,35	1,46
1000	0,67	0,81	0,95	1,08	1,22	1,36	1,49	1,63	1,76
1200	0,76	0,93	1,09	1,25	1,41	1,57	1,73	1,88	2,04
1400	0,85	1,04	1,22	1,41	1,59	1,77	1,95	2,13	2,31
1600	0,93	1,14	1,35	1,55	1,76	1,96	2,16	2,36	2,56
1800	1,00	1,23	1,47	1,69	1,92	2,15	2,37	2,59	2,80
2000	1,07	1,33	1,58	1,83	2,07	2,32	2,56	2,80	3,03
2200	1,13	1,41	1,68	1,95	2,22	2,48	2,74	2,99	3,25
2400	1,19	1,49	1,78	2,07	2,35	2,63	2,91	3,18	3,45
2600	1,24	1,56	1,87	2,18	2,48	2,78	3,07	3,35	3,63
2800	1,29	1,63	1,96	2,28	2,60	2,91	3,21	3,51	3,80
3000	1,34	1,69	2,04	2,38	2,71	3,03	3,35	3,66	3,96
3200	1,37	1,74	2,11	2,46	2,81	3,14	3,47	3,79	4,10
3400	1,41	1,79	2,17	2,54	2,90	3,24	3,58	3,91	4,22
3600	1,44	1,84	2,23	2,61	2,98	3,33	3,68	4,01	4,33
3800	1,46	1,87	2,28	2,67	3,04	3,41	3,76	4,10	4,42
4000	1,47	1,90	2,32	2,72	3,10	3,47	3,83	4,17	4,49
4200	1,49	1,93	2,35	2,76	3,15	3,52	3,88	4,22	4,54
4400	1,49	1,94	2,38	2,79	3,19	3,56	3,92	4,25	4,56
4600	1,49	1,95	2,39	2,81	3,21	3,59	3,94	4,27	4,57
4800	1,49	1,95	2,40	2,82	3,22	3,60	3,94	4,27	4,56
5000	1,47	1,95	2,40	2,82	3,22	3,59	3,93	4,24	4,52
5200	1,45	1,94	2,39	2,81	3,21	3,57	3,90	4,20	4,46
5400	1,43	1,91	2,37	2,79	3,18	3,54	3,85	4,13	4,38
5600	1,40	1,89	2,34	2,76	3,14	3,48	3,79	4,05	4,27
5800	1,36	1,85	2,30	2,71	3,09	3,42	3,70	3,94	4,13
6000	1,31	1,80	2,25	2,65	3,02	3,33	3,59	3,81	
6200	1,26	1,75	2,19	2,58	2,93	3,23	3,47	3,65	
6400	1,20	1,68	2,12	2,50	2,83	3,10	3,32		
6600	1,14	1,61	2,04	2,40	2,72	2,96			
6800	1,06	1,53	1,94	2,29	2,58	2,81			
7000	0,98	1,44	1,84	2,17	2,43				
7200	0,89	1,34	1,72	2,03	2,27				
7400	0,79	1,23	1,59	1,88					
7600	0,68	1,10	1,45	1,71					



**Tabla C5: Factor por ángulo de contacto**

FACTOR POR ANGULO DE CONTACTO					
$\frac{D-d}{C}$	$\theta$	$K_\theta$	$\frac{D-d}{C}$	$\theta$	$K_\theta$
0,00	180°	1,00	0,80	133	0,87
0,10	174	0,99	0,90	127	0,85
0,20	169	0,97	1,00	120	0,82
0,30	163	0,96	1,10	113	0,80
0,40	157	0,94	1,20	106	0,77
0,50	151	0,93	1,30	99	0,73
0,60	145	0,91	1,40	91	0,70
0,70	139	0,89	1,50	83	0,65

## Sección D

**Tabla D1: Factor de concentración de esfuerzos en roscas.**

Material:	Whitworth		Estandar Americano	
	MAQUINADO	LAMINADO	MAQUINADO	LAMINADO
acero				
Recocido	1.8	1.4	2.3	2.2
Templado y revenido	3.3	2.6	3.8	3.0

**Tabla D2: Modulo de elasticidad en cortante (G) y en tensión (E) de alambres**

Material ASTM núm.	Módulo en cortante, G		Módulo en tensión, E	
	(psi)	(GPa)	(psi)	(GPa)
Acero estirado en frío: A227	$11.5 \times 10^6$	79.3	$28.6 \times 10^6$	197
Alambre para instrumentos musicales: A228	$11.85 \times 10^6$	81.7	$29.0 \times 10^6$	200
Templado en aceite: A229	$11.2 \times 10^6$	77.2	$28.5 \times 10^6$	196
Al cromo-vanadio: A-231	$11.2 \times 10^6$	77.2	$28.5 \times 10^6$	196
Al cromo-silicio: A401	$11.2 \times 10^6$	77.2	$29.5 \times 10^6$	203
Aceros inoxidables: A313				
Tipos 302, 304, 316	$10.0 \times 10^6$	69.0	$28.0 \times 10^6$	193
Tipo 17-7 PH	$10.5 \times 10^6$	72.4	$29.5 \times 10^6$	203
Latón de resortes: B134	$5.0 \times 10^6$	34.5	$15.0 \times 10^6$	103
Bronce fosforado: B159	$6.0 \times 10^6$	41.4	$15.0 \times 10^6$	103
Cobre al berilio: B197	$7.0 \times 10^6$	48.3	$17.0 \times 10^6$	117
Monel y K-Monel	$9.5 \times 10^6$	65.5	$26.0 \times 10^6$	179
Inconel e Inconel-X	$10.5 \times 10^6$	72.4	$31.0 \times 10^6$	214

*Nota:* Los datos son valores promedio. Puede haber pequeñas variaciones por el tamaño del alambre y su tratamiento.

**Tabla D3: Calibres y diámetros de alambres para resortes.**

Calibre núm.	Calibre U.S. para alambre de acero (pulg) <sup>a</sup>	Calibre para alambre de instrumentos musicales (pulg) <sup>b</sup>	Calibre Brown & Sharpe (pulg) <sup>c</sup>	Diámetros métricos preferidos (mm) <sup>d</sup>
7/0	0.4900			13.0
6/0	0.4615	0.004	0.5800	12.0
5/0	0.4305	0.005	0.5165	11.0
4/0	0.3938	0.006	0.4600	10.0
3/0	0.3625	0.007	0.4096	9.0
2/0	0.3310	0.008	0.3648	8.5
0	0.3065	0.009	0.3249	8.0
1	0.2830	0.010	0.2893	7.0
2	0.2625	0.011	0.2576	6.5
3	0.2437	0.012	0.2294	6.0
4	0.2253	0.013	0.2043	5.5
5	0.2070	0.014	0.1819	5.0
6	0.1920	0.016	0.1620	4.8
7	0.1770	0.018	0.1443	4.5
8	0.1620	0.020	0.1285	4.0
9	0.1483	0.022	0.1144	3.8
10	0.1350	0.024	0.1019	3.5
11	0.1205	0.026	0.0907	3.0
12	0.1055	0.029	0.0808	2.8
13	0.0915	0.031	0.0720	2.5
14	0.0800	0.033	0.0641	2.0
15	0.0720	0.035	0.0571	1.8
16	0.0625	0.037	0.0508	1.6
17	0.0540	0.039	0.0453	1.4
18	0.0475	0.041	0.0403	1.2
19	0.0410	0.043	0.0359	1.0
20	0.0348	0.045	0.0320	0.90
21	0.0317	0.047	0.0285	0.80
22	0.0286	0.049	0.0253	0.70

**Tabla D4: Factores de Tamaño**

Unidades del Sistema Estadounidense Tradicional	
Rango de tamaño	Para $D$ en pulgadas
$D \leq 0.30$	$C_S = 1.0$
$0.30 < D \leq 2.0$	$C_S = (D/0.3)^{-0.11}$
$2.0 < D < 10.0$	$C_S = 0.859 - 0.02125D$
Unidades SI	
Rango de tamaño	Para $D$ en mm
$D \leq 7.62$	$C_S = 1.0$
$7.62 < D \leq 50$	$C_S = (D/7.62)^{-0.11}$
$50 < D < 250$	$C_S = 0.859 - 0.000837D$

**Tabla D5: Factores de Confiabilidad aproximados**

**TABLA 5-1**  
Factores de confiabilidad  
aproximados  $C_R$

Confiabilidad deseada $C_R$	
0.50	1.0
0.90	0.90
0.99	0.81
0.999	0.75

**Tabla D6: Áreas de esfuerzos de roscas estándar americano**

DIAMETRO NOMINAL Pulg.	ROSCA GRUESA			ROSCA FINA		
	HILOS POR PULG.	AREA DE ESFUERZO		HILOS POR PULG.	AREA DE ESFUERZO	
		Pulg <sup>2</sup>	mm <sup>2</sup>		Pulg <sup>2</sup>	mm <sup>2</sup>
1/4	20	0,0318	20,53	28	0,0364	23,47
5/16	18	0,0524	33,83	24	0,0581	37,46
3/8	16	0,0775	50,00	24	0,0878	56,66
7/16	14	0,1063	68,59	20	0,1187	76,59
1/2	13	0,1419	91,55	20	0,1600	103,2
1/2	12	0,1378	88,88			
9/16	12	0,1819	117,4	18	0,2030	131,0
5/8	11	0,2260	145,8	18	0,2560	165,1
3/4	10	0,3345	215,8	16	0,3730	240,6
7/8	9	0,4617	297,9	14	0,5095	328,7
1	8	0,6057	390,8	12	0,6630	427,8
1 1/8	7	0,7633	492,4	12	0,8557	552,1
1 1/4	7	0,9691	625,2	12	1,0729	692,2
1 3/8	6	1,1549	745,1	12	1,3147	848,2
1 1/2	6	1,4053	906,6	12	1,5810	1020
1 3/4	5	1,8995	1225	12	2,1875	1411
2	4.5	2,4982	1612	12	2,8917	1866
2 1/4	4.5	3,2477	2095	12	3,6943	2383
2 1/2	4	3,9988	2580	12	4,5951	2965
2 3/4	4	4,9340	3183	12	5,5940	3609
3	4	5,9674	3850	12	6,6912	4317

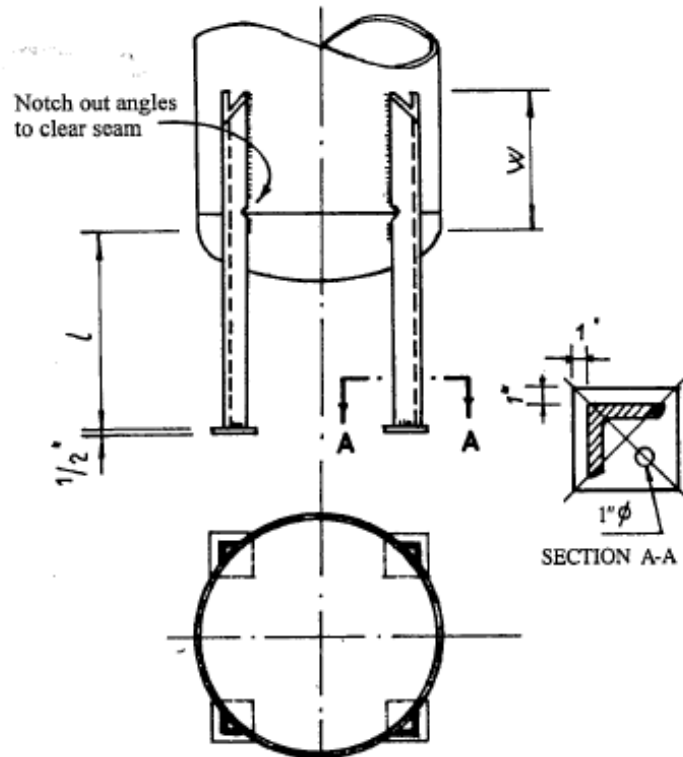


**Tabla D7: Áreas de esfuerzos de roscas métricas**

PASO BASTO			PASO MEDIO		PASO FINO	
DESIGNACION	PASO mm	A <sub>s</sub> mm <sup>2</sup>	DESIGNACION Día X paso	A <sub>s</sub> mm <sup>2</sup>	DESIGNACION Día X paso	A <sub>s</sub> mm <sup>2</sup>
M4	0,7	8,65	M4	8,65	M4 x 0,5	9,69
M5	0,8	13,99	M5	13,99	M5 x 0,5	16,00
M6	1,0	19,84	M6	19,84	M6 x 0,5	23,87
M8	1,25	36,13	M8	36,13	M8 x 1,0	38,77
M10	1,5	57,26	M10	57,26	M10 x 1,0	63,98
M12	1,75	83,24	M12	83,24	M12 x 1,5	87,23
M16	2,0	155,1	M16	155,1	M16 x 1,5	166,0
M20	2,5	242,3	M20 x 2	255,9	M20 x 1,5	269,9
M24	3,0	348,9	M24 x 2	381,9	M24 x 1,5	399,0
M30	3,5	555,3	M30 x 2	618,0	M30 x 1,5	639,7
M36	4,0	555,3	M36 x 3	859,3	M36 x 1,5	936,9
M42	4,5	1111	M42 x 3	1199	M42 x 1,5	1291
M48	5,0	1462	M48 x 3	1596	M48 x 1,5	1701
			M56 x 4	2132	M56 x 2,0	2295
			M64 x 4	2837	M64 x 2,0	3024
			M72 x 4	3643	M72 x 2,0	3854
			M80 x 4	4549	M80 x 2,0	4785
			M90 x 4	5823	M90 x 2,0	6089
			M100 x 4	7254	M100 x 2,0	7551

## Sección E

Tabla E1: medidas de patas para tanques verticales de distinto diámetro



VESSEL DIA	VESSEL HEIGHT MAX	ANGLE SIZE	l max	W
2'-6"	8'-0"	3" x 3" x 3/8"	5'-0"	4"
3'-0"				
3'-6"				
4'-0"	10'-0"	3.5" x 3.5" x 3/8"	5'-0"	6"
4'-6"				
5'-0"	14'-0"	4" x 4" x 1/2"	7'-0"	7"
5'-6"				
6'-0"				
6'-6"				
7'-0"				
7'-6"	18'-0"	6" x 6" x 5/8"	7'-0"	1'-0"

## Sección F

Tabla F1: Motorreductores de 0,5 Hp de ejes paralelos

### Selections Gearmotors

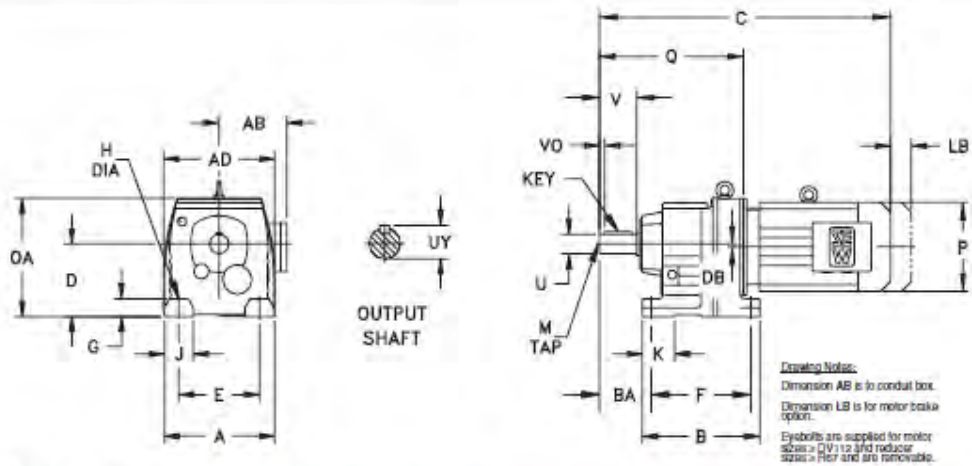
Motor Power P <sub>n</sub> HP	Output Speed n <sub>o</sub> rpm	Service Factor	Torque T <sub>a</sub> lb-in	OHL F <sub>th</sub>	Ratio i	Gear Stages 1)		Gear	Model Motor
						PrL	Sec.		
0.50	30.0	1.7	1030	1230	55.76	3	-	R37	DT71D4
	30.0	2.5	1050	1290	56.73	3	-	R47	DT71D4
	28.0	1.0	1140	830	61.30	3	-	R27	DT71D4
	28.0	1.6	1130	1260	61.18	3	-	R37	DT71D4
	26.0	2.2	1190	1340	64.21	3	-	R47	DT71D4
	25.0	1.4	1290	1240	69.33	3	-	R37	DT71D4
	25.0	2.1	1270	1350	68.54	3	-	R47	DT71D4
	23.0	1.3	1370	1220	73.96	3	-	R37	DT71D4
	23.0	2.0	1370	1340	47.75	3	-	R47	DT90K6
	22.0	1.9	1410	1340	76.23	3	-	R47	DT71D4
	21.0	2.7	1490	1780	80.55	3	-	R57	DT71D4
	20.0	1.2	1570	1170	84.61	3	-	R37	DT71D4
	20.0	1.7	1570	1330	84.90	3	-	R47	DT71D4
	20.0	3.3	1600	2320	86.11	3	-	R67	DT71D4
	19.0	1.1	1690	1140	90.77	3	-	R37	DT71D4
	19.0	2.4	1690	1770	89.71	3	-	R57	DT71D4
	18.0	1.6	1740	1320	93.68	3	-	R47	DT71D4
	18.0	3.0	1790	2300	95.91	3	-	R67	DT71D4
	17.0	1.4	1870	1310	100.86	3	-	R47	DT71D4
	17.0	2.2	1840	1760	98.99	3	-	R57	DT71D4
	16.0	2.0	1980	1750	106.58	3	-	R57	DT71D4
	15.0	1.3	2120	1280	114.17	3	-	R47	DT71D4
	15.0	2.5	2110	2280	113.94	3	-	R67	DT71D4
	14.0	1.2	2260	1270	121.87	3	-	R47	DT71D4
	14.0	1.8	2240	1740	120.63	3	-	R57	DT71D4
	13.0	1.7	2390	1730	128.77	3	-	R57	DT71D4
	13.0	2.2	2390	2250	128.97	3	-	R67	DT71D4
	12.0	1.0	2600	1230	139.99	3	-	R47	DT71D4
	12.0	1.6	2570	1720	89.71	3	-	R57	DT90K6
	12.0	2.1	2550	2230	137.67	3	-	R67	DT71D4
	11.0	1.5	2740	1710	147.92	3	-	R57	DT71D4
	11.0	2.0	2750	2210	95.91	3	-	R67	DT90K6
	11.0	2.1	2560	2230	159	2	2	R67R37	DT71D4
	10.0	1.8	3030	2170	105.83	3	-	R67	DT90K6
	10.0	2.3	3090	2840	166.50	3	-	R77	DT71D4
	9.9	1.3	3190	1670	172.17	3	-	R57	DT71D4
	9.2	1.6	3410	2120	184.07	3	-	R67	DT71D4
	9.1	1.2	3470	1650	186.89	3	-	R57	DT71D4
	8.7	2.0	3620	2800	105.24	3	-	R77	DT71D4
	8.5	1.1	3690	1630	128.77	3	-	R57	DT90K6
	8.5	1.5	3710	2070	199.81	3	-	R67	DT71D4
	8.0	1.4	3950	2030	137.67	3	-	R67	DT90K6
7.7	1.1	3600	1640	220	2	2	R57R37	DT71D4	

NOTES: Consult Assembly Center for additional speed (rpm) selections or dimension pages not listed.  
See page 42 for available mounting options. See page 156 for weights.  
Overhung loads (OHL) are at shaft midpoint.  
See page 121 for index to R gearmotor dimension pages. Dimensions are on pages 122 - 150.  
1) PrL - primary reducer Sec. - secondary reducer.



**Tabla F2: Características geométricas del motorreductor R47**

**Dimensions  
Type R Gearmotors - Foot Mounted**



**Gearcase**

Model	A	AD	B	BA	D*	DB	E	F	G	H	J	K	OA	Q
R37	5.71 145	6.34 161	6.30 160	2.95 75	3.54 90	0.40 10.1	4.33 110	5.12 130	0.71 18	0.35 9	1.38 35	1.57 40	5.04 128	7.31 187
<b>R47</b>	<b>6.69 170</b>	<b>7.01 178</b>	<b>7.68 195</b>	<b>3.54 90</b>	<b>4.53 115</b>	<b>0.55 14</b>	<b>5.31 135</b>	<b>6.50 165</b>	<b>0.94 24</b>	<b>0.53 13.5</b>	<b>1.88 48</b>	<b>1.97 50</b>	<b>7.36 187</b>	<b>9.28 236</b>
R57	7.48 190	7.95 202	7.87 200	3.94 100	4.53 115	0.44 11.2	5.31 135	6.50 165	0.94 24	0.53 13.5	2.17 55	2.36 60	7.36 187	10.12 257
R67	8.27 210	8.48 215	9.25 235	3.94 100	5.12 130	0.81 20.7	5.91 150	7.68 195	1.18 30	0.55 14	2.36 60	2.36 60	8.35 212	11.02 280

\* Note: See page 33 for applicable tolerances.

**Output Shaft** Inch Series/Optional Metric Series

Model	W*	UY	Y	YQ	Key	M
R37	1.000 25	1.11 28	1.07 30	0.28 7.1	$\frac{1}{4} \times \frac{1}{2} \times 1\frac{1}{2}$ 16 8 x 7 x 40	$\frac{1}{2} \times 16 \times 0.87$ M10 x 22
R47	1.250 32	1.36 33	2.36 60	0.28 7	$\frac{1}{4} \times \frac{1}{4} \times 1\frac{1}{2}$ 16 8 x 7 x 50	$\frac{1}{2} \times 19 \times 1.12$ M10 x 22
R57	1.375 35	1.51 38	2.76 70	0.43 11	$\frac{1}{2} \times \frac{1}{2} \times 1\frac{1}{2}$ 16 10 x 8 x 50	$\frac{1}{2} \times 19 \times 1.12$ M12 x 28
R67	1.375 35	1.51 38	2.76 70	0.43 11	$\frac{1}{2} \times \frac{1}{2} \times 1\frac{1}{2}$ 16 10 x 8 x 50	$\frac{1}{2} \times 19 \times 1.12$ M12 x 28

\* Note: See page 33 for applicable tolerances.

**Motor**

Model		DT				DV		
		71	80	90	100	112M	132S	132M
R37	AB	5.43 138	5.43 138	6.73 171	6.89 175	7.40 188	7.40 188	9.13 232
	LB	2.52 64	2.52 64	3.35 85	3.35 85	3.15 80	3.15 80	4.41 112
	P	5.71 145	5.71 145	7.76 197	7.76 197	8.70 221	8.70 221	10.83 275
R47	C	15.98 406	17.95 456	18.74 <sup>1)</sup> 475	20.83 <sup>1)</sup> 529	—	—	—
R47	C	17.09 434	18.06 464	18.54 474	21.81 554	23.10 <sup>1)</sup> 589	25.08 <sup>1)</sup> 637	25.94 <sup>1)</sup> 659
R57	C	17.95 456	19.92 506	20.71 526	22.68 576	24.06 <sup>1)</sup> 611	25.94 <sup>1)</sup> 659	26.81 <sup>1)</sup> 681
R67	C	18.86 479	20.83 529	21.61 549	23.58 599	24.96 <sup>1)</sup> 634	26.86 <sup>1)</sup> 682	27.72 <sup>1)</sup> 704

<sup>1)</sup> Motor extends below mounting foot (D - DB < P/2).

Dimensions are  $\frac{\text{inch}}{\text{mm}}$

See page 152 for available output shaft sizes.



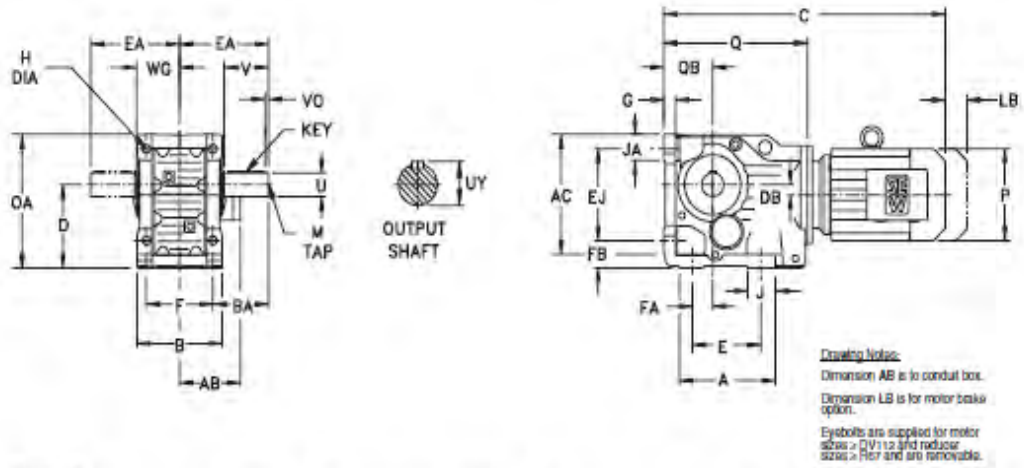
Tabla F3: Motorreductores de 0,33 Hp cónicos helicoidales

Selections  
Gearmotors

Motor Power P <sub>n</sub> HP	Output Speed n <sub>2</sub> rpm	Service Factor	Torque T <sub>a</sub> lb-in	OHL F <sub>0a</sub>	Ratio i	Gear Stages 1)		Gear	Model Motor
						PrL	Sec.		
0.33	17.0	3.0	1200	1810	63.30	3	-	K47	DT71D6
	16.0	1.4	1200	1380	106.38	3	-	K37	DT71C4
	16.0	2.8	1290	1810	104.37	3	-	K47	DT71C4
	15.0	1.3	1370	1370	72.54	3	-	K37	DT71D6
	15.0	2.5	1420	1790	75.20	3	-	K47	DT71D6
	14.0	2.4	1470	1780	121.48	3	-	K47	DT71C4
	13.0	1.1	1580	1320	83.69	3	-	K37	DT71D6
	13.0	2.2	1600	1770	151.87	3	-	K47	DT71C4
	12.0	2.1	1720	1750	90.86	3	-	K47	DT71D6
	11.0	1.8	1970	1720	104.37	3	-	K47	DT71D6
	11.0	2.3	1540	1780	153	3	2	K47R37	DT71C4
	11.0	2.7	1950	2150	102.88	3	-	K57	DT71D6
	10.0	2.6	2050	2140	108.29	3	-	K57	DT71D6
	10.0	3.2	1670	2170	166	3	2	K57R37	DT71C4
	9.1	1.6	2300	1660	121.48	3	-	K47	DT71D6
	9.0	2.8	1930	2150	192	3	2	K57R37	DT71C4
	8.9	2.9	2340	2120	123.85	3	-	K57	DT71D6
	8.3	1.4	2400	1620	151.87	3	-	K47	DT71D6
	8.0	2.5	2150	2130	215	3	2	K57R37	DT71C4
	7.6	2.0	2750	2080	145.14	3	-	K57	DT71D6
	7.0	2.2	2470	2100	246	3	2	K57R37	DT71C4
	6.7	1.4	2570	1610	256	3	2	K47R37	DT71C4
	6.2	1.9	2800	2070	280	3	2	K57R37	DT71C4
	6.2	2.6	2800	2920	279	3	2	K67R37	DT71C4
	5.9	1.2	2950	1510	289	3	2	K47R37	DT71C4
	5.7	3.5	3640	4460	192.18	3	-	K77	DT71D6
	5.4	1.7	3280	2030	319	3	2	K57R37	DT71C4
	5.3	1.1	3370	1390	327	3	2	K47R37	DT71C4
	5.3	2.2	3280	2900	323	3	2	K67R37	DT71C4
	4.8	1.5	3700	1980	362	3	2	K57R37	DT71C4
	4.8	2.0	3690	2880	361	3	2	K67R37	DT71C4
	4.7	3.7	3750	4450	367	3	2	K77R37	DT71C4
	4.1	1.3	4210	1900	421	3	2	K57R37	DT71C4
	4.1	1.8	4200	2810	420	3	2	K67R37	DT71C4
	4.0	3.2	4280	4430	428	3	2	K77R37	DT71C4
	3.7	1.5	4860	2730	471	3	2	K67R37	DT71C4
3.6	1.1	4840	1770	473	3	2	K57R37	DT71C4	
3.5	2.8	4850	4410	485	3	2	K77R37	DT71C4	
3.2	1.4	5430	2860	542	3	2	K67R37	DT71C4	
3.1	2.5	5530	4370	552	3	2	K77R37	DT71C4	
2.8	1.2	6170	2540	613	3	2	K67R37	DT71C4	
2.8	2.2	6170	4330	622	3	2	K77R37	DT71C4	
2.5	1.1	7010	2370	697	3	2	K67R37	DT71C4	

NOTES: Consult Assembly Center for additional speed (rpm) selections or dimension pages not listed.  
See page 288 for available mounting options. See page 412 for weights.  
Overhung loads (OHL) apply only for K gearmotors and are at the shaft midpoint.  
See page 356 for Index to K gearmotor dimension pages. Dimensions are on pages 358 - 399.  
1) PrL = primary reducer Sec. = secondary reducer.

Tabla F4: Características geométricas del motorreductor K47



**Gearcase**

Model	A	AC	B	BA	D*	DB	F	EA	EJ	F	FA	FB	G	H	J	JA
K37	5.83	5.01	4.72	2.36	3.94	0.33	4.33	4.53	4.53	3.94	1.10	1.26	0.63	0.43	1.50	1.42
K47	6.38	5.69	5.71	2.95	4.41	0.28	5.12	5.31	5.12	4.72	1.38	1.46	0.71	0.43	1.38	1.46
K57	6.77	7.48	6.18	3.46	5.20	0.52	5.12	6.02	5.91	5.12	1.18	1.77	0.83	0.53	1.57	1.60
K67	6.69	7.09	6.69	3.98	5.51	0.70	4.72	6.73	6.30	5.51	1.18	1.77	0.94	0.53	2.17	1.60
	143	150	120	60	100	8.5	110	110	115	100	26	32	16	11	38	36
	182	170	145	75	112	7.2	130	135	130	120	35	37	18	11	26	37
	172	190	157	88	132	13.1	130	153	150	130	30	45	21	13.5	40	43
	203	203	170	101	140	20	120	171	160	140	30	45	24	13.5	55	43

\* Note: See page 33 for applicable tolerances.

**Gearcase**

Model	OA	Q	QB	WG
K37	6.46	7.95	2.43	2.36
K47	7.32	8.33	2.80	2.85
K57	8.54	9.06	3.15	3.15
K67	8.98	10.59	3.54	3.41
	164	202	63	60
	186	237	71	72.5
	217	253	80	80
	228	269	90	86.5

**Output Shaft Inch Series/Optional Metric Series**

U*	VY	V	VO	Key	M
1.000	1.11	1.97	0.32	1/4 x 1/4 x 1 1/2 10	5/8 -16 x 0.87
1.250	1.36	2.96	0.26	1/2 x 1/2 x 1 1/2 16	M10 x 22
1.375	1.51	2.76	0.43	5/16 x 5/16 x 1 1/2 16	M10 x 22
1.625	1.70	3.15	0.58	3/8 x 3/8 x 2 1/4 20	M12 x 28
2.0	2.15	3.94	0.70	1/2 x 1/2 x 2 1/2 24	M16 x 36

\* Note: See page 33 for applicable tolerances.

**Motor**

Model		DT				DV		
		71	80	90	100	112M	132S	132M
K37	AB	5.43	5.43	6.73	6.89	7.40	7.40	9.13
	LB	2.52	2.52	3.35	3.35	3.15	3.15	4.41
	P	5.71	5.71	7.76	7.76	8.70	8.70	10.83
K47	C	17.17	19.13	19.92	21.89	—	—	—
		436	486	506	556	—	—	—
K57	C	17.80	19.76	20.55	22.52	23.90	25.79	26.65
		452	502	522	572	607	655	677
K67	C	18.43	20.39	21.18	23.15	24.53	26.42	27.28
		468	518	538	588	623	671	693

Dimensions are <sup>inch</sup>/<sub>mm</sub>

See page 468 for available output shaft sizes.



**Tabla F5: Motores SEW a 1800 rpm**

**Technical Data  
AC Motors and Brakemotors**

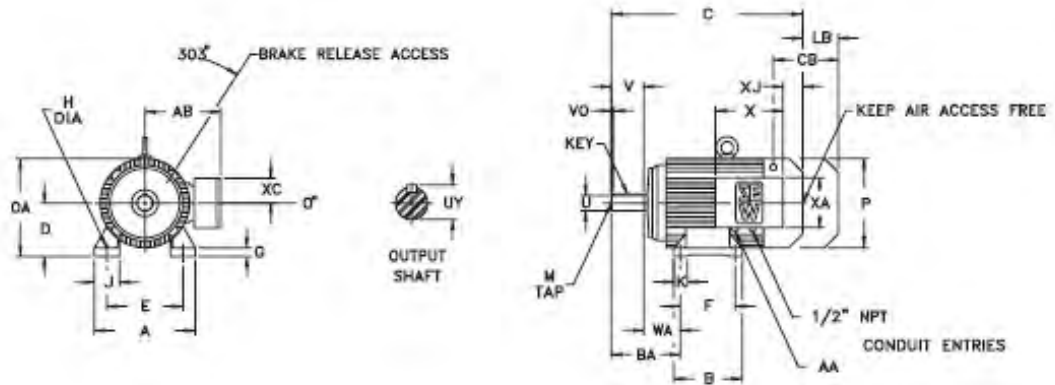
Continuous Duty - 40°C Ambient - up to 3300 ft Elevation **Synchronous speed 1800 rpm @ 60Hz**

Frame Size	P <sub>n</sub>		n <sub>n</sub> rpm	I <sub>n</sub> Amp			I <sub>n</sub> /I <sub>n</sub> %	T <sub>n</sub> lb-in.	T <sub>w</sub> /T <sub>n</sub> %	T <sub>v</sub> /T <sub>n</sub> %	Cos φ	η %	Code Letter	J <sub>m</sub> lb-ft <sup>2</sup>		Z <sub>c</sub> Starts/hr.		T <sub>s</sub> lb-in.	Weight lbs.		
	hp	kW		230V	460V	575V								*	**	BG <sup>2)</sup>	BGE <sup>3)</sup>		*	**	**
DT71K4	0.25	0.18	1700	1.10	0.55	0.40	338	9.3	185	225	0.67	62	G	.0062	.0084	9000	9000	22	13	19	
DT71C4	0.33	0.25	1720	1.32	0.66	0.50	489	12.1	265	280	0.66	72	J	.0104	.0125	7900	9000	44	15	22	
DT71D4	0.5	0.37	1700	2.00	1.00	0.80	400	18.5	215	225	0.71	68	H	.0104	.0125	5200	9000	44	15	22	
<b>DT80K4</b>	<b>0.75</b>	<b>0.55</b>	<b>1700</b>	<b>2.90</b>	<b>1.45</b>	<b>1.20</b>	<b>445</b>	<b>27.8</b>	<b>245</b>	<b>270</b>	<b>0.67</b>	<b>74</b>	<b>H</b>	<b>.0158</b>	<b>.0177</b>	<b>3700<sup>1)</sup></b>	<b>9000</b>	<b>88</b>	<b>22</b>	<b>28</b>	
DT80N4	1	0.75	1700	3.70	1.85	1.50	486	37.1	300	270	0.69	75.5	J	.0207	.0228	2800	7500	88	25	32	
DT90S4	1.5	1.1	1740	5.20	2.60	2.10	612	54.3	300	340	0.69	77	K	.0594	.0722	2000	5000	177	35	57	
DT90L4	2	1.5	1720	6.2	3.10	2.50	694	73.3	325	340	0.76	80	K	.0789	.0936	1500	3800	177	40	62	
DT100LS4	3	2.2	1720	8.6	4.30	3.4	651	110	300	305	0.80	81.5	J	.101	.114	1000	2700	354	51	73	
DT100L4	5	3.7	1680	12.6	6.8	5.4	574	188	260	250	0.84	81.5	G	.126	.139	800	2000	354	60	82	
DV112M4	5.4	4.0	1730	14.0	7.0	5.6	703	197	280	285	0.82	85.5	J	.233	.262	—	1400	487	84	110	
DV132S4	7.5	5.5	1720	18.8	9.4	7.5	670	275	275	275	0.85	86.5	H	.416	.445	—	1200	664	106	139	
DV132M4	10	7.5	1740	27.4	13.7	11.0	545	362	255	225	0.78	87.5	G	.656	.769	—	1000	885	146	198	
DV132ML4	12.5	9.2	1740	32.8	16.4	13.1	583	453	280	230	0.80	88.5	G	.783	.887	—	900	1328	165	220	
DV160M4	15	11	1740	40	20	16.0	530	534	280	215	0.79	88.5	G	.945	1.049	—	700	1328	185	240	
DV160L4	20	15	1760	54	27	21.6	537	716	300	190	0.79	89.5	G	2.197	2.449	—	580	1770	326	419	
DV180M4	25	18.5	1760	63	31.5	25.2	533	895	260	165	0.82	88.5	F	2.660	2.912 3.164 <sup>1)</sup>	—	450	2655 2655 <sup>1)</sup>	386	476 485 <sup>1)</sup>	
DV180L4	30	22	1760	80	40	32.0	528	1074	290	175	0.79	88.5	G	3.064	3.316 3.567 <sup>1)</sup>	—	400	2655 2655 <sup>1)</sup>	410	503 512 <sup>1)</sup>	
DV200L4	40	30	1760	95	47.5	38.0	581	1432	280	190	0.89	90.2	F	5.558	5.809 6.061 <sup>1)</sup>	—	330	2655 5310 <sup>1)</sup>	538	650 659 <sup>1)</sup>	
DV225S4	50	37	1760	118	59	47.2	559	1790	310	180	0.89	90.2	F	7.149	7.400 7.652 <sup>1)</sup>	—	250	2655 5310 <sup>1)</sup>	653	785 774 <sup>1)</sup>	
DV225M4	60	45	1760	140	70	56.0	620	2149	310	200	0.88	91.7	G	8.479	8.730 8.982 <sup>1)</sup>	—	200	2655 5310 <sup>1)</sup>	717	831 840 <sup>1)</sup>	

\* Without Brake  
 \*\* With Brake  
 1) Double Disc Brake  
 2) Values with BG rectifier (standard for frame size 100L and smaller)  
 3) Values with BGE rectifier (standard for frame size 112M and larger)



Tabla F6: Características geométricas del motor DT80



Motor

Model	A	B	BA	C	CB	D	E	F	G	H	J	K	LB	OA	P	WA
DT71	5.67 144	4.53 115	2.95 75	9.13 232	2.32 59	2.80 <sup>+0.10</sup> <sub>-0.20</sub> 71 <sup>+0.5</sup> <sub>-1</sub>	4.41 112	3.54 90	0.20 5	0.28 7	1.22 31	1.26 32	2.52 64	5.67 144	5.71 <sup>1)</sup> 145 <sup>1)</sup>	1.77 45
<b>DT80</b>	<b>5.87</b> <b>149</b>	<b>4.92</b> <b>125</b>	<b>3.54</b> <b>90</b>	<b>11.50</b> <b>292</b>	<b>2.32</b> <b>59</b>	<b>3.15</b> <b>80</b> <sup>+0.10</sup> <sub>-0.20</sub>	<b>4.92</b> <b>125</b>	<b>3.94</b> <b>100</b>	<b>0.39</b> <b>10</b>	<b>0.35</b> <b>9</b>	<b>1.30</b> <b>33</b>	<b>1.10</b> <b>28</b>	<b>2.62</b> <b>64</b>	<b>6.02</b> <b>153</b>	<b>5.71</b> <b>145</b>	<b>1.97</b> <b>50</b>
DT90	6.93 176	5.98 152	4.17 106	12.72 323	2.72 69	3.54 <sup>+0.10</sup> <sub>-0.20</sub> 90 <sup>+0.5</sup> <sub>-1</sub>	5.51 140	4.92 <sup>2)</sup> 125 <sup>2)</sup>	0.31 8	0.35 9	1.26 32	1.26 32	3.35 85	7.44 189	7.76 <sup>1)</sup> 197 <sup>1)</sup>	2.20 56
DT100	7.40 188	6.89 170	4.84 123	14.61 371	2.72 69	3.04 <sup>+0.10</sup> <sub>-0.20</sub> 100 <sup>+0.5</sup> <sub>-1</sub>	6.30 160	5.51 140	0.47 12	0.47 12	1.50 38	1.38 35	3.35 85	7.83 199	7.76 197	2.48 63
DV112M	8.66 220	6.89 170	5.12 130	16.10 409	3.82 97	4.41 <sup>+0.10</sup> <sub>-0.20</sub> 112 <sup>+0.5</sup> <sub>-1</sub>	7.48 190	5.51 140	0.55 14	0.47 12	1.73 44	1.38 35	3.15 80	8.78 223	8.70 221	2.76 70

Output Shaft

Model	U	UY	V	VO	Key	M
DT71	0.551 <sup>+0.0022</sup> <sub>0</sub> 14 <sup>+0.12</sup> <sub>-0.01</sub>	0.83 18	1.18 30	0.16 4	20 x 20 x 37 5 x 5 x 22	M5 x 40 M5 x 12.5
DT80	0.748 <sup>+0.0006</sup> <sub>-0.001</sub> 19 <sup>+0.15</sup> <sub>-0.02</sub>	0.85 21.5	1.57 40	0.16 4	24 x 24 x 1.26 6 x 6 x 32	M6 x 63 M6 x 16
DT90	0.945 <sup>+0.0006</sup> <sub>-0.001</sub> 24 <sup>+0.15</sup> <sub>-0.02</sub>	1.06 27	1.97 50	0.20 5	31 x 28 x 1.57 8 x 7 x 40	M8 x 75 M8 x 19
DT100	1.102 <sup>+0.0006</sup> <sub>-0.001</sub> 28 <sup>+0.15</sup> <sub>-0.02</sub>	1.22 31	2.36 60	0.20 5	31 x 28 x 1.97 8 x 7 x 50	M10 x 87 M10 x 22
DV112M	1.102 <sup>+0.0006</sup> <sub>-0.001</sub> 28 <sup>+0.15</sup> <sub>-0.02</sub>	1.22 31	2.36 60	0.20 5	31 x 28 x 1.97 8 x 7 x 50	M10 x 87 M10 x 22

Conduit Box

	AA	AB	X	XA	XC	XJ
DT71	1/2 NPT —	5.43 138	5.70 147	4.53 115	2.24 57	0.55 14
DT80	1/2 NPT —	5.43 138	5.70 147	4.53 115	2.24 57	0.55 14
DT90	1/2 NPT —	6.73 171	5.70 147	4.53 115	2.24 57	1.10 28
DT100	3/4 NPT —	6.89 175	6.57 167	4.84 123	2.40 61	1.22 31
DV112M	3/4 NPT —	7.40 188	6.57 167	4.84 123	2.40 61	1.85 47

<sup>1)</sup> Fan Guard flattened at base.  
<sup>2)</sup> Not per IEC for DT90S motors.

Dimensions are  $\frac{\text{Inch}}{\text{mm}}$   
Dimension LB is for brake option.  
Dimension CB is for brake release access.  
Eye bolts are removable.

**Tabla F7: tabla de características de distintos modelos de bombas de vacío de anillo líquido**

Bestell-Nr.	Motor (IP55)					Betr.- wasser- menge	Schall- druck- pegel	Ge- wicht	Werk- stoffe <sup>2)</sup>
	Fre- quenz	Leistung	Spannung	Bemessungs- Strom	Service- faktor <sup>1)</sup>				
Order No.	Motor (IP55)					Oper. liquid qty.	Sound pressure level	Weight	Materi- als <sup>2)</sup>
	Fre- quency	output	voltage	rated current	Service factor <sup>1)</sup>				
	Hz	kW	V	A		m <sup>3</sup> /h	dB(A)	kg	
2BV5 110-0KH01-8S	50	4,0	200-240 Δ / 345-415 Y	19,0 Δ / 11,0 Y	1,30	0,8	63	86	A
	60	6,2	220-275 Δ / 380-480 Y	20,0 Δ / 11,5 Y	1,00		67		
2BV5 110-0HH01-8S	50	4,0	200-240 Δ / 345-415 Y	19,0 Δ / 11,0 Y	1,30	0,8	63	86	B
	60	6,2	220-275 Δ / 380-480 Y	20,0 Δ / 11,5 Y	1,00		67		
2BV5 111-0KH03-8S	50	5,5	200-240 Δ / 345-415 Y	27,5 Δ / 16,0 Y	1,27	1,2	68	105	A
	60	8,2	220-275 Δ / 380-480 Y	27,5 Δ / 16,0 Y	1,00		1,0		
2BV5 111-0HH03-8S	50	5,5	200-240 Δ / 345-415 Y	27,5 Δ / 16,0 Y	1,27	1,2	68	105	B
	60	8,2	220-275 Δ / 380-480 Y	27,5 Δ / 16,0 Y	1,00		1,0		
2BV5 121-0KH03-8S	50	7,5	200-240 Δ / 345-415 Y	38,0 Δ / 22,0 Y	1,30	1,2	69	165	A
	60	11,4	220-275 Δ / 380-480 Y	39,0 Δ / 22,5 Y	1,00		1,5		
2BV5 121-0HH03-8S	50	7,5	200-240 Δ / 345-415 Y	38,0 Δ / 22,0 Y	1,30	1,2	69	165	B
	60	11,4	220-275 Δ / 380-480 Y	39,0 Δ / 22,5 Y	1,00		1,5		
2BV5 131-0KH01-7S	50	11,0	345-415 Δ	35,0 Δ	1,23	1,8	73	185	A
	60	16,2	380-480 Δ	35,0 Δ	1,00		77		
2BV5 131-0HH01-7S	50	11,0	345-415 Δ	35,0 Δ	1,23	1,8	73	185	B
	60	16,2	380-480 Δ	35,0 Δ	1,00		77		
2BV5 161-0KH02-7S	50	12,0	345-415 Δ	38,0 Δ	1,25	2,4	74	260	A
	60	18,0	380-480 Δ	40,0 Δ	1,00		75		
2BV5 161-0HH02-7S	50	12,0	345-415 Δ	38,0 Δ	1,25	2,4	74	260	B
	60	18,0	380-480 Δ	40,0 Δ	1,00		75		





1) Der Servicefaktor (Reserve des Motors) bezieht sich auf die angegebene Bemessungsleistung bei Standardbedingungen; die Stromangaben sind Maximalwerte.  
The service factor (motor reserve) relates to the specified rated output under standard conditions; current specifications are max. values.

**Tabla F8: Valores de diseño de la rugosidad de tubos**

Material	Rugosidad ε (m)	Rugosidad ε (pie)
Vidrio	Liso	Liso
Plástico	$3.0 \times 10^{-7}$	$1.0 \times 10^{-6}$
Tubo extruido; cobre, latón y acero	$1.5 \times 10^{-6}$	$5.0 \times 10^{-6}$
Acero, comercial o soldado	$4.6 \times 10^{-5}$	$1.5 \times 10^{-4}$
Hierro galvanizado	$1.5 \times 10^{-4}$	$5.0 \times 10^{-4}$
Hierro dúctil, recubierto	$1.2 \times 10^{-4}$	$4.0 \times 10^{-4}$
Hierro dúctil, no recubierto	$2.4 \times 10^{-4}$	$8.0 \times 10^{-4}$
Concreto, bien fabricado	$1.2 \times 10^{-4}$	$4.0 \times 10^{-4}$
Acero remachado	$1.8 \times 10^{-3}$	$6.0 \times 10^{-3}$

Tabla F9: Caudales y aperturas de boquillas a diversas presiones

Full Cone Type Spray Tips

		 mm	l/min												
			0.7 bar	1 bar	2 bar	3 bar	4 bar	5 bar	6 bar	10 bar	15 bar	20 bar	1 bar	10 bar	20 bar
D1	DC31	0.79	0.31	0.36	0.49	0.59	0.67	0.74	0.80	1.0	1.2	1.4	42°	40°	38°
D1.5	DC31	0.91	0.39	0.45	0.63	0.76	0.86	0.95	1.0	1.3	1.6	1.8	54°	46°	40°
D2	DC31	1.0	0.45	0.53	0.72	0.86	0.98	1.1	1.2	1.5	1.8	2.0	56°	54°	49°
D3	DC31	1.2	0.49	0.58	0.80	0.95	1.1	1.2	1.3	1.6	1.9	2.2	58°	67°	58°
D1	DC33	0.79	0.32	0.36	0.46	0.56	0.64	0.71	0.78	0.98	1.2	1.4	24°	37°	37°
D1.5	DC33	0.91	0.42	0.47	0.63	0.75	0.85	0.95	1.0	1.3	1.6	1.9	34°	46°	45°
D2	DC33	1.0	0.47	0.56	0.78	0.95	1.1	1.2	1.3	1.7	2.0	2.3	42°	55°	52°
D3	DC33	1.2	0.57	0.68	0.95	1.1	1.3	1.5	1.6	2.0	2.5	2.8	46°	57°	56°
D4	DC33	1.6	0.78	0.91	1.3	1.5	1.7	1.9	2.1	2.7	3.3	3.7	49°	63°	63°
D1	DC35	0.79	0.30	0.36	0.48	0.58	0.65	0.71	0.78	0.97	1.2	1.3	16°	27°	27°
D1.5	DC35	0.91	0.41	0.47	0.63	0.76	0.85	0.94	1.0	1.3	1.5	1.7	19°	30°	30°
D2	DC35	1.0	0.53	0.62	0.83	0.99	1.1	1.2	1.3	1.7	2.0	2.2	38°	45°	40°
D3	DC35	1.2	0.58	0.72	0.98	1.2	1.3	1.5	1.6	2.0	2.4	2.8	42°	48°	42°
D4	DC35	1.6	1.0	1.2	1.6	2.0	2.3	2.5	2.8	3.5	4.2	4.8	65°	68°	60°
D5	DC35	2.0	1.3	1.6	2.2	2.6	3.0	3.3	3.6	4.5	5.5	6.3	65°	69°	62°
D2	DC56	1.0	—	—	0.80	0.98	1.1	1.2	1.4	1.8	2.2	2.5	—	18°	16°
D3	DC56	1.2	—	—	1.1	1.3	1.6	1.7	1.9	2.4	3.0	3.4	—	24°	22°
D4	DC56	1.6	—	1.3	1.8	2.2	2.5	2.8	3.1	4.0	4.8	5.6	18°	30°	28°
D5	DC56	2.0	1.4	1.8	2.5	3.0	3.5	3.9	4.3	5.5	6.7	7.8	24°	35°	33°
D6	DC56	2.4	2.2	2.7	3.7	4.5	5.3	5.9	6.5	8.5	10.2	11.9	31°	40°	38°
D7	DC56	2.8	2.9	3.4	4.9	6.0	6.9	7.7	8.5	11.0	13.5	15.6	42°	53°	51°
D8	DC56	3.2	3.7	4.4	6.2	7.6	8.8	9.8	10.8	13.9	17.0	19.6	48°	58°	56°
D10	DC56	4.0	5.1	6.1	8.6	10.6	12.2	13.6	15.0	19.3	24	27	57°	66°	64°



# Gráficos

## Sección A

Gráfico A1: Factor de temperatura para bandas termoplásticas.

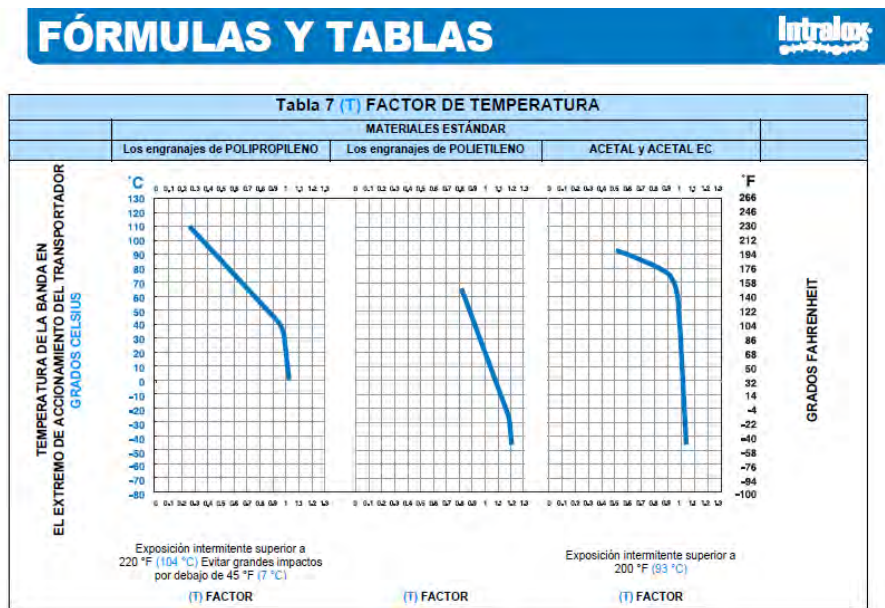
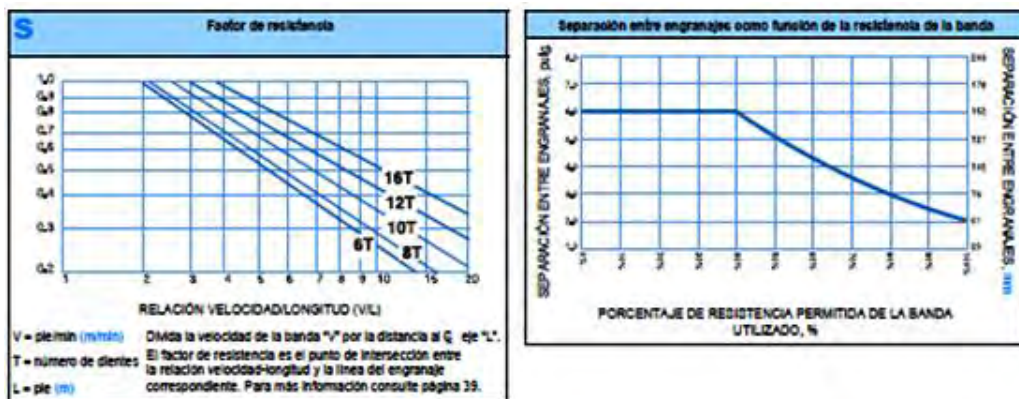


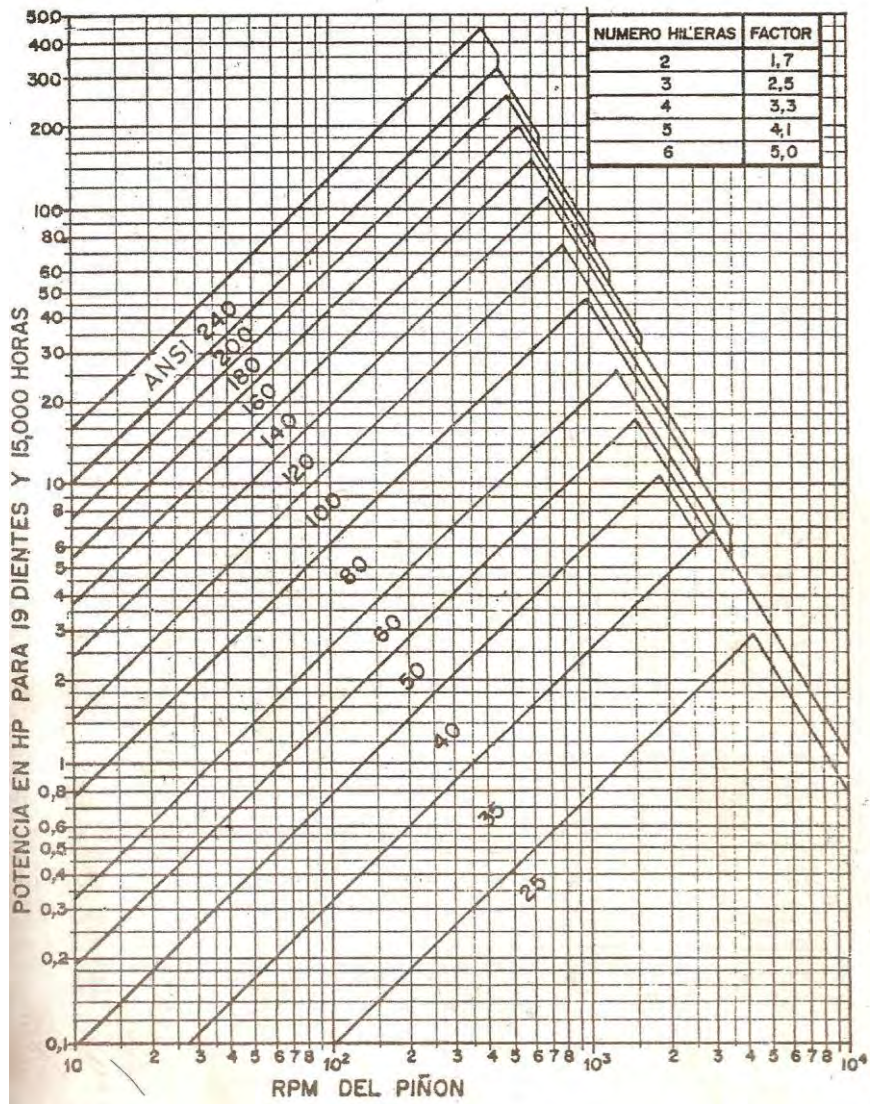
Gráfico A2: Factor de resistencia según número de dientes





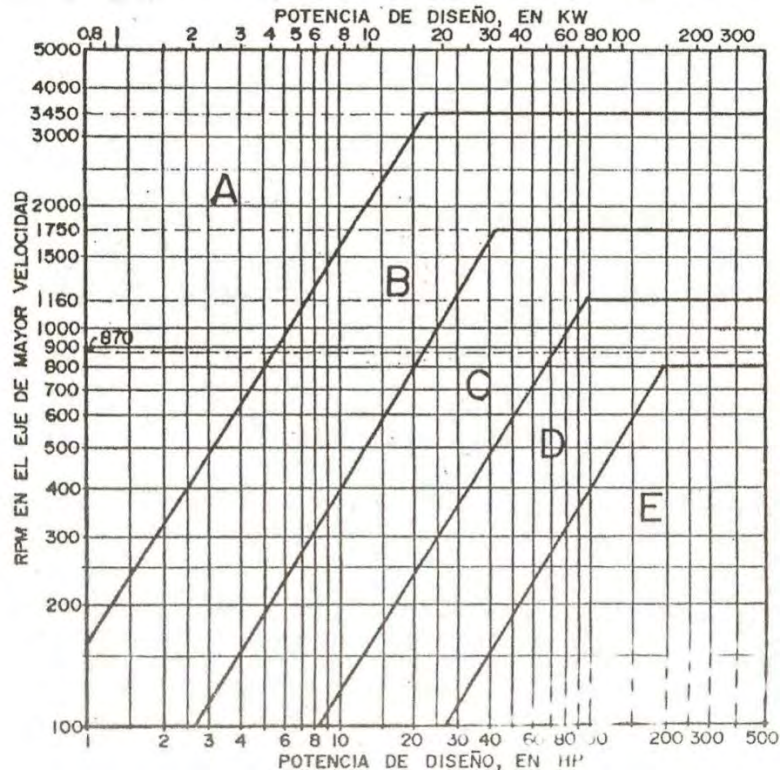
## Sección B

Gráfico B1: capacidades de las cadenas de rodillos



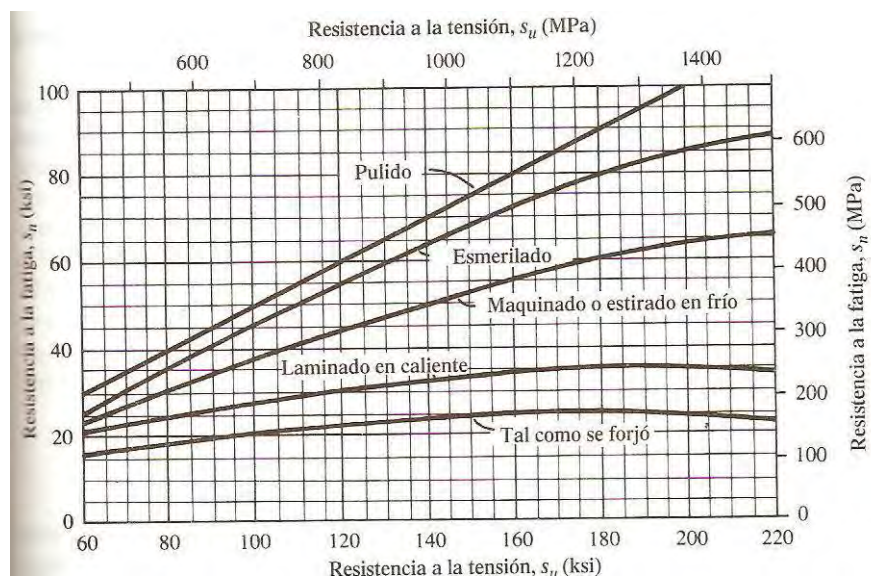
## Sección C

Grafico C1: Selección de la sección de la faja en V



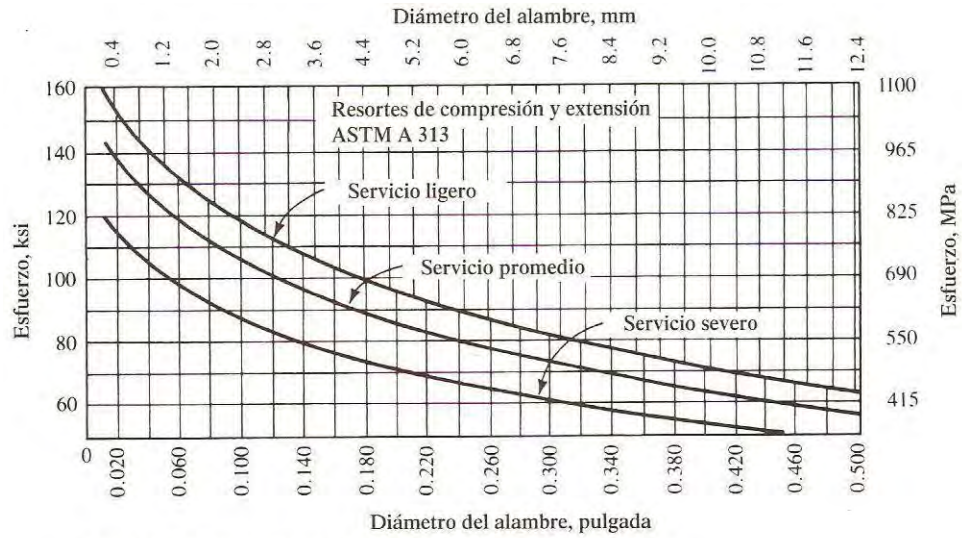
## Sección D

Grafico D1: Resistencia a la Fatiga  $S_n$



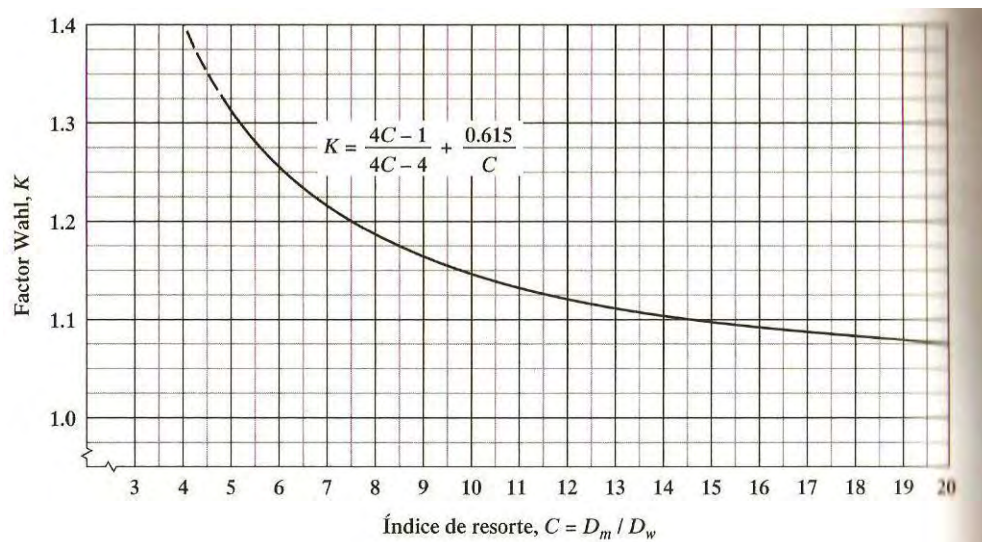


**Gráfico D2: Esfuerzos cortantes de diseño para alambres de acero inoxidable ASTM 313**



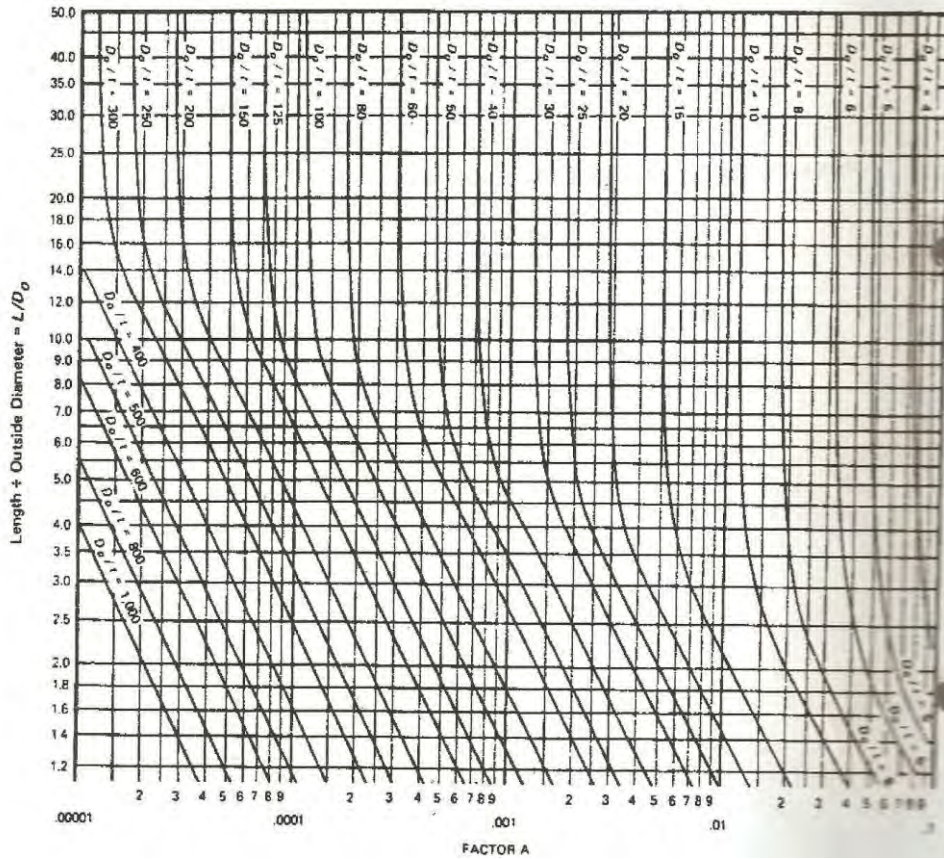
Alambre de acero inoxidable tipo 302  
 Para tipo 304, multiplicar por 0.95  
 Para tipo 316, multiplicar por 0.85

**Gráfico D3: Factor Wahl en función del índice de resorte, para alambre redondo.**

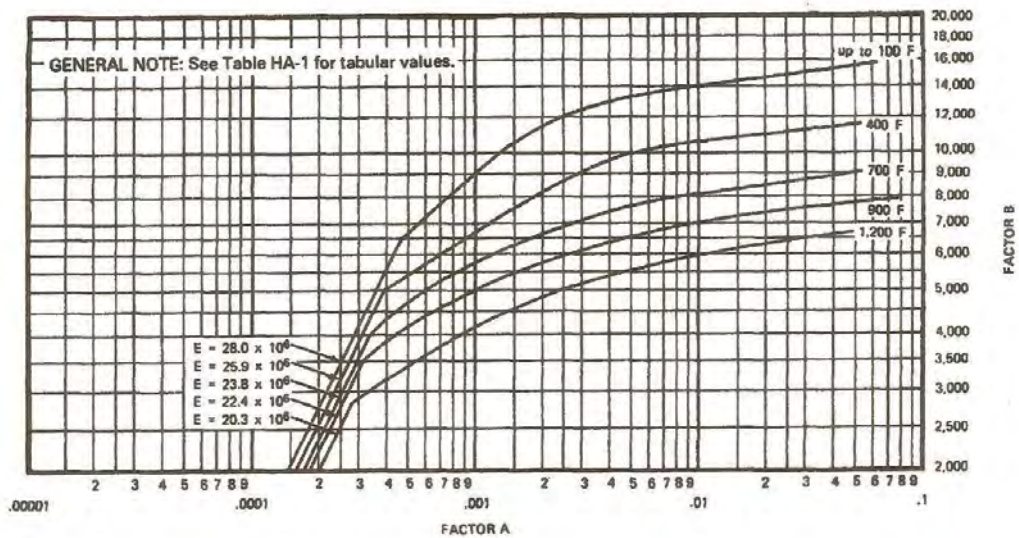


## Sección E

**Grafico E1: Carta geométrica para componentes bajo presión externa o cargas de compresión (para todos los materiales)**



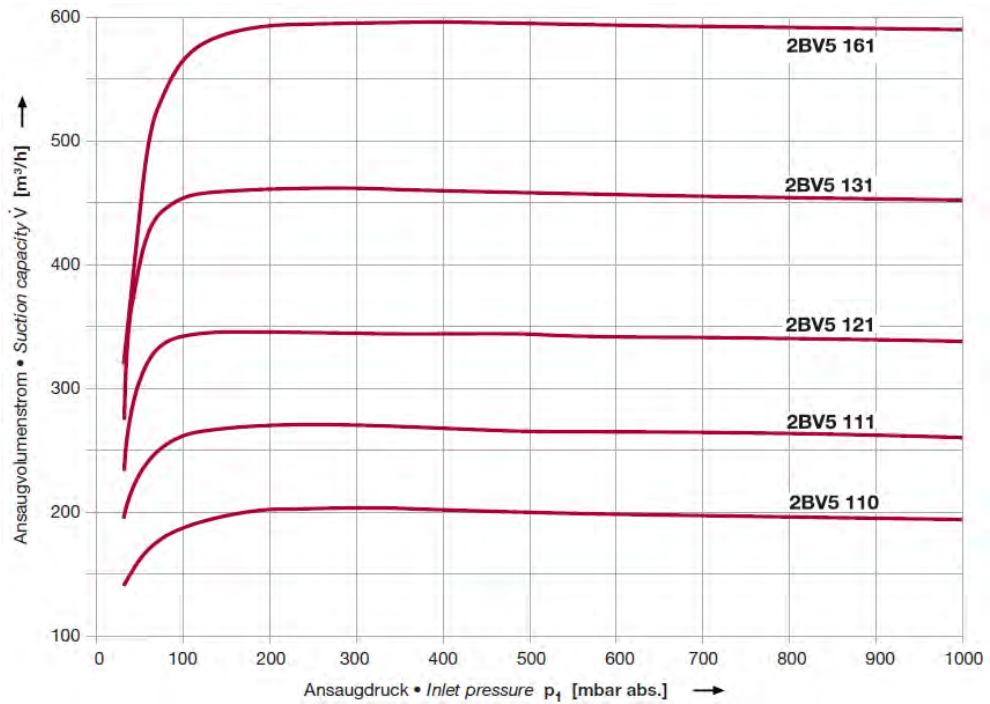
**Grafico E2: Carta para determinar el espesor de pared de componentes bajo presión externa construidos de acero inoxidable 304**





## Sección F

**Grafico F1: Carta para seleccionar el modelo de bomba de vacío**



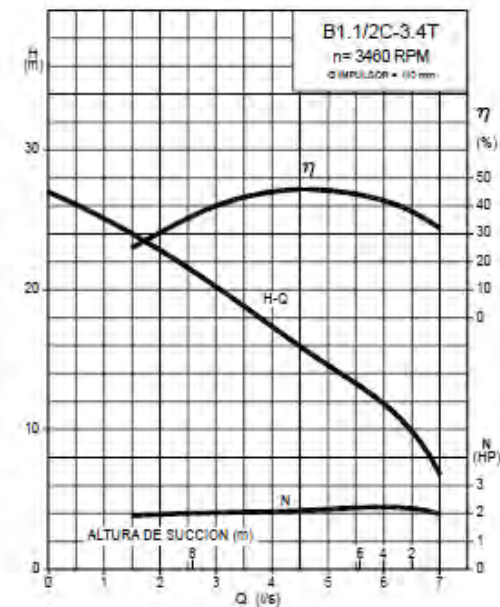
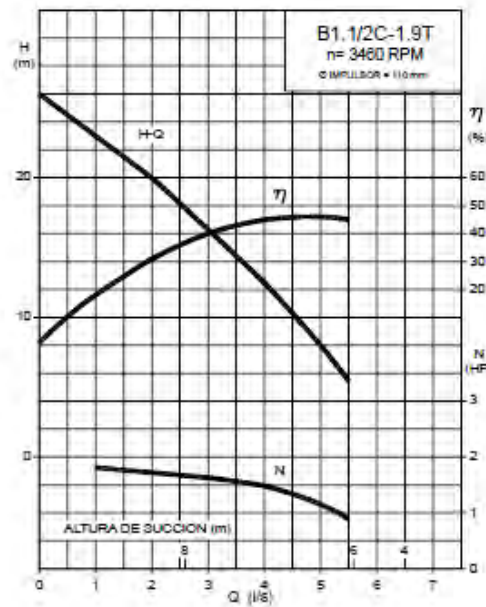
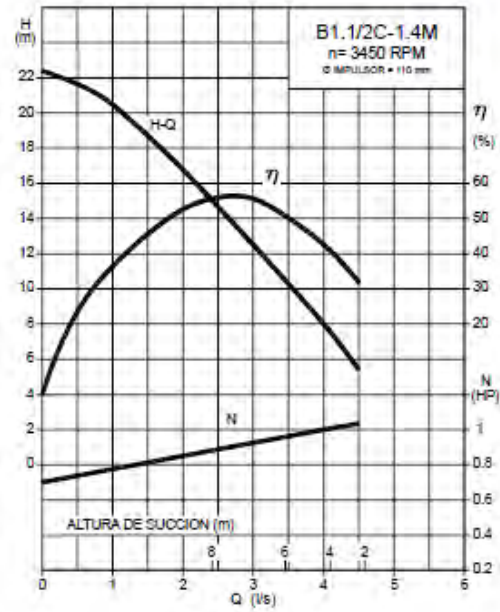
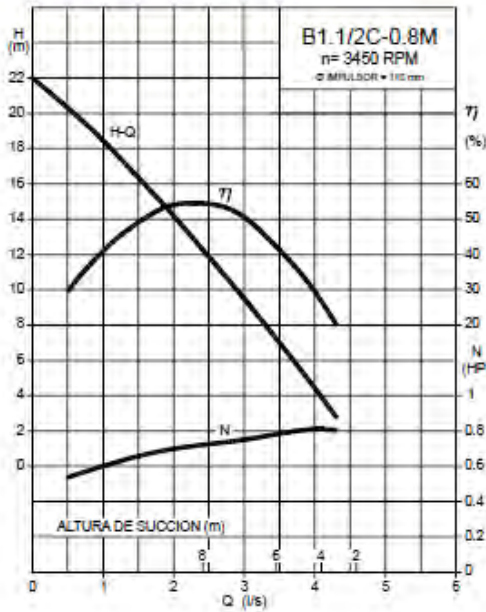
**Grafico F2: Datos técnicos de bombas autocebantes**

MODELO	PRESION PRUEBA HIDROSTATICA (m)	ESPESOR DE CAJA (mm)	LUZ MAXIMA ENTRE IMPULSOR Y GUIADOR (mm)	DIAMETRO EJE (PULGADAS)		TEMPERATURA MAXIMA (°C)	NUMERO DE ALETAS	MOTOR	
				IMPULSOR	SELLO			F.S.	HP
B1.1/2C-0.8M	42	5	0.3	NF 7/16	5/8	90	3	0.8	NEMA C56
B1.1/2C-1.4M		5						1.4	NEMA D56
B1.1/2C-1.9T		5						1.9	
B1.1/2C-3.4T		5						3.4	NEMA F56H
C02C-5.7T	45	8	0.4	NF 7/8	1.1/8		4	5.7	IEC 100L
C03CA-5.7T		5						5	11.5
D04CA-L-8.6T	60	6.5	0.5				4	8.6	
D04CA-11.5T		6.5						11.5	IEC 132S

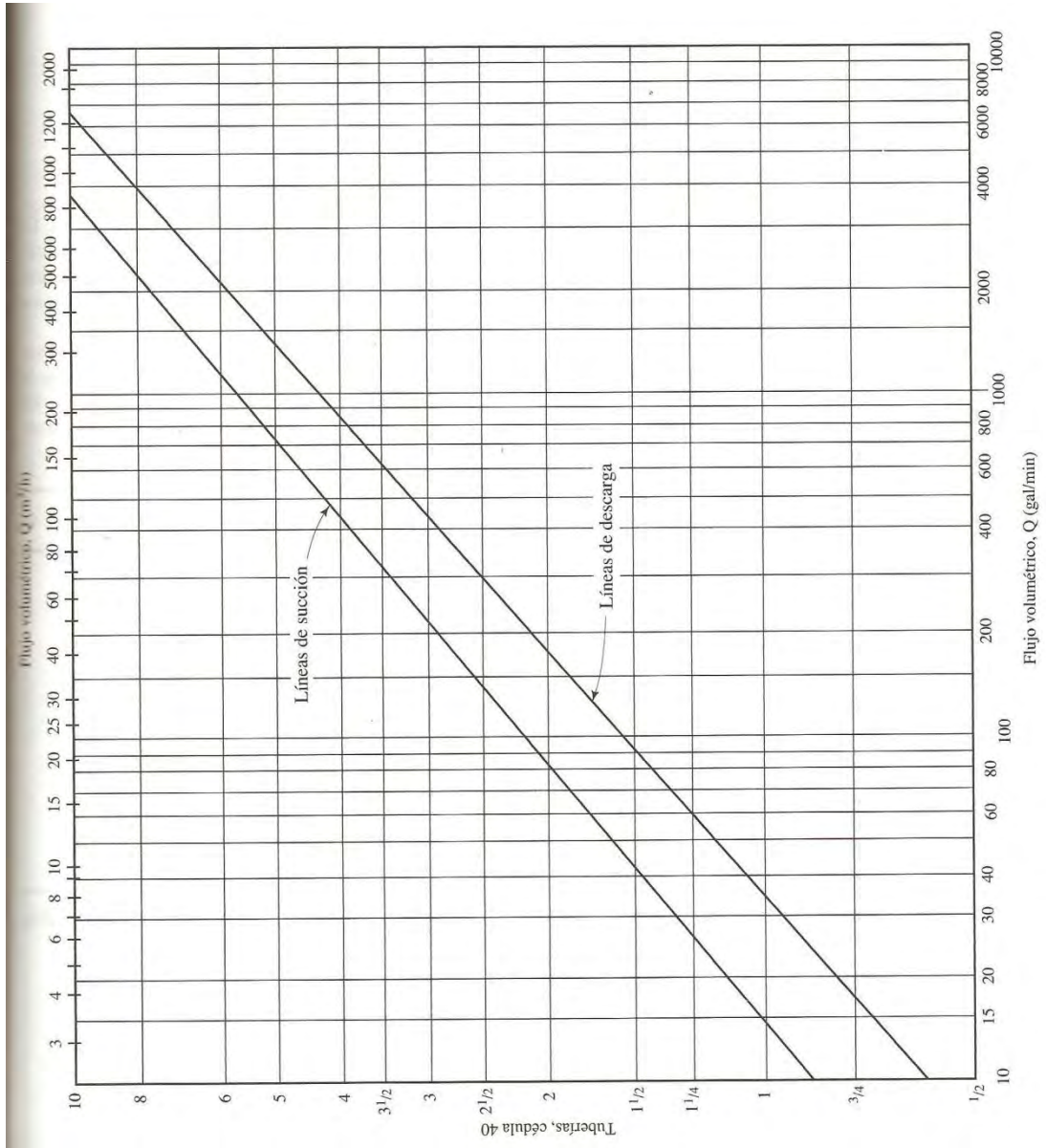
### Grafico F3: Curvas características de bombas autocebantes



#### CURVAS DE OPERACION A 60 Hz



**Gráfico F4: Tamaño recomendado de tuberías según el flujo volumétrico.**





**Grafico F5: Diagrama de Moody**

