

TRABAJO ESPECIAL DE GRADO

DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UNA DESPLUMADORA PARA EL SECTOR AVÍCOLA

Presentado ante la ilustre
Universidad Central de
Venezuela
Por los Brs.
Höhn, Ricardo
Moros, Daniel
Para optar al título de
Ingeniero Mecánico

Caracas 2002

TRABAJO ESPECIAL DE GRADO

DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UNA DESPLUMADORA PARA EL SECTOR AVÍCOLA

TUTOR ACADEMICO: Prof. Fausto Carpentiero.

Presentado ante la ilustre
Universidad Central de
Venezuela
Por los Brs.
Hönh, Ricardo
Moros, Daniel
Para optar al título de
Ingeniero Mecánico

Caracas 2002

**Höhn L., Ricardo A.
Moros S., Daniel I.**

DISEÑO DE UNA DESPLUMADORA PARA EL SECTOR AVÍCOLA

Tutor académico: Prof. Fausto Carpentiero. Tesis. Caracas, U.C.V. Facultad de Ingeniería. Escuela de Ingeniería Mecánica. Año 2002, 500p.

Palabras Claves: Diseño, Máquina Desplumadora, Comunidades

Resumen. El propósito de este trabajo especial de grado tiene por objeto desarrollar tecnología de punta totalmente hecha en Venezuela para desarrollar la industria avícola nacional y mejorar las condiciones tecnológicas de los medianos y pequeños productores de este sector. Dirigidos en particular a optimizar la producción avícola de las comunidades indígenas del Estado Amazonas. En este trabajo se presentó la posibilidad del rediseño de una máquina existente, esta idea se desechó. Se decidió realizar un diseño detallado que cumpliera el objetivo (el desplumaje eficaz).

De la fuerza obtenida en pruebas experimentales se obtuvo una potencia requerida para el diseño. Luego se fijaron unas r.p.m. y las dimensiones para desarrollar una máquina que cumpliera con los objetivos y alcances propuestos en este trabajo especial de grado.

Luego se estudiaron todos los componentes y elementos que constituyen la máquina obteniéndose resultados satisfactorios, estos existen en el mercado nacional, lo que facilita su construcción y mantenimiento.

Los resultados de el estudio de la factibilidad económica indican la rentabilidad al producir este tipo de maquinaria. En Venezuela la producción de esta máquina es inexistente, lo que se tendría como un punto a favor para el desarrollo industrial y la independencia de tecnología extranjera.

De la construcción y puesta en funcionamiento del prototipo se obtuvo resultados satisfactorios comprobando así los valores de los cálculos y obteniendo un diseño eficaz.

Caracas, Junio de 2002

Los abajo firmantes miembros del jurado designado por el Consejo de Escuela de Ingeniería Mecánica, para evaluar el Trabajo Especial de Grado presentado por los bachilleres: Ricardo A. Höhn L. y Daniel I. Moros S., titulado:

“Diseño y Construcción de una desplumadora para el sector avícola”

Consideran que el mismo cumple con los requisitos exigidos por el plan de estudios conducente al título de Ingeniero Mecánico, y sin que ello signifique que se hacen solidarios propuestas por los autores, lo declaran APROBADO.

Prof. Fausto Carpentiero
Tutor

Prof. Pedro Cadenas
Jurado

Prof. Antonio Barragan
Jurado

Dedicatoria:

A mi madre y a mi padre por haberme apoyado siempre y darme aliento en los momentos más difíciles.

A mi hermana Rosahana Höhn por haberme enseñado a ser perseverante y alcanzar la meta sea cual sea los obstáculos a vencer , Dios la tenga en su gloria.

A mi hermana Rosaura Höhn por haberme ayudado en todo lo que estuvo en sus manos.

A mi China por quererme y apoyarme en mis decisiones.

Ricardo Höhn.

Dedicatoria

A mi familia, especialmente a mis padres por haberme dado la vida, la educación y la orientación para defenderme ante la vida. Les agradezco su eterna paciencia y sus sabios consejos. Ya que ellos me han dado una actitud positiva frente a la vida para poder alcanzar lo imposible.

A mi tía Mireya Moros y a mi tío Eleazar Marcano, estaré eternamente agradecido por haberme ayudado en la culminación de mis estudio. Y por darme siempre su apoyo incondicional.

A mi Tío y Padrino Hernan Moros gracias por sus consejos y el apoyo brindado a mi familia.

A mis amigos que siempre me dieron palabras de motivación para seguir adelante con mi carrera universitaria, siempre brindare por que cada uno obtenga la felicidad que deseen.

Daniel I Moros S.

AGRADECIMIENTOS

A la ilustre Universidad Central de Venezuela por formarnos como profesionales.

A nuestro tutor por tutor Prof. Fausto Carpentiero por su orientación y paciencia .

Al Prof. José Luis Perera por habernos ayudado incondicionalmente a buscar financiamiento.

A los técnicos Joel , Ronald , que sin su gran ayuda no se hubiese concretado este proyecto en tan corto tiempo.

A todos nuestros amigos que nos apoyaron y se interesaron en este proyecto, en especial a Bernardo Porte, Cesar (Dientes) por colaborar y aportar ideas.

SIMBOLOGÍA

A Área

a Distancia, aceleración

b Distancia.

C Constante de condición de extremos para columna, factor de corrección de la envolvente

c Distancia

d Distancia, diámetro

e Espesor

E Módulo de elasticidad

F Fuerza

g Aceleración de la gravedad

h Distancia

I Momento de inercia de masa, segundo momento de área

I Longitud

M Momento (de fuerza)

N Factor de seguridad

m Masa

P Carga

R Fuerza de reacción

V Velocidad (lineal), fuerza cortante, volumen

w Carga

x Coordenada rectangular

y , x Coordenadas rectangulares del centro de gravedad

y Coordenada rectangular, deflexión, distancia

ϕ diámetro

μ Razón de Poisson

θ Ángulo

σ Esfuerzo, esfuerzo normal

τ Esfuerzo cortante

ν Coeficiente de Poisson

INTRODUCCIÓN

La necesidad actual es la de desarrollar mecanismos para dejar atrás los procesos manuales, como el que se plantea en este trabajo especial de grado. Aquí se analizará y optimizará el proceso actual de desplume del Pato Real (*cairina moschata*), oriunda del Amazonas. EL pato real constituye un recurso subutilizado con gran potencial en la alimentación y economía de pequeños y medianos productores. Actualmente las comunidades campesinas no cuentan con una tecnología productiva de esta especie, en comparación con el pollo industrial, dejándola marginada.

En Venezuela no se produce tecnología capaz de utilizar esta especie como fuente de desarrollo, lo que obliga a los productores nacionales a adquirir máquinas diseñadas en el exterior para otro tipo de aves (como el pollo o el pato pekín).

Observando el desempeño de una máquina desplumadora de aves ya existente en el mercado adquirida para resolver esta etapa del proceso de producción, la cual obtuvo un rotundo fracaso, decidimos realizar un diseño acorde con las características zootécnicas del ave. En consecuencia se analizaron posibles alternativas de construcción, para luego hacer un estudio de los componentes del mecanismo, dimensiones y materiales a utilizar, y la selección de los componentes de la máquina en función de los requerimientos.

ÍNDICE

CAPÍTULO I

1. EL PROBLEMA	2
1.1. DESCRIPCIÓN DEL PROBLEMA	
1.2. OBJETIVO	3
1.2.1. OBJETIVO GENERAL	3
1.2.2. OBJETIVOS ESPECÍFICOS	3
1.3. ANTECEDENTES	3
1.4. PROCESO DE BENEFICIO DE AVES	6

CAPÍTULO II

2.1. ESPECIFICACIONES DE FUNCIONAMIENTO	10
2.2. TORMENTA DE IDEAS	10
2.3. ANÁLISIS DEL DISEÑO	13
2.3.1. PARÁMETROS DE SELECCIÓN	13
2.4. MATRIZ DE SELECCIÓN	14
2.5. RESULTADOS DE LA MATRIZ	14
2.6. ANÁLISIS DE LA MATRIZ	15

CAPÍTULO III

3.1. PATO REAL	17
3.2. ACEROS INOXIDABLES	19

3.2.1. ACEROS AUSTENÍTICOS	19
3.2.2. ACEROS MARTENSÍTICOS	20
3.2.3. ACEROS FERRÍTICOS	20
3.3. CORROSIÓN	
3.3.1. CORROSIÓN HÚMEDA	21
3.3.2. CORROSIÓN SECA	21
3.4. SOLDADURA:	
3.4.1. JUNTAS A TOPE	22
3.4.2. JUNTAS A TRALAPE O DE FILETE	23
3.5. RODAMIENTOS	24
3.6. IMPULSORES DE BANDA	25
3.7. ESTRUCTURAS Y ARMAZONES DE MÁQUINAS	27
CAPÍTULO IV	
4.1. FUERZA DE DISEÑO	29
4.2. TORQUE	30
4.3. POTENCIA	30
4.4. SELECCIÓN DEL MATERIAL	32
4.5. TAMBOR	33
4.5.2 DISTRIBUCION DE LOS DEDOS DESPLUMADORES	34
4.6. ANÁLISIS DE TORSIÓN	35
4.7. TENSIÓN POR ESFUERZO DE CORTE	36
4.8. DISEÑO DEL EJE	38
4.8.1. CÁLCULO DE LAS FUERZAS EN LAS POLEAS	38

4.8.2. EJE ZY	38
4.8.3. EJE ZX	41
4.8.4 CÁLCULO DEL DIÁMETRO DEL EJE	44
4.9. SELECCIÓN Y CÁLCULOS DE LA BANDA Y LAS POLEAS	45
4.10. SELECCIÓN DE RODAMIENTOS	47
4.11. CÁLCULO DE LA CUÑA	49
4.12. VOLANTE	51
4.13. ESTRUCTURA	52
4.14. COLUMNAS	53
CAPÍTULO V	
5.1 FABRICACIÓN Y COSTOS	55
5.1.1 PROCESO DE FABRICACIÓN	55
5.1.2 FACTIBILIDAD ECONÓMICA	63
CAPÍTULO VI	
MANUAL DE OPERACIÓN	66
MANUAL DE MANTENIMIENTO	67
ANÁLISIS DE RESULTADOS, CONCLUSIONES, RECOMENDACIONES	69
BIBLIOGRAFÍA	73
ANEXOS	77
PLANOS	95

CAPITULO I

EL PROBLEMA

1.1. DESCRIPCIÓN DEL PROBLEMA

Actualmente el proceso de desplumaje de patos es ineficiente por emplear técnicas rudimentarias, en este trabajo se estudia la posibilidad de introducir una nueva tecnología para mejorar dicho proceso, por medio de una máquina desplumadora.

Las máquinas existentes en el mercado están diseñadas para la industria pollera, siendo poco adecuado para el manejo del Pato Real (*cairina moschata*).

Estos equipos deben estar diseñados bajo estándares industriales y asegurar tanto la confiabilidad como la durabilidad.

El sistema a desarrollar tendrá la premisa de poderse instalar en áreas externas y bajo techo sin necesidad de obras civiles mayores; con respecto al traslado, será sencillo de desmontar y transportar.

Reconociendo el gran potencial económico que puede ser explotado en el sector de pequeños y medianos productores e industriales avícolas del Estado Amazona, se pretende con este trabajo aportar un diseño para desarrollar un sistema y así mejorar el proceso de desplumaje. Las comunidades indígenas en esta región se caracterizan por una fuerte dependencia del Estado, tomando en cuenta dicha característica y que la principal actividad de esta comunidad es de carácter agropecuario y de baja producción, se buscará la eliminación de procesos rudimentarios para sustituirlos por nuevas tecnologías con el fin mejorar su calidad de producción y por ende su calidad vida.

Se considera importante desarrollar este proyecto con el fin de mejorar y fortalecer la economía del sector avícola, teniendo como consecuencia adicional un impacto social positivo para la comunidad.

1.2. OBJETIVO

1.2.1. OBJETIVO GENERAL

Desarrollar un estudio del diseño o rediseño de una máquina desplumadora de patos (*cairina moschata*).

1.2.2. OBJETIVOS ESPECIFICOS

- ✓ Realizar el rediseño de una máquina desplumadora de aves ya existente en el mercado.
- ✓ Estudio de los componentes del mecanismo, dimensiones y materiales a utilizar.
- ✓ Selección de los componentes de la máquina en función de los requerimientos.
- ✓ Diseño o rediseño de la estructura de la máquina.
- ✓ Ensamblaje y puesta en funcionamiento de la máquina.

1.3. ANTECEDENTES

En los continentes Asiático y Europeo se ha valorizado el desarrollo de los productos generados por la carne de pato debido a sus características productivas y de calidad en relación al costo de producción de otras especies.

Francia por ejemplo ha promovido progresivamente la producción y consumo de alimentos derivados del pato Pekín (*Anas Platyrhynchos*), y su aceptación por parte de los consumidores se ha elevado entre 1977 y 1988 en un consumo *per cápita* de pato de más de 100 %, pasando de 0,8 Kg. / persona a 1,8 Kg / persona.

En Asia, por el contrario, desde tiempos pasados el pato Real (*cairina moschata*) ganó un lugar importante en la avicultura, especialmente en los países de Sudeste y Este de ese continente, donde en conjunto con otras especies contribuyen al consumo de 800 millones de patos al año, existe una región donde además cerca del 20 % de todos los huevos que se consumen son de patos. En la actualidad, su hibridización con el pato Tsaiya produce un pato denominado “mula” de alto rendimiento en producción de carne e hígado para paté.

El aporte que está haciendo el Instituto Agrario Nacional IAN a la cría del pato, nos indica que una vez tecnificada e incrementada su producción, el gobierno podrá encargarse de colaborar con la promoción de las cualidades de la carne del pato y sus huevos, abriendo perspectivas óptimas para su crianza a distintos niveles.

Al contrario de lo que se especulaba inicialmente, la experiencia en este trabajo indica que el consumo de pato puede suscitar rápidamente una buena demanda en el mercado, los machos excedentes vendidos a consumidores han tenido muy buena aceptación y han sorprendido por la suavidad de su carne y su buen sabor.

El mercado más importante por ahora lo constituyen el de los patos BB y el de los patos reproductores. El Estado ha incrementado notablemente su interés por el sector avícola, desarrollándolo como fuente de alimento y de ingresos económicos capaz de garantizar la nutrición de la familia y ser el soporte económico del productor.

En Venezuela son escasos los sistemas para desplumar patos y la mayoría de estos son importados, los sistemas de fabricación nacional carecen de tecnología de garantizada. Algunas compañías fabricantes y sus diversos productos, las cuales cuentan con tecnología de avanzada. Se nombrarán a continuación:

EMPRESA: ZESCO INC.

Esta empresa fabrica máquinas desplumadoras de sistema manual y utiliza un tambor horizontal con las siguientes características:



No. de Dedos	105
Tamaño del tambor (W x Dia.)	14" x 14"
Motor Requerido	1/2 hp
Peso	124 lbs
H x W x D	50" x 19" x 33"
Max. Tamaño del Ave*	15 lbs

*. Nota: El tamaño del ave es aproximado; aves grandes no se despluman rápidamente o fácilmente.

1.4. PROCESO DE BENEFICIO DE AVES

1.4.1. Colgado

Las aves son colgadas en la cadena de matanza. Cada animal es colgado en forma individual, por la patas de un gancho. Aquí suspendidos, la sangre se les acumula en la cabeza y parecen relativamente inmóviles

1.4.2 .El Aturdimiento

Las aves deben insensibilizarse con fin de que:

No sufran innecesariamente

No se dificulte el propio sacrificio.

Es frecuente utilizar para este fin un aturdidor con baño de agua por el que pasa una corriente eléctrica y dentro de la cual quedan introducidos el cuello y la cabeza del ave a su paso por el mismo. La intensidad de corriente mínima que afecta a las aves es de unos 120 mA con lo que normalmente, bastará una tensión de 200 voltios.

1.4.3. El Sacrificio y el Desangrado

El sacrificio puede ser manual o automático con una máquina denominada "matador". La técnica habitual consiste en el corte de venas y arterias del cuello.El desangrado tiene lugar sobre el denominado "canal de desangrado". En este canal recolector la sangre va cayendo y su longitud a de ser tal, que durante el paso de las aves por él, debe producirse la completa pérdida de sangre

1.4.4. El Escalado

Una vez desangrado el ave, pasa a la escaladora. Se trata de un recipiente (bañera) donde tiene lugar la total inmersión de los animales en agua caliente, la temperatura debe estar en un rango de 55 a 57 °C de lo contrario al desplumarlo se desprendería la piel del pato. La función de la escaladora es preparar al producto para su desplume; en efecto, el agua caliente afloja las plumas con lo que se ve grandemente facilitado el siguiente proceso.

1.4.5. El Desplumado

Libera las plumas. La desplumadora es una máquina que ofrece un espacio limitado por el cual han de pasar las aves. A ambos lados de este espacio se encuentran unos discos giratorios, que se mueven a gran velocidad, están provistos de unas piezas de caucho o goma dotadas de una gran flexibilidad y cuya forma recuerda a los dedos humanos. Es precisamente el giro a gran velocidad de estos discos el que provoca un roce acelerado de los dedos sobre el cuerpo del ave, dando lugar a la caída de las plumas, previamente aflojadas por el escaldado.

1.4.6. Eliminación de Cabeza, Tráquea y esófago

Se puede realizar en forma manual o mecánicamente, en este último supuesto, la máquina sitúa a la cabeza mediante la acción de un tornillo y luego quiebra la columna vertebral en su punto más débil (entre el Atlas y el Axis). Realizada esta operación, mediante tracción lenta separa la cabeza, la tráquea y el esófago, del resto del cuerpo.

1.4.7. Corte de Patas

Puede ser manual o mecánicamente mediante el denominado "cortapatas". Los cortapatas doblan las patas y efectúan una incisión inicial con ayuda de una cuchilla para proceder luego al corte total mediante una cuchilla rotatoria. Los modernos cortapatas están dotados de un dispositivo de acción correctora automática que regula el punto de corte, según la longitud de las patas.

1.4.8. Evisceración

Comprende la extracción de los intestinos y de los menudillos (hígado, corazón, molleja, buche, pulmones, vesícula biliar, proventrículo). Si es hecho en forma mecánica se ocupa la "evisceradora", que actúa mediante un extractor, el cual, doblándose detrás de los pulmones, saca todo el paquete interior. La máquina se lava permanentemente de manera que se intenta prevenir la contaminación de una canal a la siguiente.

1.4.9 Refrigeración

La refrigeración es un paso importante por dos razones. Primera, es necesaria para retrasar la multiplicación de las bacterias psicrótofas alterantes y para prevenir la multiplicación de las patógenas transmitidas por los alimentos. Segunda, el método de enfriamiento utilizado más comúnmente, la inmersión en agua, con o sin hielo, es probable que difunda contaminantes. El enfriamiento por inmersión en agua que circula de forma continua en contracorriente reduce generalmente los recursos sobre las canales y minimiza la contaminación cruzada si es controlada adecuadamente. El agua estará clorada.

CAPITULO II

METODOLOGÍA DEL DISEÑO

2.1. ESPECIFICACIONES DE FUNCIONAMIENTO

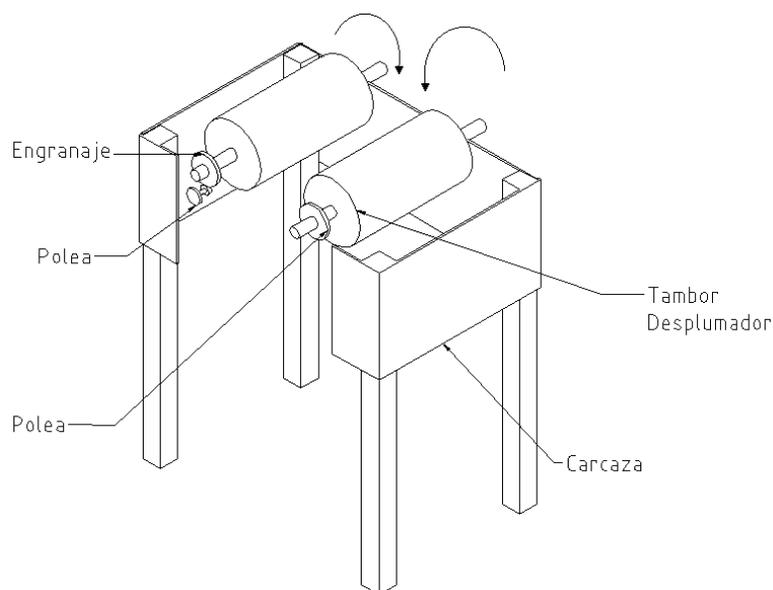
- 1) Dispositivo de fácil transporte.
- 2) Dispositivo resistente a la corrosión.
- 3) Dispositivo que tenga un costo menor de Bs 1.100.000
- 4) Dispositivo para tener suministro de potencia generado por 110 voltios.
- 5) Dispositivo que desplume a 200 aves al día.

2.2. TORMENTA DE IDEAS

Esta es una técnica en la generación de soluciones creativas. En este método se trata de evitar la más grande barrera a la creatividad que es el miedo al ridículo. Los participantes deberán participar como un “escribas” y registrar y examinar todas las sugerencias, sin importar que tan impropias o tontas. A continuación se detallará cada uno de los diseños extraídos de nuestra tormenta de ideas.

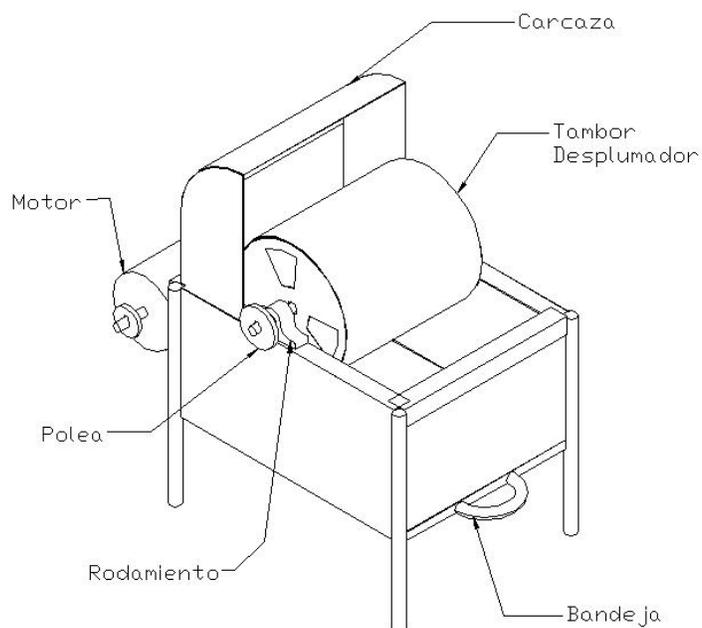
2.2.1. Diseño 1

Este diseño consta de dos tambores desplumadores los cuales giran en sentido contrario uno respecto al otro, el animal a desplumar se colocara entre los dos rodillos. El primer rodillo es impulsado por un sistema motor-polea, colocando en su extremo un engranaje, el cual moverá otro eje paralelo con un sistema engrane- polea, para impulsar el otro rodillo mediante un sistema polea-polea.



2.2.2. Diseño 2

En este diseño se usará un sólo rodillo impulsado por un sistema motor polea, el operador colocará el ave sobre el rodillo el cual lo desplumará.



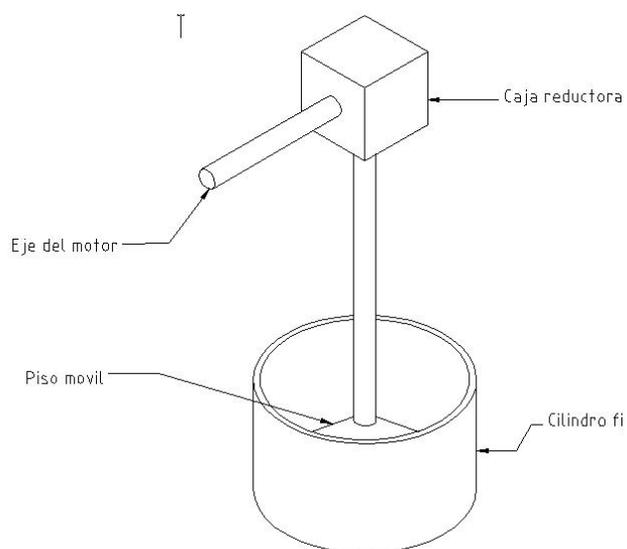
2.2.3. Diseño 3

Este diseño fue el adquirido por FUDECI ,en el cual el cilindro desplumador está acoplado directamente al eje del motor. Se planteó el rediseño de esta máquina.



2.2.4. Diseño 4

Con base en un diseño visto en un galpón del Edo. Amazonas. El eje del motor está acoplado a la caja reductora la cual esta unida a un eje que mueve el piso móvil que está cubierto con dedos de gomas desplumadores. Las paredes del cilindro posee dedos desplumadores y se encuentra fijo a la mesa de trabajo.



2.3. ANALISIS DEL DISEÑO

Para realizar este análisis debemos definir los parámetros que se tomarán en cuenta a la hora de evaluar cada uno de los diseños, para posteriormente usarlos en la matriz de selección.

2.3.1. PARÁMETROS DE SELECCIÓN

Estos parámetros serán los responsables de tomar el diseño más eficiente, en una matriz de decisión, es por esto que deben estar muy bien definidos.

- **Costos de la Máquina:** En este parámetro se evalúa el costo de cada componente, mano de obra y construcción, etc.

- **Seguridad:** Este se refiere a la seguridad del operador al usar la máquina.

- **Funcionamiento :** Este parámetro evalúa la eficiencia con que son desprendidas las plumas y la forma de recolección.

-**Mantenimiento:** Se evalúa los procesos de mantenimiento correctivo y preventivo, incluyendo costos.

2.4. MATRIZ DE DECISIÓN:

Para evaluar cada uno de los parámetros usaremos una escala del 1 al 5, donde 1 es desfavorable y 5 favorable. A cada parámetro se le asignara un

porcentaje según su importancia , el cual se multiplicará por la escala de evaluación y luego se sumará para obtener el diseño más óptimo.

Matriz de Decisión

	Costos de la Máquina	Seguridad	Funcionamiento	Mantenimiento	RANGO
Factor de ponderación	0.35	0.30	0.20	0.15	1
Diseño1	1 35	2 60	4 80	2 30	205
Diseño2	3 105	4 120	4 80	3 45	350
Diseño3	4 140	3 90	2 40	4 60	330
Diseño4	1 35	5 150	3 60	2 30	275

2.5. RESULTADOS DE LA MATRIZ

El diseño N° 2 obtuvo la evaluación más favorable (350), basado en el análisis previo de 4 propuestas.

2.6. ANALISIS DE LA MATRIZ

Se logró así cumplir de una forma satisfactoria con los criterios y especificaciones técnicas en donde se permite reducir costos y obtener un posible rendimiento favorable.

Costos de la Máquina: la máquina consta de un tambor con dedos de goma, un eje, dos rodamientos, un sistema motor-polea, cuatro patas y láminas delgadas como armazón. Todo este conjunto según la ponderación fue la segunda más favorable. Esto se debe a que esta es de fácil construcción y costos relativamente bajos.

Seguridad: obtuvo la segunda puntuación más alta, ya que el operador puede estar en contacto con el tambor que es un componente móvil de la construcción.

Funcionamiento: su evaluación fue alta por la gran eficiencia al hacer el desplumaje.

Mantenimiento: es muy fácil hacerle mantenimiento debido a sus pocos componentes.

CAPITULO III

MARCOTEORICO

MARCO TEÓRICO

3.1. PATO REAL:

Aunque el pato real (*Cairina moschata*) es originario de nuestro trópico y mantiene poblaciones silvestres en gran parte de nuestra geografía nacional, sus formas domésticas son conocidas bajo el nombre de pato criollo. En el idioma inglés es conocido como muscovy duck. Los españoles lo encontraron junto con los cuyes (*Cavia aperea porcellus*) y las llamas que criaban los indígenas, especialmente en el Imperio Inca, y lo llevaron al resto del mundo. Actualmente, en Europa y EE.UU., constituye una de las carnes de ave más apreciadas y costosas por su calidad, sabor, y bajo contenido de grasa, alcanzando precios similares a la carne de avestruz. En Francia, desde su introducción en la década de los setenta el consumo per cápita de carne de pato aumentó más del 100% (Stevens, 1990) y con su hígado se elabora uno de los mejores patés. En estos países la cría resulta costosa debido a la necesidad de compensar las temperaturas frías con mayor consumo de carbohidratos (Thomas y Col., 1996) y gastos para calefacción en Invierno.

En Venezuela ha estado marginado incluso en los programas que incluyen la promoción de especies subutilizadas, y los trabajos de investigación en esta especie son casi inexistentes. En Colombia, se recomienda la cría de especies foráneas, y se le atribuye una baja productividad afirmando que una pata "criolla" solo es capaz de poner 30 huevos al año, de los cuales se obtendrían unos 20 patos (Otero de la Espriella, 1989), mientras en Perú, a pesar de ser la especie más apreciada por la población, y de formar parte del programa de crianzas familiares del Instituto Nacional de Investigaciones Agrícolas (INIA), es muy escasa la información técnica disponible.

En el estado Amazonas, en la población de estos patos criados por indígenas y criollos, se observa un evidente mestizaje con la forma silvestre, encontrándose un alto porcentaje de animales de plumaje negro; algunos indistinguibles del tipo silvestre.

Michelena y Rojas reporta en su "Expedición Oficial" de 1867 la captura de pollos de pato real por parte de los habitantes para su crianza en las casas; sin embargo, la población indígena, aunque muy inclinada a mantener esta especie, hace en general poco uso de los animales criados para proveerse de carne o huevos.

El pato real es el mayor pato del neotrópico; en la forma silvestre el macho alcanza un promedio de 4,5 Kg. y 2 Kg. la hembra. Se encuentra en selvas y bosques de galería por debajo de los 800 msnm. En general, su coloración es negra con brillos metálicos verdes y una mancha blanca en las alas; patas negras; pico negro con banda blanca transversal; cabeza con ligera cresta de plumas y carúnculas negras y rojas. Cerca de Puerto Ayacucho, sus habitantes todavía colectan neonatos en la laguna de Provincial ya lo largo de los principales ríos. La forma doméstica presenta una variada coloración que incluye ejemplares blancos, marrones, grises y de colores combinados.

Ante la escasa información nacional disponible sobre la especie y el aparente bajo interés por su carne, iniciamos su estudio guiados sólo por su rusticidad y la presencia tanto de su forma silvestre como doméstica en casi todo el estado Amazonas, incluyéndolo en un sistema experimental de granja integral que estamos desarrollando; sin embargo, los resultados preliminares obtenidos en cuanto a reproducción, conversión de alimentos, resistencia a enfermedades, calidad y aceptación de su carne y la gran demanda que tiene a nivel internacional en Europa, EEUU y Asia, nos ha llevado a considerar la investigación en esta especie como una línea de trabajo independiente.

3.2. ACEROS INOXIDABLES

La principal característica de estos aceros es su resistencia a la corrosión. Existen muchas aleaciones de este tipo y se debe seleccionar una adecuada aleación para el fin que se pretende alcanzar. El cromo es el principal elemento de aleación y se encuentra presente en porcentajes de 11.5 a 30. En algunas aleaciones, el níquel también se encuentra presente en cantidades de hasta 20%. Debido a las aleaciones, el costo resulta considerablemente mayor que el de los aceros al carbono ordinarios.

Bajo ambientes corrosivos, la película que se forma sobre la superficie es muy estable y autocicatrizable. Sin embargo algunos aceros inoxidable no deben usarse en medios que contengan cloro.

Se requiere una considerable experiencia para la fabricación con éxito de estos materiales.

Existen tres clasificaciones de los aceros inoxidable los cuales son:

3.2.1. Aceros austeníticos, 18% Cr y 8% Ni (302, 304, 316, 347)

Cerca del 50% de todo el acero inoxidable es austenítico, y de este porcentaje el de mayor producción es el 304. El níquel se utiliza principalmente para hacer más fácil su fabricación. Cuando se requiere alta resistencia a la corrosión, este acero se produce por deformación plástica, aunque esto reduce la resistencia a la corrosión.

Por lo general el incremento de la resistencia viene acompañado de una reducción en la ductilidad y de un aumento en la dureza.

A temperaturas de entre 950 y 1450 °F, estos aceros son susceptibles a la corrosión intergranular, a menos que se les adicione aleaciones especiales o que se les aplique un tratamiento térmico. Este intervalo de temperaturas se manifiesta durante la soldadura y puede provocar una zona deteriorada en cada lado de la soldadura y separada de ella.

3.2.2 Aceros martensíticos(410,440A).

Estos aceros pueden ser endurecidos por temple y posteriormente revenidos para obtener las propiedades mecánicas deseadas. Para una resistencia a la corrosión, la superficie debe ser suave con todo el óxido y materiales extra eliminado. Antes del maquinado, usualmente se recomienda un tratamiento térmico de reblandecimiento , aunque se dispone de grados de acero de libre maquinado .

Estos aceros son difíciles de soldar debido a la fuerte tendencia a endurecerse por temple al aire. Casi siempre se recomienda un recocido inmediatamente después de la soldadura. Por lo común la cuchillería de acero inoxidable es del tipo martensítico. Cuando el contenido del carbono es alto, las propiedades son ideales para herramientas. Con contenidos de carbono mas bajo, el acero es similar a aquél con grado de maquinaria ordinario.

3.2.3 Aceros ferríticos (430, 446)

Las propiedades de conformado y estirado de estos materiales recuerdan a aquellas de acero suave.

El número 430 se usa en obras arquitectónicas, adornos de automóviles, ferretería y equipo para la industria química y alimentaria. Tiene muchas aplicaciones a altas temperaturas de servicio y tienen buena resistencia a oxidarse hasta 1550°F. La soldadura puede causar que el grano aumente, lo cual reduce la tenacidad al impacto.

El número 446 tiene buena resistencia térmica y se usa en hornos y equipamiento de los tratamientos térmicos.

3.3. CORROSIÓN

3.3.1. Corrosión Húmeda

Por corrosión húmeda se entiende el ataque de líquidos corrosivos sobre un metal, ya sea que esta parcial o completamente sumergido en el líquido, o bien que la acción continua o intermitente. Esta es la índole de la corrosión que se encuentra en las industrias de químicos manufacturas, así como en los usos marítimos .

Por lo general, el acero inoxidable es resistente en presencia del ácido nítrico y de otros agentes oxidantes. También lo es al azufre, mezclas del mismo, ácidos y jugos cárnicos, frutas , productos lácteos y otras materias alimenticias.

Gracias a estas propiedades el acero inoxidable se usa muy extensamente en fábricas de productos químicos, lecherías, equipos para envases y conservación de alimentos, frigoríficos, máquinas para teñir tejidos, herrajes y accesorios marítimos, fábricas de pulpa y papel, aparatos quirúrgicos y dentales, maquinaria para trenes de lavado, equipos fotográficos, utensilios de cocina, etc. En general, allí donde la higiene , el bajo costo de mantenimiento y la larga duración son factores que tienen mucha importancia.

3.3.2. Corrosión seca

De este modo se entiende la formación de escamas causadas por la oxidación de un metal sometido a temperaturas elevadas. Esta es la índole de corrosión con que hay que contender en las operaciones de caldear y recocer metales, el vidrio y otros productos que en su fabricación interviene de un modo u otro una alta temperatura. Por lo general, todos los tipos de este metal son resistentes a los gases sulfurosos hasta los 538° C. Ciertos tipos, sin embargo, han sido creados especialmente para resistir al calor, y, aunque las propiedades

físicas varían, todos estos tipos, llamados refractarios, son aptos para trabajar en condiciones aceptables hasta 1093°C.

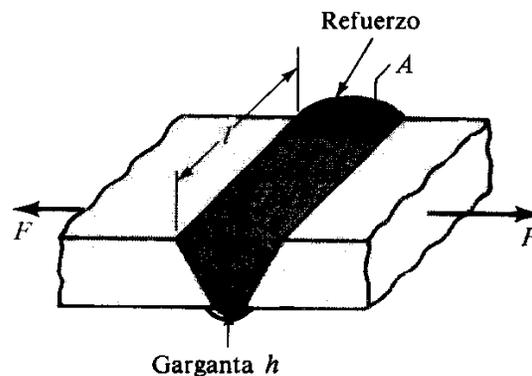
3.4. SOLDADURA:

3.4.1. Juntas a Tope

En la figura se muestra una junta a tope con ranura en V sometida a una carga de tensión F . Para cargas de tensión o de compresión el esfuerzo normal medio es:

$$\sigma = F/hl$$

donde h es la garganta, y l la longitud del cordón de la junta, como se indica en la figura. Debe notarse que el valor de h no incluye el espesor del refuerzo. Este último sirve para compensar las grietas o huecos de la junta, pero varía un poco y origina concentración de esfuerzos en el punto A . Si existen cargas de fatiga, una buena práctica es esmerilar o eliminar a máquina el refuerzo, emparejando la junta.



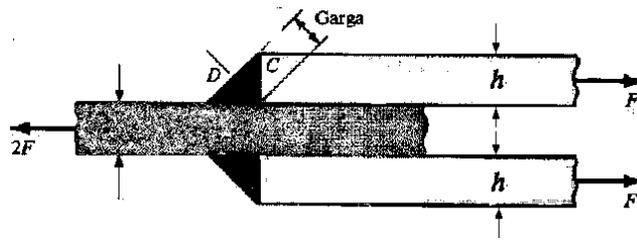
3.4.2. Juntas a Traslape o de Filete

El esfuerzo medio en una junta a tope debido a carga cortante es:

$$t = F/hl$$

En la figura se muestra una junta de traslape doble con dos listones o filetes transversales.

Los intentos para determinar la distribución del esfuerzo en tales juntas soldadas, utilizando los métodos de la teoría de la elasticidad, no han sido muy exitosos. La práctica común en la técnica de la soldadura siempre ha sido basar el tamaño de la junta en la intensidad del esfuerzo en el área de la garganta *DE*.



3.5. RODAMIENTOS:

En muchos tipos de maquinarias pesadas y máquinas especiales que se fabrican en cantidades pequeñas se seleccionan cojinetes montados. Los cojinetes montados incorporan métodos para unir la unidad de cojinetes directamente al armazón de la máquina mediante tornillos, en lugar de insertarlos en una ranura que se maquina en la carcasa como sucede con los cojinetes no montados .

La carcasa es también llamada caja de chumacera , y se fabrica con acero formado, hierro fundido o acero fundido con orificios o ranuras que se hacen para conexión durante el ensamble de la máquina , momento en el cual se ajusta la alineación de la unidad de cojinete . Los cojinetes pueden ser : de bola, de rodamientos ahuesados o de rodamientos esféricos que son los más favorecidos . La capacidad de desalineación es una consideración importante en la aplicación debido a las condiciones en que se van a utilizar esos cojinetes .

Como el cojinete en si es similar a los no montados el proceso de selección es análogo, todos los catálogos presentan tablas con información abundante y enumeran la capacidad para soportar carga que corresponde a valores de vida útil específico .

Empleando estos rodamientos se puede conseguir disposiciones simples y económicas. Sus características especiales permiten su aplicación en máquinas agrícolas, equipos de construcción, máquinas textiles, sistemas de rodillos transportadores y ventiladores, así como para máquinas para el tratamiento de alimentos y empaquetado

3.6. IMPULSORES DE BANDA

Una banda es un elemento flexible capaz de transmitir potencia que asienta en forma ajustada sobre un conjunto de poleas o poleas acanaladas. Cuando se utiliza para reducción de velocidad, el caso más común, la polea acanalada más pequeña se monta en la flecha de alta velocidad, como la flecha de un motor eléctrico. La polea de mayor tamaño se monta en la máquina que es impulsada. La banda se diseña de manera que gire alrededor de las dos poleas sin deslizarse.

La banda se instala colocándola entre las dos poleas mientras la distancia central entre ellas se reduce. Luego se separan las dos poleas acanaladas colocando la banda con una tensión inicial relativamente alta. Cuando se transmite potencia, la fricción provoca que la banda se adhiera a la polea impulsora, y, a su vez, se incrementa la tensión en un lado al que se denomina el "lado tensionado del impulsor". La fuerza de tracción que se genera en la banda ejerce una fuerza tangencial sobre la polea acanalada que es impulsada, por consecuencia, se aplica un torque a la flecha que es impulsada. El lado opuesto de la banda aún está en tensión, pero de menor valor. Por tanto se le da el nombre de "lado flojo". En el mercado se dispone de muchos tipos de bandas planas, dentadas, en V; bandas dobles en V y bandas múltiples en V.

La banda plana es la más simple, casi siempre se fabrica de piel o tela recubierta con hule. La superficie de la polea acanalada también está por la fricción entre la banda y la polea.

Algunos diseñadores prefieren bandas planas para máquinas delicadas porque la banda se deslizará si el torque tiende a incrementarse a un nivel lo suficiente alto para dañar la máquina.

Las bandas dentadas, a las que a veces se les da el nombre de bandas de temporización o sincronizadas se desplazan sobre poleas provistas de ranuras con las que enlazan los dientes en el asiento de la banda. Este es un impulsor más positivo, solo se ve limitado por la tensión por esfuerzo de tracción que se genera en la banda y la resistencia al esfuerzo de corte de los dientes de la banda. Los dientes le dan mayor flexibilidad y más

eficiencia a la bandas si se les compara con bandas estándar. Pueden operar con diámetros de polea mas reducidos.

Sin embargo, el tipo de banda que más se utiliza, sobre todo en impulsores industriales y aplicaciones en vehículos, es la banda en V .La forma en V de la banda se inserta apretadamente en la ranura, ello aumenta la fricción y permite transmitir torques de magnitud considerable antes que se presente deslizamiento. Casi todas las bandas tienen cuerdas de alta resistencia colocadas en el diámetro de paso de la sección transversal de la banda para incrementar la resistencia al esfuerzo de tracción de esta última.

Las cuerdas, que se fabrican de fibras naturales, hebras sintéticas o acero, se impregnan con un compuesto de hule duro para proporcionar la flexibilidad que se requiere para permitir que la banda pase alrededor de la polea. A menudo se agrega una cubierta exterior de tela para darle una durabilidad satisfactoria a la banda.

3.7. ESTRUCTURAS Y ARMAZONES DE MÁQUINAS

El diseño de armazones para máquinas es en gran medida un arte ya que requiere de acomodar los componentes de la máquina. Es frecuente que el diseñador se vea limitado para poder colocar los soportes, donde no interfieran con el funcionamiento de la máquina o bien, permitan el acceso para ensamblarla o darle servicio.

No obstante, existen, desde luego, requisitos técnicos que deben ser satisfechos al igual que para la propia estructura. Entre los parámetros de diseño más importantes se incluyen los siguientes:

Resistencia	Rigidez
Aspecto	Costos de fabricación
Resistencia a la corrosión	Peso
Tamaño	Reducción del ruido
Atenuar la vibración	Vida útil

CAPITULO IV

CALCULOS

CALCULOS

4.1. FUERZA DE DISEÑO

Fuerza Umbral de Desprendimiento

Esta variable se conoce a partir de ensayos realizados a varios animales beneficiados. Estas aves fueron sumergidas en agua caliente (proceso de escalado), entre 60 a 65 (°C), con el fin de aflojar las plumas.

Luego se colgó el ave de cabeza a un peso, para estimar la fuerza que es necesaria para desprender una pluma, en diferentes regiones del cuerpo obteniéndose la siguiente tabla:

Peso [kg]	(Peso - 2.7) [kg] *	Región
3.2	0.5	Pecho
4.5	1.8	Pecho
6.5	3.8	Pecho
5.5	2.8	Alas
6.5	3.8	Alas
6.6	3.9	Cola
6.8	4.1	Cola
6.2	3.5	Cola

Fuente: Del Autor.

4.1 Fuerza critica.

* Este número es la diferencia entre el peso del pato seco y después del escalado.
Nota: el peso es promedio de varias aves beneficiadas.

$$F = (4.1 \text{ kg}) \left(9.81 \frac{m}{s^2} \right) \Rightarrow F = 40.22 \Rightarrow \mathbf{F = 40 \text{ N}}$$

2. TORQUE

$$T = F \times b$$

Donde:

$$T = \text{Torque [N x m]}$$

F = Fuerza umbral de desprendimiento promedio

b = brazo

El diámetro del tambor es de 440 mm, lo que significa que el brazo es de 220 mm de longitud, sustituyendo en la fórmula:

$$T = 40 \text{ N} \times 0.22 \text{ m} \Rightarrow T = \mathbf{8,8 \text{ N m.}}$$

4.3. POTENCIA

$$P = w \times T$$

Donde:

$$P = \text{Potencia [Watts]}$$

$$w = \text{velocidad angular} \left[\frac{\text{rad}}{\text{seg}} \right]$$

$$T = \text{Torque [N m]}$$

Entonces:

$$w = \frac{2\pi n}{60} \Rightarrow w = 131 \frac{\text{rad}}{\text{seg}}$$

Sustituyendo:

$$P = 1152,8 \text{ W } \text{ ó } P = 1,55 \text{ hp}$$

Tomando en cuenta el factor de servicio en 1,2, entonces la potencia necesaria para remover las plumas será:

$$P = 1,86 \text{ hp}$$

Obteniéndose del mercado nacional para nuestros requerimientos un motor de 2 hp y 1750 r.p.m

4.4. SELECCIÓN DEL MATERIAL

Una vez desarrollado y seleccionado el sistema a utilizar es indispensable buscar y determinar el tipo de acero que se va a emplear, tomando en cuenta que el producto a tratar es un ejemplar alimenticio.

Los aceros inoxidable son aleaciones complejas en las que intervienen un buen número de elementos químicos. Para conseguir una aceptable soldabilidad el metal aportado y zonas adyacentes deben presentar unas propiedades lo mas semejantes posibles a las del material base, tanto desde el punto de vista mecánico como de resistencia a la corrosión, factor este ultimo que constituye una de las razones fundamentales por la cual se seleccionan estos materiales.

Los aceros inoxidable son magnético, tienen una estructura cúbica centrada en las caras (estructura gamma) y presentan excelentes propiedades de tenacidad, ductilidad , resistencia a la corrosión y soldabilidad.

Son los más ampliamente conocidos y utilizados . No se endurecen por tratamiento térmico (temple) , sino únicamente por deformación en frío o caliente , tienen una gran estabilidad estructural .

Los tipos más usuales son : AISI 304,304L,316, 316L, 321,347

El acero seleccionado es del tipo **AISI 304** ya que no contiene molibdeno, elemento restrictivo en maquinaria de manejo de alimentos (tabla 3).

4.5. TAMBOR

4.5.1. PESO Y VOLUMEN DEL TAMBOR

Tambor (w x Φ) : 540 x 440 [mm]

Acero AISI 304

$$\rho = 8 \frac{g}{cm^3}$$

e = 2 mm (espesor de la lamina)

S = 2 x π r (longitud circular)

$$\Rightarrow S = 2\pi \frac{440}{2} \Rightarrow S = 1382 \text{ mm}$$

Con w = 540 mm y e = 2 mm

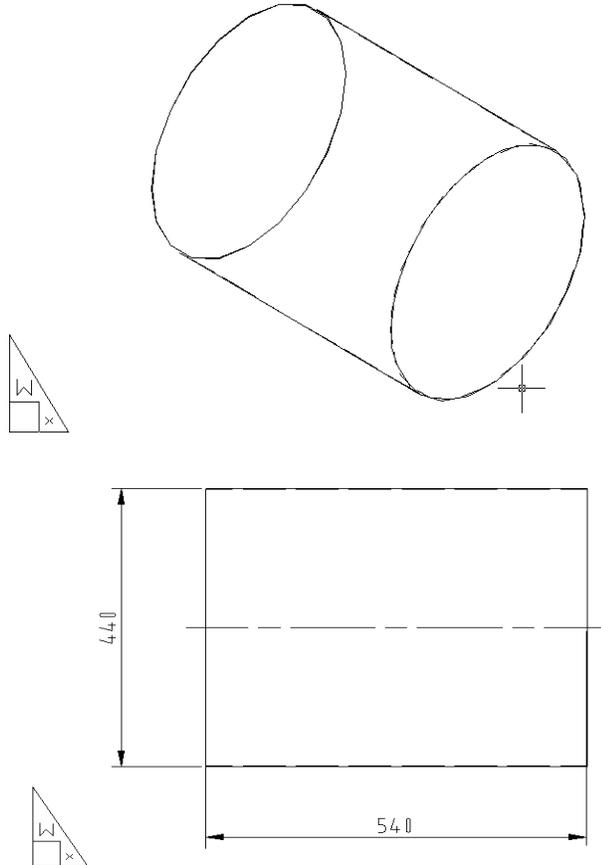
$$v = 540 \times 1382 \times 2 \Rightarrow v = 0.0014925 \text{ m}^3$$

$$m = \rho \times v \Rightarrow m = 8 \frac{g}{cm^3} \times 0.0014925 \text{ m}^3$$

$$\Rightarrow m = 12 \text{ Kg}$$

$$P = m \times g \Rightarrow P = 118 \text{ N}$$

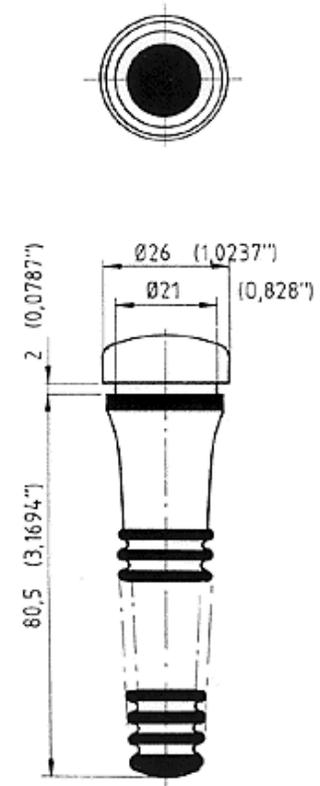
El peso calculado es para una lámina maciza. Se tomará este valor para los cálculos del eje aunque la lámina sea perforada, asegurando la confiabilidad del diseño.



5.2 DISTRIBUCIÓN DE LOS DEDOS DESPLUMADORES

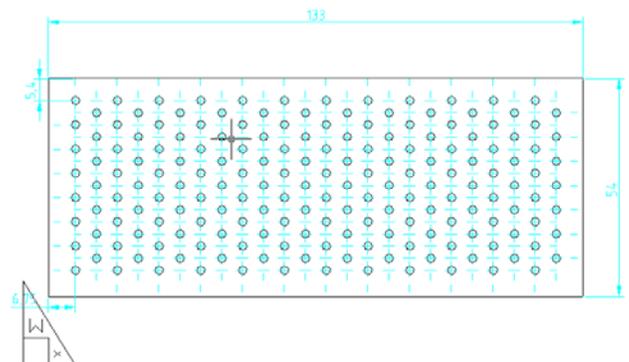
Dedos Desplumadores:

Estos dedos, constituidos de goma flexible se encargan de desprender las plumas por medio de la fricción.



Tomando como referencia la distribución de los dedos de goma en la máquina desplumadora de FUDECI. Obtenemos los siguientes resultados:

15 dedos por sector { 1 columna de 8 dedos
1 columna de 7 dedos



Obteniéndose 12 sectores, un total de 180 dedos desplumadores.

4.6. ANÁLISIS DE TORSIÓN

Comparación tubo abierto y tubo cerrado.

$$e = t = 2 \text{ mm}$$

$$D = 432 \text{ mm}$$

$$\text{Pot} = 2 \text{ hp}$$

$$\text{r.p.m} = 1250$$

$$T = \frac{6300 \times P [\text{hp}]}{n [\text{r.p.m}]} \Rightarrow T = 101 \text{ lbf} \times \text{in} \Rightarrow T = 11.411 \text{ N} \times \text{m}$$

$$d = \frac{2D - t}{2} \Rightarrow d = 431 \text{ mm}$$

$$r = 430 \text{ mm}$$

Tubo sin soldar:

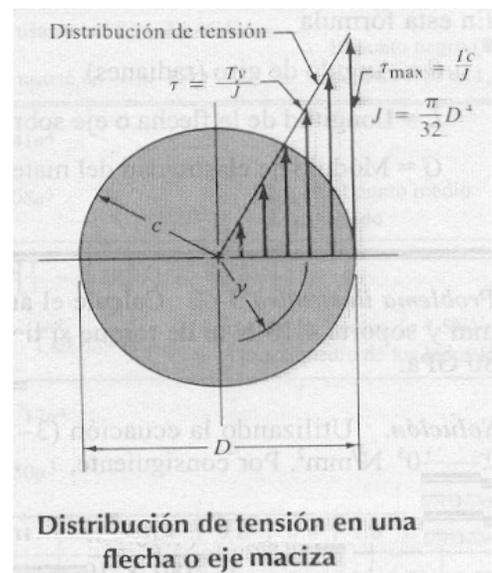
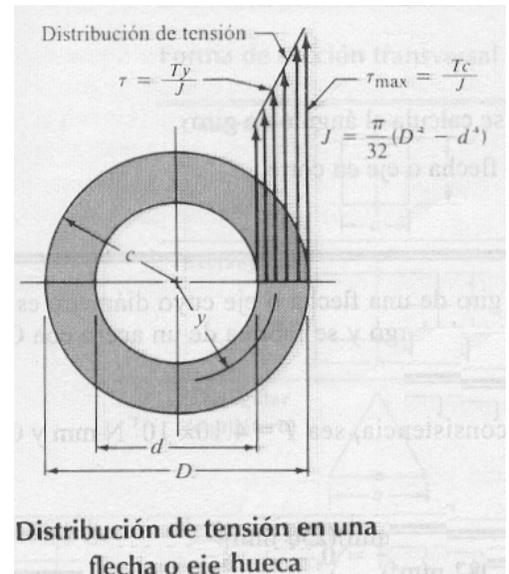
$$Q = \frac{4\pi^2 r^2 t^2}{6\pi r + 1.8t} \Rightarrow Q = 3601 \text{ mm}^3$$

$$\tau_{max} = \frac{T}{Q} \Rightarrow \tau_{max} = 3.168 \text{ Mpa}$$

El valor de Q viene dado en la tabla 4

Tubo cerrado con soldadura:

$$\tau_{max} = \frac{Tc}{J}$$



$$c = \frac{D}{2} \Rightarrow c = 216 \text{ mm}$$

$$J = \frac{\pi}{32}(D^4 - d^4) \Rightarrow J = 31550255 \text{ mm}^4$$

$$\tau_{max} = 78.115 \text{ Kpa}$$

Nótese que los valores obtenidos para ambos casos son en comparación con la resistencia de los aceros inoxidables muy bajos. En conclusión no va a fallar por esfuerzo de corte por torsión.

4.7. TENSIÓN POR ESFUERZO DE CORTE.

$$V = 40 \text{ N}$$

$$n = 1250 \text{ r.p.m}$$

$$w = \frac{2\pi n}{60} \Rightarrow w = 131 \frac{\text{rad}}{\text{seg}}$$

$$P = 1.52 \text{ hp}$$

$$P_{\text{corregida}} = 1.2 P \approx 2 \text{ hp}$$

En un tubo de pared delgada:

$$Q = A_p \times y$$

$$I = \frac{\pi(D^2 - d^2)}{64}$$

$$y = \frac{2(D^2 + Dd + d^2)}{3\pi(D+d)}$$

$$\tau = \frac{VQ}{It}$$

$$\mathbf{R_C = R_A = V = 20 \text{ N}}$$

$$A_p = 3.4 \times 10^{-4} \text{ m}^2$$

$$y = 0.137 \text{ m}$$

$$Q = 4.658 \times 10^{-5} \text{ m}^3$$

4.8. DISEÑO DEL EJE

Acero AISI 304 $S_y = 206.8 \text{ MPa}$ [30000 psi]

$S_{ut} = 551,6 \text{ Mpa}$ [80000 psi]

4.8.1. CÁLCULO DE LAS FUERZAS EN LAS POLEAS

$$T_A = 63000 * \text{hp} / n \longrightarrow T_A = 11,4 \text{ N.m} [101 \text{ lbf.pulg}]$$

$$F_A = 1,5 T_A / (D_A / 2)$$

$$F_A = 1,5 * 11,4 \text{ N.m} / (0,31\text{m} / 2)$$

$$F_A = 110 \text{ N}$$

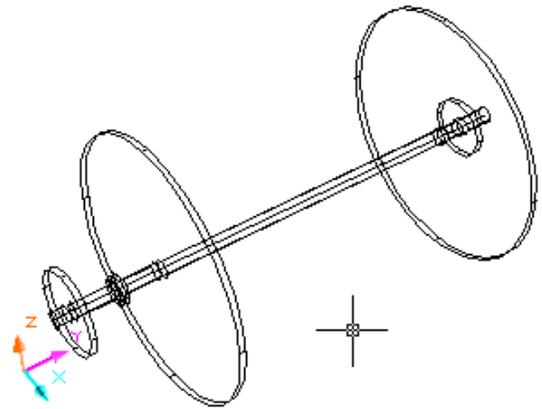
$$F_A = F_{Ax} = 110 \text{ N}$$

$$F_{Cx} = 20 \text{ N}$$

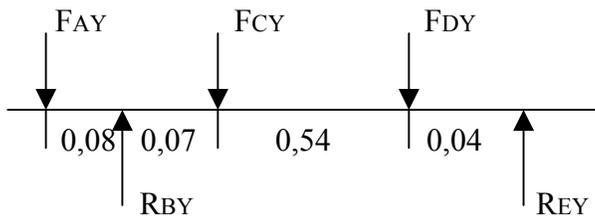
$$F_{Dx} = 20 \text{ N}$$

$$F_{Cy} = 102 \text{ N}$$

$$F_{Dy} = 102 \text{ N}$$



4.8.2. Eje ZY



$$\sum F = 0$$

$$-F_{AY} + R_{BY} - F_{CY} - F_{DY} + R_{EY} = 0$$

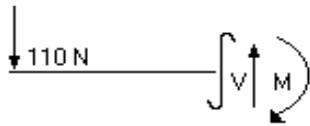
$$-110 + R_{BY} - 20 - 20 + R_{EY} = 0$$

$$\sum M_B = 0$$

$$(F_{AY} * 0,08) - (F_{CY} * 0,07) - (F_{DY} * 0,61) + (R_{EY} * 0,65)$$

$$R_{EY} = 7,4 \text{ N}$$

$$R_{BY} = 142,6 \text{ N}$$



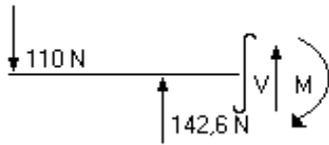
$$0 < X < 0,08$$

$$V = -110 \text{ N}$$

$$M = -110 X$$

$$M = -110 (0) = 0$$

$$M = -110 (0,08) = 8,8 \text{ N.m}$$



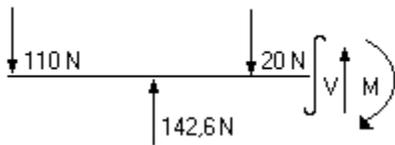
$$0,08 < X < 0,15$$

$$V = 32,6 \text{ N}$$

$$M = -110 X + 142,6 (X - 0,08)$$

$$M = -8,8 \text{ N.m}$$

$$M = -6,5 \text{ N.m}$$



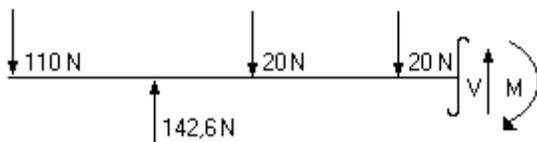
$$0,15 < X < 0,69$$

$$V = 12,6 \text{ N}$$

$$M = -110 X + 142,6 (X - 0,08) - 20(X - 0,15)$$

$$M = -6,5 \text{ N.m}$$

$$M = 0,28 \text{ N.m}$$



$$0,69 < X < 0,73$$

$$V = -7,4 \text{ N}$$

$$M = -110 X + 142,6 (X - 0,08) - 20(X - 0,15)$$

$$M = 0,28 \text{ N.m}$$

$$M = 0$$

DIAGRAMA DE CORTANTE

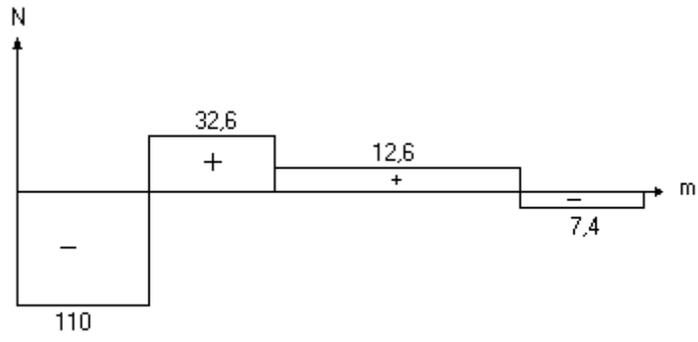
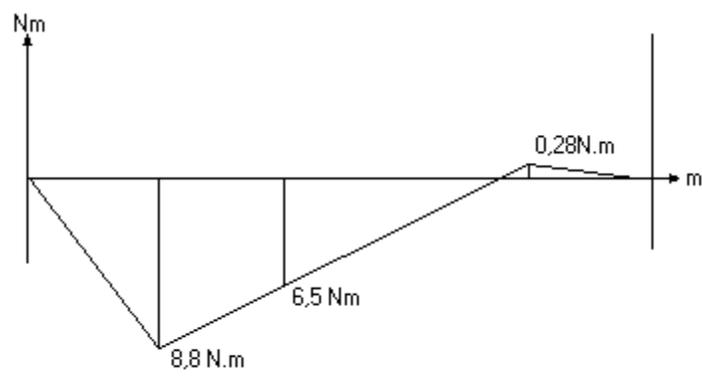
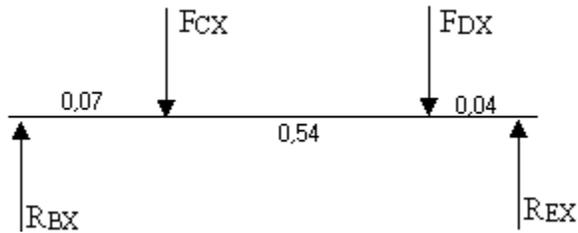


DIAGRAMA DE MOMENTO FLECTOR



4.8.3. Eje ZX



$$F_{CX} = F_{DX} = 102 \text{ N}$$

$$\sum F = 0$$

$$R_{BX} - F_{CX} - F_{DX} + R_{EX} = 0$$

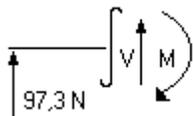
$$R_{BX} + R_{EX} = 2 (102) = 104 \text{ N}$$

$$\sum M_B = 0$$

$$(F_{CX} * 0,07) + (F_{DX} * 0,61) - (R_{EX} * 0,65) = 0$$

$$R_{EX} = 106,7 \text{ N}$$

$$R_{BX} = 97,3 \text{ N}$$



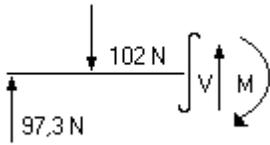
$$0 < X < 0,07$$

$$V = 97,3 \text{ N}$$

$$M = 97,3 X$$

$$M = 97,3 (0) = 0$$

$$M = 97,3 (0,07) = 6,8 \text{ N.m}$$



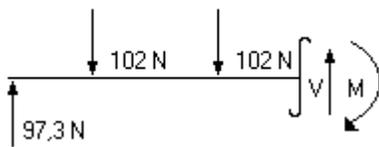
$$0,07 < X < 0,61$$

$$V = -4,7 \text{ N}$$

$$M = 97,3X - 102(X - 0,07)$$

$$M = 6,8 \text{ N.m}$$

$$M = 4,3 \text{ N.m}$$



$$0,61 < X < 0,64$$

$$V = -106,7 \text{ N}$$

$$M = 97,3 X + 102 (X - 0,07) - 120(X - 0,15)$$

$$M = 4,3 \text{ N.m}$$

$$M = 0$$

DIAGRAMA DE CORTANTE

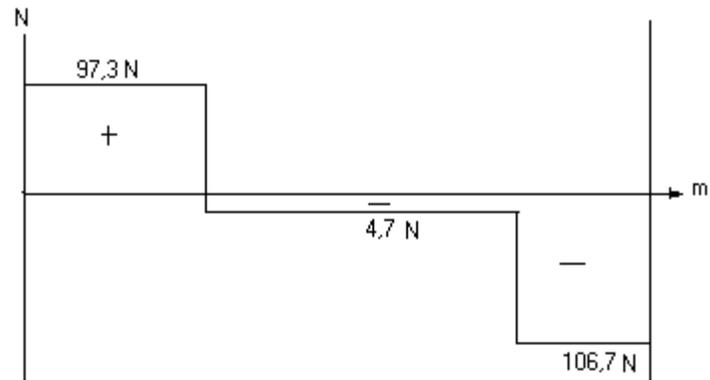
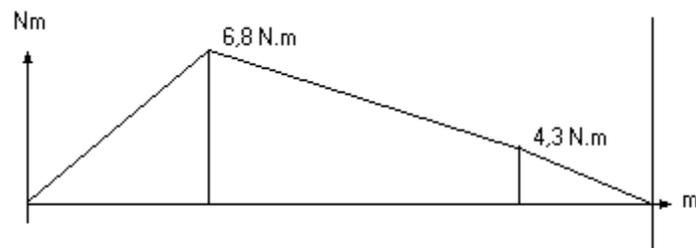


DIAGRAMA DE MOMENTO FLECTOR



4.8.4 CÁLCULO DEL DIÁMETRO DEL EJE

Usando la ecuación de :

Teoría de corte Goodman modificado:

$$d = \left[\left(\frac{32N}{\pi} \right) \left(\frac{KfMa}{Se} + \frac{\sqrt{3}Tm}{2Sut} \right) \right]^{\frac{1}{3}}$$

$$d = 19,55 \text{ mm} \quad [0,77\text{in}]$$

decidimos un diámetro $d = 30 \text{ mm}$ [1 1/4 pulg]

Del catálogo comercial obtenemos un eje de

$$\mathbf{d = 30 \text{ mm}}$$

4.9. SELECCIÓN Y CÁLCULOS DE LA BANDA Y LAS POLEAS

Pot Diseño = 1491 W [2hp]

$V_{\text{entrada}} = 1750$ r.p.m.

$V_{\text{salida}} = 1250$ r.p.m.

A partir de la tabla 5 el factor de servicio para la máquina será de 1,2

$$1,2 \cdot (1491 \text{ W}) = 1790 \text{ W} \quad [2,4 \text{ hp}]$$

Se seleccionó con la fig. (1) una banda 3V, para 2,4 a una velocidad de 1750 rpm

Relación nominal: $w_1 / w_2 = 1750/1250 = 1,4$

Sabiendo que la velocidad mínima para bandas es $v_b = 20,32$ m/seg [4000pies/minutos]]

$$v_b = \pi * D_1 * n_1 / 12 \quad [\text{pies/minutos}]$$

$$D_1 = 0,22 \text{ m} \quad [8,7 \text{ pulg}]$$

$$D_{1\text{Estándar}} = 0,23 \text{ m} \quad [8,9 \text{ pulg}]$$

$$w_1 * D_1 = w_2 * D_2$$

$$D_2 = 0,316 \text{ m} \quad [12,46 \text{ pulg}]$$

$$D_{2\text{Estándar}} = 0,314 \text{ m} \quad [12,4 \text{ pulg}]$$

De la fig 2 se observa una potencia básica especificada de 8203 W [11hp] .

Para tener un rango del valor de la distancia entre centros utilizamos:

$$D_2 < C < 3(D_2 + D_1)$$

$$0,23 \text{ m} < C < 1,6 \text{ m}$$

Por condiciones de $C = 0,48 \text{ m}$

Tomando este valor la longitud de la banda:

$$L = 2C + 1,57 (D_1 + D_2) + (D_2 - D_1)^2 / (4 * C)$$

$$L = 1,81 \text{ m} \quad [71,6 \text{ pulg}]$$

De la tabla 6 tomo una longitud estándar :

$$L_{\text{Estándar}} = 1,9 \text{ m} \quad [75 \text{ pulg}]$$

Cálculo de la distancia central real:

$$C = \frac{B + \sqrt{B^2 - 32(D2 - D1)^2}}{16}$$

$$B = 4L - 6,28 (D1 + D2)$$

$$B = 4,22 \text{ m}$$

$$C = 0,52 \text{ m}$$

Cálculo del ángulo de la envolvente de la polea más pequeña:

$$\theta_1 = 180^\circ - 2 \text{ Sen}^{-1} ((D2 - D1)/4C)$$

$$\theta_1 = 175^\circ$$

Con las fig 3 y 4 se obtiene los factores de corrección de la envolvente (C_θ) y de la longitud (Cl) respectivamente para calcular la potencia corregida

$$C_\theta = 0,98$$

$$Cl = 0,81$$

$$\text{Potencia corregida} = C_\theta * Cl * P$$

$$\text{Potencia corregida} = 6487 \text{ W [8,7hp]}$$

$$\text{Número de bandas } 1481/6487 = 0,22 \longrightarrow \mathbf{1 \text{ banda.}}$$

4.10. SELECCIÓN DE RODAMIENTOS

Para seleccionar el rodamiento a usar en el diseño se deben seguir varios pasos:

- 1) Calcular la carga equivalente **P**

$$P = V \cdot Fr$$

$$P = 430N \quad 43.84 \text{ Kgf}$$

- 2) Especifique el diámetro mínimo requerido del árbol en la sección del rodamiento

$$D = 30 \text{ mm}$$

- 3) Seleccionar el tipo de rodamiento.

Rodamiento de bola de hilera única.

- 4) Especificar la vida del diseño **Lh**

$$Lh = 8 \text{ h/día} \cdot 5 \text{ días/semana} \cdot 50 \text{ semanas/año} \cdot 3 \text{ año} \cdot 3 \text{ años}$$

$$**Lh = 60.000 horas**$$

- 5) Calcular **L10**

$$**L10 = 648**$$

- 6) Calcular la capacidad de carga dinámica **C**

$$**C = 1716,3 Kgf.**$$

- 7) Del catálogo SKF tabla 7 seleccionar un rodamiento tal que tenga una C mayor o igual a la C calculada y diámetro mínimo requerido en el eje.

Del catálogo de SKF:

El rodamiento seleccionado es **YET206** el cual posee anillos de fijación excéntricos con prisionero

- 8) Determinar según el fabricante del rodamiento las condiciones del montaje y mantenimiento, factibilidad económica y disponibilidad.

Debido a las condiciones de diseño necesitamos este rodamiento ya seleccionado con un soporte (chumacera).

Haciendo uso de dicho manual seleccionaremos de la tabla 8:
Soporte de pie con rodamientos Y fundición .

SY 30 FM

4.11. CÁLCULO DE LA CUÑA

Tomando en cuenta la tabla 10 la dimensión estándar para un eje de 1 1/4 (3cm) de diámetro debe ser 1/4 cuadrada.

Eje: Diámetro 1 1/2 " (30mm) Acero AISI 304 $S_y = 30000$ psi,

Polea : Transmite 17Nm de torque, tiene un espesor de 1/2 " generalmente de hierro fundido el cual posee un $S_y = 32000$ psi

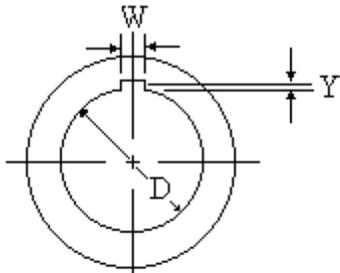
Chaveta : Generalmente las cuñas se construyen con acero extruído en frío al bajo carbono (AISI 1020 $S_y = 43000$ psi) en el caso de nuestro diseño seleccionamos un acero AISI 1006 $S_i = 24000$ psi.

Si verificamos la resistencia al punto cedente observamos que el menos resistente es el de la cuña lo que indica que primero fallaría la cuña , sabiendo esto calculo la longitud de la cuña:

$$L = \frac{4 TN}{DwSy}$$

$$L = 0,023\text{mm} \quad [9,10 \cdot 10^{-3} \text{ pulg}]$$

Esta longitud esta muy por debajo del espesor de la polea acanalada la cual es 30mm ,para nuestro diseño tomaremos **L = 35mm**



Altura de la cuerda:

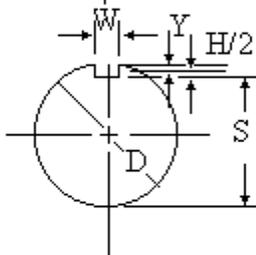
$$Y = \frac{D - \sqrt{D^2 - W^2}}{2}$$

$$Y = 0,32 \text{ mm}$$

Profundidad del cuñero del eje

$$S = D - Y - H/2$$

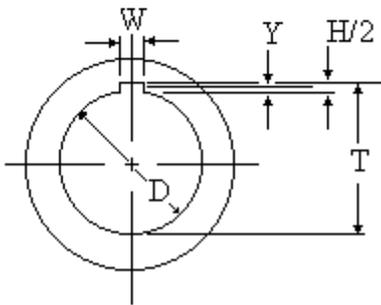
$$S = 28,25 \text{ mm}$$



Profundidad del cuñero de la masa

$$T = D - Y + H/2 + C.$$

$$T = 28,76 \text{ mm}$$



4.12. VOLANTE

$$\varnothing_{\max} = 432\text{mm} = 0,432\text{m}$$

$$\varnothing_{\min} = 32\text{mm} = 0,032\text{m}$$

$$g = 9,8 \text{ m/s}^2$$

$$\mu = 0,3 \text{ razón de poisson}$$

$$1250 \text{ rpm}$$

$$\omega = 2\pi \cdot 1250/60 = 131 \text{ rad/s}$$

$$\rho = 8 \frac{\text{g}}{\text{cm}^3}$$

$$\gamma = \rho g$$

$$\gamma = 0,0000784 \text{ N/mm}^3$$

Esfuerzo tangencial máximo

$$\sigma_{t_{\max}} = \frac{\gamma \times \omega^2 [(3 + \mu) \times b^2 + (1 - \mu) a^2]}{4g}$$

$$\sigma_{t_{\max}} = 5,3 \text{ Mpa} \longrightarrow \text{NO FALLA}$$

4.13. ESTRUCTURA

Por condición del ancho del rodamiento el cual es de 52 mm y para mayor facilidad de construcción tomamos del catálogo comercial de un perfil en “L” 2 ½” x 3/16” anexo I el cual tiene las siguientes especificaciones:

$$\text{Masa}_{\text{tambor}} = 11,6 \text{ Kg}$$

$$\text{Masa}_{\text{eje}} = 5,2 \text{ Kg}$$

$$\text{Masa}_{\text{rodamiento}} = 2,2 \text{ Kg} * 2 = 4,4 \text{ Kg}$$

$$\text{Masa}_{\text{total}} = 21,2 \text{ Kg}$$

$$\text{Peso}_{\text{total}} = 208 \text{ N}$$

$$\text{Peso}_{\text{totalxviga}} = 104 \text{ N}$$

Masa del eje:

$$\text{Long} = 810 \text{ mm}$$

$$\varnothing = 30 \text{ mm}$$

$$\rho = 8 \text{ gr/cm}^3$$

$$v = 0,0006541 \text{ m}^3$$

$$m = 5,2 \text{ kg}$$

$$M_1 = \frac{Wab^2}{l^2} = 12,6 \text{ Nm}$$

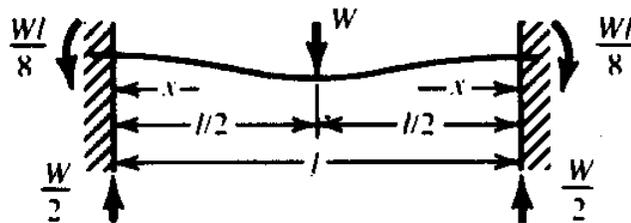
$$M_2 = \frac{Wba^2}{l^2} = 8,8 \text{ Nm}$$

$$R_1 = \frac{Wb^2}{l^3}(l + 2a) = 65,62 \text{ N}$$

$$R_2 = \frac{Wa^2}{l^3}(l + 2b) = 38,38 \text{ N}$$

$$Z = 0,303 \text{ in}^3$$

$$\sigma = \frac{M}{Z} = 2,53 \text{ MPa} \Rightarrow \sigma = 2,53 \text{ MPa}$$



Obteniéndose un valor de esfuerzo muy bajo asegurando que la viga no va a **fallar** por deflexión.

4.14. COLUMNAS

$$L = 750 \text{ mm}$$

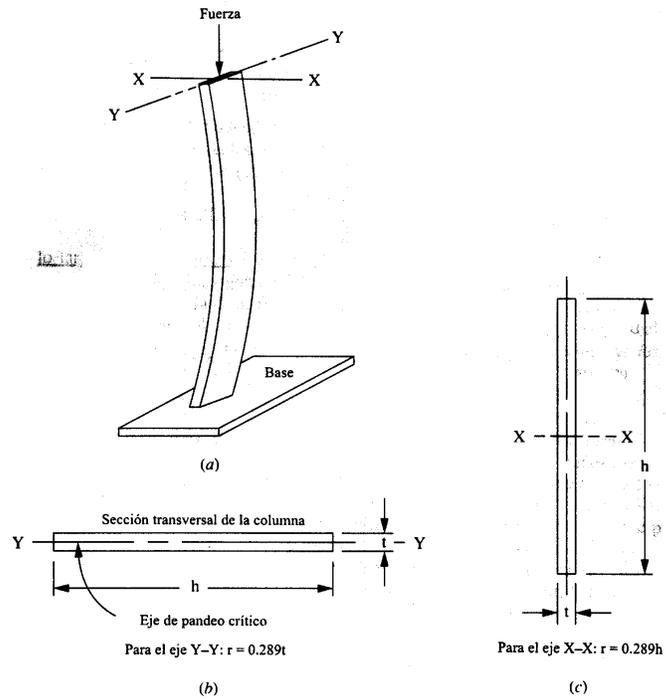
$$k = 2$$

$$E = 203 \text{ Gpa}$$

$$S_y = 206,84 \text{ Mpa}$$

$$N = 3$$

$$Pa = 65 \text{ N}$$



Pandeo de una columna delgada, rectangular. (a) Aspecto general de la columna pandeada. (b) Radio de giro para el eje Y-Y. (c) Radio de giro para el eje X-X.

Como es una columna corta se sigue la formula de J.B Jonson:

$$D = \left[\frac{4NP_a}{\pi S_y} + \frac{4S_y (kL)^2}{\pi^2 E} \right]^{\frac{1}{2}}$$

$$D = 0,0305 \text{ m}$$

Escogemos del catálogo comercial una tubería schedule 10 diámetro externo

42,16 mm

CAPITULO V

FABRICACIÓN Y COSTOS

5.1. FABRICACIÓN Y COSTOS

5.1.1. PROCESO DE FABRICACIÓN

Una vez realizado el diseño de la máquina desplumadora se procedió a la fabricación de un prototipo muy aproximado a las dimensiones, para verificar las variables principales, como lo son las r.p.m., la potencia requerida y la geometría del tambor.

5.1.2. Componentes del sistema

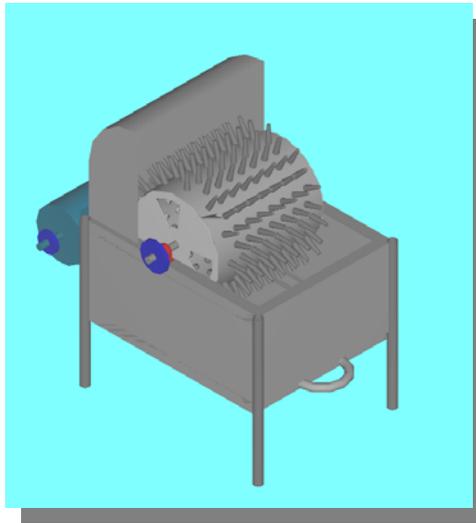


Fig. 5.1 conjunto de todos los elementos

El ensamblaje de la máquina está constituido por los siguientes componentes:

1. Tubo de sección cuadrada (patas).
2. Ángulos en L.
3. Láminas.
4. Volantes.
5. Eje.
6. Tambor
7. Sistema Eje - Tambor
8. Rodamientos.
9. Poleas.

1. Tubo de sección cuadrada (patas):

El tubo de sección cuadrada utilizada es de dos pulgadas y de acero estructural sustituyendo en el diseño al tubo de sección circular schudle 10 diámetro 42 mm y de acero AISI 304, se justifica este cambio porque el precio del acero inoxidable es sumamente costoso en comparación al acero estructural. La resistencia a los esfuerzos producidos por el peso del tambor y parte superior de la estructura, siguen siendo pequeña con respecto a la resistencia del acero estructural, por lo tanto la estructura no tiene la posibilidad de colapsar.



Fig. 5.2 Pata o columna de la maquina.

En el proceso de fabricación estos tubos fueron cortados con un tronizador y soldadas a los ángulos en L con soldadura SMAW y electrodos 6013.

2. Ángulos en L:

También de acero estructural de 2 pulgadas sustituyendo en el diseño al ángulo en L de 2 x 3/16 pulgadas y acero AISI 304. Se justifica al igual que en las patas por el costo del acero inoxidable y la resistencia por el peso del tambor y parte superior de la estructura es inferior a la resistencia del acero estructural, por lo tanto la estructura no colapsa por estas fuerzas.



Fig. 5.3 Unión de ángulo de estructura

En el proceso de fabricación estos ángulos fueron cortados a la medida con un tronizador, esmerilados y la soldadura utilizada es de tipo SMAW con electrodos 6013.

3. Láminas:

Estas constituyen el armazón o tapas de la estructura, el grosor de lámina es igual a 2 mm conservándose del diseño original, la función de estas láminas es la de proteger el interior de la máquina y para depositar en el interior las plumas.



Fig. 5.4 Láminas de la carcasa

Durante el proceso de fabricación se cortaron a la medida con una cizalladora, se taladro y se remacho para unirlos a la estructura. Los bordes filosos se cortaron y otros se doblaron.

4. Eje:

El diámetro del eje se disminuyó a 25.4 mm (1 pulgada), según el nuestro diseño original el eje media 30 mm de diámetro, esta modificación es justificada por los precios y según los cálculos el diámetro mínimo requerido es de 16.5 mm, lo que indica que este componente no va a fallar.

5. Volantes:

Durante el proceso de fabricación se sustituyó los volantes por rayos, esto se fijaron al eje y al tambor con soldadura tipo SMAW y de soplete. Estos son de acero inoxidable AISI 304. La modificación se debió al tiempo requerido para la construcción, según los cálculos los esfuerzos producidos en esta sección debido a la torsión son muy bajos (menores a la presión atmosférica), esto y al espacio que se formó para la fácil limpieza y sustitución de los dedos (en caso de que se rompan), justifica este cambio para el ensamble del prototipo.

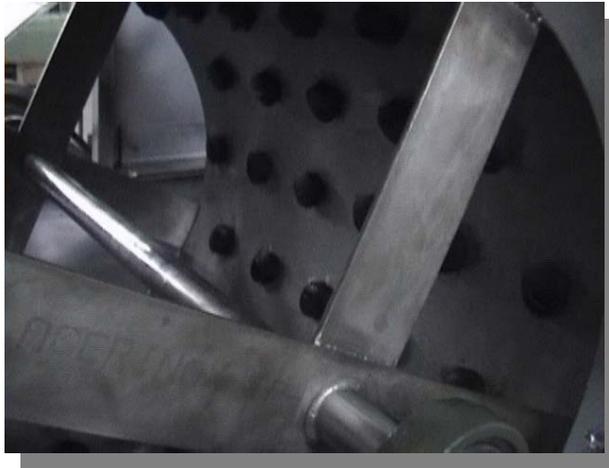


Fig. 5.5 Rayos del tambor

6. Eje:

Se redujo el diámetro del eje a 25.4 mm (1 pulgada), el largo del eje no se varió ni el material según el diseño original. El cambio diámetro se justifica ya que en el diseño original el mínimo requerido para que no falle es de 16.5 mm, además de abaratar los costos en la fabricación del prototipo.



Fig. 5.6 Eje de la maquina

Para la fabricación del eje sólo se corto a la medida con un tronizador y se esmerilo.

7. Tambor:

Se utilizó acero AISI 304, se mantuvieron las dimensiones originales del diseño. Se redujo el número de dedos en el tambor, debido a los costos.



Fig. 5.7 Tambor

Para la fabricación se cortó la lámina a la medida, se esmerilaron los bordes, se perforo la lámina con tres mechas en un taladro de banco, se eliminó las rebabas, se dobló en una calandradora y se utilizó una soldadura de soplete para la junta.

8. Sistema Eje – Tambor:

En el diseño original el tambor está acoplado al volante por medio de soldadura, originalmente estos volantes tienen su chavetero en la fabricación del prototipo se eliminó el chavetero y la chaveta soldándose el volante con el eje directamente, siendo el tambor y el eje una sola pieza. También se sustituyó el volante por rayos. Este sistema está dispuesto así por economía y tiempo de construcción.



9. Rodamientos:

Fig. 5.8 Sistema eje - tambor

En el diseño original se escogieron dos chumaceras de 30 mm de diámetro interior, por condición del eje se escogieron chumaceras de 25.4 mm de diámetro interior, las cargas dinámicas para escoger los rodamientos son muy bajas así que se justifica estos rodamientos para el prototipo.



Fig. 5.9 Rodamientos

Para la fijación de estas chumaceras se perforó la viga de soporte con un taladro de banco, el perno utilizado es 13/25 pulgadas.

10. Poleas:

El tamaño propuesto en el diseño original de poleas es de 226 mm (8.9 pulgadas) para la polea del motor y 315 mm (12.4 pulgadas) para la polea del eje, el material escogido es de fundición. Para la construcción se escogió una polea de 76.2 mm (3 pulgadas) para el motor y 127 mm (5 pulgadas) para el eje, siendo las poleas de aluminio. Variándose la relación de velocidades de 1.4 a 1.6. Se justifica este cambio ya que los costos se reducen y el ajuste de los diámetros internos de las poleas se facilita.



Fig. 6.1 Polea acoplada al eje



Fig. 6.2 Polea acoplada al motor

Las conexión actual es de 110 voltios pero se podría cambiar a 220 voltios para un consumo menor de amperaje, el interruptor actual es de encendido y apagado normal y debe resistir una corriente eléctrica de hasta 30 amperios.

5.2.1. FACTIBILIDAD ECONÓMICA

Se hizo un análisis económico para comparar la rentabilidad de una maquina desplumadora en relación con el desplumaje de aves a mano, como se realiza actualmente en las granjas avícolas del amazona. Este análisis se realizo para un tiempo de 10 años.

Para comprender este análisis se tomaron en cuenta los siguientes parámetros:

1. *Costos de material:* se escogieron los precios más solidarios del mercado de varios proveedores de aceros inoxidables. Los materiales a utilizar son laminas, ángulos, tubos, ejes, chumaceras, poleas y motores.
2. *Costo de instalación:* aquí se toma en consideración el transporte e instalación de la máquina.
3. *Costo de servicio:* aquí se analizará el consumo eléctrico anual de la máquina y el consumo de agua anual, para el lavado de la máquina.
4. *Ingresos:* se tomarán en cuenta una producción diaria de 240 aves diarias (si se despluma un ave en 2 minutos y se considera una jornada laboral de 8 horas), para la máquina y 16 aves diarias (si se despluma un ave a mano en 30 minutos y una jornada laboral de 8 horas). Un peso de ave promedio de 3 kilogramos y un precio de 3000 bolívares por kilogramo, para un año.

A continuación se presentará la tabla del valor presente neto para comparar.

INGRESOS	EGRESOS	Flujo descontado
777600000	-2925000	774675000
777600000	-2925000	774675000
777600000	-2925000	774675000
777600000	-2925000	774675000
777600000	-2925000	774675000
777600000	-2925000	774675000
777600000	-2925000	774675000
777600000	-2925000	774675000
777600000	-2925000	774675000
777600000	-2925000	774675000

Inversion Inicial

-845650

vpn propuesto = Bs 4.326.542.611,47

Tasa de descuento

10%

INGRESOS	EGRESOS	Flujo descontado
51840000	-2925000	48915000
51840000	-2925000	48915000
51840000	-2925000	48915000
51840000	-2925000	48915000
51840000	-2925000	48915000
51840000	-2925000	48915000
51840000	-2925000	48915000
51840000	-2925000	48915000
51840000	-2925000	48915000
51840000	-2925000	48915000

vpn propuesto = Bs 273.237.727,25

ES RENTABLE

<p>Tabla # 6 Fuente Ricardo Höhn y Daniel Moros</p>

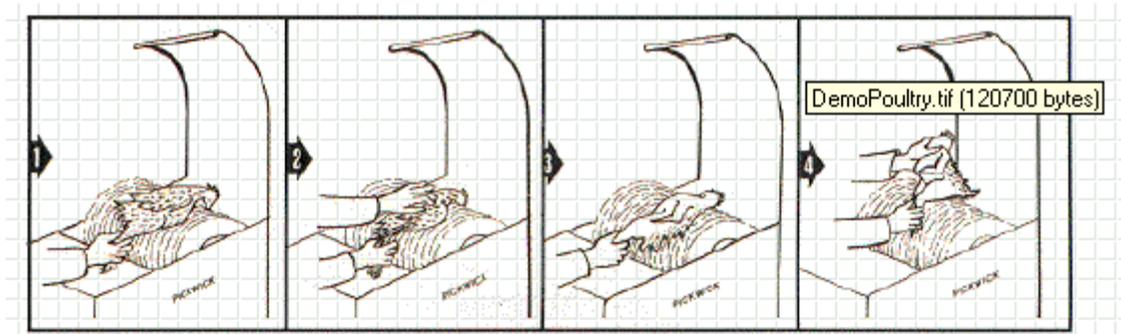
CAPITULO VI

MANUAL DE OPERACIÓN Y MANTENIMIENTO

CAPITULO VI: MANUAL DE OPERACIÓN Y MANTENIMIENTO

6.1. MANUAL DE OPERACIÓN

1. Encender la máquina.
2. Esperar hasta que la velocidad del tambor desplumador se estabilice.
3. Colocar la presa sobre el tambor desplumador, con las dos manos. Una mano esta agarrando el ave por el cuello y la otra esta agarrando el ave por las patas. Solo las plumas deben tocar la superficie de los dedos desplumadores. No dejar caer la presa sobre el tambor desplumador.
4. Desplumar siguiendo la siguiente ilustración:



5. Retirar la presa una vez desplumada
6. Retirar las plumas de la bandeja colectora
7. Seguir los pasos del 1 al 6 hasta terminar la jornada laboral
8. Apagar la máquina y limpiarla con detergente y agua.

6.2. MANUAL DE MANTENIMIENTO

1. Inspeccionar diariamente todos los componentes móviles de la máquina
2. Engrasar la chumacera una vez al mes.
3. Cambiar los dedos desplumadores una vez caducado
4. Cambiar las correas cada 6 meses o hasta que caduquen.
5. Eliminar todo tipo de desperdicios y plumas una vez terminada la jornada laboral.
6. Realizar mantenimiento correctivo cuando sea necesario.

ANÁLISIS DE RESULTADOS

- **De acuerdo con las pruebas realizadas se comprobó que la fuerza obtenida para hallar la potencia fue la correcta.**
- **Las altas revoluciones y la disposición de los dedos de goma crearon una superficie de revolución la cual al entrar en contacto con el animal asegura un área completa de desplumaje.**
- **Las dimensiones del tambor fueron convenientes ya que hay un gran espacio longitudinal para desplumar aves de gran tamaño, como el pato real.**
- **Con la potencia y las r.p.m. se verificó el buen funcionamiento de la maquina al observar como se desprendían las plumas sin ningún inconveniente. También se comprobó que al cilindro se le podía reducir el diámetro sin afectar los resultados.**
- **Se verificaron los resultados obtenidos en los cálculos de los diferentes componentes obteniéndose resultados positivos.**

CONCLUSIONES

- Se diseño y construyó un prototipo de máquina desplumadora, para desplumar patos y aves mas pequeñas con componentes venezolanos.
- Luego de haber realizado las pruebas se comprobó que los cálculos teóricos satisfacen las condiciones de la fase experimental (prototipo).
- Después de haber realizado pruebas con un pato real, se pudo constatar la resistencia y la rigidez de los diversos componentes del sistema desplumador. Por consiguiente todas las piezas presentan una alta resistencia a los esfuerzos a las que están sometidas.
- El costo de la máquina hace que sea factible su construcción en el país, debido a que las existentes son importadas y tienen un costo muy elevado. Esta máquina beneficia a pequeños y medianos productores, debido que aumentará y facilitará la producción en zonas donde actualmente este procedimiento se realiza a mano.

RECOMENDACIONES

- Se recomienda realizar un estudio zootécnico para obtener datos más confiables acerca de la fuerza necesaria para desprender la pluma.
- Es posible buscar materiales mas económicos para poder producir y hacer factible la producción en serie de esta máquina, se puede estudiar la sustitución de algunos materiales por polímeros.
- El proceso de escalado debería ser estudiado para obtener las temperaturas adecuadas y así facilitar el proceso de desplumado.
- Es recomendable apoyar proyectos como este para comenzar a producir tecnología de punta venezolana , necesaria para desarrollar muchos aspectos, y aumentar así la producción.

BIBLIOGRAFÍA

1. BRESLER, Lin y Scalzi, "Diseño de Estructuras de Acero" 2da Edición, Mexico Editorial Limusa, 1978. pag. 457
2. FAIRES, Virgil Moring, Diseño de Elementos de Máquinas, Barcelona (España), Montaner y Simón, 1970, 802p.
3. FLINN, Richard / TROJAN P., Materiales de Ingeniería y sus Aplicaciones, Colombia, Editorial Mc Graw Hill, 1989, 742p.
4. GROOVER, Mikell, Fundamentos de Manufactura Moderna, Materiales, Procesos y Sistemas, México, Prentice Hall Hispanoamericana, 1997, pag 531.
5. MOTT, Robert, Diseño de Elementos de Máquinas, México, Prentice Hall Hispanoamericana, 1995, 787p.
6. SPOTTS, M. / SHOUP, T., Elementos de Máquinas, México, Editorial Prentice may Hispanoamericana, 1999, 345p.
7. SHIGLEY, Joseph, Diseño en Ingeniería Mecánica, 4 ta Edición, México, Editorial Mc Graw Hill, 1990, 883p.
8. TIMOSHENKO, S. P., Mecánica de Materiales, México, UTEHA, 1974, 618p
DEUTSCHMAN, Aaron, Diseño de Máquinas, México, Editorial Continental, 1985, 973p.
9. AHUJA, H. / WALSH, M., Ingeniería de Costos y Administración de Proyectos, México, Editorial Alfaomega, 1989, 373p.
10. AMSTEAD, B. H. / BEGEMAN, Myron L., Procesos de fabricación, México,

Compañía Continental, 1974, 736p.

11. BAUMEISTER T., Manual del Ingeniero Mecánico de Mark's, México, UTHEA, 1967, 2596p.

12. DEUTSCHMAN, Aaron, Diseño de Máquinas, México, Editorial Continental, 1985, 973p.

13. FERRUM, Catálogo de Productos Siderúrgicos, Venezuela, 55p

14. VENCRAFT, Catálogo de Productos, Venezuela, 16p

15. JOHNSTON, Bruce G., Diseño Básico de Estructuras de Acero, 3ra Edición, México, Prentice Hall Hispanoamericana, 1988, 395p.

16. JUVINALL, Robert, Fundamentos de Diseño para Ingeniería Mecánica, México, Editorial Limusa, 1996, 819p.

17. KRICK, Edward, Introducción a la Ingeniería y al Diseño en la Ingeniería, 2da Edición, México, Editorial Limusa, 1974, 240p. 187

18. MICROSOFT CORPORATION, Enciclopedia Microsoft Encarta, USA, 2000.

19. MILANI, Rodolfo, Diseño para Nuestra Realidad, Venezuela, Equinoccio, s.f., 122p.

20. ORTHWEIN, William C., Diseño de Componentes de Máquinas, México, Editorial Continental S. A., 1996, 1009p.

21. RODRÍGUEZ , Daniel., VASALLO ,Mike, Diseño concurrente y construcción de un sistema de plataforma elevadora para aparcamiento de vehículos. Tesis 2001, 281p.

22. BELLORIN, Nestor., DA COSTA, Karina, Diseño de un sistema procesador de tamarindo descascarado. Tesis 2001, 297 p.
23. www.zesco-inc.com.
24. www.allieddkenco.com
25. www.stombergshickens.com
26. www.ducknaked.com

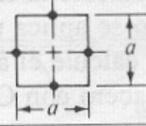
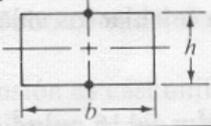
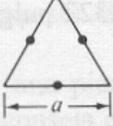
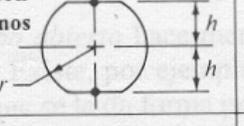
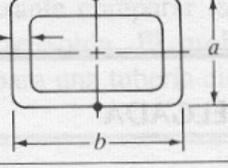
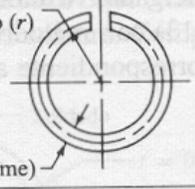
ANEXOS

Tabla 3
Composición y propiedades mecánicas de los aceros inoxidable

COMPOSICIÓN Y PROPIEDADES MECÁNICAS DE ACEROS INOXIDABLES SELECCIONADOS								
	Austenítico (Cr 18%, Ni 8%), endurecible por trabajado en frío; no magnético cuando se endurece totalmente				Martensítico (Cr 12%), endurecible por tratamiento térmico		Ferrítico (Cr 17%), no endurecible; puede trabajarse en caliente; magnético	
Tipo núm.	302	304	316	347	410	440A	430	446
Cr	17.0-19.0	18.0-20.0	16.0-18.0	17.0-19.0	11.5-13.5	16.0-18.0	14.0-18.0	23.0-27.0
Ni	8.0-10.0	8.0-12.0	10.0-14.0	9.0-12.0	0.5 máximo	0.5 máximo	0.5 máximo	0.5 máximo
C, máximo	0.15	0.08	0.10	0.08	0.15	0.60-0.75	0.12	0.2
Mn, máximo	2.0	2.0	2.0	1.0	1.0	1.0	1.5	1.5
Si, máximo	1.0	1.0	1.0	1.0	1.0	1.0	1.0	1.0
Otros			Mo 2.0-3.0	Cb estabilizado		Mo. 75 máximo		N 25 máximo
Resistencia a la fluencia	30,000	30,000	30,000	30,000	32,000	55,000	35,000	45,000
Resistencia a la tensión	80,000	80,000	75,000	80,000	60,000	95,000	60,000	75,000
Alargamiento en 2 in, %	50	50	40	40	20	20	20	20
Reducción de área	60	60	50	50	50	40	40	40
Dureza Brinell máxima	180	180	200	200	200	240	200	200
Resistencia a la fluencia [‡]					35-180,000	55-240,000		
Resistencia a la tensión					60-200,000	95-275,000		
Alargamiento en 2 in, %					25	20		
Dureza Brinell					120-400	200-555		
Dureza Rockwell					B70-C45	B95-C55		

* Los valores de resistencia son para materiales recocidos o enfriados en el horno.
[‡] Los valores de resistencia son para material tratado térmicamente.

Tabla 4
Método para determinar valores K y Q para distintos tipos de secciones transversales

Forma de sección transversal	$K =$ para usarse en $\theta = TL/GK$ $Q =$ para usarse en $\tau = T/Q$	El punto negro (●) denota la ubicación de τ_{\max}						
Cuadrada 	$K = 0.141a^4$ $Q = 0.208a^3$	τ_{\max} en el punto medio de cada lado						
Rectangular 	$K = bh^3 \left[\frac{1}{3} - 0.21 \frac{h}{b} \left(1 - \frac{(h/b)^4}{12} \right) \right]$ $Q = \frac{bh^2}{[3 + 1.8(h/b)]}$	(Aproximado: dentro de + 5%) τ_{\max} en el punto medio de los lados largos						
Triangular (equilátero) 	$K = 0.0217a^4$ $Q = 0.050a^3$							
Flecha o eje con un lado plano 	$K = C_1 r^4$ $Q = C_2 r^3$	h/r	0	0.2	0.4	0.6	0.8	1.0
		C_1	0.30	0.51	0.78	1.06	1.37	1.57
Flecha o eje con dos lados planos 	$K = C_3 r^4$ $Q = C_4 r^3$	h/r	0.5	0.6	0.7	0.8	0.9	1.0
		C_3	0.44	0.67	0.93	1.19	1.39	1.57
		C_4	0.47	0.60	0.81	1.02	1.25	1.57
Rectangular hueca (uniforme) 	$K = \frac{2t(a-t)^2(b-t)^2}{(a+b-2t)}$ $Q = 2t(a-t)(b-t)$	Da la tensión promedio; buena aproximación de la tensión máxima si t es pequeña Las esquinas tienen chaflanes generosos						
Tubo cortado Radio medio (r) 	$K = 2\pi r t^3/3$ $Q = \frac{4\pi^2 r^2 t^2}{(6\pi r + 1.8t)}$	t debe ser pequeña						

Factores de Servicio Para Bandas en V

Factores de servicio para bandas en V						
<i>Tipo de máquina que es impulsada</i>	<i>Tipo de impulsor</i>					
	<i>Motores de CA: torque normal^a</i>			<i>Motores de CA: torque alto^a</i>		
	<i>Motores de CD: bobinado en derivación</i>			<i>Motores de CD: bobinado en serie, bobinado compuesto</i>		
	<i>Motores: de cilindro múltiple</i>			<i>Motores: de 4 o menos cilindros</i>		
	<i><6 h por día</i>	<i>6-15 h por día</i>	<i>>15 h por día</i>	<i><6 h por día</i>	<i>6-15 h por día</i>	<i>>15 h por día</i>
Agitadores, ventiladores, ventiladores con tolva, bombas centrífugas, transportadores, ligeras	1.0	1.1	1.2	1.1	1.2	1.3
Generadores, herramientas para máquinas, mezcladores, transportadores, grava	1.1	1.2	1.3	1.2	1.3	1.4
Elevadores de baldes o recipientes, máquinas textiles, molinos de martillo, transportadores, pesadas	1.2	1.3	1.4	1.4	1.5	1.6
Trituradoras, molinos de bola, malacates, extruidoras de hule	1.3	1.4	1.5	1.5	1.6	1.8
Cualquier máquina que pueda ahogarse	2.0	2.0	2.0	2.0	2.0	2.0

^aSincrónicos, de fase dividida, de tres fases con torque (par) de arranque o torque (par) al paro menor que 250% del torque con carga total.

^bDe fase única, trifásico con torque (par) de arranque o torque (par) al paro mayor que 250% del torque con

Fuente: Robert L. Mott,
segunda edición

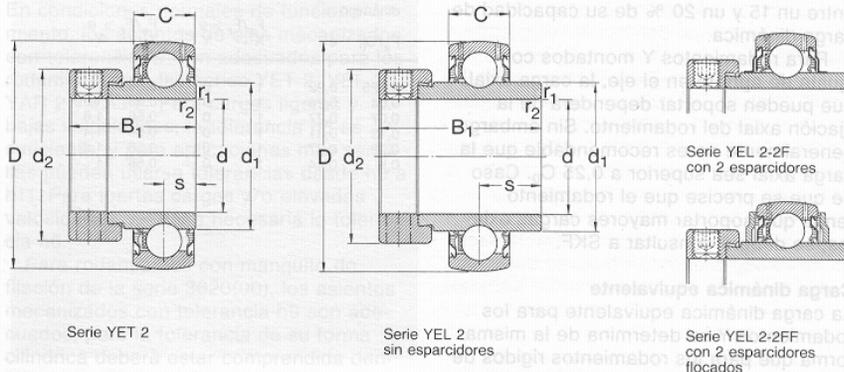
Tabla 6

Longitudes de banda estándar para bandas 3V, 5V y 8V (pulg)				
<i>Sólo 3V</i>	<i>3V y 5V</i>	<i>3V, 5V y 8V</i>	<i>5V y 8V</i>	<i>Sólo 8V</i>
25	50	100	150	375
26.5	53	106	160	400
28	56	112	170	425
30	60	118	180	450
31.5	63	125	190	475
33.5	67	132	200	500
35.5	71	140	212	
37.5	75		224	
40	80		236	
42.5	85		250	
45	90		265	
47.5	95		280	
			300	
165			315	
			335	
			355	

Fuente: Robert L. Mott,
segunda edición

Tabla 7
Rodamientos SKF

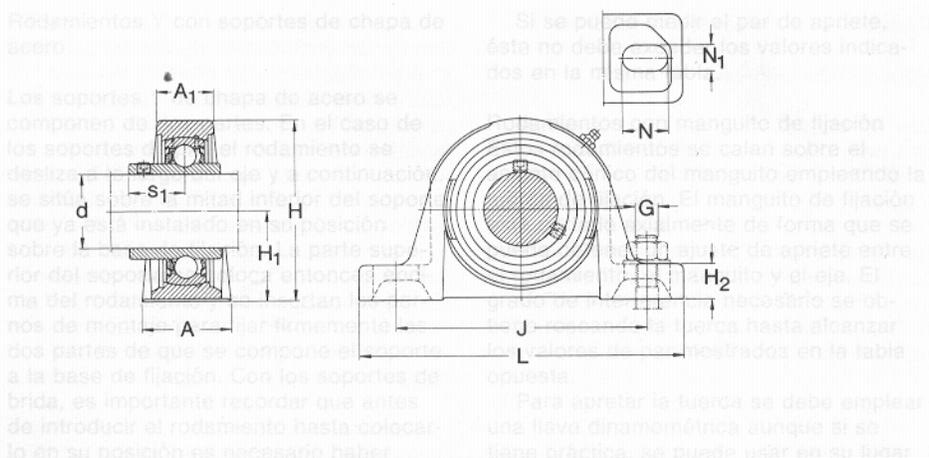
Rodamientos Y con anillo de fijación excéntrico
d 12-60 mm



Dimensiones										Capacidad de carga		Carga límite de fatiga P_u	Masa Rodamiento	Designaciones Rodamientos		
d	d ₁	d ₂	D	B ₁	C	s	r _{1,2} min	dinám. C ₁	estát. C ₀	sin espaciadores	con 2 espaciadores			con 2 espaciadores focados		
mm										N	N	kg	-			
12	24,2	28,6	40	28,6	12	6,5	0,3	7 350	4 750	140	0,13	YET 203/12	-	-		
15	24,2	28,6	40	28,6	12	6,5	0,3	7 350	4 750	140	0,12	YET 203/15	-	-		
17	24,2	28,6	40	28,6	12	6,5	0,3	7 350	4 750	140	0,11	YET 203	-	-		
	24,2	28,6	40	37,3	12	13,9	0,3	7 350	4 750	140	0,13	YEL 203	YEL 203-2F	YEL 203-2FF		
20	28,2	33	47	31	14	7,5	0,6	9 800	6 550	196	0,16	YET 204	-	-		
	28,2	33	47	43,7	14	17,1	0,6	9 800	6 550	196	0,19	YEL 204	YEL 204-2F	YEL 204-2FF		
25	33,7	37,4	52	31	15	7,5	0,6	10 800	7 800	232	0,18	YET 205	-	-		
	33,7	37,4	52	44,4	15	17,5	0,6	10 800	7 800	232	0,23	YEL 205	YEL 205-2F	YEL 205-2FF		
30	39,7	44,2	62	35,7	18	9	0,6	15 000	11 200	335	0,30	YET 206	-	-		
	39,7	44,2	62	48,4	18	18,3	0,6	15 000	11 200	335	0,36	YEL 206	YEL 206-2F	YEL 206-2FF		
35	46,1	55,6	72	38,9	19	9,5	1	19 600	15 300	455	0,49	YET 207	-	-		
	46,1	55,6	72	51,1	19	18,8	1	19 600	15 300	455	0,55	YEL 207	YEL 207-2F	YEL 207-2FF		
40	51,8	60,3	80	43,7	21	11	1	23 600	19 000	560	0,62	YET 208	-	-		
	51,8	60,3	80	56,3	21	21,4	1	23 600	19 000	560	0,70	YEL 208	YEL 208-2F	YEL 208-2FF		
45	56,8	63,5	85	43,7	22	11	1	25 500	21 600	640	0,65	YET 209	-	-		
	56,8	63,5	85	56,3	22	21,4	1	25 500	21 600	640	0,74	YEL 209	YEL 209-2F	YEL 209-2FF		
50	62,5	69,9	90	43,7	22	11	1	27 000	23 200	695	0,73	YET 210	-	-		
	62,5	69,9	90	62,7	22	24,6	1	27 000	23 200	695	0,89	YEL 210	YEL 210-2F	YEL 210-2FF		
55	69,1	76,2	100	48,4	25	12	1	33 500	29 000	865	0,98	YET 211	-	-		
	69,1	76,2	100	71,4	25	27,8	1	33 500	29 000	865	1,20	YEL 211	YEL 211-2F	YEL 211-2FF		
60	75,6	83,7	110	77,8	26	31	1,5	40 500	36 000	1 060	1,60	YEL 212	YEL 212-2F	YEL 212-2FF		

Tabla 8
Rodamientos SKF

**Soportes de pié con rodamientos Y,
fundición**
d 12-100 mm



Dimensiones													Masa		Designaciones		
d	A	A ₁	H	H ₁	H ₂	J	J	L	N	N ₁	G	s ₁	Unidad ¹⁾	completa	Soporte	Rodamiento Y	
						min	máx										
mm													kg	-			
12	32	18	56	30,2	14	88	106	127	20,5	11,5	10	22,1	0,54	SY 12 FM	SY 503 M	YET 203/12	
													0,52	SY 12 TF	SY 503 M	YAR 203/12-2F	
15	32	18	56	30,2	14	88	106	127	20,5	11,5	10	22,1	0,53	SY 15 FM	SY 503 M	YET 203/15	
													0,51	SY 15 TF	SY 503 M	YAR 203/15-2F	
17	32	18	56	30,2	14	88	106	127	20,5	11,5	10	22,1	0,52	SY 17 FM	SY 503 M	YET 203	
													0,54	SY 17 WM	SY 503 M	YEL 203	
													0,50	SY 17 TF	SY 503 M	YAR 203-2F	
20	32	20	64	33,3	14	88	106	127	20,5	11,5	10	23,5	0,59	SY 20 FM	SY 504 M	YET 204	
													0,62	SY 20 WM	SY 504 M	YEL 204	
													0,57	SY 20 TF	SY 504 M	YAR 204-2F	
													0,57	SY 20 KG	SY 504 M	362004 BTN	
25	36	21	70	36,5	16	94	110	130	19,5	11,5	10	23,5	0,73	SY 25 FM	SY 505 M	YET 205	
													0,78	SY 25 WM	SY 505 M	YEL 205	
													0,73	SY 25 TF	SY 505 M	YAR 205-2F	
													0,72	SY 25 KG	SY 505 M	362005 BTN	
30	40	25	82	42,9	17	108	127	152	23,5	14	12	26,7	1,10	SY 30 FM	SY 506 M	YET 206	
													1,20	SY 30 WM	SY 506 M	YEL 206	
													1,10	SY 30 TF	SY 506 M	YAR 206-2F	
													1,15	SY 30 KG	SY 506 M	362006 BTN	
35	45	27	93	47,6	19	119	133	160	21	14	12	29,4	1,55	SY 35 FM	SY 507 M	YET 207	
													1,60	SY 35 WM	SY 507 M	YEL 207	
													1,45	SY 35 TF	SY 507 M	YAR 207-2F	
													1,45	SY 35 KG	SY 507 M	362007 B	
40	48	30	99	49,2	19	125	146	175	24,5	14	12	32,7	1,85	SY 40 FM	SY 508 M	YET 208	
													1,95	SY 40 WM	SY 508 M	YEL 208	
													1,80	SY 40 TF	SY 508 M	YAR 208-2F	
													1,80	SY 40 KG	SY 508 M	362008 B	

Tabla 9
Rodamientos SKF

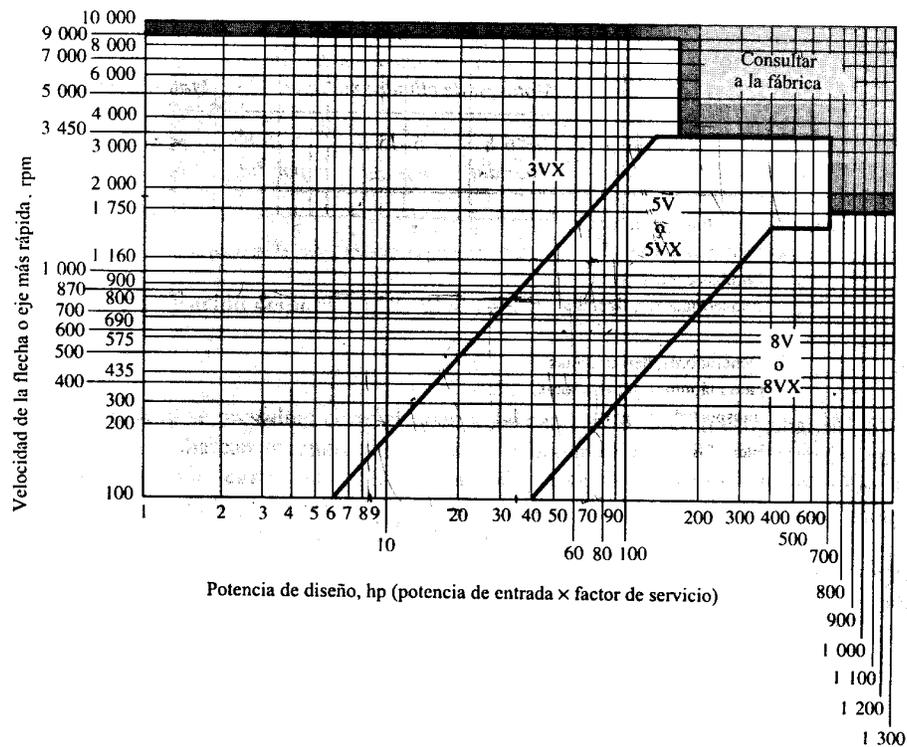
Dimensiones													Masa	Designaciones		
d	A	A ₁	H	H ₁	H ₂	J min	J máx	L	N	N ₁	G	s ₁	kg	Unidad ¹⁾ completa	Soporte	Rodamiento Y
45	48	32	107	54	21	135	152	187	22,5	14	12	32,7	2,25	SY 45 FM	SY 509 M	YET 209
												34,9	2,35	SY 45 WM	SY 509 M	YEL 209
												30,2	2,20	SY 45 TF	SY 509 M	YAR 209-2F
50	54	34	114	57,2	22	149	165	203	26	18	16	32,7	2,75	SY 50 FM	SY 510 M	YET 210
												38,1	2,90	SY 50 WM	SY 510 M	YEL 210
												32,6	2,70	SY 50 TF	SY 510 M	YAR 210-2F
55	60	35	125	63,5	24	162	181	219	27,5	18	16	36,4	3,65	SY 55 FM	SY 511 M	YET 211
												43,6	3,90	SY 55 WM	SY 511 M	YEL 211
												33,4	3,60	SY 55 TF	SY 511 M	YAR 211-2F
60	60	42	137	69,9	26,5	179	202	240	29,5	18	16	46,8	4,75	SY 60 WM	SY 512 M	YEL 212
												39,7	4,45	SY 60 TF	SY 512 M	YAR 212-2F
65	65	44	150	76,2	29	190	216	257	35	22	20	42,9	5,70	SY 65 TF	SY 513 M	YAR 213-2F
70	65	46	155	79,4	29	202	218	260	30	22	20	44,4	6,40	SYJ 70 TG	SYJ 514	YAJ 214-2F
80	78	50	175	88,9	30	219	245	290	35	22	20	49,3	9,70	SYJ 80 TG	SYJ 516	YAJ 216-2F
90	88	54	200	101,6	34	253	271	327	35	26	24	56,3	13,8	SYJ 90 TG	SYJ 518	YAJ 218-2F
100	95	57	225	115	38	286	330	380	48	26	24	66	19,0	SYJ 100 TG	SYJ 520	YAJ 220-2F

Tabla 10

Tamaño de cuña contra tamaño de flecha				
Diámetro nominal de la flecha		Tamaño nominal de la cuña		
Más de	Hasta (incluso)	Espesor, <i>W</i>	Altura, <i>H</i>	
			Cuadrada	Rectangular
$\frac{5}{16}$	$\frac{7}{16}$	$\frac{3}{32}$	$\frac{3}{32}$	
$\frac{7}{16}$	$\frac{9}{16}$	$\frac{1}{8}$	$\frac{1}{8}$	
$\frac{9}{16}$	$\frac{7}{8}$	$\frac{3}{16}$	$\frac{3}{16}$	$\frac{3}{32}$
$\frac{7}{8}$	$1\frac{1}{4}$	$\frac{1}{4}$	$\frac{1}{4}$	$\frac{1}{8}$
$1\frac{1}{4}$	$1\frac{3}{8}$	$\frac{5}{16}$	$\frac{5}{16}$	$\frac{3}{16}$
$1\frac{3}{8}$	$1\frac{3}{4}$	$\frac{3}{8}$	$\frac{3}{8}$	$\frac{1}{4}$
$1\frac{3}{4}$	$2\frac{1}{4}$	$\frac{1}{2}$	$\frac{1}{2}$	$\frac{3}{8}$
$2\frac{1}{4}$	$2\frac{3}{4}$	$\frac{5}{8}$	$\frac{5}{8}$	$\frac{7}{16}$
$2\frac{3}{4}$	$3\frac{1}{4}$	$\frac{3}{4}$	$\frac{3}{4}$	$\frac{1}{2}$
$3\frac{1}{4}$	$3\frac{3}{4}$	$\frac{7}{8}$	$\frac{7}{8}$	$\frac{5}{8}$
$3\frac{3}{4}$	$4\frac{1}{2}$	1	1	$\frac{3}{4}$
$4\frac{1}{2}$	$5\frac{1}{2}$	$1\frac{1}{4}$	$1\frac{1}{4}$	$\frac{7}{8}$
$5\frac{1}{2}$	$6\frac{1}{2}$	$1\frac{1}{2}$	$1\frac{1}{2}$	1
$6\frac{1}{2}$	$7\frac{1}{2}$	$1\frac{3}{4}$	$1\frac{3}{4}$	$1\frac{1}{2}$
$7\frac{1}{2}$	9	2	2	$1\frac{1}{2}$
9	11	$2\frac{1}{2}$	$2\frac{1}{2}$	$1\frac{3}{4}$
11	13	3	3	2
13	15	$3\frac{1}{2}$	$3\frac{1}{2}$	$2\frac{1}{2}$
15	18	4		3
18	22	5		$3\frac{1}{2}$
22	26	6		4
26	30	7		5

Nota: Se recomiendan los valores que no aparecen en las áreas sombreadas. Las dimensiones están en pulgadas.
Fuente: ANSI Standard B17.1-1967, *Keys and Keyseats* (American Society of Mechanical Engineers, Nueva York).

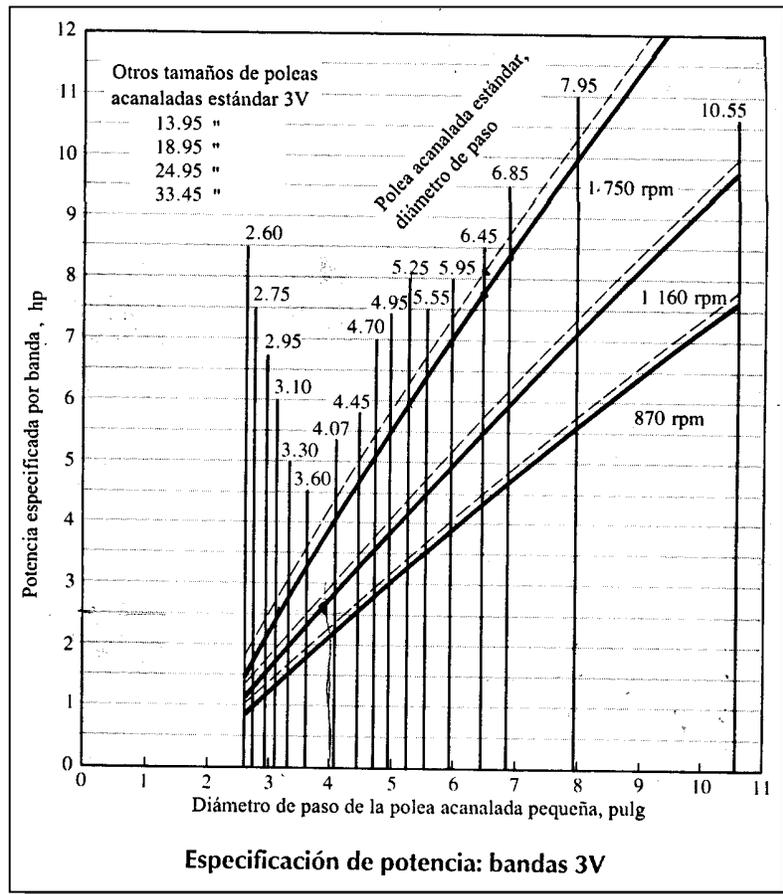
Fig.4.1
Selección del Tipo de Banda en V



Gráfica de selección para bandas en V industriales de sección estrecha

Fuente: Robert L. Mott,
segunda edición

FIG. 4.2
Especificación de Potencia



Fuente: Robert L. Mott,
segunda edición

Fig. 4.3

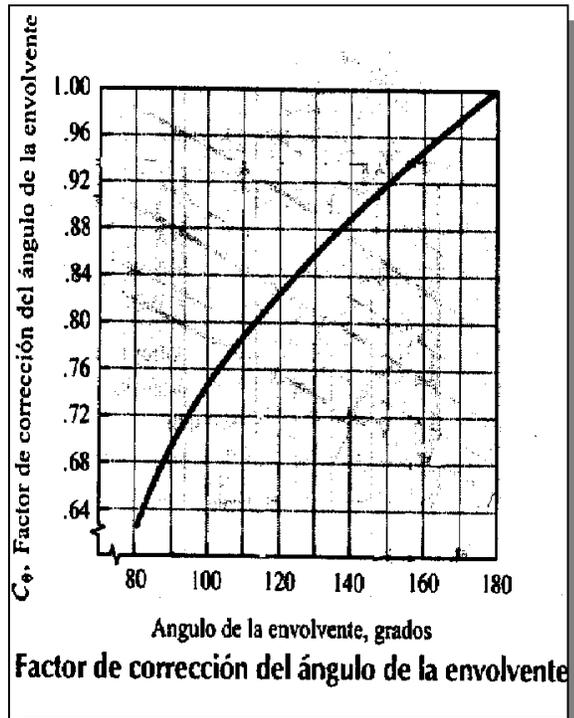
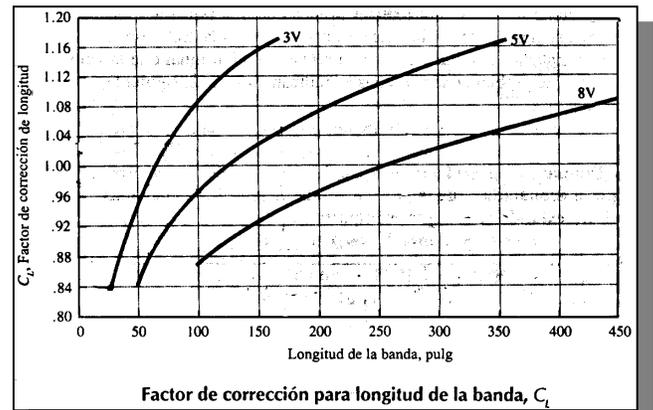


Fig. 4.4





Dedos desplumadores puestos en el tambor



Acción de la maquina al desplumar



Vista lateral desplumando un pato



Acercamiento de un pato desplumado



Plumas incrustadas en los dedos de goma



Plumas depositadas en la parte posterior de la máquina



Espécimen de pato real



Visita a beneficiadora de aves en el Edo. Amazonas



Máquina desplumadora industrial