



ESCUELA SUPERIOR POLITÉCNICA DEL LITORAL

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

“Diseño de Máquina Descamadora de Tilapia.”

EXAMEN COMPLEXIVO

Previo a la obtención del Título de:

INGENIERO MECÁNICO

Presentada por:

Roberto Germán Nevárez Máiz

GUAYAQUIL –ECUADOR

AÑO: 2014

AGRADECIMIENTO

A mi Padre y Madre que
hicieron posible mi
educación y me
alentaron durante mi
vida.

DEDICATORIA

A MI PADRE Y MADRE

A MIS TRES HIJOS

TRIBUNAL DE SUSTENTACIÓN

Ing. Jorge Duque R.
DECANO DE LA FIMCP
PRESIDENTE

Ing. Ernesto Martínez L.
DIRECTOR DEL EXAMEN
COMPLEXIVO

Ing. Manuel Helguero G.
VOCAL

DECLARACIÓN EXPRESA

“La responsabilidad del contenido desarrollado en el presente Examen Complexivo me corresponde exclusivamente; y el patrimonio intelectual del mismo a la ESCUELA SUPERIOR POLITÉCNICA DEL LITORAL”

(Reglamento de Graduación de la ESPOL)

Roberto Germán Nevárez Máiz

RESUMEN

En los últimos años el mercado de la tilapia a nivel internacional tuvo un aumento significativo, por tal motivo se desarrolló el presente trabajo en el ámbito de este tipo de industria, enfocando específicamente el proceso de descamado. Este proyecto surgió de la necesidad de reemplazar el descamado manual de la tilapia, por un proceso mecanizado con una máquina Descamadora.

Fue necesario determinar los requerimientos del proceso, y sobre todo que mantenga la buena calidad del producto final, principalmente mediante la disminución del tiempo de proceso, ya que éste es un parámetro muy importante a considerar en las industrias alimenticias de este tipo.

Se dimensionaron, analizaron y diseñaron los diferentes componentes, según los criterios de análisis de diseño mecánico, con el objetivo de tener la confiabilidad de un funcionamiento adecuado para el propósito establecido.

Se entregan planos de construcción, cronograma de trabajo y los costos respectivos.

ÍNDICE GENERAL

	Pág.
RESUMEN.....	ii
ÍNDICE GENERAL.....	iii
ABREVIATURAS.....	v
SIMBOLOGÍA.....	vi
ÍNDICE DE FIGURAS.....	viii
ÍNDICE DE TABLAS.....	xi
ÍNDICE DE PLANOS.....	xii
INTRODUCCIÓN.....	1
CAPÍTULO 1	
1. INTRODUCCIÓN.....	2
1.1 Descripción del proceso de empacado de tilapia	2
1.2 Definición del problema.....	25
1.3 Requerimientos de operación de la Descamadora.....	26
CAPÍTULO 2	
2. DISEÑO DE FORMA.....	30
2.1. Partes constitutivas.....	31
2.2. Alternativas de solución.....	33
2.3. Matriz de decisión.....	34

2.4. Diseño de forma.....	37
---------------------------	----

CAPÍTULO 3

3. DISEÑO DE LAS PARTES CONSTITUTIVAS.....	43
3.1. Cálculo de la estructura.....	46
3.2. Cálculo del reservorio primario.....	53
3.3. Cálculo del tanque descamador.....	55
3.4. Cálculo del sistema de descarga.....	74
3.5. Sistema neumático.....	80
3.6. Diseño definitivo.....	86

CAPÍTULO 4.

4. ANÁLISIS DE COSTOS.....	87
4.1. Costos de fabricación.....	87
4.2. Análisis de costos.....	89

CAPÍTULO 5.

5. CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES.....	91
5.1 Conclusiones.....	91
5.2 Recomendaciones	93

APÉNDICES

BIBLIOGRAFÍA

ABREVIATURAS

ASME	American Society of Mechanical Engineers (Sociedad Americana de Ingenieros Mecánicos).
AISI	American Iron and Steel Institute (Instituto Americano del Hierro y el Acero).
ISO	Organización internacional de Normalización.
ASTM	American Society for Testing Materials (Sociedad Americana para Ensayos de Materiales).
UNS	Unified Numbering System (Sistema Unificado de Numeración).
ASM	American Society for Metals (Sociedad Americana para Metales).
SAE	Society of Automotive Engineers (Sociedad de Ingenieros Automotrices).

SIMBOLOGÍA

$^{\circ}\text{C}$	Grados Centígrados
min	Minuto
u	Unidad
lb	Libra
kg	Kilogramo
m	Metro
F, P	Fuerza
mm	Milímetro
M	Momento flector
N	Newton
σ	Esfuerzo
c	Distancia y máxima desde el eje neutro
I	Momento de inercia
MPa	Mega Pascal
A	Área
S_e	Límite de resistencia a la fatiga
S_{ut}	Límite a la tensión
n	Factor de seguridad
k	Factor de modificación
d	Diámetro efectivo, distancia del brazo de momento
p	Presión
d_i	Diámetro interior
t	Espesor
W	Peso
s, seg	Segundo
R	Fuerza de reacción
τ	Esfuerzo de torsión, esfuerzo cortante
T	Torque
P	Potencia
hp	Caballo de fuerza
ω	Velocidad angular

<i>rpm , rev/min</i>	Revoluciones por / sobre minuto
<i>w</i>	Ancho
<i>r, ρ</i>	Radio
<i>J</i>	Momento polar de inercia
RAD	Radian
<i>watt</i>	Vatio
<i>J</i>	Joule
<i>b</i>	Base
<i>h</i>	Altura
<i>pulg</i>	Pulgada
π	Pi
\emptyset	Diámetro
<i>L</i>	Longitud de carrera

ÍNDICE DE FIGURAS

	Pág.
Figura 1.1. Llegada del tanquero a la empacadora.....	3
Figura 1.2. Recepción de tilapia viva.....	4
Figura 1.3. Pesaje y clasificación de la tilapia entera.....	5
Figura 1.4. Degollado.....	6
Figura 1.5. Desangrado.....	7
Figura 1.6. Tanque de desangrado.....	7
Figura 1.7. Evisceradora.....	9
Figura 1.8. Máquinas cortacabezas.....	10
Figura 1.9. Descabezado.....	11
Figura 1.10. Mesa de fileteado.....	11
Figura 1.11. Fileteado.....	12
Figura 1.12. Filete a ser despielado.....	13
Figura 1.13. Filete despielado.....	13
Figura 1.14. Decorado de filete.....	14
Figura 1.15. Mesa de decorado.....	15
Figura 1.16. Marinado o dosificación de preservante.....	15
Figura 1.17. Pesaje y clasificación de filete.....	16
Figura 1.18. Cajas con filetes.....	16
Figura 1.19. Área de empaçado.....	17
Figura 1.20. Detector de metales.....	17
Figura 1.21. Cámara de mantenimiento para “filete fresco”.....	18
Figura 1.22. Empaque con “filete fresco”.....	19
Figura 1.23. Cámara de mantenimiento para “pescado entero congelado”.....	19
Figura 1.24. Cabezas de tilapia.....	22
Figura 1.25. Diagrama de flujo del proceso de empaçado de tilapia.....	23
Figura 1.26. Diagrama de equipos del procesamiento de tilapia.....	24
Figura 2.1. Esquema de Máquina Descamadora de Tilapi.....	30
Figura 2.2. Tambor descamador.....	38
Figura 2.3. Esquema sistema neumático compuertas de tolva.....	39
Figura 3.1. Esquema de carga sobre la estructura.....	46
Figura 3.2. Diagrama de cuerpo libre y diagrama de fuerza cortante de la Viga.....	49
Figura 3.3. Diagrama de momento flector de la viga.....	49
Figura 3.4. Sección transversal del tubo de la viga.....	51

Figura 3.5.	Tanque o tambor descamador.....	56
Figura 3.6.	Sección de un conjunto de platinas del tambor.....	57
Figura 3.7.	Diagramas de cuerpo libre, fuerza cortante y momento flector de la platina.....	59
Figura 3.8.	Sección transversal de la platina.....	60
Figura 3.9.	Carga radial sobre el rodamiento.....	63
Figura 3.10.	Dimensiones para selección de rodamiento.....	64
Figura 3.11.	Fuerza cortante sobre perno de sujeción de catalina.....	66
Figura 3.12.	Diagrama de cuerpo libre del eje.....	68
Figura 3.13.	Diagrama de fuerzas cortantes sobre el eje.....	69
Figura 3.14.	Diagrama de momento flector sobre el eje.....	70
Figura 3.15.	Sección transversal del tubo redondo.....	72
Figura 3.16.	Sección transversal de la estructura de la compuerta	74
Figura 3.17.	Diagrama de cuerpo libre de la compuerta de la tolva.....	75
Figura 3.18.	Diagrama de fuerzas cortantes de la compuerta de la tolva... ..	76
Figura 3.19.	Diagrama de momento flector de la compuerta de la tolva....	77
Figura 3.20.	Curvas para selección de diámetro de émbolo del cilindro Neumático.....	82
Figura 3.21.	Cuadro para selección de modelo del cilindro neumático.....	83
Figura 3.22.	Ejecuciones especiales en cilindros.....	84
Figura 3.23.	Diagrama del sistema neumático para accionamiento de las compuertas de la tolva.....	85

ÍNDICE DE TABLAS

	Pág.
Tabla 1 Subproductos del procesamiento de la tilapia.....	20
Tabla 2 Utilización de subproductos del procesamiento de tilapia.....	27
Tabla 3 Alternativas al descamado manual, ventajas y desventajas.....	26
Tabla 4 Peso de lote a descamar.....	28
Tabla 5 Matriz para solución de descamado.....	35
Tabla 6 Matriz para solución de evacuación de escamas.....	36
Tabla 7 Dimensiones de tuberías de acero inoxidable.....	71
Tabla 8 Listado de materiales para la construcción de una Máquina Descamadora de Tilapia.....	88
Tabla 9 Costos de construcción de una Máquina Descamadora de Tilapia.....	89

ÍNDICE DE PLANOS

Plano 1	Plano general
Plano 2	Catalina sección transversal
Plano 3	Catalina sección longitudinal
Plano 4	Eje
Plano 5	Boquillas

INTRODUCCIÓN

El desarrollo del siguiente Trabajo Final de Graduación expone el proceso de empacado de la tilapia y en forma detallada el subproceso de descamado.

En el capítulo 1 se describió las etapas de proceso en una planta empacadora de tilapia, indicando cuál es la limitante en la velocidad de procesamiento, y el planteamiento de una solución para el aumento de su capacidad.

El capítulo 2 se refiere a la selección de la solución con una máquina Descamadora, en base a los requerimientos del procesamiento de la tilapia.

En el capítulo 3 se diseñaron las partes constitutivas de la máquina Descamadora, utilizando los criterios de diseño mecánico.

En el capítulo 4 se realizó el análisis de costos comparativo entre la construcción y la importación de una Máquina Descamadora. Finalmente en el capítulo 5 se indicaron las conclusiones y recomendaciones respectivas.

CAPÍTULO 1

1. INTRODUCCIÓN

En el presente capítulo se describe el proceso de empacado de la tilapia, desde la recepción hasta el almacenaje.

1.1 Descripción del proceso de empacado de tilapia.

En la granja de crianza de tilapias, al finalizar la etapa de crecimiento requerido, las tilapias son cosechadas, labor conocida como “pesca”, y colocadas en un tanquero, especialmente diseñado para que las tilapias lleguen vivas a la planta de proceso.

Una vez que el tanquero llega a la planta empacadora, se procesa la tilapia como se describe a continuación.

Recepción.

Se procede a la recepción en piscinas, que son reservorios alargados diseñados para recibir la tilapia viva al abrirse la compuerta del tanquero.



Elaborado por: Autor de Examen Complexivo

FIGURA 1.1 LLEGADA DEL TANQUERO A LA EMPACADORA

Previo a la descarga de la pesca, la piscina se llena parcialmente con agua para amortiguar la caída de las primeras tilapias y se encienden unos blowers para aireación forzada, con el objeto de suplir la deficiencia de aire debido a la gran cantidad de tilapias que se recibe cada vez, de tal manera que las permanezcan vivas hasta terminar el procesamiento de cada cargamento.



Elaborado por: Autor de Examen Complexivo

FIGURA 1.2 RECEPCIÓN DE TILAPIA VIVA

Luego de recibido el cargamento, se dosifica un desinfectante para reducir la carga contaminante en la piel de las tilapias, con el fin de mantener un ambiente adecuado dentro de la planta de proceso.

Adicionalmente se suministra hielo para bajar la temperatura del agua hasta llegar aproximadamente a 17 °C para disminuir el metabolismo de las tilapias antes de ingresar al área de proceso, iniciándose aquí la “cadena de frío”, con el fin de preservar la calidad del producto final.

Inspección, pesaje y clasificación primaria.

Un sistema de transportadores lleva la tilapia hacia el interior del área de proceso y la deposita en una mesa para su inspección.

Personal entrenado separa las tilapias muertas, las mismas que no son aptas para el proceso.

Las tilapias vivas son alimentadas hacia una Clasificadora automática, en donde cada tilapia es pesada y clasificada según su peso (talla).

Las tallas grandes siguen el proceso establecido para la obtención de filete, mientras que las tallas pequeñas son enviadas al área de pescado entero.



Elaborado por: Autor de Examen Complexivo

FIGURA 1.3 PESAJE Y CLASIFICACIÓN DE LA TILAPIA ENTERA

Degollado y desangrado.

Las tilapias clasificadas para filete pasan a una mesa de trabajo donde son degolladas, y luego son transportadas hacia un tanque con agua donde permanecen un tiempo prudencial para que tengan un desangrado adecuado.

El avance a través del tanque de desangrado se lo realiza por medio de una helicoidal tipo sinfín. El agua del tanque se la repone constantemente para evitar la excesiva concentración de sangre en el mismo, ya que ésta es de rápida degradación.



Elaborado por: Autor de Examen Complexivo

FIGURA 1.4 DEGOLLADO

Este proceso tiene como finalidad disminuir la cantidad de sangre en el pescado y consecuentemente en el filete final, lo cual mejora su apariencia con una tonalidad más clara, y alarga su vida útil de almacenamiento.



Elaborado por: Autor de Examen Complexivo

FIGURA 1.5 DESANGRADO



Elaborado por: Autor de Examen Complexivo

FIGURA 1.6 TANQUE DE DESANGRADO

Los efluentes líquidos del proceso de desangrado van a la Planta de Tratamiento de Aguas Residuales de la empacadora.

Descamado.

Las tilapias al salir del tanque de desangrado pasan al siguiente proceso de descamado, el cual consiste en remover las escamas de la piel de la tilapia, labor que actualmente se realiza en forma manual utilizando cuchillos.

Esta labor se desarrolla sobre mesas de trabajo común de grandes dimensiones, para suplir la demanda de procesamiento.

El descamado manual es un subproceso ineficiente puesto que depende enteramente del factor humano. Esta ineficiencia se refleja en los siguientes aspectos:

- Capacidad de proceso variable, lo cual provoca cuello de botella en este subproceso.
- Descamado no regular en toda el área de la piel de la tilapia.
- Daños por corte indeseado en el filete de la tilapia durante el descamado.
- Riesgo de accidente del personal.

- Retraso en los siguientes subprocesos, afectando directamente la calidad del producto final.

Eviscerado.

Luego que se ha descamado la tilapia, pasa al proceso de eviscerado, que tiene por objeto disminuir la contaminación de los siguientes procesos debido a las vísceras.

Las mismas que son extraídas con un corte ventral y evacuadas por un chorro de agua con alta presión.



Elaborado por: Autor de Examen Complexivo

FIGURA 1.7 EVISCERADORA

Descabezado.

Las tilapias son alimentadas en forma independiente a una máquina cortacabeza, en la cual, se procede a separar la cabeza de la tilapia por a la acción de dos cuchillas circulares que giran a alta velocidad, colocadas de tal manera que en el cuerpo quede la mayor cantidad de carne posible.



Elaborado por: Autor de Examen Complexivo

FIGURA 1.8 MAQUINAS CORTACABEZA



Elaborado por: Autor de Examen Complexivo
FIGURA 1.9 DESCABEZADO

Fileteado.

A continuación la tilapia pasa, por medio de un transportador, a una mesa donde se corta los dos filetes en ambos lados del cuerpo.



Elaborado por: Autor de Examen Complexivo
FIGURA 1.10 MESA DE FILETEADO



Elaborado por: Autor de Examen Complexivo

FIGURA 1.11 FILETEADO

Despielado.

Esta etapa del proceso la realizan máquina que cuentan con cuchillas que cortan un espesor de piel preestablecido. El espesor de piel removida depende del producto pedido por cada cliente, en el filete “blanco”, el espesor de piel removido es mayor que cuando se trata del filete “rojo”.



Elaborado por de Examen r: Aut Complejivo
FIGURA 1.12 FILETE A SER DESPIELADO



Elaborado por: Autor de Examen Complejivo
FIGURA 1.13 FILETE DESPIELADO

Decorado y Marinado.

El filete sin piel y antes de ser empacado, debe cumplir con ciertas normas de calidad referente a su presentación, entre las cuales están:

- Eliminar espinas,
- Detalles de forma en los bordes,
- Separar residuos de grasa.

A este proceso se lo denomina Decorado en el que se le da a todos los filetes una presentación final uniforme, para que su forma sea similar y agradable a la vista del consumidor final.



Elaborado por: Autor de Examen Complexivo
FIGURA 1.14 DECORADO DE FILETE



Elaborado por: Autor de Examen Complexivo
FIGURA 1.15 MESA DE DECORADO

Luego el filete pasa por una máquina dosificadora de un preservante.



Elaborado por: Auto de Examen Complexivo
FIGURA 1.16 MARINADO O DOSIFICACIÓN DE PRESERVANTE

Pesaje del filete, clasificación final y empaque.

El filete se pesa y es clasificado en diferentes rangos de tallas, en una clasificadora automática, la misma que a su vez arma lotes de 10 libras aproximadamente, que es el peso neto empackado en cajas de Poliestireno expandido.



Elaborado por: Autor de Examen Complexivo

FIGURA 1.17 PEJASE Y CLASIFICACIÓN DE FILETE



Elaborado por: Autor de Examen Complexivo

FIGURA 1.18 CAJAS CON FILETE



Elaborado por: Autor de Examen Complexivo
FIGURA 1.19 ÁREA DE EMPACADO

Como requerimiento final de calidad, las cajas deben pasar por un detector de metales.

Este control tiene como objetivo prevenir que llegue al cliente filetes con partes de metales que eventualmente pueden ser adicionados involuntariamente durante el procesamiento.



Elaborado por: Autor de Examen Complexivo
FIGURA 1.20 DETECTOR DE METALES

Enfriamiento, almacenaje y despacho.

El filete obtenido es un producto que se lo ofrece en el mercado internacional como “fresco”, esto significa que no puede ser congelado totalmente en ninguna etapa del almacenaje, distribución o venta.

Por tal motivo las cajas con filete ya empacado, ingresa por lotes a túneles de enfriamiento, en donde se le baja la temperatura hasta llegar a un rango entre $-1\text{ }^{\circ}\text{C}$ hasta $+1\text{ }^{\circ}\text{C}$. Ésto tiene la finalidad evitar que el filete se congele, para preservar la textura y sabor originales.



Elaborado por: Autor de Examen Complexivo

**FIGURA 1.21 CÁMARA DE MANTENIMIENTO
PARA “FILETE FRESCO”**



Elaborado por: Autor de Examen Complexivo
FIGURA 1.22 EMPAQUE CON “FILETE FRESCO”

Otros productos finales, tal como “pescado entero congelado” en sus diferentes presentaciones, es almacenado en una cámara distinta, ya que la temperatura de ésta se mantiene a $-20\text{ }^{\circ}\text{C}$.



Elaborado por: Autor de Examen Complexivo
**FIGURA 1.23 CÁMARA DE MANTENIMIENTO PARA
“PESCADO ENTERO CONGELADO”**

Rendimiento del producto final y los subproductos del procesamiento industrializado de la tilapia.

Los subprocesos anteriormente descritos se desarrollaron para lograr un mayor rendimiento en el peso de filete respecto al peso de la tilapia entera, con la finalidad de obtener una mayor ganancia.

Luego de terminar el procesamiento de la tilapia en la planta empacadora, y como resultado del mismo, además del producto final, tales como “filete fresco” y “pescado entero”, también se generan subproductos. Los cuales son enviados a otras plantas para ser procesados o dispuestos adecuadamente.

TABLA 1
SUBPRODUCTOS DEL PROCESAMIENTO DE LA TILAPIA

SUBPRODUCTO DE LA TILAPIA	RANGO DE % DEL PESCADO ENTERO		% PROMEDIO	% PROMEDIO ACUMULADO
ESCAMAS	2	3	2,50%	2,50%
VISCERAS	8	9	8,50%	11,00%
CABEZA	25	27	26,00%	37,00%
ESQUELETO	17	19	18,00%	55,00%
PIEL	6	7	6,50%	61,50%
RECORTE DEL DECORADO	6	7	6,50%	68,00%

Elaborado por: Autor de Examen Complexivo

Analizando la tabla 1 se determinó que el rendimiento teórico del filete respecto al peso total de la tilapia entera es de 32% aproximadamente.

Toda planta procesadora tiene el compromiso de ayudar a preservar el medio ambiente, que en el caso de la empacadora de pescado, es la utilización de los subproductos del proceso.

TABLA 2
UTILIZACIÓN DE SUBPRODUCTOS DEL PROCESAMIENTO DE
TILAPIA

SUBPRODUCTO	UTILIZACIÓN
TILAPIAS NO APTAS PARA SER PROCESADAS	HARINA DE PESCADO
ESCAMAS	EXPORTACIÓN (CHINA) / HARINA DE PESCADO
VISCERAS y AGALLAS	HARINA DE PESCADO
CABEZA	EXPORTACIÓN (COLOMBIA) / HARINA DE PESCADO
ESQUELETO	HARINA DE PESCADO
PIEL	EXPORTACIÓN (CHINA) / HARINA DE PESCADO
RECORTES DEL DECORADO	HARINA DE PESCADO
EFLUENTES LÍQUIDOS	PLANTA DE TRATAMIENTO DE AGUAS RESIDUALES GRASA - HARINA DE PESCADO LODO DEL FILTRO PRENSA - ABONO

Elaborado por: Autor de Examen Complexivo

Estos subproductos pueden ser reutilizados o reciclados, como es el caso de las vísceras y agallas como componentes de harina de

pescado, o en el caso de las escamas, piel y cabeza para su exportación, tanto dentro como fuera del continente. Siendo la cabeza de tilapia el subproducto de mayor factibilidad para exportación, ya que el país consumidor es Colombia.



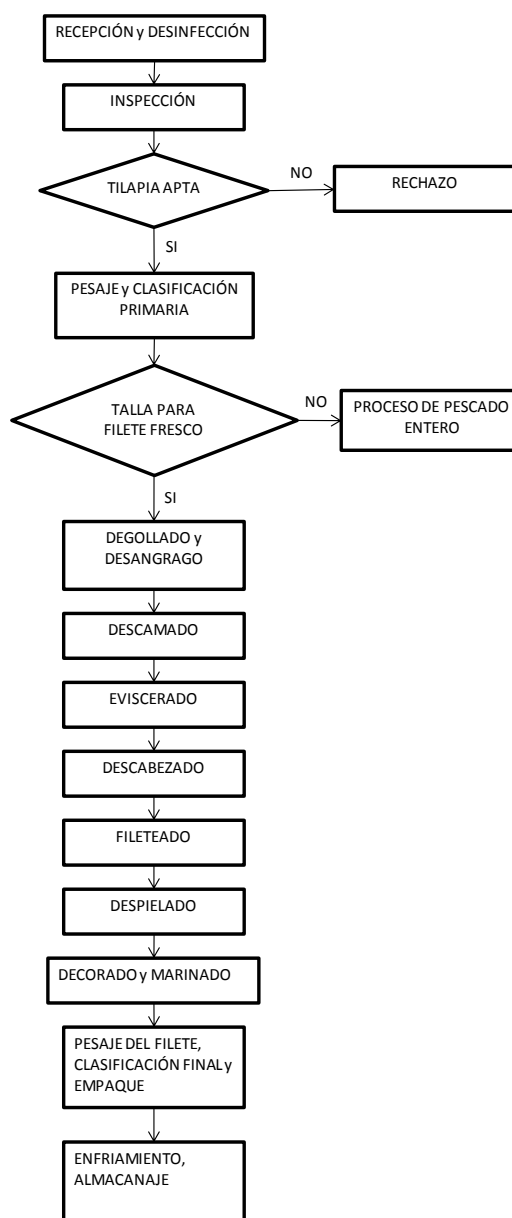
Elaborado por: Autor de Examen Complexivo

FIGURA 1.24 CABEZAS DE TILAPIA

Cuando no es factible la exportación, estos subproductos pasan a formar parte de los componentes de harina de pescado.

Los lodos obtenidos al final del tratamiento del agua residual de la planta, pueden ser utilizados como abono agrícola.

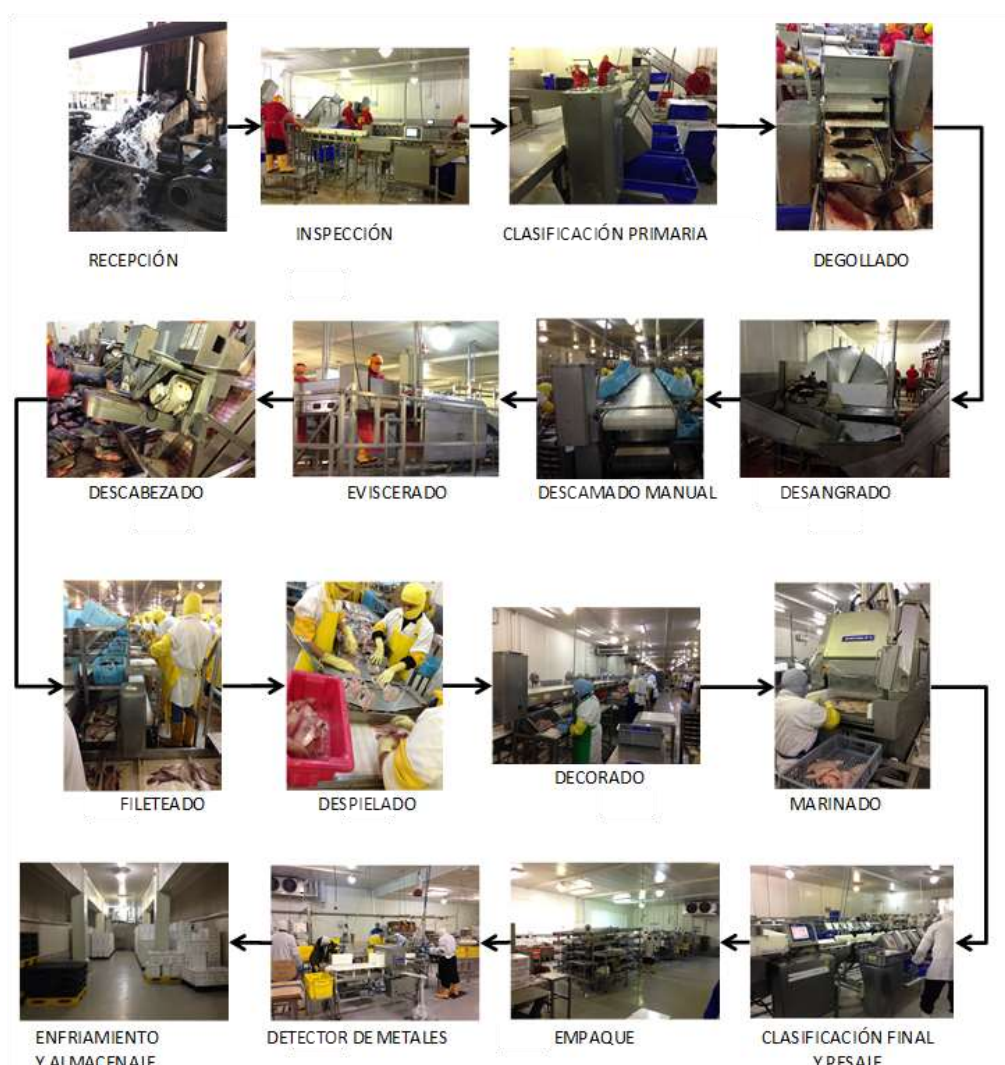
A continuación se especifica el diagrama de flujo del procesamiento de la tilapia en la planta empacadora:



Elaborado por: Autor de Examen Complexivo

FIGURA 1.25 DIAGRAMA DE FLUJO DEL PROCESO DE EMPACADO DE TILAPIA

Para esquematizar lo explicado anteriormente se elaboró un Diagrama de equipos, el cual se detalla a continuación:



Elaborado por: Autor de Examen Complexivo

FIGURA 1.26 DIAGRAMA DE EQUIPOS DEL PROCESAMIENTO DE TILAPIA

1.2 Definición del problema.

El tradicional proceso de descamado manual tiene las siguientes desventajas.

- Tiempo prolongado para descamar totalmente una tilapia en forma manual.
- Elevado porcentaje de mortalidad de tilapias, por el tiempo de espera para ser procesadas.
- Baja eficiencia, debido a que en la práctica no se realiza un descamado total y la velocidad de descamado es variable con el tiempo.
- Se producen cortes indeseados del filete, bajando su calidad.
- Se utiliza una gran cantidad de personal para realizar esta labor.
- Se requiere de un espacio significativo dentro de la planta procesadora.

Actualmente la planta empacadora puede procesar hasta 11 tanqueros por día.

Como solución a este problema en el procesamiento de la tilapia, se plantearon dos alternativas, indicando algunas de sus ventajas y desventajas.

TABLA 3
ALTERNATIVAS AL DESCAMADO MANUAL, VENTAJAS Y
DESVENTAJAS

ALTERNATIVA	VENTAJAS	DESVENTAJAS
COMPRAR UNA MÁQUINA DESCAMADORA (IMPORTACIÓN)	DISEÑO PROBADO	COSTO ELEVADO
		LA PLANTA SE DEBE ADAPTAR AL EQUIPO
DISEÑAR Y CONSTRUIR UNA MÁQUINA DESCAMADORA	MENOR COSTO	DISEÑO POR PROBAR
	EL EQUIPO SE ADAPTA A LA PLANTA	

Elaborado por: Autor de Examen Complexivo

1.3 Requerimientos de operación de la Descamadora.

Ubicación en el proceso.

Esta etapa del proceso se encuentra ubicada físicamente entre el tanque de desangrado y las máquinas para eviscerado.

Producción por lote o continuo.

Debido al diseño de forma de la máquina Descamadora, este proceso se debe realizar por lotes.

Capacidad.

La llegada de los tanqueros con las tilapias vivas a la planta de proceso tiene una alta frecuencia, con una carga neta de 9.000 libras aproximadamente.

Sugerido por el departamento de calidad, las tilapias que llegan en el tanquero deberían tener un tiempo de proceso no mayor 1.5 horas.

Por razones de aseguramiento del proceso se decidió que sean dos la cantidad de máquinas Descamadoras que funcionen.

El peso de los lotes para el proceso de descamado se estableció de acuerdo a la siguiente tabla.

TABLA 4
PESO DE LOTE A DESCAMAR

TIEMPO SUGERIDO DE PROCESAMIENTO DE LAS TILAPIAS DEL TANQUERO	90,00	min
TIEMPO EFECTIVO REFERENCIAL DEL PROCESO DE DESCAMADO	8,00	min
CANTIDAD DE DESCAMADORAS	2,00	u
CANTIDAD DE LOTES POR TANQUERO	22,50	lotes
PESO NETO PROMEDIO DE TILAPIAS POR TANQUERO	9.000,00	lb
PESO APROXIMADO DEL LOTE DE TILAPIAS	400,00	lb
	181,82	kg

Elaborado por: Autor de Examen Complexivo

El “tiempo efectivo de descamado” se refiere solamente en el que las tilapias permanecen dentro del tambor rotatorio para ser descamadas.

Con la capacidad de descamado propuesta se pueden procesar hasta 13 tanqueros por día, tomando en cuenta que se hacen 2 “paras” de procesamiento en la planta por día para realizar la limpieza de la línea de producción y el tiempo de separación de proceso entre tanqueros con la finalidad de determinar el rendimiento independiente de cada uno.

Debido a que el subproceso previo de desangrado es continuo, es necesaria una tolva de alimentación, la misma que sirve como reservorio al inicio del proceso de descamado, la misma que se va llenando mientras el lote en proceso cumple el tiempo preestablecido de descamado.

Por razones de control de rendimiento de producción, el procesamiento de cada tanquero se hace por separado, dejando un espacio de pocos minutos entre las tilapias de cada tanquero para que no se mezclen. Debido a esto, el último lote a descamar de cada tanquero no tiene el peso completo.

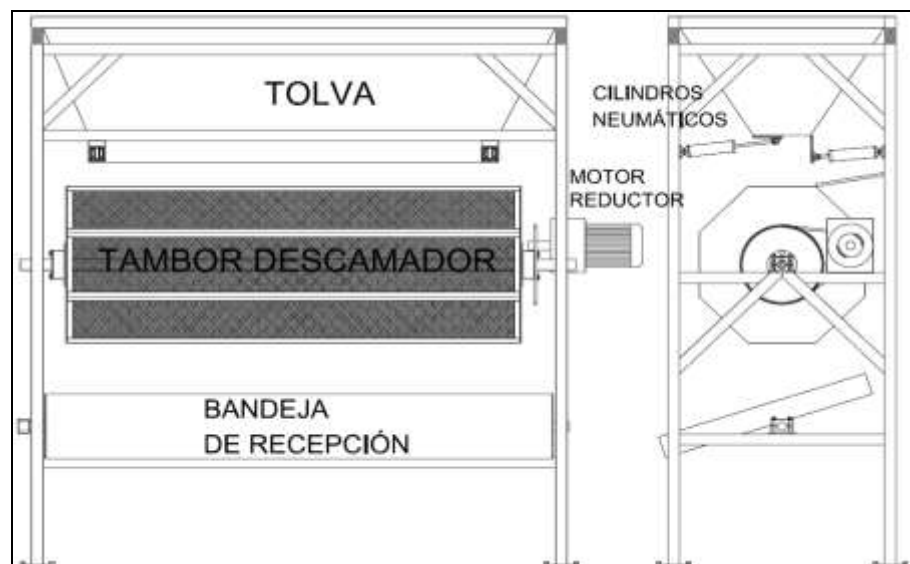
Dimensiones.

Tomando en cuenta las limitantes de espacio físico y la ubicación de los procesos previo y posterior, las dimensiones de la máquina Descamadora, que consiste en una estructura de soporte, tolva para el lote, el tambor de descamado, y la bandeja de recepción, cubre un área de 2.50 m² (1.00 m x 2.50 m) y tiene una altura de 2.50m.

CAPÍTULO 2

2. DISEÑO DE FORMA

En este capítulo se presenta el esquema de la Máquina Descamadora propuesta como solución.



Elaborado por: Autor de Examen Complexivo

FIGURA 2.1 ESQUEMA DE MÁQUINA DESCAMADORA DE TILAPIA

2.1 Partes constitutivas

Estructura de soporte.

Esta estructura es indispensable para sostener los elementos constitutivos de la máquina, debe tener la fortaleza para sostener las diferentes partes, y la sencillez necesaria para brindar la mayor facilidad de limpieza, actividad de suma importancia en industrias alimenticias para consumo humano y también para el mantenimiento.

Tolva de alimentación.

Debido a que el proceso de descamado lleva un tiempo determinado, y el proceso anterior es continuo, es necesario que la Descamadora tenga una tolva en la parte superior, que se va llenando continuamente, de tal manera que se complete el peso del lote.

Como sistema de descarga se implementaron dos compuertas longitudinales ubicadas en la parte inferior de la tolva, lo cual permite la evacuación fácil y total del lote. La apertura y cierre de las compuertas están controlados por un sistema neumático con un mando eléctrico.

Tambor de descamado.

Esta parte de la máquina es la Descamadora propiamente dicha, consiste en un tambor soportado en sus extremos por rodamientos, para que pueda girar sobre un eje fijo y generar el movimiento para que las tilapias rocen sobre la malla de descamado. El diseño no cilíndrico del tambor asegura que cada vez que la masa de tilapias gire, sean nuevos pescados los que estén en contacto con la siguiente sección de malla, de tal manera que el proceso sea eficiente.

Para el llenado y descarga de las tilapias en el tambor, hay una compuerta a lo largo del mismo, la cual forma uno de sus lados, con el objetivo de que el vaciado de la tilapia descamada sea total y rápido.

Bandeja de descarga.

Al terminar el descamado, el lote es vaciado totalmente a través de la compuerta del tambor descamador, por lo tanto se necesita de una bandeja que a su vez sirve de alimentación al siguiente subproceso.

2.2 Alternativas de solución

En los inicios de este tipo de industria en el país, las etapas de proceso en la empacadora de tilapia se realizaban en forma manual. Siendo el descamado la parte que constituye el principal cuello de botella. Por tal motivo se generaron las siguientes alternativas de solución.

Manual.

En la primera alternativa, se mantiene el descamado en forma manual, el cual tiene como desventajas:

- Elevado tiempo de descamado.
- Baja calidad del filete, debido al excesivo manipuleo.
- Gran área de trabajo.

El tiempo del proceso era el mayor obstáculo para mantener la calidad del producto final.

Bandas de fricción.

La segunda alternativa es una máquina con bandas dentadas que friccionan contra la piel de la tilapia, desprendiendo las escamas por la fricción generada.

A pesar de ser un proceso mecanizado, tiene las siguientes desventajas.

- La alimentación es manual, para descamar una tilapia a la vez.
- Las bandas dentadas tienen un desgaste relativamente alto, motivo por el cual se eleva el costo de procesamiento.

Tambor con malla.

El tambor descamador desprende las escamas de la piel por la fricción que se produce al deslizarse la tilapia sobre la malla de acero inoxidable, y tiene las siguientes ventajas sobre las alternativas anteriores.

- Corto tiempo de proceso.
- Mejor calidad de filete.
- Menor intervención del personal.
- Fácil limpieza sin tener que desmontar partes de la máquina.
- Bajo riesgo para el operador.

2.3 Matriz de Decisión.

Para determinar cuál de las alternativas de solución anteriormente descritas es la más adecuada, se definieron los parámetros de selección y se otorgó una puntuación correspondiente, de tal

manera que la alternativa que tuvo una puntuación total mayor, fue la seleccionada.

TABLA 5
MATRIZ PARA SOLUCIÓN DE DESCAMADO

ALTERNATIVA	PARÁMETROS				TOTAL
	TIEMPO DE PROCESO: ALTO (1) / MEDIO (2) / BAJO (3)	PROCESO: UNITARIO (1) / LOTE (2)	CALIDAD: BAJA (1) / ALTA (2)	EFICIENCIA: BAJA (1) / ALTA (2)	
MANUAL	1	1	1	1	4
BANDAS DE FRICCIÓN	2	1	2	2	7
TAMBOR CON MALLAS	3	2	2	2	9

Elaborado por: Autor de Examen Complexivo

Como se puede observar en la tabla anterior, la alternativa con mayor puntaje total fue el tambor con mallas, y se la escogió como solución mecanizada para el proceso de descamado.

También fue necesario elaborar una matriz de decisión para determinar la manera más eficiente de evacuar las escamas sueltas dentro del tambor descamador.

TABLA 6
MATRIZ PARA SOLUCIÓN DE EVACUACIÓN DE ESCAMAS

	PARÁMETROS			SATISFACCIÓN
	COSTO	EFFECTIVIDAD	TIEMPO	
ALTERNATIVA				
AIRE	20%	20%	20%	60%
AGUA	20%	40%	40%	100%

Elaborado por: Autor de Examen Complexivo

En esta matriz de decisión se tomó en cuenta dos alternativas para realizar la evacuación de las escamas generadas en el proceso de descamado. Se seleccionó como elemento evacuador el agua, que es mucho más conveniente, ya que en este tipo de industria, el agua es un insumo indispensable para todo el proceso, motivo por el cual, se encuentra a disponibilidad en toda el área de la planta.

En la selección de material se escogió indiscutiblemente el acero inoxidable calidad AISI 304 para la construcción de los diferentes componentes de la Descamadora. Este material es ideal porque presenta gran resistencia a la corrosión.

2.4 Diseño de forma.

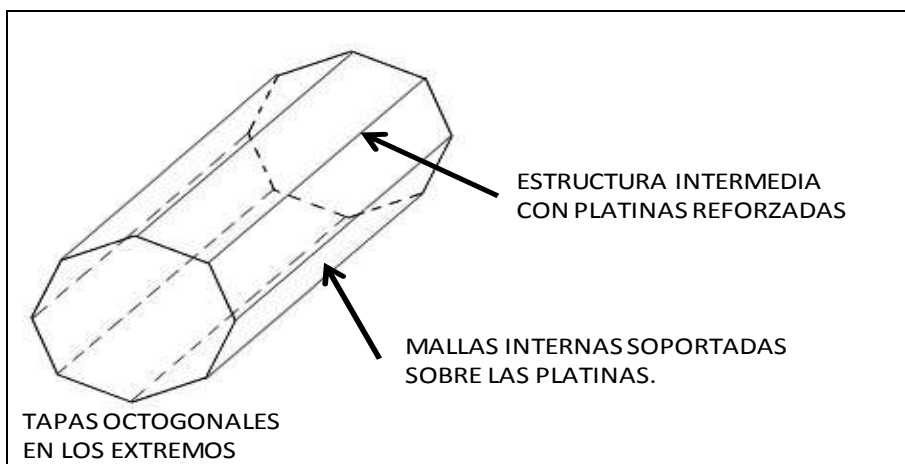
Tanque descamador.

Para determinar la capacidad y tamaño del tanque descamador se ha tomado como referencia la velocidad de proceso de la planta.

De tal manera que el subproceso de descamado tenga la capacidad necesaria para no generar un acumulamiento de las tilapias en ese punto.

Se eligió una sección transversal octogonal para el tambor descamador.

La sección transversal octogonal, al girar el tambor descamador, produce que las paredes del mismo tengan contacto con un mayor grupo distinto de tilapias en cada vuelta, haciendo el proceso más eficiente y que se produzca el descamado en toda la superficie de la piel de la tilapia, teniendo como resultados aumento de capacidad, alta eficiencia y mejoramiento de la calidad.



Elaborado por: Autor de Examen Complexivo

FIGURA 2.2 TAMBOR DESCAMADOR

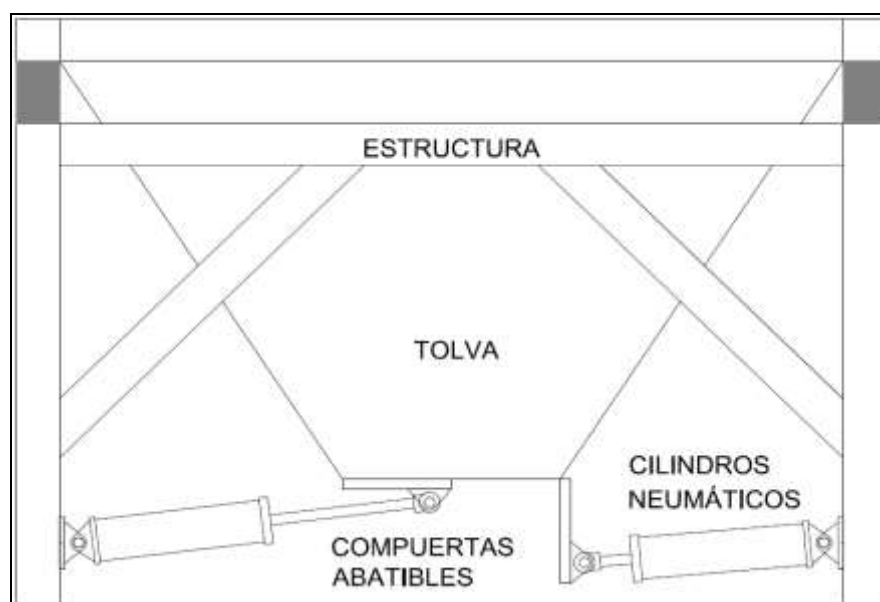
Características del sistema neumático para la operación de las compuertas de la tolva.

El lote a ser descamado se va acumulando en la tolva previa al tambor descamador, y tiene un peso considerable.

Por este motivo fue necesario implementar un sistema mecanizado que asegure la confiabilidad de la descarga, con el objetivo de disminuir pérdidas de tiempo durante el proceso.

Se seleccionó una tolva con paredes inclinadas y compuertas inferiores, cuya apertura y cierre son accionados por un sistema neumático.

Para evitar que las compuertas se abrieran inesperadamente, al haber una despresurización en el sistema de aire comprimido, se implementó un seguro manual al momento de cerrarse las compuertas de la tolva, previniendo la descarga no deseada del lote.



Elaborado por: Autor de Examen Complexivo

**FIGURA 2.3 ESQUEMA SISTEMA NEUMÁTICO DE
COMPUERTAS DE TOLVA**

Componentes utilizados:

- Cilindro neumático.
- Válvula neumática.
- Unidad de mantenimiento completa.
- Accesorios.

Descripción de operación de la máquina.

La Máquina Descamadora diseñada tiene las siguientes características estructurales y operacionales.

Requerimientos.

Para realizar el diseño de forma de esta máquina, fue necesario determinar ciertos parámetros de entrada, para realizar los análisis respectivos.

- Peso promedio de la tilapia (0.750 kg / tilapia).
- Tamaño del lote a descamar (400 lb / lote).
- Tiempo promedio de descamado efectivo (8 minutos).
- Los materiales no deben afectar la calidad del producto y la higiene de la planta (acero inoxidable calidad AISI 304).
- Capacidad efectiva promedio de proceso (30 tilapias / minuto /Descamadora).

Especificaciones.

- Mecanismo de Funcionamiento (Descamadora de tambor).
- Debe ingresar agua al tambor para evacuar las escamas sueltas.
- Los agujeros de la malla Descamadora deben permitir la salida de las escamas durante el proceso.
- Malla de descamado con filo interior.
- Bandeja receptora inferior abatible, para permitir tanto recolectar las escamas sueltas como también recibir las tilapias descamadas para ser enviadas al siguiente proceso.
- Motorreductor de 2 hp.
- Sistema de transmisión catalina - cadena para una velocidad de rotación del tambor de 30 rpm.
- Sistema eléctrico que permita iniciar y detener el giro del tambor descamador en forma progresiva, para evitar daños prematuros en el sistema de transmisión.
- Interruptor eléctrico para apagado de emergencia.

Estudio de factibilidad.

Las exportaciones de productos de tilapia son en su gran mayoría de "filete fresco", para lo cual es de gran utilidad esta máquina Descamadora, para ayudar a que el producto sea de primera

calidad, tenga buen margen de ganancia y aumente la productividad a medida que se acortaron los tiempos de procesamiento.

En la actualidad existen máquinas de origen extranjero que cumplen con las necesidades descritas, pero al construir este equipo en el país, el costo disminuye significativamente, debido a que no hay recargo por la importación. El diseño de la Máquina Descamadora de Tilapia es sencillo y el material accesible, por lo que es factible su construcción.

Síntesis del diseño.

Fue necesario reconocer los parámetros de selección, de tal manera de asegurar un método eficiente y rentable de construcción para esta máquina Descamadora de tilapia.

CAPÍTULO 3

3. DISEÑO DE LAS PARTES CONSTITUTIVAS.

Método de diseño.

Para asegurar el buen funcionamiento de la máquina Descamadora y que opere con la seguridad correspondiente, su diseño se basó siguiendo los planos suministrados.

Seguridad.

La operación y funcionamiento de la máquina Descamadora es bastante segura, ya que su diseño fue realizado considerando las buenas prácticas de operación de equipos, para que la intervención del operador durante su operación sea la mínima necesaria.

Funcionamiento básico.

A continuación se describe el funcionamiento y operación de esta máquina Descamadora.

- Las tilapias son alimentadas a la tolva superior de la Descamadora por medio de un transportador elevador de banda.
- La tolva tiene capacidad para el lote a ser descamado de 400 lb de tilapia, el mismo que se pesa a través de celdas de carga ubicadas en las esquinas de la tolva, para que al completarse el lote, el transportador elevador se detenga automáticamente y no siga enviando más tilapias a la tolva, de tal manera que los lotes a descamar tengan un peso uniforme.
- Para descargar el lote de tilapias de la tolva, hay dos compuertas ubicadas en la parte inferior, las mismas que se accionan mediante un sistema neumático, montado en la estructura de la máquina, el cual permite que las compuertas se abran y se cierren en forma fácil y segura.
- Para que el lote de tilapias ingrese al tambor descamador, se debe posicionar el tambor de tal manera que su compuerta de carga quede hacia arriba, es decir, alineada con la descarga de la tolva,

de tal forma que las tilapias caen por gravedad desde la tolva hacia el interior del tambor.

- Luego se cierran y aseguran todas las compuertas, tanto de la tolva como del tambor descamador, y se energiza el motor del sistema de transmisión del tambor, dando inicio al descamado.
- La instalación de las mallas y el sentido de rotación del tambor, son tales, que la malla produce el trabamiento de las escamas al deslizarse las tilapias sobre éstas, y se produzca el descamado.
- El tiempo de descamado efectivo promedio por lote es de 8 minutos.
- El tambor se soporta sobre dos puntas de eje asentadas y sujetas a la estructura, estas puntas de eje están unidas entre si por un tubo intermedio, el mismo que tiene perforaciones donde están instaladas boquillas longitudinalmente, las cuales proveen el agua necesaria para evacuar las escamas sueltas durante el descamado.

Ésto facilita la evacuación de las escamas del interior del tambor, haciendo el proceso más eficiente, ya que las escamas sueltas presentaban un obstáculo para el proceso de descamado al disminuir el área de contacto entre las tilapias y la malla.

- Una vez transcurrido el tiempo predeterminado de descamado, el sistema de control eléctrico detiene automáticamente el tambor, luego de lo cual el operador abre la compuerta del tambor para que las tilapias descamadas caigan por gravedad hacia la bandeja receptora.
- El sistema está asentado en una estructura de acero inoxidable AISI 304, a la cual se encuentran empernados ó soldados los diferentes componentes de la máquina, como lo son la tolva de alimentación, el tambor rotatorio, y la bandeja de descarga, así como las bases donde se colocarán el motorreductor con el sistema de transmisión.

Análisis de fuerzas y esfuerzos del diseño de forma.

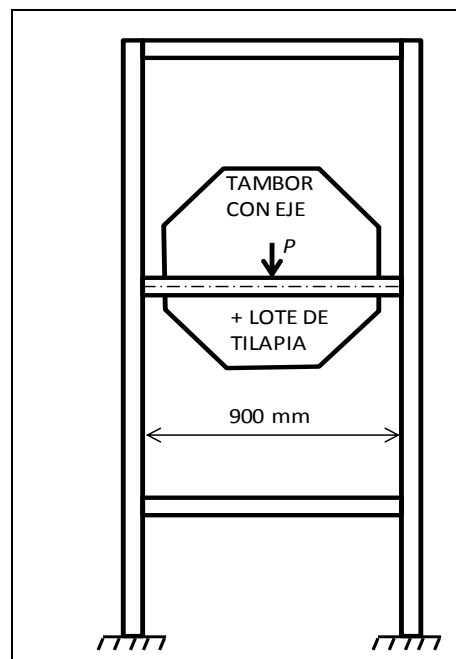
Una vez definido el diseño de forma de la Máquina Descamadora de tilapia, se procedió a realizar el análisis de fuerza de los elementos diseñados.

3.1 Cálculo de la estructura.

Para el diseño de la estructura del sistema, se tomó en cuenta que sea lo suficientemente robusta para soportar las cargas de los

elementos constitutivos de la máquina y los lotes de tilapia, a la vez que ofrece seguridad al operador.

El elemento más crítico que genera carga es el tambor rotatorio y sus componentes, lleno con el lote de tilapia que se está descamando.



Elaborado por: Autor de Examen Complexivo

FIGURA 3.1 ESQUEMA DE CARGA SOBRE LA ESTRUCTURA

Como se puede observar en la figura anterior, se indica los puntos de acción de las fuerzas sobre la estructura, donde

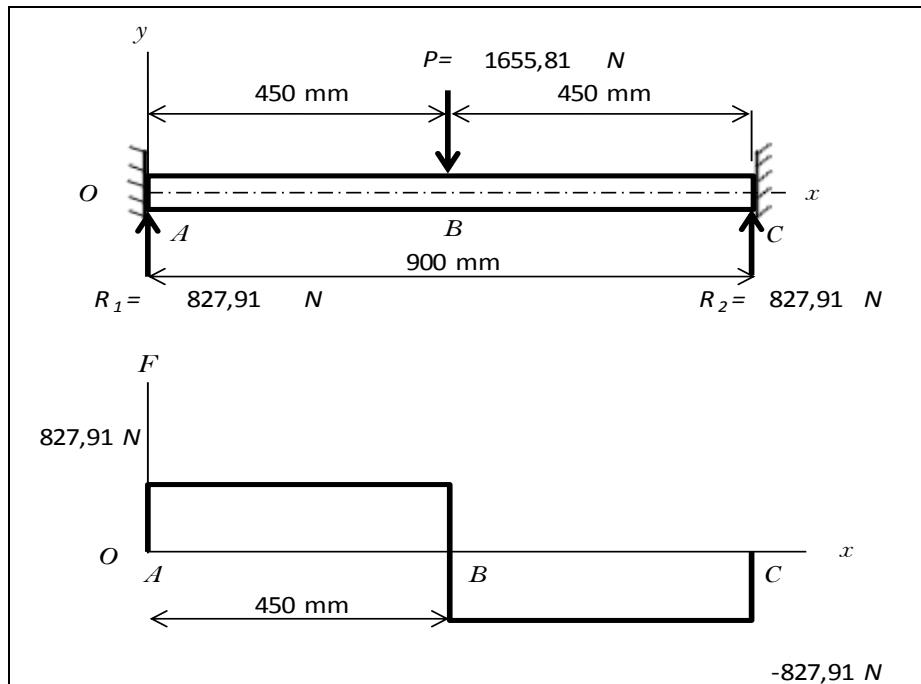
P es la fuerza total debida al peso del tambor rotatorio con el eje fijo, más el lote de tilapia que se está descamando.

Para el análisis se asumió el tramo de tubo de la estructura como una viga horizontal empotrada en ambos extremos, con una carga puntual central P .

$$P = (P_{\text{tambor+eje}} + P_{\text{lote}}) / 2$$

Mediante un cálculo simple, se determinó que el peso del tambor con el eje $P_{\text{tambor+eje}}$ es de 156.1 kg.

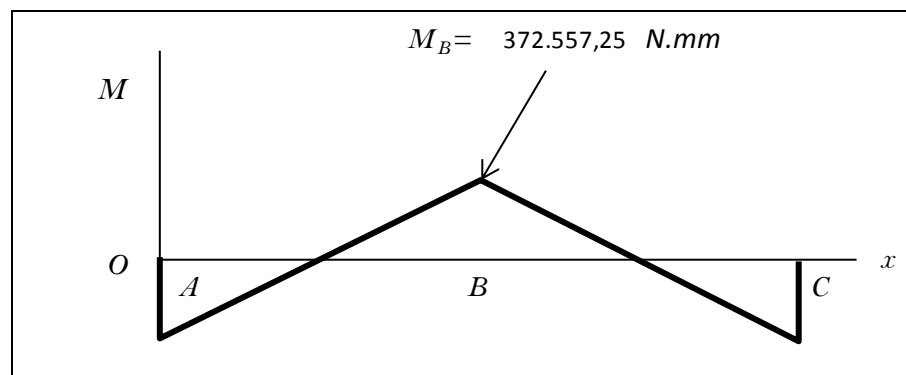
$$P = (156.1 + 181.82) / 2 = 168.96 \text{ kg} = 1655.81 \text{ N}$$



Elaborado por: Autor de Examen Complexivo

FIGURA 3.2 DIAGRAMA DE CUERPO LIBRE Y DIAGRAMA DE FUERZA CORTANTE DE LA VIGA

Con el diagrama de cuerpo libre, se calcularon las reacciones y momento flector



Elaborado por: Autor de Examen Complexivo

FIGURA 3.3 DIAGRAMA DE MOMENTO FLECTOR DE LA VIGA

Ya que la carga es central puntual, las reacciones son

$$R_1 = R_2 = P / 2 = 1655.81 \text{ N} / 2 = 827.9 \text{ N}$$

Se calculó el momento flector, que es el área bajo la curva del Diagrama de fuerza cortante

$$M = R_1 * (l / 2) = 827.9 \text{ N} * 450 \text{ mm} = 372555 \text{ N.mm}$$

Con este valores, y conociendo la sección transversal efectiva de la viga, se calcularon el esfuerzo de flexión σ_f y el esfuerzo cortante

σ_c

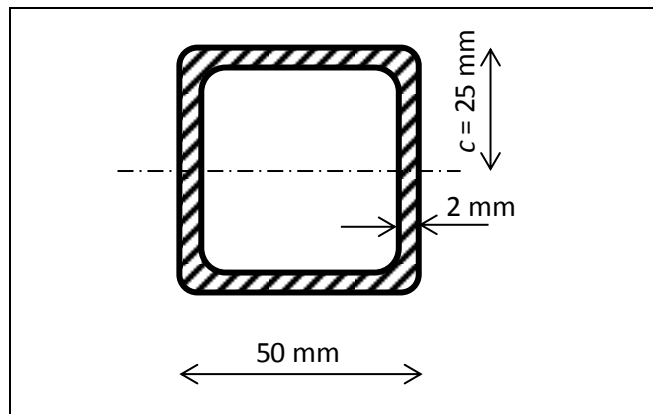
$$\sigma_f = M * c / I$$

donde I es la inercia del área efectiva

$$I = 1/12 * b * h^3 \quad \text{donde } b \text{ es la base y } h \text{ es la altura}$$

$$I = (1/12) * 50 \text{ mm} * (50 \text{ mm})^3 - (1/12) * 46 \text{ mm} * (46 \text{ mm})^3$$

$$I = 147712 \text{ mm}^4$$



Elaborado por: Autor de Examen Complexivo

**FIGURA 3.4 SECCIÓN TRANSVERSAL DEL TUBO
DE LA VIGA**

$$c = 25 \text{ mm}$$

$$\sigma_f = 372555 \text{ N} \cdot \text{mm} \cdot 25 \text{ mm} / 147712 \text{ mm}^4 = 63 \text{ N} / \text{mm}^2$$

$$\sigma_f = 63 \text{ MPa}$$

El esfuerzo cortante σ_c está dado por

$$\sigma_c = F / A \text{ donde } F \text{ es } P$$

A es el área efectiva

$$\sigma_c = 1655.81 \text{ N} / ((50)^2 - (46)^2) = 4.31 \text{ N/mm}^2 = 4.31 \text{ MPa}$$

Por la Teoría de falla y aplicando la fórmula de Goodman se tiene

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

$$S_{ut} = 568 \text{ N/mm}^2 = 568 \text{ MPa}$$

$$S_e = k_a * k_b * k_c * k_d * k_e * k_f * S'_e$$

del Apéndice H se obtiene el factor de superficie $k_a = 0.78$

para calcular el factor de tamaño k_b por flexión y torsión, primero se determina el diámetro efectivo d

$$d = 0.808 * (h*b)^{1/2} = 0.808 * (50\text{mm} * 50\text{mm})^{1/2} = 40.4 \text{ mm}$$

$$k_b = 1.189 * d^{-0.097} = 0.83$$

por carga axial, asumiendo que no se han realizado pruebas

$$k_b = 0.60$$

Se escoge $k_b = 0.60$

Como factor de confiabilidad se escoge $k_c = 0.897$

$k_d = 1$ ya que no hay efecto por temperatura.

$k_e = 1$ por tener sección continua.

$K_f = 1$ por no haber encontrado otros efectos.

$$S'_e = 0.504 * S_{ut} = 286.27 \text{ MPa}$$

$$S_e = 0.78 * 0.60 * 0.897 * 1 * 1 * 1 * 286.27 \text{ MPa} = 120.18 \text{ MPa}$$

$$\sigma_a = (\sigma_{m\acute{a}x} - \sigma_{m\acute{i}n}) / 2$$

$$\sigma_{m\acute{a}x} = \sigma_f + \sigma_c = 63 \text{ MPa} + 4.31 \text{ MPa} = 67.31 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{m\acute{i}n} = \sigma_c = 4.31 \text{ MPa}$$

$$\sigma_a = (67.31 - 4.31) / 2 = 31.5 \text{ MPa}$$

$$\sigma_m = (\sigma_{m\acute{a}x} + \sigma_{m\acute{i}n}) / 2 = (67.31 + 4.31) / 2 = 35.81 \text{ MPa}$$

se reemplazó los valores para obtener el factor de seguridad n

$$(31.5 / 286.27) + (35.81 / 568) = 1 / n$$

$$\boxed{n = 5.78}$$

3.2 Cálculo del Reservorio Primario.

Para este diseño se asumió la tolva como un recipiente cilíndrico, el mismo que al tener una presión interna, está sometido a esfuerzo radial σ_r y esfuerzo tangencial σ_t .

Cuando el recipiente cuya pared tiene un espesor de 1/10 de su radio, o menos, se considera que el esfuerzo radial σ_r es muy pequeño en comparación con el esfuerzo tangencial σ_t , y se lo llama recipiente de presión de “pared delgada”.

El esfuerzo tangencial σ_t se expresa como

$$\sigma_t = \frac{pd_i}{2t}$$

donde: p es la presión interna

d_i es el diámetro interior

t es el espesor de la pared

Aplicado al caso de la tolva de la Descamadora, la presión p es la generada por peso del lote de tilapia sobre el área total de las paredes de la tolva

$$p = F / A$$

$$F = W_{lote} = 181.82 \text{ kg} * 9.8 \text{ m/seg}^2 = 1781.82 \text{ N}$$

Mediante un cálculo simple se determinó el área de las paredes de la tolva

$$A = 2156000 \text{ mm}^2$$

$$p = 1781.82 \text{ N} / 2156000 \text{ mm}^2 = 8 \cdot 10^{-4} \text{ MPa}$$

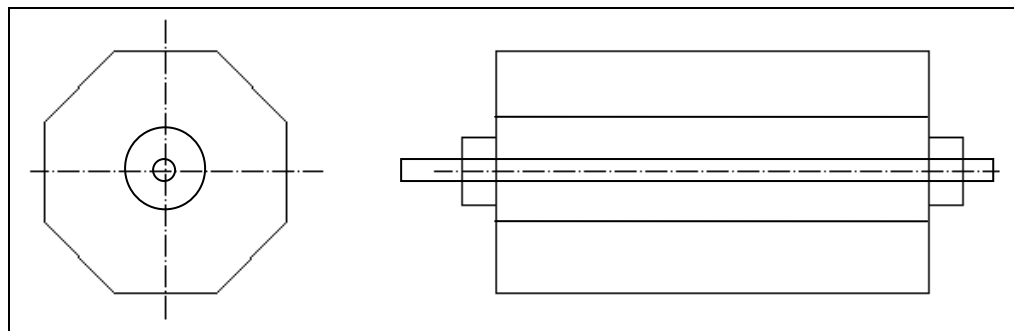
$$d_i = 596 \cdot 2 / 3.1416 = 379.42 \text{ mm}$$

$$t = 1.5 \text{ mm}$$

$$\sigma_t = (8 \cdot 10^{-4} \text{ MPa} \cdot 379.42 \text{ mm}) / (2 \cdot 1.5 \text{ mm}) = 0.1 \text{ MPa}$$

3.3 Cálculo del tanque descamador.

El tanque o tambor descamador rotatorio, está montado sobre puntas de eje fijas, sujetas y asentadas sobre la estructura, y unidas entre si por un tubo. El torque generado por el tambor giratorio no afecta al eje, ya que tiene rodamientos en sus extremos.



Vista frontal

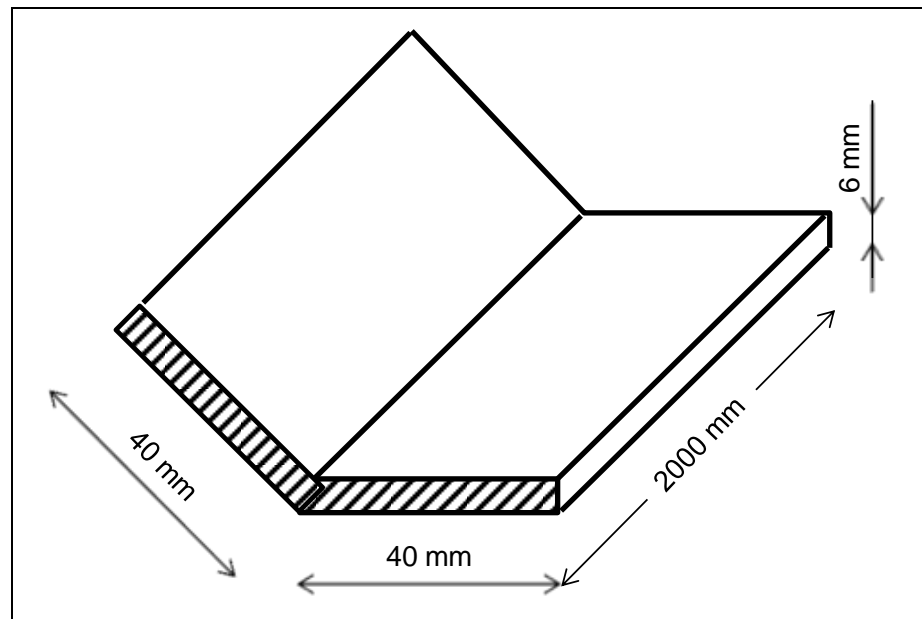
Vista lateral

Elaborado por: Autor de Examen Complexivo

FIGURA 3.5 TANQUE O TAMBOR DESCAMADOR

Se instalaron conjuntos de platinas para unir las dos tapas octogonales del tambor rotatorio, y a la vez para que sirvan de soporte a las mallas descamadoras.

Se analizó la carga del lote de tilapia, con respecto a la posición más crítica del tambor, ésto es cuando una cara del octágono está en la parte inferior, de tal manera que sólo dos conjuntos de platinas soportan el peso del lote.



Elaborado por: Autor de Examen Complexivo

**FIGURA 3.6 SECCIÓN DE UN CONJUNTO DE PLATINAS DEL
TAMBOR**

Hay ocho conjuntos de platinas, y cada conjunto se compone de dos platinas, cuyo ángulo de unión corresponde al formado por una arista del octágono.

La carga sobre los dos conjuntos de platinas es el peso del lote de tilapias W_{lote} , uniformemente distribuido y puesto que son dos platinas por cada conjunto de platinas, se obtiene que la carga W sobre una platina es

$$W = W_{lote} / 4.$$

Se analiza para flexión

$$W = (181.82 \text{ kg} * 9.8 \text{ m/seg}^2) / 4 = 445.45 \text{ N}$$

Se asume que el peso se distribuye uniformemente a lo largo de toda la longitud y se tiene que la carga distribuida W_l es

$$W_l = 445.45 \text{ N} / 2000 \text{ mm} = 0.22 \text{ N} / \text{mm}$$

Las fuerzas de reacción en los extremos son

$$R_1 = R_2 = W_l * l / 2$$

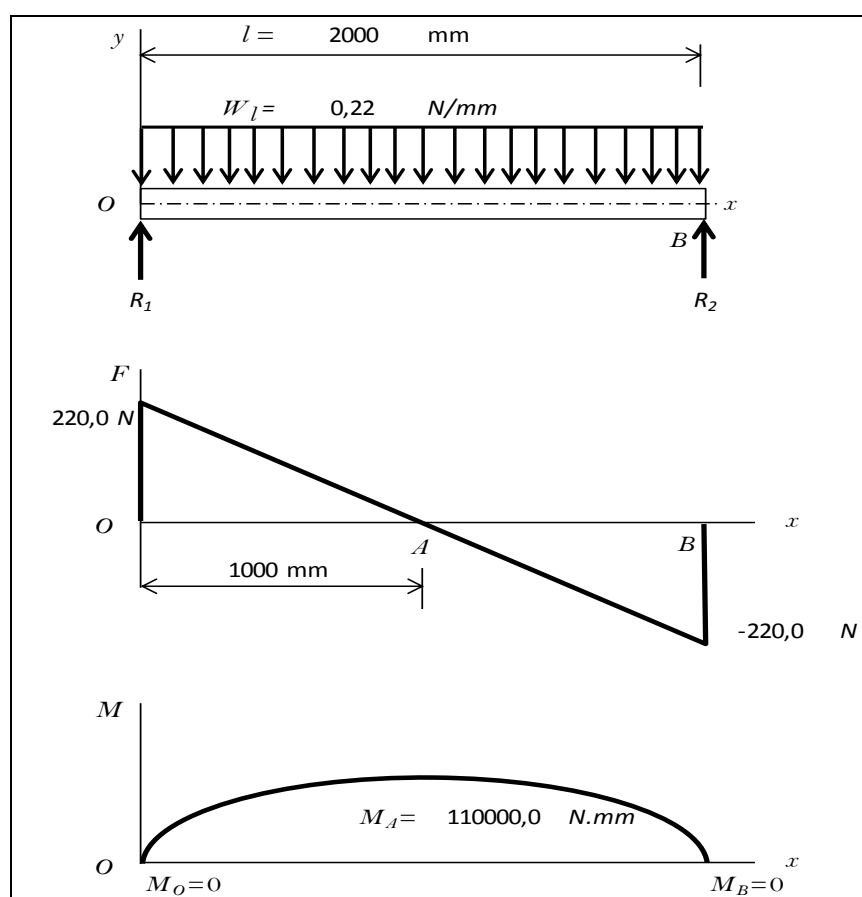
$$R_1 = R_2 = (0.22 \text{ N/mm} * 2000 \text{ mm}) / 2$$

$$R_1 = R_2 = 220 \text{ N}$$

Para que este análisis sea más esquemático, se graficaron consecutivamente los diagramas correspondientes

- Diagrama de cuerpo libre.
- Diagrama de fuerzas cortantes.
- Diagrama de momento flector.

De tal manera que se pueda visualizar las fuerzas cortantes generadas por la carga y el momento flector.



Elaborado por: Autor de Examen Complexivo

FIGURA 3.7 DIAGRAMAS DE CUERPO LIBRE, FUERZAS CORTANTES Y MOMENTO FLECTOR DE LA PLATINA

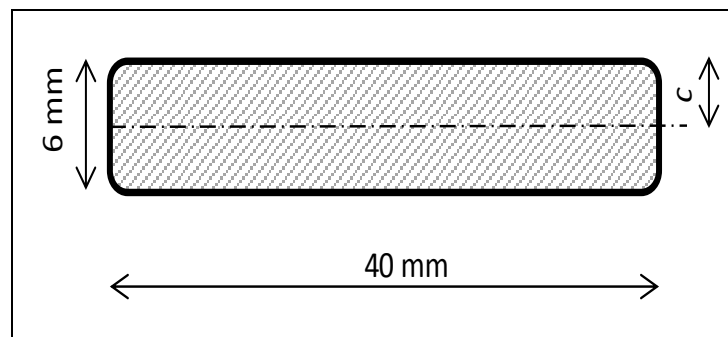
$$M_A = R_1 * d / 2$$

$$M_A = 220 \text{ N} * 1000 \text{ mm} / 2$$

$$M_A = 110000 \text{ N.mm}$$

$$\sigma_f = M * c / I$$

donde $M = M_A = 110000 \text{ N.mm}$



Elaborado por: Autor de Examen Complexivo

FIGURA 3.8 SECCIÓN TRANSVERSAL DE LA PLATINA

$$c = 3 \text{ mm}$$

$$I = 1/12 * b * h^3$$

$$I = 1/12 * (40) * (6)^3$$

$$I = 720 \text{ mm}^4$$

$$\sigma_f = M * c / I$$

$$\sigma_f = 110000 \text{ N.mm} * 3 \text{ mm} / 720 \text{ mm}^4$$

$$\sigma_f = 458.33 \text{ N} / \text{mm}^2$$

$$\sigma_f = 458.33 \text{ MPa}$$

Adicionalmente la platina también está sometida a torsión.

Para barras de sección circular se tiene

$$\tau = \frac{T\rho}{J}$$

Pero como la platina es de sección rectangular, asume que

$$\tau_{m\acute{a}x} = \frac{T}{wt^2} * \left(3 + 1.8 \frac{t}{w}\right)$$

donde T es el Momento torsionante o Torque

w es el ancho de la barra

t es el espesor de la barra

Se eligió un motorreductor lineal de 2 HP con velocidad angular de salida de 82 rpm,

Para obtener el torque T se consultó el Anexo I

$$T = 165 \text{ N.m}$$

$$T = 165000 \text{ N.mm}$$

Ya que la estructura cuenta con 8 juegos de platinas, es decir, 16 platinas en total, el torque sobre una platina $T_{platina}$ es

$$T_{platina} = T / 16$$

$$T = 165000 \text{ N.mm} / 16$$

$$T = 10312.5 \text{ N.mm}$$

Reemplazando este valor en la fórmula de esfuerzo cortante se tiene

$$\tau_{m\acute{a}x} = (10312.5 \text{ N.m} / (40 * (6)^2)) * (3 + 1.8 * (6/40)) = 23.42 \text{ MPa}$$

Selección de los rodamientos del tambor.

Se consideró que no hay cargas axiales, esto es, que los parámetros con que se seleccionaron los rodamientos fueron las dimensiones y la carga radial W .

$$W = (\text{Peso del tambor} + \text{Peso del lote}) / 2$$

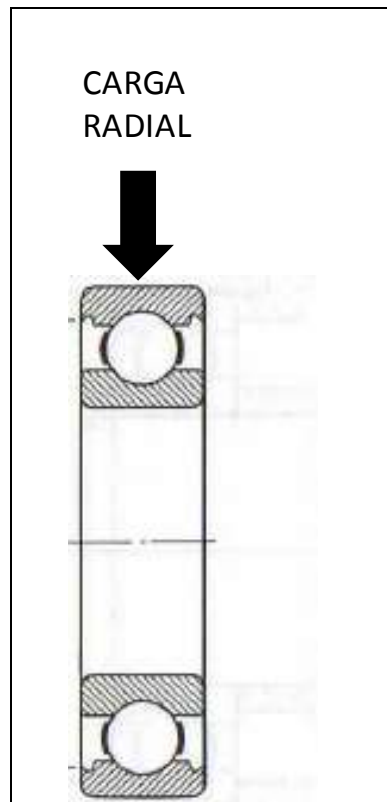
Con un cálculo anteriormente mencionado se calculó el peso del tambor

$$W = (138.46 \text{ kg} + 181.82 \text{ kg}) / 2 = 134.29 \text{ kg} * 9.8 \text{ m/seg}^2 = 1316 \text{ N}$$

En el Plano 3 se revisa el diámetro d correspondiente del eje en ese tramo y el diámetro interno D del alojamiento para los rodamientos

$$d = 50 \text{ mm}$$

$$D = 90 \text{ mm}$$

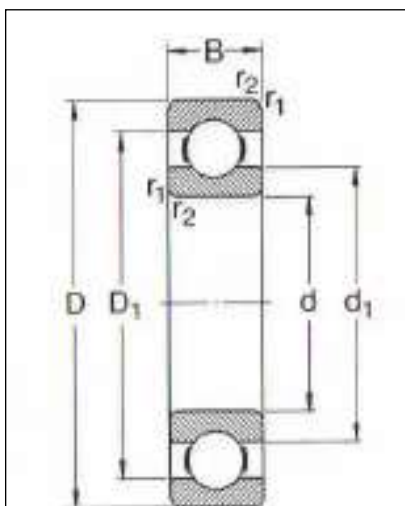


Elaborado por: Autor de Examen Complexivo

**FIGURA 3.9 CARGA RADIAL SOBRE EL
RODAMIENTO**

Con estos parámetros se consultó el Apéndice G y se eligió el tipo de rodamiento "Rígido de bola", se buscó uno que cubra la

capacidad de carga radial calculada y tenga las dimensiones correspondientes, el rodamiento que cumplió con estas características es el que tiene la “*Designación 6210*”.



Elaborado por: Autor de Examen Complexivo

**FIGURA 3.10 DIMENSIONES PARA SELECCIÓN
DE RODAMIENTO**

Cálculo de esfuerzo cortante en los pernos de sujeción de la catalina al tambor.

La catalina del sistema de transmisión de potencia se fijó al tambor descamador con seis pernos de acero inoxidable *M12* de $\varnothing 12$ mm

distribuidos en forma equidistante como se indica en el Plano 3, los mismos que se analizaron por esfuerzo cortante.

Para calcular el esfuerzo cortante τ que soporta uno de los 6 pernos, se tiene que

$$\tau = F / A$$

donde

F es la fuerza cortante que actúa sobre un perno.

A es el área transversal de un perno, en su diámetro mayor.

Asumiendo que la potencia transmitida por del motorreductor se mantiene en todo el sistema de transmisión, el torque T sobre la catalina es

$$T = P / \omega$$

donde P es la potencia transmitida de 2 hp

ω es la velocidad angular de 30 rpm

$$2 \text{ hp} * 746 \text{ watt} / \text{hp} = 1492 \text{ watt}$$

$$30 \text{ rpm} * 2\pi \text{ RAD} / \text{REV} * 1 \text{ min} / 60 \text{ s} = 3.14 \text{ RAD/s}$$

$$T = (1492 \text{ watt}) / (3.14 \text{ RAD/seg})$$

$$1 \text{ w} = 1 \text{ J/s} = 1 \text{ N.m/s}$$

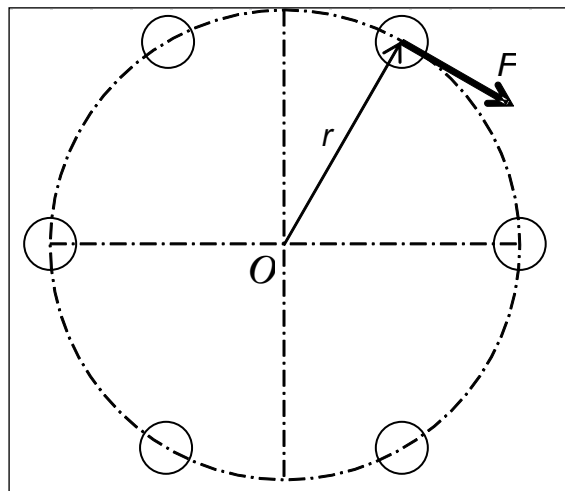
$$T = (1492 \text{ N.m/s}) / (3.14 \text{ RAD/s}) = 475.16 \text{ N.m} = 475160 \text{ N.mm}$$

El torque sobre un perno T_{perno} es

$$T_{\text{perno}} = T / 6 = 475160 \text{ N.mm} / 6 = 79193.33 \text{ N.mm}$$

La fuerza tangencial F que actua sobre un perno es

$$F = T / r$$



Elaborado por: Autor de Examen Complexivo

FIGURA 3.11 FUERZA CORTANTE SOBRE PERNO DE SUJECIÓN DE CATALINA

donde r es la distancia desde el centroide O al centro de un perno.

$$r = 55.5 \text{ mm}$$

$$F = 79133.33 \text{ N.mm} / 55.5 \text{ mm} = 1425.82 \text{ N}$$

$$A = \pi * r^2 = \pi * (55.5)^2 = 9676.91 \text{ mm}^2$$

$$\tau = 1425.82 \text{ N} / 9676.91 \text{ mm}^2 = 0.15 \text{ N/mm}^2 = 0.15 \text{ MPa}$$

Análisis de fuerzas en el eje.

Para realizar los cálculos de esta sección se revisa el Plano 4.

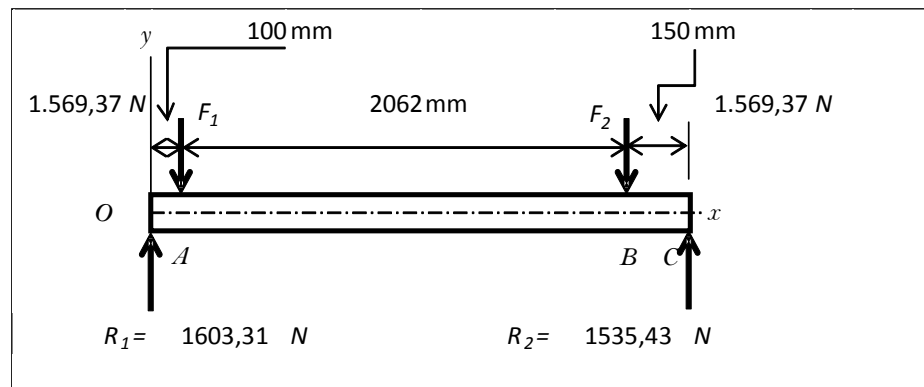
Los extremos del eje están conformados por una punta de eje macizo y la otra punta de eje perforado con una rosca, ésta última para permitir el ingreso de agua para la evacuación de las escamas dentro del tambor.

Para unir entre sí ambas puntas de eje, se instaló un tubo, en el mismo donde van montadas las boquillas de agua. Se asume que se trata de un solo cuerpo, cuya sección transversal es un tubo, puesto que es el área más crítica.

Las fuerzas F_1 y F_2 que actúan sobre el eje analizado son el peso del tambor cargado con el lote de tilapias, a través de los rodamientos en las dos caras octogonales, y las reacciones R_1 y R_2 en los dos extremos del eje, el cual está apoyado sobre la estructura.

$$F_1 = F_2 = (W_{\text{tambor}} + W_{\text{lote}}) / 2$$

$$F_1 = F_2 = (138.46\text{kg} + 181.82\text{kg}) / 2 = 160.14\text{kg} * 9.8\text{m}/\text{seg}^2 = 1569.37\text{N}$$

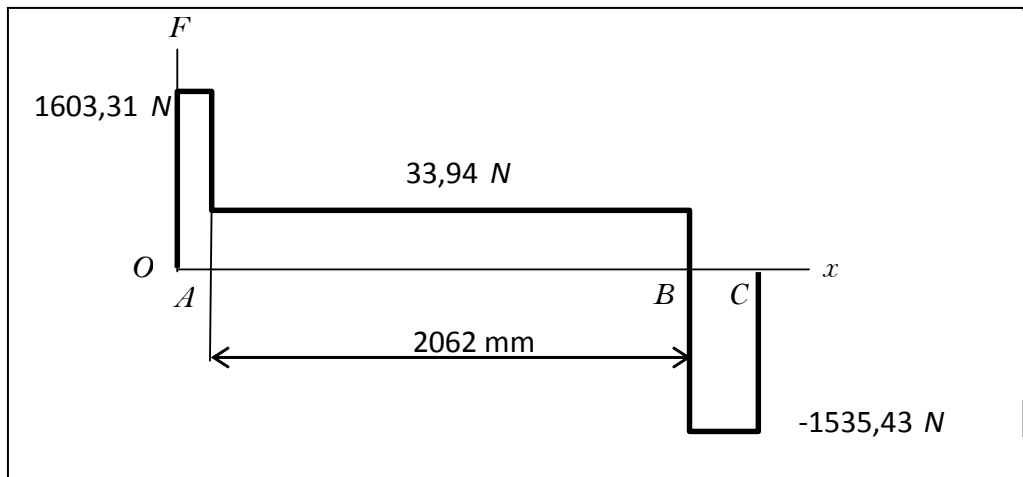


Elaborado por: Autor de Examen Complexivo

FIGURA 3.12 DIAGRAMA DE CUERPO LIBRE DEL EJE

Al sumar momentos con respecto al punto O , y luego sumando fuerzas según la dirección del eje y , se obtiene las fuerzas de reacción en los extremos del eje

$$R_1 = 1603.31 \text{ N} \quad R_2 = 1535.43 \text{ N}$$



Elaborado por: Autor de Examen Complexivo

**FIGURA 3.13 DIAGRAMA DE FUERZAS CORTANTES
SOBRE EL EJE**

Los momentos flectores son las áreas bajo la curva correspondientes, del diagrama de fuerzas cortantes.

$$M_A = 1603.31 \text{ N} * 100 \text{ mm} = 160331 \text{ N.mm}$$

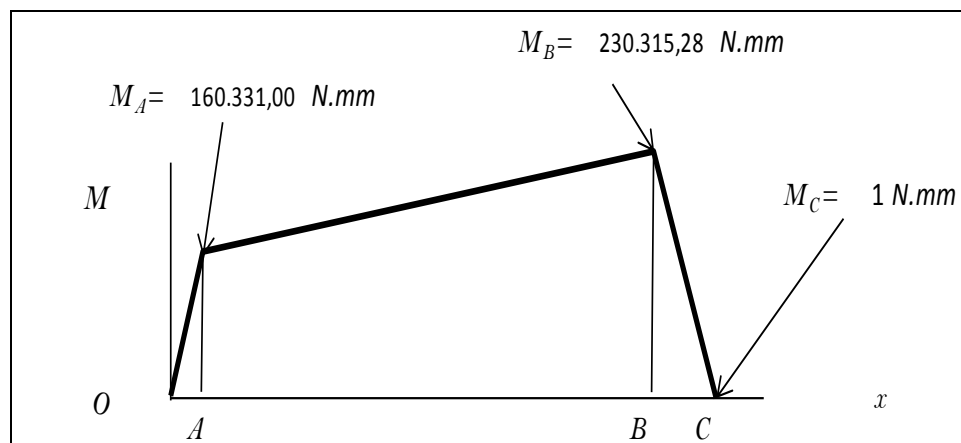
$$M_B - M_A = 33.94 \text{ N} * 2062 \text{ mm} = 69984.28 \text{ N.mm}$$

$$M_B = 69984.28 + 160331 = 230315.28 \text{ N.mm}$$

$$M_T = M_A + M_B$$

$$M_T = 160331 \text{ N.mm} + 230315.28 \text{ N.mm} =$$

$$M_T = 390646.28 \text{ N.mm}$$



Elaborado por: Autor de Examen Complexivo

**FIGURA 3.14 DIAGRAMA DE MOMENTO FLECTOR
SOBRE EL EJE**

Se recurre al Apéndice E para establecer las dimensiones disponibles de tubo de acero inoxidable.

TABLA 7
DIMENSIONES DE TUBERÍAS DE ACERO INOXIDABLE

<i>Tubo de Acero 304</i>		
<i>Díámetro Nominal (pulg)</i>	<i>Díámetro exterior (mm)</i>	<i>Espesor (mm)</i>
1½	48.26	2.77
2	60.33	2.77

Fuente: Iván Bohman C. A.

Se escogió una tubería de acero inoxidable de $\varnothing 1 \frac{1}{2}$ " cédula 10, llamado así por su designación comercial, cuyos valores correspondientes a diámetro exterior y espesor son 48.26 mm y 2.77 mm, respectivamente. Con estos valores, se calcularon el esfuerzo de flexión σ_f y el esfuerzo de corte σ_c

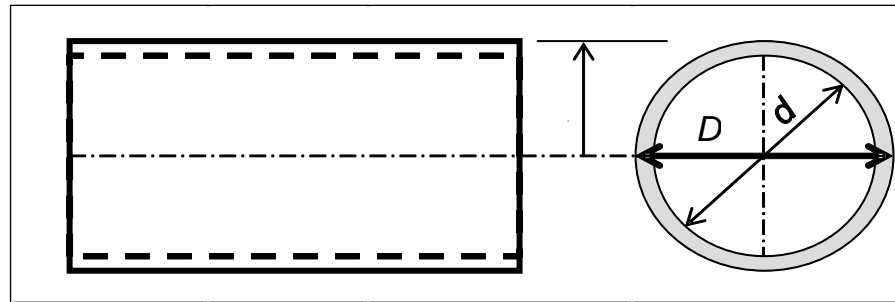
$$\sigma_f = M_T * c / I$$

donde I es el momento de inercia del área efectiva

$$I = (\pi/64) * (D^4 - d^4)$$

$$I = (\pi/64) * ((48.26)^4 - (48.26 - 2.77 * 2)^4)$$

$$I = 102776.73 \text{ mm}^4$$



Elaborado por: Autor de Examen Complexivo

FIGURA 3.15 SECCIÓN TRANSVERSAL DEL TUBO REDONDO

$$c = 48.26 \text{ mm} / 2 = 24.13 \text{ mm}$$

$$\sigma_f = 390646.28 \text{ N.mm} * 24.13 \text{ mm} / 102776.73 \text{ mm}^4 = 91.72 \text{ N} / \text{mm}^2$$

$$\sigma_f = 91.72 \text{ MPa}$$

$$\sigma_c = F_T / A_e$$

$$F_T = F_1 + F_2 = 1569.37 \text{ N} * 2 = 3138.74 \text{ N}$$

$$A_e = (\pi/4) * (D^2 - d^2) = (\pi/4) * ((48.26)^2 - (48.26 - 2.77 * 2)^2) = 395.86 \text{ mm}^2$$

$$\sigma_c = 3138.74 \text{ N} / 395.86 \text{ mm}^2 = 7.93 \text{ N} / \text{mm}^2 = 7.93 \text{ MPa}$$

Por la Teoría de falla y aplicando la fórmula de Goodman

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

$$S_{ut} = 568 \text{ N} / \text{mm}^2 = 568 \text{ MPa}$$

$$S_e = k_a * k_b * k_c * k_d * k_e * k_f * S'_e$$

del apéndice H se obtiene el factor de superficie $k_a = 0.78$

se calcula el factor de tamaño k_b por flexión y torsión

$$k_b = 1.189 * d^{-0.097} = 1.189 * (48.26)^{-0.097} = 0.82$$

por carga axial, asumiendo que no se han realizado pruebas

$$k_b = 0.60$$

Se escoge $k_b = 0.60$

Como factor de confiabilidad k_c se escoge $k_c = 0.897$

$k_d = 1$ ya que no hay efecto por temperatura.

$k_e = 1$ por tener sección continua.

$k_f = 1$ por no haber encontrado otros efectos.

$$S'_e = 0.504 * S_{ut} = 286.27 \text{ MPa}$$

$$S_e = 0.78 * 0.60 * 0.897 * 1 * 1 * 1 * 286.27 \text{ MPa} = 120.18 \text{ MPa}$$

$$\sigma_a = (\sigma_{m\acute{a}x} - \sigma_{m\acute{i}n}) / 2$$

$$\sigma_{m\acute{a}x} = \sigma_f + \sigma_c = 91.72 \text{ MPa} + 7.93 \text{ MPa} = 99.65 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{\min} = \sigma_c = 7.93 \text{ MPa}$$

$$\sigma_a = (91.72 - 7.93) / 2 = 41.9 \text{ MPa}$$

$$\sigma_m = (\sigma_{\max} + \sigma_{\min}) / 2 = (91.72 + 7.93) / 2 = 49.83 \text{ MPa}$$

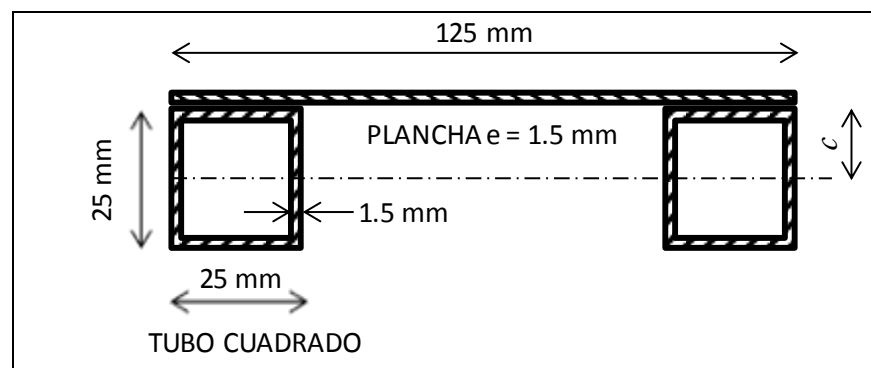
$$(41.9 / 120.18) + (49.83 / 568) = 1 / n$$

despejando el factor de seguridad n

$$n = 2.29$$

3.4 Cálculo del sistema de descarga.

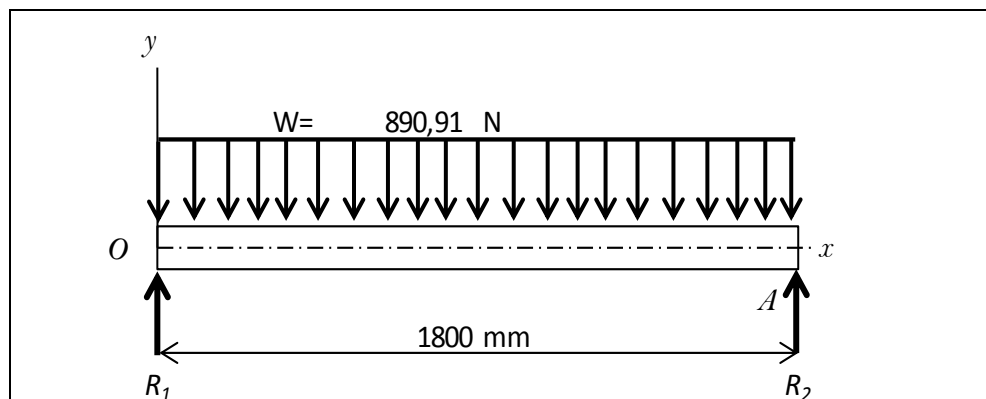
El sistema de descarga de la tolva está formado por las compuertas inferiores, las mismas que tienen 125 mm x 1800 mm.



Elaborado por: Autor de Examen Complexivo

FIGURA 3.16 SECCIÓN TRANSVERSAL DE LA ESTRUCTURA DE LA COMPUERTA

Cada una de las dos compuertas se las asumió como una viga que soporta una carga perpendicular uniformemente distribuida. Primero se elabora el diagrama de cuerpo libre de una compuerta.



Elaborado por: Autor de Examen Complexivo

**FIGURA 3.17 DIAGRAMA DE CUERPO LIBRE DE LA
COMPUERTA DE LA TOLVA**

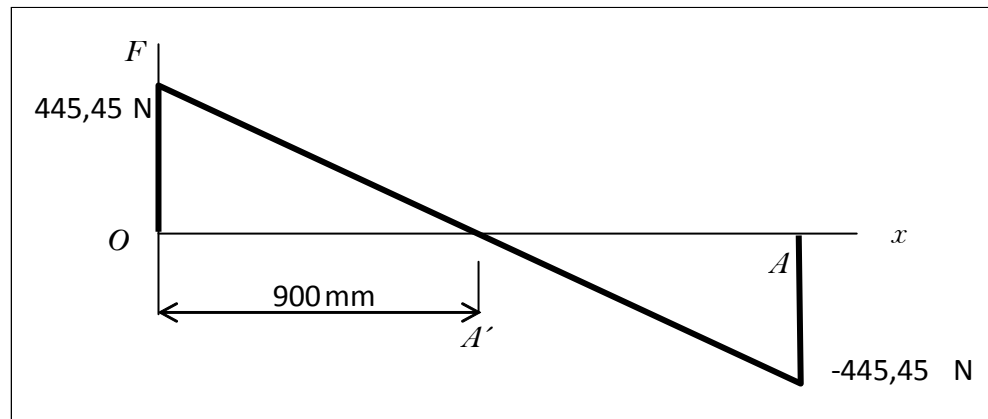
Donde W es el peso del lote de tilapias distribuido entre las dos compuertas, se asume que la carga distribuida W sobre cada compuerta es la mitad del peso del lote.

$$W = W_{\text{lote}} / 2 = 890.9 \text{ N}$$

Las fuerzas de reacción R_1 y R_2 son

$$R_1 = 445.45 \text{ N}$$

$$R_2 = 445.45 \text{ N}$$



Elaborado por: Autor de Examen Complexivo

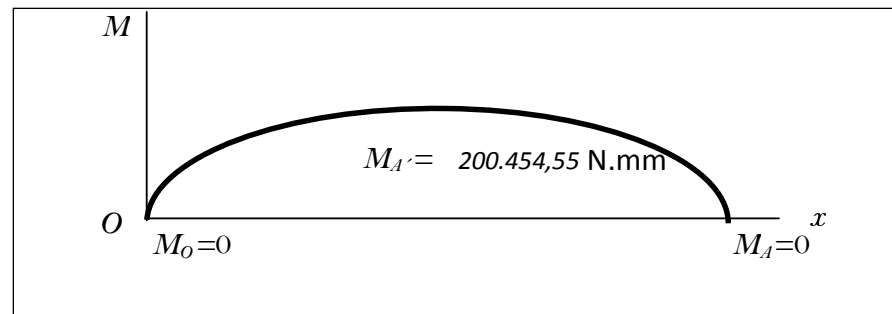
**FIGURA 3.18 DIAGRAMA DE FUERZAS CORTANTES DE LA
COMPUERTA DE LA TOLVA**

El momento flector en el punto A' es el área bajo la curva.

$$M_{A'} = \text{base} * \text{altura} / 2 = R_1 * d_{A'} / 2$$

$$M_{A'} = 445.45 \text{ N} * 900 \text{ mm} / 2$$

$$M_{A'} = 200452.5 \text{ N.mm}$$



Elaborado por: Autor de Examen Complexivo

FIGURA 3.19 DIAGRAMA DE MOMENTO FLECTOR DE LA COMPUERTA DE LA TOLVA

El esfuerzo flector σ_f viene dado por

$$\sigma_f = M * c / I \quad \text{donde } M = M_{A'}$$

El momento de inercia I es el de los dos tubos

$$I = (1/12) * 25 * (25)^3 * 2 = 65104.17 \text{ mm}^4$$

$$\sigma_f = 200452.5 \text{ N.mm} * 12.5 \text{ mm} / 65104.17 \text{ mm}^4 = 38.49 \text{ N/mm}^2 = 38.49$$

MPa

$$\sigma_c = F / A_e$$

donde F es el peso que soporta cada compuerta.

A_e es el área efectiva total transversal de cada compuerta.

$$F = W = 890.9 \text{ N}$$

$$A_e = ((25 \text{ mm})^2 - (25 \text{ mm} - 1.5 * 2 \text{ mm})^2) * 2 + (125 \text{ mm} * 1.5 \text{ mm})$$

$$A_e = 469.5 \text{ mm}^2$$

$$\sigma_c = 890.9 \text{ N} / 469.5 \text{ mm}^2 = 1.90 \text{ N} / \text{mm}^2 = 1.90 \text{ MPa}$$

Por la Teoría de falla y aplicando la fórmula de Goodman

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

$$S_{ut} = 568 \text{ N} / \text{mm}^2 = 568 \text{ MPa}$$

$$S_e = k_a * k_b * k_c * k_d * k_e * k_f * S'_e$$

del apéndice H se obtiene el factor de superficie $k_a = 0.78$

se calcula el efecto de tamaño k_b por flexión y torsión

$$k_b = 1.189 * d^{0.097} = 1.189 * (48.26)^{-0.097} = 0.82$$

por carga axial, asumiendo que no se han realizado pruebas

$$k_b = 0.60$$

Se escoge $k_b = 0.60$

Como factor de confiabilidad se escoge $k_c = 0.897$

$k_d = 1$ ya que no hay efecto por temperatura.

$k_e = 1$ por tener sección continua.

$K_f = 1$ por no haber encontrado otros efectos.

$$S'_e = 0.504 * S_{ut} = 286.27 \text{ MPa}$$

$$S_e = 0.78 * 0.60 * 0.897 * 1 * 1 * 1 * 286.27 \text{ MPa}$$

$$S_e = 120.18 \text{ MPa}$$

$$\sigma_a = (\sigma_{\text{máx}} - \sigma_{\text{mín}}) / 2$$

$$\sigma_{\text{máx}} = \sigma_f + \sigma_c = 38.49 \text{ MPa} + 1.90 \text{ MPa} = 40.39 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{\text{mín}} = \sigma_c = 1.90 \text{ MPa}$$

$$\sigma_a = (40.39 - 1.90) / 2 = 19.25 \text{ MPa}$$

$$\sigma_m = (\sigma_{m\acute{a}x} + \sigma_{m\acute{i}n}) / 2$$

$$\sigma_m = (40.39 + 1.90) / 2$$

$$\sigma_m = 21.15 \text{ MPa}$$

$$(19.25 / 120.18) + (21.15 / 568) = 1 / n$$

despejando el factor de seguridad n

$$\boxed{n = 5.07}$$

3.5 Sistema neumático.

El sistema neumático consiste en cilindros de accionamiento axial, dos por cada compuerta, ubicados en los extremos de las mismas. El conjunto de cilindros neumáticos tiene la capacidad de fuerza necesaria para sostener el peso del lote de tilapia almacenado en la tolva.

Ya que la tolva tiene 2 compuertas, se asume que el peso se distribuye uniformemente en cada una, por lo tanto cada cilindro

debe poder soportar una fuerza equivalente a la cuarta parte del peso del lote.

$$W_{lote} = 181.82 \text{ kg}$$

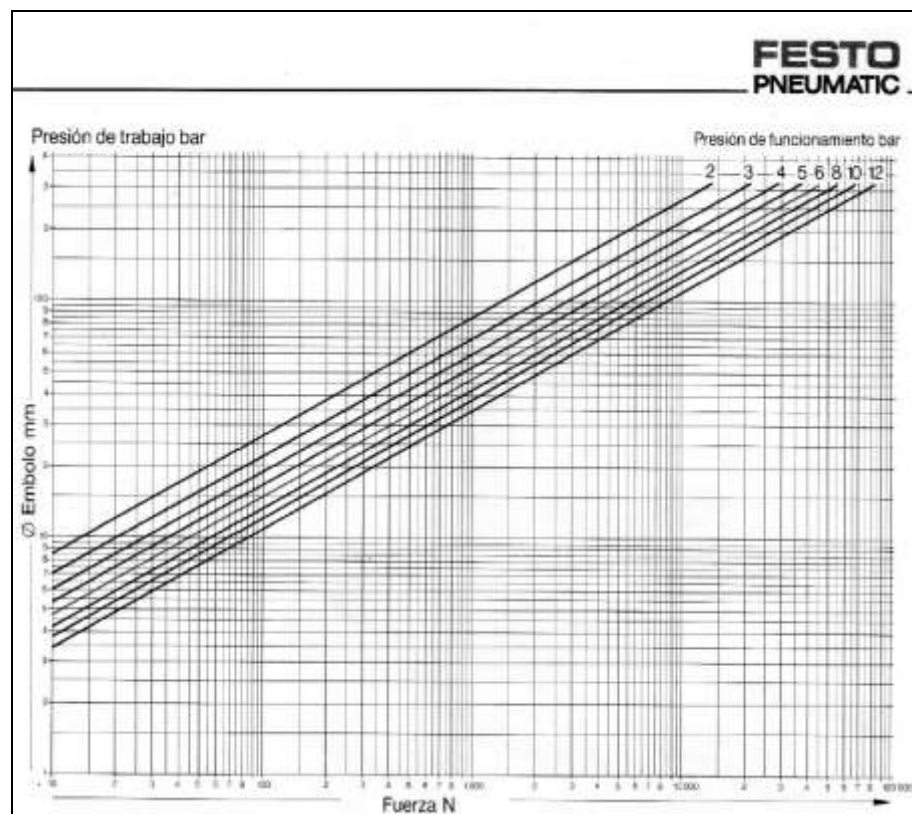
$$F_{cilindro} = W_{lote} / 4$$

$$F_{cilindro} = 181.82 \text{ kg} / 4 = 45.45 \text{ kg} * 9.8 \text{ m/s}^2 = 445.41 \text{ N}$$

Con este valor se analizó las curvas de la Figura 18 con los siguientes parámetros

Fuerza: 500 N

Presión del aire comprimido: 6 bar



Fuente: Festo, Programa de Fabricación 050377E, página 5.

FIGURA 3.20 CURVAS PARA SELECCIÓN DE DIÁMETRO DE EMBOLO DEL CILINDRO NEUMÁTICO

Como resultado se obtuvo un diámetro de émbolo de 34 mm.

Se analizó el Plano 1 para determinar la longitud de carrera L del cilindro. Se calculó la diferencia de longitud entre el vástago contraído y extendido, correspondientes a las posiciones de la compuerta abierta y cerrada, respectivamente.

$Carrera = Vástago extendido - Vástago contraído$

$$L = 166.1 \text{ mm} - 36.19 \text{ mm}$$

$$L = 129.91 \text{ mm}$$

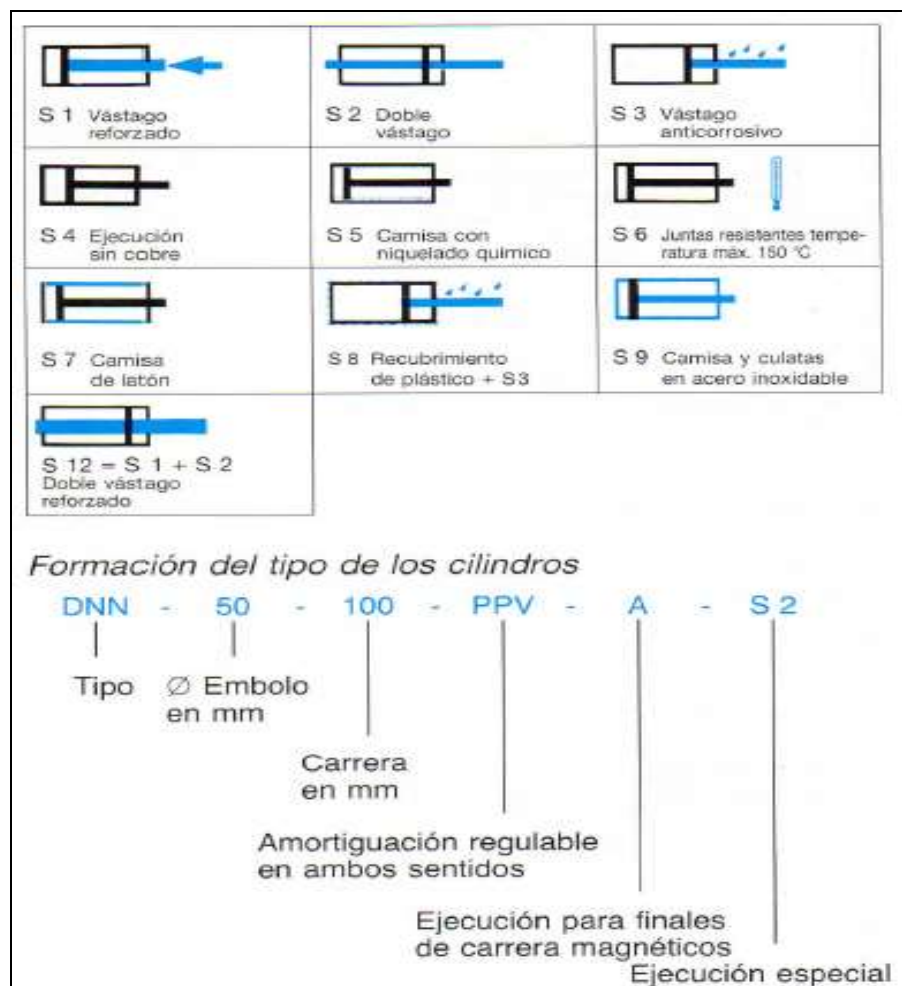
$Carrera \text{ del cilindro} = 129.91 \text{ mm}$

Con estos valores se consultó la Figura 3.19 y se seleccionó el modelo del cilindro neumático recomendado por el fabricante

Cilindros de doble efecto											FESTO PNEUMATIC									
Cilindros standard																				
Ø Embolo mm	Tipo	Amortiguación posición final	Peso máx. de funcionamiento	Fuerza de empuje a 6 bar N	Fuerza de retorno mín. a 6 bar N	Conexiones	Roscas de vástago	Cámaras standard mm										Cámaras suministrables mm		
								10	25	40	50	70	80	100	140	160	200		300	
6	DG		8	15	11	M5	—													de 1 a 80
12	ADV		8	64	52	M5	M5													
	DFK	P	8	68	60	NW4	M6													
	DGS	P	10	55	38	M5	M6													de 1 a 200
16	DFK	P	8	120	103	NW4	M6													
	DGS	P	10	104	87	G 1/8	M8													de 1 a 400
20	ADV		8	175	128	G 1/8	M5 interior													
	DFK	P	8	189	159	NW4	M8													
	DGS	P/PPV	10	165	139	G 1/8	M8													de 1 a 500
25	DGS	PPV	10	250	200	G 1/8	M10													de 1 a 500
32	ADV		8	460	390	G 1/8	M6 interior													
	DSW	P	10	450	360	G 1/8	M10													de 1 a 500
	DGW	P	12	420	330	G 1/8	M10													de 1 a 300
35	DC	PPV	12	530	460	G 1/8	M10/M16**													de 1 a 2000
40	DSW	P	10	720	630	G 1/8	M12													de 1 a 500
	DGW	P	12	680	560	G 1/8	M12													de 1 a 300
	DGS	PPV	12	710	590	G 1/8	M16													de 1 a 2000
50	ADV		8	1100	980	G 1/8	M8 interior													
	DSW	P	10	1050	910	G 1/8	M16													de 1 a 500
	DGW	P	12	1100	910	G 1/8	M16													de 1 a 300
	DC	PPV	12	1130	1060	G 1/8	M10/M20**													de 1 a 2000
63	ADV		8	1760	1640	G 1/8	M8 interior													
	DSW	P	10	1800	1650	G 1/8	M16													de 1 a 500
	DGW	P	12	1750	1560	G 1/8	M16													de 1 a 300
70	DC	PPV	12	2200	2080	G 1/8	M12/M20**													de 1 a 2000
80	ADV		8	2970	2780	G 1/8	M10 interior													
	ADV		8	4630	4350	G 1/8	M12 interior													
	DC	PPV	12	4300	4070	G 1/8	M16/M24**													de 1 a 2000

Fuente: Festo, Programa de Fabricación 050377E, página 15.

FIGURA 3.21 CUADRO PARA SELECCIÓN DE MODELO DEL CILINDRO NEUMÁTICO



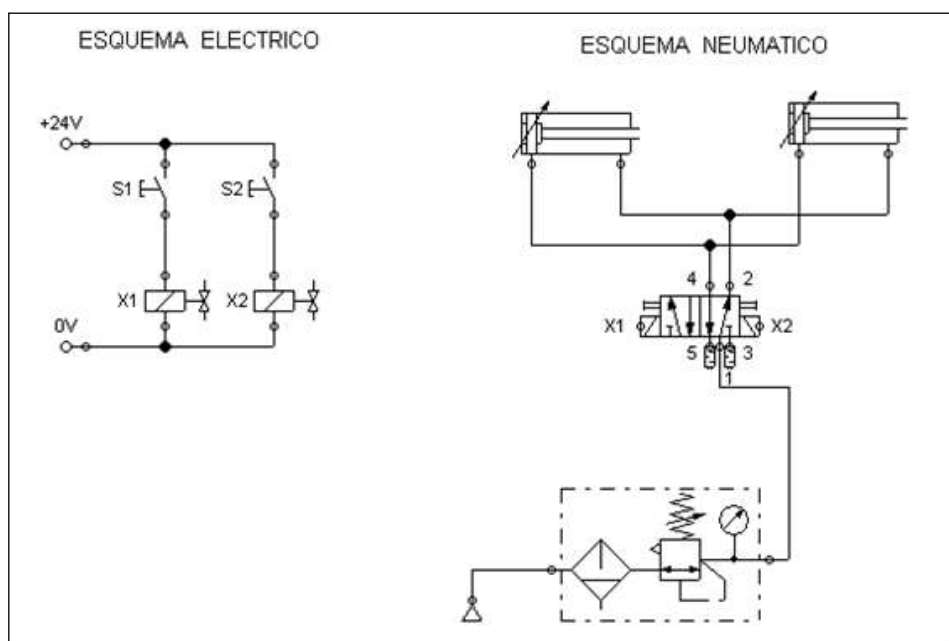
Fuente: Festo, Programa de Fabricación 050377E, página 6.

FIGURA 3.22 EJECUCIONES ESPECIALES EN CILINDROS

También se tomó en cuenta el ambiente húmedo del área de proceso para seleccionar el material adecuado del cilindro. Por lo tanto el modelo del cilindro neumático seleccionado es

DC – 35 – 140 – PPV – A – S9

El circuito neumático requerido para la operación de apertura y cierre de las compuertas de la tolva es el siguiente



Fuente: Festo, Software "Fluid Draw P5"

FIGURA 3.23 DIAGRAMA DEL SISTEMA NEUMÁTICO PARA ACCIONAMIENTO DE LAS COMPUERTAS DE LA TOLVA

Componentes principales:

- Cilindro neumático Festo DC – 35 – 140 – PPV – A – S9
- Válvula neumática Festo CL – 5/2 – ¼
- Unidad de mantenimiento.

- Horquillas de seguridad, conectores rápidos y manguera de PVC Ø6 mm.

3.6 Diseño definitivo.

Después del análisis respectivo, cálculos y selecciones realizadas, se determinó la forma definitiva de la Máquina Descamadora de Tilapia, lo cual se especifica en los planos entregados.

CAPÍTULO 4

4. ANÁLISIS DE COSTOS

4.1 Costos de fabricación.

Para determinar el costo de fabricación de la Máquina Descamadora de Tilapia se necesitó desglosar los valores.

Primero se elaboró el listado de materiales, los cuales se determinaron en base a los planos constructivos adjuntos.

El costo de la mano de obra se basó en el cronograma de trabajo, ya que hay elementos que no pueden ser construidos o ensamblados sin que previamente se hayan construido otros.

TABLA 8

**LISTADO DE MATERIALES PARA CONSTRUCCIÓN DE UNA
MÁQUINA DESCAMADORA DE TILAPIA**

LISTADO DE MATERIALES		
CANT.	DESCRIPCIÓN	COSTO
7	TUBO CUADRADO DE ACERO INOX 304 DE 60 mm x e=2 mm	\$ 1.050,00
2	PLANCHA DE ACERO INOX 304 DE e=1.5 mm	\$ 460,00
1	PLANCHA DE ACERO INOX 304 DE e=6 mm	\$ 748,00
6	PLATINA DE ACERO INOX 304 DE 40 mm x e=6 mm	\$ 453,60
2	ANILLOS DE ACERO INOX 304 DE ϕ_e 130 mm x ϕ_i 85 mm x e=24 mm.	\$ 84,00
2	PLANCHA EXPANDIDA DE ACERO INOX 304 DE e=2 mm	\$ 370,00
0.7 m	EJE DE ACERO INOX 304 DE ϕ 50 mm	\$ 72,16
2.5 m	EJE DE ACERO INOX 304 DE ϕ 40 mm	\$ 164,93
1	TUBO DE ACERO INOX 304 SCH40 DE ϕ 1-1/2"	\$ 155,00
9	BOQUILLAS DE ACERO INOX 304 DE 1/4"	\$ 315,00
2	RODAMIENTO SKF 6210 CON SELLOS PLÁSTICOS	\$ 57,96
1	TRAMO DE PLANCHA DE DURALON BLANCO DE 100 mm x 300 mm x e= 50 mm.	\$ 34,73
1	MOTORREDUCTOR LINEAL DE 2 HP	\$ 872,15
1	SISTEMA DE TRANSMISIÓN CATALINA - CADENA, EN ACERO INOX	\$ 750,00
4	CILINDROS NEUMÁTICOS MARCA FESTO DE DOBLE EFECTO DC – 35 – 140 – PPV – A – S9 o EQUIVALENTE.	\$ 760,00
1	VALVULA NEUMÁTICA MARCA FESTO DE 5 VIAS / 2 ESTADOS 1/4" o EQUIVALENTE.	\$ 160,00
1	UNIDAD DE MANTENIMIENTO MARCA FESTO DE 1/4" o EQUIVALENTE.	\$ 125,00
1	ACCESORIOS NEUMÁTICOS PARA CONEXIÓN.	\$ 83,00
1	VARIOS.	\$ 75,00
	TOTAL	\$ 6.790,53

Elaborado por: Autor de Examen Complexivo

TABLA 9
COSTOS DE CONSTRUCCIÓN DE UNA MÁQUINA
DESCAMADORA DE TILAPIA

RUBRO	COSTO
MATERIAL	\$ 6.790,53
CONSTRUCCIÓN	\$ 6.500,00
OTROS	\$ 900,00
TOTAL	\$ 14.190,53

Elaborado por: Autor de Examen Complexivo

Mientras que una Descamadora importada tiene un costo total aproximado de \$30.000 puesta en la planta empacadora de tilapia.

4.2 Análisis de costos.

Tomando en cuenta que con una máquina Descamadora de construcción local se obtiene similares características físicas, estéticas, funcionales, operacionales y con resultados satisfactorios, se sugiere que cuando se necesite realizar este proceso, la Descamadora o Descamadoras requeridas, sean construidas en el país.

Al comparar los costos se tiene que la Descamadora de construcción nacional genera un ahorro de 53% aproximadamente respecto al costo de una importada.

Teniendo como resultado una menor inversión por parte del comprador, dando trabajo al ingeniero y talleres locales, aportando de esta manera al desarrollo económico y tecnológico del país, evitando que las divisas salgan al extranjero.

CAPÍTULO 5

5. CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

5.1. Conclusiones

La máquina Descamadora de tilapia diseñada cumple su función eficientemente, dentro de los parámetros establecidos.

La capacidad de procesamiento de la planta empacadora aumenta de 11 a 13 tanqueros de tilapia por día, lo cual representa aproximadamente 2618 kilos de filete por día, adicionalmente a esto hay que considerar la disminución de los desperdicios, tales como mortalidad y corte indeseado del filete durante el descamado manual.

La construcción nacional de una Máquina Descamadora de Tilapia genera un ahorro aproximado de 53% de inversión a la planta empacadora.

El proceso de descamado mecanizado en la industria de la tilapia es totalmente justificado, debido a su eficiencia y capacidad, ya que se está tratando de un producto muy perecible y el tiempo de proceso es un parámetro de calidad crítico.

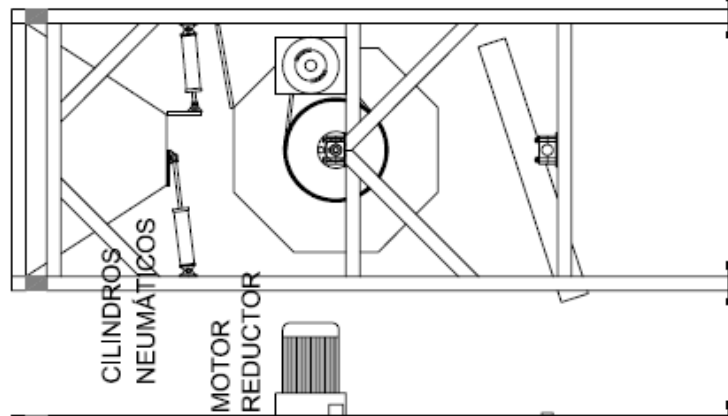
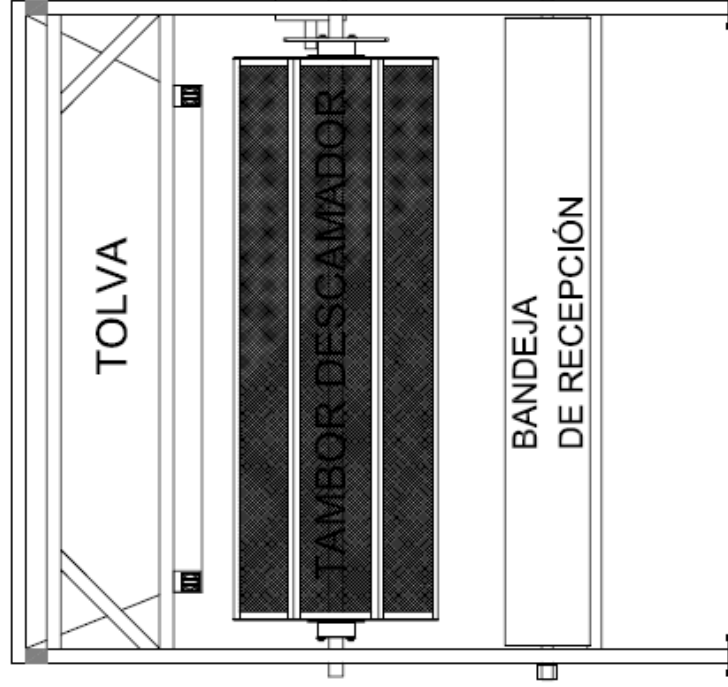
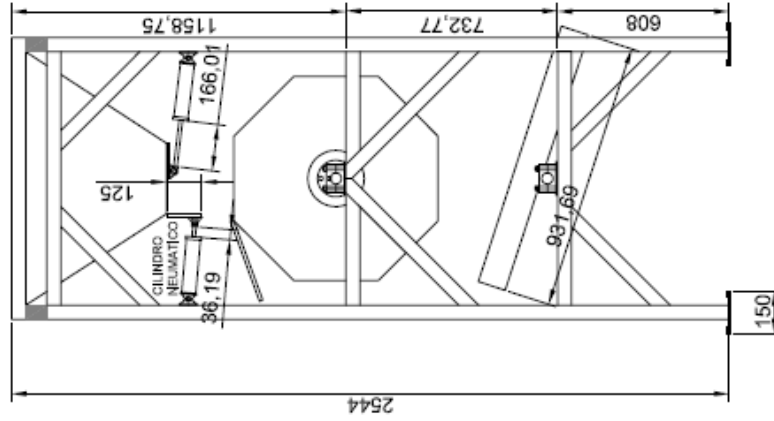
El método de descamado presentado cumple con el objetivo de retirar las escamas de la piel de la tilapia sin causar daños en el cuerpo del pescado y consecuentemente aporta en gran proporción para obtener un filete de alta calidad.

El tipo de descamado mecanizado mediante tambor giratorio tiene la ventaja de ser una máquina de bajo mantenimiento, larga durabilidad y costo rentable.

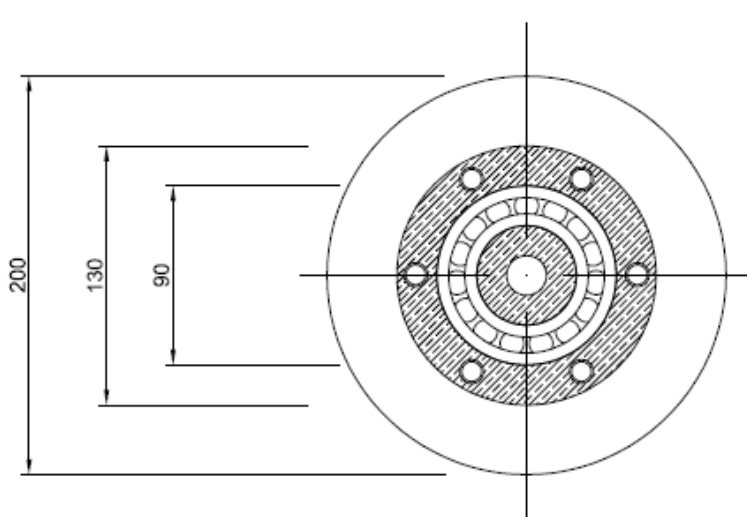
Este estudio es una alternativa viable para la fabricación de máquinas descamadoras, utilizando técnicos y recursos nacionales, evitando la salida de divisas del país al adquirir maquinaria importada.

5.2 Recomendaciones

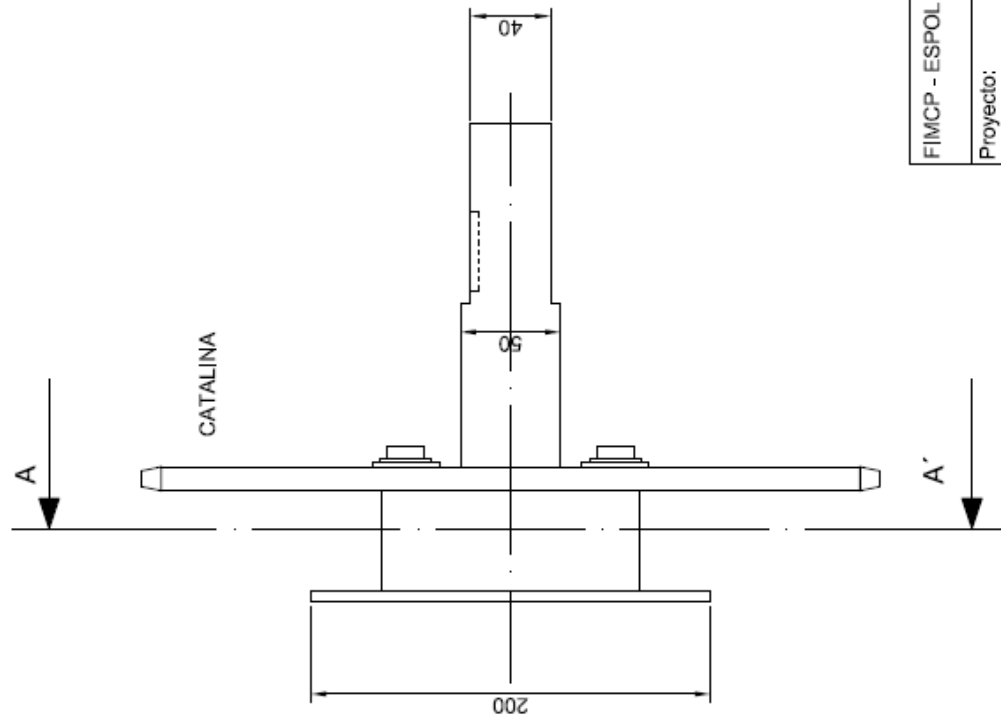
Tanto los estudiantes, así como los graduados y los profesores de las universidades de carreras técnicas, deben seguir manteniendo relación directa o indirecta con el sector industrial, ya sea como dependiente, consultor o contratista, conociendo y estudiando detalladamente sus procesos y requerimientos, de tal manera que usando el criterio ingenieril y la capacidad técnica inculcados durante la carrera, se implementen nuevas soluciones o mejoras a los procesos establecidos, generando trabajo y desarrollo a nivel técnico profesional.



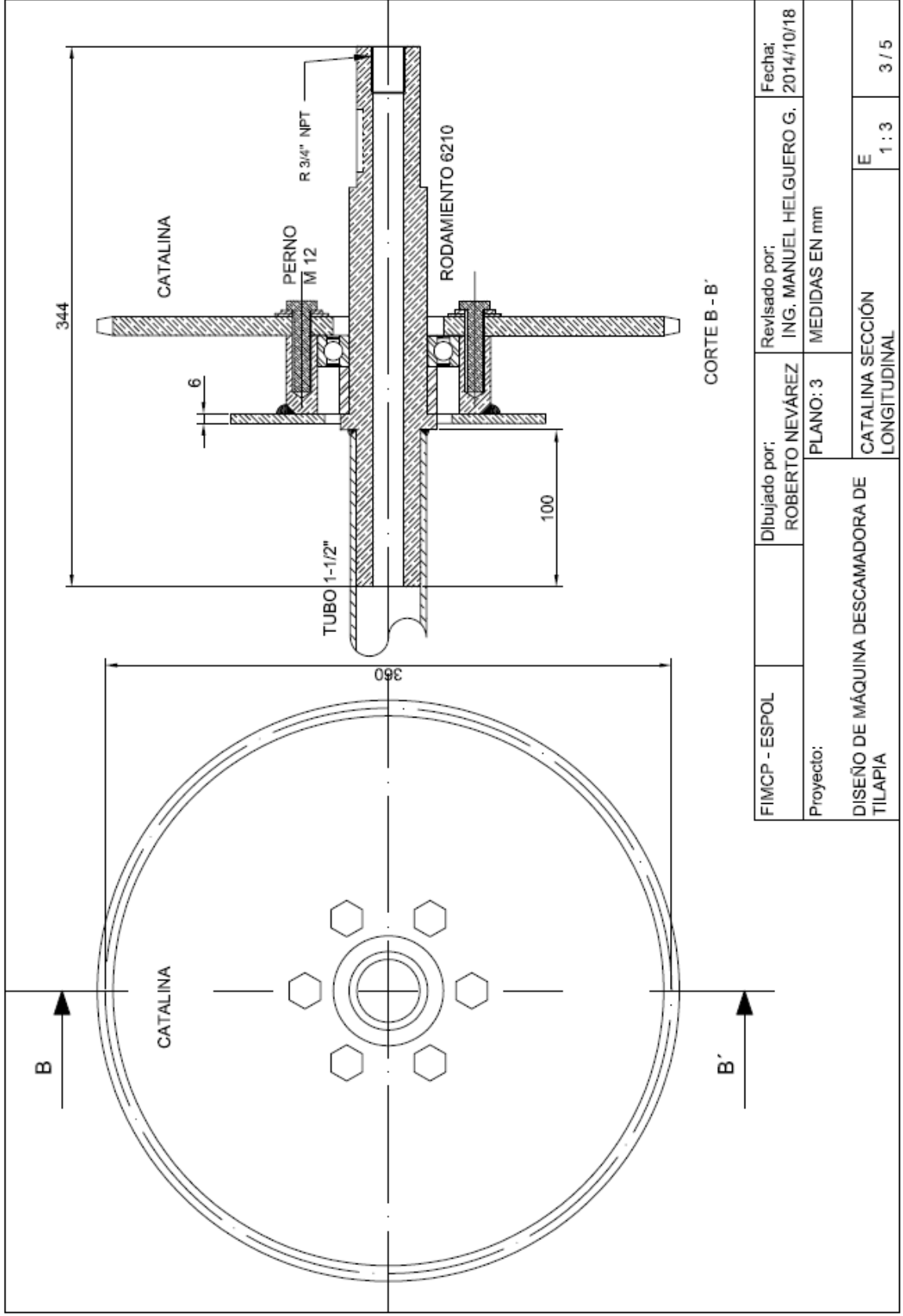
FIMCP - ESPOI	Dibujado por: ROBERTO NEVÁREZ	Revisado por: ING. MANUEL HELGUERO G.	Fecha: 2014/10/18
Proyecto: DISEÑO DE MÁQUINA DESCAMADORA DE TILAPIA		PLANO:1	MEDIDAS EN mm
PLANO GENERAL		E	1:20
			1 / 5



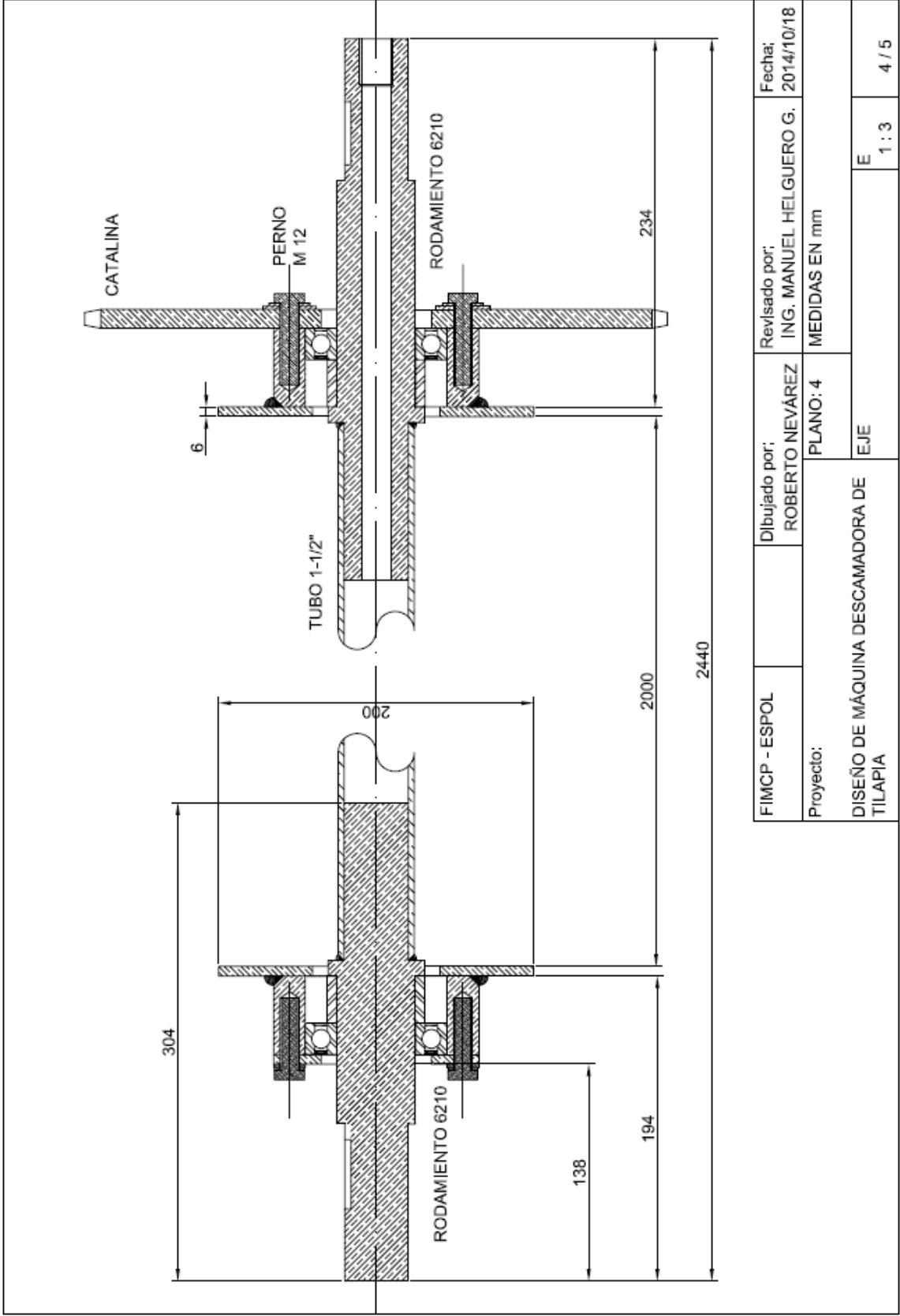
CORTE A - A'



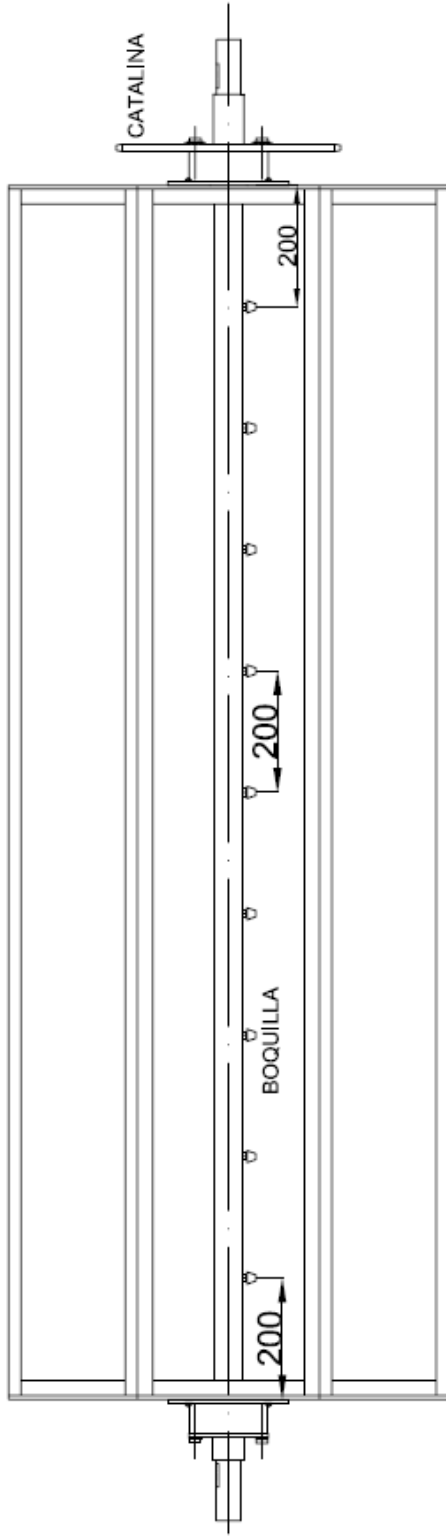
FIMCP - ESPOL	Dibujado por: ROBERTO NEVAREZ	Revisado por: ING. MANUEL HELGUERO G.	Fecha: 2014/10/18
Proyecto: DISEÑO DE MÁQUINA DESCAMADORA DE TILAPIA		PLANO: 2 MEDIDAS EN mm	
CATALINA SECCIÓN TRANSVERSAL			E 1 : 3 2 / 5



FIMCP - ESPOL	Dibujado por: ROBERTO NEVÁREZ	Revisado por: ING. MANUEL HELGUERO G.	Fecha: 2014/10/18
Proyecto: DISEÑO DE MÁQUINA DESCAMADORA DE TILAPIA		PLANO: 3	MEDIDAS EN mm
CATALINA SECCIÓN LONGITUDINAL		E	1 : 3
			3 / 5



FIMCP - ESPOL	Dibujado por: ROBERTO NEVÁREZ	Revisado por: ING. MANUEL HELGUERO G.	Fecha: 2014/10/18
Proyecto: DISEÑO DE MÁQUINA DESCAMADORA DE TILAPIA		PLANO: 4	MEDIDAS EN mm
EJE		E	4 / 5
		1 : 3	



FIMCP - ESPOL	Dibujado por: ROBERTO NEVÁREZ	Revisado por: ING. MANUEL HELGUERO G.	Fecha: 2014/10/18
Proyecto: DISEÑO DE MÁQUINA DESCAMADORA DE TILAPIA		PLANO: 5	MEDIDAS EN mm
		BOQUILLAS	E
		1:10	5 / 5

APÉNDICES

Apéndice A	Cronograma de Trabajo.
Apéndice B	Factores de conversión de unidades.
Apéndice C	Propiedades de las secciones transversales.
Apéndice D	Tabla de resistencia a la tensión.
Apéndice E	Dimensiones de tubos de acero inoxidable.
Apéndice F	Funcionamiento de cilindros y válvulas neumáticas.
Apéndice G	Tabla de selección de rodamiento.
Apéndice H	Curvas para determinar el factor k_a
Apéndice I	Tabla para selección de reductor.
Apéndice J	Tabla para selección de cadena de transmisión de acero inoxidable.

APÉNDICE A

CRONOGRAMA DE TRABAJO

Actividad	Semanas											
	1 - 4	5	6	7	8	9	10	11				
Diseño												
Adquisición de materiales												
Construcción de la estructura												
Construcción de la tolva												
Construcción de la bandeja de recepción												
Construcción del tambor												
Instalación de mallas en el tambor												
Maquinado de piezas												
Ensamblaje del eje												
Armado de la Máquina Descamadora												
Instalación del motorreductor												
Instalación del sistema neumático												
Pruebas y puesta en marcha												

ELABORADO POR: AUTOR DE EXAMEN COMPLEXIVO

APÉNDICE B

FACTORES DE CONVERSIÓN DE UNIDADES

Tabla A-2

Factores de conversión A para convertir la entrada X en el resultado Y mediante el empleo de la fórmula $Y = AX^*$

Multiplique la entrada X	Por el factor A	Para obtener el resultado Y	Multiplique la entrada X	Por el factor A	Para obtener el resultado Y
Unidad térmica británica, Btu	1.055	joule, J	milla/hora, mi/h	1.61	kilómetro/hora, km/h
Btu/segundo, Btu/s	1.05	kilowatt, kW	milla/hora, mi/h	0.447	metro/segundo, m/s
caloría	4.19	joule, J	momento de inercia, $\text{lbm} \cdot \text{ft}^2$	0.0421	kilogramo-metro ² , $\text{kg} \cdot \text{m}^2$
centímetro de mercurio (0°C)	1.333	kilopascal, kPa	momento de inercia, $\text{lbm} \cdot \text{pulg}^2$	293	kilogramo-milímetro ² , $\text{kg} \cdot \text{mm}^2$
centipoise, cP	0.001	pascal-segundo, Pa · s	momento de sección (segundo momento de área), pulg^4	41.6	centímetro ⁴ , cm^4
grado (ángulo)	0.0174	radián, rad	onza fuerza, oz	0.278	newton, N
pie, ft	0.305	metro, m	onza masa	0.0311	kilogramo, kg
pie ² , ft ²	0.0929	metro ² , m ²	libra, lbf [†]	4.45	newton, N
pie/minuto, ft/min	0.0051	metro/segundo, m/s	libra-pie, lbf · ft	1.36	newton-metro, N · m
pie-libra, ft · lb	1.35	joule, J	libra/pie ² , lbf/ft^2	47.9	pascal, Pa
pie-libra/segundo, ft · lb/s	1.35	watt, W	libra-pulgada, lbf · pulg	0.113	joule, J
pie/segundo, ft/s	0.305	metro/segundo, m/s	libra-pulgada, lbf · pulg	0.113	newton-metro, N · m
galón (EUA), gal	3.785	litro, l	libra/pulgada, lbf/pulg	175	newton-metro, N/m
caballo de fuerza, hp	0.746	kilowatt, kW	libra/pulgada ² , psi (lbf/pulg^2)	6.89	kilopascal, kPa
pulgada, pulg	0.0254	metro, m	libro-masa, lbm	0.454	kilogramo, kg
pulgada, pulg	25.4	milímetro, mm	libro-masa/segundo, lbm/s	0.454	kilogramo/segundo, kg/s
pulgada ² , pulg ²	645	milímetro ² , mm^2	cuarto de galón (EUA), qt	946	mililitro, mL
pulgada de mercurio (32°F)	3.386	kilopascal, kPa	módulo de sección, pulg ³	16.4	centímetro ³ , cm^3
kilolibra, kip	4.45	kilonewton, kN	slug	14.6	kilogramo, kg
kilolibra/pulgada ² , kpsi (ksi)	6.89	megapascal, MPa (N/mm^2)	ton (corta 2 000 lbm)	907	kilogramo, kg
masa, $\text{lbf} \cdot \text{s}^2/\text{pulg}$	175	kilogramo, kg	yarda, yd	0.914	metro, m
milla, mi	1.610	kilómetro, km			

*Aproximado.

†La unidad del sistema de uso común en Estados Unidos libra-fuerza, con frecuencia se abrevia lbf para distinguirla de la libra-masa, que se abrevia lbm.

FUENTE: RICHARD G. BUDYNAS y J. KEITH NISBETT, Diseño en

Ingeniería Mecánica de Shigley, McGraw Hill, Novena Edición, página 970.

APÉNDICE C

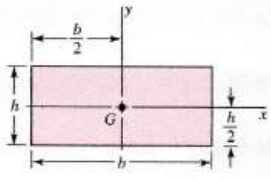
PROPIEDADES DE LAS SECCIONES TRANSVERSALES

Parte 1 Propiedades de las secciones

A = área
 G = ubicación del centroide

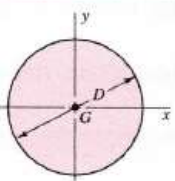
$I_x = \int y^2 dA$ = segundo momento de área con respecto al eje x
 $I_y = \int x^2 dA$ = segundo momento de área con respecto al eje y
 $I_{xy} = \int xy dA$ = momento mixto de área con respecto a los ejes x y y
 $I_G = \int r^2 dA = \int (x^2 + y^2) dA = I_x + I_y$
 = segundo momento polar de área con respecto al eje que pasa por G
 $k_x^2 = I_x/A$ = radio de giro al cuadrado con respecto al eje x

Rectángulo



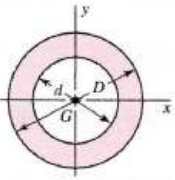
$A = bh$ $I_x = \frac{bh^3}{12}$ $I_y = \frac{b^3h}{12}$ $I_{xy} = 0$

Círculo



$A = \frac{\pi D^2}{4}$ $I_x = I_y = \frac{\pi D^4}{64}$ $I_{xy} = 0$ $J_G = \frac{\pi D^4}{32}$

Círculo hueco



$A = \frac{\pi}{4}(D^2 - d^2)$ $I_x = I_y = \frac{\pi}{64}(D^4 - d^4)$ $I_{xy} = 0$ $J_G = \frac{\pi}{32}(D^4 - d^4)$

FUENTE: RICHARD G. BUDYNAS y J. KEITH NISBETT, Diseño en Ingeniería Mecánica de Shigley, McGraw Hill, Novena Edición, página 1000.

APÉNDICE D

TABLA DE RESISTENCIA A LA TENSIÓN

Tabla A-22

Resultados de ensayos a la tensión de algunos metales* Fuente: J. Datsko, "Solid Materials", capítulo 32, en Joseph E. Shigley, Charles R. Mischke y Thomas H. Brown, Jr. (editores en jefe). *Standard Handbook of Machine Design*, 3a. ed., McGraw-Hill, Nueva York, 2004, pp. 32.49-32.52.

Número	Material	Condición	Fluencia S_y		Última S_u		Resistencia (a la tensión)		Resistencia a la deformación, exponente m	Resistencia a la fractura σ_f	Resistencia a la fractura σ_f
			MPa (kpsi)	MPa (kpsi)	MPa (kpsi)	MPa (kpsi)	σ_{fr}	MPa (kpsi)			
1018	Acero	Recocido	220 (32.0)	341 (49.5)	628 (91.1) [†]	620 (90.0)	0.25	1.05			
1144	Acero	Recocido	358 (52.0)	646 (93.7)	898 (130) [†]	992 (144)	0.14	0.49			
1212	Acero	HR	193 (28.0)	424 (61.5)	729 (106) [†]	758 (110)	0.24	0.85			
1045	Acero	TyR 600°F	1 520 (220)	1 580 (230)	2 380 (345)	1 880 (273) [†]	0.041	0.81			
4142	Acero	TyR 600°F	1 720 (250)	1 930 (210)	2 340 (340)	1 760 (255) [†]	0.048	0.43			
303	Acero inoxidable	Recocido	241 (35.0)	601 (87.3)	1 520 (221) [†]	1 410 (205)	0.51	1.16			
304	Acero inoxidable	Recocido	276 (40.0)	568 (82.4)	1 600 (233) [†]	1 270 (185)	0.45	1.67			
2011	Aleación de aluminio	T6	169 (24.5)	324 (47.0)	325 (47.2) [†]	620 (90)	0.28	0.10			
2024	Aleación de aluminio	T4	296 (43.0)	446 (64.8)	533 (77.3) [†]	689 (100)	0.15	0.18			
7075	Aleación de aluminio	T6	542 (78.6)	593 (86.0)	706 (102) [†]	882 (128)	0.13	0.18			

*Los valores se tomaron de uno o dos colados y se consideran que pueden obtenerse usando especificaciones de compra. La deformación por fractura puede variar hasta en 100%.

[†]Valor mínimo.

FUENTE: RICHARD G. BUDYNAS y J. KEITH NISBETT, *Diseño en Ingeniería Mecánica de Shigley*, McGraw Hill, Novena Edición, página 1007.

APÉNDICE E

DIMENSIONES DE TUBOS DE ACERO INOXIDABLE

TUBERÍA PARA APLICACIÓN INDUSTRIAL NO ALIMENTICIA
Norma ASTM A-312-1995, Annealed & Pickled

CUADRO DE DIMENSIONES Y TEST HIDROSTÁTICO PARA TUBOS DE ACERO INOXIDABLE CON COSTURA, SEGÚN NORMA ASTM A-312

Diámetro NB Pulgadas	mm	SCH10S			SCH40S		
		Espesor de pared (mm)	Test hidrostático (Mpa)	Peso aproximado (kg/m)	Espesor de pared (mm)	Test hidrostático (Mpa)	Peso aproximado (kg/m)
1/4	13,72	1,65	18	0,50	2,24	18	0,64
3/8	17,15	1,65	18	0,64	2,31	18	0,86
1/2	21,34	2,11	18	1,01	2,77	18	1,28
3/4	26,67	2,11	18	1,29	2,87	18	1,70
1"	33,40	2,77	18	2,11	3,38	18	2,53
1 1/4	42,16	2,77	17	2,72	3,556	18	3,43
1 1/2	48,26	2,77	15	3,14	3,68	18	4,10
2"	60,33	2,77	12	3,97	3,91	16	5,49
2 1/2	73,03	3,05	11	5,32	5,16	18	8,72
3"	88,90	3,05	9	6,52	5,49	16	11,40
3 1/2	101,60	3,05	8	7,49	5,74	14	13,70
4"	114,30	3,05	7	8,45	6,02	13	16,20
5"	141,30	3,4	6	11,70	6,55	12	22,00
6"	168,28	3,4	5	14,00	7,11	11	28,50

FUENTE: VÁN BOHMAN C. A.

APÉNDICE F

FUNCIONAMIENTO DE CILINDROS Y VÁLVULAS NEUMÁTICAS

Electroválvula en posición normal: Vástago del cilindro retraído – Compuerta abierta.

Válvula "spool"

- La válvula 5/2 tiene un "spool" con sellos de disco que se mueven junto con el "spool" (sellos dinámicos)
- En la posición normal: puerto 1 conectado al 2, y puerto 4 conectado al 5 (escape)
- En la posición conmutada: puerto 1 conectado al 4, y puerto 2 conectado al 3 (escape)



Cilindro doble efecto controlado por una válvula 5/2

- Una válvula 5/2 siempre está abierta (permite el paso del aire). Se usa para controlar un cilindro de doble efecto
- En la posición normal la válvula permite el paso del aire hacia el puerto de salida 2 (el puerto 4 permite el escape del aire hacia el puerto 5)



Electroválvula en posición conmutada: Vástago del cilindro extendido – Compuerta cerrada.

Válvula "spool"

- La válvula 5/2 tiene un "spool" con sellos de disco que se mueven junto con el "spool" (sellos dinámicos)
- En la posición normal: puerto 1 conectado al 2, y puerto 4 conectado al 5 (escape)
- En la posición conmutada: puerto 1 conectado al 4, y puerto 2 conectado al 3 (escape)



Cilindro doble efecto controlado por una válvula 5/2

- Una válvula 5/2 siempre está abierta (permite el paso del aire). Se usa para controlar un cilindro de doble efecto
- En la posición normal la válvula permite el paso del aire hacia el puerto de salida 2 (el puerto 4 permite el escape del aire hacia el puerto 5)
- En la posición conmutada permite el paso del aire hacia el puerto de salida 4 (el puerto 2 permite el escape del aire hacia el puerto 3)

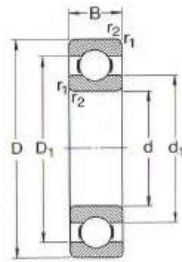


FUENTE: FESTO, CATÁLOGO GENERAL DIGITAL.

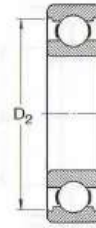
APÉNDICE G

TABLA DE SELECCIÓN DE RODAMIENTO

Rodamientos rígidos
de una hilera de bolas
d 35-55 mm



Sin ranuras en el aro exterior

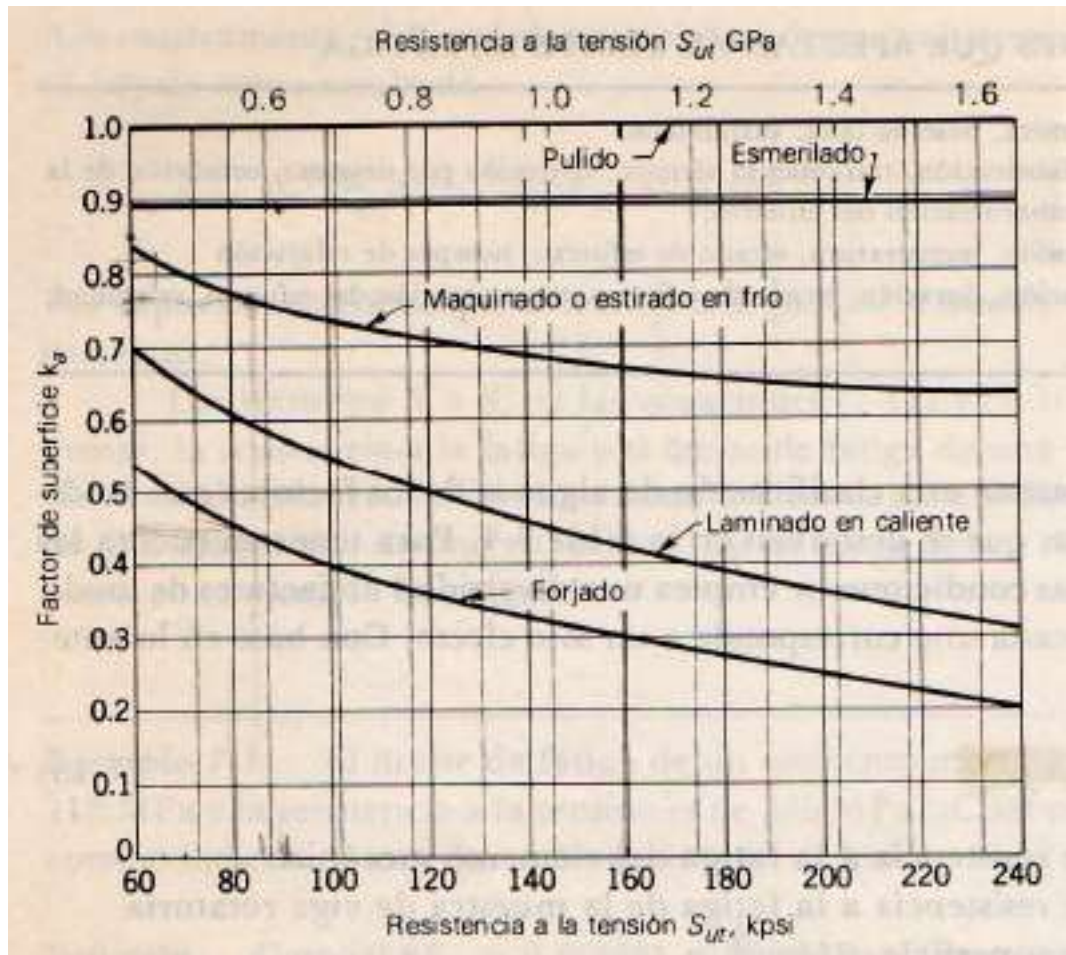


Con ranuras en el aro exterior

Dimensiones principales			Capacidad de carga		Carga límite de fatiga P_u	Velocidad nominal		Masa	Designación
d	D	B	C	C_0		Lubricación con grasa	aceite		
mm			N		N	r/min		kg	-
35	47	7	4 750	3 200	166	13 000	16 000	0,030	61807
	55	10	9 560	6 200	290	11 000	14 000	0,080	61907
	62	9	12 400	8 150	375	10 000	13 000	0,11	16007
	62	14	15 900	10 200	440	10 000	13 000	0,16	6007
	72	17	25 500	15 300	655	9 000	11 000	0,29	6207
	80	21	33 200	19 000	815	8 500	10 000	0,46	6307
100	25	55 300	31 000	1 290	7 000	8 500	0,95	6407	
40	52	7	4 940	3 450	186	11 000	14 000	0,034	61808
	62	12	13 800	9 300	425	10 000	13 000	0,12	61908
	68	9	13 300	9 150	440	9 500	12 000	0,13	16008
	68	15	16 800	11 600	490	9 500	12 000	0,19	6008
	80	18	30 700	19 000	800	8 500	10 000	0,37	6208
	90	23	41 000	24 000	1 020	7 500	9 000	0,63	6308
110	27	63 700	36 500	1 530	6 700	8 000	1,25	6408	
45	58	7	6 050	4 300	228	9 500	12 000	0,040	61809
	68	12	14 000	9 800	465	9 000	11 000	0,14	61909
	75	10	15 600	10 800	520	9 000	11 000	0,17	16009
	75	16	20 800	14 600	640	9 000	11 000	0,25	6009
	85	19	33 200	21 600	915	7 500	9 000	0,41	6209
	100	25	52 700	31 500	1 340	6 700	8 000	0,83	6309
120	29	76 100	45 000	1 900	6 000	7 000	1,55	6409	
50	65	7	6 240	4 750	250	9 000	11 000	0,052	61810
	72	12	14 600	10 400	500	8 500	10 000	0,14	61910
	80	10	16 300	11 400	560	8 500	10 000	0,18	16010
	80	16	21 600	16 000	710	8 500	10 000	0,26	6010
	90	20	35 100	23 200	980	7 000	8 500	0,46	6210
	110	27	61 800	38 000	1 600	6 300	7 500	1,05	6310
130	31	87 100	52 000	2 200	5 300	6 300	1,90	6410	
55	72	9	8 320	6 200	325	8 500	10 000	0,083	61811
	80	13	15 900	11 400	560	8 000	9 500	0,19	61911
	90	11	19 500	14 000	695	7 500	9 000	0,26	16011
	90	18	28 100	21 200	900	7 500	9 000	0,39	6011
	100	21	43 600	29 000	1 250	6 300	7 500	0,61	6211
	120	29	71 500	45 000	1 900	5 600	6 700	1,35	6311
140	33	99 500	62 000	2 600	5 000	6 000	2,30	6411	

APÉNDICE H

CURVAS PARA DETERMINAR EL FACTOR k_a



FUENTE: JOSEHP E. SHIGLEY, Diseño en Ingeniería Mecánica, McGraw Hill, Cuarta Edición, página 308.

APÉNDICE I

TABLA PARA SELECCIÓN DE REDUCTOR



1.5 kW												
n_2 min ⁻¹	M_2 Nm	S	i	R_{n2} N								
15.5	860	1.9	91.0	16000	C613_ 91.0	S3	M3SA4	129	C613_ 91.0	P90	BN90LA4	130
16.0	833	2.8	88.2	25000	C703_ 88.2	S3	M3SA4	132	C703_ 88.2	P90	BN90LA4	133
16.5	826	1.0	57.0	10000	C512_ 57.0	S3	M3LA6	126	C512_ 57.0	P100	BN100LA6	127
17.0	785	2.0	83.0	16000	C613_ 83.0	S3	M3SA4	129	C613_ 83.0	P90	BN90LA4	130
17.3	769	3.0	81.4	25000	C703_ 81.4	S3	M3SA4	132	C703_ 81.4	P90	BN90LA4	133
17.7	755	1.3	79.9	10000	C513_ 79.9	S3	M3SA4	126	C513_ 79.9	P90	BN90LA4	127
18.3	744	1.0	51.4	10000	C512_ 51.4	S3	M3LA6	126	C512_ 51.4	P100	BN100LA6	127
19.0	701	2.3	74.2	16000	C613_ 74.2	S3	M3SA4	129	C613_ 74.2	P90	BN90LA4	130
19.3	689	1.5	72.9	10000	C513_ 72.9	S3	M3SA4	126	C513_ 72.9	P90	BN90LA4	127
19.7	692	1.2	47.8	10000	C512_ 47.8	S3	M3LA6	126	C512_ 47.8	P100	BN100LA6	127
19.8	674	3.4	71.3	25000	C703_ 71.3	S3	M3SA4	132	C703_ 71.3	P90	BN90LA4	133
20.8	640	2.5	67.7	16000	C613_ 67.7	S3	M3SA4	129	C613_ 67.7	P90	BN90LA4	130
21.8	624	1.3	43.1	10000	C512_ 43.1	S3	M3LA6	126	C512_ 43.1	P100	BN100LA6	127
21.8	610	1.6	64.6	10000	C513_ 64.6	S3	M3SA4	126	C513_ 64.6	P90	BN90LA4	127
21.9	607	1.0	64.3	7000	C413_ 64.3	S3	M3SA4	123	C413_ 64.3	P90	BN90LA4	124
23.9	557	1.8	59.0	10000	C513_ 59.0	S3	M3SA4	126	C513_ 59.0	P90	BN90LA4	127
24.0	554	1.1	58.7	7000	C413_ 58.7	S3	M3SA4	123	C413_ 58.7	P90	BN90LA4	124
24.1	554	2.9	58.6	16000	C613_ 58.6	S3	M3SA4	129	C613_ 58.6	P90	BN90LA4	130
24.7	550	1.4	57.0	10000	C512_ 57.0	S3	M3SA4	126	C512_ 57.0	P90	BN90LA4	127
26.4	505	3.2	53.5	16000	C613_ 53.5	S3	M3SA4	129	C613_ 53.5	P90	BN90LA4	130
27.4	486	1.2	51.5	7000	C413_ 51.5	S3	M3SA4	123	C413_ 51.5	P90	BN90LA4	124
27.4	496	1.4	51.4	10000	C512_ 51.4	S3	M3SA4	126	C512_ 51.4	P90	BN90LA4	127
27.6	483	2.1	51.2	10000	C513_ 51.2	S3	M3SA4	126	C513_ 51.2	P90	BN90LA4	127
29.3	455	1.0	48.2	6290	C353_ 48.2	S3	M3SA4	120	C353_ 48.2	P90	BN90LA4	121
29.5	462	1.7	47.8	10000	C512_ 47.8	S3	M3SA4	126	C512_ 47.8	P90	BN90LA4	127
30	444	1.4	47.0	7000	C413_ 47.0	S3	M3SA4	123	C413_ 47.0	P90	BN90LA4	124
30	441	2.3	46.7	10000	C513_ 46.7	S3	M3SA4	126	C513_ 46.7	P90	BN90LA4	127
32	432	1.2	44.8	7000	C412_ 44.8	S3	M3SA4	123	C412_ 44.8	P90	BN90LA4	124
32	415	1.1	43.9	6190	C353_ 43.9	S3	M3SA4	120	C353_ 43.9	P90	BN90LA4	121
33	416	1.9	43.1	10000	C512_ 43.1	S3	M3SA4	126	C512_ 43.1	P90	BN90LA4	127
35	382	2.6	40.5	10000	C513_ 40.5	S3	M3SA4	126	C513_ 40.5	P90	BN90LA4	127
35	390	2.0	40.4	10000	C512_ 40.4	S3	M3SA4	126	C512_ 40.4	P90	BN90LA4	127
35	381	1.6	40.3	7000	C413_ 40.3	S3	M3SA4	123	C413_ 40.3	P90	BN90LA4	124
37	360	1.3	38.1	6110	C353_ 38.1	S3	M3SA4	120	C353_ 38.1	P90	BN90LA4	121
38	358	1.4	37.1	7000	C412_ 37.1	S3	M3SA4	123	C412_ 37.1	P90	BN90LA4	124
38	348	1.7	36.8	7000	C413_ 36.8	S3	M3SA4	123	C413_ 36.8	P90	BN90LA4	124
39	351	2.2	36.4	10000	C512_ 36.4	S3	M3SA4	126	C512_ 36.4	P90	BN90LA4	127
41	328	1.4	34.7	5990	C353_ 34.7	S3	M3SA4	120	C353_ 34.7	P90	BN90LA4	121
42	322	1.6	33.4	7000	C412_ 33.4	S3	M3SA4	123	C412_ 33.4	P90	BN90LA4	124
43	319	2.5	33.0	10000	C512_ 33.0	S3	M3SA4	126	C512_ 33.0	P90	BN90LA4	127
43	314	1.0	32.5	5000	C312_ 32.5	S3	M3SA4	117	C312_ 32.5	P90	BN90LA4	118
45	303	1.6	31.4	6990	C412_ 31.4	S3	M3SA4	123	C412_ 31.4	P90	BN90LA4	124
45	295	1.9	31.2	7000	C413_ 31.2	S3	M3SA4	123	C413_ 31.2	P90	BN90LA4	124
47	287	1.0	29.8	4970	C312_ 29.8	S3	M3SA4	117	C312_ 29.8	P90	BN90LA4	118
47	287	2.8	29.8	10000	C512_ 29.8	S3	M3SA4	126	C512_ 29.8	P90	BN90LA4	127
49	271	1.7	28.7	5830	C353_ 28.7	S3	M3SA4	120	C353_ 28.7	P90	BN90LA4	121
50	273	1.8	28.3	6830	C412_ 28.3	S3	M3SA4	123	C412_ 28.3	P90	BN90LA4	124
53	259	1.2	26.8	4870	C312_ 26.8	S3	M3SA4	117	C312_ 26.8	P90	BN90LA4	118
54	247	1.8	26.2	5710	C353_ 26.2	S3	M3SA4	120	C353_ 26.2	P90	BN90LA4	121
54	250	3.2	25.9	10000	C512_ 25.9	S3	M3SA4	126	C512_ 25.9	P90	BN90LA4	127
56	242	1.2	25.1	4840	C312_ 25.1	S3	M3SA4	117	C312_ 25.1	P90	BN90LA4	118
56	242	2.1	25.0	6680	C412_ 25.0	S3	M3SA4	123	C412_ 25.0	P90	BN90LA4	124
62	218	1.4	22.6	4740	C312_ 22.6	S3	M3SA4	117	C312_ 22.6	P90	BN90LA4	118
63	218	2.3	22.6	6510	C412_ 22.6	S3	M3SA4	123	C412_ 22.6	P90	BN90LA4	124
64	209	2.1	22.1	5530	C353_ 22.1	S3	M3SA4	120	C353_ 22.1	P90	BN90LA4	121
65	211	0.9	21.9	2560	C212_ 21.9	S3	M3SA4	114	C212_ 21.9	P90	BN90LA4	115
70	191	2.1	20.2	5410	C353_ 20.2	S3	M3SA4	120	C353_ 20.2	P90	BN90LA4	121
70	193	1.0	20.0	2740	C212_ 20.0	S3	M3SA4	114	C212_ 20.0	P90	BN90LA4	115
70	194	1.5	20.1	4650	C312_ 20.1	S3	M3SA4	117	C312_ 20.1	P90	BN90LA4	118
71	191	2.5	19.8	6330	C412_ 19.8	S3	M3SA4	123	C412_ 19.8	P90	BN90LA4	124
74	183	2.1	19.0	5330	C352_ 19.0	S3	M3SA4	110	C352_ 19.0	P90	BN90LA4	121
78	174	1.1	18.0	2710	C212_ 18.0	S3	M3SA4	114	C212_ 18.0	P90	BN90LA4	115
78	174	1.6	18.1	4540	C312_ 18.1	S3	M3SA4	117	C312_ 18.1	P90	BN90LA4	118
79	172	2.8	17.8	6160	C412_ 17.8	S3	M3SA4	123	C412_ 17.8	P90	BN90LA4	124
82	165	2.3	17.1	5190	C352_ 17.1	S3	M3SA4	110	C352_ 17.1	P90	BN90LA4	121

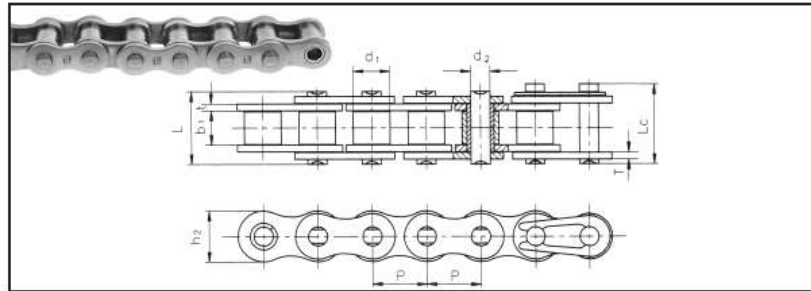
FUENTE: BONFIGLIOLI, Catálogo de reductores, página 56.

APÉNDICE J

TABLA PARA SELECCIÓN DE CADENA DE TRANSMISIÓN DE ACERO INOXIDABLE

CADENAS DE ACERO INOXIDABLE (SERIE ASA-ISO) STAINLESS STEEL CHAINS (ASA-ISO SERIES) CHAÎNES EN ACIER INOXYDABLE (SÉRIES ASA-ISO)

Las cadenas de acero inoxidable son apropiadas para trabajar en entornos corrosivos, con alimentos, con productos químicos, con productos farmacéuticos, etc. También son adecuadas para trabajos con altas o bajas temperaturas.
Stainless steel chains are suitable for corrosive conditions involving food, chemicals pharmaceuticals, etc. Also suitable for high and low temperature conditions.
Les chaînes en acier inoxydable sont appropriées pour des conditions corrosives comprenant des aliments, des produits chimiques, des produits pharmaceutiques, etc. Elles conviennent aussi pour des conditions de hautes et de basses températures.



# Cadena	Peso	Dímetro del roscillo	Longitud entre las placas laterales	Dímetro del pasador	Longitud del pasador		Profundidad de la placa inferior	Grosor de la placa	Resistencia max. a la tracción	Resistencia media a la tracción	Peso por metro
Chain No.	Pitch	Roller diameter	Width between inner plates	Pin diameter	L1	L2	Inner plate depth	Plate thickness	Ultimate tensile strength	Average tensile strength	Weight per meter
# de chaîne	Pas	Diamètre de roscillo	Largeur entre les plaques latérales	Diamètre de la douille	Longueur de la goupille		Profondeur de la plaque inférieure	Épaisseur de plaque	Résistance maximum à la traction	Résistance moyenne à la traction	Poids par mètre
	P mm	d1 max mm	L1 min mm	d2 max mm	L1 max mm	L2 max mm	d2 max mm	t1 max mm	Q min kN	Qa kN	g kg/m
*35SS	9,525	5,08	4,77	3,58	12,40	13,17	9,00	1,30	5,50	6,60	0,33
40SS	12,70	7,95	7,85	3,96	16,60	17,80	12,00	1,50	9,70	11,80	0,63
50SS	15,875	10,16	9,40	5,08	20,70	22,20	15,09	2,03	15,30	18,50	1,03
60SS	19,05	11,91	12,57	5,94	25,90	27,70	18,00	2,42	21,80	26,40	1,51
80SS	25,40	15,88	15,75	7,92	32,70	35,00	24,00	3,25	38,90	46,60	2,62
100SS	31,75	19,05	18,90	9,53	40,40	44,70	30,00	4,00	59,00	70,20	3,94
#06BSS	9,525	6,35	5,72	3,28	13,15	14,10	8,20	1,30	6,20	7,30	0,41
08BSS	12,70	8,51	7,75	4,45	16,70	18,20	11,80	1,60	12,00	14,30	0,70
10BSS	15,875	10,16	9,65	5,08	19,50	20,90	14,70	1,70	14,50	17,20	0,94
12BSS	19,05	12,07	11,68	5,72	22,50	24,20	16,00	1,85	18,50	22,00	1,16
16BSS	25,40	15,88	17,02	8,28	36,10	37,40	21,00	4,15 / 3,10	40,00	47,60	2,13
20BSS	31,75	19,05	19,56	10,19	41,30	45,00	26,40	4,50 / 3,50	59,00	69,60	3,73

* Cadena con casquillos: d1 en la tabla indica el diámetro exterior del casquillo
* Bushing chains: d1 in the table indicates the external diameter of the bushing
* Chaîne à douilles: d1 dans le tableau indique le diamètre externe de la douille

Placas laterales rectas
Straight side plate
Plaque latérales droites



FUENTE: TRANS LINK, Gama de productos, 4ª Edición, página 18.

BIBLIOGRAFÍA

1. FESTO, Programa de fabricación, 050377E.
2. JOSEHP E. SHIGLEY, Diseño en Ingeniería Mecánica, McGraw Hill, Cuarta Edición.
3. RICHARD G. BUDYNAS y J. KEITH NISBETT, Diseño en Ingeniería Mecánica de Shigley, McGraw Hill, Novena Edición.
4. SKF, Catálogo general de rodamientos.