



ESCUELA SUPERIOR POLITÉCNICA DEL LITORAL

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

**"DISEÑO DE UNA MÁQUINA FORMADORA DE FARDOS DE
FLUJO CONTÍNUO PARA BOTELLAS"**

TESIS DE GRADO

Previo a la obtención del Título de:

INGENIERO MECÁNICO

Presentada por:

Ernesto Elias Gonzalez Dominguez

GUAYAQUIL – ECUADOR

Año: 2008

AGRADECIMIENTO

A Dios, a mis padres por su apoyo incondicional, a todas las personas que de uno u otro modo colaboraron en la realización de este trabajo y al Ing. Ernesto Martínez director de tesis por su acertada guía.

DEDICATORIA

A DIOS

A MIS PADRES:

JULIO Y TATIANA

A MI FAMILIA

TRIBUNAL DE GRADUACIÓN



Ing. Francisco Andrade S.
DECANO DE LA FIMCP
PRESIDENTE



Ing. Ernesto Martínez L.
DIRECTOR DE TESIS



Ing. Alfredo Torres G.
VOCAL

DECLARACIÓN EXPRESA

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

(Reglamento de Graduación de la ESPOL)



Ernesto Elias Gonzalez Domínguez

RESUMEN

El presente trabajo de tesis presenta el diseño de una máquina empacadora de bebidas para el consumo humano, la mayoría de estas máquinas que encontramos en nuestro país son importadas de Estados Unidos y Europa. Esta decisión que han tomado muchas industrias Ecuatorianas desfavorece a nuestra economía debido a la salida de divisas. Para satisfacer esta necesidad y al mismo tiempo generar empleo se ha pensado desarrollar estas máquinas a nivel nacional, con la misma calidad y capacidad de embalaje.

Para desarrollar esta máquina con ingeniería local se han analizado las especificaciones y requerimientos del proceso como son la producción requerida de paquetes por unidad de tiempo y la velocidad de transportación, con estos puntos tomados en cuenta se procede a diseñar la estructura metálica, el sistema de alimentación del producto, el sistema de soldadura del material de empaque y el sistema de empuje.

A diferencia de las máquinas que encontramos en el país que tienen una capacidad de embalaje de 10 paquetes por minuto, con el nuevo diseño se ha duplicado a 20 paquetes por minutos además de ser completamente automatizada, con la incorporación de sensores ubicados en zonas puntales que le indican a la máquina cuando esta abastecida de botellas y lista para seguir embalando. Otra ventaja es su fácil manejo y variabilidad para diferentes formatos de arreglos y capacidades de botellas a empacar, para lo cual la máquina está diseñada para modificar la cantidad de carriles y espacios entre los mismos.

El tiempo estimado de entrega de la máquina es de dos semanas lo cual también presenta una ventaja comparado con el tiempo que demoraría en importarla y desaduanizarla. En cuanto a costos la máquina producida nacionalmente le significaría al inversionista ecuatoriano un 70% de lo que le costaría la máquina importada, los resultados de esto es: una máquina económica, versátil, segura, fácil de manejar y sobre hecho en Ecuador.

ÍNDICE GENERAL

	Pág.
RESUMEN.....	II
ÍNDICE GENERAL.....	IV
ABREVIATURAS.....	VII
SÍMBOLOGIA.....	IX
ÍNDICE DE FIGURAS.....	XI
ÍNDICE DE TABLAS.....	XIV
ÍNDICE DE PLANOS.....	XV
INTRODUCCIÓN.....	1
CAPÍTULO 1	
1. ANTECEDENTES.....	4
1.1 Máquina empacadoras de botellas.....	5
1.2 Descripción del proceso de empaque de flujo continuo horizontal.....	6
1.3 Especificaciones y requerimientos del proceso.....	9
1.3.1 Producción requerida de paquetes por unidad de tiempo.	10

1.3.2 Velocidad de transportación.....	12
--	----

CAPÍTULO 2

2. DESCRIPCIÓN DE LA MÁQUINA Y ALTERNATIVAS

PROPUESTAS.....	15
2.1 Alternativas de solución.....	16
2.1.1 Adquisición de la máquina en el exterior.....	16
2.1.2 Fabricación de la máquina en el país.....	17
2.2 Matriz de decisiones.....	19
2.3 Selección de la alternativa de solución.....	20
2.4 Descripción del sistema de alimentación.....	21
2.5 Descripción del sistema de empuje.....	25
2.6 Principio de funcionamiento del sistema de soldadura.....	25
2.6.1 Descripción del material utilizado para el envoltorio.....	26
2.6.2 Análisis térmico del sistema.....	30
2.6.3 Mecanismos involucrados en el sistema.....	34

CAPÍTULO 3

3. ANÁLISIS Y DISEÑO DE LA MÁQUINA ENFARDADORA.....	37
3.1 Diseño de forma de la máquina enfardadora.....	37
3.2 Diseño del sistema de alimentación del producto.....	54
3.3 Diseño del sistema de empuje.....	70

3.4 Diseño del sistema de soldadura.....	85
3.5 Análisis estructural para el soporte de la máquina.....	87

CAPÍTULO 4

4. ANÁLISIS ECONÓMICO.....	110
4.1 Cronograma de construcción.....	110
4.2 Costos de diseño y construcción.....	114
4.3 Comparación con costos de una máquina importada.....	116

CAPITULO 5

5. CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES.....	117
---	------------

APÉNDICES

BIBLIOGRAFÍA

ABREVIATURA

min.	Minutos
m.	Metro
seg.	Segundo
N.	Newton
cm²	Centímetros cuadrados
cm.	Centímetro
mm.	Milímetro
kg.	Kilogramo
Pa.	Pascales
Psi.	Presión en sistema inglés
T_f	Temperatura Final
T₀	Temperatura Inicial
J	Joules
W	Watts
\$	Dólares
BP	Peso Lineal
ABS	Resistencia Permitida de la Banda
L	Largo
BS	Resistencia de la Banda
T	Factor de Temperatura
S	Factor de Resistencia
T	Número de Dientes
D	Distancia
L_s	Longitud Total del Eje
mm⁴	Milímetro a la cuarta
ω	Velocidad Angular
r.p.m.	Revoluciones por Minuto
rad/seg	radianes por segundo
Hp	Caballos de Fuerza

%	Porcentaje
S	Catenaria
L_T	Longitud Total de la Banda
g	Gravedad
μs	Coefficiente de Fricción Estática
φ_{embolo}	diámetro del Embolo
Q	Volumen en Cilindros Neumáticos
H	Altura

SIMBOLOGÍA

PVP	Cloruro Polivinilo
Q_{Elec.}	Resistencia eléctrica
E_{Contracc.}	Energía de contracción
Q_{Convecc.}	Calor por Convección
Σ	Sumatoria
t	Tiempo
e, x	Espacio
v	Velocidad
°C	Grados Centígrados
Q	Calor
E	Energía
F	Fuerza
P	Presión
A	Area
W	Peso
f	Fricción
N	Fuerza Normal
V	Volumen
d	Diámetro
m	Masa
ΔT	Diferencial de Temperatura
C_p	Calor Específico
ρ	Densidad
P	Potencia
°K	Grados Kelvin
R	Resistencia
I²	Inercia al Cuadrado
F_{MB}	Resistencia Nominal del Metal Base

F_s	Resistencia Nominal del Metal de Aporte (electrodo)
R_s	Resistencia de Diseño de Soldadura
F_R	Soldadura con compresión en el área efectiva
on	Encendido
off	Apagado
bar	Bares

ÍNDICE DE FIGURAS

	Pág.
Figura 1.1	Máquina de flujo continuo horizontal..... 6
Figura 1.2	Proceso de empaque de flujo continuo horizontal..... 7
Figura 1.3	Embalaje de botellas..... 9
Figura 1.4	Dimensiones de paquete más grande..... 12
Figura 2.1	Sistema de empuje..... 21
Figura 2.2	Transportador de banda articulada..... 23
Figura 2.3	Guía estándar de deslizamiento de la banda..... 24
Figura 2.4	Transportación de botellas mediante banda articulada. 24
Figura 2.5	Empujador de cilindro neumático..... 25
Figura 2.6	Sistema de sellado..... 26
Figura 2.7	Mecanismo de desplazamiento de la mordaza..... 35
Figura 2.8	Mecanismo de sujeción..... 35
Figura 2.9	Alojamiento del rodillo superior e inferior..... 36
Figura 3.1	Método antiguo de acumulación de botellas..... 38
Figura 3.2	Esquema de la banda acumuladora..... 39
Figura 3.3	Curvas del riel guía de radio completo..... 40
Figura 3.4	Curvas del riel guía en forma parabólica..... 41
Figura 3.5	Dimensión de la banda transportadora acumuladora.... 42
Figura 3.6	Banda acumuladora en funcionamiento..... 42
Figura 3.7	Cortes en lamina de acero inoxidable..... 44
Figura 3.8	Longitud de la banda transportadora..... 44
Figura 3.9	Altura de la banda transportadora..... 45
Figura 3.10	Diseño de carriles. A) cuatro carriles, b) tres carriles, c) dos carriles..... 46
Figura 3.11	Mecanismo de frenado. A) sistema cerrado al paso, b) sistema abierto al paso..... 47
Figura 3.12	Sensor óptico con banderines. a) Sensor en reposo, b) Sensor operando, c) Esquema en 2D..... 48

Figura 3.13	Sensor de final de carrera. A) vista lateral, b) vista superior.....	49
Figura 3.14	Ubicación del cilindro neumático.....	49
Figura 3.15	Mordaza del sistema de soldadura.....	50
Figura 3.16	Ubicación de los rodillos de polietileno.....	51
Figura 3.17	Mecanismo para sujetar paquetes.....	51
Figura 3.18	Esquema de tiempo de la máquina enfardadora.....	52
Figura 3.19	Esquema de funcionamiento de la máquina enfardadora.....	53
Figura 3.20	Dimensiones de la banda acumuladora.....	54
Figura 3.21	Dimensiones de la banda transportadora.....	62
Figura 3.22	Vástago trabajando en Tracción.....	70
Figura 3.23	Vástago trabajando en Retracción.....	70
Figura 3.24	Diagrama de fuerza del sistema de empuje.....	71
Figura 3.25	Distancia entre Fardos.....	72
Figura 3.26	Diagrama de fuerza y dimensiones del sistema de soldadura.....	73
Figura 3.27	Partes esenciales de un cilindro.....	76
Figura 3.28	Cilindro de un vástago.....	77
Figura 3.29	Cilindro de simple efecto.....	78
Figura 3.30	Cilindro telescópico.....	79
Figura 3.31	Cilindro con pistón no rotativo.....	80
Figura 3.32	Cilindro de vástago hueco.....	81
Figura 3.33	Dimensiones de Polietileno a soldar.....	85
Figura 3.34	Área del sistema de soldadura expuesta a la convección.....	86
Figura 3.35	Vista en 3D de la estructura de la máquina en SAP....	88
Figura 3.36	Estructura de la máquina con el peso uniformemente distribuido de las botellas y la banda.....	90
Figura 3.37	Recuadro de información de cargas de SAP2000.....	91
Figura 3.38	Recuadro de información de cargas de SAP2000.....	92
Figura 3.39	Estructura de la máquina con el peso uniformemente distribuido de los rollos de polipropileno y los torques transmitidos por los motores.....	93
Figura 3.40	Recuadro de información de cargas de SAP2000.....	94
Figura 3.41	Recuadro de información de cargas de SAP2000.....	95
Figura 3.42	Recuadro de información de cargas de SAP2000.....	96
Figura 3.43	Estructura de la máquina con las fuerzas que ejercen los cuatro cilindros.....	96
Figura 3.44	Recuadro de información de cargas de SAP2000.....	97

Figura 3.45	Estructura de la máquina con los pesos puntuales de varios elementos.....	98
Figura 3.46	Recuadros de información de cargas de SAP2000.....	99
Figura 3.47	Recuadros de información de cargas de SAP2000.....	100
Figura 3.48	Recuadros de información de cargas de SAP2000.....	101
Figura 3.49	Recuadro de información de cargas de SAP2000.....	102
Figura 3.50	Esfuerzos de Von Misses de la plancha de la Banda Acumuladora.....	103
Figura 3.51	Esfuerzos de Von Misses de la plancha de la Banda transportadora.....	104
Figura 3.52	Esfuerzos de Von Misses de las planchas del Soporte del Rollo de Polipropileno.....	106
Figura 3.53	Vista en 3D de los perfiles de la estructura de la máquina.....	107
Figura 3.54	Vista superior de los perfiles de la estructura de la máquina.....	107
Figura 3.55	Vista en 3D de la estructura deformada.....	109
Figura 4.1	Etapas de diseño y programación de construcción.....	110

ÍNDICE DE TABLAS

		Pág.
Tabla 1	Arreglos y dimensiones para el empaque de botellas de agua.....	11
Tabla 2	Arreglos y dimensiones para el empaque de botellas de gaseosas.....	11
Tabla 3	Matriz de decisión para selección de alternativa.....	19
Tabla 4	Intervalos de temperatura de reblandecimiento y fusión de algunos termoplásticos.....	32
Tabla 5	Cantidad de Engranés y Guías Deslizantes.....	65
Tabla 6	Parámetros de los Cilindros neumáticos.....	84
Tabla 7	Programación del diseño de la enfardadora.....	111
Tabla 8	Programación de la configuración del diseño.....	112
Tabla 9	Programación de la manufactura de la enfardadora.....	113
Tabla 10	Materiales y accesorios de la máquina enfardadora.....	114
Tabla 11	Comparación de precio de fabricación de la máquina enfardadora.....	116

ÍNDICE DE PLANOS

Plano 1	Máquina 3D
Plano 2	Empaquetadora Completa
Plano 3	Estructura General
Plano 4	Empujador
Plano 5	Soporte de Polipropileno
Plano 6	Soporte inferior de Polipropileno
Plano 7	Placa de Presión
Plano 8	Rótula de la Resistencia
Plano 9	Estructura de Banda Transportadora
Plano 10	Guía de Desgaste Transportadora
Plano 11	Estructura de Banda Acumuladora
Plano 12	Guía de Desgaste Acumuladora
Plano 13	Engrane
Plano 14	Eje cuadrado
Plano 15	Eje cuadrado Acumuladora
Plano 16	Deslizador de Empujador
Plano 17	Guía de la Barra
Plano 18	Guía de Resistencia
Plano 19	Bocín Regulador
Plano 20	Eje de Barra
Plano 21	Estructura de Resistencia
Plano 22	Base del Soporte
Plano 23	Bisagras
Plano 24	Chumacera
Plano 25	Eje Guía
Plano 26	Riel Guía
Plano 27	Guías Encarriladoras
Plano 28	Manubrio Ajustable
Plano 29	Montura Lateral de Soporte

Plano 30	Niveladoras Ajustables
Plano 31	Sensor de Carriles
Plano 32	Sistema de Freno
Plano 33	Soporte Lateral
Plano 34	Soporte para Guías
Plano 35	Soportes
Plano 36	Tubo de Soporte
Plano 37	Tubo Transversal
Plano 38	Unión Bandas

INTRODUCCIÓN

Como resultado del consumo masivo de productos, predominante en el mercado, el requerimiento de producción de las industrias es cada vez mayor. Debido a este crecimiento de la demanda las industrias necesitan producir más rápido disminuyendo los tiempos de los procesos y manteniendo iguales estándares de calidad en sus productos, esto conlleva a la sustitución de la mano de obra por sistemas automatizados que trabajen a mayor velocidad y precisión para lograr producir mayor cantidad de unidades por unidad de tiempo.

Analizando el caso particular de las industrias productoras de bebidas; dentro del proceso de producción tenemos el proceso de embalaje de las botellas. El embalaje consiste en agrupar las botellas de bebidas en diferentes arreglos dependiendo de la capacidad de cada botella, luego estos arreglos deben ser unidos de alguna forma para poder ser distribuidos a los consumidores. Para el proyecto que se analiza en esta tesis se utilizan películas termoencogibles para embalar las botellas.

Actualmente existen en el exterior máquinas que realizan el proceso de embalaje de botellas mediante películas termoencogibles, la mayoría de las

empresas dedicadas a la producción de bebidas en el país utilizan máquinas de procedencia norteamericana o europea. Uno de los principales objetivos de la presente tesis es promover el diseño y fabricación de una máquina enfundadora de botellas de flujo continuo con tecnología nacional que sea competitiva frente a las de procedencia extranjera. Al decir competitiva, se debe tener en cuenta los factores económicos y técnicos de la máquina, es decir, la máquina de fabricación nacional debe tener iguales o mejores características técnicas y debe ser más económica que las importadas.

En el desarrollo de la tesis se analizarán los antecedentes del proyecto, la descripción de una máquina enfundadora de botellas, las alternativas propuestas y selección de la mejor alternativa a ser diseñada y fabricada. Dentro del diseño se realiza el análisis de los sistemas mecánicos de la alimentación del producto y del empuje. También se describe el proceso de soldadura utilizado para formar los paquetes y se desarrolla el análisis estructural para el soporte de la máquina.

Además del diseño mecánico desarrollado se realiza un análisis económico del diseño y construcción de la máquina. Para esto se presenta el cronograma de construcción, los costos de diseño y construcción y por último se compara el costo total de nuestra máquina frente a los costos de las máquinas importadas.

De la presente tesis se espera lograr la fabricación de una máquina enfundadora de flujo continuo para botellas con igual o mejor nivel tecnológico que las importadas y a un precio mas accesible para el empresario local, de esta forma se estaría contribuyendo al desarrollo técnico industrial del país y se crearían mayores oportunidades para la aplicación del diseño mecánico en nuestro país.

CAPÍTULO 1

1. ANTECEDENTES

La economía neoliberal predominante en el mundo actual está logrando cada vez más que se abran las fronteras económicas de los países, creándose así nuevos mercados y por ende un crecimiento en las demandas de productos. Este crecimiento del mercado obliga a las industrias a ser más competitivas cubriendo la demanda de productos a mejores precios.

Para las industrias todo esto se traduce en lograr mayor producción en menor tiempo y disminuyendo costos. Esto conlleva a una tendencia cada vez mayor, la de la automatización, mediante la cual pueden lograr mayores volúmenes de producción a menores costos y en menor tiempo.

Para lograr la automatización de las industrias se crean máquinas que realizan los diferentes procesos que antes eran realizados a mano por el hombre. Estas máquinas están diseñadas para ser más eficientes y para

funcionar durante largos períodos de trabajo de tal forma que se mantiene una producción rápida y constante.

En las industrias existen gran diversidad de máquinas que se utilizan de acuerdo a la aplicación que se le quiera dar y al proceso que se requiere cubrir, en el presente trabajo se analizarán las máquinas utilizadas para el embalaje de botellas en la industria de bebidas.

1.1 Máquinas Empacadoras de Botellas.

Una máquina es un sistema de elementos dispuestos para transferir movimiento y energía de un modo predeterminado. En las máquinas empacadoras se transfiere movimientos y energía de tal forma que se produzca el envoltorio o empaqueo de determinado producto(s).

Existen en el mercado gran variedad de máquinas para empacar productos, el empaque se lo realiza con diversos materiales dependiendo del producto que se quiera empacar. El material del empaque puede ser un polímero, cartón, papel o metal. Para el caso del empaque de botellas se utiliza un polímero en forma de lámina con ciertas propiedades que se analizarán posteriormente.

Para realizar el empaque de botellas en el mercado existen diferentes tipos de máquinas diseñadas en distintas configuraciones de tal forma

que las botellas sean alimentadas hacia un dispositivo de envoltorio y sellado.

El principal tipo de máquina y el más utilizado en el mercado y en la mayoría de procesos de empaque es el de flujo continuo. Para el proceso de empaque de botellas se utilizan principalmente las de tipo flujo continuo horizontal. En la figura 1.1 podemos observar una máquina empacadora de botellas del tipo flujo continuo horizontal.



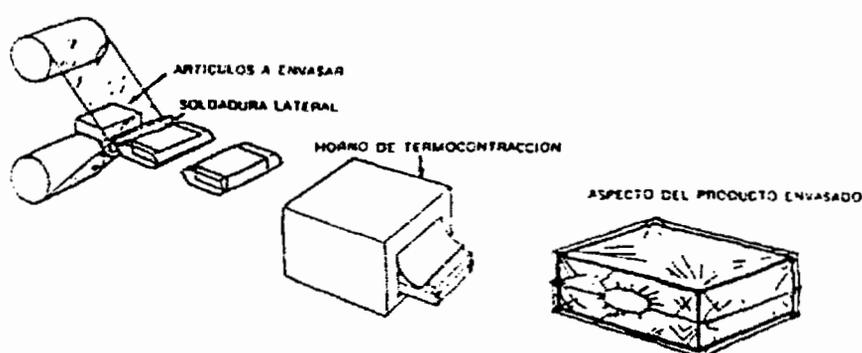
FIGURA 1.1 MÁQUINA DE FLUJO CONTINUO HORIZONTAL

1.2 Descripción del Proceso de Empaque de Flujo Continuo Horizontal.

Las máquinas de flujo continuo deben su nombre a como se desarrolla el proceso de empaque del producto; la máquina crea una manga de

plástico partiendo de un lámina flexible y el producto lo atraviesa hasta alcanzar una mordaza que delimita el principio y el final del paquete.

El proceso de empaque de flujo continuo horizontal básicamente, mostrado en la Figura 1.2, es el siguiente: el producto a ser empacado se transfiere a través de una cadena transportadora hasta un cilindro neumático empujador. Este cilindro empuja el arreglo de botellas contra las láminas de polímero que son alimentadas por dos rodillos que se ubican en la parte superior e inferior de la máquina. Luego, una mordaza compuesta por una resistencia eléctrica, es empujada por un cilindro neumático y suelda las películas termoencogibles alrededor del paquete de botellas. Posteriormente el paquete debe ingresar a un túnel de termocontracción para obtener el embalaje requerido para las botellas.



**FIGURA 1.2 PROCESO DE EMPAQUE DE FLUJO CONTINUO
HORIZONTAL**

La alimentación de la lámina termoencogible es realizada por medio de un motor eléctrico que se acciona por efecto de un sensor. Se debe ajustar la velocidad de la mordaza con la velocidad de avance de la lámina porque si el tubo de lámina es muy rápido y la mordaza muy lenta el producto choca con la misma, mientras si la mordaza va más rápido que el avance del tubo de lámina, acaba con romper la lámina o estirla demasiado.

Con la evolución de la tecnología las máquinas de flujo continuo han introducido la electrónica para el control de las operaciones permitiendo la regulación de todos los parámetros antes descritos desde un panel de mando digital.

Las máquinas más sofisticadas equipadas con servomotores permiten introducir las dimensiones del paquete y se ajustan automáticamente en base a la programación.

Otro elemento básico de las máquinas de flujo continuo es el centrado de la impresión del material de envolvimiento cuando este tiene características gráficas específicas; para esta tarea se complementa la máquina con una fotocélula que lee unas marcas negras que el

fabricante del material realiza para determinar el principio y el final del área de impresión.

Hoy en día se requiere también el marcaje de la fecha de fabricación o caducidad del producto y con este fin se instalan sobre las máquinas unos sistemas de marcaje por transferencia térmica o también sistemas de marcaje por inyección de tinta.

1.3 Especificaciones y Requerimientos del Proceso.

Para garantizar un correcto embalaje de las botellas se debe tener en cuenta los principales parámetros que influyen en el proceso, además de los requerimientos de producción que deben ser cumplidos por la máquina.



FIGURA 1.3 EMBALAJE DE BOTELLAS

En la figura 1.3 se aprecia la presentación de los diferentes tipos de envases durante su embalaje.

Los principales parámetros que deben ser analizados son los siguientes:

- La producción requerida de paquetes por unidad de tiempo.
- Velocidad de transportación.
- Características del material termoencogible.

1.3.1 Producción Requerida de Paquetes por Unidad de Tiempo.

La cantidad de producción de botellas depende principalmente del tipo de máquina llenadora que se tenga, en base a la velocidad de llenado de botellas se determina con que velocidad se va empacar los diferentes arreglos de botellas.

La producción de paquetes también depende de las dimensiones del paquete, para las diferentes presentaciones de las botellas existen diferentes arreglos de empacado. A continuación se presenta una tabla donde se indica los arreglos que se producen para las industrias de envasado de agua y de gaseosas.

TABLA 1
ARREGLOS Y DIMENSIONES PARA EL EMPAQUE DE
BOTELLAS DE AGUA

PRESENTACIÓN	ARREGLO	DIMENSIONES(MM)
2 litros	3x2	270x180x330
1 litro	3x2	240x160x300
0.5 litro	4x3	240x180x210
0.5 litro	6x4	360x240x210

TABLA 2
ARREGLOS Y DIMENSIONES PARA EL EMPAQUE DE
BOTELLAS DE GASEOSAS

PRESENTACIÓN	ARREGLO	DIMENSIONES(MM)
3 litros	3x2	330x220x360
2 litros	3x2	270x180x360
1 litro	3x2	240x160x330
0.5 litro	4x3	240x180x240
0.5 litro	6x4	360x240x240

Tomando en cuenta las dimensiones de los paquetes y la producción promedio de una envasadora local, se ha estimado un valor 20 paquetes/min. , este valor está sustentado conociendo las cantidades de producción de la industria local de bebidas.

1.3.2 Velocidad de Transportación.

La velocidad de transportación se calcula conociendo la cantidad de producción de paquetes por minuto y las dimensiones de cada paquete. Se toman en cuenta las dimensiones del paquete más grande:

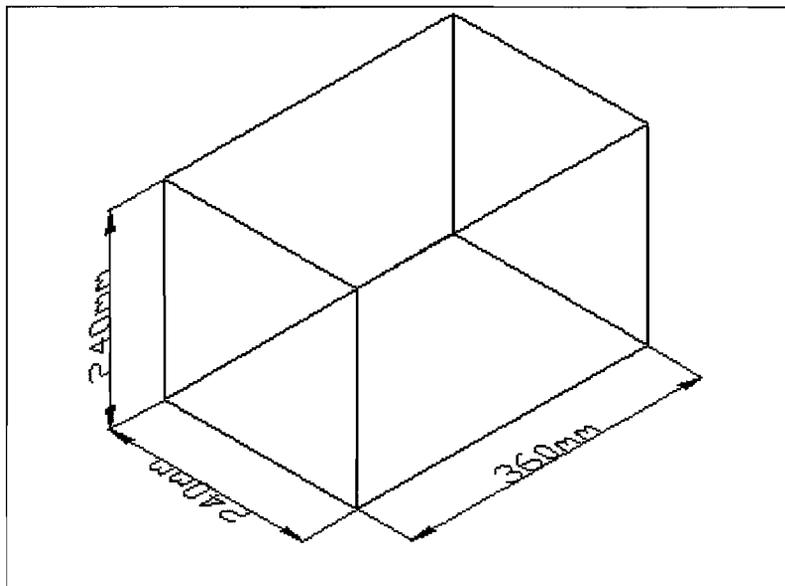


FIGURA 1.4 DIMENSIONES DE PAQUETE MÁS GRANDE

Tomando en consideración un proceso de empaque de 20 paquetes/min con un tiempo aproximado de 3 seg., por ciclo para que sea factible realizar 20 ciclos en 60 seg.

Se considera 15m/min. de velocidad máxima de la banda transportadora debido a que el catálogo de bandas transportadoras INTRALOX recomienda que no se exceda esta velocidad para transportadores que arrancan con acumulación de producto y si se usan motores que no son de arranque suave.

Consideramos la velocidad máxima permisible debido a que el tiempo del proceso de empaque debe ser el menor posible.

$$t = \frac{e}{v} \quad \text{Ec. 1.1}$$

t = tiempo

e = espacio

v = velocidad

$$t = \frac{0.36m}{15m/\text{min}} = 0.024 \text{ min}$$

$$t = 1.44 \text{ seg}$$

Con una velocidad de 15m/min se tarda 1.44 seg. la banda transportadora en desplazar las botellas hasta el cilindro empujador. Para un ciclo que tarda 3 seg. y que la banda se tome casi el 50% del tiempo es algo factible. El tiempo que falta del ciclo se analiza con mayor detalle en el capítulo 3.

De esta manera se determina la velocidad a la cual deben ser transportadas las botellas por medio de la banda transportadora.

Las características del material termoencogible son un parámetro que cumple una función muy importante en el proceso, estas características tienen mucha influencia en el proceso de sellado y termocontracción. Estas características del material serán analizadas con mayor detalle en el capítulo 2.

CAPÍTULO 2

2. DESCRIPCIÓN DE LA MÁQUINA Y ALTERNATIVAS PROPUESTAS.

En el presente capítulo se plantearán y posteriormente se analizarán las alternativas más factibles para obtener una máquina empacadora de botellas. Para la selección de la alternativa que mejor se ajuste al cumplimiento de las necesidades de la aplicación, se deben tomar en cuenta principalmente los parámetros técnicos descritos en el capítulo 1 y el aspecto económico que será el factor determinante para que la máquina sea adquirida por las industrias locales.

Una vez seleccionada la mejor opción, se procederá a describir cada uno de sus sistemas componentes, para esto se determinará cuales son los mecanismos y elementos que intervendrán en cada proceso. Para cada sistema se describirá el principio mecánico de funcionamiento, de tal

forma que en el capítulo siguiente se realice el diseño de cada mecanismo descrito.

2.1 Alternativas de solución.

Para la adquisición de una máquina empacadora de botellas se presentan dos alternativas: adquirir una máquina de importación o una de fabricación nacional. Cada alternativa presenta sus ventajas y desventajas, las cuales se las cita a continuación.

2.1.1 Adquisición de la máquina en el exterior.

En la mayoría de las industrias del país, donde se utilizan este tipo de máquinas empacadoras, se ha optado por comprarlas en el exterior a fabricantes extranjeros. El motivo de esta tendencia se debe en gran parte por la falta de desarrollo tecnológico nacional, es decir, no existe oferta local de máquinas competitivas frente a las importadas.

La importación de estos equipos tiene sus beneficios y desventajas, entre los más importantes tenemos:

- ❖ El empresario adquiere una máquina la cual ha sido probada anteriormente y conoce cual es su rendimiento y resultados en producción.
- ❖ A los costos propios de fabricación de la máquina hay que agregarle los costos por transporte y de importación, lo cual encarece el producto.
- ❖ Los tiempos de entrega son mayores debido a la transportación y desaduanización.
- ❖ Los servicios de asistencia técnica y repuestos, la mayoría de veces no están disponibles localmente.
- ❖ La economía del país se ve perjudicada debido a la salida de divisas a otros países y la falta de fuentes de trabajo.

Los puntos antes citados deben ser comparados con las ventajas y desventajas de producir la máquina en el país.

2.1.2 Fabricación de la máquina en el país.

La otra opción que se ha considerado es la de fabricar la máquina en el país, analizando los beneficios y desventajas que presenta esta alternativa para compararla con la importación.

Los principales aspectos a considerar son los siguientes:

- Puede existir un poco de resistencia por parte de los empresarios en adquirir una máquina de fabricación nacional, debido a que ya conocen las máquinas de importación y se acostumbran a adquirirlas a un determinado proveedor. Además, algunos tienen la idea de que si es del exterior es de mejor calidad.
- La fabricación local de la máquina puede generar la reducción en el costo final del producto, debido a la mano de obra más barata y se eliminan los gastos de transporte e importación.
- Se incentiva el desarrollo de la industria técnica nacional.
- Se crean más fuentes de trabajo.
- Evitamos la fuga de divisas hacia el exterior ayudando así al desarrollo micro y macroeconómico del país.
- Fabricando una máquina que sea competitiva tanto técnica como económicamente con las importadas, se crearía en el empresario, el hábito y la confianza de consumir el producto de fabricación nacional.

2.2 Matriz de decisión.

Para la selección de la alternativa más adecuada, se deben tomar en cuenta los aspectos técnicos y económicos de cada propuesta y compararlos. Como partimos de la base de que se diseñará una máquina nacional de igual calidad que una importada, hemos decidido ponderar los aspectos de servicios técnicos y socioeconómicos.

A continuación se plantea una matriz de decisión, en la cual se evalúa los siguientes puntos:

TABLA 3
MATRIZ DE DECISIÓN PARA SELECCIÓN DE ALTERNATIVA

PUNTOS A CONSIDERAR	MÁQUINA	
	IMPORTADA	NACIONAL
TIEMPO DE ENTREGA	MAYOR	MENOR
DISPONIBILIDAD DE SERVICIO TÉCNICO Y REPUESTOS	DEMORADA	INMEDIATA
GENERACIÓN DE EMPLEOS Y DIVISAS	BAJA	ALTA
COSTO	ALTO	MEDIO

A partir de la matriz de decisión podemos observar que es mucho más conveniente fabricar la máquina localmente que adquirirla en el exterior. Podemos observar además, que se beneficia la economía del país con la generación de fuentes de trabajo y de divisas.

2.3 Sistemas que componen al equipo enfardador.

Los sistemas que componen al equipo enfardador son:

Sistema de alimentación.- En las industrias se utilizan diversos sistemas de transportación, para lo cual se debe seleccionar el medio más adecuado para el transporte de las botellas. Los transportadores son en forma elemental sistemas de movimiento horizontal, de trayectoria fija y velocidad constante para manejo de materiales. Este sistema se detalla en la siguiente sección.

Sistema de empuje.- La principal función del sistema de empuje es la de cambiar la dirección de los elementos transportados, para de esta forma, llevarlos hacia el sistema de sellado. Se puede hacer que un material en tránsito cambie de dirección por diferentes medios, se puede hacer que de vuelta por medio de una curva, se puede utilizar una sencilla intersección o traslape a determinado ángulo, se puede utilizar un sistema de empuje para cambiar de dirección, etc., como podemos ver en la Figura 2.1.

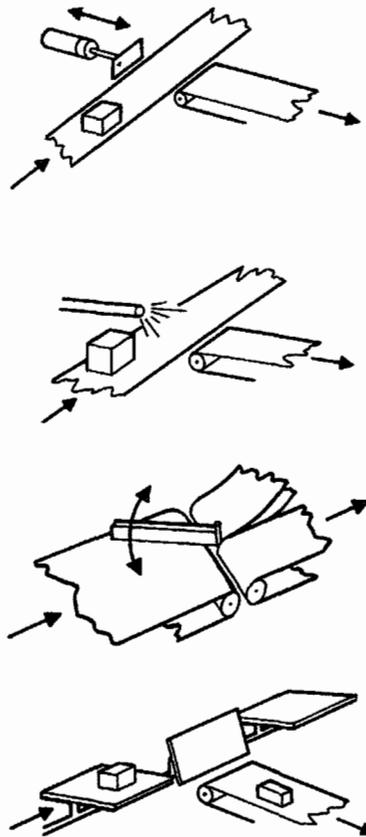


FIGURA 2.1 SISTEMAS DE EMPUJE

Sistema de soldadura.- Este sistema será detallado en la sección 2.6.

2.4 Descripción del sistema de alimentación.

Los transportadores se utilizan no sólo para trasladar material sino para almacenarlo o retenerlo durante el proceso. Pueden ser rectos, curvos, de cuadro o bucle cerrado, irreversibles o reversibles. Algunos tipos son:

- De banda

- Cable de arrastre
- Cadena
- De cangilones
- Carro sobre vía
- Carrusel
- Espiral
- De faldón
- De gusano
- Hidráulico

Los transportadores se utilizan a menudo como componentes integrales de sistemas de ensamble. Llevan el material necesario a la velocidad adecuada a cada operario o máquina, y luego, al siguiente operario o máquina en la secuencia del proceso.

Para el transporte de cargas ligeras a cortas y medianas distancias lo más práctico y recomendable es utilizar transportadores de banda articulada.

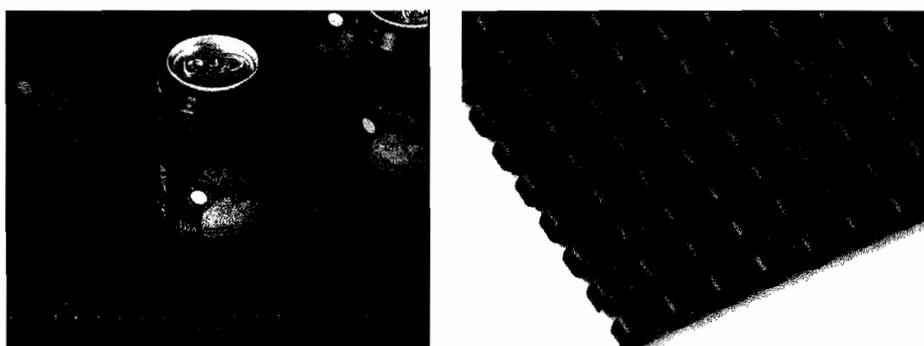


FIGURA 2.2 TRANSPORTADOR DE BANDA ARTICULADA

Este sistema de transporte consta básicamente de una banda articulada apoyada sobre una superficie adecuada para disminuir la resistencia por fricción (guía de deslizamiento), las guías de deslizamiento están apoyadas sobre guías de acero soldadas al chasis del transportador; varillas que sirven como guías para direccionar los elementos a transportar y de rodillos que ayudan al movimiento de la banda.

Las bandas se fabrican de acero al carbono, acero inoxidable, polipropileno, polipropileno compuesto, polietileno, acetal, acetal EC, FR-TPES, nylon, nylon HR o de polímeros de acetal con componentes autolubricantes mejorados. Las guías de deslizamiento de la banda, por lo general, son fabricadas de un material polímero con bajo coeficiente de fricción, lo cual podemos apreciar en la Figura 2.2 y 2.3.



FIGURA 2.3 GUÍA ESTÁNDAR DE DESLIZAMIENTO DE LA BANDA



**FIGURA 2.4 TRANSPORTACIÓN DE BOTELLAS MEDIANTE
BANDA ARTICULADA**

2.5 Descripción del sistema de empuje

El empujador desviador consta básicamente de un cilindro neumático, la base para el cilindro, la superficie de empuje y de elementos guías. Cuando se lo acciona, el empujador avanza y mueve el artículo hacia el sistema de sellado.

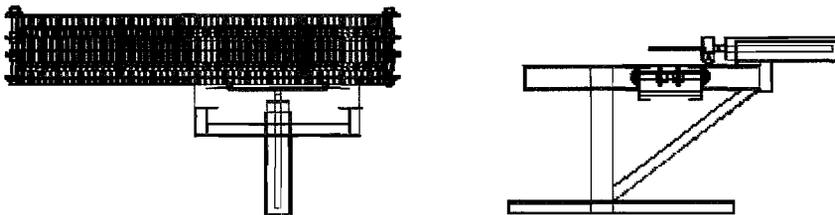


FIGURA 2.5 EMPUJADOR DE CILINDRO NEUMÁTICO

La base del cilindro está sostenida sobre el chasis de la máquina, la selección del cilindro se los realiza en el siguiente capítulo.

2.6 Principio de funcionamiento del sistema de soldadura.

El sistema de soldadura consta de una mordaza provista de una resistencia eléctrica, la cual provee el calor necesario para obtener el sellado de la lámina, la mordaza es accionada por un cilindro neumático.

La lámina termoencogible es alimentada por dos rodillos ubicados en las partes superior e inferior respectivamente. Además, el sistema está provisto de un mecanismo neumático para sujetar los paquetes; este mecanismo es guiado por una varilla de acero y ejerce presión sobre el arreglo de botellas que se van a embalar. En la Figura 2.6 se expone el Sistema de Sellado.

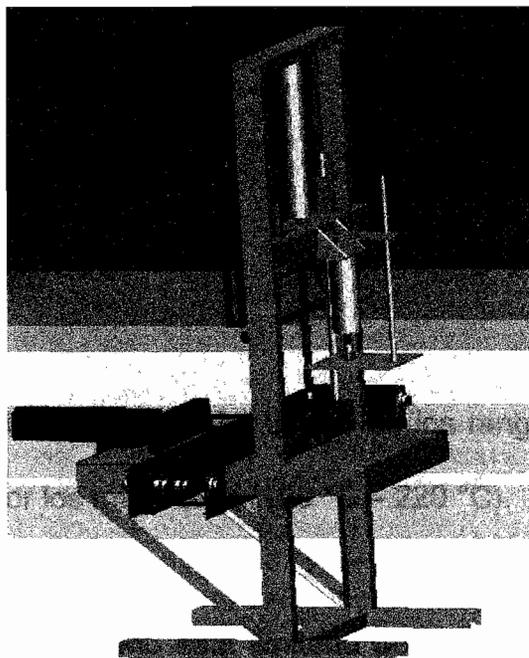


FIGURA 2.6 SISTEMA DE SELLADO

2.6.1 Descripción del material utilizado para el envoltorio.

Para el buen funcionamiento de los materiales en las líneas de empaque, las siguientes propiedades son fundamentales:

- ✓ Sellabilidad
- ✓ Resistencia a la tensión
- ✓ Elongación
- ✓ Coeficientes de deslizamiento

Sellabilidad.

La sellabilidad o soldadura de los materiales de empaque depende de tres variables:

- Temperatura
- Presión
- Tiempo

La temperatura puede variar dentro de los rangos de resistencia admitidos por los materiales (120 °C – 220 °C).

La presión de sellado está limitada por la resistencia mecánica del material.

El principal propósito de la presión es garantizar una buena forma de soldadura entre las dos láminas.

Normalmente el rango de presión oscila entre 30 y 50 N/cm^2 .

El tiempo de sellado en las máquinas de hoy es el factor limitante para aumentar las velocidades.

Los mejores resultados de sellado se obtienen a la temperatura y presión óptima en el correspondiente tiempo.

En los casos de laminaciones con papel, el tiempo de sellado es particularmente largo porque el papel es mal conductor de calor.

Resistencia a la tensión.

El sistema de avance del material de empaque a través de la máquina es por rodillos, pero siempre desde el extremo de la bobina por lo que el material debe soportar la fuerza tanto para vencer la fricción de las partes en contacto con la máquina como el peso mismo de la bobina.

Elongación.

La deformación del material puede traer consecuencias, tanto en el funcionamiento de la máquina como en la presentación del empaque.

Coefficientes de deslizamiento.

En máquinas de flujo continuo es muy importante tener en consideración que la resistencia que encuentre el material para deslizarse afectará el funcionamiento de la máquina.

El valor aceptable para este tipo de máquinas tiene un rango de 0.09 hasta 0.32 dependiendo del material de la banda y si es lubricada o no.

Los materiales comúnmente utilizados para realizar el envoltorio son el papel y láminas de plástico. Los plásticos termoplásticos se pueden fundir y refundir varias veces para darles forma, por lo tanto son reciclables. Los plásticos al ser calentados aumentan la energía de sus moléculas, y se reducen las fuerzas de atracción entre ellas, de esta forma se vuelven más deformables o plásticos.

Una vez enfriados recuperan sus propiedades mecánicas, algunos termoplásticos son:

Polietileno.- Por su naturaleza requiere de más temperatura que el PVC u otros materiales, por lo que las resistencias están

preparadas para alcanzar rangos de temperatura de 200 a 250 °C.

Generalmente, esta película por ser gruesa se utiliza para envoltura de paquetes pesados como empaques en cajas de cartón tipo charola conteniendo botellas con agua.

Cloruro de polivinilo (PVC).- Es un material originalmente rígido pero se puede hacer más flexible añadiendo plastificantes. Debido a que resulta tóxico se ha dejado de usar para botellas de agua y refrescos.

La contracción del film de PVC, a diferencia de otros plásticos, como el polietileno, se logra a temperaturas de 90 °C, característica importante para el empaque de productos sensibles al calor.

2.6.2 Análisis térmico del sistema.

Las propiedades térmicas de los materiales termoplásticos dependen esencialmente de si son amorfos o cristalinos. Los

polímeros amorfos, al ser calentados comienzan a reblandecerse hasta que en un cierto intervalo de temperaturas característico comienzan a fluir. Para los polímeros cristalinos, los intervalos de fusión son más estrechos pero siguen siendo menos definidos que en los compuestos de bajo peso molecular. Si el calentamiento prosigue se obtiene la descomposición.

Los materiales termoestables y elastómeros se descomponen antes de fluir. Este tipo de comportamiento puede servir de pauta para identificar a un termoestable curado.

La razón de estos cambios de aspecto de los polímeros al variar la temperatura es la siguiente. Podemos imaginar al polímero como una maraña de cadenas «congeladas». Al aumentar la temperatura algunos trozos de esas cadenas adquieren movilidad sin que puedan desplazarse libremente unas respecto de las otras. Esta situación es conocida como de flujo viscoso y a la temperatura a la cual ocurre se le denomina temperatura de transición vítrea. Para algunos materiales plásticos resulta difícil determinarla porque es inferior a la temperatura ambiente y es

preciso recurrir a técnicas instrumentales como las de análisis térmico diferencial, medida de propiedades dinámicas,... etc.

TABLA 4
Intervalos de temperatura de reblandecimiento
y fusión de algunos termoplásticos

Termoplástico	Fusión (° C)
Poliacetato de vinilo	35-85
Poliestireno	70-115
Policloruro de vinilo	75-90 (reblandece)
Polietileno, densidad 0.92 g/cm ³	alrededor de 110
Polietileno, densidad 0,94 g/cm ³	alrededor de 120
Polietileno, densidad 0,96g/cm ³	alrededor de 130
Polibuteno-1	125-135
Policloruro de vinilideno	115-140 (reblandece)
Polimetacrilato de metilo	120-160
Acetato de celulosa	125-175
Poliacrilonitrilo	130-150 (reblandece)
Polióxido de metileno	165-185

Polipropileno	160-170
Nailon 12	170-180
Nailon 11	180- 190
Politrifluorcloroetileno	200-220
Nailon 6,10	210-220
Nailon 6	215-225
Polibutilentereftalato	220
Policarbonato	220-230
Poli-4-metilpenteno-I	240
Nailon 6,6	250-260
Polietilentereftalato	250-260

*Elaborado por: Simonds/Ellis/Bigelow.

El calor necesario para elevar la temperatura de la película y lograr el sellado de la misma, es suministrado por la mordaza tipo cortina. Esta mordaza esta provista de una resistencia eléctrica, que entra en contacto con el film, así tenemos que el proceso de sellado se representa mediante la siguiente ecuación:

$$Q_{ELEC.} = E_{CONTRACC.} + Q_{CONVECC.} \quad \text{Ec. 2.1}$$

Donde representamos que el calor suministrado por la resistencia eléctrica ($Q_{ELEC.}$) es igual a la energía de contracción de la película de polietileno ($E_{CONTRACC.}$) más el calor disipado por convección ($Q_{CONVECC.}$). En el capítulo siguiente se realizará el análisis por transferencia de calor para determinar la energía necesaria para obtener el sellado del material.

2.6.3 Mecanismos involucrados en el sistema.

En el sistema de soldadura están involucrados tres mecanismos principales:

- Mecanismo de la mordaza.
- Mecanismo de sujeción.
- Mecanismo de alimentación de la lámina de polietileno.

El mecanismo de movimiento de la mordaza consta de un cilindro neumático conectado a la mordaza, que se traslada a lo largo de dos guías de acero. La carrera del cilindro es la que determina el desplazamiento de la mordaza, la cual se puede apreciar en la Figura 2.7:

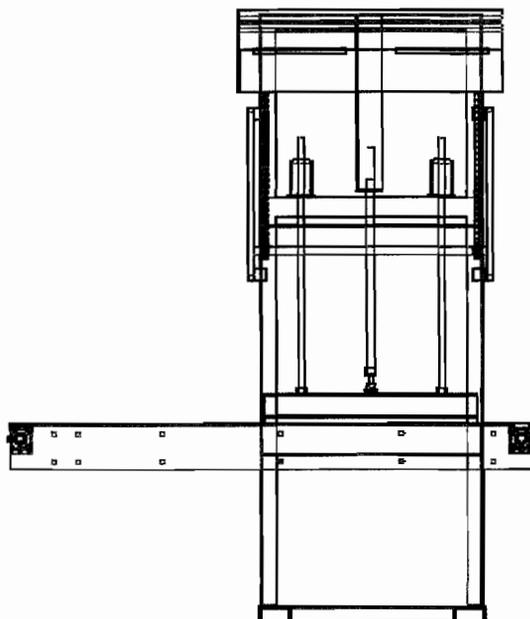


FIGURA 2.7 MECANISMO DE DESPLAZAMIENTO DE LA MORDAZA

El mecanismo de sujeción, Figura 2.8, está formado por un cilindro neumático, acoplado a una placa metálica que es la que servirá para sujetar el paquete de botellas y evitar que este se mueva. El conjunto se desplaza a lo largo de una varilla guía.

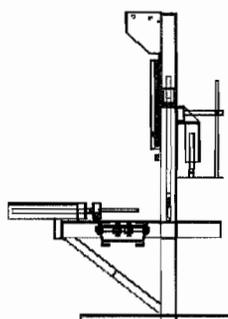
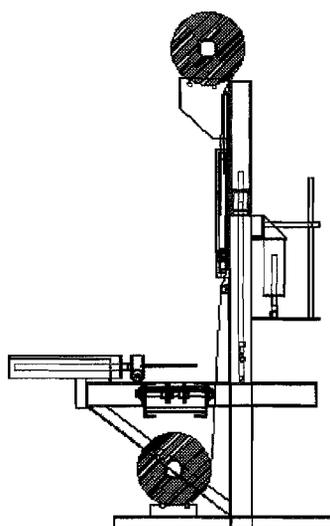


FIGURA 2.8 MECANISMO DE SUJECIÓN

Por último el mecanismo de alimentación de la lámina está formado por dos rodillos provistos en la parte superior e inferior de la máquina, expuesto en la Figura 2.9. La velocidad de alimentación de la lámina está regulada por medio de un sensor que acciona el motor de los rodillos.



**FIGURA 2.9 ALOJAMIENTO DEL RODILLO SUPERIOR E
INFERIOR**

CAPÍTULO 3

3. ANÁLISIS Y DISEÑO DE LA MÁQUINA ENFARDADORA

3.1 Diseño de forma de la máquina enfardadora

Las máquinas enfardadoras de botellas han ido evolucionando debido a que la demanda está en constante crecimiento y esto conlleva a un aumento de la producción y por lo tanto también se deben empaquetar mayor cantidad de botellas.

En lo que concierne a la alimentación del producto, las botellas son movilizadas mediante una banda transportadora hasta el lugar donde van a ser acumuladas, la forma de acumular las botellas ha ido evolucionando poco a poco hasta llegar a ser completamente automatizado.

El método más antiguo de acumular las botellas era mediante una placa inactiva que iba recibiendo las botellas mediante estas iban llegando, otro método más moderno consistía en una placa circular rotativa que iba almacenando las botellas y a su vez se iban organizando uniformemente debido al movimiento rotatorio de la placa circular, luego el operador manualmente iba posicionando las botellas en la banda de la máquina empacadora, ambos casos se exponen en la Figura 3.1:

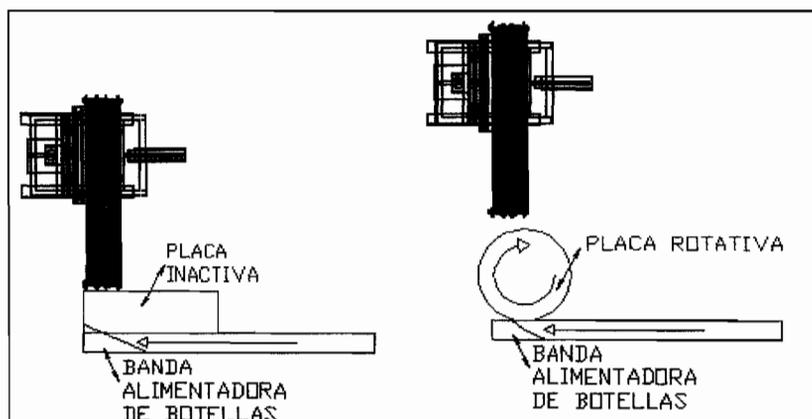


FIGURA 3.1: MÉTODO ANTIGUO DE ACUMULACIÓN DE BOTELLAS.

Un mejor método consiste en cambiar la placa inactiva o la placa rotativa por una banda acumuladora. Este nuevo método alimenta la máquina empacadora de manera automática.

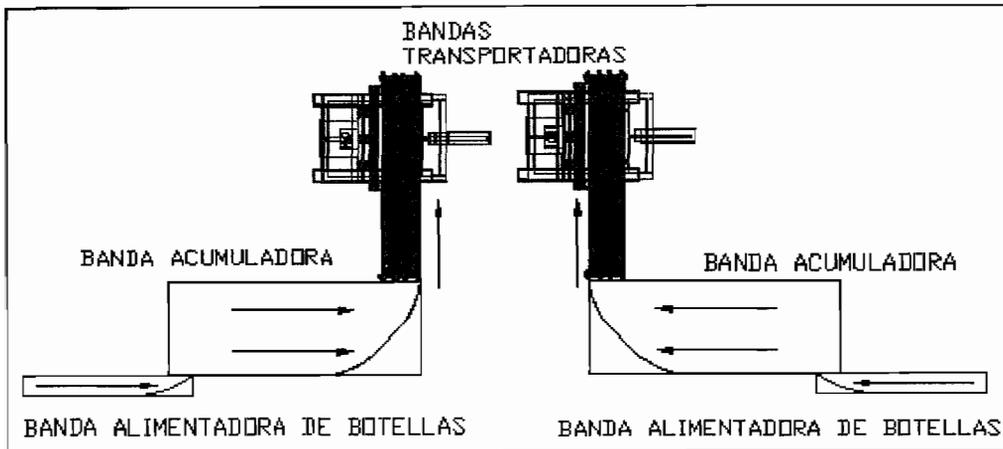


FIGURA 3.2: ESQUEMA DE LA BANDA ACUMULADORA.

Al transferir los envases desde la banda acumuladora hasta la banda transportadora de la máquina empacadora hay que tener en cuenta que ocurre un cambio brusco de dirección de 90° . Al transferir envases en líneas de bebida de un transportador a otro situado en un ángulo de 90° , se suelen utilizar rieles guía de radio completo con placas inactivas que soportan el espacio entre los transportadores de entrega y de desalojo. Los envases que se mueven por el riel guía de radio completo ejercen una gran presión en el riel (“Figura 3.3: Curvas del riel guía de radio completo”) y en cada uno de los demás, lo que suele provocar daños en el envase. Las fuerzas de la presión alcanzan su máximo al final de la curva externa, cuando los envases se mueven en la placa inactiva.

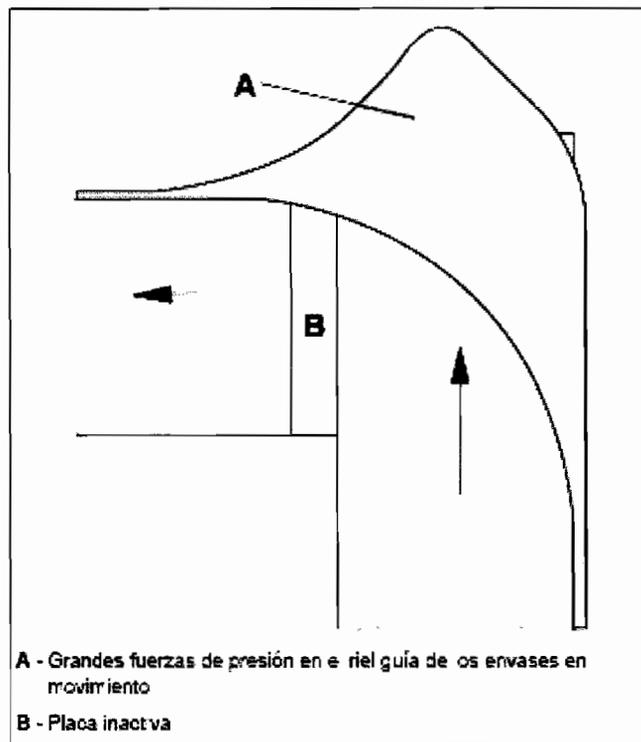


FIGURA 3.3: CURVAS DEL RIEL GUÍA DE RADIO COMPLETO

Una solución para este cambio de dirección de 90° entre bandas es usar guías de forma parabólica. La guía en forma parabólica ha sido diseñada por un ingeniero de la industria de la bebida para conseguir una mejor distribución de las fuerzas de la presión del envase en el riel guía externo. En “Figura 3.4: Curvas del riel guía en forma parabólica” aparecen las fuerzas distribuidas de forma más uniforme. Esto implica que hay muchas menos posibilidades de que el envase sufra daños en el riel externo.

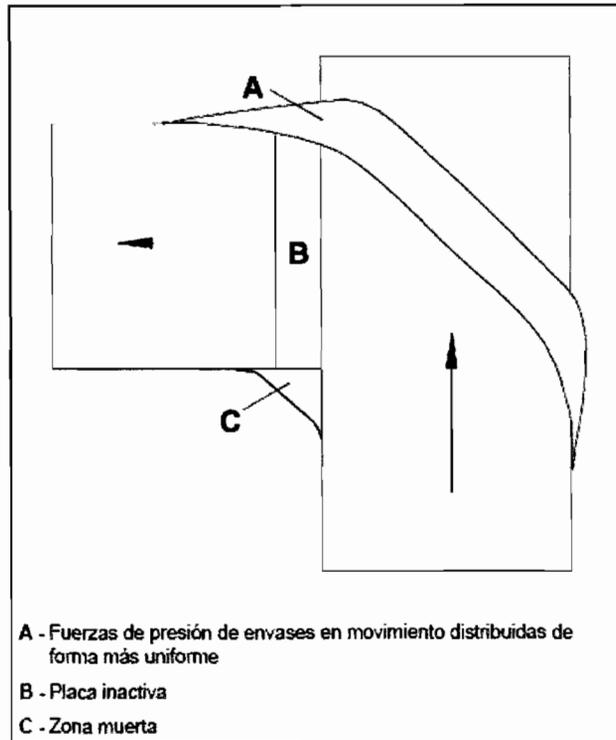


FIGURA 3.4: CURVAS DEL RIEL GUÍA EN FORMA PARABÓLICA

Para poder dimensionar la banda transportadora acumuladora se considera un arreglo de 4×3 botellas de 500 cc que tienen un diámetro de 6 cm. Nuestro objetivo es que la banda pueda acumular botellas durante 3 minutos si por algún motivo dejó de funcionar la máquina empacadora, como nuestra máquina tiene una capacidad para empacar 20 paquetes/min la cantidad de botellas que tendrían que caber en la banda acumuladora se la calcula de la siguiente manera:

$$(3\text{min.}) \times (20\text{paquetes/min.}) \times (12\text{botellas/paquete}) = 720 \text{ botellas}$$

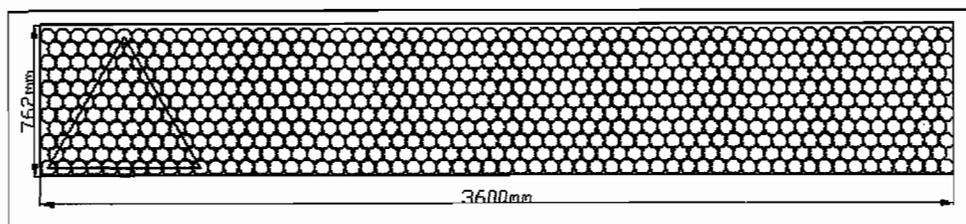


FIGURA 3.5: DIMENSIÓN DE LA BANDA TRANSPORTADORA ACUMULADORA

Para poder almacenar 720 botellas con un diámetro de 60 mm se necesita una banda transportadora de 3.6m de largo por 0.69m de ancho, la cual almacena 775 botellas en su superficie total. Se ha sobredimensionado un poco la banda debido a que los rieles que dirigen la dirección de las botellas disminuyen la superficie de almacenamiento.

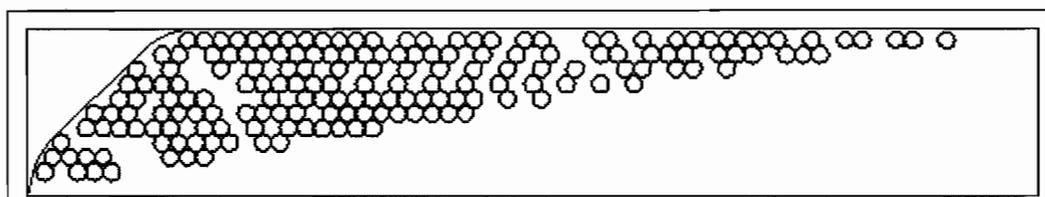


FIGURA 3.6: BANDA ACUMULADORA EN FUNCIONAMIENTO

Para dimensionar la banda transportadora que está incorporada en la máquina hay que tomar en cuenta las medidas de nuestros paquetes, y el crítico sería el de 360×240×240 mm que ya hemos mencionado con anterioridad. Como nuestro arreglo de botellas tiene un ancho

máximo de 240 mm y si le agregamos 40 mm más de margen a cada lado, vamos a tener una banda transportadora con un ancho total de 320 mm, el ancho de banda estándar correspondiente tendría una medida de 330,2mm.

Ahora para dimensionar el largo de la banda consideramos que nuestra necesidad a cubrir son 20 paquetes/min, entonces vamos a tener un promedio de casi 4 paquetes al mismo tiempo transportándose por la banda. La longitud total a estimar por cada paquete sería de 360 mm, si multiplicamos $360 \text{ mm} \times 4$ obtenemos una longitud de 1.440 mm. El resultado obtenido de 1.440 mm de largo de la banda es un resultado teórico, pero también hay que considerar que en la práctica las láminas de acero inoxidable que venden en nuestro mercado tienen una medida estándar de 2.440×1.220 mm, y hay que cortarlo de tal manera que se pueda usar los pedazos restantes. En la Figura 3.7 podemos ver que se lo pueden cortar pedazos de 1.220×167.7 mm o 1.840×167.7 mm, la medida que nos convendría sería la de 1.840×167.7 mm. Entonces podemos observar que el largo de la banda sería de 1.840mm.

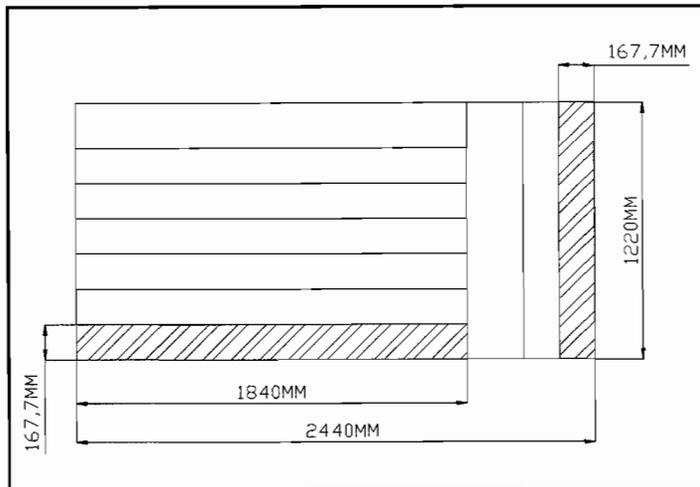


FIGURA 3.7: CORTES EN LÁMINA DE ACERO INOXIDABLE

Entonces nuestra banda transportadora quedaría con una longitud de 1.840×330.2 mm como muestra la Figura 3.8.

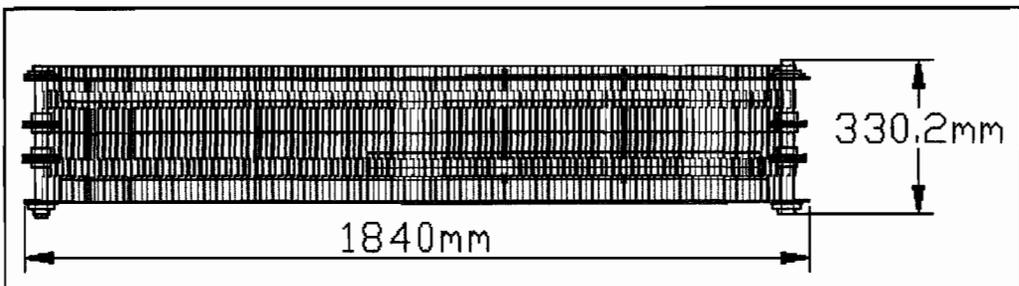


FIGURA 3.8: LONGITUD DE LA BANDA TRANSPORTADORA

Otro factor muy importante es a que altura va a quedar la banda transportadora. Si consideramos un obrero de altura promedio que mida 1.700mm y para su comodidad y correcto manejo de la maquinaria colocamos la banda transportadora a un 40% de su

estatura, nos daría como resultado 680 mm. Según nuestras consideraciones 660 mm midiendo desde el piso hasta la banda transportadora sería la medida correcta, lo cual se aprecia en la Figura 3.9.

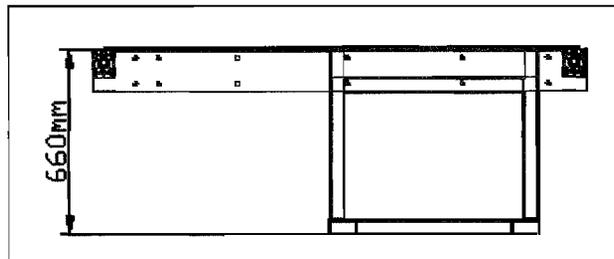


FIGURA 3.9: ALTURA DE LA BANDA TRANSPORTADORA

Algunas mejoras adicionales que ayudarían mucho en el desempeño de esta maquinaria es poder automatizarla, para lograr automatizar la máquina empacadora se han integrado algunos mecanismos en la banda transportadora para de esta manera poder controlar el flujo de botellas hacia la zona de empacado.

Las mejoras en la banda transportadora son las siguientes: Instalar carriles para direccionar las botellas, integrar un mecanismo de frenado para agruparlas, poner un sensor de banderines de manera que indique cuando los carriles de botellas están completos y un sensor de final de carrera al final de la banda.

Lo primero que se diseña para incorporar los carriles a la banda transportadora son las bases y luego los carriles en sí. Las bases para los carriles son rectangulares y tienen una altura de 40 cm medida desde la superficie de la banda hacia arriba para dejar un buen margen para los paquetes cuya altura máxima es de 36 cm. Los carriles constan de una placa metálica rectangular de 1,5 mm de espesor y 7 cm de altura y están sujetos a la base por dos tubos de 1,5 cm de diámetro y 38 cm de altura, pueden variar de 2 a 4 carriles y fueron diseñados para ser muy flexibles y de esta manera aceptar diferentes diámetros de botellas.

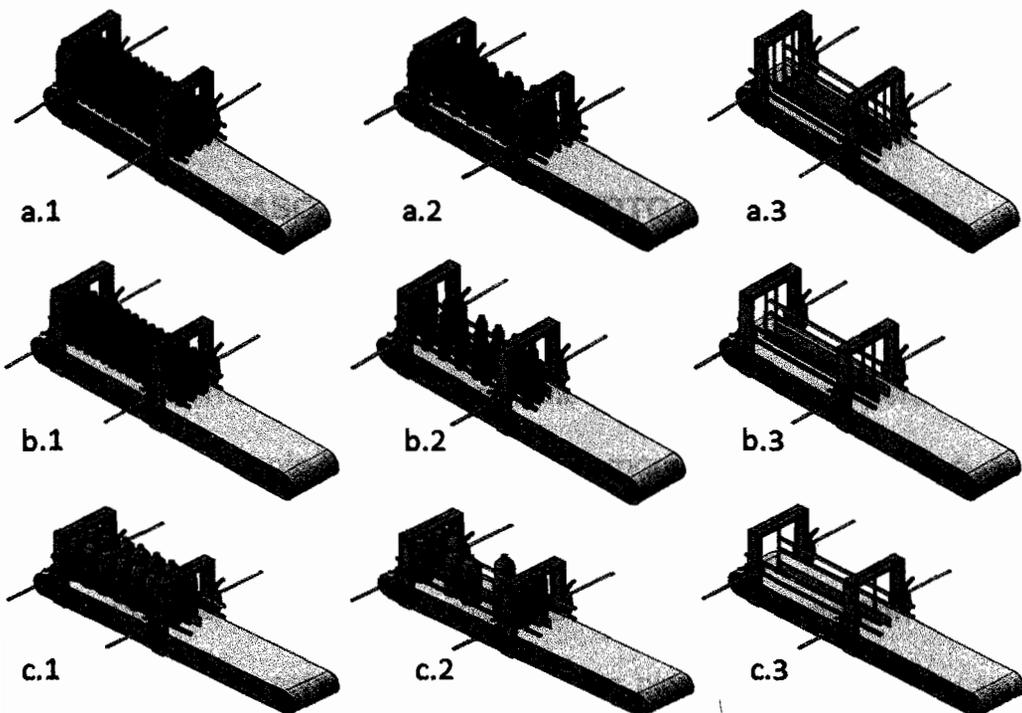


FIGURA 3.10: DISEÑO DE CARRILES. a) CUATRO CARRILES, b) TRES CARRILES, c) DOS CARRILES.

El mecanismo de frenado que agrupa a las botellas consta básicamente de un cilindro neumático de 4 cm de carrera, unos tubos de 39 cm de largo soldados a dos placas rectangulares de 1,5×39 cm con 180° de separación entre placas que actúan como aletas y su respectiva base.

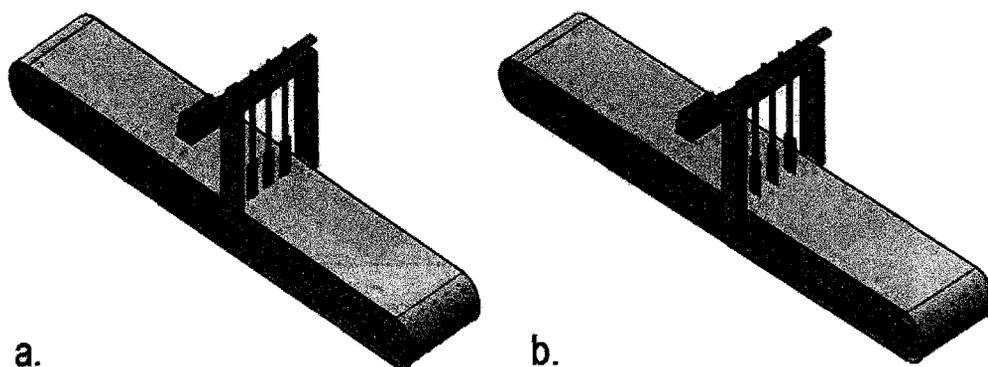


FIGURA 3.11: MECANISMO DE FRENADO. a) SISTEMA CERRADO AL PASO, b) SISTEMA ABIERTO AL PASO.

Para asegurarnos de que los carriles de la banda transportadora estén completamente llenos vamos a incorporar un sensor óptico que pasa a través de los banderines ubicados al inicio de la banda transportadora, cuando los carriles estén completamente llenos los banderines van a estar soportados por los picos de las botellas y la luz del sensor no es interrumpida lo cual indica a la máquina que siga empacando, caso contrario cuando falte alguna botella en cualquier

carril el banderín va a ceder unos centímetros debido a que no hay botellas que lo soporten y va a bloquear la señal de luz del sensor, al suceder esto la máquina deja de empacar y mantiene la banda transportadora funcionando hasta que se llene el carril vacío.

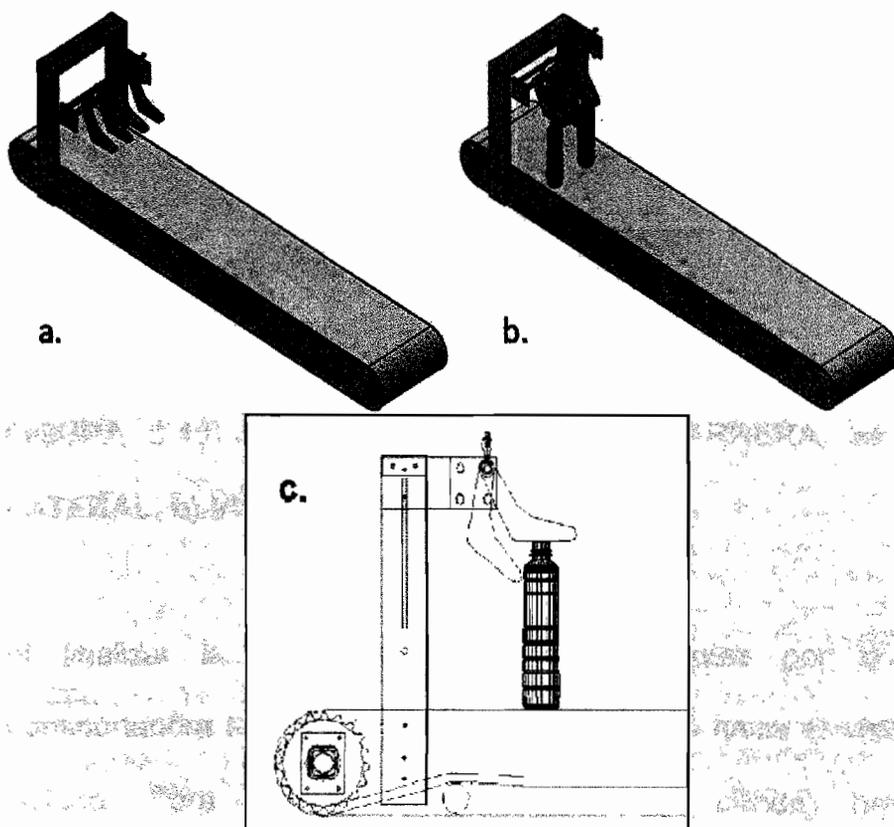


FIGURA 3.12: SENSOR OPTICO CON BANDERINES. a) SENSOR EN REPOSO, b) SENSOR OPERANDO, c) ESQUEMA EN 2D.

El sensor de final de carrera que vamos a incorporar a nuestra máquina nos va a indicar que un grupo predeterminado de botellas está en posición y listo para ser empacado.

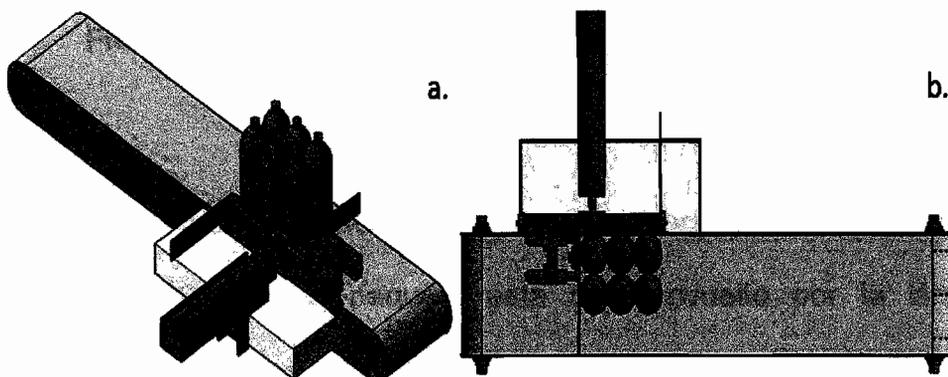


FIGURA 3.13: SENSOR DE FINAL DE CARRERA. a) VISTA LATERAL, b) VISTA SUPERIOR.

Al finalizar la transportación de los paquetes por la banda transportadora tienen que cambiar de dirección hacia el sistema de sellado. Para esto se ha colocado un cilindro neumático perpendicularmente a la banda transportadora.

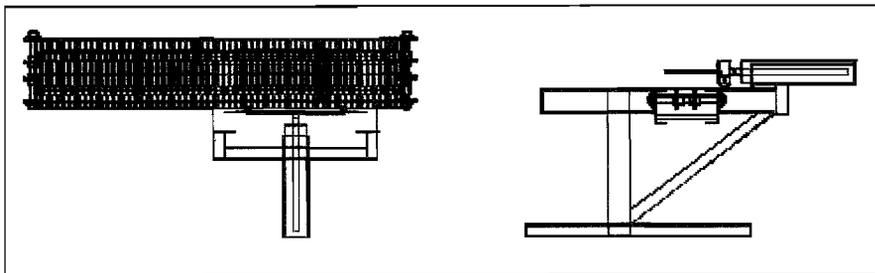


FIGURA 3.14: UBICACIÓN DEL CILINDRO NEUMATICO

Luego que el cilindro neumático se ha accionado y ha desplazado el paquete 600 mm, el paquete esta casi envuelto por la lámina termoencogible, luego se activa el sistema de soldadura que consta de una mordaza provista de una resistencia eléctrica, la cual provee el calor necesario para obtener el sellado de la lámina.

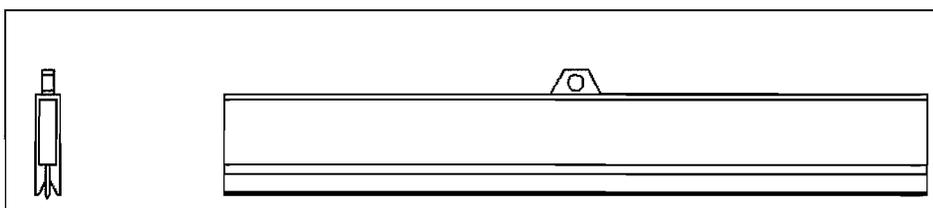


FIGURA 3.15: MORDAZA DEL SISTEMA DE SOLDADURA

La lámina que envuelve al arreglo de botellas es provista por dos Rollos de Polietileno ubicados en la parte superior e inferior de la máquina, los cuales están soportados por dos rodillos. La velocidad de alimentación de la lámina de polietileno está regulada por medio de un sensor que acciona el motor de los rodillos.

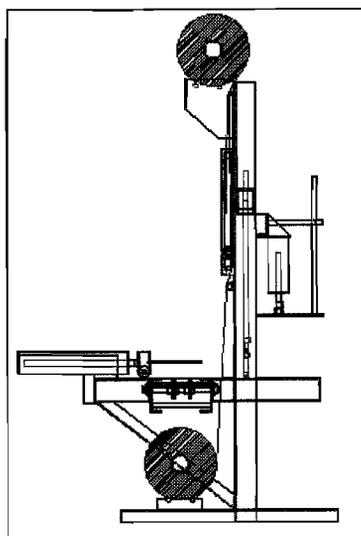


FIGURA 3.16: UBICACIÓN DE LOS RODILLOS DE POLIETILENO

Además el sistema está provisto de un mecanismo neumático para sujetar los paquetes; este mecanismo es guiado por una varilla de acero y ejerce presión sobre el arreglo de botellas que se van a embalar.

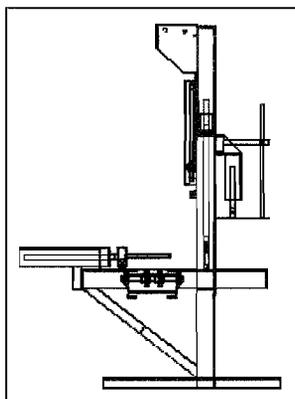
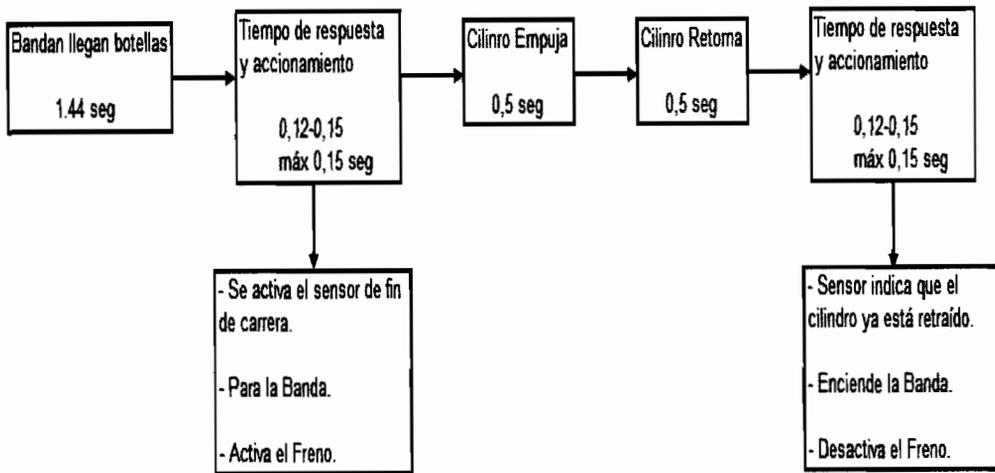


FIGURA 3.17: MECANISMO PARA SUJETAR PAQUETES

Tiempos:

**FIGURA 3.18: ESQUEMA DE TIEMPO DE LA MÁQUINA
EMPACADORA**

Velocidad de la banda

$$15 \frac{m}{\min} \times \frac{1 \min}{60 \text{seg}} = 0,25 \frac{m}{\text{seg}}$$

*Distancia que tiene
que recorrer el arreglo
más grande*

$$360 \text{mm} = 0,36 \text{m}$$

$$\text{tiempo} = \frac{0,36 \text{m}}{0,25 \frac{m}{\text{seg}}} = 1,44 \text{seg}$$

Carrera del cilindro

$$500 \text{mm} = 0,5 \text{m}$$

$$\text{Velocidad} = 1 \frac{m}{\text{seg}}$$

$$t = \frac{0,5 \text{m}}{1 \frac{m}{\text{seg}}} = 0,5 \text{seg}$$

$$\text{Tiempo Total } 1,44 + 0,15 + 0,5 + 0,5 + 0,15 = 2,74 \text{seg}$$

Si consideramos 20 paquetes/min, cada proceso de embalaje debería tomarse unos 3 seg, por lo tanto 2,74 seg está correcto.

Plano eléctrico (Ver Apéndice B)

3.2 Diseño del sistema de alimentación del producto

Mecanismo de transporte:

- **Banda Acumuladora:**

Siempre encendida:

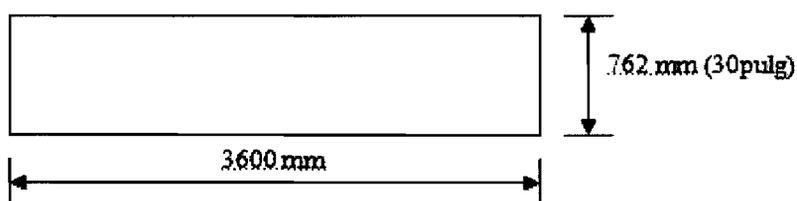


FIGURA 3.20: DIMENSIONES DE LA BANDA ACUMULADORA

Paso 1: recorrido recto

Paso 2: Polipropileno

Paso 3: Serie 100 Raised Rib

Paso = 25,4 mm $\left\{ \begin{array}{l} \text{accionamiento central} \\ \text{bisagra abierta} \end{array} \right.$

$$BP = [(M + 2W) \times f_{\omega} + M_p] \times L + (M \times H) \quad (Ec \ 3.1) \quad (\text{Ver Apéndice C})$$

$$\pi r^2 = \pi \left(\frac{0,11}{2} \right)^2 = 0,0095 m^2$$

$$M = 315,68 \text{ Kg/m}^2$$

$$M = \frac{3\text{Kg}}{0,0095\text{m}^2} = 315,68\text{Kg} / \text{m}^2$$

$$W = 4 \text{ Kg/m}^2$$

$$M_p = M \times \left(f_p \times \frac{100}{100} \right) \quad (\text{Ec. 3.2}) \quad (\text{Ver Apéndice C})$$

$$M_p = 315,68(0,11)(1) = 34,72$$

$$L = 3,6 \text{ m}$$

$$H = 0$$

$$f_w = 0,09$$

$$M_p = 34,72$$

Ver Apéndice D

$$f_w = 0,09$$

$$f_p = 0,11\text{Kg/m}^2$$

$$BP = [(315,68 + 2(4)) \times 0,09 + 34,7] \times 3,6 + (M \times H)$$

$$BP = 229,97 \text{ Kg} / \text{m de la anchura de la banda}$$

Peso lineal, carga de tensión o tracción de la banda.

$$ABP = BP \times SF \quad \text{Ec. 3.3}$$

$$SF = 1$$

(Ver Apéndice C)

$$ABP = 229,97 \times 1 = 229,97 \text{ Kg} / \text{m}$$

ABS (resistencia permitida de la banda)

$$ABS = BS \times T \times S \quad (\text{Ec. 3.4})$$

BS = Resistencia de la banda = 450 kg/m (Apéndice F)

T = Factor de temperatura = 0.98 (Apéndice E)

S = Factor de resistencia = 0.9 (Apéndice F)

$$ABS = 450 \text{ kg/m} \times 0.98 \times 0.9 = 396.9 \text{ kg/m}$$

$$V = 15 \text{ m/min}$$

$$T = 19 \text{ dientes}$$

$$L = 3,6 \text{ m}$$

$$V/L = \frac{15 \text{ m/min}}{3,6 \text{ m}} = 4,16$$

$$ABSU = (ABP\%ABS) \times 100\% \quad (\text{Ec. 3.5})$$

$$= \frac{22997}{3969} \times 100 = 57,9\%$$

(Ver Apéndice C)

$$2,3 \text{ pulg} \times 25,4 = 58,42 \text{ mm}$$

La separación entre engranes es de 58,42mm. Se necesitan 15 engranes motrices y 6 engranes conducidos, 6 guías deslizantes de ida y 4 de retorno.

$$W = (ABP + Q) \times B \quad (\text{Ec. 3.6})$$

$$Q = 12,55 \text{ Kg} / \text{m}$$

$$B = 762 \text{ mm} = 0,762 \text{ m} \quad (\text{Ver Apéndice C})$$

de acero al carbono 40mm

$$W = (229,97 \text{ Kg} / \text{m} + 12,55) \times 0,762 \text{ m} = 184,8 \text{ Kg}$$

$$D = \frac{S}{384} \times \frac{W \times L_s^3}{E \times I} \quad (\text{Ec. 3.7})$$

$$L_s = 762 \text{ mm} + 100 \text{ mm} = 862 \text{ mm} (\text{longitud total del eje})$$

$$L_s = 862 \text{ mm}$$

$$E = 21.100 \text{ Kg} / \text{mm}^2 \quad (\text{Ver Apéndice G})$$

$$I = 213.300 \text{ mm}^4$$

$$D = \frac{5}{384} \times \frac{(184,8)(862)^3}{(21.100)(213.300)} = 0,34 \text{ mm} \quad (\text{Ver Apéndice F})$$

$$0,34 \text{ mm} (2,5 \text{ mm}, \text{máximo recomendado})$$

$$T_0 = ABP \times B \times \frac{PD}{2} \quad (\text{Ec. 3.8})$$

$$PD = 155 \text{ mm}$$

$$B = 0,762 \text{ m} \quad (\text{Ver Apéndice F})$$

$$T_0 = 229,97 \times 0,762 \times \frac{155}{2}$$

$$T_0 = 13,58 \text{ Kg} - \text{mm} (x10^3)$$

Con un par de torsión de 13,58 Kg-mm ($\times 10^3$) y un material de acero al carbono C-1018 se recomienda un eje cuyo diámetro mínimo es de 25 mm, ver Apéndice G.

Se recomienda, por tanto, que la mangueta tenga un diámetro de 35 mm.

○ POTENCIA MOTRIZ VATIOS

$$ABP = 229,97 \text{ Kg} / \text{m}$$

$$B = 0,762 \text{ m}$$

$$V = 15 \text{ m} / \text{min}$$

$$\begin{aligned} \text{Vatios} &= \frac{ABP \times B \times V}{6,12} = \frac{229,97 \times 0,762 \times 15}{6,12} = 429,5 \text{ vatios} \\ &= 429,5 \times 0,00134 = 0,57 \text{ Hp} \quad (\text{Ec. } 3.9) \end{aligned}$$

○ VELOCIDAD ANGULAR

$$D_p = 155 \text{ mm} = 0,155 \text{ m}$$

$$V = 15 \text{ m} / \text{min}$$

$$\begin{aligned} \omega &= \frac{2V}{D_p} = \frac{2(15 \text{ m} / \text{min})}{0,155 \text{ m}} = 193,5 \frac{\text{rad}}{\text{min}} \times \frac{1 \text{ min}}{60 \text{ seg}} = 3,23 \text{ rad} / \text{seg} \quad (\text{Ec. } 3.10) \\ &= 3,23 \frac{\text{rad}}{\text{seg}} \times \frac{9,549 \text{ r.p.m.}}{1 \text{ rad} / \text{seg}} = 30,8 \text{ r.p.m.} \end{aligned}$$

$$\omega = 31 \text{ r.p.m.}$$

$$\begin{aligned} \text{Caballos de fuerza del motor} &= \frac{\text{potencia de accionamiento de la banda}}{100\% - \% \text{ de pérdidas del total}} \times 100 \\ &= \frac{0,57 \text{ Hp}}{100 - 21} \times 100 = 0,72 \text{ Hp} \\ &= \frac{0,72 \text{ Hp}}{0,00134} = 537,3 \text{ vatios} \quad (\text{Ec. } 3.11) \end{aligned}$$

$$\text{Rodamientos} = 1\% \quad (\text{Ver Anexo H})$$

$$\text{Reductores de engranes} = \frac{20\%}{21\%}$$

Datos de Resultados:

- Raised Rib, Serie 100 Polipropileno Gris.
- Eslabones a lo ancho 120 Ancho real 762 mm
- Engrane 155 mm de diámetro nominal.
- Eje cuadrado de 40 mm acero al carbono.

“Longitud Total de la Banda Acumuladora”

$$L_T = (1) + 2 \times (2) + 2 \times (3) + 2 \times (4)$$

$$(1) = 3600mm$$

$$(2) \quad S = \pi \frac{D_p}{2} = \pi \frac{155mm}{2} = 243,5mm \quad (Ec. \quad 3.12)$$

$$(3) \quad \begin{array}{c} \text{x} \\ \diagup \\ \text{280mm} \end{array} \quad \begin{array}{c} 55mm \\ \diagdown \\ \text{280mm} \end{array} \quad \begin{array}{l} x = \sqrt{280^2 + 55^2} \\ x = 285,4mm \end{array}$$

$$(4) \quad x = \frac{2,66 \times S^2}{D} = \frac{2,66 \times (0,10)^2}{1,52} = 0,0175m = 17,5mm$$

$$S = \text{catenaria}(m) = 0,10m$$

$$D = \text{distancia entre soportes}(m) = 1,52m$$

$$L - D = x \rightarrow L = x + D \quad (Ec. \quad 3.13)$$

$$L = 0,0175 + 1,52$$

$$L = 1,5375m$$

$$L_T = (3600) + 2 \times (243,5) + 2 \times (285,4) + 2 \times (1537,5)$$

$$L_T = 7732,8mm = 7,7328m$$

○ **Selección de Chumaceras**

$$\phi_{eje} = 35mm$$

$$W() = 31RPM$$

$H = 0.72hp$ lo que encontramos en el mercado
es un motor de 0,75hp

$$K_T = \frac{19,1 \times 10^6 \times H}{D_p \times n} \quad (Ec. 3.14)$$

$$K_S = K_T \times \tan \alpha \quad (Ec. 3.15)$$

$$H = 0,75hp = 0,5597kW$$

$$D_p = 155mm$$

$$n = 31RPM$$

ángulo de presión $\alpha = 20^\circ$

$$K_T = \frac{19,1 \times 10^6 \times 0,5597}{155 \times 31} = 2224,8N \quad (Ver \ Apéndice \ I)$$

$$K_S = 2224,8N \times \tan 20^\circ = 809,8N$$

$$K_r = \sqrt{K_T^2 + K_S^2} = \sqrt{(2224,8)^2 + (809,8)^2} = 2367,6N \quad (Ec. 3.16)$$

$$f_z = 1,3 \quad (Ver \ Apéndice \ J)$$

$$C \arg \alpha = f_z \times K_r = 1,3 \times 2367,6N = 3077,9N \quad (Ec. 3.17)$$

Para cada transportadores elige $L_{10}h = 8 \times 10^3$ horas (Ec. 3.18) (Ver

Apéndice K).

$$L_{10}h = \frac{10^6}{60n} \left(\frac{C}{P} \right)^3 \quad (Apéndice \ L) \quad L_{10}h = 8 \times 10^3 hr$$

$$C = \left(\frac{60n \times L_{10}h}{10^6} \right)^{\frac{1}{3}} P \quad (Ec. 3.19)$$

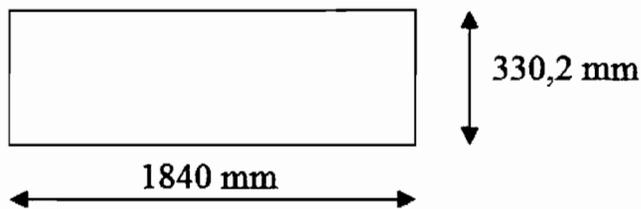
$$C = \left(\frac{60 \times 31 \times 8000}{10^6} \right)^{\frac{1}{3}} 3077,9N$$

$$C_r = C = 7,57KN$$

La chumacera para un diámetro de eje de 35 mm soporta hasta $C_r = 25.7 \text{ KN}$, por lo tanto elegimos la chumacera UCF207D1 (Ver Apéndice M).

○ **Banda Transportadora:**

Prende y Apaga



**FIGURA 3.21: DIMENSIONES DE LA BANDA
TRANSPORTADORA**

Paso 1 = recorrido recto

Paso 2 = polipropileno

Paso 3 = Serie 100 Raised Rib

Paso1: recorrido recto

Paso 2: Polipropileno

Paso 3: Serie 100 Raised Rib

Paso = 25,4 mm { accionamiento central
bisagra abierta

$$BP = [(M + 2W) \times f_w + M_p] \times L + (M \times H)$$

$$\pi^2 = \pi \left(\frac{0,11}{2} \right)^2 = 0,0095 m^2$$

$$M = 315,68 \text{ Kg/m}^2$$

$$M = \frac{3Kg}{0,0095m^2} = 315,68Kg / m^2$$

$$W = 4 \text{ Kg/m}^2$$

$$M_p = M \times \left(f_p \times \frac{100}{100} \right)$$

$$L = 1,84 \text{ m}$$

$$= 315,68(0,11)(1) = 34,72$$

$$H = 0$$

$$f_w = 0,09$$

$$M_p = 34,72$$

$$f_{\square} = 0,09$$

$$f_p = 0,11 \text{ Kg/m}^2$$

$$BP = [(315,68 + 2(4)) \times 0,09 + 34,7] \times 1,84$$

$$BP = 117,48 \text{ Kg/m de la anchura de la banda}$$

$$ABP = BP \times SF$$

$$SF = 1 + 0,2 = 1,2$$

$$ABP = 117,48 \times 1,2 = 140,98 \text{ Kg/m}$$

$$ABS = BS \times T \times S$$

$$BS = 450 \text{ Kg} / m$$

$$T = 0,98$$

$$S = 0,64$$

$$ABS = 450 \text{ Kg} / m \times 0,98 \times 0,64 = 282,24 \text{ Kg} / m$$

$$ABS \rangle ABP$$

$$282,24 \rangle 140,98 \quad \rightarrow \quad \text{la banda es suficientemente fuerte}$$

$$V = 15 \text{ m} / \text{min}$$

$$T = 19 \text{ dientes}$$

$$L = 1,84 \text{ m}$$

$$V/L = \frac{15 \text{ m} / \text{min}}{1,84 \text{ m}} = 8,15$$

$$ABSU = (ABP \% ABS) \times 100\%$$

$$= \frac{140,98}{282,24} \times 100 = 49,95\%$$

Según la Tabla que se encuentra en el Apéndice F, a 50% la separación entre engranes es $2,6 \text{ pulg} \times 25,4 = 66,04 \text{ mm}$

TABLA 5:
CANTIDAD DE ENGRANES Y GUÍAS DESLIZANTES

Engranes	
Motrices	Conducidos
5	3

Guías Deslizantes	
Ida	Retorno
4	3

$$W = (ABP + Q) \times B \quad \text{eje de acero al carbono 40mm}$$

$$Q = 12,55 \text{Kg} / m$$

$$B = 330,2 \text{mm} = 0,3302 \text{m}$$

$$W = (140,98 \text{Kg} / m + 12,55) \times 0,3302 \text{m} = 50,69 \text{Kg}$$

$$D = \frac{S}{384} \times \frac{W \times L_s^3}{E \times I}$$

$$L_s = 330,2 \text{mm} + 100 \text{mm} = 430,2 \text{mm} (\text{longitud total del eje})$$

$$L_s = 430,2 \text{mm}$$

$$E = 21.100 \text{Kg} / \text{mm}^2$$

$$I = 213.300 \text{mm}^4$$

$$D = \frac{5}{384} \times \frac{(50,69)(430,2)^3}{(21.100)(213.300)} = 0,011 \text{mm}$$

$$0,011 \text{mm} < 2,5 \text{mm} (\text{máximo recomendado})$$

$$T_0 = ABP \times B \times \frac{PD}{2}$$

$$PD = 155mm$$

$$B = 0,762m$$

$$T_0 = 140,98 \times 0,3302 \times \frac{155}{2}$$

$$T_0 = 3,6077Kg - mm(x10^3)$$

Según Apéndice G, tenemos 40mm y Curva B, la cual es acero al carbono = 6pulg-lb(10³) x 11,52 = 69,12 Kg-mm(10³), diámetro mínimo 23mm y Curva B = 1pulg-lb(10³) = 11,52Kg-mm(10³). Puede ser torneado hasta 23mm.

Para nuestro caso vamos a utilizar un diámetro de mangueta de 35mm.

○ POTENCIA MOTRIZ VATIOS

$$ABP = 229,97Kg / m$$

$$B = 0,762m$$

$$V = 15m / min$$

$$\begin{aligned} \text{Vatios} &= \frac{ABP \times B \times V}{6,12} = \frac{114,98 \times 0,3302 \times 15}{6,12} = 114,09\text{vatios} \\ &= 114,09 \times 0,00134 = 0,153Hp \end{aligned}$$

○ **VELOCIDAD ANGULAR**

$$D_p = 155\text{mm} = 0,155\text{m}$$

$$V = 15\text{m} / \text{min} = 0,25\text{m} / \text{seg}$$

$$\begin{aligned}\omega &= \frac{2V}{D_p} = \frac{2(0,25\text{m} / \text{seg})}{0,155\text{m}} = 3,22\text{rad} / \text{seg} \\ &= 3,22 \frac{\text{rad}}{\text{seg}} \times \frac{9,549\text{r.p.m.}}{1\text{rad} / \text{seg}} = 30,8\text{r.p.m.}\end{aligned}$$

$$\omega = 31\text{r.p.m.}$$

$$\begin{aligned}\text{Caballosdefuerzadelmotor} &= \frac{\text{potencia de accionamiento de la banda}}{100\% - \% \text{ de pérdidas del total}} \times 100 \\ &= \frac{0,153\text{Hp}}{100 - 21} \times 100 = 0,194\text{Hp} \\ &= \frac{0,194\text{Hp}}{0,00134} = 144,8\text{vatios}\end{aligned}$$

$$\text{Rodamientos} = 1\%$$

$$\text{Reductores de engranes} = \frac{20\%}{21\%}$$

Datos de Resultado:

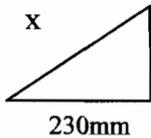
- Raised Rib, Serie 100 Polipropileno Gris.
- 52 eslabones a lo ancho y ancho total 330,2 mm
- Engrane 155 mm de diámetro nominal.
- Eje cuadrado de 40 mm acero al carbono.

“Longitud Total de la Banda Transportadora”

$$L_T = (1) + 2 \times (2) + 2 \times (3) + (4)$$

$$(1) = 1840mm$$

$$(2) = S = \pi \frac{D_p}{2} = \pi \frac{155mm}{2} = 243,5mm$$

$$(3) = x$$


$$x = \sqrt{230^2 + 55^2}$$

$$x = 236,5mm$$

$$(4) = L \rightarrow x = \frac{2,66 \times S^2}{D} = \frac{2,66 \times (0,10)^2}{1,38} = 0,019m = 19mm$$

$$S = \text{catenaria}(m) = 0,10m$$

$$D = \text{distancia entre soportes}(m) = 1,38m$$

$$L - D = x \rightarrow L = x + D$$

$$L = 0,019 + 1,38$$

$$L = 1,399m$$

$$L_T = (1840) + 2 \times (243,5) + 2 \times (236,5) + (1399)$$

$$L_T = 4199mm = 4,199m$$

○ **Selección de Chumaceras:**

$$\phi_{\text{eje}} = 35\text{mm}$$

$$W = 31\text{RPM}$$

$$H = 0.194\text{hp} \quad \text{lo que encontramos en el mercado} \\ \text{es un motor de } 0,25\text{hp}$$

$$\left. \begin{aligned} K_T &= \frac{19,1 \times 10^6 \times H}{D_p \times n} \\ K_S &= K_T \times \tan \alpha \end{aligned} \right\} \text{(Ver Apéndice I)}$$

$$H = 0,25\text{hp} = 0,1866\text{kW}$$

$$D_p = 155\text{mm}$$

$$n = 31\text{RPM}$$

$$\text{ángulo de presión } \alpha = 20^\circ$$

$$K_T = \frac{19,1 \times 10^6 \times 0,1866}{155 \times 31} = 741,7\text{N}$$

$$K_S = 741,7\text{N} \times \tan 20^\circ = 269,96\text{N}$$

$$K_r = \sqrt{K_T^2 + K_S^2} = \sqrt{(741,7)^2 + (269,96)^2} = 789,3\text{N}$$

$$f_z = 1,3 \quad \text{Apéndice J}$$

$$Carga = f_z \times K_r = 1,3 \times 789,3\text{N} = 1026,1\text{N}$$

Para cada transportadores elige $L_{10}h = 8 \times 10^3$ horas (Ver Apéndice

K)

$$L_{10}h = \frac{10^6}{60n} \left(\frac{C}{P} \right)^3 \quad \text{(Ver Apéndice L)} \quad L_{10}h = 8 \times 10^3 \text{hr}$$

$$C = \left(\frac{60n \times L_{10}h}{10^6} \right)^{\frac{1}{3}} P = \left(\frac{60 \times 31 \times 8000}{10^6} \right)^{\frac{1}{3}} 1026,1\text{N} = 2523,8\text{N}$$

$$C_r = C = 2,52\text{KN}$$

La chumacera para un eje con diámetro 35 mm soporta hasta $C_r = 25,7 \text{KN}$, por lo tanto elegimos la chumacera UCF207D1 (Apéndice M).

3.3 Diseño del sistema de empuje

Las figuras 3.22 y 3.23 son vistas en corte de un pistón y vástago trabajando dentro de la camisa de un cilindro. El fluido actuando sobre la cara anterior o posterior del pistón provoca el desplazamiento de este a largo de la camisa y transmite su movimiento hacia afuera a través del vástago. El desplazamiento hacia adelante y atrás del cilindro se llama "**carrera**". La carrera de empuje se observa en la Figura 3.22 y la de tracción o retracción en la Figura 3.23.

La presión ejercida por el aire comprimido o el fluido hidráulico sobre el pistón se manifiesta sobre cada unidad de superficie del mismo.

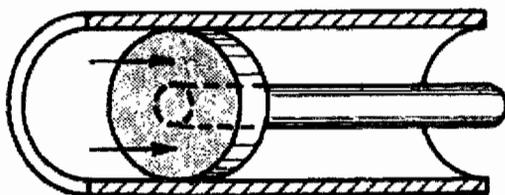


FIGURA 3.22: VASTAGO TRABAJANDO EN TRACCION

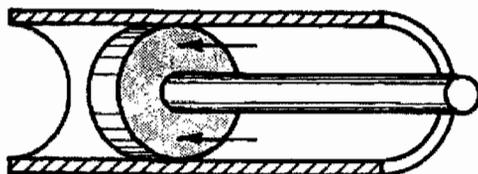


FIGURA 3.23: VASTAGO TRABAJANDO EN RETRACCION

Para el siguiente cálculo, se procede a analizar la fuerza que se necesita para romper la inercia, la cual se origina al empujar el bloque.

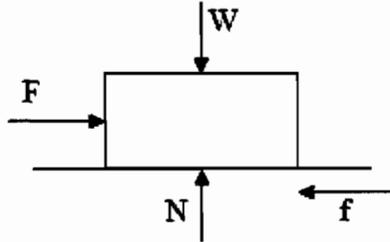


FIGURA 3.24: DIAGRAMA DE FUERZAS DEL SISTEMA DE EMPUJE

$$\sum F_y = 0 \quad \text{Ec 3.20}$$

$$W - N = 0$$

$$W = N$$

$$W = mg$$

$$\sum F_x = 0 \quad \text{Ec. 3.21.}$$

$$F - f = 0$$

$$F = f$$

$$F = \mu_s N$$

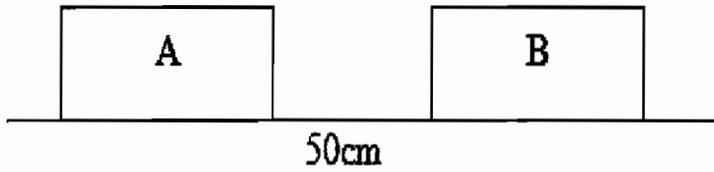
$$= (0,11)(18\text{Kg})\left(9,81\frac{\text{m}}{\text{seg}^2}\right)$$

$$= 19,42\text{N} \quad (\text{fricción } 0,11)$$

$$F = (0,4)(18\text{Kg})\left(9,81\frac{\text{m}}{\text{seg}^2}\right)$$

$$= 70,63\text{N} \quad (\text{fricción crítica } 0,4)$$

Ahora calculamos el tiempo en que tarda en llevar el paquete hasta el termo-encogible.



FIGUR 3.25: DISTANCIA ENTRE FARDOS

$$V = 1m/seg$$

$$x = 50cm = 0.5m$$

$$V = \frac{x}{t}$$

Ec. 3.22

$$t = \frac{x}{V}$$

$$t = \frac{0.5}{1} = 0.5seg$$

Además, se debe considerar el siguiente análisis del cilindro encargado de la soldadura, teniendo a continuación el cálculo de la Fuerza que se requiere para elevar el cilindro:

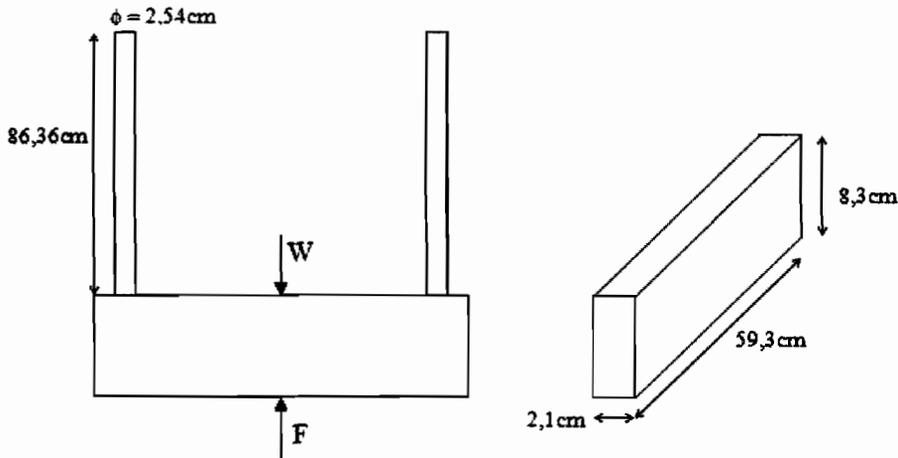


FIGURA 3.26: DIAGRAMA DE FUERZAS Y DIMENSIONES DEL SISTEMA DE SOLDADURA.

$$\sum F_y = 0$$

$$W - F = 0$$

$$F = W$$

$$F = mg$$

$$F = (14,98 \text{ Kg}) \left(9,81 \frac{\text{m}}{\text{seg}^2} \right)$$

$$F = 146,95 \text{ N}$$

Peso Total = 2 ejes + estructura de la resistencia

$$\begin{aligned} \text{Volumen del eje} &= (\pi r^2) h = \pi (1,27)^2 (86,36) \\ &= 437,6 \text{ cm}^3 \end{aligned}$$

$$2 \text{ ejes} \rightarrow 2(437,6) = 875,2 \text{ cm}^3$$

$$\begin{aligned} \text{Volumen de la estructura} &= 2,1 \times 59,3 \times 8,3 \\ &= 1033,6 \text{ cm}^3 \end{aligned}$$

$$\text{total} = 1033,6 \text{ cm}^3 + 875,2 \text{ cm}^3$$

$$\text{Volumen} = 1908,8 \text{ cm}^3 = 1,9088 \times 10^{-3} \text{ m}^3$$

$$\begin{aligned}\rho_{acero} &= 7850 \text{ Kg}/\text{m}^3 \\ W_{total} &= \forall_T \rho_{acero} \\ &= 1,9088 \times 10^{-3} \times 7850 \text{ Kg}/\text{m}^3 \\ &= 14,98 \text{ Kg}\end{aligned}$$

Luego, se procede al cálculo de su velocidad:

$$\begin{aligned}V &= 1 \text{ m}/\text{seg} \\ x &= 57,5 \text{ cm} = 0,575 \text{ m}\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}V &= \frac{x}{t} \\ t &= \frac{x}{V} \\ t &= \frac{0,575}{1} = 0,575 \text{ seg}\end{aligned}$$

Luego, se procede a realizar el cálculo para poder seleccionar el cilindro neumático.

En los sistemas hidráulicos y neumáticos la energía es transmitida a través de tuberías. Esta energía es función del caudal y presión del aire o aceite que circula en el sistema. El cilindro es el dispositivo más comúnmente utilizado para conversión de la energía antes mencionada en energía mecánica.

La presión del fluido determina la fuerza de empuje de un cilindro, el caudal de ese fluido es quien establece la velocidad de desplazamiento del mismo. La combinación de fuerza y recorrido produce trabajo, y cuando este trabajo es realizado en un determinado tiempo produce potencia. Ocasionalmente a los cilindros se los llama "motores lineales".

En la figura 3.27, vemos un corte esquemático de un cilindro típico. Este es denominado de doble efecto por que realiza ambas carreras por la acción del fluido.

Las partes de trabajo esenciales de un cilindro se muestran en la siguiente figura:

- La camisa cilíndrica encerrada entre dos cabezales
- El pistón con sus guarniciones,
- El vástago con su buje y guarnición.

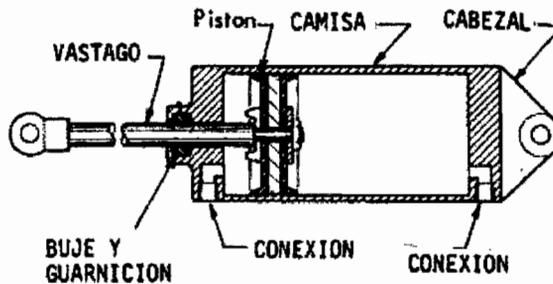


Figura 3.27: PARTES ESENCIALES DE UN CILINDRO

Dimensionando un Cilindro.

Un cilindro neumático debe ser dimensionado para tener un empuje mayor que el requerido para contrarrestar la carga.

El monto del sobredimensionamiento, esta gobernado por la velocidad deseada para ese movimiento; cuanto mayor este valor mas rápido va a realizarse la carrera bajo carga.

Qué sobredimensionamiento es necesario?

Esto depende de muchos factores, se sugiere aplicar la siguiente regla para usos generales: Cuando la velocidad de desplazamiento no es importante, seleccione un cilindro con una fuerza de empuje en 25%

superior a lo necesario, para altas velocidades sobredimensione en un 100%.

Tipos de cilindros.

El cilindro de doble efecto constituye la conformación más corriente de los cilindros hidráulicos y neumáticos, sin embargo para aplicaciones especiales existen variaciones cuyo principio de funcionamiento es idéntico al que hemos descrito

La figura 3.28 nos ilustra un cilindro de doble vástago. Esta configuración es deseable cuando se necesita que el desplazamiento volumétrico o la fuerza sean iguales en ambos sentidos.

Cada estación puede realizar el mismo trabajo, o dos operaciones diferentes en una secuencia progresiva por ejemplo, diferentes operaciones en una misma pieza.

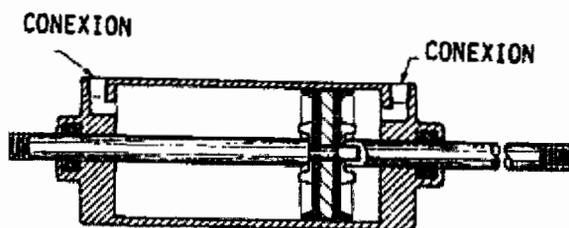


FIGURA 3.28: CILINDRO DE DOBLE VASTAGO

Cilindros de Simple efecto.

Cuando es necesaria la aplicación de fuerza en un solo sentido. El fluido es aplicado en la cara delantera del cilindro y la opuesta conectada a la atmósfera como en la figura 3.29.

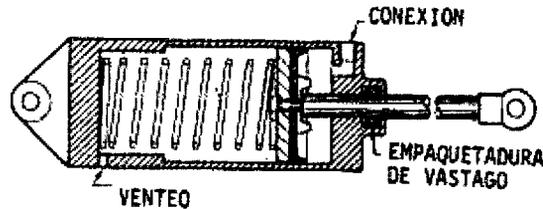


FIGURA 3.29: CILINDRO DE SIMPLE EFECTO

Después de que la carrera de retroceso se ha completado, el pistón es retornado a su posición original por la acción de un resorte interno, externo, o gravedad u otro medio mecánico. El fluido actúa sobre el área "neta" del pistón por lo tanto para el cálculo de fuerza debe restarse el área representada por el vástago.

El resorte de retorno esta calculad exclusivamente para vencer la fricción propia del cilindro y "no" para manejar cargas externas.

Los cilindros de simple efecto con resorte interior se emplean en carreras cortas (máximas 100 mm.) ya que el resorte necesita un espacio

adicional en la construcción del cilindro, lo que hace que estos sean mas largos que uno de doble efecto para la misma carrera.

Cilindros Telescópicos.

Tienen dos o |más buzos telescópicos y se construyen con un máximo de seis. Usualmente son de simple efecto del tipo empuje como la figura 3.30, o de doble efecto. Los buzos se extienden en una secuencia establecida por el área, sale primero el mayor y en forma subsiguiente los de menor diámetro.

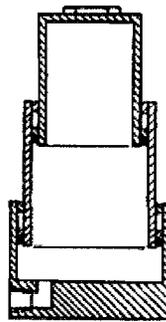


FIGURA 3.30. CILINDRO TELESCOPICO

Cilindros con pistón no rotativo.

Para evitar que el pistón de un cilindro gire durante su carrera pueden emplearse varios métodos a saber:

1. Guías externas

2. Vástago de sección ovalo cuadrada
3. Camisa ovalada o cuadrada, el perno de guía que atraviesa el pistón está empaquetado en este para evitar perdidas de fluido entre cámaras.

Una aplicación típica de un cilindro no rotativo la observamos en la figura 3.31 donde se requiera mantener una posición relativamente alineada

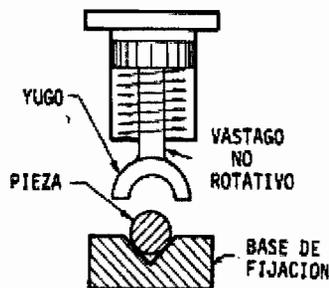


FIGURA 3.31. CILINDROS CON PISTON NO ROTATIVO

Cilindros de vástago hueco.

En este tipo de construcción un orificio pasa de lado a lado el vástago, estos pequeños cilindros se fijan al dispositivo o carga median te un bulón que los atraviesa, Figura 3.32.

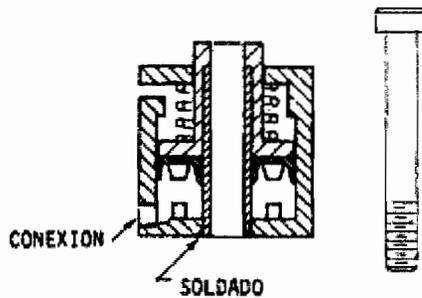


FIGURA 3.32. CILINDRO DE VASTAGO HUECO

Para calcular la presión que necesitan los cilindros, primero hay que analizar cual es el que necesita más presión.

Freno = fuerza mínima para girar una varilla

Empuja = fuerza 70,63N

Suelda = fuerza 146,95N (crítica)

Prensa = fuerza mínima para mantener en pie las botellas

En la tabla de presión-fuerza para cilindros neumáticos, ver Apéndice N:

$$\phi_{\text{embolo}} = 50\text{mm}$$

$$1\text{bar} = 177\text{N}$$

$$2\text{bar} = 353\text{N}$$

Se elige la presión de 2 bares para el funcionamiento de los cilindros debido a que es recomendable trabajar con casi el doble de la fuerza que necesita nuestra maquinaria.

Freno (Ver Apéndice N)

$$Q = \frac{\pi}{4} \times d^2 \times h \times P \times 10^{-6} \quad (\text{Ec. 3.23})$$

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

$$h = 40\text{mm}$$

$$P = 2\text{bar}$$

$$Q = \frac{\pi}{4} \times (50)^2 \times (40) \times (2) \times 10^{-6} = 0,157\text{l} \rightarrow \nabla_{ida}$$

Para el retorno hay que restarle el volumen del vástago

$$Q = \frac{\pi}{4} \times (25,4)^2 \times (40) \times (2) \times 10^{-6} = 0,041\text{l} \rightarrow \nabla_{vástago}$$

$$\nabla_{\text{retorno}} = \nabla_{ida} - \nabla_{vástago} \quad (\text{Ec. 3.24})$$

$$\nabla_{\text{retorno}} = 0,157 - 0,041 = 0,116\text{l} \rightarrow \nabla_{\text{retorno}}$$

Empujador (Ver Apéndice N)

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

$$h = 500\text{mm}$$

$$P = 2\text{bar}$$

$$Q = \frac{\pi}{4} \times (50)^2 \times (500) \times (2) \times 10^{-6} = 1,96\text{l} \rightarrow \nabla_{ida}$$

$$Q = \frac{\pi}{4} \times (25,4)^2 \times (500) \times (2) \times 10^{-6} = 0,51\text{l} \rightarrow \nabla_{vástago}$$

$$\nabla_{ida} - \nabla_{vástago} = 1,96 - 0,51 = 1,45\text{l} \rightarrow \nabla_{\text{retorno}}$$

Soldador (Ver Apéndice N)

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

$$h = 575\text{mm}$$

$$P = 2\text{bar}$$

$$Q = \frac{\pi}{4} \times (50)^2 \times (575) \times (2) \times 10^{-6} = 2,26\text{l} \rightarrow \nabla_{ida}$$

$$Q = \frac{\pi}{4} \times (25,4)^2 \times (575) \times (2) \times 10^{-6} = 0,58\text{l} \rightarrow \nabla_{vástago}$$

$$\nabla_{ida} - \nabla_{vástago} = 2,26 - 0,58 = 1,68\text{l} \rightarrow \nabla_{\text{retorno}}$$

Prensa (Ver Apéndice N)

$$\begin{aligned}
 d = 50\text{mm} & \quad Q = \frac{\pi}{4} \times (50)^2 \times (260) \times (2) \times 10^{-6} = 1,02\text{l} \rightarrow \nabla_{ida} \\
 h = 260\text{mm} & \\
 P = 2\text{bar} & \quad Q = \frac{\pi}{4} \times (25,4)^2 \times (260) \times (2) \times 10^{-6} = 0,26\text{l} \rightarrow \nabla_{vástago} \\
 & \quad \nabla_{ida} - \nabla_{vástago} = 1,02 - 0,26 = 0,76\text{l} \rightarrow \nabla_{retorno}
 \end{aligned}$$

1 Ciclo

Apagado freno	Cilindro #1: Empujador
Encendido freno	Cilindro #2: Soldador
Encendido cilindro #1	Cilindro #3: Prensa
Apagado cilindro #1	
Encendido cilindro #2,#3	
Apagado cilindro #2, #3	

Consumo de aire en 1 ciclo:

$$\begin{aligned}
 & \quad \textit{freno} \quad \textit{empujador} \\
 & = \nabla_{ida} + \nabla_{retorno} + \nabla_{ida} + \nabla_{retorno} + \\
 & \quad \textit{soldador} \quad \textit{prensa} \\
 & \quad \nabla_{ida} + \nabla_{retorno} + \nabla_{ida} + \nabla_{retorno} \\
 & = 0,157 + 0,116 + 1,96 + 1,45 + 2,26 + 1,68 + 1,02 + 0,76 \\
 & = 9,403\text{l} \times \frac{20\text{ciclos}}{1\text{min}} = 188,06 \text{ l/min}
 \end{aligned}$$

TABLA 6
PARÁMETROS DE LOS CILINDROS NEUMÁTICOS

	Carrera (mm)	Volumen (L)	Presión (Bar)	Tiempo (seg)
Freno	40	→ 0.157 ← 0.116	2	→ 0.12 ← 0.12
Empuja	500	→ 1.96 ← 1.45	2	→ 0.5 ← 0.5
Suelda	575	→ 2.26 ← 1.68	2	→ 0.575 ← 0.575
Prensa	260	→ 1.02 ← 0.76	2	→ 0.26 ← 0.26

A continuación se presenta la nomenclatura de los cilindros FESTO (Ver Apéndice O), según su tipo y descripción:

DNG: TIPO

50: DIÁMETRO DE ÉMBOLO (MM)

40: CARRERA (MM)

PPV: AMORTIZACIÓN REGULABLE EN AMBOS LADOS

A: DETECCIÓN DE POSICIÓN EN AMBOS LADOS

FRENO: DNG 50-40-PPV-A

EMPUJE: DNG 50-500- PPV-A

SUELDA: DNG 50-575- PPV-A

PRENSA: DNG 50-260- PPV-A

3.4 Diseño del sistema de soldadura

El sistema de soldadura consta de una mordaza provista de una resistencia eléctrica, la cual provee el calor necesario para obtener el sellado de la lámina, la mordaza es accionada por un cilindro neumático.

$$Q_{elect} = E_{contracción} - Q_{convección} \quad (Ec. 3.25)$$

$$Q_{elect} = I^2 R \quad (Ec. 3.26)$$

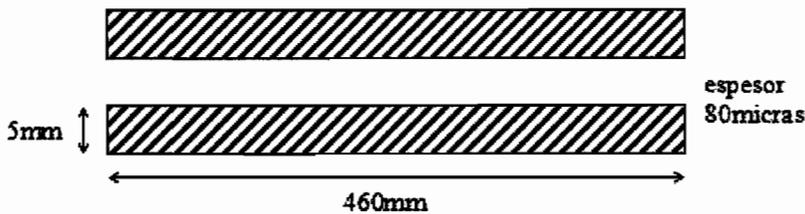


FIGURA 3.33: DIMENSIONES DEL POLIETILENO A SOLDAR

$$Q = m C_p \Delta T \quad (Ec. 3.27)$$

$$C_p = 1900 \frac{J}{^{\circ}K - Kg} \quad (Apéndice A)$$

$$T_i = 25^{\circ}C$$

$$T_f = 225^{\circ}C$$

$$\delta = 0,9375 \frac{gr}{cm^3}$$

$$t = 1seg$$

$$\nabla = 46\text{cm} \times 0,5 \times (2 \times 0,008\text{cm})$$

$$\nabla = 0,37\text{cm}^3$$

como suelda dos tiras idénticas

$$2\nabla = 0,74\text{cm}^3$$

$$m = \delta\nabla = 0,9375 \frac{\text{gr}}{\text{cm}^3} \times 0,74\text{cm}^3$$

$$= 0,69\text{gr} = 0,00069\text{Kg}$$

$$Q = 0,00069\text{Kg} \times 1900 \frac{\text{J}}{\text{°K} - \text{Kg}} \times (225 - 25) \text{°K}$$

$$= \frac{262,2\text{J}}{1\text{seg}} = 262,2\text{W}$$

$Q_{\text{convección}}$

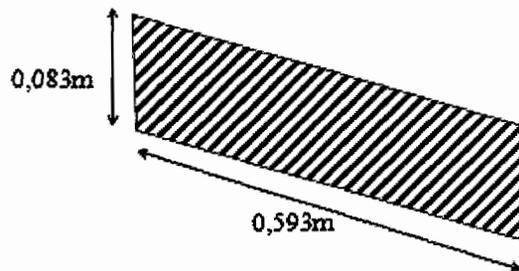


FIGURA 3.34: ÁREA DEL SISTEMA DE SOLDADURA EXPUESTA A LA CONVECCIÓN

$$A_1 = 0,083\text{m} \times 0,593\text{m} = 0,049\text{m}^2$$

$$A_2 = 0,46\text{m} \times 0,005\text{m} = 0,0023\text{m}^2$$

$$\begin{aligned}
 Q_{\text{convección}} &= hA(T_c - T_\infty) && (\text{Ec. } 3.28) \\
 &= 13 \frac{W}{m^2 \cdot ^\circ K} \times (0,05m^2)(225 - 25)^\circ K \\
 &= 130W
 \end{aligned}$$

$$I^2 R = 262,2W + 130W = 392,2W$$

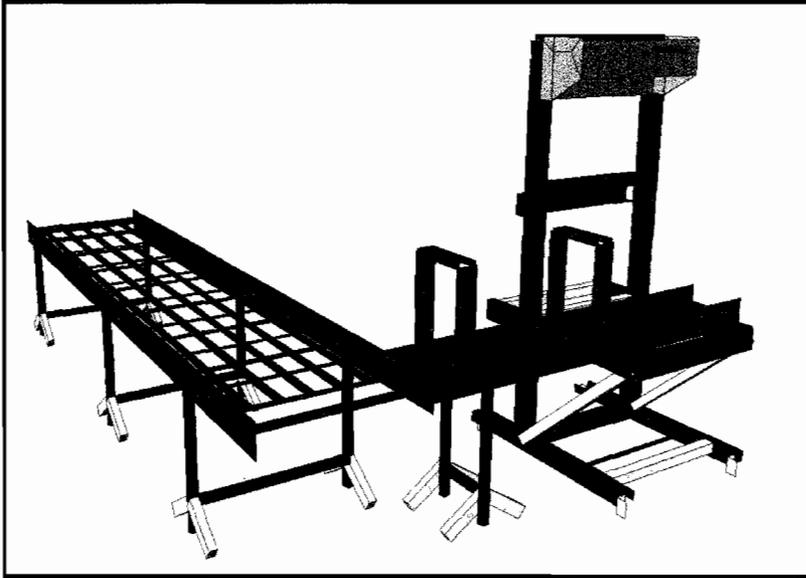
$$\begin{aligned}
 R &= \frac{392,2W}{(120)^2} = 0,027\Omega \\
 &= 27\mu\Omega
 \end{aligned}$$

3.5 Análisis estructural para el soporte de la máquina.

Para el diseño de la estructura que soporta la máquina se usa el programa de Análisis Estructural SAP2000.

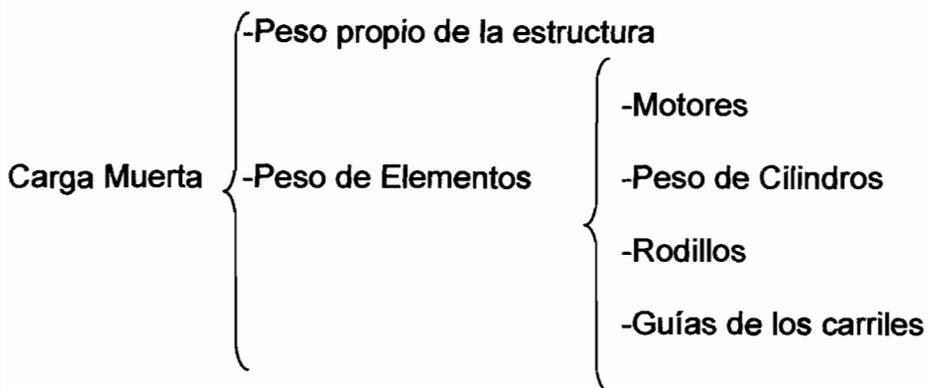
Para poder empezar con el análisis estructural importamos la estructura en tres dimensiones previamente realizada en autocad2007.

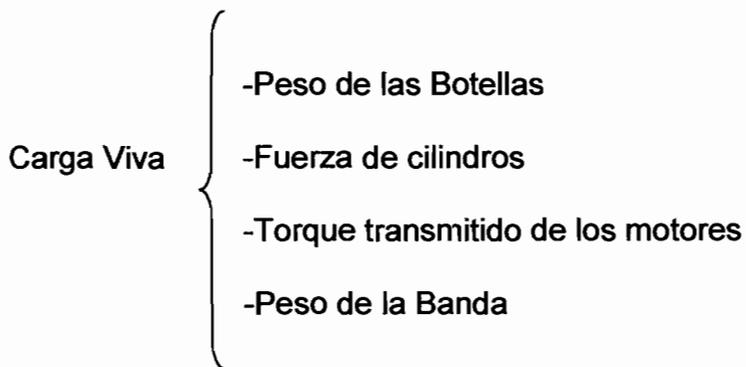
Para el uso de SAP2000 es necesario dividir las áreas en secciones, mientras más secciones tenga, más se aproxima el análisis al valor real.



**FIGURA 3.35: VISTA EN 3D DE LA ESTRUCTURA DE LA MÁQUINA
EN SAP2000.**

Las cargas que soporta la estructura se han clasificado de la siguiente manera:





La combinación de cargas denominada COMB2 que recomienda el código AISC-LRFD93 con el cual se basa el programa SAP2000 es la siguiente:

$$\text{COMB2} = 1.4\text{DL.} + 1.6\text{LL.}$$

DL. y LL. son las siglas en inglés de DL.=Dead Load el cual significa carga muerta y LL.=Live Load la cual significa carga viva. La fórmula quedaría de la siguiente manera:

$$\text{COMB2} = 1.4(\text{Carga muerta}) + 1.6(\text{Carga viva})$$

En el siguiente gráfico se presenta la estructura con el peso uniformemente distribuido del las botellas y la banda.

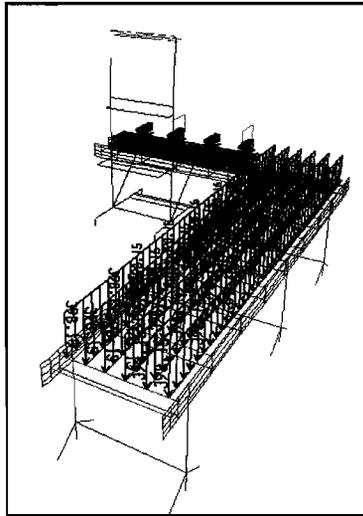


FIGURA 3.36: ESTRUCTURA DE LA MÁQUINA CON EL PESO UNIFORMEMENTE DISTRIBUIDO DE LAS BOTELLAS Y LA BANDA

En la máquina tenemos dos bandas transportadoras, y las diferenciamos entre si con el nombre de Banda Acumuladora y Banda Transportadora.

Para calcular el peso que ejercen las botellas y la banda sobre la estructura de la **Banda Acumuladora** tomamos en cuenta los siguientes datos:

Peso de botellas= 315.68 kg/m^2

Peso de la banda= 4 kg/m^2

Ancho de la Banda Acumuladora= 0.762 m

$315.68 \text{ kg/m}^2 + 4 \text{ kg/m}^2 = 319.68 \text{ kg/m}^2$

$319.68 \text{ kg/m}^2 \times 0.762 \text{ m} = 243.6 \text{ kg/m}$

$(243.6 \text{ kg/m}) / 6 \text{ Vigas C de soporte} = 40.6 \text{ kg/m}$

$$40.6\text{kg/m} \times 9.8\text{m/s}^2 = 398.15 \text{ N/m}$$

El peso distribuido a lo largo de la Banda Acumuladora es 398.15N/m y lo confirmamos con el recuadro que se muestra a continuación que nos proporciona el programa SAP2000.

Load Case	BOTELLA
Distributed Force	
Coordinate System	GLOBAL
Load Direction	Gravity
Start Force/Length	398.1529 at 0.
End Force/Length	398.1529 at 0.43

FIGURA 3.37: RECUADRO DE INFORMACIÓN DE CARGAS DE SAP2000.

Ahora para calcular el peso que ejercen las botellas y la banda sobre la estructura de la **Banda Transportadora** tomamos en cuenta los siguientes datos:

$$\text{Peso de botellas} = 315.68 \text{ kg/m}^2$$

$$\text{Peso de la banda} = 4\text{kg/m}^2$$

$$\text{Ancho de la Banda Transportadora} = 0.3302\text{m}$$

$$315.68 \text{ kg/m}^2 + 4\text{kg/m}^2 = 319.68 \text{ kg/m}^2$$

$$319.68 \text{ kg/m}^2 \times 0.3302\text{m} = 105.6 \text{ kg/m}$$

$$(105.6\text{kg/m})/6 \text{ Vigas C de soporte} = 17.6\text{kg/m}$$

$$17.6\text{kg/m} \times 9.8\text{m/s}^2 = 172.6 \text{ N/m}$$

El peso distribuido a lo largo de la Banda Transportadora es 172.6N/m y lo confirmamos con el recuadro que se muestra a continuación que nos proporciona el programa SAP2000.

The screenshot shows the 'Line Information' dialog box in SAP2000. It has three tabs: 'Location', 'Assignments', and 'Loads'. The 'Loads' tab is active. Under 'Identification', the 'Label' is '132' and the 'Design Procedure' is 'Steel Frame'. Below this is a table with the following data:

Load Case	BOTELLA
Distributed Force	
Coordinate System	GLOBAL
Load Direction	Gravity
Start Force/Length	172.597 at 0.
End Force/Length	172.597 at 0.39

To the right of the table, there is a 'Units' dropdown menu set to 'N. m. C'.

FIGURA 3.38: RECUADRO DE INFORMACIÓN DE CARGAS DE SAP2000.

En el siguiente gráfico se presenta la estructura con el peso uniformemente distribuido de los rollos de polipropileno y los torques transmitidos por los motores.

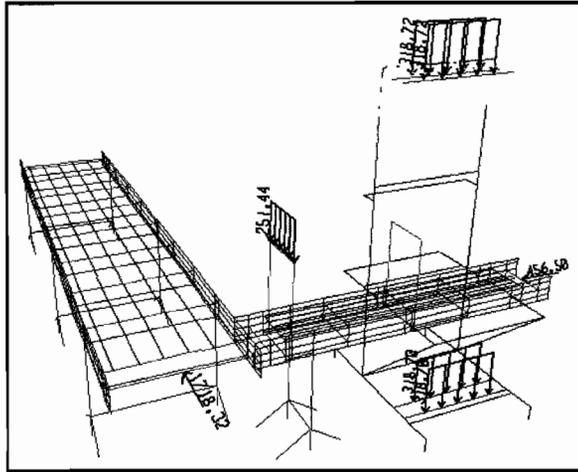


FIGURA 3.39: ESTRUCTURA DE LA MÁQUINA CON EL PESO UNIFORMEMENTE DISTRIBUIDO DE LOS ROLLOS DE POLIPROPILENO Y LOS TORQUES TRANSMITIDOS POR LOS MOTORES

Para calcular el peso que ejercen los rollos sobre la estructura tomamos en cuenta los siguientes datos:

Peso del rollo= 30kg

Longitud del rollo= 0.461m

$(30\text{kg})/(0.461\text{m})= 65.08\text{kg/m}$

$(65.08\text{kg/m})/2 \text{ rodillos de soporte}= 32.5\text{kg/m}$

$32.5\text{kg/m} \times 9.8 \text{ m/s}^2 = 318.72\text{N/m}$ Peso distribuido a lo largo de cada rodillo.

Este peso distribuido se aplica a los rodillos que soportan a los rollos de polipropileno en la parte superior e inferior de la máquina.

Lo confirmamos con el recuadro que se muestra a continuación que nos proporciona el programa SAP2000.

Load Case	RODILLO
Distributed Force	
Coordinate System	GLOBAL
Load Direction	Gravity
Start Force/Length	318.7161 at 0.14
End Force/Length	318.7161 at 0.6

FIGURA 3.40: RECUADRO DE INFORMACIÓN DE CARGAS DE SAP2000.

El torque transmitido por los motores se los desarrolla por separado debido a que hay un motor en la Banda Acumuladora y el otro se encuentra en la Banda Transportadora.

En el caso de la Banda Acumuladora hallamos el torque de la siguiente manera:

Fuerza necesaria para movilizar la banda= 175.24kg-f

Diámetro primitivo del engrane=155mm

$$T_0 = F \times r = 175.24 \text{kg} \times 77.5 \text{mm} = 13.58 \text{ kg-mm} (\times 10^3)$$

$$= 175.24 \text{kg} \times 9.8 \text{ m/s}^2 = 1718.32 \text{N}$$

Fuerza que va a soportar el eje

Lo confirmamos con el recuadro que se muestra a continuación que nos proporciona el programa SAP2000.

Load Case	RODILLO
Point Force	-1718.321 at 0.381
Coordinate System	GLOBAL
Load Direction	X

FIGURA 3.41: RECUADRO DE INFORMACIÓN DE CARGAS DE SAP2000.

En el caso de la Banda Transportadora hallamos el torque de la siguiente manera:

Fuerza necesaria para movilizar la banda= 46.55kg-f

Diámetro primitivo del engrane=155mm

$$T_0 = F \times r = 46.55 \text{kg} \times 77.5 \text{mm} = 3.6077 \text{ kg-mm} (\times 10^3)$$

$$= 46.55 \text{kg} \times 9.8 \text{ m/s}^2 = 456.5 \text{N Fuerza que va a soportar el eje}$$

Lo confirmamos con el recuadro que se muestra a continuación que nos proporciona el programa SAP2000.

Line Information

Location | Assignments | Loads

Identification

Label: 33 Design Procedure: Steel Frame

Load Case	RODILLO
Point Force	
Coordinate System	GLOBAL
Load Direction	Y
Point Force	-456.4996 at 0.14

Units: N, m, C

FIGURA 3.42: RECUADRO DE INFORMACIÓN DE CARGAS DE SAP2000.

En el siguiente gráfico se presenta la estructura con las fuerzas que ejercen los cuatro cilindros sobre la misma.

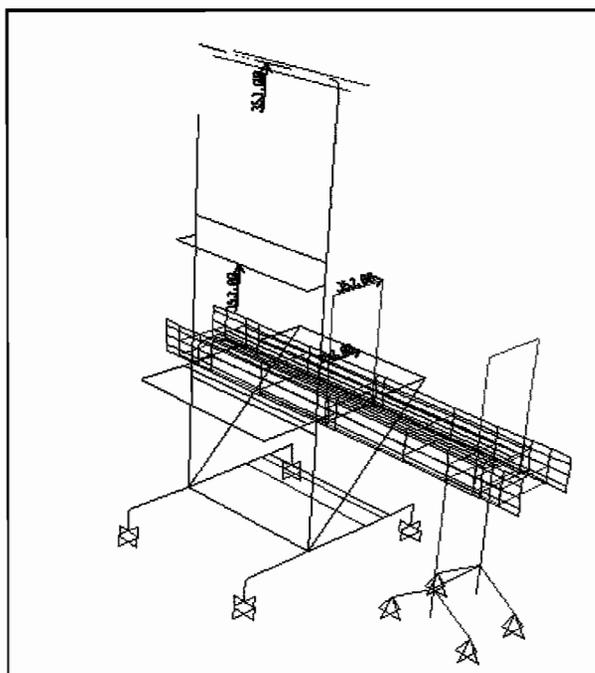


FIGURA 3.43: ESTRUCTURA DE LA MÁQUINA CON LAS FUERZAS QUE EJERCEN LOS CUATRO CILINDROS.

Los cuatro cilindros Neumáticos que están ejerciendo esfuerzos sobre la estructura trabajan con la misma presión de 2bares y tienen el mismo diámetro del émbolo de 50mm, por lo tanto las fuerzas actuantes de los cilindros son de 353N cada uno.

Lo confirmamos con el recuadro que se muestra a continuación que nos proporciona el programa SAP2000.

The screenshot shows the 'Line Information' dialog box in SAP2000. It has three tabs: 'Location', 'Assignments', and 'Loads'. The 'Loads' tab is active. The 'Identification' section shows 'Label' as '31' and 'Design Procedure' as 'Steel Frame'. Below this is a table with two load cases. The first is 'MUERTA' with a point force of -49.0333 at 0.37. The second is 'CILINDRO' with a point force of 353. at 0.37. To the right of the table is a 'Units' dropdown menu set to 'N. m. C'.

Load Case	MUERTA
Point Force	
Coordinate System	GLOBAL
Load Direction	Z
Point Force	-49.0333 at 0.37
Load Case	CILINDRO
Point Force	
Coordinate System	GLOBAL
Load Direction	Z
Point Force	353. at 0.37

FIGURA 3.44: RECUADRO DE INFORMACIÓN DE CARGAS DE SAP2000.

En el siguiente gráfico podemos observar como actúan los pesos de los motores, los cilindros neumáticos y las guías de los carriles.

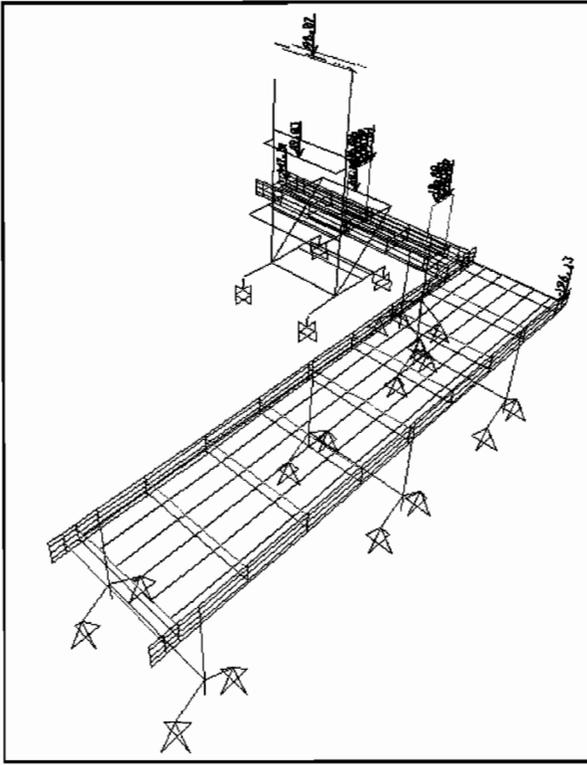


FIGURA 3.45: ESTRUCTURA DE LA MÁQUINA CON LOS PESOS PUNTUALES DE VARIOS ELEMENTOS.

El peso del motor que se encuentra en la Banda Acumuladora es el siguiente:

$$20\text{kg} \times 9.8\text{m/s}^2 = 196.133\text{N}$$

Ahora hacemos lo mismo para hallar el peso del motor que se encuentra en la Banda Transportadora:

$$15\text{kg} \times 9.8\text{m/s}^2 = 147.0998\text{N}$$

Confirmamos los pesos de cada motor respectivamente con el recuadro que se muestra a continuación que nos proporciona el programa SAP2000.

Point Information		Location	Assignments	Loads
Identification				
Label 306				
Load Case	MUERTA			
Joint Force				
Coordinate System	GLOBAL			
Force in Z Dir	-196.133			
	Units			
	N, m, C			

Point Information		Location	Assignments	Loads
Identification				
Label 43				
Load Case	MUERTA			
Joint Force				
Coordinate System	GLOBAL			
Force in Z Dir	-147.0998			
	Units			
	N, m, C			

FIGURA 3.46: RECUADROS DE INFORMACIÓN DE CARGAS DE SAP2000.

Tenemos ubicados en la estructura de la máquina cuatro cilindros de diferentes tamaños y por lo tanto diferentes pesos, cada cilindro se distingue debido a su carrera.

$$\text{Carrera}(0.575\text{m}) \ 10\text{kg} \times 9.8\text{m/s}^2 = 98.07\text{N}$$

$$\text{Carrera}(0.500\text{m}) \ 6\text{kg} \times 9.8\text{m/s}^2 = 58.8\text{N}$$

$$\text{Carrera}(0.260\text{m}) 5\text{kg} \times 9.8\text{m/s}^2 = 49.03\text{N}$$

$$\text{Carrera}(0.040\text{m}) 2\text{kg} \times 9.8\text{m/s}^2 = 19.6\text{N}$$

En los siguientes recuadros se confirman los datos de los pesos de los cilindros y también se pueden ver las fuerzas que ellos efectúan sobre la estructura que ya hemos recalado con anterioridad.

Line Information	
Location	Assignments Loads
Identification	
Label 112	Design Procedure Steel Frame
Load Case	MUERTA
Point Force	
Coordinate System	GLOBAL
Load Direction	Z
Point Force	-98.0665 at 0.06
Load Case	CILINDRO
Point Force	
Coordinate System	GLOBAL
Load Direction	Z
Point Force	353. at 0.06
	Units N, m, C

Line Information	
Location	Assignments Loads
Identification	
Label 20	Design Procedure Steel Frame
Load Case	MUERTA
Point Force	
Coordinate System	GLOBAL
Load Direction	Z
Point Force	-58.6399 at 0.37
Load Case	CILINDRO
Point Force	
Coordinate System	GLOBAL
Load Direction	X
Point Force	353. at 0.37
	Units N, m, C

FIGURA 3.47: RECUADROS DE INFORMACIÓN DE CARGAS DE SAP2000.

Line Information																					
Location	Assignments <input type="text" value="Loads"/>																				
Identification																					
Label <input type="text" value="31"/>	Design Procedure <input type="text" value="Steel Frame"/>																				
<table border="1"> <thead> <tr> <th>Load Case</th> <th>MUERTA</th> </tr> </thead> <tbody> <tr> <td>Point Force</td> <td></td> </tr> <tr> <td>Coordinate System</td> <td>GLOBAL</td> </tr> <tr> <td>Load Direction</td> <td>Z</td> </tr> <tr> <td>Point Force</td> <td>-49.0333 at 0.37</td> </tr> <tr> <th>Load Case</th> <th>CILINDRO</th> </tr> <tr> <td>Point Force</td> <td></td> </tr> <tr> <td>Coordinate System</td> <td>GLOBAL</td> </tr> <tr> <td>Load Direction</td> <td>Z</td> </tr> <tr> <td>Point Force</td> <td>353. at 0.37</td> </tr> </tbody> </table>		Load Case	MUERTA	Point Force		Coordinate System	GLOBAL	Load Direction	Z	Point Force	-49.0333 at 0.37	Load Case	CILINDRO	Point Force		Coordinate System	GLOBAL	Load Direction	Z	Point Force	353. at 0.37
Load Case	MUERTA																				
Point Force																					
Coordinate System	GLOBAL																				
Load Direction	Z																				
Point Force	-49.0333 at 0.37																				
Load Case	CILINDRO																				
Point Force																					
Coordinate System	GLOBAL																				
Load Direction	Z																				
Point Force	353. at 0.37																				
Units <input type="text" value="N, m, C"/>																					

Point Information																	
Location	Assignments <input type="text" value="Loads"/>																
Identification																	
Label <input type="text" value="96"/>																	
<table border="1"> <thead> <tr> <th>Load Case</th> <th>MUERTA</th> </tr> </thead> <tbody> <tr> <td>Joint Force</td> <td></td> </tr> <tr> <td>Coordinate System</td> <td>GLOBAL</td> </tr> <tr> <td>Force in Z Dir</td> <td>-19.6133</td> </tr> <tr> <th>Load Case</th> <th>CILINDRO</th> </tr> <tr> <td>Joint Force</td> <td></td> </tr> <tr> <td>Coordinate System</td> <td>GLOBAL</td> </tr> <tr> <td>Force in X Dir</td> <td>353.</td> </tr> </tbody> </table>		Load Case	MUERTA	Joint Force		Coordinate System	GLOBAL	Force in Z Dir	-19.6133	Load Case	CILINDRO	Joint Force		Coordinate System	GLOBAL	Force in X Dir	353.
Load Case	MUERTA																
Joint Force																	
Coordinate System	GLOBAL																
Force in Z Dir	-19.6133																
Load Case	CILINDRO																
Joint Force																	
Coordinate System	GLOBAL																
Force in X Dir	353.																
Units <input type="text" value="N, m, C"/>																	

FIGURA 3.48: RECUADROS DE INFORMACIÓN DE CARGAS DE SAP2000.

También se ha tomado en cuenta el peso de los carriles, como cada carril pesa 2.2 kg y se mantiene en la estructura mediante dos soportes, cada soporte cargara 1.1kg lo cual significa que cada carril ejerce 10.88N a los soportes.

En el siguiente recuadro podemos observar que por cada soporte hemos tomado en cuenta tres carriles.

Line Information

Location | Assignments | Loads

Identification

Label 73 | Design Procedure Steel Frame

Load Case	MUERTA
Point Force	
Coordinate System	GLOBAL
Load Direction	Gravity
Point Force	10.8854 at 0.07
Point Force	
Coordinate System	GLOBAL
Load Direction	Gravity
Point Force	10.8854 at 0.14
Point Force	
Coordinate System	GLOBAL
Load Direction	Gravity
Point Force	10.8854 at 0.21

Units
N, m, C

FIGURA 3.49: RECUADRO DE INFORMACIÓN DE CARGAS DE SAP2000.

Una vez aplicadas todas las cargas en la estructura se procede a analizar los resultados, el programa analiza los perfiles y las planchas por separado, los resultados que se van a mostrar a continuación son los análisis de las planchas.

En la estructura tenemos las planchas de la Banda Acumuladora, las planchas de la Banda Transportadora y las planchas del soporte del rollo de polipropileno.

Análisis de esfuerzos de Von Mises de la plancha de la Banda Acumuladora

Datos de la plancha:

- Material acero inoxidable de 3mm de espesor
- Esfuerzo de fluencia $F_y=248,2 \times 10^6 \text{ N/m}^2$

En el grafico se muestra por colores que la plancha de acero inoxidable tiene un esfuerzo mínimo de $0,384 \times 10^6 \text{ N/m}^2$ y un esfuerzo máximo de $195,6 \times 10^6 \text{ N/m}^2$, tomando en cuenta el esfuerzo máximo calculamos el inverso del factor de seguridad el cual nos da como resultado $FS^{-1}=0.79$, el limite permisible del FS^{-1} es 0.95 por lo tanto la plancha soporta los esfuerzos de trabajo a los que será sometida.

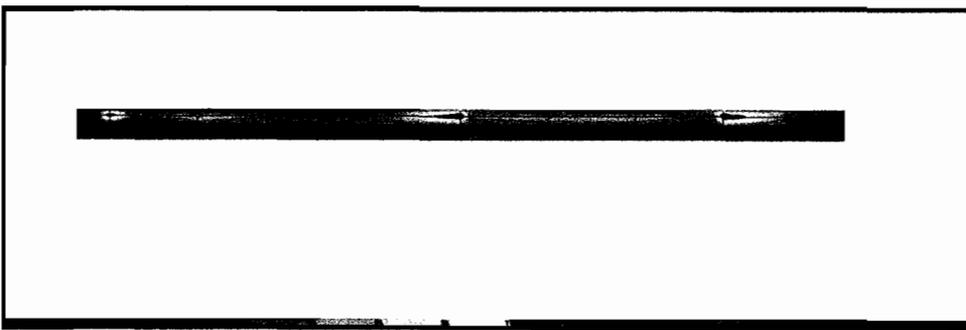


FIGURA 3.50: ESFUERZOS DE VON MISSES DE LA PLANCHA DE LA BANDA ACUMULADORA.

Análisis de esfuerzos de Von Misses de la plancha de la Banda transportadora

Datos de la plancha:

- Material acero inoxidable de 3mm de espesor
- Esfuerzo de fluencia $F_y=248,2 \times 10^6 \text{ N/m}^2$

En el grafico se muestra por colores que la plancha de acero inoxidable tiene un esfuerzo mínimo de $0,562 \times 10^6 \text{ N/m}^2$ y un esfuerzo máximo de $151,5 \times 10^6 \text{ N/m}^2$, tomando en cuenta el esfuerzo máximo calculamos el inverso del factor de seguridad el cual nos da como resultado $FS^{-1}=0.61$, el limite permisible del FS^{-1} es 0.95 por lo tanto la plancha soporta los esfuerzos de trabajo a los que será sometida.

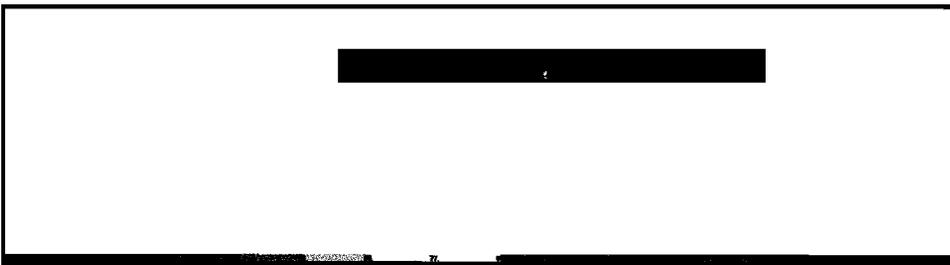


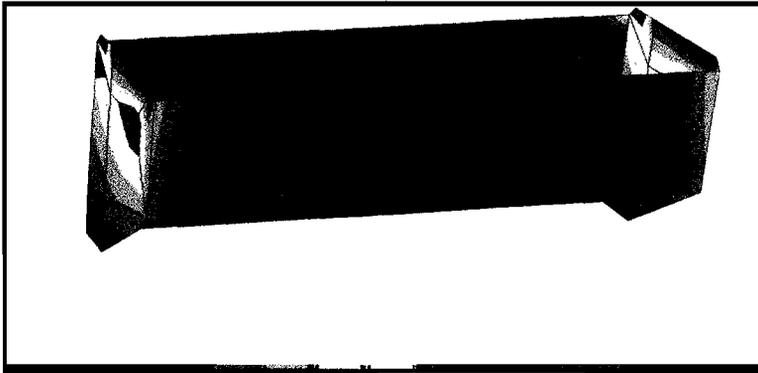
FIGURA 3.51: ESFUERZOS DE VON MISSES DE LA PLANCHA DE LA BANDA TRANSPORTADORA.

Análisis de esfuerzos de Von Mises de las planchas del Soporte del Rollo de Polipropileno

Datos de la plancha:

- Material acero A-36 de 3mm de espesor
- Esfuerzo de fluencia $F_y=248,2 \times 10^6 \text{ N/m}^2$

En el grafico se muestra por colores que las planchas de acero A-36 tiene un esfuerzo mínimo de $0,018 \times 10^6 \text{ N/m}^2$ y un esfuerzo máximo de $34,898 \times 10^6 \text{ N/m}^2$, tomando en cuenta el esfuerzo máximo calculamos el inverso del factor de seguridad el cual nos da como resultado $FS^{-1}=0.14$, el limite permisible del FS^{-1} es 0.95 por lo tanto la plancha soporta los esfuerzos de trabajo a los que será sometida. En este caso el FS^{-1} está bastante bajo debido a que estamos utilizando una plancha de 3mm para soportar el peso de los rollos que no es muy alto, pero no vamos a reducir el espesor de la plancha debido a la facilidad de construcción, no es factible comprar una plancha para una sección pequeña de la máquina se piensa en la máquina en general. Se seleccionan las planchas en base a zonas críticas que soportan esfuerzos altos y pueden quedar algunas secciones pequeñas sobredimensionadas.



**FIGURA 3.52: ESFUERZOS DE VON MISSES DE LAS PLANCHAS
DEL SOPORTE DEL ROLLO DE POLIPROPILENO.**

Análisis de los perfiles de la estructura

Para analizar los resultados de los perfiles de la estructura tenemos cinco rangos que van desde $0 - 0.5$, $0.5 - 0.7$, \square , $0.9 - 1$ y de $1 - 1.25$, este último rango que va de $1 - 1.25$ ya indica que los perfiles fallaron. Estos rangos miden el inverso del factor de seguridad "FS⁻¹". A continuación podemos observar el análisis mediante "SAP2000" de los perfiles de la estructura:

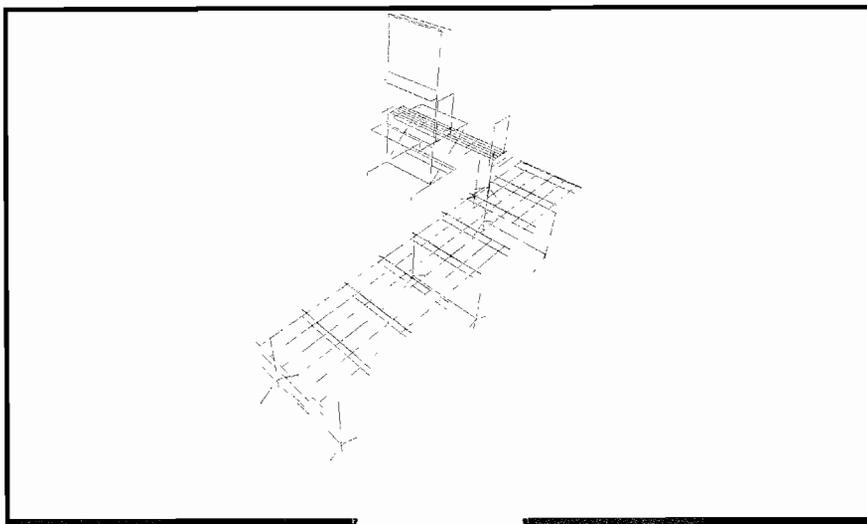


FIGURA 3.53: VISTA EN 3D DE LOS PERFILES DE LA ESTRUCTURA DE LA MÁQUINA.

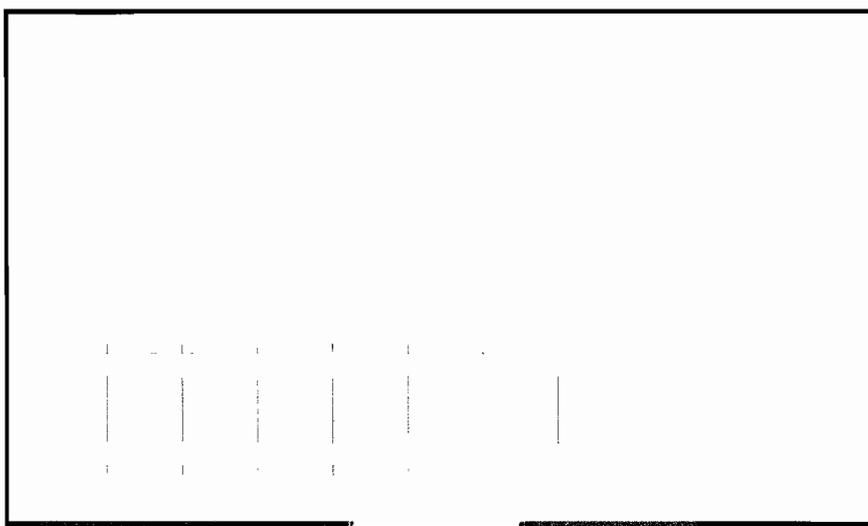


FIGURA 3.54: VISTA SUPERIOR DE LOS PERFILES DE LA ESTRUCTURA DE LA MÁQUINA.

Como se puede observar en las figuras 3.53 y 3.54 gran parte de la estructura se encuentra dentro del rango $0 - 0.5$ y también tenemos algunos perfiles que se encuentran dentro del rango $0.5 - 0.7$. Lo cual indica que estamos diseñando la máquina dentro de un margen conservador y que la máquina es bastante robusta y podrá soportar cargas un poco mayores a las de diseño.

El programa entrega un informe detallado de lo que sucede en cada perfil, si está trabajando como columna o viga y su respectivo FS^{-1} , esta información resumida se la puede apreciar en el Apéndice P.

En el siguiente gráfico podemos ver la deformación debida a la combinación del peso propio de la estructura con las debidas cargas que soporta.

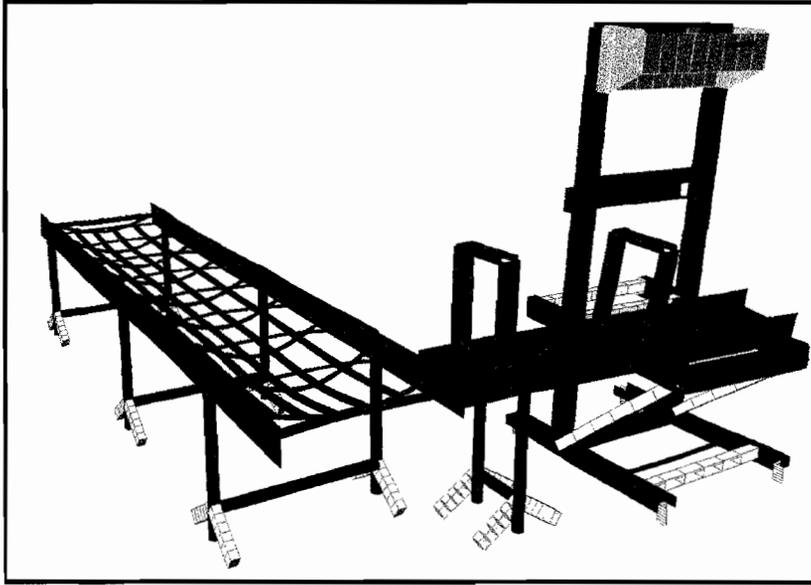


FIGURA 3.55: VISTA EN 3D DE LA ESTRUCTURA DEFORMADA.

CAPITULO 4

4. ANÁLISIS ECONÓMICO

A continuación se expondrá los costos de construcción de la máquina empaquetadora y su cronograma de construcción en nuestro medio versus su costo de importación.

4.1 CRONOGRAMA DE CONSTRUCCION

Para realizar el cronograma de construcción vamos a considerar las siguientes etapas dentro del proceso.

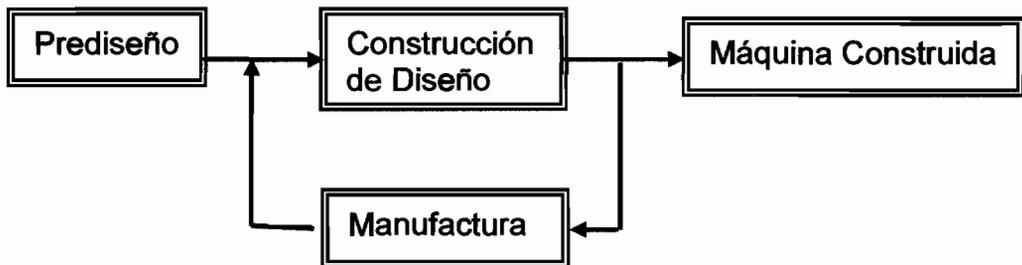


FIGURA 4.1: ETAPAS DE DISEÑO Y PROGRAMACIÓN DE CONSTRUCCIÓN.

Por lo que se detalla a través de las tablas las etapas de construcción de la enfardadora:

TABLA 7
PROGRAMACIÓN DEL DISEÑO DE LA ENFARDADORA

	SEMANA 1				
	1	2	3	4	5
1. PREDISEÑO					
Estructura					
Selección pistón					
Análisis plástico a utilizar					
Selección de materiales					
Selección de resistencia					
Selección de motor y sensores					
Selección de bandas					
Selección de de cadena de guía de resistencia					
Selección de chumaceras					
Selección de anclaje de máquina					

TABLA 9

PROGRAMACIÓN DE LA MANUFACTURA DE LA ENFARDADORA

	SEMANA 2				
	1	2	3	4	5
3. MANUFACTURA					
Equipo de trabajo		■			
Base civil para máquina		■	■		
Ensamble de estructura de máquina				■	
Ensamble de motor y sensores				■	
Ensamble de neumáticos				■	
Alineación de cadena de transporte				■	
Limpieza de soldadura				■	
Ensamble de componente eléctrico				■	
Pintura				■	
Puesta en marcha de máquina y calibración					■

4.2 COSTOS DE DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN

Para realizar la construcción de la empaquetadora presentaremos a continuación de una manera detallada la lista de materiales y accesorios que se van a utilizar:

TABLA 10

MATERIALES Y ACCESORIOS DE LA MÁQUINA ENFARDADORA

DESCRIPCION	TIPO	CANT.	COSTO UNIT. (\$)	VALOR TOT (\$)
Angulo laminado	30X30X3 X 6.000	1	\$ 97.91	\$ 97.91
Caja de Enchufe	MSSD-F	4	\$ 3.89	\$ 15.55
Canal	100X50X3X6.0000	1	\$123.00	\$123.00
Canal	200X50X3X6.000	1	\$307.50	\$307.50
Canal	100X40X3X6.000	1	\$ 120.54	\$ 120.54
Canal	50X50X6X6.000	1	\$ 58.43	\$ 58.43
Banda Serie 900	Raised Rid polipropilenoRaised Rid polipropileno 760mm x 26.25 pies	1	\$1900.00	\$1900.00
Banda Serie 900	Raised Rid polipropilenoRaised Rid polipropileno 329mm x 13.18 pies	1	\$500.00	\$500.00
Platina (METROS)	(SOLERA DE DESGASTE) UHMW, 1/4 X 1-1/4	6	\$7.20	\$43.20
ENGRANAJE SERIE 900 ACETAL DIAMETRO 6.1	PARA EJE CUADRADO 155 MM 19 DIENTES	28	\$34.00	\$952.00
SOPORTE LATERAL	VG-221-58	1	\$25.60	\$25.60
SOPORTE PARA GUIAS LATERALES	VG-011-04	1	\$11.50	\$11.50

GUIA LATERAL	LONG 3 MT. VG-SSR-10	1	\$56.50	\$56.50
Capacitor		1	\$10.00	\$ 10.00
Chumaceras	NTN UCF207 D1	10	\$26.00	\$260.00
Cilindro Doble efecto	DNC-50-575-PPV-A	1	\$311.25	\$311.25
Cilindro Doble efecto	DNC-50-250-PPV-A	1	\$167.69	\$167.69
Cilindro Doble efecto	DNC-50-40-PPV-A	1	\$ 238.88	\$238.88
Cilindro Doble efecto	DNC-50-500-PPV-A	1	\$ 191.28	\$191.28
Eje de 1"	H/N A-36 (6 m)	1	\$ 104.23	\$104.23
Eje de acero inoxidable	Ø ¾" 6 mts	1	\$170.55	\$170.55
Electroválvula	MFH-5-1/4	4	\$132.76	\$531.06
Filtro Regulador Lubricador	LFR-1/2-D-MINI	1	\$79.30	\$79.30
Inductor de Bobina	MSFW-230-50/60-OD	4	\$19.68	\$78.71
Interruptor ON/OFF	110 V	1	\$10.00	\$10.00
Listón distribuidor	PAL-1/4-4-B	1	\$99.89	\$99.89
Motor Eléctrico	1/3Hp 1500RPM	1	\$273.50	\$273.50
Motoreductor	1/4Hp, 1500RPM in, 31Rpm out.	1	\$380.80	\$380.80
Motoreductor	3/4Hp, 1750RPM in, 31Rpm out.	1	\$582.40	\$582.40
Pintura anticorrosiva	Galones	1	\$16.00	\$16.00
Pintura crema	Galones	1	\$8.00	\$8.00
Plancha A-36	1220X2440 X 3 mm	1	\$143.71	\$143.71
Racor L orientable	QSL-1/4-8	8	\$2.98	\$ 23.83
Racor L orientable	QSL-3/8-1/2	1	\$8.78	\$ 8.78
Racor Recto	QS-1/2-12	1	\$5.28	\$5.28
Reducción	D-3/8I-1/2 ^a	1	\$4.28	\$4.28
Regulador de Caudal	GRA-1/4-QS-8-D	8	\$21.43	\$171.40
Resistencias	200 W (Con recubrimiento de cerámica)	2	\$5.00	\$10.00
Sensor Fin de carrera	Cuerpo Fino	1	\$84.00	\$84.00
Sensor Fin de carrera	Cuerpo Grueso	1	\$122.08	\$122.08
Sensor Magnético	SME-8M-DS-24V-K-2,5-OE	1	\$38.92	\$38.92
Sensor óptico: Barrera Reflex	WL170-P122	1	\$180.88	\$180.88
Silenciador	UC-1/4	8	\$6.78	\$54.21
Tapón ciego	B-1/2	1	\$3.11	\$3.11
Tubo Poliuretano	PUN-3/8-12	2	\$4.74	\$9.48

Tubo Poliuretano	PUN-8*1,25	20	\$1.72	\$34.50
Tubos galvanizados	1/2 in	2	\$12.00	\$24.00
COSTO DE FABRICACIÓN				\$10,267.30
UTILIDAD				\$1,026.73
COSTO TOTAL				\$ 11,294.03

4.3 COMPARACIÓN CON COSTOS DE UNA MÁQUINA IMPORTADA

Basándose en la Cotización (Anexo Q) de la Empacadora realizada por la Empresa Packsystem tenemos los siguientes valores:

TABLA 11:
COMPARACIÓN DE PRECIO DE FABRICACIÓN DE LA MÁQUINA
ENFARDADORA

FABRICACIÓN	COSTO
HECHO EN ECUADOR	\$ 11,294.03
IMPORTADA	\$ 16,000.00

Después del estudio de Costos expuestos en las Tablas 10 y 11, podemos analizar que nuestra máquina representa un 70% del costo de la máquina importada; lo cual nos da un ahorro del 30%, como también nos da facilidad en la adquisición de materiales para mantenimientos que se podrían desarrollar en menor tiempo de lo que resultaría importar repuestos del exterior.

CAPITULO 5

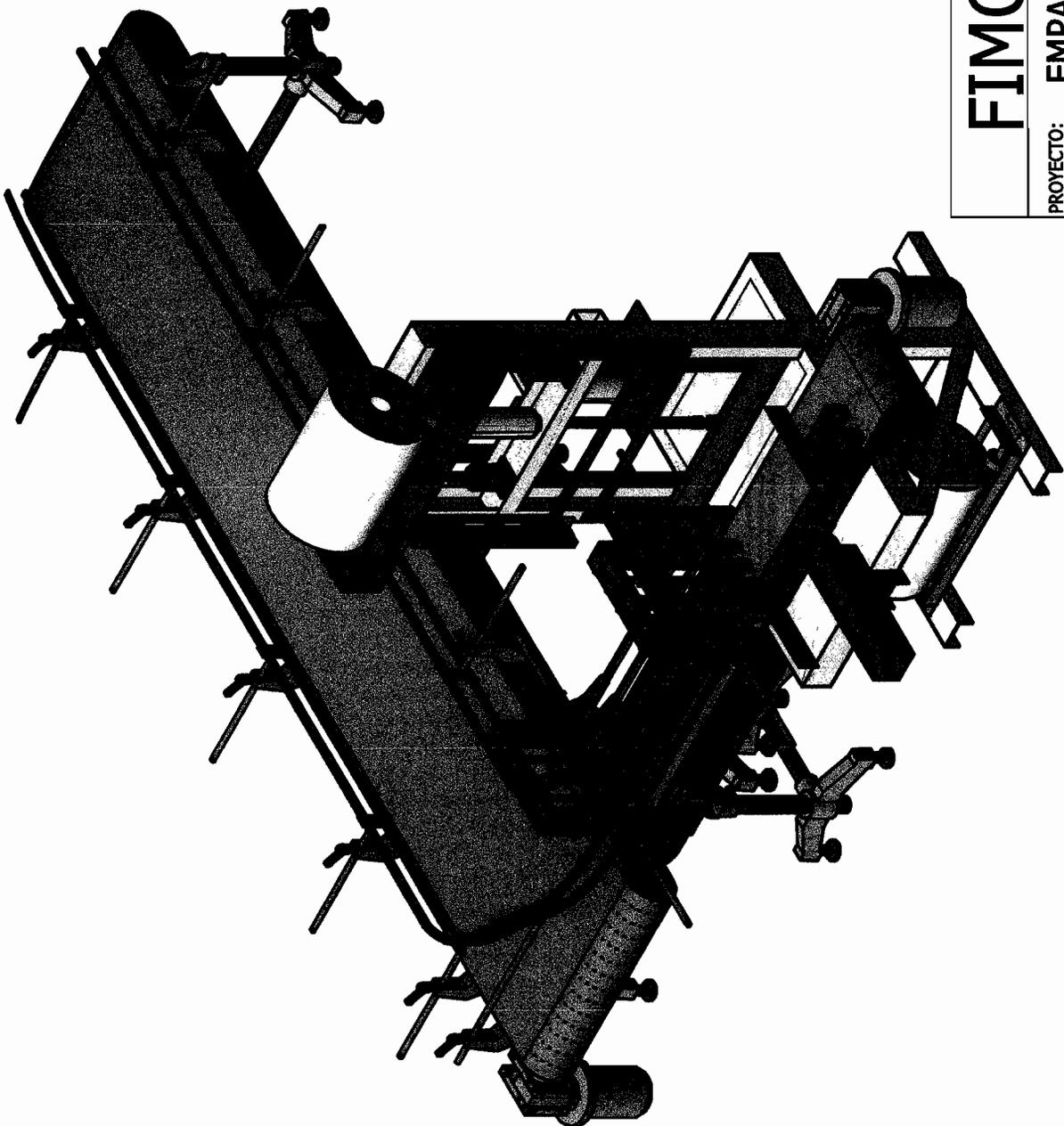
5. CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

Conclusiones:

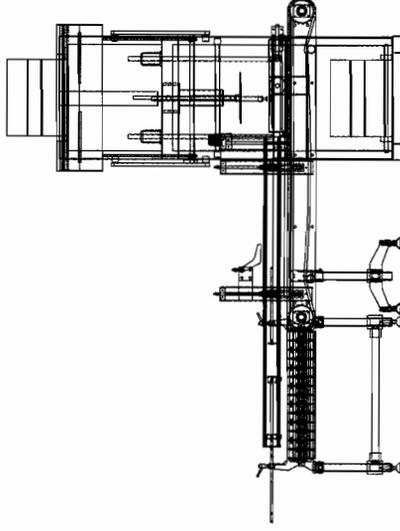
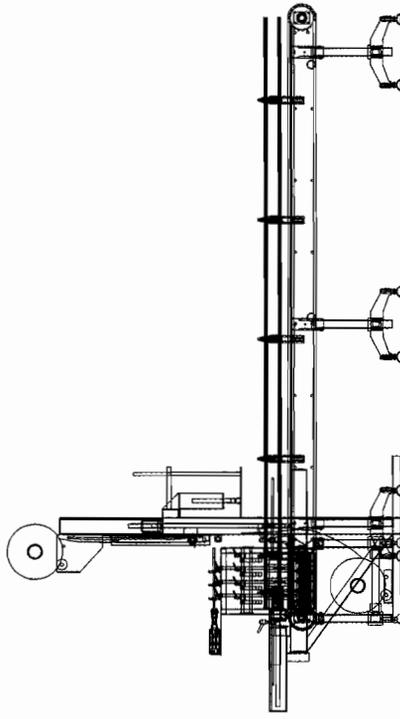
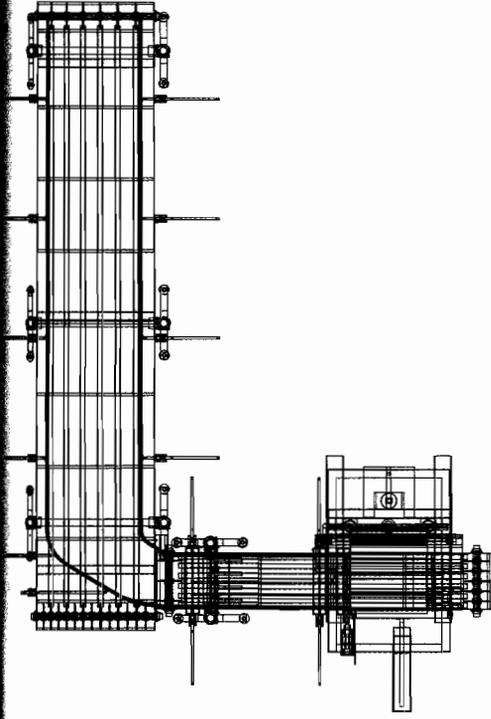
1. Se logró el objetivo de diseñar una máquina que cumpla los parámetros de sencillez, y de fácil mantenimiento.
2. Se obtiene una máquina económica, con disponibilidad de repuestos a nivel nacional.
3. Se automatizó la máquina con el uso de diversos tipos de sensores.
4. Se duplicó bajo diseño la cantidad de unidades empaquetadas (10 a 20) paquetes por minutos.
5. Es una máquina flexible, debido a su versatilidad en la cantidad de carriles a requerir y dimensiones del producto.

Recomendaciones:

1. La soldadura es un factor crítico en la resistencia al fallo de estructuras y componentes de máquinas.
2. Se utiliza acero inoxidable y polipropileno en todas las partes que se encuentran en contacto con el producto.
3. Se debe establecer un mantenimiento preventivo y de limpieza de la máquina para optimizar su vida útil.



FIMCP-ESPOL		FECHA	NOVISE
		30/09/08	E. GONZALEZ
		30/09/08	JIN. MARTINEZ
		PLANO NO. 1	
PROYECTO: EMPAQUETADORA		CONTIENE: MAQUINA 3D	
		MATERIAL: ACERO A-36 Y ACERO INOXIDABLE	
		ESCALA	1:2000



FIMCP-ESPOL

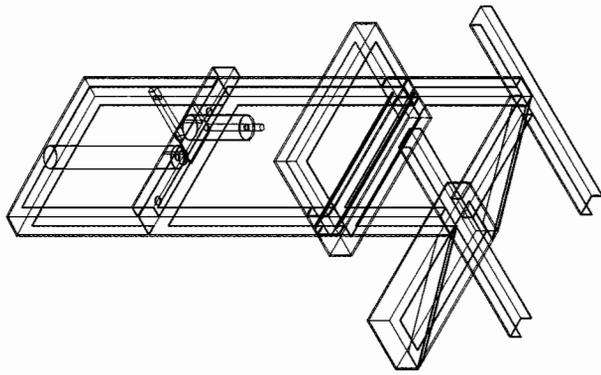
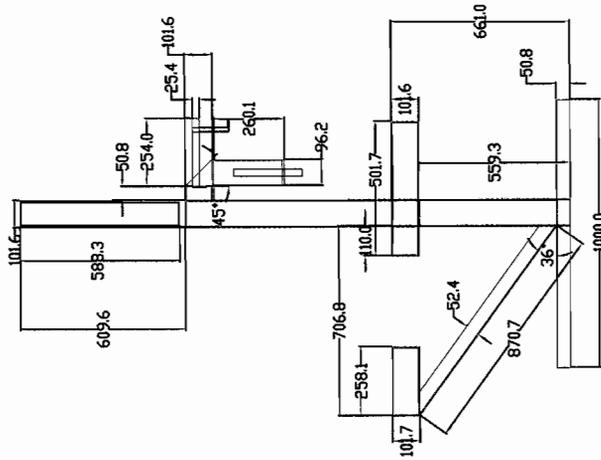
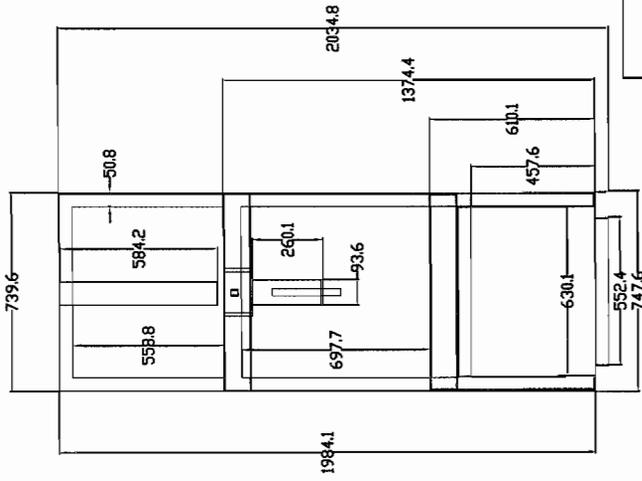
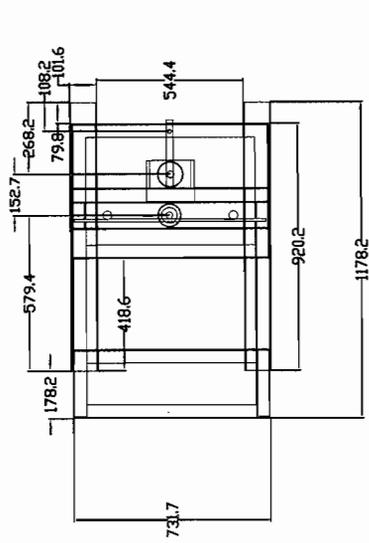
PROYECTO: **EMPAQUETADORA**

ESCALA: **1:4000**
CONTIENE: **EMPAQUETADORA COMPLETA**
MATERIAL: **ACERO A36**

FECHA:	NOVEMBRE
DEBIDO	30/09/08
REVISADO	30/09/08
ING. GONZALEZ	ING. MARTINEZ

PLANO NO.

2



FIMCP-ESPOL

PROYECTO: EMPAQUETADORA

CONTIENE: ESTRUCTURA GENERAL
MATERIAL: ACERO A-36

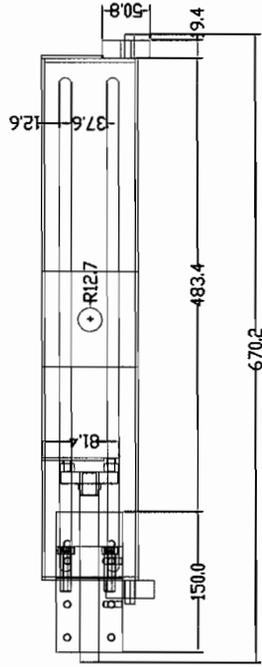
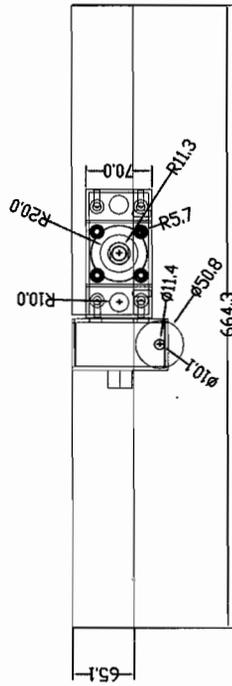
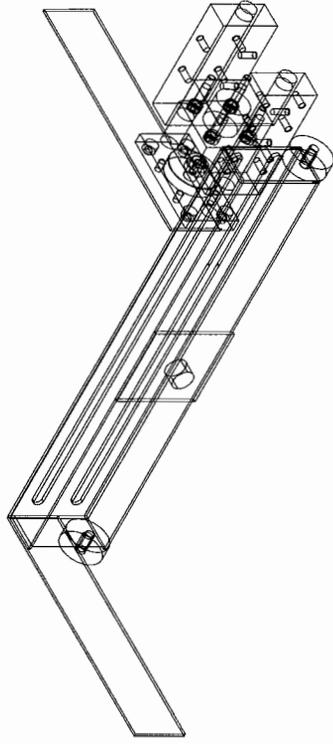
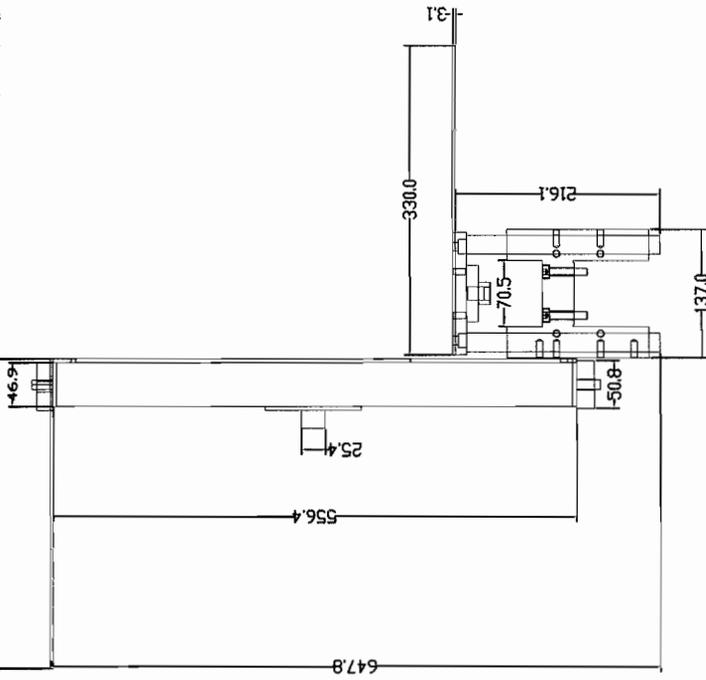
ESCALA
1:2800



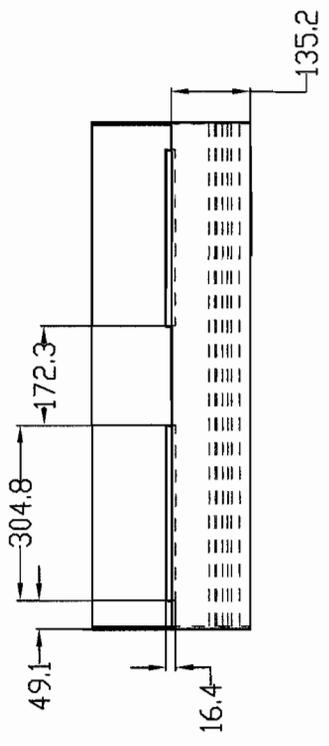
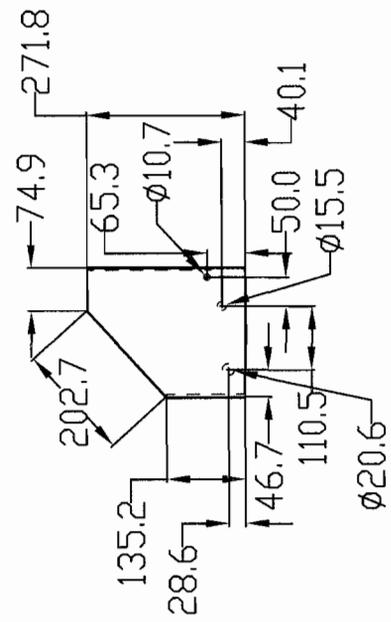
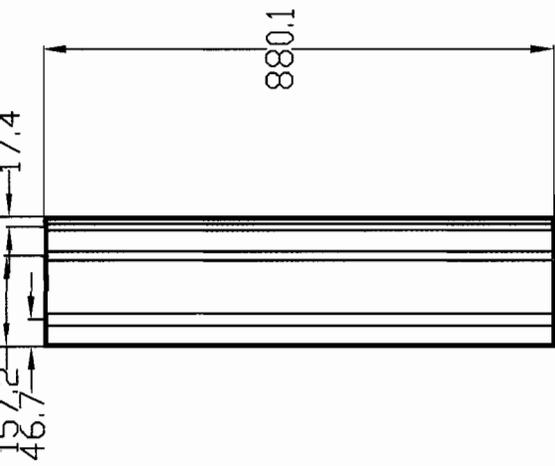
Fecha	Nombre
30/09/08	E. GONZALEZ
30/09/08	ING. MARTINEZ

PLANO NO.

3



FIMCP-ESPOL		FECHA	MONISE
PROYECTO: EMPAQUETADORA		30/05/08	E. GONZALEZ
ESCALA		REVISION	ING. MARTINEZ
CONTIENE: EMPUJADOR		PLANO NO. 4	
1:800			
MATERIAL: ACERO INOXIDABLE			



FIMCP-ESPOL

PROYECTO: EMPAQUETADORA

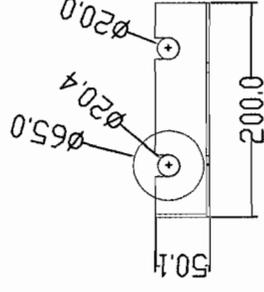
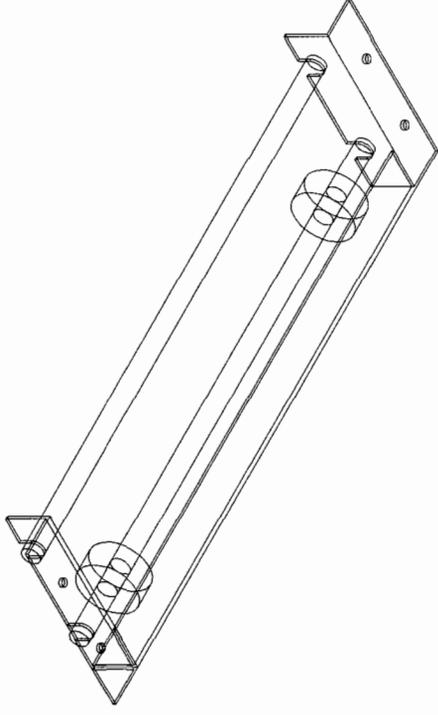
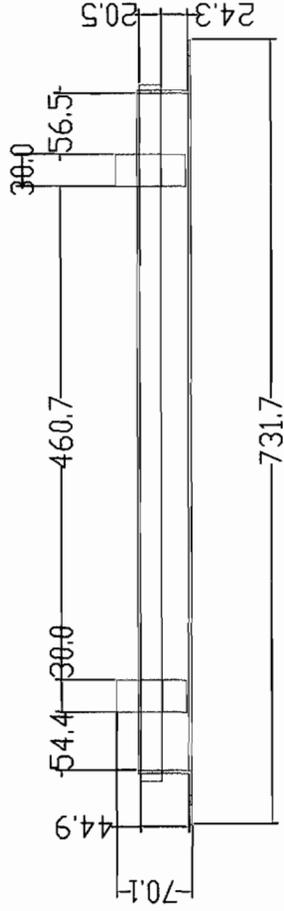
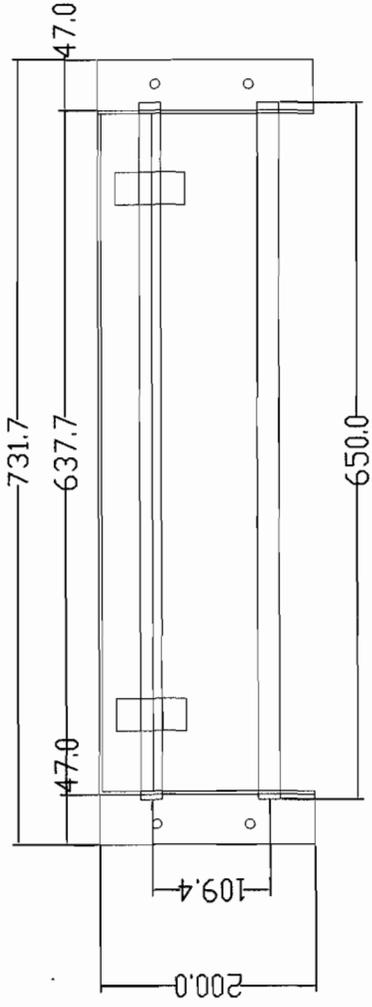
CONTIENE: SOPORTE DE POLIPROPILENO
 MATERIAL: ACERO A-36



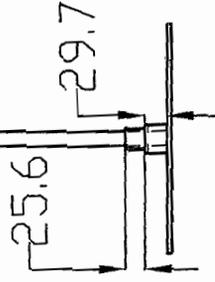
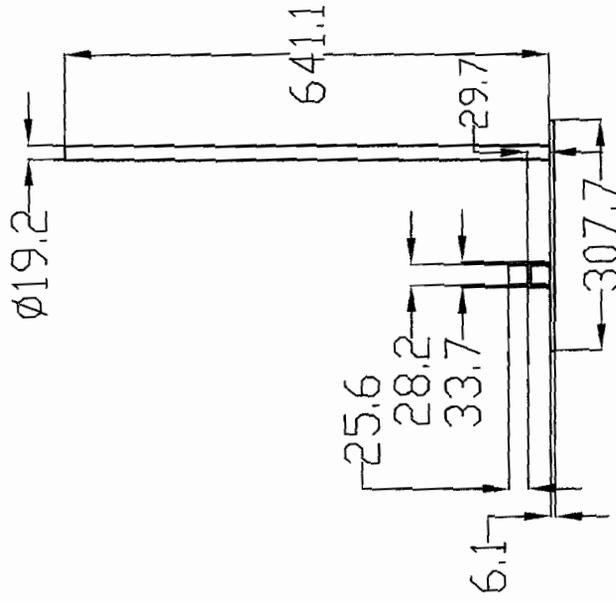
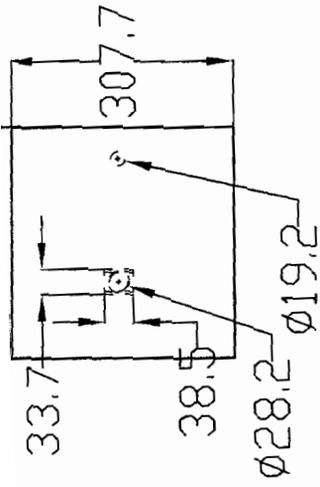
ESCALA
1:1300

FECHA	NOVEMBRE
GROUP	E. GONZALEZ
Revision	30/09/08
PLANO NO.	JMG. MARTINEZ

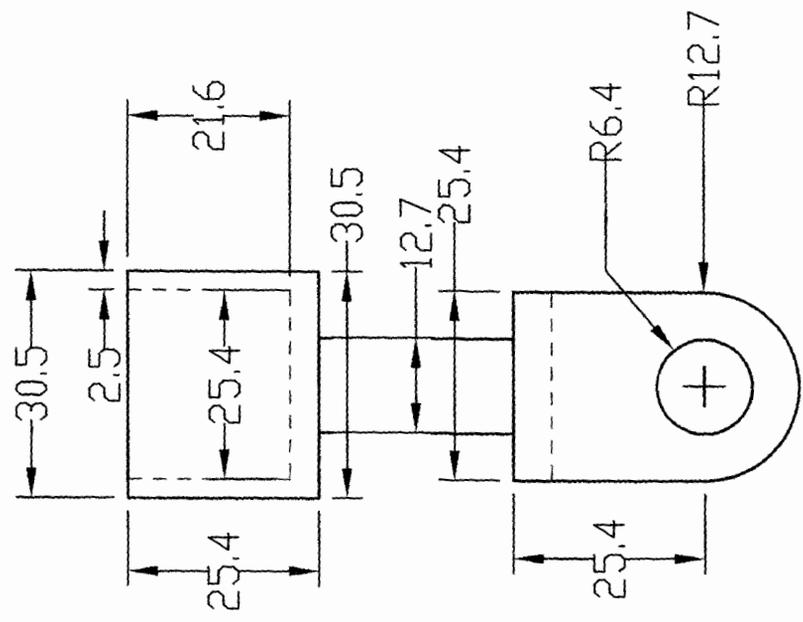
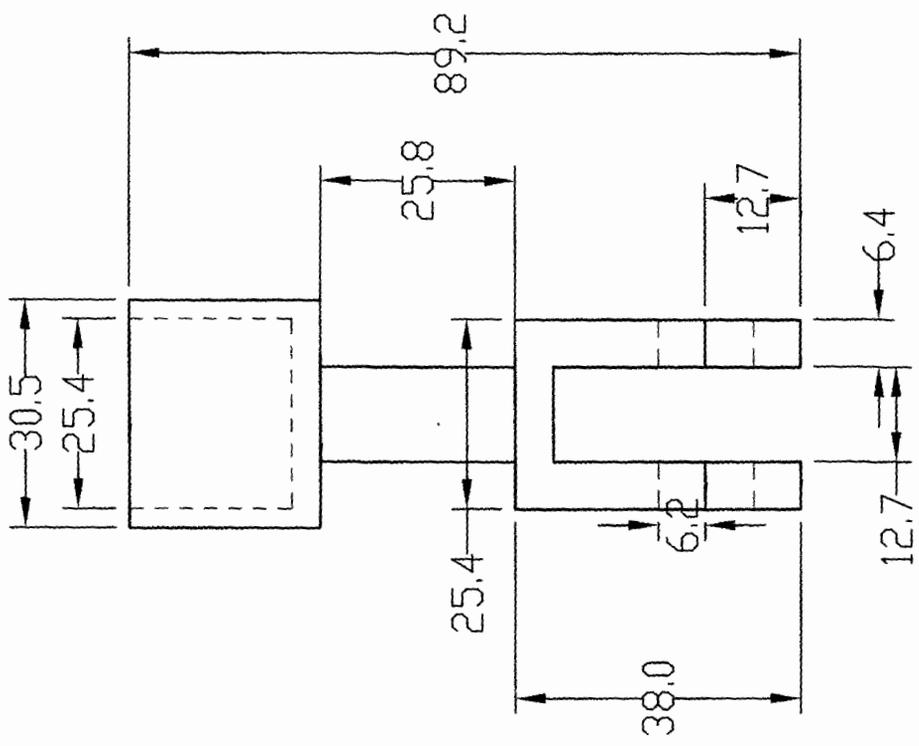
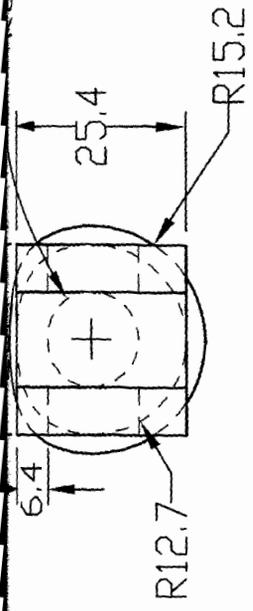
5



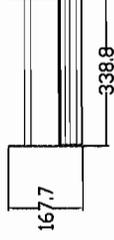
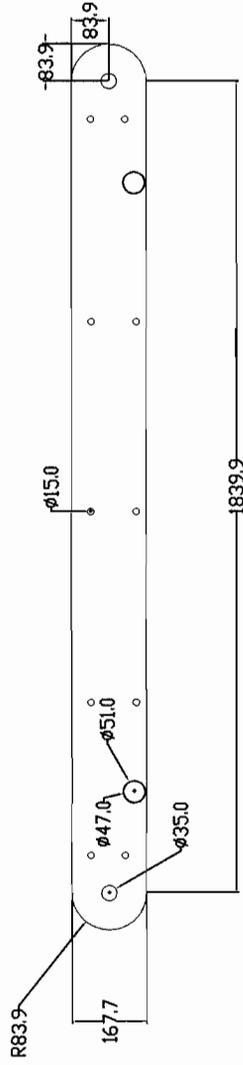
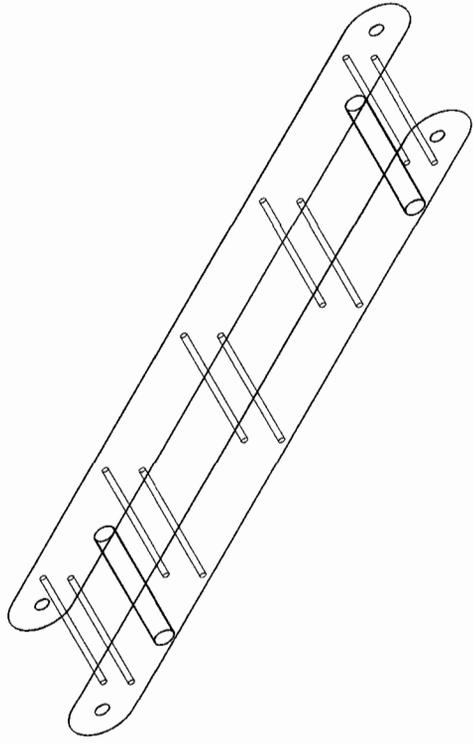
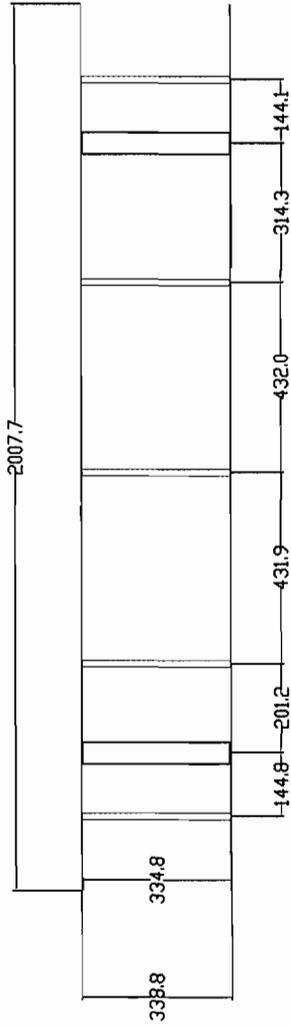
FIMCP-ESPOL		FECHA 30/05/08	NOMBRE E. GONZALEZ
PROYECTO: EMPAQUETADORA		DIBUJO REVISION	NOMBRE ING. MARTINEZ
ESCALA 1:700		PLANO NO. 6	
		CONTIENE: SOPORTE INFERIOR DE POLIPROPILENO MATERIAL: ACERO A36	



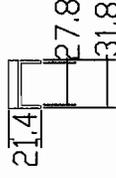
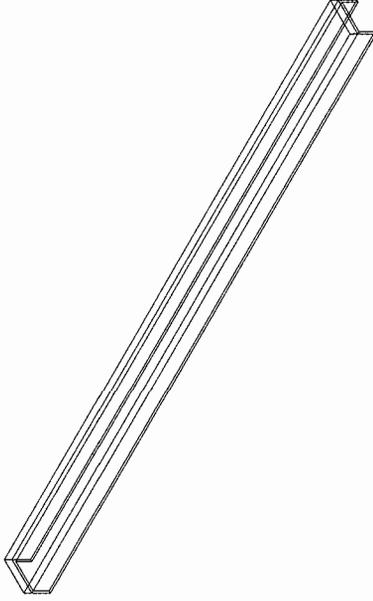
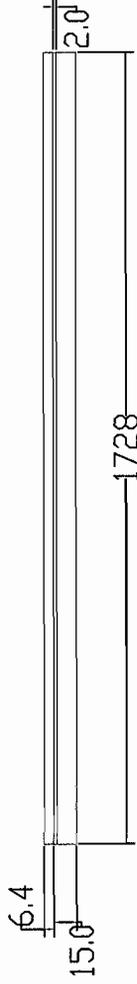
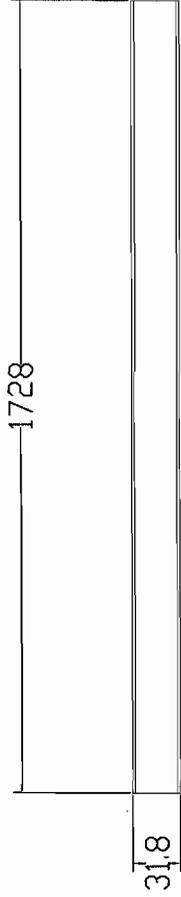
<h1 style="text-align: center;">FIMCP-ESPOL</h1>		FECHA	NOMBRE
		30/09/08	E. GONZALEZ
PROYECTO: EMPAQUETADORA		REVISION	JMC.MARTINEZ
		30/09/08	
PLANO NO. 7		PLANO NO.	
	ESCALA	CONTIENE:	PLACA DE PRESION
	1:1000	MATERIAL:	ACERO A-36



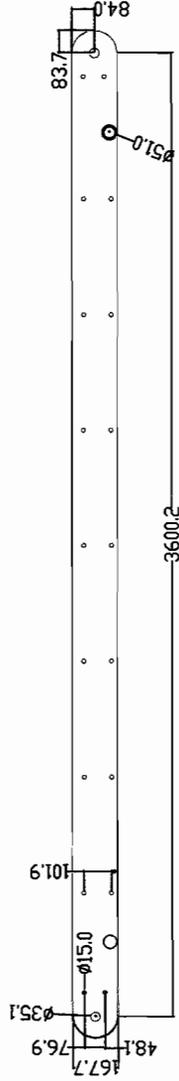
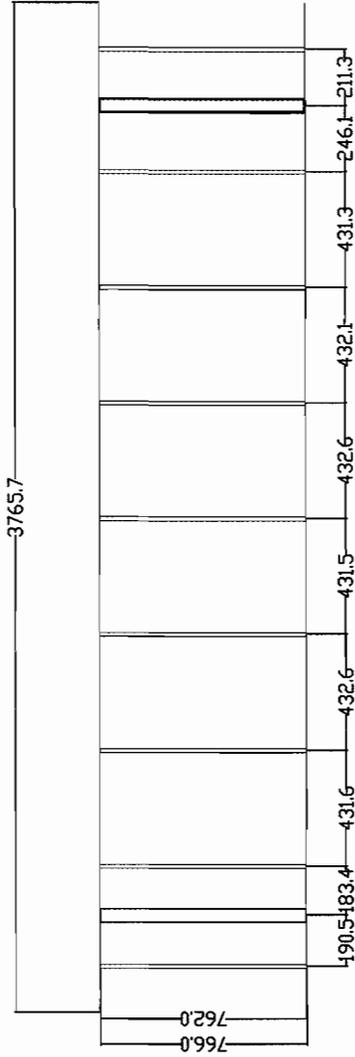
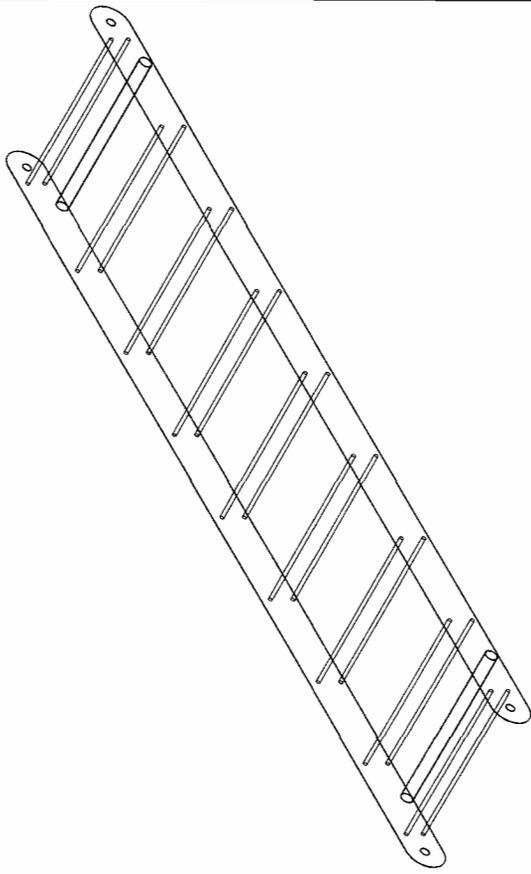
FIMCP-ESPOL PROYECTO: EMPAQUETADORA		FECHA: DISEÑO: E. GONZALEZ REVISIÓN: JMG-MARTINEZ	NOMBRE: E. GONZALEZ JMG-MARTINEZ
ESCALA: 1:100 		PLANO NO. 8	
CONTIENE: ROTULA DE LA RESISTENCIA		MATERIAL: ACERO A36	



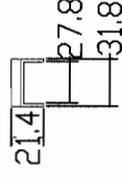
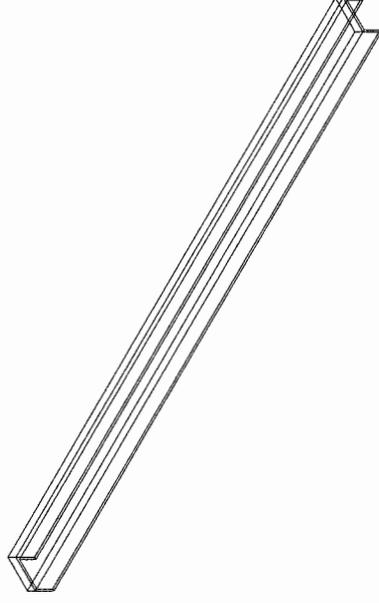
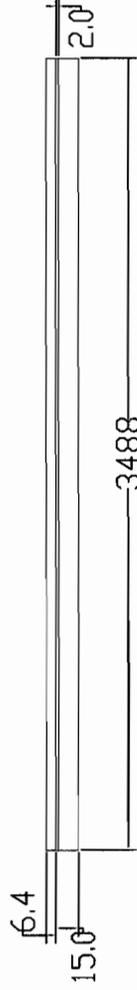
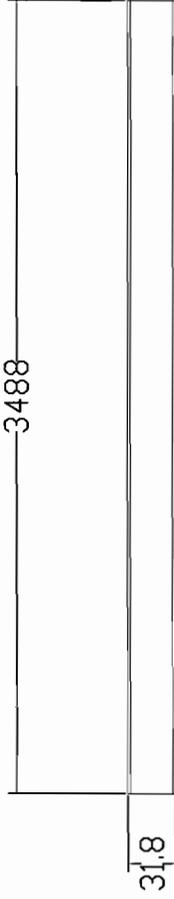
<h1>FIMCP-ESPOL</h1>		FECHA	NOMBRE
		REVISOR	E. GONZALEZ
PROYECTO: EMPAQUETADORA		REVISOR	ING. MARTINEZ
		PLANO NO.	9
	ESCALA	CONTIENE:	
	1:1700	ESTRUCTURA BANDA TRANSPORTADORA	
		MATERIAL:	
		ACERO INOXIDABLE Y ACERO A36	



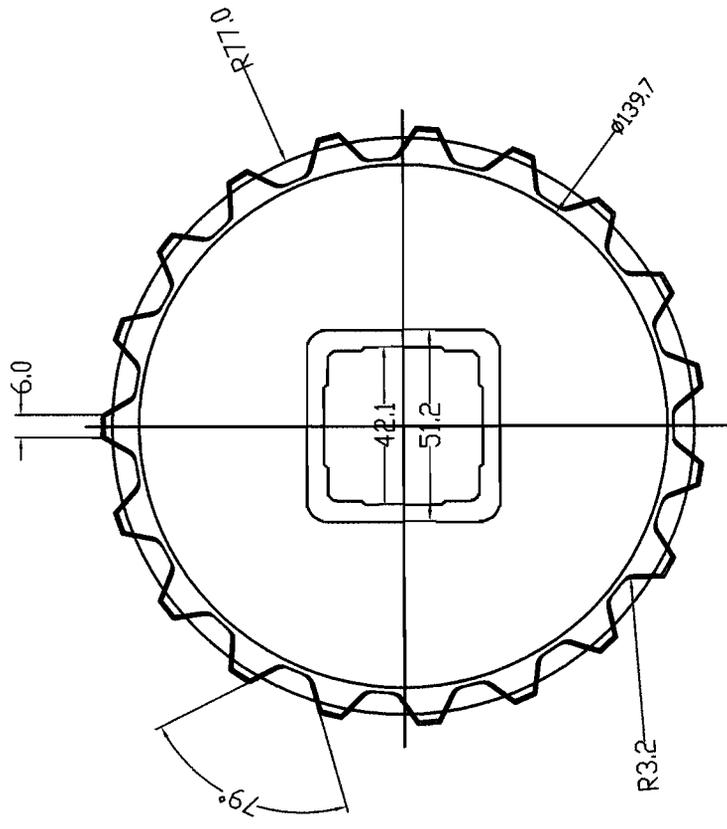
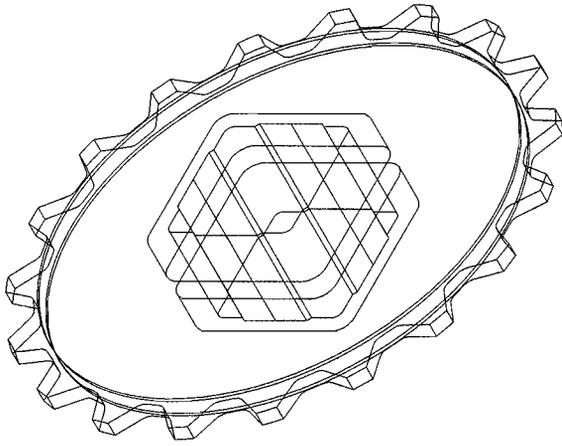
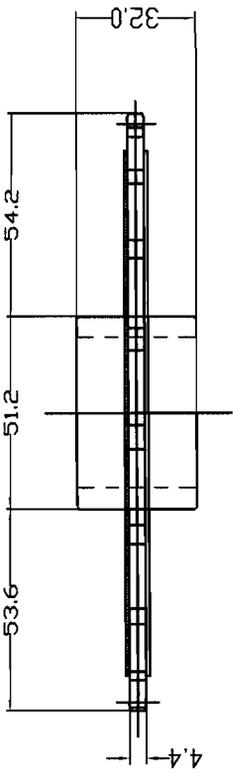
FIMCPC-ESPOL		FECHA	NOMBRE
		20/09/98	E. GONZALEZ
PROYECTO: EMPAQUETADORA		REVISOR	PLANO NO.
		20/09/98	10
	ESCALA	CONTIENE:	
	1:500	GUJAS DE DESGASTE TRANSPORTADORA	
		MATERIAL:	
		H.D.P.E. Y ACERO A-36	



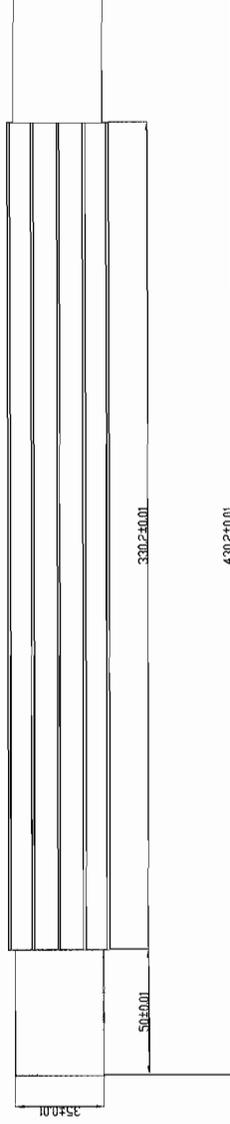
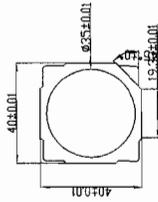
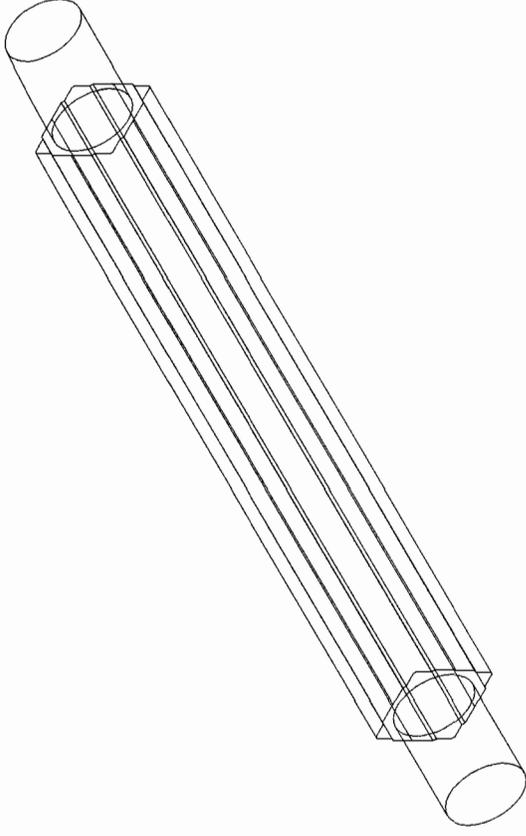
FIMCP-ESPOL		FECHA	NUMERO
PROYECTO: EMPAQUETADORA		DISEÑO	E. GONZALEZ
ESCALA	CONTIENE: ESTRUCTURA BANDA ACUMULADORA	REVISION	ING. MARTINEZ
1:2800	MATERIAL: ACERO INOXIDABLE Y ACERO A36	PLANO NO. 11	



<h1>FIMCP-ESPOL</h1>		FECHA	NOMBRE
DESARROLLO	30/09/08	E. GONZALEZ	
REVISOR	30/09/08	ING. MARTINEZ	
PROYECTO: EMPAQUETADORA		PLANO NO. 12	
ESCALA 1:500	CONTIENE: GUJAS DE DESGASTE ACUMULADORA		
	MATERIAL: H.I.D.P.E. Y ACERO A-36		



FECHA		NOMBRE	
Drawn	30/09/08	E. GONZALEZ	
Revision	30/09/08	JMG. MARTINEZ	
PLANO NO. 13			
FIMCP-ESPOL			
PROYECTO: EMPAQUETADORA			
ESCALA	CONTIENE: ENGRANE		
1:200	MATERIAL: POLIPROPILENO		



FIMCP-ESPOL

PROYECTO: EMPAQUETADORA

CONTIENE: EJE CUADRADO
 MATERIAL: ACERO A36

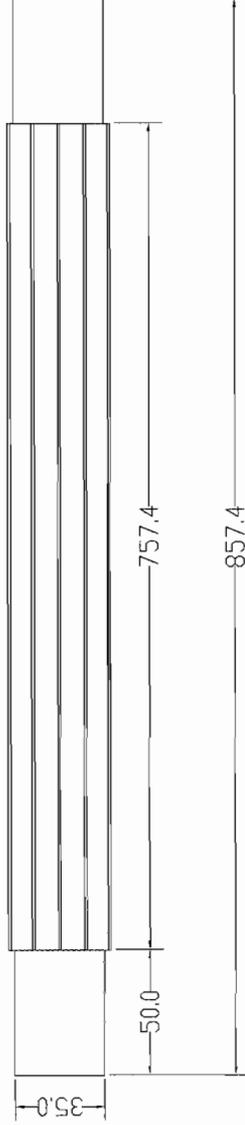
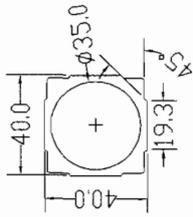
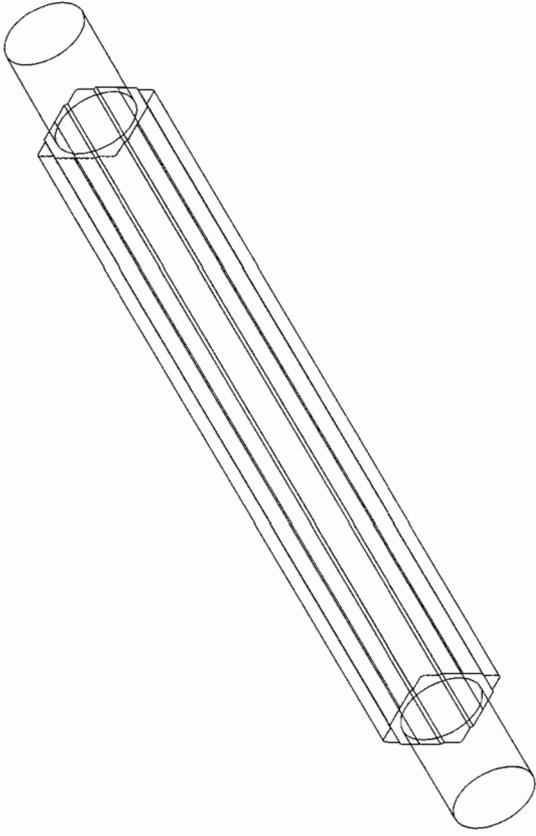
ESCALA: 1:300



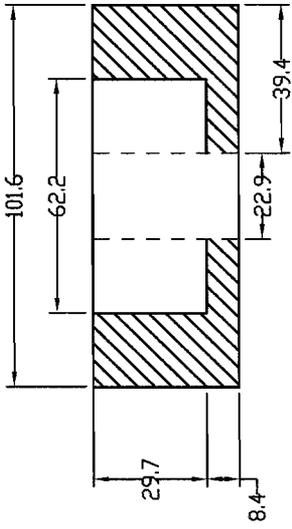
DIBUJO	FECHA	NOMBRE
REVISOR	30/09/08	E. GONZALEZ
	30/09/08	ING. MARTINEZ

PLANO NO.

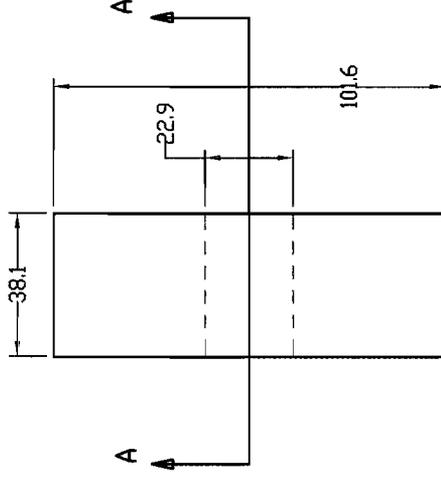
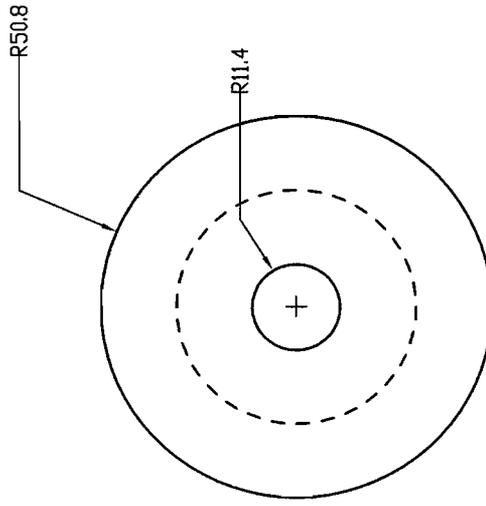
14



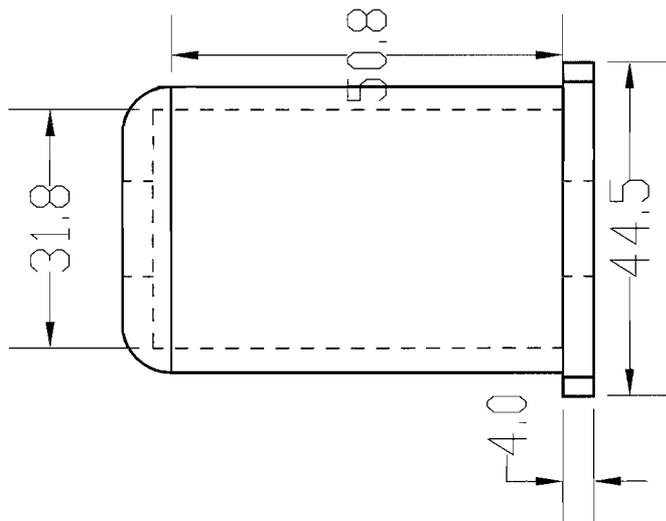
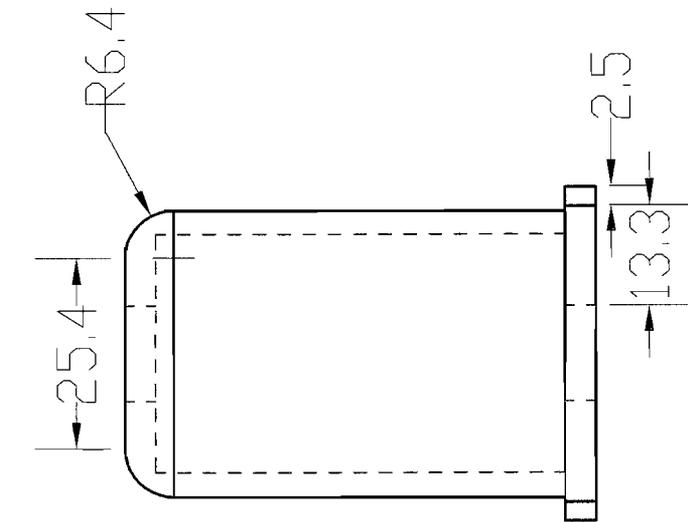
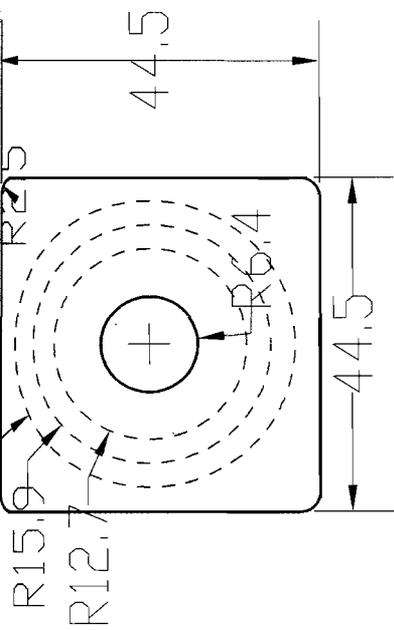
FIMCP-ESPOL		FECHA	30/09/08	NOMBRE	E. GONZALEZ
PROYECTO: EMPAQUETADORA		DISEÑO	30/09/08	REVISIÓN	ING. MARTINEZ
ESCALA 1:300		CONTIENE: EJE CUADRADO ACUMULADORA		MATERIAL: ACERO A36	
		PLANO NO. <h1>15</h1>			



CORTE AA

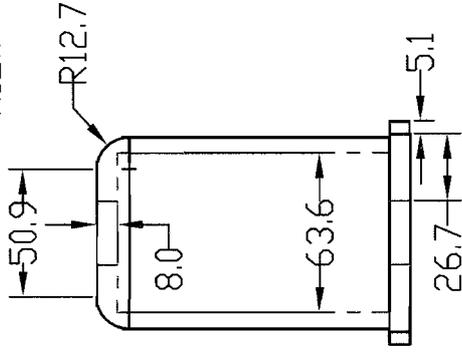
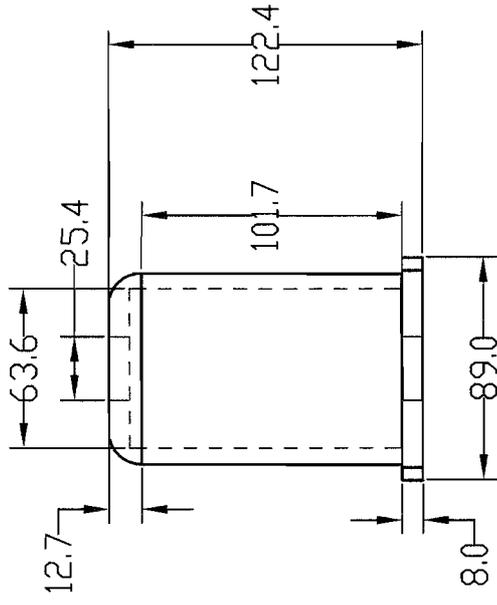
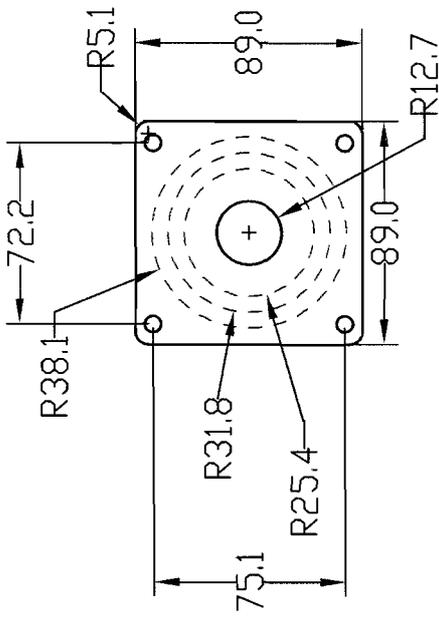


FIMCP-ESPOL		FECHA	NOMBRE
PROYECTO: EMPAQUETADORA		30/09/08	E. GONZALEZ
ESCALA	CONTIENE: DESLIZADOR DE EMPUJADOR	30/09/08	JMG. MARTINEZ
1:200	MATERIAL: ACERO A-36	PLANO NO. 16	



		ESCALA	CONTIENE:	GUIA DE LA BARRA MATERIAL: ACERO A36
		1:150		
PROYECTO: EMPAQUETADORA				
<h1>FIMCP-ESPOL</h1>				

FECHA	NOBRE
30/09/08	E. GONZALEZ
30/09/08	ING. MARTINEZ
DIBUJO REVISION	PLANO NO. <h1 style="font-size: 2em;">17</h1>



FIMCP-ESPOL

PROYECTO: EMPAQUETADORA



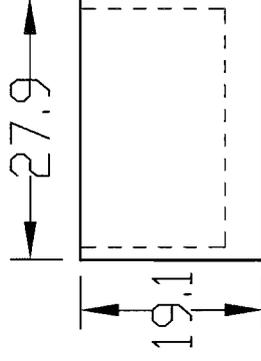
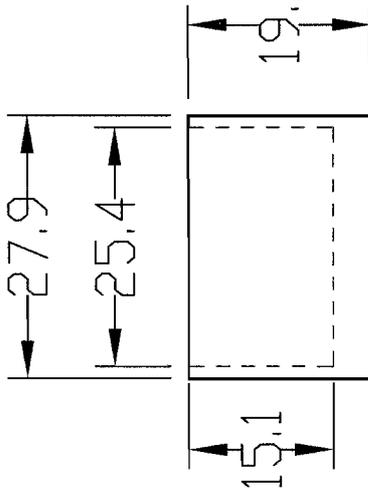
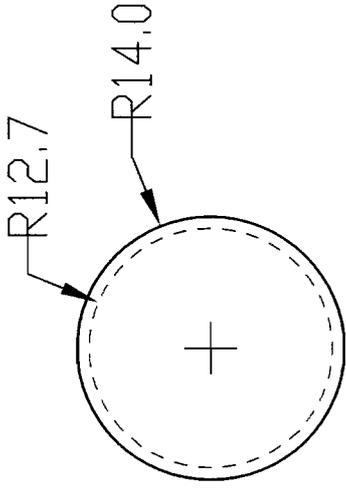
ESCALA
1:300

CONTIENE: GUJA DE RESISTENCIA
MATERIAL: ACERO A36

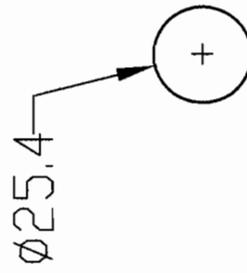
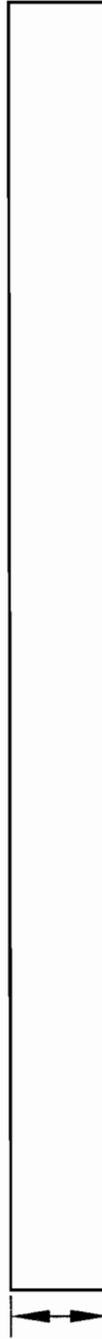
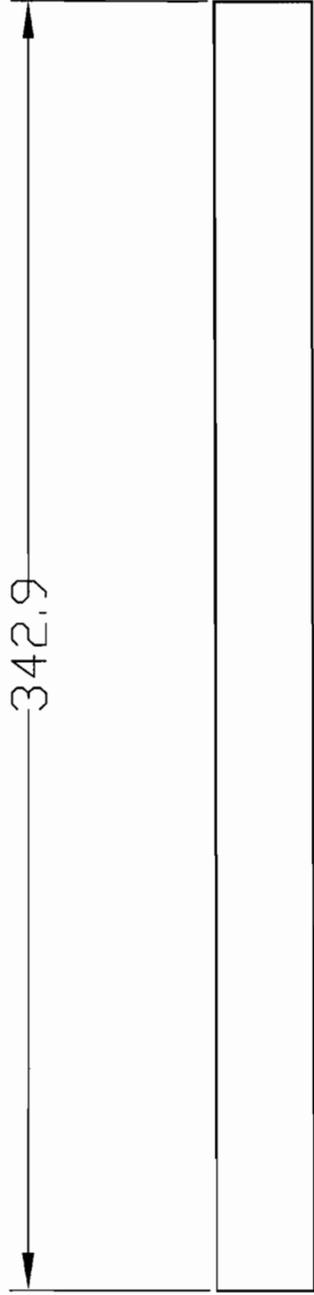
FECHA	MEMBRE
03/09/08	E. GONZALEZ
REVISION	JMG.MARTINEZ

PLANO NO.

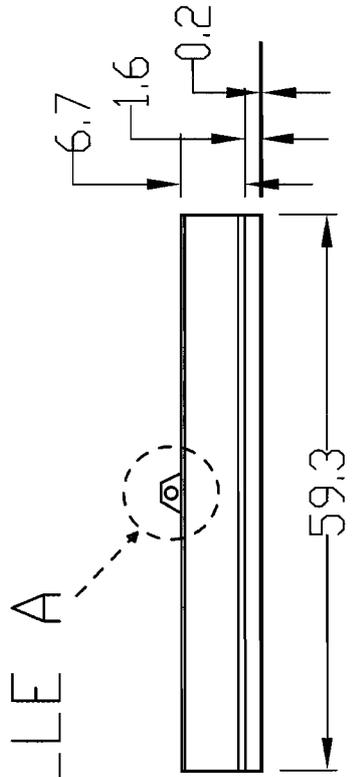
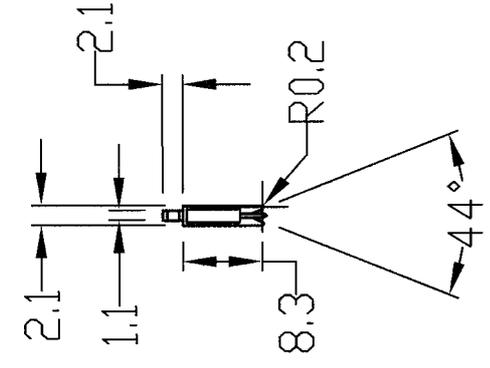
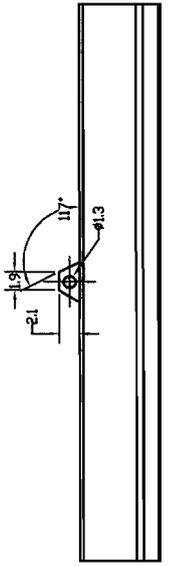
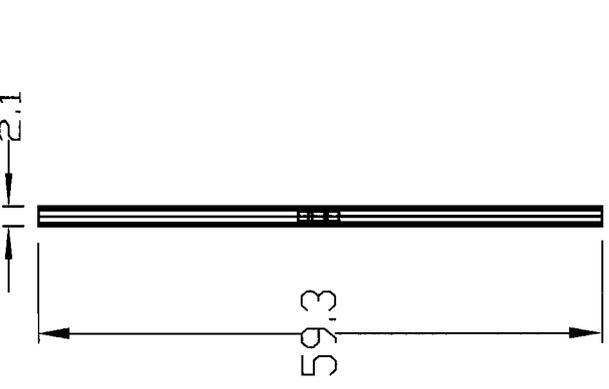
18



FIMCP-ESPOL PROYECTO: EMPAQUETADORA		FECHA	NOMBRE
		30/05/08	E. GONZALEZ
ESCALA: 1:80 CONTIENE: BOCIN REGULADOR MATERIAL: ACERO A-36		Revisión	PLANO NO.
		30/05/08	19



FIMCP-ESPOL		FECHA	NOMBRE
DEBUDO	30/09/18	E. GONZALEZ	
REVISION	30/09/18	ING. MARTINEZ	
PROYECTO: EMPAQUETADORA		PLANO NO. 20	
ESCALA	CONTIENE:	EJE DE BARRA	
1:200		ACERO INOXIDABLE	



DETALLE A

FIMCP-ESPOL

PROYECTO: EMPAQUETADORA

ESCALA	CONTIENE:
1:80	ESTRUCTURA DE RESISTENCIA
	MATERIAL: A-36

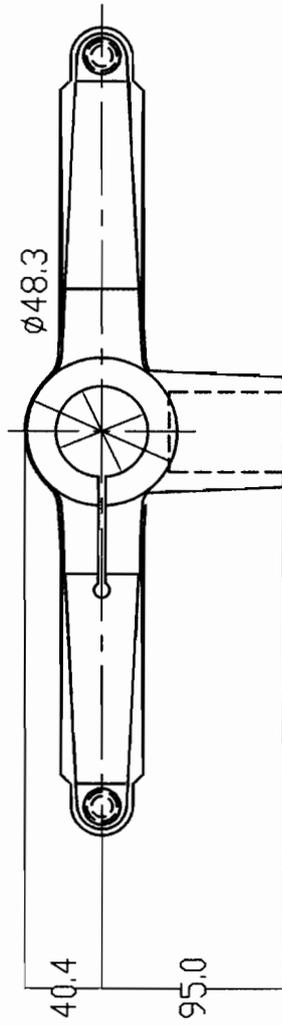
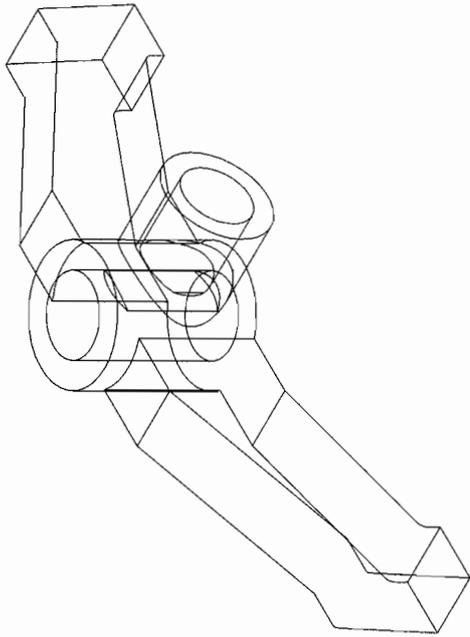
FECHA	NOMBRE
30/09/08	E. GONZALEZ
Revisión	30/09/08
	ING. MARTINEZ

PLANO NO.

21

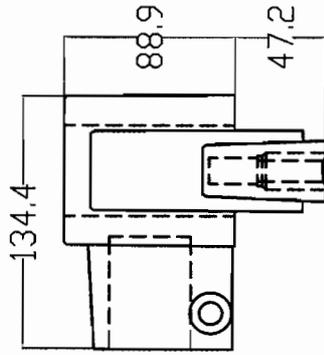
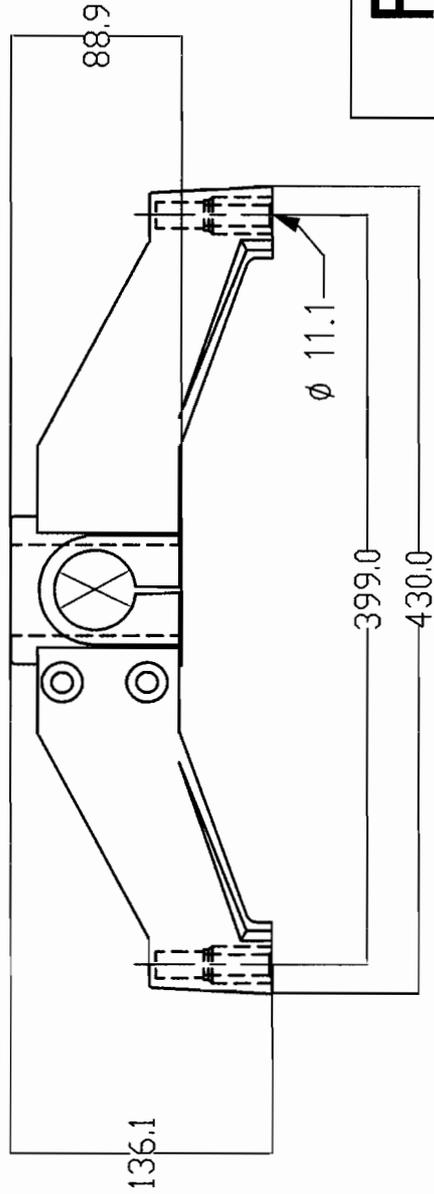
PARA TUBERIA DE $\phi 1-1/2"$

$\phi 80.8$



PARA TUBERIA DE $\phi 1-1/4"$

$\phi 42.4$



FIMCP-ESPOL

PROYECTO: EMPAQUETADORA

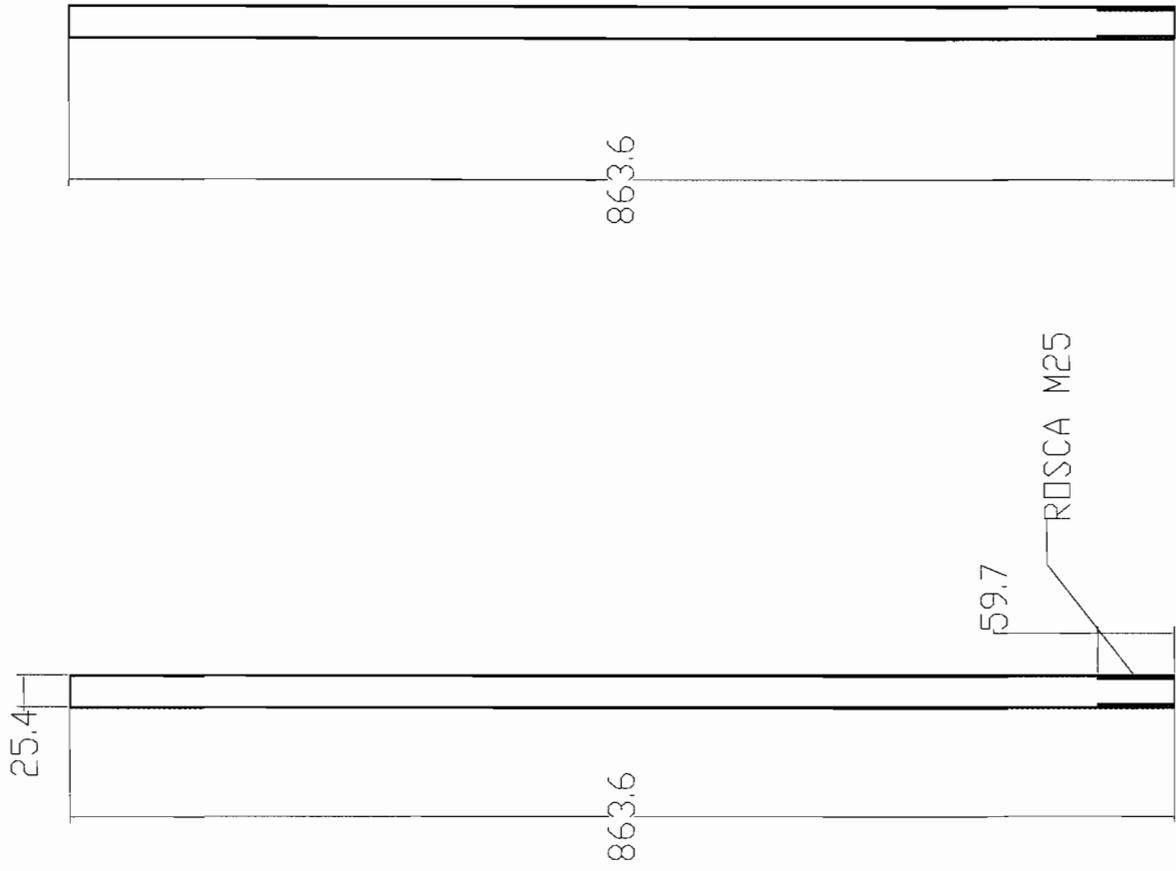
ESCALA: 1:400
CONTIENE: BASE DEL SOPORTE
MATERIAL: ACERO A36

FECHA	NOMBRE
20/09/08	E. GONZALEZ
20/09/08	JM. MARTINEZ

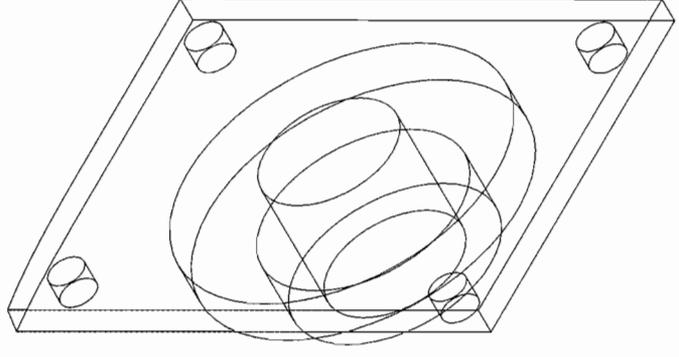
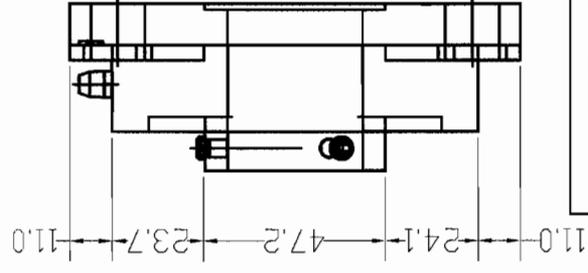
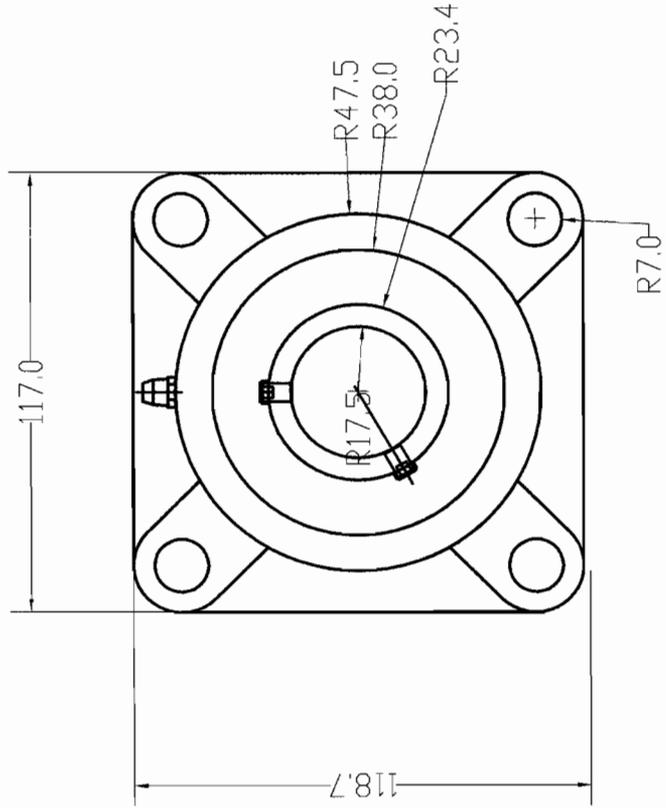
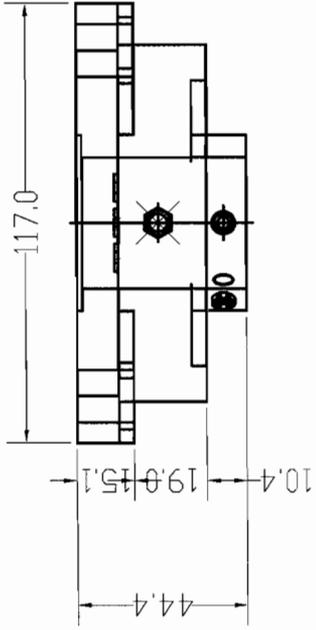
PLANO NO.

22

INTEL

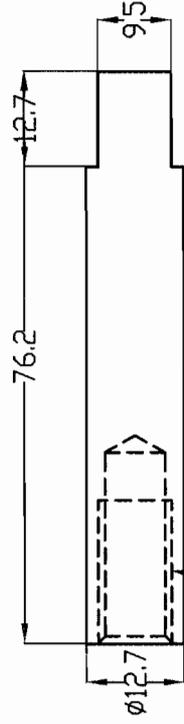
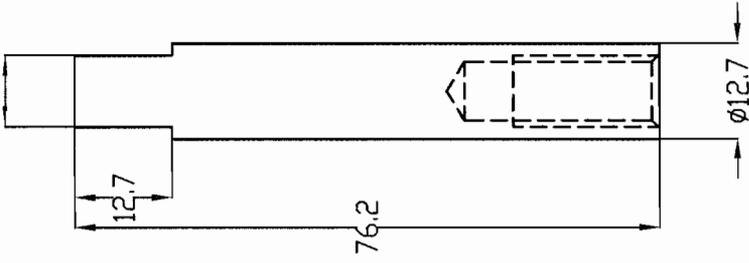
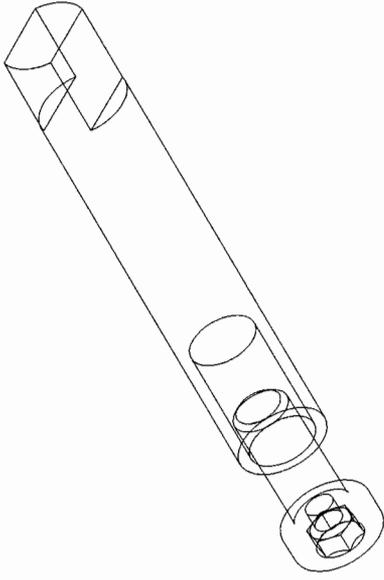


<h1>FIMCP-ESPOL</h1>		FECHA 20/09/08	INYERSE E. GONZALEZ
PROYECTO: EMPAQUETADORA		DIBUJO REVISOR	20/09/08 ING. MARTINEZ
ESCALA 1:600		PLANO NO. 23	
		CONTIENE: BISAGRAS	
MATERIAL: ACERO A36			

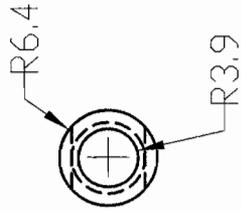


FECHA		NOMBRE	
20/04/88		E. GONZALEZ	
REVISOR		ING. MARTINEZ	
20/04/88			
PLANO NO. 24			
FIMCP-ESPOL			
PROYECTO EMPAQUETADORA			
ESCALA	CONTIENE:		
1:200	CHUMACERA		
	MATERIAL: ACERO A36		

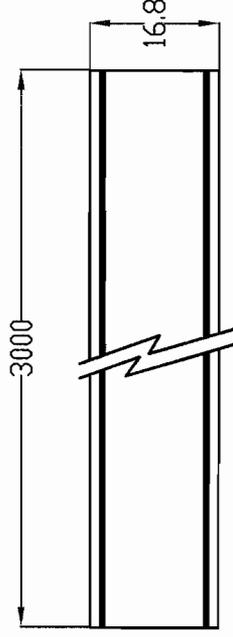
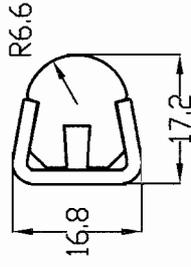
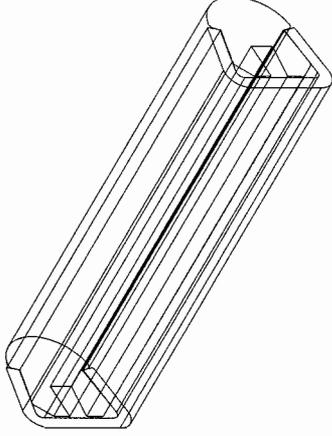
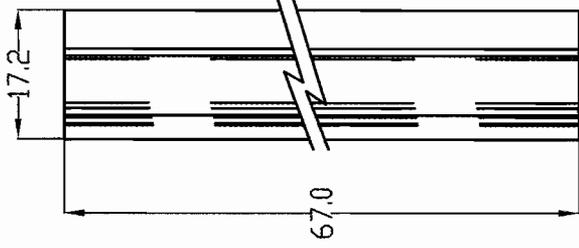




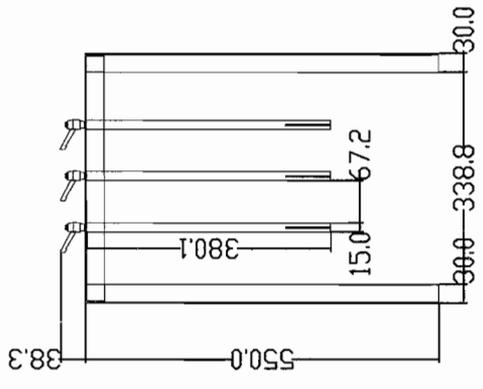
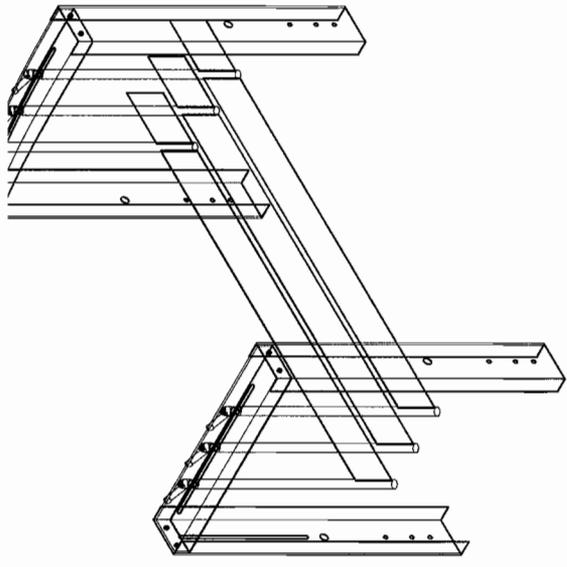
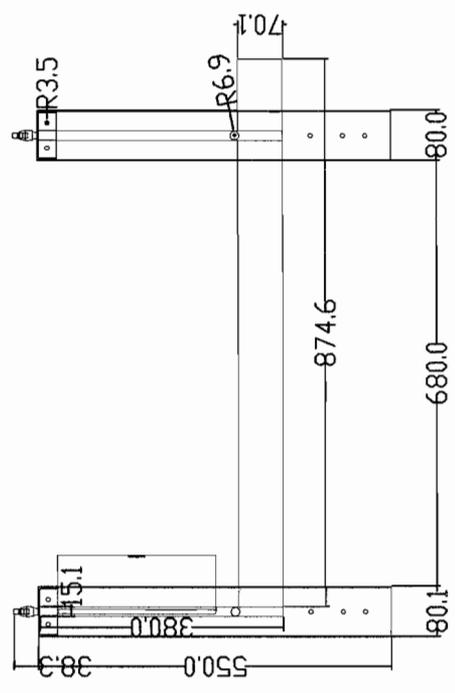
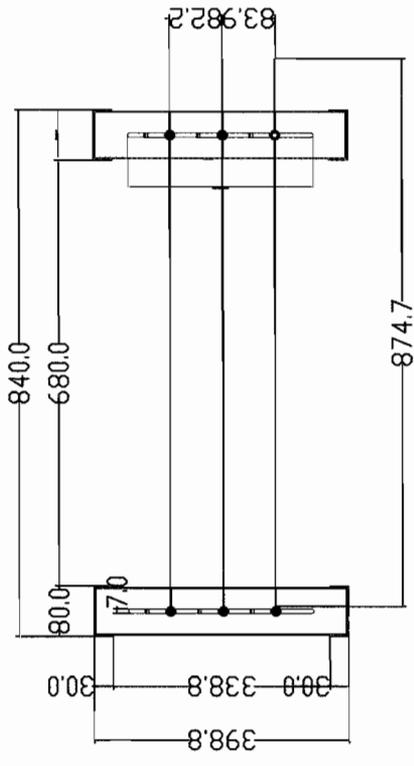
PERNO DE 3/8" Y 16 HILOS/PULGADA
↓19



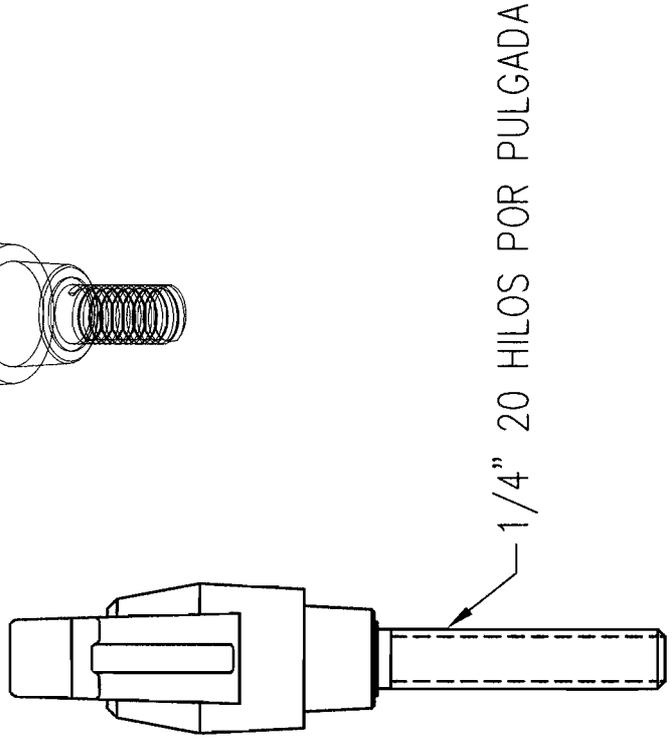
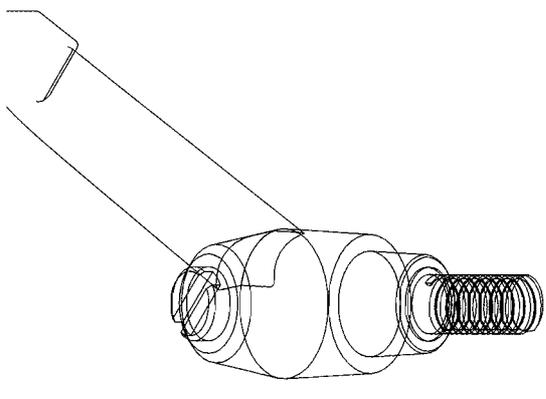
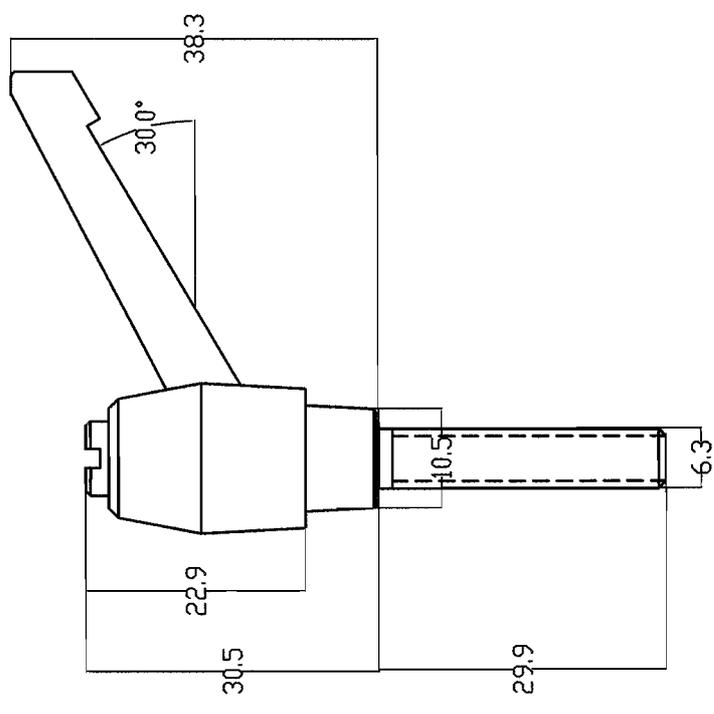
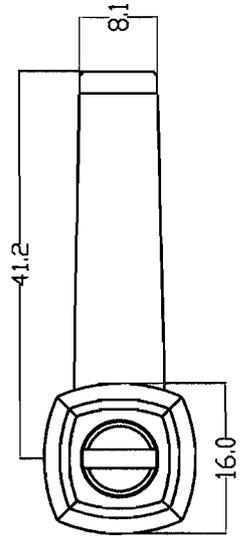
FECHA		NOMBRE	
30/09/08		E. GONZALEZ	
REVISION		ING. MARTINEZ	
30/09/08			
PLANO NO. 25			
FIMCP-ESPOL		PROYECTO: EMPAQUETADORA	
ESCALA	CONTIENE:	EJE GUJA	
1:100		MATERIAL: ACERO INOXIDABLE	



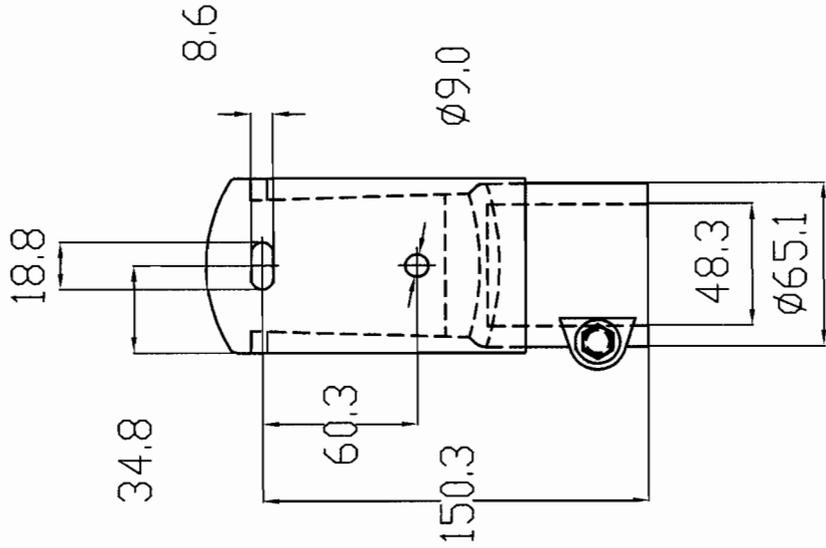
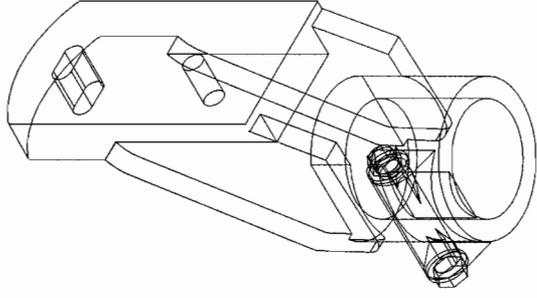
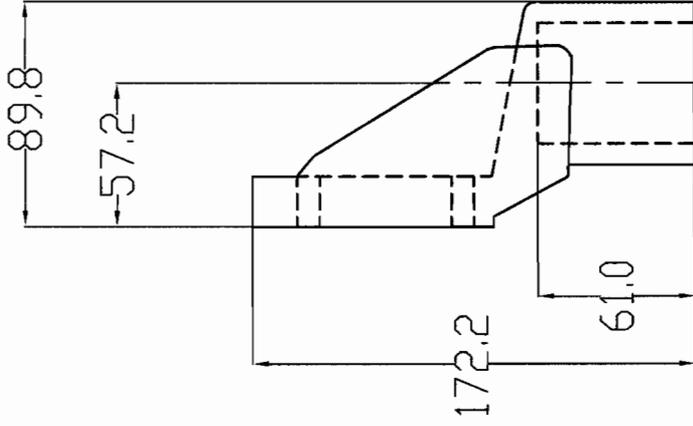
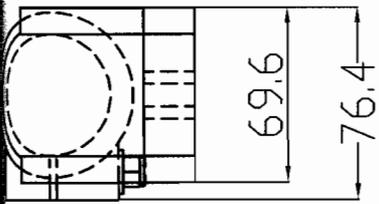
<h1>FIMCP-ESPOL</h1>		FECHA	NOMBRE
DISEÑO REVISIÓN	24/09/08 30/09/08	E. GONZALEZ ING. MARTINEZ	E. GONZALEZ ING. MARTINEZ
PROYECTO: EMPAQUETADORA		PLANO NO. 26	
ESCALA 1:100	CONTIENE: RIEL GUIA		
	MATERIAL: ACERO INOXIDABLE Y UHMW		



FIMCP-ESPOL		FECHA: 30/09/08 DIBUJO: E. GONZALEZ REVISION: 30/09/08 PLANO NO. 27	NOMBRE: E. GONZALEZ ING. MARTINEZ
PROYECTO: EMPAQUETADORA		CONTIENE: GUIAS ENCARRILADORAS MATERIAL: ACERO INOXIDABLE	
ESCALA: 1:1200			



FIMCP-ESPOL		FECHA	NOMBRE
Dibujo	30/09/08	E. GONZALEZ	30/09/08
Revision	30/09/08	ING. MARTINEZ	30/09/08
PLANO NO.			
<h1>28</h1>			
PROYECTO: EMPAQUETADORA			
ESCALA	CONTIENE:		
	MANUBRIO AJUSTABLE		
1:80	MATERIAL:		
	POLIAMIDA REFORZADA Y ACERO INOXIDABLE		



FIMCP-ESPOL

PROYECTO: EMPAQUETADORA

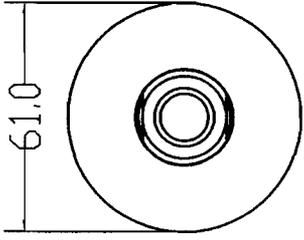


ESCALA
1:300

CONTIENE: MONTURA LATERAL DE SOPORTE
MATERIAL: POLIAMIDA

FECHA	NO. VARIANTE
30/09/08	E. GONZALEZ
30/09/08	ING. MARTINEZ
PLANO NO.	

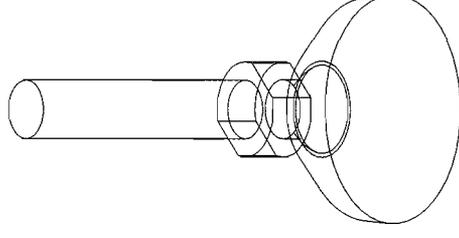
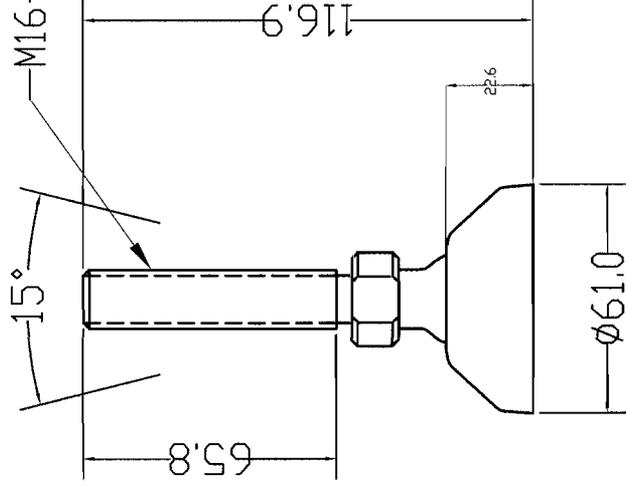
29



65.8

15°

M16-2.0 HILOS POR PULGADA



FIMCP-ESPOL

PROYECTO: EMPAQUETADORA

ESCALA
1:200

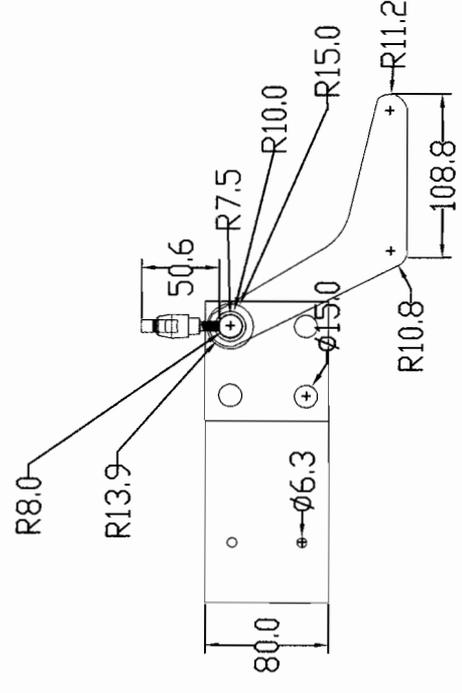
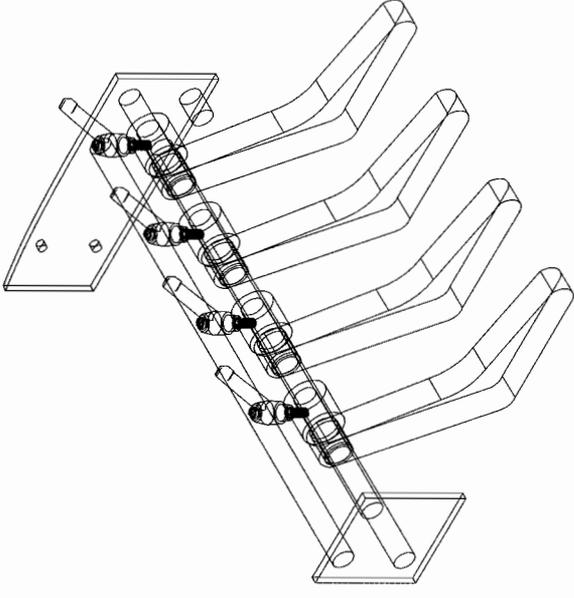
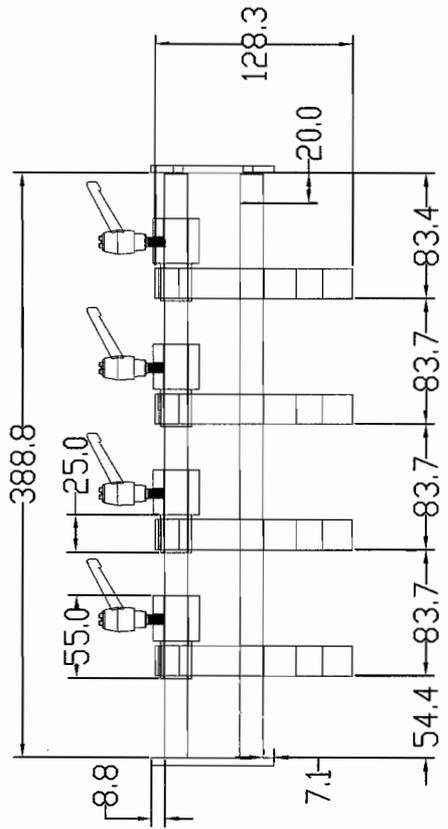
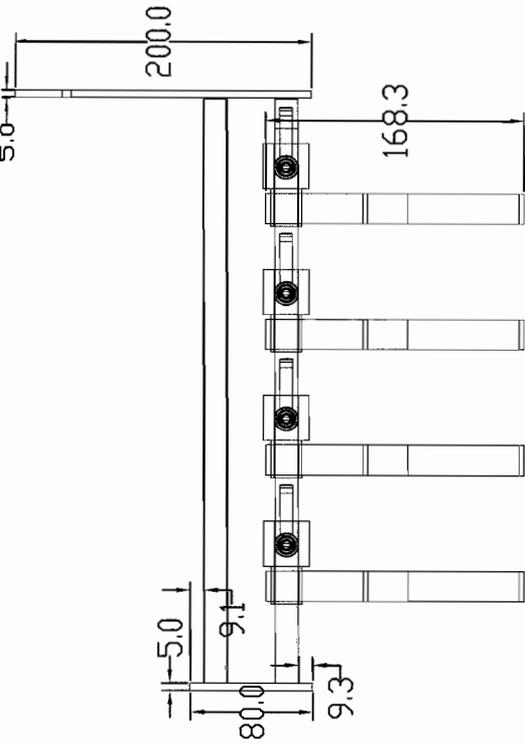
CONTIENE: NIVELADORES AJUSTABLES

MATERIAL: PALLAMIDA REFORZADA-ACERO INOXIDABLE

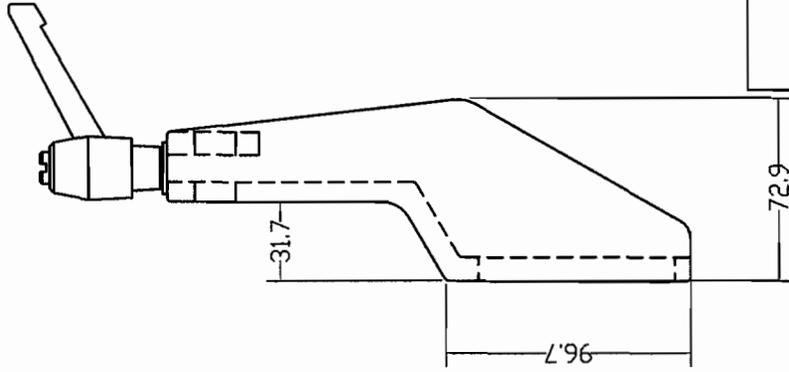
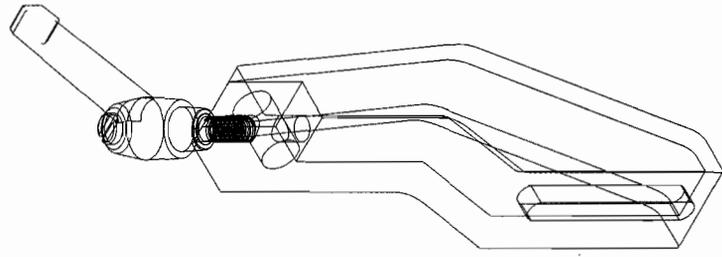
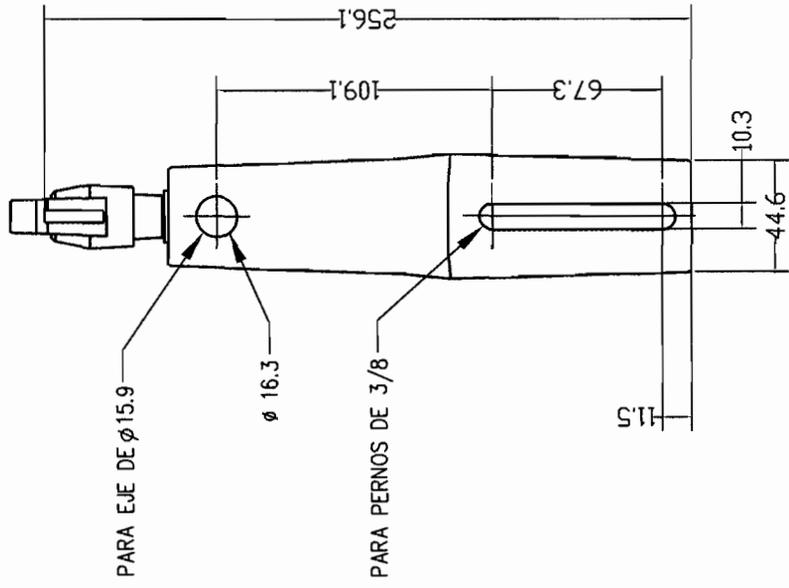
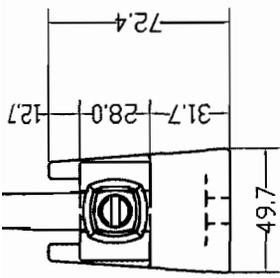
FECHA	NOVIEMBRE
20/09/08	E. GONZALEZ
REVISION	20/09/08
	ING. MARTINEZ

PLANO NO.

30



FIMCP-ESPOL PROYECTO: EMPAQUETADORA		ESCALA 1:500	CONTIENE: SENSOR DE CARRILES MATERIAL: POLIAMIDA REFORZADA-ACERO INOXIDABLE
Dibujo 30/09/08	Fecha 30/09/08	Nombre E. GONZALEZ	PLANO NO. 31
Revision 30/09/08	Nombre ING. MARTINEZ	Nombre E. GONZALEZ	Nombre ING. MARTINEZ



FIMCP-ESPOL

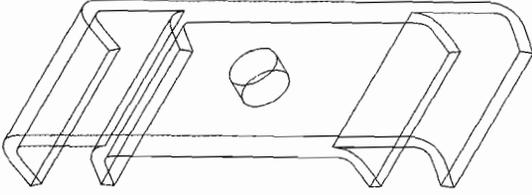
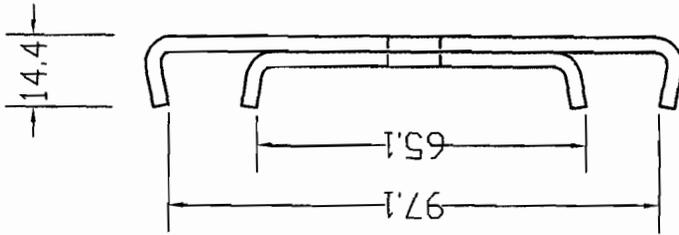
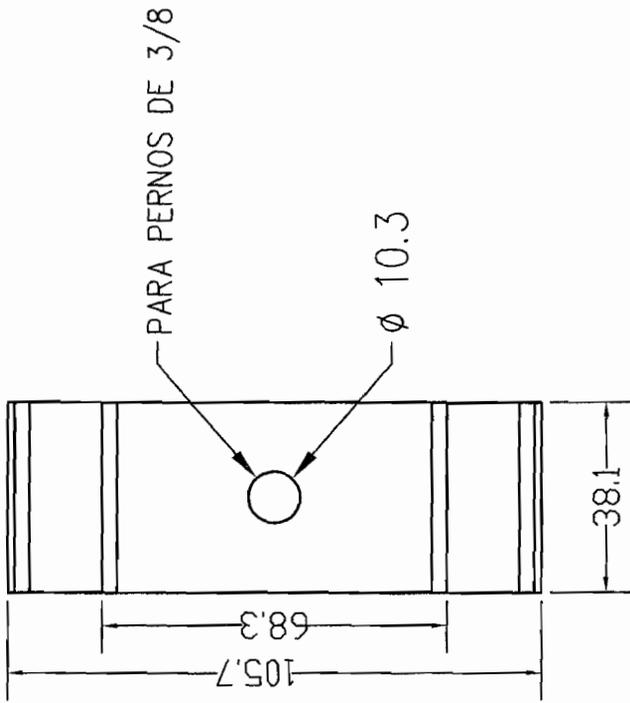
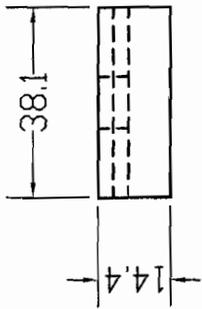
PROYECTO: EMPAQUETADORA

ESCALA
1:300

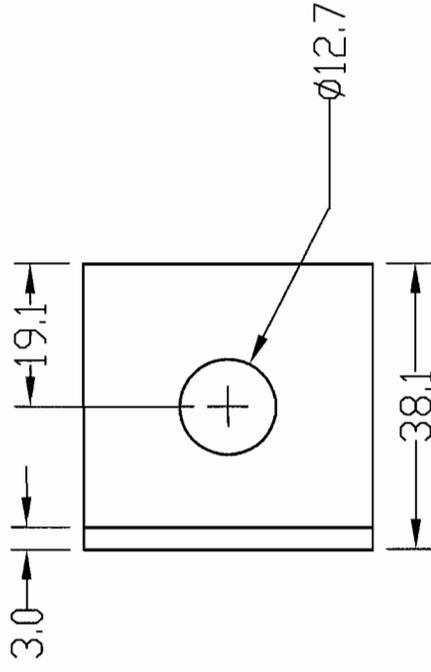
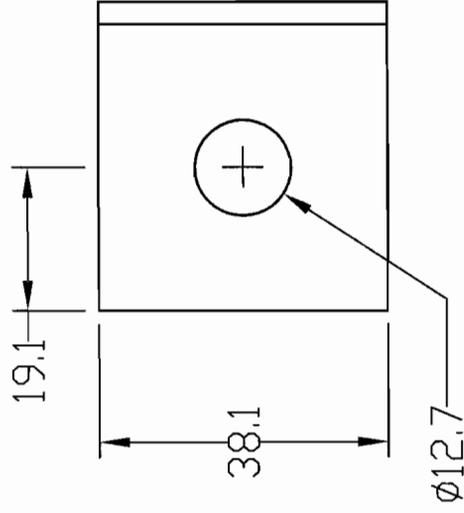
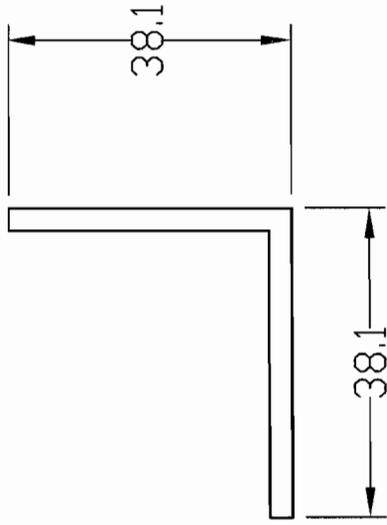


CONTIENE:
SOPORTE LATERAL
MATERIAL:
POLIAMIDA

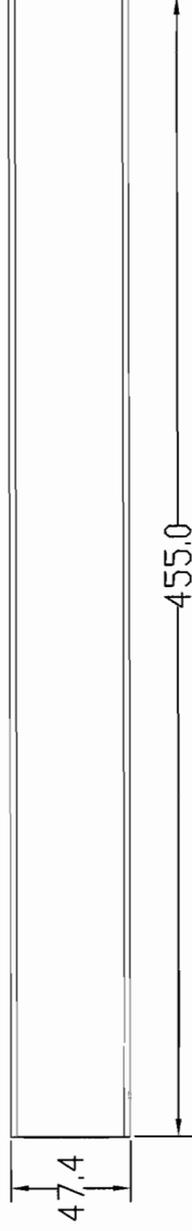
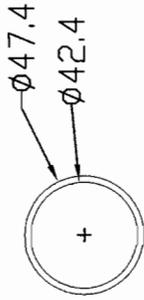
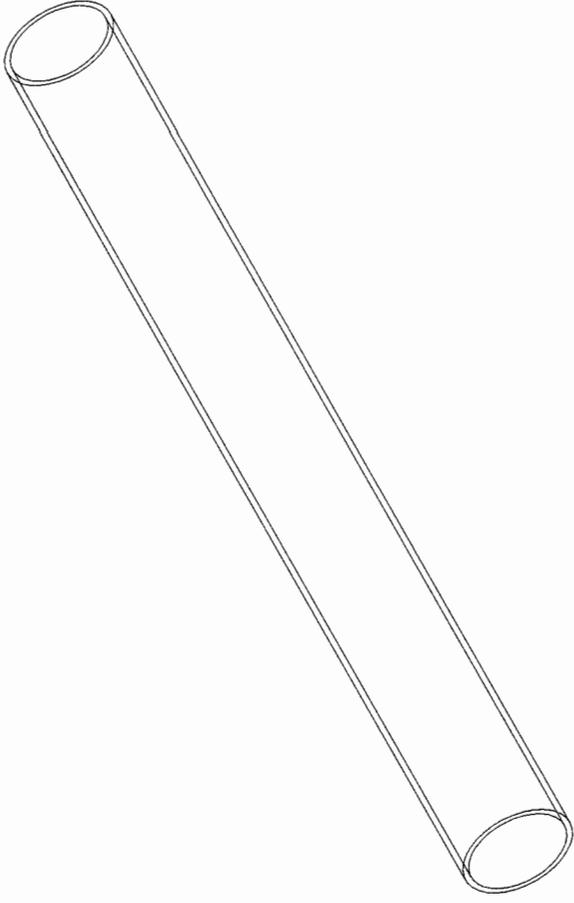
FECHA	NOV/88
DIBUJO	E. GONZALEZ
REVISOR	JMC. MARTINEZ
PLANO NO.	33



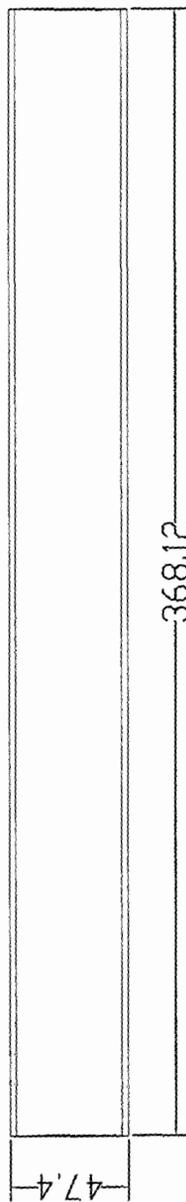
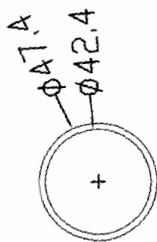
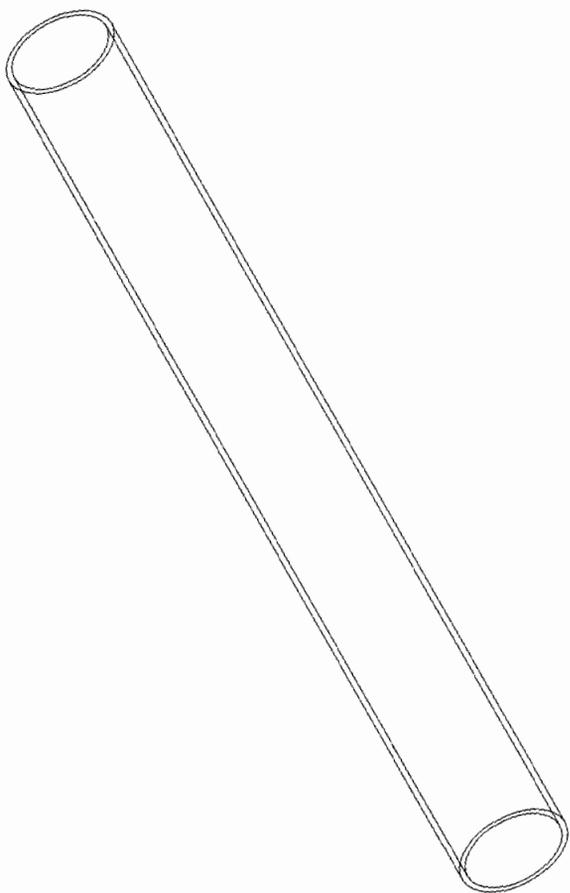
FECHA		NOMBRE	
DIBUJO		E. GONZALEZ	
REVISOR		ING. MARTINEZ	
PLANO NO. 34			
FIMCP-ESPOL			
PROYECTO: EMPAQUETADORA			
ESCALA	CONTIENE:		
1:150	SOPORTE PARA GUIAS		
	MATERIAL:		
	ACERO INOXIDABLE 304		



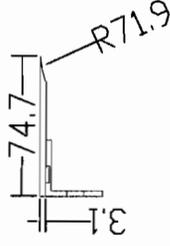
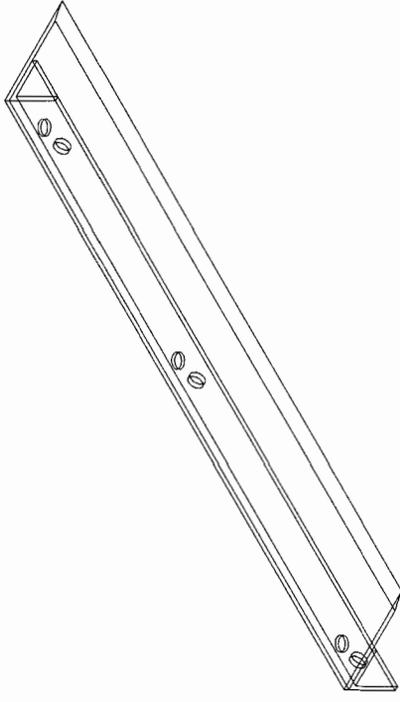
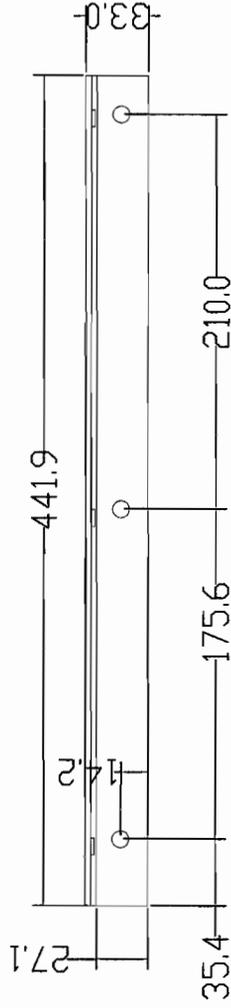
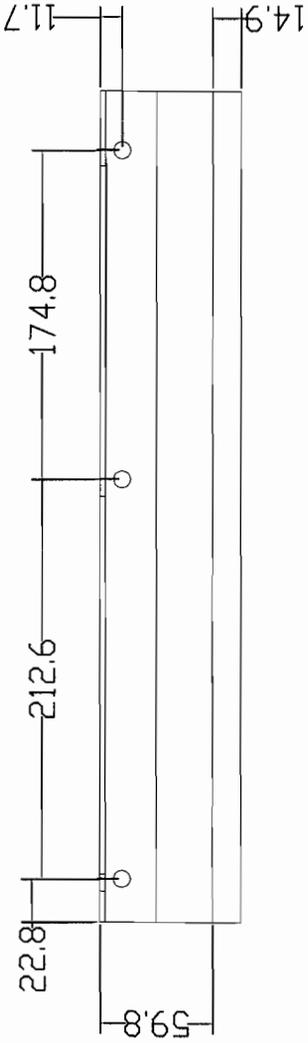
FIMCP-ESPOL		FECHA 30/09/08	NOMBRE E. GONZALEZ
PROYECTO: EMPAQUETADORA		DISEÑO REVISION	INGENIERO ING. MARTINEZ
ESCALA 1:100		PLANO NO. 35	
CONTIENE: SOPORTES		MATERIAL: ACERO A36	



Diseño		FECHA	NOMBRE
Revisión		30/09/08	E. GONZALEZ
		30/09/08	JMG. MARTINEZ
PLANO NO. 36			
FIMCP-ESPOL			
PROYECTO: EMPAQUETADORA			
ESCALA	CONTIENE:		
1:300	TUBO DE SOPORTE		
	MATERIAL: ACERO INOXIDABLE		



FECHA		NOMBRE	
DESIGNADO	31/05/08	E. GONZALEZ	
REVISADO	31/05/08	ING. MARTINEZ	
PLANO NO. 37			
FIMCP-ESPOL			
PROYECTO: EMPAQUETADORA			
ESCALA	CONTIENE:		
1:300	TUBO TRANSVERSAL		
	MATERIAL:		
	ACERO INOXIDABLE		



FIMCP-ESPOL		FECHA	NOMBRE
PROYECTO: EMPAQUETADORA		30/09/08	E. GONZALEZ
ESCALA	CONTIENE:	REVISION	ING. MARTINEZ
1:400	UNION BANDAS	PLANO NO. 38	
	MATERIAL:		
	ACERO A36		

APÉNDICE A:

**DATOS TÉCNICOS DE TERMOPLÁSTICOS VENDIDOS
EN EL MERCADO NACIONAL**

POLIETILENO BAJA DENSIDAD

Descripción General:

Termoplástico comercial, semicristalino (un 50% típicamente), blanquecino, blando, flexible y tenaz - incluso a temperaturas bajas - con excelentes propiedades eléctricas pero una resistencia a las temperaturas débil. Su resistencia química también es muy buena pero es propenso al agrietamiento bajo carga ambiental, su resistencia a los rayos UV es mediocre y tiene propiedades de protección débiles, salvo con el agua.

Sus aplicaciones incluyen contenedores, recubrimientos químicamente resistentes, películas (transparentes cuando son delgadas) para el embalaje etc. así como aislamientos de cables eléctricos y núcleos de cables UHF.

Propiedades Eléctricas

Constante Dieléctrica @1MHz	2,2-2,35
Factor de Disipación a 1 MHz	$1-10 \times 10^{-4}$
Resistencia Dieléctrica (kV mm ⁻¹)	27
Resistividad Superficial (Ohm/sq)	10^{13}
Resistividad de Volumen (Ohmcm)	$10^{15}-10^{18}$

Propiedades Físicas

Absorción de Agua - en 24 horas (%)	<0,015
Densidad (g cm ⁻³)	0,92
Índice Refractivo	1,51
Índice de Oxígeno Límite (%)	17
Inflamabilidad	HB
Resistencia a la Radiación	Aceptable
Resistencia a los Ultra-violetas	Mala

Propiedades Mecánicas

Alargamiento a la Rotura (%)	400
Dureza - Rockwell	D41-46 - Shore
Módulo de Tracción (GPa)	0,1-0,3
Resistencia a la Tracción (MPa)	5-25
Resistencia al Impacto Izod (J m ⁻¹)	>1000

Propiedades Térmicas

Calor Específico (J K ⁻¹ kg ⁻¹)	1900
Coefficiente de Expansión Térmica (x10 ⁻⁶ C ⁻¹)	100-200
Conductividad Térmica a 23C (W m ⁻¹ K ⁻¹)	0,33
Temperatura Máxima de Utilización (C)	50-90
Temperatura Mínima de Utilización (C)	-60
Temperatura de Deflexión en Caliente - 0,45MPa (C)	50
Temperatura de Deflexión en Caliente - 1,8MPa (C)	35

Resistencia Química

Ácidos - concentrados	Buena-Aceptable
Ácidos - diluidos	Buena
Alcalis	Buena
Alcoholes	Buena
Cetonas	Buena-Aceptable
Grasas y Aceites	Buena-Aceptable
Halógenos	Aceptable-Buena
Hidro-carbonios halógenos	Aceptable-Buena
Hidrocarburos Aromáticos	Aceptable-Buena

Propiedades para Película de Polietileno - Baja Densidad

Propiedad		Valor
Alargamiento a la Rotura	%	100-700
Factor de Disipación @1 MHz		0,0003
Permeabilidad al Agua @25C	x10 ⁻¹³ cm ³ . cm cm ⁻² s ⁻¹ Pa ⁻¹	70
Permeabilidad al Agua @38C	x10 ⁻¹³ cm ³ . cm cm ⁻² s ⁻¹ Pa ⁻¹	120
Permeabilidad al Dióxido de Carbono @25C	x10 ⁻¹³ cm ³ . cm cm ⁻² s ⁻¹ Pa ⁻¹	10
Permeabilidad al Hidrógeno @25C	x10 ⁻¹³ cm ³ . cm cm ⁻² s ⁻¹ Pa ⁻¹	8
Permeabilidad al Nitrógeno @25C	x10 ⁻¹³ cm ³ . cm cm ⁻² s ⁻¹ Pa ⁻¹	0,7
Permeabilidad al Oxígeno @25C	x10 ⁻¹³ cm ³ . cm cm ⁻² s ⁻¹ Pa ⁻¹	2
Resistencia Dieléctrica a 25µm de grosor	kV mm ⁻¹	200
Resistencia al Desgarro Inicial	g µm ⁻¹	1,2-10,3
Temperatura de Sellado en Caliente	C	120-204

POLIETILENO ALTA DENSIDAD

Descripción General:

Termoplástico comercial semicristalino (un 70-80% típicamente) blanquecino, semiopaco con propiedades similares a las del PEBD pero mucho más sólido y rígido con una resistencia química superior. Su resistencia al impacto es bastante alta y se mantiene a temperaturas bajas, aunque la del PEBD es mucho más alta. Sus propiedades eléctricas, particularmente en frecuencias elevadas son muy buenas pero las del PEBD son aún mejores. Sus propiedades de protección, aunque indiferentes, son mejores que las del PEBD.

Sus aplicaciones incluyen una amplia gama de contenedores, botellas sopladas para uso alimenticio, toberas y películas de embalaje.

Propiedades Eléctricas

Constante Dieléctrica a 1MHz	2,3-2,4
Factor de Disipación a 1 MHz	$1-10 \times 10^{-4}$
Resistencia Dieléctrica (kV mm ⁻¹)	22
Resistividad Superficial (Ohm/sq)	10^{12}
Resistividad de Volumen (Ohmcm)	$10^{12}-10^{13}$

Propiedades Físicas

Absorción de Agua - en 24 horas (%)	<0,01
Densidad (g cm ⁻³)	0,95
Índice Refractivo	1,54
Índice de Oxígeno Límite (%)	17
Inflamabilidad	HB
Resistencia a la Radiación	Aceptable
Resistencia a los Ultra-violetas	Mala

Propiedades Mecánicas

Coefficient de Fricción	0,29
Dureza - Rockwell	D60-73 - Shore
Módulo de Tracción (GPa)	0,5-1,2
Relación de Poisson	0,46
Resistencia a la Tracción (MPa)	15-40
Resistencia al Impacto Izod (J m ⁻¹)	20-210

Propiedades Térmicas

Calor Específico ($J K^{-1} kg^{-1}$)	1900
Coefficiente de Expansión Térmica ($\times 10^{-6} K^{-1}$)	100-200
Conductividad Térmica a 23C ($W m^{-1} K^{-1}$)	0,45-0,52
Temperatura Máxima de Utilización (C)	55-120
Temperatura de Deflección en Caliente - 0.45MPa (C)	75
Temperatura de Deflección en Caliente - 1.8MPa (C)	46

Resistencia Química

Acidos - concentrados	Buena-Aceptable
Acidos - diluidos	Buena
Alcalis	Buena
Alcoholes	Buena
Cetonas	Buena-Aceptable
Grasas y Aceites	Buena-Aceptable
Halógenos	Aceptable-Buena
Hidro-carbonios halógenos	Aceptable-Buena
Hidrocarburos Aromáticos	Aceptable

Propiedades para Película de Polietileno - Alta Densidad

Propiedad	Valor
Permeabilidad al Agua @25C	$\times 10^{-13} cm^3 \cdot cm \cdot cm^{-2} s^{-1} Pa^{-1}$ 10
Permeabilidad al Agua @38C	$\times 10^{-13} cm^3 \cdot cm \cdot cm^{-2} s^{-1} Pa^{-1}$ 40
Permeabilidad al Dióxido de Carbono @25C	$\times 10^{-13} cm^3 \cdot cm \cdot cm^{-2} s^{-1} Pa^{-1}$ 0,3/2
Permeabilidad al Hidrógeno @25C	$\times 10^{-13} cm^3 \cdot cm \cdot cm^{-2} s^{-1} Pa^{-1}$ 2
Permeabilidad al Nitrógeno @25C	$\times 10^{-13} cm^3 \cdot cm \cdot cm^{-2} s^{-1} Pa^{-1}$ 0,1
Permeabilidad al Oxígeno @25C	$\times 10^{-13} cm^3 \cdot cm \cdot cm^{-2} s^{-1} Pa^{-1}$ 0,4

PRODUCTO: Lámina termoencogible
USO: Envoltura para colas
DESCRIPCIÓN: PEBD natural
ESTRUCTURA: PEBD NAT. (Menocapa)
CLIENTE: BEBIDAS DEL PACÍFICO
FECHA: Noviembre 4 del 2004

PE-ASG-FR-024

VARIABLE	UNIDAD	ESTANDAR	TOLERANCIA
Espesor de la película PEBD Natural	micras	65	+/-10%
Gramaje de la película PEBD Natural	g/m ²	60.13	+/-10%
Peso del rollo	Kg	30	+/-1
Ancho de lámina	mm	460	+/-3
Largo de lámina	metros	1050	+2
Diámetro del rollo	mm	330	+/-10
Diámetro externo del núcleo	mm	90	+/-2
Diámetro interno del núcleo	mm	76	+/-2
Rango de temperatura de sellado	°C		205-220

ASEGURAMIENTO DE CALIDAD

Nivel de Aceptación de Calidad (A.Q.L.)

Defectos críticos	1%
Defectos mayores	2.50%
Defectos menores	6.50%

DEFINICIONES

Defectos críticos: Defectos que hacen inútil el uso del empaque.
Defectos mayores: Afecta apariencia del empaque, pero no reduce mayormente su utilidad
Defectos menores: No afectan mayormente a la apariencia de empaque
Nivel de inspección: Normal

ROTULADO: Los rollos son empacados, con una etiqueta de APROBADO con los siguientes datos:

O. Pedido	Cliente	Peso Neto	Ancho	Máquina	Operador	Fecha
Producto	Código	Peso Bruto	No. rollo	Turno	Inspector	

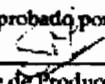
FORMA DE PRESENTACIÓN:

Rollos: Cada unidad es protegida con gorro de polietileno natural
Empacado: Envuelto en polietileno
Tipo de pallet: 1.2 x 1.0 m Identificados "PLASTIEMPAQUES"
Rollos por piso: 9 rollos por piso
Pisos por pallet: 2 pisos por pallet

ALMACENAMIENTO: Los rollos se deben almacenar en un lugar techado, cerrado, bien ventilado
 evitar el sol directo, la humedad, el excesivo calor, evitar colocar cerca de productos con aroma o suciedad
 se debe almacenar a temperatura ambiente que no exceda a los 40°C, se estiban en pallet de dos pisos
 en posición vertical

Aprobado por

 Jefe Aseg. Calidad

Aprobado por

 Gerente de Producción

PRODUCTO: Látex termoencogible
USO: Envoltura para colas
DESCRIPCIÓN: PEBD natural
ESTRUCTURA: PEBD NAT. (Monocapa)
CLIENTE: BEBIDAS DEL PACÍFICO
FECHA: Noviembre 4 del 2004

PE-ASC-FR-024

VARIABLE	UNIDAD	ESTANDAR	TOLERANCIA
Espesor de la película PEBD Natural	micras	75	+/-10%
Gramaje de la película PEBD Natural	g/m ²	69.38	+/-10%
Peso del rollo	Kg	30	+/-1
Ancho de lámina	mm	460	+/-3
Largo de lámina	metros	909	+2
Diámetro del rollo	mm	330	+/-10
Diámetro externo del núcleo	mm	90	+/-2
Diámetro interno del núcleo	mm	76	+/-2
Rango de temperatura de sellado	°C		195-220

ASEGURAMIENTO DE CALIDAD

Nivel de Aceptación de Calidad (A.Q.L.)

Defectos críticos	1%
Defectos mayores	2.50%
Defectos menores	6.50%

DEFINICIONES

Defectos críticos: Defectos que hacen inútil el uso del empaque.
Defectos mayores: Afecta apariencia del empaque, pero no reduce mayormente su utilidad
Defectos menores: No afectan mayormente a la apariencia de empaque
Nivel de inspección: Normal

ROTULADO: Los rollos son empacados, con una etiqueta de APROBADO con los siguientes datos:

O. Pedido	Cliente	Peso Neto	Ancho	Máquina	Operador	Fecha
Producto	Código	Peso Bruto	No. rollo	Turno	Inspector	

FORMA DE PRESENTACIÓN:

Rollos: Cada unidad es protegida con gorro de polietileno natural
Empacado: Envuelto en polietileno
Tipo de pallet: 1.2 x 1.0 m Identificados "PLASTIEMPAQUES"
Rollos por piso: 9 rollos por piso
Pisos por pallet: 2 pisos por pallet

ALMACENAMIENTO: Los rollos se deben almacenar en un lugar techado, cerrado, bien ventilado evitar el sol directo, la humedad, el excesivo calor, evitar colocar cerca de productos con aroma o suciedad se debe almacenar a temperatura ambiente que no exceda a los 40°C, se estiban en pallet de dos pisos en posición vertical

Aprobado por  Jefe Aseg. Calidad
 Aprobado por  Gerente de Producción

ESPECIFICACIÓN DE EMPAQUES FLEXIBLES

PRODUCTO: Lámina termoencogible
USO: Envoltura para cojas
DESCRIPCIÓN: PEBD natural
ESTRUCTURA: PEBD NAT. (Monocapa)
CLIENTE: BEBIDAS DEL PACÍFICO
FECHA: Noviembre 4 del 2004

PE-ASG-FR-024

VARIABLE	UNIDAD	ESTANDAR	TOLERANCIA
Espesor de la película PEBD Natural	micras	80	+/-10%
Gramaje de la película PEBD Natural	g/m ²	74.00	+/-10%
Peso del rollo	Kg	30	+/-1
Ancho de lámina	mm	460	+/-3
Largo de lámina	metros	857	+2
Diámetro del rollo	mm	330	+/-10
Diámetro externo del núcleo	mm	90	+/-2
Diámetro interno del núcleo	mm	76	+/-2
Rango de temperatura de sellado	°C		220-235

ASEGURAMIENTO DE CALIDAD

Nivel de Aceptación de Calidad (A.Q.L.)

Defectos críticos 1%
 Defectos mayores 2.50%
 Defectos menores 6.50%

DEFINICIONES

Defectos críticos: Defectos que hacen inútil el uso del empaque.
Defectos mayores: Afecta apariencia del empaque, pero no reduce mayormente su utilidad
Defectos menores: No afectan mayormente a la apariencia de empaque
Nivel de inspección: Normal

ROTULADO: Los rollos son empacados, con una etiqueta de APROBADO con los siguientes datos:

O. Pedido	Cliente	Peso Neto	Ancho	Máquina	Operador	Fecha
Producto	Código	Peso Bruto	No. rollo	Turno	Inspector	

FORMA DE PRESENTACIÓN:

Rollos: Cada unidad es protegida con gorro de polietileno natural
Empacado: Envuelto en polietileno
Tipo de pallet: 1.2 x 1.0 m Identificados "PLASTIEMPAQUES"
Rollos por piso: 9 rollos por piso
Pisos por pallet: 2 pisos por pallet

ALMACENAMIENTO: Los rollos se deben almacenar en un lugar techado, cerrado, bien ventilado
 evitar el sol directo, la humedad, el excesivo calor, evitar colocar cerca de productos con aroma o suciedad
 se debe almacenar a temperatura ambiente que no exceda a los 40°C, se estiban en pallet de dos pisos
 en posición vertical

Aprobado por

 Jefe Aseg. Calidad

Aprobado por

 Gerente de Producción

APÉNDICE B:
PLANO ELÉCTRICO.

APÉNDICE C:

INSTRUCCIONES PARA LA SELECCIÓN DE BANDAS.

INSTRUCCIONES PARA LA SELECCIÓN DE BANDAS

Para determinar si esta banda es adecuada para su aplicación, se debe conocer su carga en funcionamiento en comparación con su resistencia en dicho funcionamiento. Los siguientes pasos le ayudarán a hacer los cálculos necesarios para esta comparación:

PASO 1: CALCULE LA CARGA DE TENSIÓN DE LA BANDA O LA TRACCIÓN DE LA BANDA, BP, lb/pie (kg/m)

$$BP = [(M + 2W) \times F_w + M_p] \times L + (M \times H)$$

- donde:
- F_w = Carga de producto, lb/pie² (kg/m²)
 - M = Peso de la banda, lb/pie² (kg/m²) (consultar la página DATOS DE LA BANDA)
 - L = Longitud del transportador, pies (m), Q_c a Q_c
 - H = Cambio de altura del transportador, pies (m)
 - M_p = Coeficiente de fricción entre la guía de desgaste y la banda
 - M = $M \times (F_p \times \% \text{ acumulación en la banda})$, carga debida a la acumulación del producto

Obtenga F_w y F_p de la página DATOS DE LA BANDA para el estilo de banda que elija. Si no se presenta acumulación de producto sobre la banda, ignore M_p .

PASO 2: AJUSTE EL BP CALCULADO A LAS CONDICIONES ESPECÍFICAS DE SERVICIO

Como la banda puede experimentar diversas condiciones, el BP debe ser ajustado aplicando un **FACTOR DE SERVICIO, SF**, apropiado. Determine el SF:

(SF) FACTOR DE SERVICIO

Transportadores sin carga, con carga aplicada gradualmente.	1,0
Transportadores con cargas frecuentes bajo carga (cargas de una vez por hora)	AGREGAR 0,2
Transportadores con velocidades mayores de 100 FPM (pies por minuto) (30 metros/min)	AGREGAR 0,2
Transportadores ascendentes	AGREGAR 0,4
Transportadores por empuje	AGREGAR 0,2
	TOTAL

Nota: Para velocidades superiores a los 50 pies/min (15 m/min) en transportadores que arrancan con acumulación de producto, se recomienda usar motores de arranque suave.

La **tracción ajustada de la banda, ABP**, se determina mediante la fórmula:

$$ABP = BP \times SF$$

Para transportadores bidireccionales o por empuje:

$$ABP = BP \times SF \times 2,2$$

donde:

ABP = FUERZA DE TRACCIÓN AJUSTADA, lb/pie (kg/m) de ancho de la banda

PASO 3: CALCULE LA RESISTENCIA PERMITIDA DE LA BANDA, ABS lb/pie (kg/m) de ancho de la banda

La **RESISTENCIA PERMITIDA DE LA BANDA** puede, debido a las condiciones específicas de funcionamiento, ser menor que la **RESISTENCIA NOMINAL DE LA BANDA** mostrada en la página **DATOS DE LA BANDA**. Por lo tanto, **ABS** debe ser calculado mediante la fórmula:

$$ABS = BS \times T \times S$$

- donde:
- BS = **RESISTENCIA DE LA BANDA** de la página DATOS DE LA BANDA.
 - T = **FACTOR DE TEMPERATURA** en página 21.
 - S = **FACTOR DE RESISTENCIA** de la página DATOS DE LA BANDA.

El **FACTOR DE RESISTENCIA** se encuentra en la intersección de la **RELACIÓN VELOCIDAD-LONGITUD** y la línea del engranaje apropiada. Para obtener la **RELACIÓN VELOCIDAD-LONGITUD**, divida la velocidad de la banda (pies/min) por la Q_c distancia (pies) entre ejes. EL **FACTOR DE RESISTENCIA** ajusta el índice de la banda para compensar el desgaste causado por la combinación de alta velocidad, transportadores cortos y engranajes pequeños.

PASO 4: COMPARE ABP CON ABS

Si **ABS** excede a **ABP**, la banda es suficientemente fuerte para la aplicación. Continúe con los pasos siguientes para determinar la **SEPARACIÓN ENTRE LOS ENGRANAJES MOTRICES**, la **RESISTENCIA DEL EJE** y la **POTENCIA REQUERIDA**.

Si **ABS** es inferior a **ABP** y se pueden cambiar algunos parámetros de la aplicación (por ejemplo, la distribución de la carga de producto o la velocidad de la banda), la **ABP** recalculada puede ser aceptable.

PASO 5: DETERMINE LA SEPARACIÓN MÁXIMA ENTRE LOS ENGRANAJES DEL EJE MOTRIZ

El porcentaje de **RESISTENCIA PERMITIDA DE LA BANDA UTILIZADA, ABSU**, se determina mediante la fórmula:

$$ABSU = (ABP \div ABS) \times 100\%$$

Usando la **ABSU**, obtenga la separación máxima entre los engranajes en la gráfica de la página **DATOS DE ENGRANAJE** de la serie elegida. La separación entre los engranajes en ejes de conducción puede ser, a veces, mayor que el de los ejes motrices, pero nunca debe exceder las 6,0 pulg. (152 mm) en ninguna serie (excepto la **Serie 200**, donde la separación máxima nunca debe exceder las 7,5 pulg. (191 mm)).

Si el valor de **ABSU** calculado está por encima del 75%, póngase en contacto con el departamento de Soporte Técnico de Intralox para ejecutar el programa de Ingeniería Intralox y verificar los resultados.

PASO 6: CONFIRME LA RESISTENCIA DEL EJE MOTRIZ

Los ejes motrices deben ser lo suficientemente rígidos para resistir la tracción o deflexión excesivas, originadas por la tracción de la banda y los momentos fuertemente para transmitir el par de torsión requerido. Por lo tanto, se deben determinar la **DEFLEXIÓN DEL EJE MOTRIZ** y **EL PAR DE TORSIÓN** para asegurar la selección adecuada del eje.

Seleccione un tamaño de eje adecuado para el engranaje elegido, consulte la página de **DATOS DE ENGRANAJES**.

Nota: La mayoría de los engranajes ofrecen más de una medida de ancho de cubo.

Si el eje se flexiona bajo las cargas combinadas de la **TRACCIÓN AJUSTADA DE LA BANDA** y su propio **PESO**. La **CARGA TRACCIONADA AL DEL EJE, w**, se obtiene de:

$$w = (ABP + Q) \times B$$

- de:
- = PESO DEL EJE, lb/pie (kg/m), de la tabla **DATOS DEL EJE**
 - = ANCHO DE LA BANDA, pies (m)

Para ejes soportados por dos cojinetes, la **DEFLEXIÓN, D**, se calcula

$$D = \frac{5}{384} \times \frac{w \times L_s^3}{E \times I}$$

- de:
- = LARGO DEL EJE entre cojinetes, pulg. (mm)
 - = MÓDULO DE ELASTICIDAD en "Tabla 8 DATOS DEL EJE" (página 329).
 - = MOMENTO DE INERCIA en "Tabla 8 DATOS DEL EJE" (página 329).

Nota: Para ejes soportados por tres cojinetes, consulte "DEFLEXIONES CON COJINETES INTERMEDIOS" (página 320).

Si la deflexión calculada es menor que el máximo recomendado de 0,10 pulg. (2,5 mm) para transportadores estándar o 0,22 pulg. (5,6 mm) para unidades bidireccionales, calcule el **PAR DE TORSIÓN** requerido. De lo contrario, use un eje más grande, un material más fuerte o una separación más corta entre cojinetes y recalcule de nuevo la deflexión.

El **PAR DE TORSIÓN, T_o**, a transmitirse se determina con:

$$T_o = ABP \times B \times \frac{PD}{2}$$

donde:
PD = DIÁMETRO DE PASO DEL ENGRANAJE según la PÁGINA DATOS DEL ENGRANAJE

Ahora compare **T_o** con el "Tabla 9 PAR DE TORSIÓN MÁXIMO RECOMENDADO EN EL EJE MOTRIZ" (página 329), para las dimensiones de manguetas de los ejes mostrados. Usando un diámetro de mangueta que permita que ésta pueda ser torneada sobre el eje seleccionado, determine su par de torsión máximo recomendado. Este valor debe exceder **T_o**. De lo contrario, pruebe con un material más fuerte o un eje más grande.

PASO 7: DETERMINE LA POTENCIA NECESARIA PARA ACCIONAR LA BANDA

La **POTENCIA MOTRIZ, HP**, se obtiene con:

$$HP = \frac{ABP \times B \times V}{33.000}$$

- donde:
- ABP** = FUERZA DE TRACCIÓN AJUSTADA, lb/pie de ancho de la banda
 - B** = ANCHO DE LA BANDA, pies
 - V** = VELOCIDAD DE LA BANDA, pies/min.

La **POTENCIA en vatios** se calcula con:

$$VATIOS = \frac{ABP \times B \times V}{6,12}$$

1 HP = 745,7 VATIOS

- donde:
- ABP** = FUERZA DE TRACCIÓN AJUSTADA, lb/pie de ancho de la banda
 - B** = ANCHO DE LA BANDA, pies
 - V** = VELOCIDAD DE LA BANDA, pies/min.

Para obtener la potencia requerida por el **motor** debe añadir a la **potencia** calculada, las pérdidas de potencia previstas en el tren motriz entre el eje motriz y el motor. Para recomendaciones, consulte "Sección tres: Directrices de diseño" (página 293).

Una vez determinada la conveniencia de esta banda, el espaciado entre los engranajes, el tamaño del eje motriz y los requerimientos de potencia, puede seleccionar los **accesorios** y diseñar el transportador.

APÉNDICE D:
FACTORES DE FRICCIÓN
DE RESISTENCIA

FACTORES DE FRICCIÓN

Factores de fricción ^a	F _w Fricción entre la guía de desgaste y la banda Material de la guía de desgaste				F _p Fricción entre el producto y la banda Material del producto (utilizado en condiciones de acumulación) ^b				
	UHMW HÚMEDO (SECO)	HDPE HÚMEDO (SECO)	Nitrón ^c HÚMEDO (SECO)	ACERO (CS Y SS) HÚMEDO (SECO)	VIDRIO HÚMEDO (SECO)	ACERO HÚMEDO (SECO)	PLÁSTICO HÚMEDO (SECO)	CARTÓN HÚMEDO (SECO)	ALUMINIO HÚMEDO (SECO)
propileno (S)	0,11 (0,13)	0,09 (0,11)	0,24 (0,25)	0,26 (0,26)	0,18 (0,19)	0,26 (0,32)	0,11 (0,17)	— (0,21)	0,40 (0,40)
propileno (A)	NR	NR	0,29 (0,30)	0,31 (0,31)	0,18 (0,19)	0,26 (0,32)	0,11 (0,17)	— (0,21)	0,40 (0,40)
compuesto (S)	0,11 (0,16)	—	—	0,31 (0,37)	0,24 (0,23)	0,36 (0,32)	0,17 (0,21)	—	0,55 (0,45)
etileno ^c (S)	0,24 (0,32)	NR	0,14 (0,13)	0,14 (0,15)	0,08 (0,09)	0,10 (0,13)	0,08 (0,08)	— (0,15)	0,20 (0,24)
detectable	0,24 (0,27)	NR	0,28 (0,29)	0,26 (0,30)	0,18 (0,20)	0,26 (0,30)	0,26 (0,29)	— (0,37)	0,40 (0,40)
stal (S)	0,10 (0,10)	0,09 (0,08)	0,13 (0,15)	0,18 (0,19)	0,13 (0,14)	0,13 (0,13)	0,13 (0,16)	— (0,18)	0,33 (0,27)
stal EC (S)	0,10 (0,10)	0,09 (0,08)	0,13 (0,15)	0,18 (0,19)	0,13 (0,14)	0,19 (0,20)	0,13 (0,16)	— (0,18)	0,33 (0,27)
-TPES (S)	— (0,13)	—	—	—	—	— (0,18)	—	—	— (0,30)
ón HR	(S) — (0,18)	— (0,13)	— (0,17)	— (0,27)	— (0,16)	— (0,27)	— (0,16)	— (0,19)	— (0,28)
F _{122 C}	(A) — (0,30)	— (0,25)	— (0,26)	— (0,26)	— (0,16)	— (0,27)	— (0,16)	— (0,19)	— (0,28)
ón HR	(S) NR	NR	— (0,18)	— (0,27)	— (0,19)	— (0,27)	— (0,47)	— (0,23)	— (0,25)
ensión de rtura máx. mp	(A) NR	NR	— (0,32)	— (0,39)	— (0,19)	— (0,27)	— (0,47)	— (0,23)	— (0,25)
ón AR	(S) — (0,19)	— (0,11)	— (0,24)	— (0,31)	—	—	—	— (0,22)	— (0,31)
ensión de rtura máx. mp	(A) — (0,32)	— (0,22)	— (0,36)	— (0,30)	—	—	—	— (0,22)	— (0,31)
resistente a rayos	0,11 (0,13)	0,09 (0,11)	0,24 (0,25)	0,26 (0,26)	0,18 (0,19)	0,26 (0,32)	0,11 (0,17)	— (0,21)	0,40 (0,40)

= en superficies lisas y limpias. (A) = condiciones abrasivas y sucias. NR = no se recomienda.

Los valores de los factores de fricción dependen en gran medida de las condiciones ambientales. Un valor bajo en el intervalo de factores de fricción es un factor de fricción derivado experimentalmente para nuevas bandas en guías de desgaste nuevas. Sólo se debe utilizar este valor en los entornos más limpios o en lugares donde haya agua u otro agente lubricante. La mayoría de las aplicaciones tendrían que ajustarse basándose en las condiciones ambientales que rodean al transportador.

Los factores de fricción para la fricción entre el producto y la banda sólo son válidos para las bandas Flat Top, Perforated Flat Top, Mesh Top, Flush Grid y Raised Rib.

El polietileno no está recomendado para la manipulación de contenedores.

APÉNDICE E:

PROPIEDADES DEL MATERIAL DE LA BANDA

PROPIEDADES DEL MATERIAL DE LA BANDA

La **GRAVEDAD ESPECÍFICA** es la relación existente entre la densidad de los materiales y la densidad del agua a presiones y temperaturas normales. Una gravedad específica mayor a 1,0 indica que el material es más pesado que el agua; una gravedad específica menor que 1,0 indica que el material flotará en el agua.

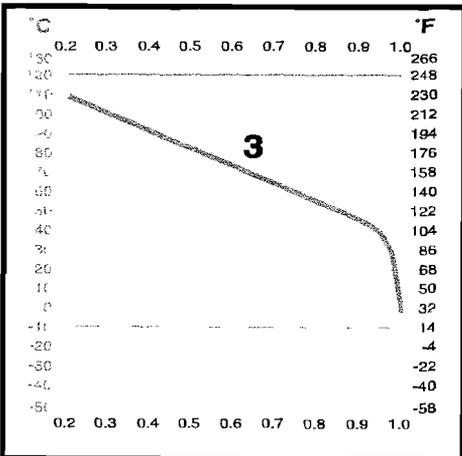
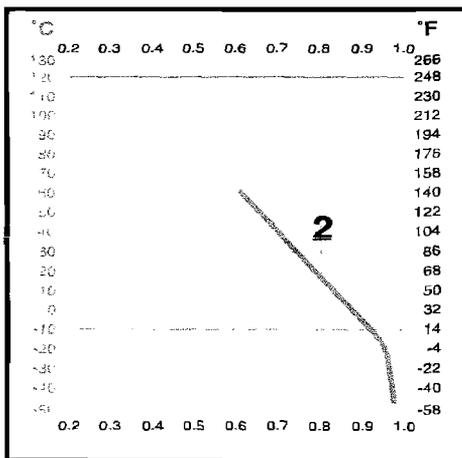
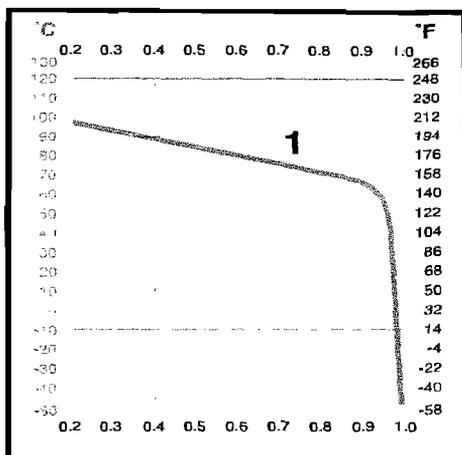
MATERIAL	La GRAVEDAD ESPECÍFICA
Polipropileno	0,90
Polipropileno compuesto	1,12
Poliétileno	0,95
Acetal	1,40
Acetal EC	1,40
FR-TPES	1,45
Nilon	1,13
Nilon HR (ambos grados)	1,13

Los **FACTORES DE FRICCIÓN** determinan la cantidad de arrastre resultante del desplazamiento de la banda en la estructura del transportador o por el deslizamiento de la banda bajo el producto transportado. Los factores de fricción más bajos dan como resultado una menor presión en las líneas y por lo tanto se produce menos daño en el producto, una menor tracción de banda y menores requerimientos de potencia. A veces se requiere más fricción para las inclinaciones ascendentes y descendentes graduales o para una mayor presión en las líneas para alimentar otros equipos. Los factores de fricción generalmente se basan en sistemas "limpios", con poco desgaste o poca presencia de material abrasivo. Al analizar la resistencia de una banda transportadora (usando el Programa de Ingeniería Intralox o realizando los cálculos a mano especificados en la página "Instrucciones para la selección de bandas" (página 36)), por lo general se debería usar un factor de fricción más alto de lo normal, en caso de que hayan elementos abrasivos presentes, tales como harina, arena, polvo de cartón, etc. En malas condiciones de higiene, los factores de fricción podrían ser dos o tres veces mayores que en buenas condiciones de higiene.

La **TEMPERATURA** afecta a las cualidades físicas de los materiales termoplásticos. Por lo general, a medida que la temperatura de funcionamiento aumenta, la resistencia de la banda se debilita, pero su superficie se endurece y se hace más resistente a los impactos. Por el contrario, en aplicaciones más frías, la banda se torna más rígida y en algunos casos, más quebradiza. La curva del factor de temperatura muestra la forma en que la temperatura afecta a la resistencia de la banda. Con este gráfico se puede hacer manualmente el análisis de la banda transportadora. El Programa de Ingeniería Intralox calcula automáticamente el factor de temperatura, basándose en la temperatura de funcionamiento de la aplicación. Para obtener una lista completa de los factores de temperatura (T), consulte "Tabla 7 (T) FACTOR DE TEMPERATURA" (página 328).

T

TABLAS DEL FACTOR DE TEMPERATURA, MATERIALES ESTÁNDAR

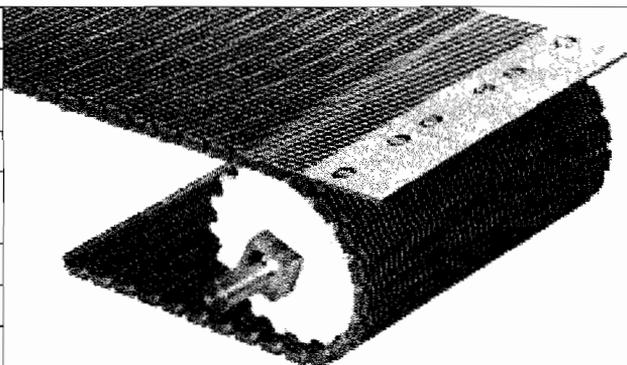


- 1 -Acetal y Acetal EC
- 2 -Polietileno
- 3 -Polipropileno

APÉNDICE F:
SELECCIÓN DE RAISED RIB, ENGRANES, FACTOR
DE RESISTENCIA

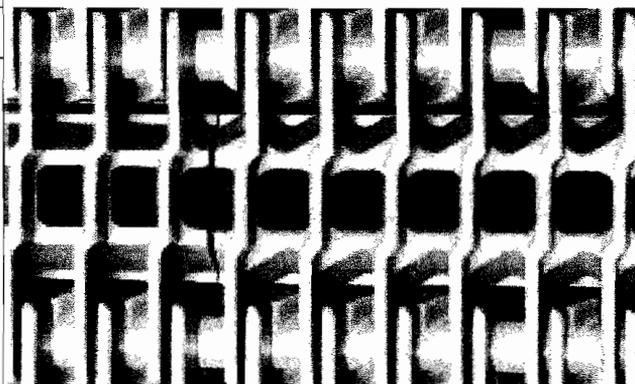
Raised Rib

	pulg.	mm
Paso	1,00	25,4
Ancho mínimo	1,5	38
Incrementos del ancho	0,25	6,4
Dimensión de abertura (aproximado)	0,2 × 0,2	5 × 5
Área abierta	31%	
Área de contacto del producto	28%	
Tipo de articulación	Abierta	
Método de accionamiento	Accionamiento central	



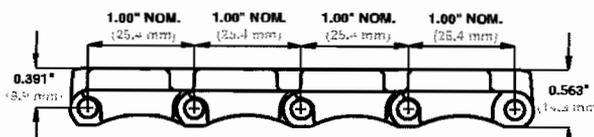
Notas sobre el producto

- Póngase siempre en contacto con el Servicio de Atención al Cliente si desea realizar una medición precisa del ancho de la banda y comprobar el estado de las existencias antes de diseñar un transportador u ordenar una banda.
- La superficie superior lisa con costillas de separación estrecha se puede usar con las placas de uñetas de transferencia y así eliminar volcaduras o inmovilización del producto.
- Para más selecciones de material y un desempeño de bandas más fuertes, vea Raised Rib Serie 900.



Información adicional

- Consulte "Proceso de selección de bandas" (página 5)
- Consulte "Materiales estándar para las bandas" (página 18)
- Consulte "Materiales para aplicaciones especiales" (página 18)
- Consulte "Factores de fricción" (página 31)



Datos sobre la banda

Material de la banda	Material de las varillas estándar Ø 0,18 pulg. (4,6 mm)	CF	Resistencia de la banda kg/m	Rango de temperatura (continuo)		P	Peso de la banda kg/m ²	Homologación: 1=Blanco, 2=Azul, 3=Natural, 4=Gris						
				°F	°C			lb/pie ²	FDA (EE.UU.)	USDA-FSIS - carnes y aves	USDA Lácteos ^a	CFA ^b	A ^c	J ^d
Polipropileno	Polipropileno	300	450	34 a 220	-6 a 104	0,82	4,00	•	•	•	•	•	3	•
Poliétileno	Poliétileno	200	300	-50 a 150	-46 a 66	0,88	4,29	•	•	•	•	•	3	•
Acetal	Polipropileno	600	890	34 a 200	-1 a 93	1,20	5,86	•	•	•	•	•	3	•
Acetal ^f	Poliétileno	550	820	-50 a 70	-46 a 41	1,20	5,86	•	•	•	•	•	3	•

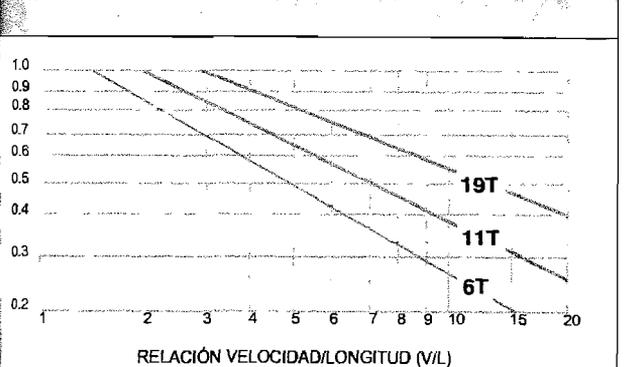
- Para ser aprobados por el USDA Lácteos y el MAF se requiere el uso de un sistema de limpieza incorporado.
- Departamento de Agricultura Canadiense para la Inspección y Producción de Alimentos
- Servicio australiano de inspecciones por cuarentena
- Ministerio de Salud, Trabajo y Bienestar de Japón
- Certificado de emigración europeo que ofrece aprobación para la manipulación de alimentos de acuerdo con la directiva de la CE 2002/72/EC y todas las enmiendas a la misma hasta la fecha.
- Se pueden usar varillas de polietileno en aplicaciones en frío cuando se producen impactos o arranques / paradas repentinos. Se debe tener en cuenta que su clasificación es menor.

Referencia de cantidad de engranajes y soportes

Ancho nominal aproximado de la banda ^a		Número mínimo de engranajes por eje ^b	Guías deslizantes	
pulg.	mm		Recorrido de ida	Retorno
2	51	1	2	2
4	102	1	2	2
6	152	2	2	2
7	178	2	3	2
8	203	2	3	2
10	254	2	3	2
12	305	3	3	2
14	356	3	4	3
15	381	3	4	3
16	406	3	4	3
18	457	3	4	3
20	508	5	5	3
24	610	5	5	3
30	762	5	6	4
32	813	7	7	4
36	914	7	7	4
42	1067	7	8	5
48	1219	9	9	5
54	1372	9	10	6
60	1524	11	11	6
72	1829	13	13	7
84	2134	15	15	8
96	2438	17	17	9
120	3048	21	21	11
144	3658	25	25	13
Para otros anchos, use un número impar de engranajes ^c con un máximo de 6 pulg. (152 mm) \varnothing Separación			Máximo de 6 pulg. (152 mm) \varnothing Separación	máximo de 12 pulg. (305 mm) \varnothing Separación

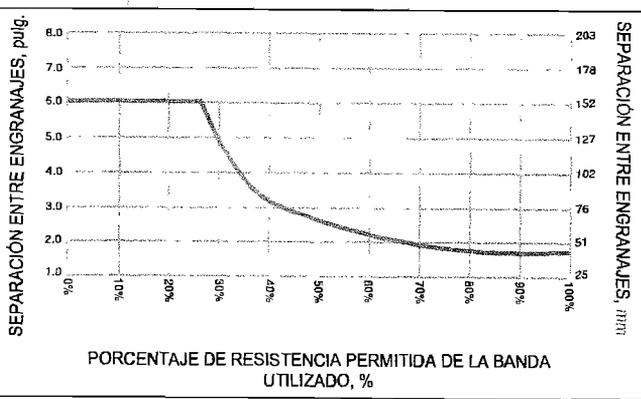
- a. Si el ancho de la banda supera un número listado en la tabla, consulte los engranajes y materiales de soporte mínimos para el próximo rango más ancho enumerado. Las bandas están disponibles en incrementos de 0,25 pulg. (6,4 mm) comenzando por el ancho mínimo de 1,5 pulg. (38 mm). Si el ancho real es fundamental, consulte al Servicio de Atención al Cliente.
- b. Éste es el número mínimo de engranajes. En aplicaciones con cargas pesadas, pueden ser necesarios más engranajes.
- c. El engranaje central se debe bloquear. Si sólo hay dos engranajes, deberá fijarse únicamente el más cercano a la chumacera motriz.

Factor de resistencia



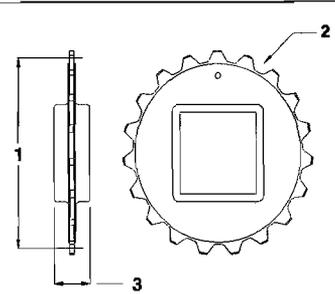
Divida la velocidad de la banda "V" por la distancia al \varnothing eje "L". El factor de resistencia es el punto de intersección entre la relación velocidad-longitud y la línea del engranaje correspondiente. Para más información consulte la página 36.

Separación entre engranajes como función de la resistencia de la banda



Datos del engranaje

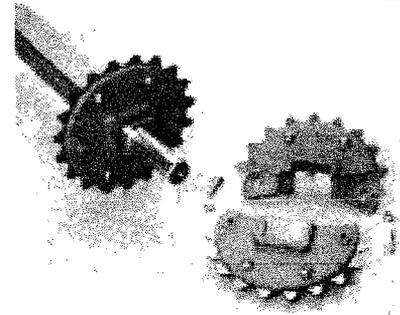
Núm. de dientes (Acción poliédrica)	Ancho nominal nom. paso pulg.	Ancho nominal nom. paso mm	Ancho nominal nom. externo pulg.	Ancho nominal nom. externo mm	Ancho nominal Ancho nominal del cubo, pulg.	Ancho nominal Ancho del cubo en mm	Dimensiones disponibles de taladros				
							Unidades de los EE.UU.		Unidades métricas		
							pulg. redondas	pulg. cuadradas	mm redondos	mm cuadrados	
6 (13,40%)	2,0	51	2,1	53	0,75	19		1,0			
11 (4,05%)	3,5	89	3,7	94	0,75	19		1,0		40	
								1,5			
19 (1,36%)	6,1	155	6,3	160	1,25	32		1,5		40	
								2,5 ¹		60	



- 1 - Diámetro de paso
- 2 - Diámetro externo
- 3 - Ancho del cubo

Engranajes bipartidos

Núm. de dientes (Acción poliédrica)	Ancho nominal nom. paso pulg.	Ancho nominal nom. paso mm	Ancho nominal nom. externo pulg.	Ancho nominal nom. externo mm	Ancho nominal Ancho nominal del cubo, pulg.	Ancho nominal Ancho del cubo en mm	Dimensiones disponibles de taladros				
							Unidades de los EE.UU.		Unidades métricas		
							pulg. redondas	pulg. cuadradas	mm redondos	mm cuadrados	
11 (4,05%)	3,5	89	3,7	94	1,5	38		1,5		40	
19 (1,36%)	6,1	155	6,3	160	1,5	38		1,5		40	
								2,5 ^a		60	

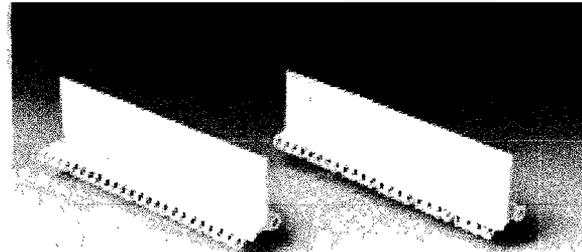


a. Intralox ofrece agujeros de engranajes métricos para ejes de 65 mm. Especifique el agujero métrico al ordenar.

Empujadores lisos/antiadherentes

Alturas disponibles de empujadores		Materiales disponibles
pulg.	mm	
1,5	38	Polipropileno, Polietileno, Acetal

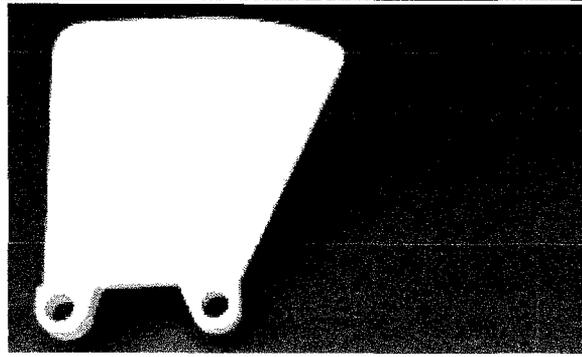
Nota: Los empujadores pueden cortarse a cualquier altura requerida para cada aplicación particular.
Nota: No se requieren dispositivos de fijación.
Nota: Un lado del empujador es liso (continuo) mientras que el otro posee costillas verticales (antiadherente).
Nota: Los empujadores pueden proporcionarse en incrementos lineales de 1 pulg. (25 mm).
Nota: La indentación mínima (sin guardas laterales) es de 0,5 pulg. (13 mm).



Guardas laterales

Dimensiones disponibles		Materiales disponibles
pulg.	mm	
2	51	Polipropileno, Polietileno, Acetal

Nota: Las guardas laterales se utilizan junto a las bandas Flush Grid para asegurar que el contenido del producto forme parte del diseño estándar de recubrimiento y sea una pieza integral de la banda, quedando sujetas mediante vanillas de articulación.
Nota: La indentación mínima es de 0,75 pulg. (19 mm).
Nota: La distancia estándar entre las guardas laterales y el borde de un empujador es de 0,06 pulg. (2 mm).
Nota: Al pasar por los engranajes de 6 y 11 dientes, las guardas laterales se abren en abanico, provocando una abertura por encima de la guarda lateral por la que podrían caer productos pequeños. Las guardas laterales permanecen completamente cerradas al pasar por un engranaje de 19 dientes.



APÉNDICE G:

DATOS DE EJE Y PAR DE TORSIÓN

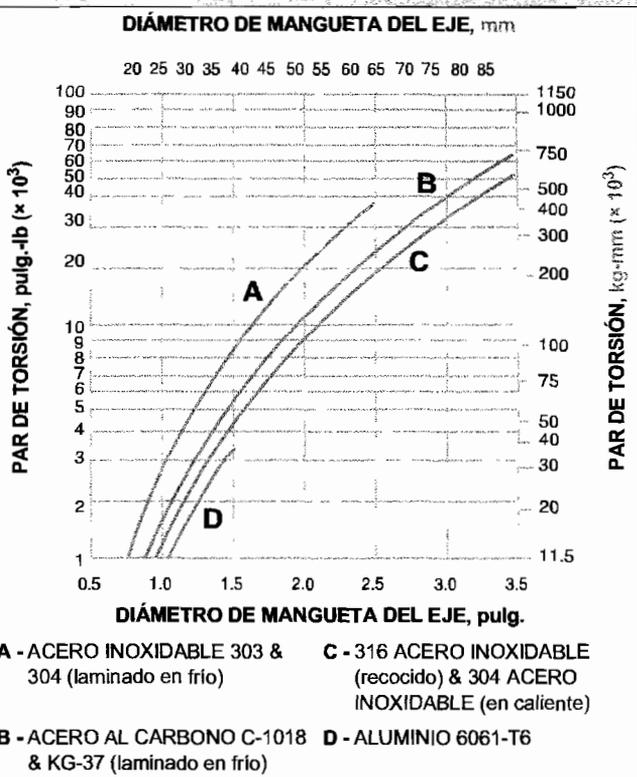
Tabla 8 DATOS DEL EJE

EJE B DATOS	(Q) PESO DEL EJE, lb/pie (kg/m)			I MOMENTO DE INERCIA pulg. ⁴ (cm ⁴)
	ALUMINIO	ACERO AL CARBONO	Los engranajes bipartidos de ACERO INOXIDABLE	
TAMAÑO				
5/8 PULG. CUADRADAS	0,46	1,33 ^a	1,33 ¹	0,013
1 PULG. CUADRADA	1,17 ¹	3,40 ¹	3,40 ¹	0,083
1,5 PULG. CUADRADAS	2,64 ¹	7,65 ¹	7,65 ¹	0,42
2,5 PULG. CUADRADAS	7,34	21,25 ¹	21,25 ¹	3,25
3,5 PULG. CUADRADAS	14,39	41,60 ¹	41,60	12,50
25 mm CUADRADOS	1,699	(4,920) ^b	4,920 ²	(32,550)
40 mm CUADRADOS	(4,335)	(12,65) ²	(12,65) ²	(213,300)
60 mm CUADRADOS	(10,05)	(29,11) ²	(29,11) ²	(1.060.000)
65 mm CUADRADOS	11,79	(34,16) ²	(34,16) ²	1.467.600
E MÓDULO DE ELASTICIDAD (ras/pulg. ² (kg/mm ²))	10.000.000 (7.000)	30.000.000 (21.100)	28.000.000 (19.700)	

Intralox USA puede suministrar ejes cuadrados, operados según las especificaciones de los tamaños siguientes y materiales como acero al carbono (C-1018), acero inoxidable (303 y 316), y aluminio (6061-T6).

b. Intralox Europe ofrece ejes cuadrados en los siguientes tamaños y fabricados en acero al carbono (KG-37) y acero inoxidable (304).

Tabla 9 PAR DE TORSIÓN MÁXIMO RECOMENDADO EN EL EJE MOTRIZ



APÉNDICE H:
DIRECTRICES DE DISEÑO

aveteros y 2) el movimiento lateral de los engranajes, omodando así las diferencias inherentes de expansión o contracción térmica entre plásticos y metales.

TAMAÑOS Y MATERIALES DE LOS EJES

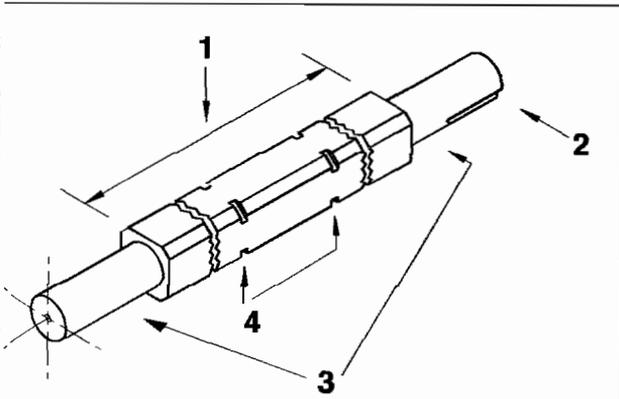
Centralox, LLC. USA tiene en inventario materiales de ejes cuadrados de aluminio (6061-T6), acero al carbono (C-1018) y acero inoxidable (303 y 316) en los siguientes tamaños:

- Aluminio: 1 pulg. y 1,5 pulg.
- Acero al carbono: 5/8 pulg., 1 pulg., 1,5 pulg., 2,5 pulg., 3,5 pulg.
- Acero inoxidable 303: 5/8 pulg., 1 pulg., 1,5 pulg., 2,5 pulg., 40 mm y 60 mm
- Acero inoxidable 304: 3,5 pulg.
- Acero inoxidable 316: 1,5 pulg. y 2,5 pulg.

Centralox, LLC. Europe ofrece materiales de ejes cuadrados de acero al carbono (KG-37) y acero inoxidable (304) en los siguientes tamaños:

- Acero al carbono: 25 mm, 65 mm y 90 mm.
- Acero inoxidable: 25 mm, 40 mm, 60 mm, 65 mm y 90 mm.

El tamaño del eje adecuado para su aplicación puede determinarse mediante los cálculos incluidos en "Instrucciones para la selección de bandas" (página 36), o a partir de las tablas al comienzo de la página 318. Los tamaños de ejes y sus propiedades de los materiales aparecen en "Tabla 8 TAMAÑOS DEL EJE" (página 329).



- 1-Longitud de la sección cuadrada [Distancia entre cojinetes, inferior a 1/4 pulg. (6 mm)].
- 2-Chavetero para cubo motor (no se necesita en el eje conducido)
- 3-Chumaceras lisas
- 4-Ranuras de anillos de retención

Fig. 3-5 Características típicas del eje

CARGA DEL PAR DE TORSIÓN DEL EJE MOTRIZ

Algo importante al elegir el tamaño del eje es la carga del par motor que debe absorber el eje motriz. La tracción de la banda al actuar a través de los engranajes, introduce una carga de torsión sobre el eje motriz. Bajo cualquier tipo de condiciones, es decir, carga del producto y resistencia friccional, la tracción de la banda permanecerá constante, pero el par motor sobre el

eje motriz variará, dependiendo del tamaño de los engranajes seleccionados. *A medida que aumenta el diámetro de paso de los engranajes, también aumenta el par motor sobre el eje.* Por lo tanto, si desea un tamaño determinado de eje, pero el par que se debe absorber excede el recomendado por "Tabla 9 PAR DE TORSIÓN MÁXIMO RECOMENDADO EN EL EJE MOTRIZ" (página 329), calcule de nuevo el par con un engranaje más pequeño, si es que hay un engranaje de menor diámetro disponible en la serie de su banda. Para alcanzar la misma velocidad de la banda, la velocidad rotacional (RPM) debe ser proporcionalmente mayor con el engranaje más pequeño.

REQUISITOS DE POTENCIA

La potencia necesaria para accionar la banda se puede calcular con "Instrucciones para la selección de bandas" (página 36), o mediante las fórmulas que están al principio de página 318. Cabe destacar que esta potencia calculada no incluye la potencia necesaria para superar las deficiencias mecánicas u otras ineficiencias del sistema. La siguiente tabla le puede ayudar a determinar la cantidad de potencia adicional necesaria para su diseño, dado que los diseños del transportador y sus sistemas de transmisión ofrecen una diversidad de alternativas.

ELEMENTOS DE MAQUINARIA	PROMEDIO DE PÉRDIDAS DE EFICIENCIA MECÁNICA
Cojinetes de manguito comunes	Del 2% al 5%
Rodamientos	1%
Reductores de engranajes:	
Engranajes helicoidales o rectos	
Reducción simple	2%
Reducción doble	4%
Reducción triple	5%
Engranajes de tornillo sin fin	
Reducción simple	5%
Reducción doble	Del 10% al 20%
Cadenas de rodillos	Del 3% al 5%
Bandas V	Del 2% al 4%
Sistemas de accionamiento hidráulico	(consulte al fabricante)

Determine el total de pérdidas de eficiencia en los componentes empleados y use la potencia calculada para determinar la **potencia requerida del motor** de la siguiente manera:

$$\text{Caballos de fuerza del motor} = \frac{\text{Potencia de accionamiento de la banda}}{100\% - \% \text{ de pérdidas del total}} \times 100$$

Por ejemplo, si el total de pérdidas de eficiencia en su sistema llegara a un 15% y la potencia motriz de su banda fuera calculada en 2,5 HP, la potencia necesaria del motor se puede calcular de la siguiente manera:

APÉNDICE I:
CÁLCULO DE CARGA EN RODAMIENTO

Cálculo de Carga en los Rodamientos

Para calcular las cargas en los rodamientos, deben determinarse primero las fuerzas que actúan en el eje que es soportado por dichos rodamientos. Las cargas que actúan en el eje y las partes relacionadas al mismo, incluyen el peso muerto de los componentes, la carga generada cuando la máquina ejecuta su trabajo y cargas producidas por la transmisión de potencia. En teoría, pueden ser calculadas matemáticamente, pero en muchos casos su cálculo es complicado.

En este catálogo, presentamos un método para calcular las cargas, que actúan sobre ejes principales de transmisión de potencia; los que en nuestro caso, son la principal aplicación de los rodamientos.

1 Carga que actúa en los ejes

1.1 Factor de carga

Existen varias situaciones en las que la carga de operación real de un eje es mucho mayor que la que se calcula teóricamente, debido a vibraciones y/o choques en la maquinaria. Esta carga real en el eje puede determinarse mediante la utilización de la ecuación 4.1.

$$K = f_w \cdot K_c \quad (4.1)$$

donde,

- K : Carga real en el eje, N {kgf}
- f_w : Factor de carga (Tabla 4.1)
- K_c : Valor de carga teóricamente calculada N {kgf}

Tabla 4.1 Factor de carga f_w

Magnitud de choque	f_w	Aplicación
Muy poco o nada de choque	1.0~1.2	Máquinas eléctricas, maquinas herramientas, instrumentos de medición.
Choque ligero	1.2~1.5	Vehículos ferroviarios, automóviles, molinos de rodillos, máquinas para trabajar metales, maquinas para fabricar papel, máquinas impresoras, aeronaves, máquinas para textiles, máquinas eléctricas, máquinas de oficina.
Choque pesado	1.5~3.0	Trituradores, equipo agrícola, equipo de construcción, grúas.

1.2 Carga generada por los engranajes

Las cargas que operan en los engranes, pueden dividirse en tres tipos principales de acuerdo a la dirección en la cual actúa la carga; por ejemplo tangencial (K_t), radial (K_r) y axial (K_a). La magnitud y dirección de estas cargas difieren de acuerdo al tipo de engrane que esté trabajando. Los métodos de cálculo presentados aquí, son para dos arreglos eje-engrane de uso general: engranajes de eje paralelo y engranajes con ejes perpendiculares.

Cargas que actúan en engranajes de eje paralelo

Las fuerzas que actúan en engranes rectos y helicoidales son como se muestra en las Figs. 4.1, 4.2 y 4.3. La magnitud de la carga puede determinarse por las ecuaciones 4.2 hasta la 4.5.

$$\left. \begin{aligned} K_t &= \frac{19.1 \times 10^6 \cdot H}{D_p \cdot n} \quad \text{N} \\ &= \frac{1.95 \times 10^6 \cdot H}{D_p \cdot n} \quad \text{kgf} \end{aligned} \right\} \dots (4.2)$$

$$K_s = K_t \cdot \tan \alpha \quad (\text{Engrane recto}) \quad \dots (4.3a)$$

$$= K_t \cdot \frac{\tan \alpha}{\cos \beta} \quad (\text{Engrane Helicoidal}) \quad (4.3b)$$

$$K_r = \sqrt{K_t^2 + K_s^2} \quad \dots (4.4)$$

$$K_a = K_t \cdot \tan \beta \quad (\text{Engrane Helicoidal}) \quad (4.5)$$

donde,

- K_t : Carga tangencial del engrane, (fuerza radial), N {kgf}
- K_s : Carga radial del engrane (fuerza de separación), N {kgf}
- K_r : Carga del eje en ángulo recto (resultante de la fuerza tangencial y la de separación), N {kgf}
- K_a : Fuerza paralela al eje (fuerza axial), N {kgf}
- H : Potencia transmitida , kW
- n : Velocidad de rotación, r.p.m.
- D_p : Diámetro de paso del engrane, mm
- α : Ángulo de presión del engrane, grados, (°)
- β : Ángulo de hélice del engrane, grados, (°)

Debido a que la carga real de los engranes también implica vibraciones y cargas de choque, la carga teórica obtenida por las ecuaciones anteriores deben ser ajustadas por un factor de engrane f_w , como se muestra en la Tabla 4.2.

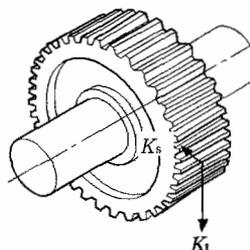


Fig. 4.1 Cargas en engranes rectos

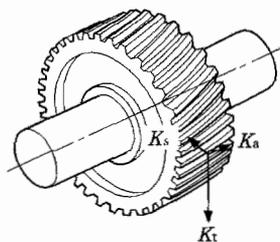


Fig. 4.2 Cargas en engranes helicoidales

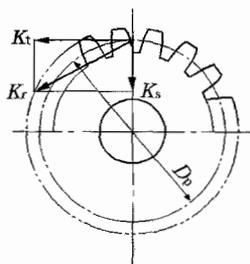


Fig. 4.3 Fuerza Resultante Radial

APÉNDICE J:

CÁLCULO DE CARGA EN RODAMIENTO

Tabla 4.2 Factor de engrane f_z

Tipo de engrane	f_z
Engranés con rectificado de precisión (error en el paso y el perfil del diente de menos de 0.02mm)	1.05~1.1
Engranés con maquinado normal (error en el paso y el perfil del diente de menos de 0.1mm)	1.1~1.3

(2) Cargas que actúan en ejes perpendiculares

Las cargas que se generan en engranes cónicos de dientes rectos y de dientes espirales, en ejes perpendiculares, se muestran en las Figs. 4.4 y 4.5. Los métodos de cálculo para las cargas debidas a estos engranes se muestran en la Tabla 4.3. Obsérvese que para calcular las cargas en engranes cónicos de dientes rectos, el ángulo de hélice es $\beta = 0$.

Los símbolos y unidades utilizados en la Tabla 4.3 son los siguientes:

- K_t : Carga tangencial del engrane (fuerza tangencial), N {kgf}
- K_s : Carga radial del engrane (fuerza de separación), N {kgf}
- K_a : Carga paralela al eje (fuerza axial), N {kgf}
- H : Potencia transmitida, kW
- n : Velocidad de rotación, r.p.m.
- D_{pm} : Diámetro de paso promedio, mm
- α : Ángulo de presión del engrane, grados, ($^\circ$)
- β : Ángulo de hélice, grados, ($^\circ$)
- δ : Ángulo de paso del cono, grados, ($^\circ$)

Debido a que los dos ejes se intersectan, la relación de cargas entre el engrane (rueda) y el piñón es la siguiente:

$$K_{sp} = K_{ag} \dots \dots \dots (4.6)$$

$$K_{ap} = K_{sg} \dots \dots \dots (4.7)$$

donde,

K_{sp}, K_{sg} : Fuerza de separación en el piñón y el engrane, N {kgf}

K_{ap}, K_{ag} : Fuerza axial en el piñón y el engrane, N {kgf}

Para engranes cónicos espirales, la dirección de la carga varía dependiendo de la dirección del ángulo de hélice, de la dirección de la rotación y de cual lado es el impulsor o el impulsado. El sentido de la fuerza de separación (K_s) y de la fuerza axial (K_a) que se indica en la Fig. 4.5 es el sentido positivo. El sentido de la rotación y del ángulo de hélice son definidos tal y como se ven desde el diámetro mayor del engrane. El sentido de la rotación del engrane en la Fig. 4.5 es asumido en el sentido de las manecillas del reloj (hacia la derecha).

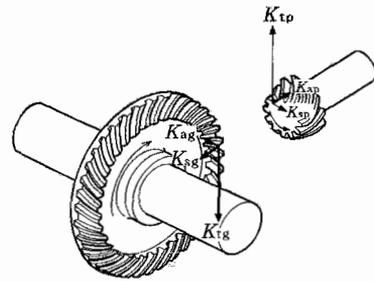


Fig. 4.4 Cargas en engranes cónicos

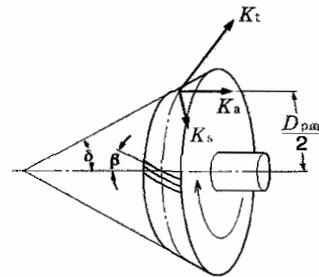


Fig. 4.5 Diagrama de un engrane cónico

Tabla 4.3 Fuerzas que actúan sobre los engranes cónicos

Tipos de carga	Dirección de rotación	Sentido reloj	Sentido contrareloj	Sentido reloj	Sentido contrareloj
	Dirección de hélice	Derecha	Izquierda	Izquierda	Derecha
Carga tangencial (fuerza tangencial) K_t		$K_t = \frac{19.1 \times 10^6 \cdot H}{D_{pm} \cdot n}$, $\left\{ \frac{1.95 \times 10^6 \cdot H}{D_{pm} \cdot n} \right\}$			
Carga radial (fuerza de separación) K_s	Lado impulsor	$K_s = K_t \left[\tan \alpha \frac{\cos \delta}{\cos \beta} + \tan \beta \sin \delta \right]$		$K_s = K_t \left[\tan \alpha \frac{\cos \delta}{\cos \beta} - \tan \beta \sin \delta \right]$	
	Lado impulsado	$K_s = K_t \left[\tan \alpha \frac{\cos \delta}{\cos \beta} - \tan \beta \sin \delta \right]$		$K_s = K_t \left[\tan \alpha \frac{\cos \delta}{\cos \beta} + \tan \beta \sin \delta \right]$	
Carga paralela al eje (carga axial) K_a	Lado impulsor	$K_a = K_t \left[\tan \alpha \frac{\sin \delta}{\cos \beta} - \tan \beta \cos \delta \right]$		$K_a = K_t \left[\tan \alpha \frac{\sin \delta}{\cos \beta} + \tan \beta \cos \delta \right]$	
	Lado impulsado	$K_a = K_t \left[\tan \alpha \frac{\sin \delta}{\cos \beta} + \tan \beta \cos \delta \right]$		$K_a = K_t \left[\tan \alpha \frac{\sin \delta}{\cos \beta} - \tan \beta \cos \delta \right]$	

APÉNDICE K:
CAPACIDAD DE CARGA Y VIDA

viscosidad dinámica del aceite lubricante es muy baja para temperatura de operación del rodamiento.

mm^2/s o menos para rodamientos de bolas, $20 \text{ mm}^2/\text{s}$ a rodamientos de rodillos)

velocidad de rotación es particularmente baja.

la suma de la velocidad de rotación n r.p.m. y el diámetro paso de los elementos rodantes D_{pw} mm es $D_{pw} n < 6000$)

temperatura operacional del rodamiento es muy alta.

la temperatura durante la operación del rodamiento es demasiado alta, la pista pierde su dureza, por lo que se reduce la vida útil del rodamiento.

la vida del rodamiento es ajustada multiplicándose por los factores dados en la figura Fig. 3.2, como factores de condiciones de operación, de acuerdo a la temperatura de operación. Estos desde luego, no aplican para rodamientos que han sido tratados para su estabilización dimensional.

o lubricante contaminado con materia extraña o humedad.

o condiciones de operación especiales, consulte con el departamento de Ingeniería de NTN. Aunque $a_2 > 1$ se aplica para rodamientos fabricados con materiales endurecidos o mediante procesos especiales de fabricación,

o $a_3 < 1$ tiene que ser utilizado si las condiciones de

lubricación no son favorables.

Cuando al rodamiento se le aplica una carga excesivamente grande, pueden producirse deformaciones plásticas peligrosas en las superficies de contacto entre los elementos rodantes y las pistas. Las ecuaciones para determinar la vida nominal básica (3.1, 3.2, y 3.6) no aplican si P_r excede ya sea el valor de C_{or} (capacidad básica de carga estática) o el valor de $0.5 C_r$ para los rodamientos radiales; y en el caso de los rodamientos axiales, si P_a excede $0.5 C_a$.

3.4 Aplicaciones en máquinas y vida requerida

Al seleccionar un rodamiento, es esencial que la vida requerida del mismo, sea establecida en relación con las condiciones de operación. La vida requerida del rodamiento es usualmente determinada por el tipo de máquina en la cual se aplicará, y por los requerimientos de duración en servicio y confiabilidad. Una guía general acerca del criterio de vida requerida se muestra en la Tabla 3.4. Al determinar el tamaño del rodamiento, la vida de fatiga de éste es un factor importante; sin embargo, al igual que la vida, la resistencia y rigidez del eje y del alojamiento debe también ser tomada en consideración.

3.5 Capacidad básica de carga estática

Cuando rodamientos estacionarios reciben cargas estáticas, estos sufren deformaciones permanentes parciales en las superficies de contacto y en el punto de contacto entre los elementos rodantes y las pistas. La magnitud de la deformación se acrecienta a medida que la carga aumenta, y si este incremento de carga sobrepasa ciertos límites, la subsecuente operación correcta del rodamiento se ve interrumpida.

Mediante la experiencia se ha encontrado que una deformación permanente de 0.0001 veces el diámetro del elemento del rodante, que ocurra en el punto de contacto más esforzado entre éste y la pista, puede ser tolerada sin ningún desmejoramiento en la eficiencia de operación del rodamiento.

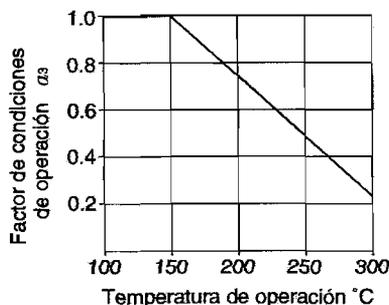


Fig. 3.2 Factor de condiciones de operación de acuerdo con la temperatura de operación del rodamiento

Tabla 3.4 Aplicaciones en maquinarias y vida requerida (Referencia)

Clasificación del servicio	Aplicaciones en maquinarias y vida requerida (referencia) L_{10h} $\times 10^6$ h				
	~4	4~12	12~30	30~60	60~
Máquinas usadas por periodos cortos o utilizadas no ocasionalmente.	<ul style="list-style-type: none"> • Aplicaciones domésticas • Herramientas de mano eléctricas 	<ul style="list-style-type: none"> • Maquinaria agrícola • Equipos de oficina 			
Operación durante periodos cortos e intermitentemente, pero con requerimientos de la confiabilidad.	<ul style="list-style-type: none"> • Equipos médicos • Instrumentos de medición 	<ul style="list-style-type: none"> • Motores de acondicionadores de aire residenciales • Equipos de construcc. • Elevadores • Grúas 	<ul style="list-style-type: none"> • Grúas (Poleas) 		
Máquinas que no se usan instantáneamente, pero se usan por periodos largos.	<ul style="list-style-type: none"> • Automóviles • Vehículos de dos ruedas 	<ul style="list-style-type: none"> • Motores pequeños • Buses/camiones • Transmisiones de engranes en general • Máquinas madereras 	<ul style="list-style-type: none"> • Husillos de máquinas • Motores industriales • Trituradores • Cribas vibratorias 	<ul style="list-style-type: none"> • Transmisiones de engranes principales • Máquinas de caucho/plástico • Rodillos de calandrias • Máquinas de impresión 	
Máquinas en constante uso durante las 8 horas del día.		<ul style="list-style-type: none"> • Laminadores • Escaleras eléctricas • Transportadores • Centrifugas 	<ul style="list-style-type: none"> • Ejes de vehículos ferroviarios • Acondicionadores de aire • Motores grandes • Centrifugas 	<ul style="list-style-type: none"> • Ejes de locomotoras • Motores de tracción • Elevadores mineros • Volantes a presión 	<ul style="list-style-type: none"> • Máquinas de fabricación de papel • Equipos de propulsión para barcos
Operación continua, no interrumpible.					<ul style="list-style-type: none"> • Equipos de abastecimiento de agua • Bombas de drenaje/ventiladores para minería • Equipos para generación de potencia

APÉNDICE L:
CAPACIDAD DE CARGA Y VIDA

Capacidad de Carga y Vida

Vida del rodamiento

En rodamientos que operen bajo condiciones normales, las superficies de las pistas y los elementos rodantes están antemano sometidos a esfuerzos compresivos repetitivos que ocasionan el descascarillado de las superficies en cuestión. Este descascarillado es producto de la fatiga del metal y causa la falla del rodamiento. La vida efectiva o útil de los rodamientos, definida usualmente en términos del número total de revoluciones, que un rodamiento puede ejecutar antes de que presente el descascarillado de las pistas o de los elementos rodantes.

Las causas de fallas en los rodamientos, son atribuibles a razones tales como atascamiento, abrasiones, fracturas, calentamiento, desgaste, óxido, etc. Sin embargo, estas así como las causas de fallas en rodamientos, son usualmente consecuencia de una mala instalación, lubricación inapropiada, contaminación, defectos en el sellado o inadecuada selección del rodamiento. Si consideramos que las causas de falla antes mencionadas, pueden ser evitadas tomando las debidas precauciones y no son simplemente causadas por la fatiga del material, las mismas son tratadas aparte del descascarillado.

Vida nominal básica y capacidad básica de carga dinámica.

Un grupo de rodamientos aparentemente idénticos, sometidos a las mismas condiciones de operación idénticas, tendrán un rango de durabilidad.

Esta diferencia en la "vida" puede ser explicada por la diferencia en la resistencia a la fatiga del material de los rodamientos propiamente.

Esta disparidad es considerada estadísticamente al calcular la vida de los rodamientos, por lo que la vida nominal básica se define a continuación.

La vida nominal básica se basa en un modelo estadístico al 90%, que se expresa como el número total de revoluciones que 90% de los rodamientos de un grupo idéntico, sometidos a las mismas condiciones de operación, alcanzará o sobrepasará antes de que ocurra el descascarillado por fatiga del metal. Para rodamientos trabajando a velocidad constante, la vida nominal básica (90% de confiabilidad) se expresa como el número total de horas de operación.

La capacidad básica de carga dinámica muestra la capacidad de un rodamiento de asimilar carga dinámica. Dicha capacidad expresa la carga constante que un rodamiento puede soportar durante un periodo de 1 millón de revoluciones. La misma se expresa como carga radial pura para los rodamientos radiales y carga axial pura para los rodamientos axiales. Son indicadas como "capacidad básica de carga dinámica (C_r)" y "capacidad básica de carga dinámica axial (C_a)". Las capacidades básicas de carga dadas en las tablas de rodamientos de este catálogo, son para rodamientos fabricados con materiales estándar NTN, utilizando técnicas de manufactura normales de NTN.

La relación entre la vida nominal básica, la capacidad básica de carga dinámica y la carga aplicada al rodamiento, se da en las siguientes ecuaciones.

Para rodamientos de bolas: $L_{10} = \left(\frac{C}{P}\right)^3 \dots\dots\dots (3.1)$

Para rodamientos de rodillos: $L_{10} = \left(\frac{C}{P}\right)^{10/3} \dots\dots\dots (3.2)$

donde,

- L_{10} : vida nominal básica 10^6 revoluciones
- C : capacidad básica de carga dinámica, N {kgf}
 - (C_r : para rodamientos radiales,
 - C_a : para rodamientos axiales)
- P : Carga dinámica equivalente, N {kgf}
 - (P_r : para rodamientos radiales,
 - P_a : para rodamientos axiales)
- n : Velocidad de rotación, r.p.m.

La relación entre la velocidad de rotación n y el factor de velocidad f_v , al igual que la relación entre la vida nominal básica L_{10h} y el factor de vida f_h , se muestra en la Tabla 3.1 y la Fig. 3.1

Tabla 3.1 Correlación de la vida nominal básica del rodamiento, factor de vida y factor de velocidad

Clasificación	Rodamientos de bolas	Rodamientos de rodillos
Vida nominal básica L_{10h} h	$\frac{10^6}{60n} \left(\frac{C}{P}\right)^3 = 500 f_h^3$	$\frac{10^6}{60n} \left(\frac{C}{P}\right)^{10/3} = 500 f_h^{10/3}$
Factor de vida f_h	$f_h \frac{C}{P}$	$f_h \frac{C}{P}$
Factor de velocidad f_v	$\left(\frac{33.3}{n}\right)^{1/3}$	$\left(\frac{33.3}{n}\right)^{3/10}$

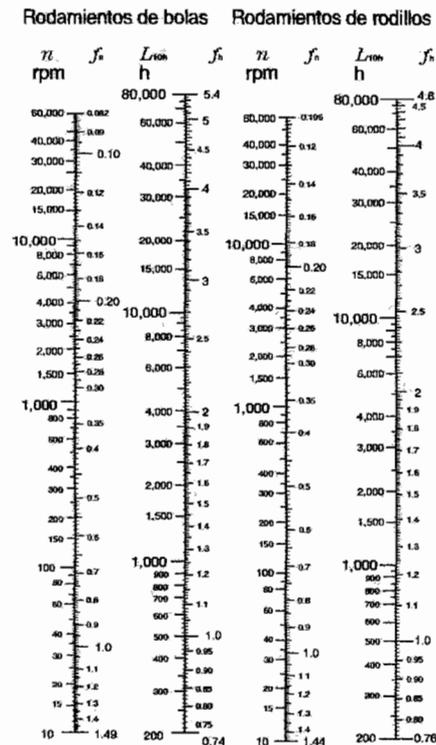
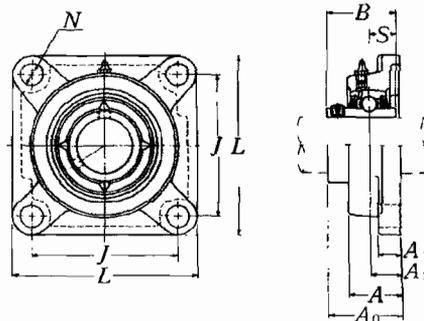


Fig. 3.1 Escala para el cálculo de la vida nominal básica de los rodamientos

APÉNDICE M:
SELECCIÓN DE CHUMACERAS

**square flanged units cast housing
set screw type**



Shaft dia. mm inch	Unit number ¹⁾	Nominal dimensions										Bolt size mm inch	Bearing number
		mm					inch						
		L	J	A ₂	A ₁	A	N	A ₀	B	S			
12 1/2	UCF201D1 UCF201-008D1	86 3 3/8	64 2 33/64	15 19/32	11 7/16	25.5 1	12 15/32	33.3 1 5/16	31 1.2205	12.7 0.500	M10 3/8	UC201D1 UC201-008D1	
15 9/16 5/8	UCF202D1 UCF202-009D1 UCF202-010D1	86 3 3/8	64 2 33/64	15 19/32	11 7/16	25.5 1	12 15/32	33.3 1 5/16	31 1.2205	12.7 0.500	M10 3/8	UC202D1 UC202-009D1 UC202-010D1	
17 1 1/16	UCF203D1 UCF203-011D1	86 3 3/8	64 2 33/64	15 19/32	11 7/16	25.5 1	12 15/32	33.3 1 5/16	31 1.2205	12.7 0.500	M10 3/8	UC203D1 UC203-011D1	
20 3/4	UCF204D1 UCF204-012D1	86 3 3/8	64 2 33/64	15 19/32	11 7/16	25.5 1	12 15/32	33.3 1 5/16	31 1.2205	12.7 0.500	M10 3/8	UC204D1 UC204-012D1	
25 1 3/16 7/8 1 5/16 1	UCF205D1 UCF205-013D1 UCF205-014D1 UCF205-015D1 UCF205-100D1	95 3 3/4	70 2 3/4	16 5/8	13 1/2	27 1 1/16	12 15/32	35.8 1 13/32	34.1 1.3425	14.3 0.563	M10 3/8	UC205D1 UC205-013D1 UC205-014D1 UC205-015D1 UC205-100D1	
30 1 1/16 1 1/8 1 3/16 1 1/4	UCF206D1 UCF206-101D1 UCF206-102D1 UCF206-103D1 UCF206-104D1	108 4 1/4	83 3 17/64	18 45/64	13 1/2	31 1 7/32	12 15/32	40.2 1 37/64	38.1 1.5000	15.9 0.626	M10 3/8	UC206D1 UC206-101D1 UC206-102D1 UC206-103D1 UC206-104D1	
35 1 1/4 1 5/16 1 3/8 1 7/16	UCF207D1 UCF207-104D1 UCF207-105D1 UCF207-106D1 UCF207-107D1	117 4 19/32	92 3 5/8	19 3/4	15 19/32	34 1 11/32	14 35/64	44.4 1 3/4	42.9 1.6890	17.5 0.689	M12 7/16	UC207D1 UC207-104D1 UC207-105D1 UC207-106D1 UC207-107D1	
40 1 1/2 1 9/16	UCF208D1 UCF208-108D1 UCF208-109D1	130 5 1/8	102 4 1/64	21 53/64	15 19/32	36 1 13/32	16 5/8	51.2 2 1/64	49.2 1.9370	19 0.748	M14 1/2	UC208D1 UC208-108D1 UC208-109D1	
45 1 5/8 1 11/16 1 3/4	UCF209D1 UCF209-110D1 UCF209-111D1 UCF209-112D1	137 5 13/32	105 4 9/64	22 55/64	16 5/8	38 1 1/2	16 5/8	52.2 2 1/16	49.2 1.9370	19 0.748	M14 1/2	UC209D1 UC209-110D1 UC209-111D1 UC209-112D1	

Remarks: 1) These numbers indicate relubricatable type. If maintenance free type is needed, please order without suffix "D1".
Note: Please refer to page 36 for size of grease fitting.

APÉNDICE N:
TABLA DE PRESIÓN-FUERZA PARA CILINDROS
NEUMÁTICOS

Actuadores y accesorios

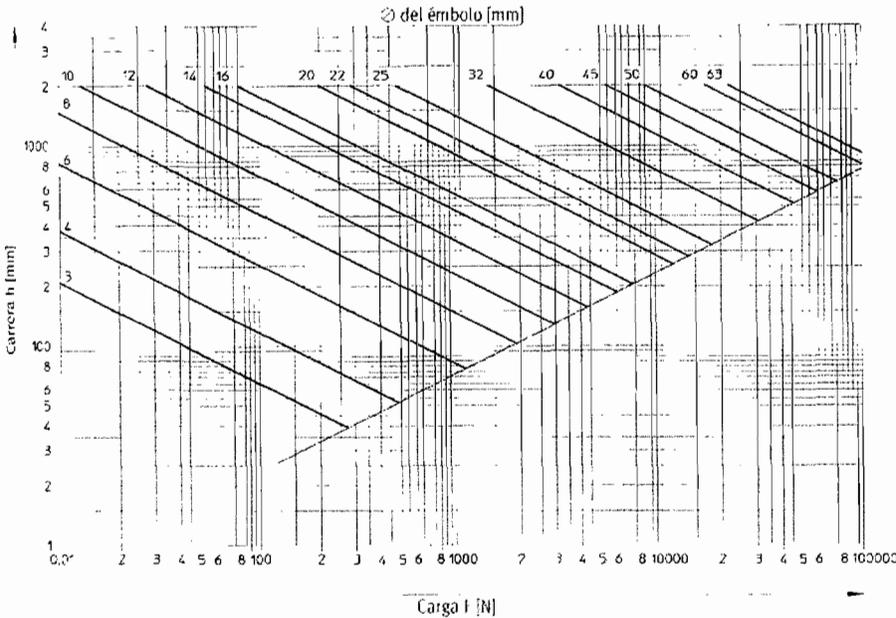
Tablas de selección

Diagrama de pandeo

Debido al esfuerzo de pandeo, la carga admisible del vástago, para grandes carreras, es inferior a la que resulta de la presión de funcionamiento y la superficie del émbolo. En este caso, la carga no debe superar determinados valores máximos. Estos valores dependen de la carrera y del diámetro del vástago. El diagrama muestra esta dependencia según la fórmula.

$$F_K = \frac{\pi^2 \cdot E \cdot J}{l^2 \cdot S}$$

- F_K – Fuerza de pandeo admisible [N]
- E – Módulo de elasticidad [N/mm²]
- J – Momento de inercia [cm⁴]
- l – Longitud de pandeo = 7 veces la carrera [cm]
- S – Coeficiente de seguridad (elegido: 5)



La fijación más desfavorable es la anterior trasera. En las demás fijaciones, la carga admisible es superior.

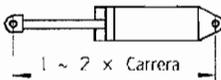
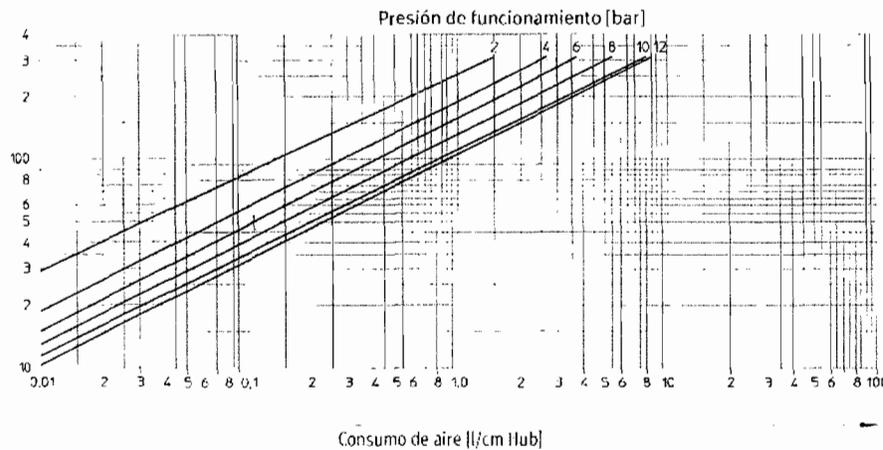


Diagrama de consumo de aire

El consumo de aire incide en los gastos de explotación. El diagrama presenta el consumo según la fórmula:

$$Q = \frac{\pi}{4} \cdot d^2 \cdot h \cdot p \cdot 10^{-6}$$

- Q – Volumen de aire por cm de carrera [l]
- d – \varnothing del émbolo o vástago [mm]
- h – Carrera (aquí constante 10 mm)
- p – Presión de funcionamiento [bar]



Ejemplo:
Cilindro DNC 50 500
diámetro del émbolo 50 mm,
diámetro del vástago 20 mm
carrera 500 mm
presión de funcionamiento 4,5 bar

Solución:
Partiendo del \varnothing del cilindro elegido, trazar una línea horizontal hasta la intersección con la presión de funcionamiento; desde allí, se lee en la escala inferior el consumo de aire.

El valor obtenido de esta manera debe multiplicarse por la carrera (en cm).

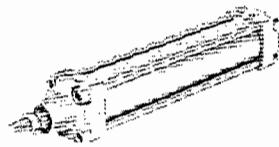
La lectura da aprox. 0,09 l/cm x 50 cm de carrera, lo que corresponde a un consumo de aire para una carrera de avance de aprox. 4,5 l. Para obtener el valor correspondiente a la carrera de retroceso hay que restar el volumen del vástago del volumen de la carrera.

APÉNDICE O:

CILINDRO NORMALIZADO SEGÚN ISO 6431

TABLA DE PRESIÓN – FUERZA PARA CILINDROS

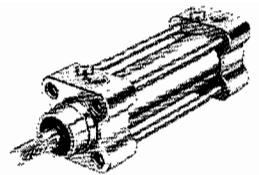
NEUMÁTICOS



DNG/DNGL



DNGZK/DNGLZ/DNGZS



CRDNG/CRDNGS

Cilindro normalizado según ISO 6431

Norma ISO en calidad de Festo

Cilindros normalizados según
ISO 6431, DIN ISO 6431,
VDMA 24 562, NF E 49 003.1 y
UNI 10 290



Ø - Diámetro
32 ... 320 mm

┆ - Carrera
10 ... 2.000 mm



Ejecución robusta de tirante, con vástago bruñido, resistente a la corrosión

Variantes:

- S2: Doble vástago
- S3: Vástago resistente a la corrosión y a los ácidos
- S6: Juntas termostables máx. 150 °C
- S8: Alto nivel de protección contra la corrosión

Ejemplo para realizar el pedido:
DNGZK-63-50-PPV-A-S3

- DNGZK= Tipo
- 63 = Ø de émbolo en mm
- 50 = Carrera en mm
- PPV = Amortiguación regulable en ambos lados
- A = Detección de posición sin contacto
- S3 = Vástago resistente a la corrosión y a los ácidos

LNZ-40/50

- LNZ = Caballete
- 40/50 = Para Ø de émbolo de 50 mm

Cilindro de doble efecto
DNG, DNGL, DNGZK, DNGLZ, DNGZS,
CRDNG, CRDNGS



- Amortiguación regulable en ambos lados
- Detección sin contacto
- DNG-...-PPV-A
- DNGL-...-PPV-A
- con brida basculante central
- DNGZK-...-PPV-A
- DNGLZ-...-PPV-A
- DNGZS-...-PPV-A
- Con vástago cuadrado (antigiro)
- DNGL-...-PPV-A
- DNGLZ-...-PPV-A
- Ejecución resistente a la corrosión y a los ácidos
- CRDNG-...-PPV-A
- CRDNGS-...-PPV-A

Dimensiones → Página 1.11-26

Ø [mm]	DNG-... Carreras estándar [mm]												Carrera min. ... máx. [mm]		
	25	40	50	80	100	125	160	200	250	320	400	500	DNG-...	DNGL-...	CRDNG...
32													10 ... 2000	10 ... 300	10 ... 2000
40													10 ... 2000	10 ... 400	10 ... 2000
50													10 ... 2000	10 ... 500	10 ... 2000
63													10 ... 2000	10 ... 500	10 ... 2000
80													10 ... 2000	10 ... 600	10 ... 2000
100													10 ... 2000	10 ... 600	10 ... 2000
125													10 ... 2000	-	10 ... 2000
160													10 ... 2000	-	-
200													10 ... 2000	-	-
250													10 ... 1100	-	-
320													10 ... 1100	-	-

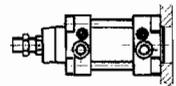
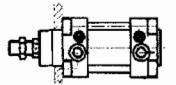
Ø [mm]	DNGZK-... Carreras estándar [mm]												Carrera min. ... máx. [mm]		
	40	50	80	100	125	160	200	250	320	400	500	DNGZK-...	DNGZS-...	DNGLZ-...	
32													10 ... 2000	-	10 ... 300
40													10 ... 2000	-	10 ... 400
50													10 ... 2000	-	10 ... 500
63													10 ... 2000	-	10 ... 500
80													10 ... 2000	-	10 ... 600
100													10 ... 2000	-	10 ... 600
125													10 ... 2000	-	-
160													10 ... 2000	-	-
200													10 ... 2000	-	-
250													-	10 ... 1100	-
320													-	10 ... 1100	-

Cilindro normalizado según ISO 6431

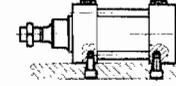
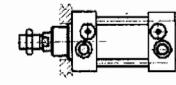
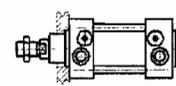
Norma ISO en calidad de Festo

Posibilidades de montaje del cilindro base

DNG



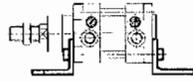
CRDNG



Variantes de montaje mediante elementos de fijación

DNG/DNGL/DNGLZ

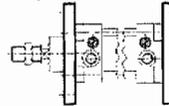
Pies de montaje HNG/CRHNC



DNG/DNGL/DNGLZ/CRDNG

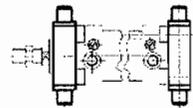
Brida de fijación

FNG/CRFNG...



DNG/DNGL/DNGLZ/CRDNG

Articulación ZNG/CRZNG...



DNG/DNGL

Brida basculante con pivotes
SNG/SNGB/SNGL...



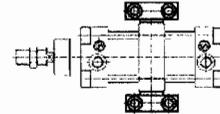
DNG/DNGL

Brida basculante con cojinete esférico
SSNG...



DNG/DNGZK/CRDNG

Apoyo LNZG/CRLNZG...



Accesorios

Detector de proximidad

SMEO/SMT0-1/CRSMEO-4



→ Página 1.10-6

Conjunto de fijación para detectores

SMB/CRSMB



→ Página 1.10-6

Caballote LSN/LSNG/LSNSG/LBG/LNG/LQG



→ Página 1.8-5

Caballote

LNZG/CRLNZG



→ Página 1.8-6

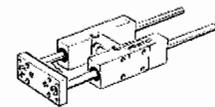
Accesorios para el vástago



→ Página 1.8-0

Unidad de guía

FENG



→ Página 1.8-4

Conjunto de unión

DPNG para cilindro de cuatro

posiciones



→ Página 1.1-24

		DNG	DNGL	DNGZK	DNGLZ	DNGZS	CRDNG	CRDNGS
S2	∅ [mm]	32 ... 320	32 ... 100				32 ... 100	
S3	∅ [mm]	32 ... 320		32 ... 200		250, 320		
S6	∅ [mm]	32 ... 320	32 ... 100	32 ... 200	32 ... 100	250, 320	32 ... 100	32 ... 125
S8	∅ [mm]	32 ... 320		32 ... 200		250, 320		

Presión de funcionamiento máx.	12 bar (∅ 160 ... 320 mm: 10 bar)
Temperatura	-20 ... +80 °C (Tener en cuenta las condiciones de funcionamiento de los detectores)

∅ [mm]	DNG.../CRDNG...			
	Fuerza de avance * [N]	Fuerza de retroceso * [N]	Carrera de amortiguación [mm]	Conexión
32	482	415	19	G1/8
40	753	633	21	G1/4
50	1178	990	23	G1/4
63	1870	1682	23	G3/8
80	3015	2720	30	G3/8
100	4712	4418	30	G1/2
125	7360	6880	40	G1/2
160	12064	11310	40	G3/4
200	18850	18096	50	G3/4
250	29450	28270	60	G1
320	48250	46380	66	G1

Valores teóricos con 6 bar.

APÉNDICE P:
INFORME DETALLADO DE RESULTADOS DEL
PROGRAMA SAP2000

# Perfiles	Perfiles	Tipo de diseno	Inverso del FS	Limite del Inverso del FS	Fy N/m2	Longitud m
34	EJE-35	Beam	0,000832	0,95	248211284	0,28
113	C10X5	Beam	0,000907	0,95	248211284	0,04
111	C10X5	Beam	0,000946	0,95	248211284	0,31
96	C10X5	Beam	0,001145	0,95	248211284	0,24
105	C10X5	Column	0,001181	0,95	248211284	0,04986
110	C10X5	Column	0,001229	0,95	248211284	0,04986
93	C10X5	Beam	0,001955	0,95	248211284	0,24
29	C10X5	Beam	0,002188	0,95	248211284	0,1
27	C10X5	Beam	0,002269	0,95	248211284	0,1
176	TUBO-2	Beam	0,002751	0,95	248211284	0,762
56	C-80X30X2	Column	0,002789	0,95	248211284	0,04
28	C10X5	Beam	0,003268	0,95	248211284	0,74
175	TUBO-2	Beam	0,003348	0,95	248211284	0,762
177	TUBO-2	Beam	0,003619	0,95	248211284	0,762
7	C10X5	Beam	0,004037	0,95	248211284	0,74
263	TUBO-2	Column	0,0042	0,95	248211284	0,03
104	C10X5	Column	0,004253	0,95	248211284	0,22014
47	PATAS	Brace	0,004316	0,95	248211284	0,24186
46	PATAS	Brace	0,004352	0,95	248211284	0,24186
109	C10X5	Column	0,004567	0,95	248211284	0,22014
12	L50X6	Beam	0,004698	0,95	248211284	0,74
112	C10X5	Beam	0,004863	0,95	248211284	0,39
103	C10X5	Column	0,004921	0,95	248211284	0,42
183	PATAS	Brace	0,005004	0,95	248211284	0,24186
92	C10X5	Beam	0,005532	0,95	248211284	0,05
185	PATAS	Brace	0,005615	0,95	248211284	0,24186
108	C10X5	Column	0,005708	0,95	248211284	0,42
107	C10X5	Column	0,005748	0,95	248211284	0,09
14	L50X6	Beam	0,005772	0,95	248211284	0,74
174	EJE-35	Beam	0,006754	0,95	248211284	0,762
57	C-80X30X2	Column	0,007114	0,95	248211284	0,035
189	PATAS	Brace	0,007271	0,95	248211284	0,24186
187	PATAS	Brace	0,008219	0,95	248211284	0,24186
49	PATAS	Brace	0,008225	0,95	248211284	0,24186
182	PATAS	Brace	0,00823	0,95	248211284	0,24186
102	C10X5	Column	0,008305	0,95	248211284	0,09
95	C10X5	Beam	0,008883	0,95	248211284	0,05
268	TUBO-2	Column	0,008971	0,95	248211284	0,045
184	PATAS	Brace	0,009059	0,95	248211284	0,24186
31	C10X5	Beam	0,00938	0,95	248211284	0,74
101	C10X5	Column	0,009396	0,95	248211284	0,58
179	PATAS	Brace	0,009461	0,95	248211284	0,24186
264	TUBO-2	Column	0,009595	0,95	248211284	0,045
181	PATAS	Brace	0,009682	0,95	248211284	0,24186
188	PATAS	Brace	0,010297	0,95	248211284	0,24186
267	TUBO-2	Column	0,010795	0,95	248211284	0,03
48	PATAS	Brace	0,011217	0,95	248211284	0,24186
106	C10X5	Column	0,011585	0,95	248211284	0,58
186	PATAS	Brace	0,011786	0,95	248211284	0,24186
15	C10X5	Beam	0,012125	0,95	248211284	0,74

178	PATAS	Brace	0,012389	0,95	248211284	0,24186
180	PATAS	Brace	0,012633	0,95	248211284	0,24186
58	C-80X30X2	Column	0,012771	0,95	248211284	0,05
59	C-80X30X2	Column	0,012802	0,95	248211284	0,425
74	C-50X50X3	Beam	0,012853	0,95	248211284	0,74
60	C-80X30X2	Column	0,013661	0,95	248211284	0,04
90	C10X5	Column	0,014464	0,95	248211284	0,0653
61	C-80X30X2	Column	0,015311	0,95	248211284	0,035
62	C-80X30X2	Column	0,015332	0,95	248211284	0,05
69	C-80X30X2	Column	0,015553	0,95	248211284	0,04
64	C-80X30X2	Beam	0,016231	0,95	248211284	0,28
63	C-80X30X2	Column	0,017661	0,95	248211284	0,425
78	C10X5	Beam	0,020075	0,95	248211284	0,045
30	TUBOSOL-15	Beam	0,021195	0,95	248211284	0,28
88	C10X5	Column	0,022639	0,95	248211284	0,0653
94	C10X5	Beam	0,026074	0,95	248211284	0,11
39	TUBOSOL-15	Beam	0,028301	0,95	248211284	0,28
124	TUBOSOL-15	Beam	0,02899	0,95	248211284	0,02
20	C10X5	Beam	0,029704	0,95	248211284	0,74
19	C10X5	Beam	0,030179	0,95	248211284	0,26
33	EJE-35	Beam	0,0313	0,95	248211284	0,28
171	TUBOSOL-15	Beam	0,03226	0,95	248211284	0,762
276	TUBO-2	Column	0,033026	0,95	248211284	0,045
18	C10X5	Beam	0,033286	0,95	248211284	0,26
45	TUBOSOL-15	Beam	0,033423	0,95	248211284	0,28
65	C-80X30X2	Column	0,034823	0,95	248211284	0,04
118	TUBOSOL-15	Beam	0,034854	0,95	248211284	0,02
134	TUBOSOL-15	Beam	0,036274	0,95	248211284	0,02
91	C10X5	Beam	0,037496	0,95	248211284	0,11
272	TUBO-2	Column	0,042483	0,95	248211284	0,045
83	C10X5	Beam	0,045133	0,95	248211284	0,045
140	TUBOSOL-15	Beam	0,046128	0,95	248211284	0,02
98	L50X6	Beam	0,049694	0,95	248211284	0,015
172	TUBOSOL-15	Beam	0,049871	0,95	248211284	0,762
158	C-30X15X2	Beam	0,050113	0,95	248211284	0,39
123	TUBOSOL-15	Beam	0,050351	0,95	248211284	0,048
150	C-30X15X2	Beam	0,050365	0,95	248211284	0,39
132	C-30X15X2	Beam	0,051209	0,95	248211284	0,39
52	C-30X15X2	Beam	0,051796	0,95	248211284	0,39
151	C-30X15X2	Beam	0,052747	0,95	248211284	0,39
44	TUBOSOL-15	Beam	0,052771	0,95	248211284	0,02
119	TUBOSOL-15	Beam	0,0528	0,95	248211284	0,048
143	C-30X15X2	Beam	0,053078	0,95	248211284	0,39
142	C-30X15X2	Beam	0,053976	0,95	248211284	0,39
139	TUBOSOL-15	Beam	0,055291	0,95	248211284	0,048
35	TUBO-2	Column	0,05548	0,95	248211284	0,69
75	BARRA-20	Beam	0,057104	0,95	248211284	0,74
37	TUBO-2	Beam	0,058077	0,95	248211284	0,28
41	TUBOSOL-15	Beam	0,058127	0,95	248211284	0,28
79	C10X5	Beam	0,058256	0,95	248211284	0,109
17	TUBOSOL-15	Beam	0,058741	0,95	248211284	0,02
42	TUBOSOL-15	Beam	0,059549	0,95	248211284	0,02

165	TUBOSOL-15	Beam	0,059567	0,95	248211284	0,762
160	C-30X15X2	Beam	0,059618	0,95	248211284	0,375
162	C-30X15X2	Beam	0,059948	0,95	248211284	0,39
159	C-30X15X2	Beam	0,060348	0,95	248211284	0,39
43	TUBOSOL-15	Beam	0,061611	0,95	248211284	0,28
115	L50X4	Beam	0,062552	0,95	248211284	0,015
275	TUBO-2	Column	0,063232	0,95	248211284	0,03
168	TUBOSOL-15	Beam	0,063771	0,95	248211284	0,762
256	TUBO-2	Column	0,065453	0,95	248211284	0,045
131	TUBOSOL-15	Beam	0,06571	0,95	248211284	0,02
260	TUBO-2	Column	0,065727	0,95	248211284	0,045
156	C-30X15X2	Beam	0,066806	0,95	248211284	0,375
148	C-30X15X2	Beam	0,067372	0,95	248211284	0,375
76	BARRA-20	Beam	0,067568	0,95	248211284	0,74
70	C-80X30X2	Column	0,069304	0,95	248211284	0,035
135	TUBOSOL-15	Beam	0,069722	0,95	248211284	0,048
50	C-30X15X2	Beam	0,069743	0,95	248211284	0,375
147	C-30X15X2	Beam	0,069975	0,95	248211284	0,39
100	L50X6	Beam	0,070887	0,95	248211284	0,31
99	L50X6	Beam	0,07097	0,95	248211284	0,375
163	C-30X15X2	Beam	0,071318	0,95	248211284	0,39
146	C-30X15X2	Beam	0,071428	0,95	248211284	0,39
122	TUBOSOL-15	Beam	0,07172	0,95	248211284	0,048
169	TUBOSOL-15	Beam	0,073186	0,95	248211284	0,762
87	C10X5	Column	0,073757	0,95	248211284	0,5447
120	TUBOSOL-15	Beam	0,07383	0,95	248211284	0,048
133	C-30X15X2	Beam	0,074022	0,95	248211284	0,375
262	TUBO-2	Column	0,074108	0,95	248211284	0,479
84	C10X5	Beam	0,07437	0,95	248211284	0,109
121	TUBOSOL-15	Beam	0,074665	0,95	248211284	0,048
32	BARRA-20	Beam	0,074878	0,95	248211284	0,74
170	TUBOSOL-15	Beam	0,076	0,95	248211284	0,762
16	BARRA-20	Beam	0,076912	0,95	248211284	0,74
164	TUBOSOL-15	Beam	0,077812	0,95	248211284	0,762
166	TUBOSOL-15	Beam	0,078247	0,95	248211284	0,762
161	C-30X15X2	Beam	0,078808	0,95	248211284	0,405
167	TUBOSOL-15	Beam	0,079372	0,95	248211284	0,762
138	TUBOSOL-15	Beam	0,080147	0,95	248211284	0,048
271	TUBO-2	Column	0,080222	0,95	248211284	0,03
144	C-30X15X2	Beam	0,080779	0,95	248211284	0,375
293	C-30X15X2	Beam	0,08263	0,95	248211284	0,43
149	C-30X15X2	Beam	0,082858	0,95	248211284	0,405
157	C-30X15X2	Beam	0,083236	0,95	248211284	0,405
266	TUBO-2	Column	0,083251	0,95	248211284	0,479
301	C-30X15X2	Beam	0,083414	0,95	248211284	0,43
89	C10X5	Column	0,083796	0,95	248211284	0,5447
51	C-30X15X2	Beam	0,083841	0,95	248211284	0,405
136	TUBOSOL-15	Beam	0,0851	0,95	248211284	0,048
137	TUBOSOL-15	Beam	0,086336	0,95	248211284	0,048
97	L50X6	Beam	0,087914	0,95	248211284	0,04
141	C-30X15X2	Beam	0,08882	0,95	248211284	0,405
77	C10X5	Beam	0,092878	0,95	248211284	0,15

3	L50X6	Column	0,096472	0,95	248211284	0,08
125	TUBOSOL-15	Beam	0,097627	0,95	248211284	0,02
114	L50X4	Beam	0,097785	0,95	248211284	0,04
309	C-30X15X2	Beam	0,098826	0,95	248211284	0,43
25	L50X6	Brace	0,09885	0,95	248211284	0,8914
292	C-30X15X2	Beam	0,098899	0,95	248211284	0,43
316	C-30X15X2	Beam	0,099081	0,95	248211284	0,43
285	C-30X15X2	Beam	0,100112	0,95	248211284	0,43
145	C-30X15X2	Beam	0,101063	0,95	248211284	0,405
274	TUBO-2	Column	0,101487	0,95	248211284	0,479
116	L50X4	Beam	0,105776	0,95	248211284	0,375
21	TUBOSOL-15	Beam	0,10728	0,95	248211284	0,048
81	C10X5	Beam	0,107988	0,95	248211284	0,35
130	TUBOSOL-15	Beam	0,109541	0,95	248211284	0,048
71	C-80X30X2	Column	0,113727	0,95	248211284	0,05
126	TUBOSOL-15	Beam	0,114175	0,95	248211284	0,048
40	TUBOSOL-15	Beam	0,116999	0,95	248211284	0,048
300	C-30X15X2	Beam	0,117254	0,95	248211284	0,43
308	C-30X15X2	Beam	0,117449	0,95	248211284	0,43
255	TUBO-2	Column	0,119661	0,95	248211284	0,03
259	TUBO-2	Column	0,119734	0,95	248211284	0,03
270	TUBO-2	Column	0,121349	0,95	248211284	0,479
13	TUBOSOL-15	Beam	0,122147	0,95	248211284	0,02
117	L50X4	Beam	0,122164	0,95	248211284	0,31
86	C10X5	Beam	0,124835	0,95	248211284	0,35
38	TUBOSOL-15	Beam	0,129158	0,95	248211284	0,048
324	C-30X15X2	Beam	0,131285	0,95	248211284	0,43
322	C-30X15X2	Beam	0,141839	0,95	248211284	0,43
323	C-30X15X2	Beam	0,142256	0,95	248211284	0,43
284	C-30X15X2	Beam	0,143167	0,95	248211284	0,43
11	TUBOSOL-15	Beam	0,143661	0,95	248211284	0,048
282	C-30X15X2	Beam	0,143909	0,95	248211284	0,43
283	C-30X15X2	Beam	0,146964	0,95	248211284	0,43
311	C-30X15X2	Beam	0,147325	0,95	248211284	0,43
310	C-30X15X2	Beam	0,147642	0,95	248211284	0,43
286	C-30X15X2	Beam	0,148196	0,95	248211284	0,43
287	C-30X15X2	Beam	0,148212	0,95	248211284	0,43
307	C-30X15X2	Beam	0,148222	0,95	248211284	0,43
290	C-30X15X2	Beam	0,148717	0,95	248211284	0,43
299	C-30X15X2	Beam	0,148803	0,95	248211284	0,43
315	C-30X15X2	Beam	0,149053	0,95	248211284	0,43
291	C-30X15X2	Beam	-0,150706	0,95	248211284	0,43
314	C-30X15X2	Beam	0,150953	0,95	248211284	0,43
321	C-30X15X2	Beam	0,151425	0,95	248211284	0,43
303	C-30X15X2	Beam	0,151523	0,95	248211284	0,43
295	C-30X15X2	Beam	0,151749	0,95	248211284	0,43
82	C10X5	Beam	0,151767	0,95	248211284	0,15
306	C-30X15X2	Beam	0,152176	0,95	248211284	0,43
298	C-30X15X2	Beam	0,152258	0,95	248211284	0,43
67	C-80X30X2	Column	0,152332	0,95	248211284	0,05
318	C-30X15X2	Beam	0,152863	0,95	248211284	0,43
302	C-30X15X2	Beam	0,152927	0,95	248211284	0,43

294	C-30X15X2	Beam	0,153165	0,95	248211284	0,43
278	C-30X15X2	Beam	0,153754	0,95	248211284	0,43
305	C-30X15X2	Beam	0,153804	0,95	248211284	0,43
297	C-30X15X2	Beam	0,153862	0,95	248211284	0,43
281	C-30X15X2	Beam	0,154458	0,95	248211284	0,43
289	C-30X15X2	Beam	0,155139	0,95	248211284	0,43
258	TUBO-2	Column	0,156926	0,95	248211284	0,479
254	TUBO-2	Column	0,157017	0,95	248211284	0,479
313	C-30X15X2	Beam	0,157521	0,95	248211284	0,43
127	TUBOSOL-15	Beam	0,158933	0,95	248211284	0,048
129	TUBOSOL-15	Beam	0,159533	0,95	248211284	0,048
36	TUBO-2	Column	0,160039	0,95	248211284	0,69
128	TUBOSOL-15	Beam	0,161676	0,95	248211284	0,048
312	C-30X15X2	Beam	0,161707	0,95	248211284	0,432
304	C-30X15X2	Beam	0,162507	0,95	248211284	0,432
66	C-80X30X2	Column	0,162611	0,95	248211284	0,035
288	C-30X15X2	Beam	0,162993	0,95	248211284	0,432
319	C-30X15X2	Beam	0,163104	0,95	248211284	0,43
296	C-30X15X2	Beam	0,16314	0,95	248211284	0,432
279	C-30X15X2	Beam	0,16361	0,95	248211284	0,43
8	TUBOSOL-15	Beam	0,164476	0,95	248211284	0,048
22	TUBOSOL-15	Beam	0,170294	0,95	248211284	0,048
280	C-30X15X2	Beam	0,170436	0,95	248211284	0,432
320	C-30X15X2	Beam	0,170801	0,95	248211284	0,432
317	C-30X15X2	Beam	0,170899	0,95	248211284	0,43
245	TUBO-3/4	Beam	0,170986	0,95	248211284	0,057
239	TUBO-3/4	Beam	0,171753	0,95	248211284	0,055
277	C-30X15X2	Beam	0,172383	0,95	248211284	0,43
23	TUBOSOL-15	Beam	0,173728	0,95	248211284	0,048
24	TUBOSOL-15	Beam	0,174461	0,95	248211284	0,048
10	TUBOSOL-15	Beam	0,177637	0,95	248211284	0,048
9	TUBOSOL-15	Beam	0,178118	0,95	248211284	0,048
80	C10X5	Beam	0,187719	0,95	248211284	0,346
247	TUBO-3/4	Beam	0,189719	0,95	248211284	0,13
251	TUBO-3/4	Beam	0,193437	0,95	248211284	0,13
1	L50X6	Column	0,250961	0,95	248211284	0,08
26	L50X6	Brace	0,261131	0,95	248211284	0,8914
240	TUBO-3/4	Beam	0,266926	0,95	248211284	0,13
244	TUBO-3/4	Beam	0,270127	0,95	248211284	0,13
85	C10X5	Beam	0,281253	0,95	248211284	0,346
73	C-80X30X2	Beam	0,295416	0,95	248211284	0,28
68	C-80X30X2	Column	0,297564	0,95	248211284	0,425
72	C-80X30X2	Column	0,303432	0,95	248211284	0,425
246	TUBO-3/4	Beam	0,307963	0,95	248211284	0,055
252	TUBO-3/4	Beam	0,307984	0,95	248211284	0,057
173	EJE-35	Beam	0,321811	0,95	248211284	0,762
6	L50X6	Column	0,332129	0,95	248211284	0,08
248	TUBO-3/4	Beam	0,33835	0,95	248211284	0,13
250	TUBO-3/4	Beam	0,33955	0,95	248211284	0,13
249	TUBO-3/4	Beam	0,340093	0,95	248211284	0,13
191	TUBO-3/4	Beam	0,34668	0,95	248211284	0,13
226	TUBO-3/4	Beam	0,346949	0,95	248211284	0,13

195	TUBO-3/4	Beam	0,353161	0,95	248211284	0,13
230	TUBO-3/4	Beam	0,353423	0,95	248211284	0,13
205	TUBO-3/4	Beam	0,375976	0,95	248211284	0,13
233	TUBO-3/4	Beam	0,377576	0,95	248211284	0,13
198	TUBO-3/4	Beam	0,378228	0,95	248211284	0,13
219	TUBO-3/4	Beam	0,38232	0,95	248211284	0,13
209	TUBO-3/4	Beam	0,382587	0,95	248211284	0,13
237	TUBO-3/4	Beam	0,383538	0,95	248211284	0,13
212	TUBO-3/4	Beam	0,383718	0,95	248211284	0,13
202	TUBO-3/4	Beam	0,384183	0,95	248211284	0,13
223	TUBO-3/4	Beam	0,38711	0,95	248211284	0,13
216	TUBO-3/4	Beam	0,390581	0,95	248211284	0,13
241	TUBO-3/4	Beam	0,400518	0,95	248211284	0,13
243	TUBO-3/4	Beam	0,401577	0,95	248211284	0,13
242	TUBO-3/4	Beam	0,401948	0,95	248211284	0,13
4	L50X6	Column	0,406719	0,95	248211284	0,08
218	TUBO-3/4	Beam	0,477112	0,95	248211284	0,055
224	TUBO-3/4	Beam	0,478454	0,95	248211284	0,057
197	TUBO-3/4	Beam	0,513241	0,95	248211284	0,055
203	TUBO-3/4	Beam	0,513309	0,95	248211284	0,057
238	TUBO-3/4	Beam	0,510451	0,95	248211284	0,057
232	TUBO-3/4	Beam	0,510555	0,95	248211284	0,055
210	TUBO-3/4	Beam	0,510392	0,95	248211284	0,057
204	TUBO-3/4	Beam	0,510439	0,95	248211284	0,055
217	TUBO-3/4	Beam	0,510597	0,95	248211284	0,057
211	TUBO-3/4	Beam	0,510991	0,95	248211284	0,055
220	TUBO-3/4	Beam	0,515291	0,95	248211284	0,13
221	TUBO-3/4	Beam	0,516502	0,95	248211284	0,13
222	TUBO-3/4	Beam	0,517073	0,95	248211284	0,13
234	TUBO-3/4	Beam	0,527516	0,95	248211284	0,13
192	TUBO-3/4	Beam	0,528592	0,95	248211284	0,13
227	TUBO-3/4	Beam	0,528733	0,95	248211284	0,13
235	TUBO-3/4	Beam	0,5291	0,95	248211284	0,13
236	TUBO-3/4	Beam	0,529483	0,95	248211284	0,13
199	TUBO-3/4	Beam	0,529332	0,95	248211284	0,13
194	TUBO-3/4	Beam	0,530335	0,95	248211284	0,13
193	TUBO-3/4	Beam	0,531189	0,95	248211284	0,13
229	TUBO-3/4	Beam	0,530922	0,95	248211284	0,13
228	TUBO-3/4	Beam	0,530922	0,95	248211284	0,13
201	TUBO-3/4	Beam	0,530922	0,95	248211284	0,13
200	TUBO-3/4	Beam	0,530922	0,95	248211284	0,13
225	TUBO-3/4	Beam	0,530922	0,95	248211284	0,055
231	TUBO-3/4	Beam	0,530922	0,95	248211284	0,057
206	TUBO-3/4	Beam	0,530922	0,95	248211284	0,13
207	TUBO-3/4	Beam	0,530922	0,95	248211284	0,13
208	TUBO-3/4	Beam	0,530922	0,95	248211284	0,13
190	TUBO-3/4	Beam	0,530922	0,95	248211284	0,055
196	TUBO-3/4	Beam	0,530922	0,95	248211284	0,057
213	TUBO-3/4	Beam	0,530922	0,95	248211284	0,13
214	TUBO-3/4	Beam	0,530922	0,95	248211284	0,13
215	TUBO-3/4	Beam	0,530922	0,95	248211284	0,13

APÉNDICE Q:
COTIZACIÓN

Zapopan, Jalisco a 11 de Junio del 2008

Sr. Ernesto González:
Guayaquil, Ecuador.

Apreciable Sr. González:

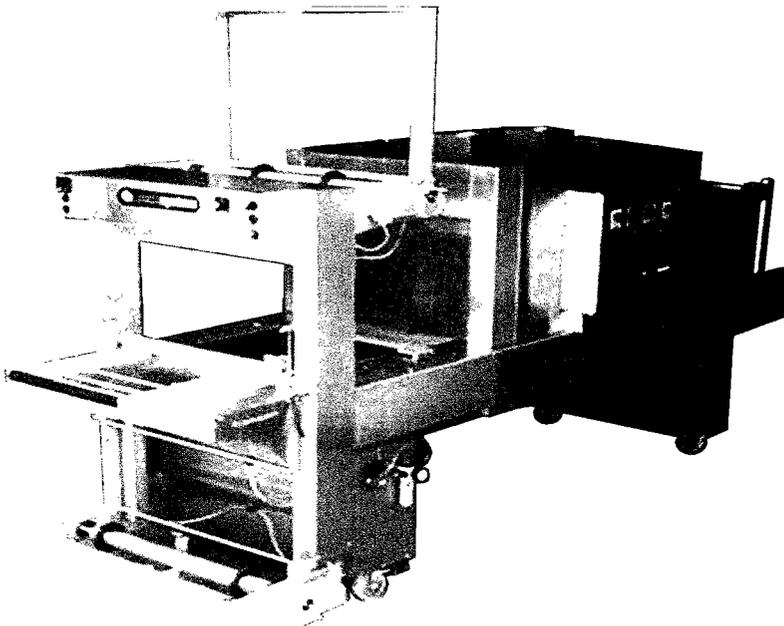
Por medio de la presente tengo el gusto de cotizarle el siguiente equipo:

Emplayadora E8A-25X16

Equipo de construcción singular, con funciones similares al modelo E5A proporciona de 10 a 14 paquetes por minuto dependiendo del sistema de alimentación su operación es cómoda y amigable al operador, acepta indistintamente diferentes tamaños de paquete, sin ajustes adicionales.

Es de operación manual o automática, por lo que permite integrarse a la línea de envasado y operar de manera continua.

<http://www.packsystem.com.mx/E3-Mediano.AVI>



Características del equipo:

Paquetes por minuto
Alimentación de paquetes
Alimentación eléctrica

10 a 14
Manual, se puede preparar para Automático
3 Fases 220V

Pack System S.A. de C.V.

Av. Xochitl 4533 Prados Tepeyac, Zapopan Jalisco C.P. 45050

Planta +52 (333) 122-2634, +52 (333) 647-7488 Oficinas +52 (333) 563-9134, +52 (333) 563-9135 +52 (333) 344-4555

www.packsystem.com.mx

acm@packsystem.com.mx



Consumo	15 KW
Alimentación neumática	60 lbs.
Ancho	40 Pulgadas
Longitud	119 Pulgadas
Altura máxima	70 Pulgadas
Ciclo de operación	Automático, y manual
Conexiones de Partes	Independiente
Túnel de calor	
Alimentación	3 Fase 220 V
Consumo	15 KW
Dimensión interior	25" ancho X 16 " altura X 47" longitud
Tipo	Recirculación de flujo constante
Control temperatura	Digital
Sensor	Tipo J
Ventilación	Interna forzada 4 ventiladores
Motor	1/17" HP balero sellado
Materiales	Acero inoxidable, aluminio y cold roled
Transportador.-	
Velocidad	Variable 0-13 mt. / min.
Motor	D.C. 0-90V 1/8 Hp.
Control	Electrónico, con ajuste de torque
Banda	Fibra de vidrio y teflón. (alta temperatura)
Rodillos	Embalados con ajuste de tensión.
Cubierta	Acero inoxidable calibre 18 tipo 430
Chasis	Acero inoxidable cal 12 tipo 430
Rodajas	Metálicas c / piso de neopreno y freno.
Desembobinado	
Operación	Automática y manual
Opción	Desembobinar o embobinar
Capacidad	30 kgs. Por rollo
Motor	1/9 HP AC reversible
Alimentación	220 Volts AC
Sensores	Inductivos
Cuchilla de sellado y corte.	Temperatura constante (control digital)

Garantía: Es de **un año** en partes y mano de obra.

Precio: \$25,700.00 USD más i.v.a. (Veinticinco mil setecientos Dólares 00/100)

Si requiere que la Banda del túnel de calor se cambie a plástico para alta temperatura incrementar \$1,600 USD al precio. (Opcional). Garantía de esta banda es de 2 años.

Sin horno el precio es de 16,000.00 más i.v.a. (Dieciseis mil Dólares 00/100).



Condiciones de pago: 50 % al fincar el pedido (favor de enviar orden de compra), 50 % al aviso de embarque (**Favor de enviar copia de la ficha de depósito**)

Entrega: Es de 4 semanas una vez fincado el pedido y recibido el anticipo. **Si requiere menor tiempo favor de solicitarlo.**

El equipo es LAB Guadalajara (paquetería y viáticos va por cuenta del cliente.)

Esta cotización tiene una vigencia de 30 días.

Esperando que esta información sea de su agrado y beneficio, nos despedimos de ustedes quedando al pendiente para cualquier duda o comentario al respecto.

Para la evaluación de los equipos periféricos que podrían requerir, favor de retro - alimentarnos con los niveles de producción que se requieran, así como el o los tipos de envase a empacar.

Ana Celina Moreno Dueñas
Pack System, S.A.C.V.
0144-9974-3804.
04544-9128-0402.

Asuntos relacionados con pagos y envíos de fichas de deposito favor de dirigirse al Tel. 3563 9134 con la Sra. Lila y/o Ivette.

Pack System S.A. de C.V.

Av. Xochitl 4533 Prados Tepeyac, Zapopan Jalisco C.P. 45050

Planta +52 (333) 122-2634, +52 (333) 647-7488 Oficinas +52 (333) 563-9134, +52 (333) 563-9135 +52 (333) 344-4555

www.packsystem.com.mx

acm@packsystem.com.mx

BIBLIOGRAFÍA

1. FESTO, Programa de fabricación, Edición marzo del 2001.
2. INCROPERA FRANK P, Fundamentos de Transferencia de Calor, Cuarta Edición, Prentice Hall, México 1996.
3. INTRALOX, Manual de ingeniería de las bandas transportadoras.
4. Load & Resistance Factor Design, Manual of steel construction, AISC, First Edition.
5. MAYANCELA RONALD, "Diseño de un Túnel de Termocontracción para películas Termoencogibles usado en el Embalaje de Productos" (Tesis,

Facultad de Ingeniería en Mecánica y Ciencias de la Producción, Escuela Superior Politécnica del Litoral, 2004).

6. NTN, Catálogo de rodamientos No. 2202 – VII/S.
7. NTN, Catálogo de rodamientos No. 2400 – IX/E.
8. NORTON ROBERT L., Diseño de máquinas, editorial Prentice Hall, primera edición, México 1999.
9. SHIGLEY JOSEPH E, Diseño en Ingeniería Mecánica, Quinta Edición, McGraw-Hill, Mexico, Septiembre de 1990.
10. SIMONDS/ELLIS/BIGELLOW. Handbook of plastics. Ed.: Gladstone Shaw, T. F.

Señale con una X los artículos que solicita y coloque en el casillero la cantidad que requiere de cada artículo

Fecha:

Artículo	Marque	Cantidad
1.- Papel Bond		
2.- Papel membretado		
3.- Papel continuo		
4.- Plumas		
5.- Liquid Paper		
6.- Grapas		
7.- Clip sencillo		
8.- Clip mariposa		
9.- Marcadores		
10.- Borradores		
11.- Carpetas		
12.- Folders		
13.- Binchas de carpetas		
14.-		

15.- Otros.

Materiales especiales y Equipos

a) CD		
b) Disquettes		
c) Separadores Plásticos		
d) Protectores de hoja		
e)		
f)		
g)		
h)		
i)		

Solicitado por:

Unidad Académica:

Aprobado por:

Despachado por: