

T
678.68
ARTID
C.2



Biblioteca Central

Escuela Superior Politecnica del Litoral
ACULTAD DE INGENIERIA EN MECANICA Y CIENCIAS
DE LA PRODUCCION



Diseño de una Maquina Pinchadora
de LLantas Verdes

TESIS DE GRADO

Previa a la Obtención del Título de:
INGENIERO MECANICO

Presentada por:
FERNANDO [ARIAS FERNANDEZ



1997 - 1998

Guayaquil - Ecuador

AGRADECIMIENTO



Biblioteca Central

AL ING. EDUARDO ORCES
director de esta Tesis, por su
ayuda y colaboración para la
ejecución de este proyecto.

DEDICATORIA



Biblioteca Central

*A mi padre SR. MUSSOLINE
ARIAS, mi madre SRA.
OLGUITA DE ARIAS,
hermanos y a mis queridas
sobrinas. Y a todas las
personas cercanas que me
apoyaron.*

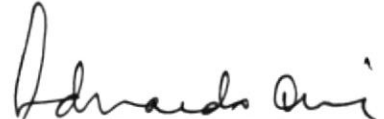
TRIBUNAL DE GRADUACION

ESPO

Bibli



ING. MARIO PATIÑO
SUBDECANO DE LA F.I.M.C.P.



ING. EDUARDO ORCES
DIRECTOR DE TESIS



ING. EDMUNDO VILLACIS
VOCAL



ING. ALFREDO TORRES
VOCAL



Biblioteca Central

DECLARACIÓN EXPRESA

“ La Responsabilidad del contenido de esta tesis, me corresponden exclusivamente y, el patrimonio intelectual de la misma, a la Escuela Superior Politécnica del Litoral”.

**(REGLAMENTO DE GRADUACION DE LA
ESPOL).**

A handwritten signature in black ink, which appears to read 'Sr. Fernando Arias Fernandez', is written over a horizontal line.

SR. FERNANDO ARIAS FERNANDEZ

INDICE GENERAL

Resumen

Indice general

Abreviaturas

Simbología

Indice de figuras

Indice de tablas

Indice de planos



	Pág.
Introducción	1
<i>Capítulo 1 : Proceso de fabricación de llantas</i>	2
1.1 Especificaciones de la materia prima	2
1.2 Descripción de las etapas del proceso	3
1.2.1 Preparación y tratamiento de la materia prima	3
1.2.2 Quebrantamiento de la materia prima	4
1.2.3 Fabricación de los componentes de las llantas	5
1.2.4 Fabricación de las llantas verdes	10

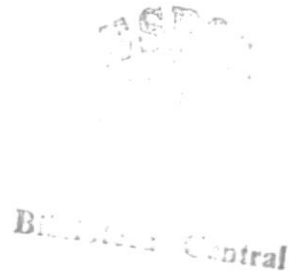
1.2.5 Pinchado manual	12
1.2.6 Lubricación	13
1.2.7 Vulcanización	13
1.2.8 Transporte y control de calidad de productos terminados.	15
<i>Capítulo 2 : Descripción y análisis del Problema</i>	17
2.1 Identificación del problema de aire atrapado	17
2.2 Causas y efectos del problema	18
2.3 Análisis de alternativas de solución	20
2.4 Solución escogida	22
<i>Capítulo 3 : Diseño de la máquina</i>	24
3.1 Alternativas de diseño de la máquina	24
3.2 Diseño escogido	29
3.3 Sistema electroneumático	30
3.4 Cálculo y selección del sistema motriz	35
3.4.1 Motoreductor	36
3.4.2 Poleas	44
3.4.3 Bandas de transmisión	46
3.4.3 Eje motriz	50

3.5 Cálculo y dimensionamiento de las partes constitutivas de la máquina	59
3.5.1 Bancada	60
3.5.2 Brazo pinchador	67
3.5.3 Brazo sujetador	69
3.5.4 Estructura soporte de los brazos	71
Capítulo 4 : Análisis de Costos	73
4.1 Costos de los componentes de la máquina	73
4.2 Costos energéticos que utiliza la máquina	76
Conclusiones y recomendaciones	
Planos de construcción	
Apéndices	
Bibliografía	


Biblioteca Central

ABREVIATURAS

AISC	≡ American Institute of Steel Construction
PIC	≡ Posición Inicial del Transportador
PFC	≡ Posición Final del Transportador
Kg	≡ Kilogramo
Lb	≡ Libras
NO	≡ Normalmente Abierto
NC	≡ Normalmente Cerrado
LS	≡ Elemento Final Carrera
R	≡ Relay
SOL	≡ Solenoide
START	≡ Señal de Arranque
CONTAC	≡ Contactor
TEMP	≡ Temporizador





SIMBOLOGIA

M	≡	Momento
Σ	≡	Sumatoria
F	≡	Fuerza
FS	≡	Factor de Seguridad
r, R	≡	Radio, relación de velocidad
P	≡	Potencia
A	≡	Area
p	≡	Presión
T	≡	Torque
ω	≡	Velocidad angular
I	≡	Inercia
α	≡	Aceleración angular
W	≡	Peso
D,d	≡	Diámetro
m	≡	Masa
h	≡	Distancia entre ejes paralelos
t	≡	Tiempo
θ	≡	Angulo
V	≡	Velocidad
a,b	≡	Factor de acabado
S_c	≡	Límite de resistencia a la fatiga
f	≡	Factor de fricción entre polea y banda
R_A	≡	Reacción en el punto A
R_B	≡	Reacción en el punto A
S_{ut}	≡	Resistencia última
S_y	≡	Resistencia de fluencia

K_a	≡	Factor de superficie
K_b	≡	Factor de tamaño
L_p	≡	Longitud de paso de la banda
C	≡	Distancia entre centros
X	≡	Número de revoluciones de salida de la polea del reductor
Y	≡	Potencia nominal por banda tipo A
H	≡	Potencia corregida por banda
n	≡	Número de poleas
K_c	≡	Factor de carga
K_d	≡	Factor de temperatura
K_e	≡	Factor de concentración de esfuerzos
σ	≡	Esfuerzo
A, B	≡	Puntos de ubicación de rodamientos





Bachiller en Ingeniería **RESUMEN**

En esta tesis se diseña una máquina que permite cumplir con una norma del proceso de fabricación de llantas, como es el pinchado de llantas verdes, con el objetivo de eliminar el aire atrapado entre las lonas. En el primer capítulo se detalla el proceso de fabricación; el cual empieza con la preparación de la materia prima, luego se describen los tratamientos por los cuales debe pasar ésta para elaborar los diferentes componentes de la llanta verde, este capítulo concluye con la descripción del sistema de transporte de los productos terminados y los controles de calidad que se practican en los mismos.

En el segundo capítulo se realiza la identificación del problema de aire atrapado entre lonas, señalando la etapa del proceso en la cual se origina el mismo, luego se procede a realizar el estudio de las causas y efectos del problema. Una vez realizado este estudio, se procede al análisis de las posibles soluciones y al escogimiento de la mejor solución.

El tercer capítulo que constituye el cuerpo central de esta tesis, contiene un análisis de las alternativas de diseño de la máquina, el diseño del sistema electroneumático y además el cálculo y selección del sistema

motriz que comprende: el escogimiento del motoreductor en base a la potencia y a los RPM requeridos, la selección de las poleas, bandas de transmisión y el diseño del eje motriz. También se incluye el cálculo estructural de los brazos, la bancada y de la estructura soporte.

El cuarto capítulo resume los costos de los diferentes componentes de la máquina y además el costo de funcionamiento basado en las demandas energéticas de la misma. Como culminación del tema se incluyen las conclusiones y recomendaciones basadas en posibles mejoras del diseño.



Biblioteca Central

INDICE DE FIGURAS

Fig.		Pag.
1-1	Diagrama de sección del rodamiento.	8
3-1	Circuito electronemático	33
3-2	Gráfico del brazo pinchador	36
3-3	Diagrama de llanta, discos y tambor	38
3-4	Diagrama de llanta verde	39
3-5	Diagrama del tambor	40
3-6	Diagrama de llanta y tambor	42
3-7	Diagrama de poleas y bandas	53
3-8	Diagrama de cuerpo libre del eje motriz	53
3-9	Diagrama de fuerzas cortantes y momentos	55
3-10	Diagrama definitivo del eje motriz	59
3-11	Diagrama de la bancada	61
3-12	Dibujo del cordón de soldadura	62
3-13	Sistema de montaje	67
3-14	Brazo pinchador	69
3-15	Brazo sujetador	71

3-16	Estructura soporte de los brazos	72
	Diseño A	94
	Diseño B	95



Biblioteca Central



	<i>Pág.</i>
Tabla A-1 Factores de servicio sugeridos KS para transmisiones de bandas en V	82
Tabla A-2 Sección de bandas trapeciales (o en V) estándares	83
Tabla A-3 Circunferencia internas de bandas en V estándares y Conversión de longitud de banda	84
Tabla A-4 Caballajes nominales de las bandas en V	85
Tabla A-5 Factores de corrección de longitud de banda K2	86
Tabla A-6 Resultados de pruebas a la tensión de algunos metales	87
Tabla A-7 Factores de acabado de superficie	88
Tabla A-8 Guía para la vida de diseño	89
Tabla A-9 Factores radial y de empuje	90
Tabla A-10 Rodamientos rígidos de bolas	91
Tabla B-1 Factores de concentración teórico K_t	92

Tabla B-2 Sensibilidad a la muesca para aceros
y aleaciones de aluminio



INDICE DE PLANOS

Plano 0/0	Máquina pinchadora
Plano 1/0	Conjunto pinchador
Plano 1/1	Estructura principal
Plano 1/2	Brazo pinchador
Plano 1/3	Brazo sujetador
Plano 1/4	Eje pivote
Plano 1/5	Buje guía
Plano 1/6	Elemento pinchador
Plano 1/7	Rueda pinchadora mayor
Plano 1/8	Rueda pinchador menos
Plano 1/9	Eslabón de sujeción del pistón
Plano 1/10	Rodillo sujetador
Plano 1/11	Eje de rodillos sujetadores
Plano 1/12	Eje de rueda pinchadora

Plano 2/0	Conjunto transportador
Plano 2/1	Rueda
Plano 2/2	Riel del transportador
Plano 2/3	Soporte de rieles
Plano 2/4	Estructura principal
Plano 2/5	Eje de rueda
Plano 2/6	Portallantas
Plano 2/7	Pistón del portallantas
Plano 2/8	Buje guía
Plano 2/9	Placa de sujeción del pistón
Plano 3/0	Conjunto bancada
Plano 3/1	Tambor
Plano 3/2	Eje motriz
Plano 3/3	Estructura principal
Plano 3/4	Perno de placa templadora
Plano 3/5	Placa templadora
Plano 3/6	Placa protectora



INTRODUCCIÓN

Entre las industrias más importantes e influyentes en la economía de los países figuran aquellas que se dedican a la producción de llantas para los automotores. Estas empresas dependen de una tecnología muy particular, ya que sus procesos de producción requieren máquinas especializadas que son muy difíciles de conseguirlas en el mercado nacional.

Con la finalidad de mejorar cada vez más la calidad del producto y aumentar la producción del mismo, nace la necesidad de realizar el estudio y diseño de una máquina que nos permita reemplazar la operación manual de la etapa de pinchado de la llanta verde por una operación semiautomática de la misma.

Para el diseño de la “ *Máquina Pinchadora de Llantas Verdes*”, se utilizaron criterios de diseño de tipo estructural, neumático, resistencia de materiales y automatización, para lograr una máquina lo más eficiente posible según lo demandan las estrictas normas de seguridad y calidad de la llanta.

CAPÍTULO 1

PROCESO DE FABRICACIÓN DE LLANTAS

1.1 Especificaciones de la materia prima

La materia prima con la cual se fabrican las llantas es una mezcla de cauchos naturales, cauchos sintéticos, negro de humo, antioxidantes, óxidos metálicos, ácidos grasos, resinas, parafinas, azufre, acelerantes, aceites plastificantes y parafínicos. El azufre sirve para mejorar las características de la etapa de vulcanización, los aceites aumentan la fluidez del material para que adopte la forma exacta de las matrices y los acelerantes sirven para disminuir el tiempo en la etapa de vulcanización.

Los elementos se mezclan en una proporción adecuada para que la materia prima cumpla con los estándares requeridos para la fabricación de llantas.

Estos componentes son importados en un 70 % y el 30 % restante son nacionales.

1.2 Descripción de las etapas del proceso

En la descripción de estas etapas se atenderá al avance que se vaya haciendo para la obtención del producto final y al funcionamiento de la maquinaria.

1.2.1 Preparación y tratamiento de la materia prima

La materia prima con la cual se fabrican las llantas es preparada en dos etapas de fases muy similares. En la primera etapa se agregan todos los elementos que componen la materia prima en una recámara, la cual permitirá el descenso del material hacia el mezclador por medio de una compuerta abatible; en éste, los componentes aumentan su temperatura hasta 365 °F a la vez que se van mezclando; luego de haber pasado por el mezclador la materia esta lista para descender hacia el molino, el cual es el encargado de darle su primer grado de homogeneización.

De este molino la materia se extrae manualmente en forma de lámina de caucho con 15 mm de espesor. Luego esta lámina



pasa por una solución conocida como lechada, que esta compuesto por un 95 % de agua, 2 % de jabón, 2 % de agentes humectantes y 1 % de carbonato de calcio. Esta lechada permite que el material no se pegue en el almacenamiento y además bajar la temperatura del mismo; luego de este baño la lámina de caucho pasa por una serie de ventiladores que realizan la función de secado y enfriado del material, obteniéndose de este modo un material primario.

Luego de haber sido secado y enfriado el material regresa automáticamente al primer piso en donde se da inicio al mismo ciclo, pero no sin antes añadir al material unas nuevas sustancias que le ayudan a aumentar su consistencia; al material se le hace pasar dos veces por éste ciclo con la finalidad de obtener una homogeneización adecuada para pasar a la siguiente fase del proceso.

1.2.2 Quebrantamiento de la materia prima

Esta etapa se la realiza en tres bancos de molinos quebrantadores, que a la vez sirven de alimentadores de

material para los diferentes equipos elaboradores de los elementos o partes de la llanta verde.

Los molinos quebrantadores realizan su función por medio de dos rodillos de acero inoxidable de aproximadamente 584 mm de diámetro y una longitud de 2000 mm; los cuales se encuentran dispuestos en forma paralela y giran en sentido contrario uno con respecto al otro, haciendo que el material que se deposita en ellos pase a través de la convergencia que forman, realizándose la quebrantación del material. Esta quebrantación se realiza en mejor manera gracias a que uno de los rodillos cuenta en su superficie con una especie de corrugado longitudinal, que en el momento en que el material pasa por éste recibe una extrusión extra que permite que se extraiga una mayor cantidad de aire y por ende aumenta su homogeneidad.

1.2.3 Fabricación de los componentes de las llantas

Las llantas se encuentran constituidas de las siguientes partes:

- Lonas
- Pestañas

- Rodamiento
- Laterales

Estos elementos se los construyen por separado y luego con ellos se arman las llantas verdes.

Lonas.- Las lonas, también conocidas en el comercio como capas, se componen de dos láminas de caucho entre las cuales va una tela de nilón que le da la resistencia adecuada a la lona; el almacenamiento se lo realiza envolviendo la lona junto con una tela para que impida que las laminas de caucho se adhieran entre sí; esta envoltura se inicia en un eje de madera de unos 150 mm de diámetro y con una longitud de 1500 mm, por medio de un eje de 2000 mm, se facilita el almacenamiento en unas estructuras metálicas en las cuales se encuentran unas vigas en C dispuestas como rieles en las que encajan los discos metálicos que los ejes tienen en sus extremos.

Esta etapa de elaboración de las lonas se la realiza en una máquina que tiene las siguientes dimensiones: 10 x 3 x 2 m.

Esta máquina es conocida en la industria de las llantas como

Calandria: esta provista de 3 molinos que están ordenados linealmente uno después del otro, para de esta manera ir ajustando la homogeneización del material; del ultimo molino se extrae el material en forma de finas laminas de caucho las que terminan siendo unidas, luego a la lona se la hace pasar por un rodillo de clavos para provocar perforaciones en la misma en un intento de reducir el aire que queda atrapado entre las laminas de caucho, finalmente el almacenaje se lo hace de la forma descrita en el párrafo anterior.



Instituto Central

Pestañas.- Las pestañas constituyen los anillos interiores que permiten que la llanta sea montada en los aros de los vehículos; están compuestas en su parte central por una serie de hilos de acero, los que cuentan con la resistencia adecuada para soportar la presión de aire de los neumáticos, estos hilos terminan formando las pestañas al ser recubiertos con la materia prima del proceso.

Las pestañas son elaboradas en una maquina llamada *constructora de núcleos*; esta se encuentra provista de 8 carretes de hilos de acero de 0.3 mm de diámetro, que van a

ser unidos con la materia prima en el momento que pasen por entre un dispositivo mecánico que hace las veces de **extrusor**, de esta etapa resulta una especie de correa acerada revestida de caucho; seguidamente la correa es cortada a 45 grados de tal manera que se facilite la unión de los extremos del tramo cortado que tiene una longitud de 1650 mm. Es así como las pestañas se encuentran listas para ir a formar parte de la llanta verde.

Rodamiento.- El rodamiento constituye la parte central de la llanta verde y es en el cual va la labor de la llanta terminada; está elaborado en su totalidad por materia prima del proceso y tiene una sección transversal que permite que la mayor concentración del material se encuentre en el centro de la llanta verde.

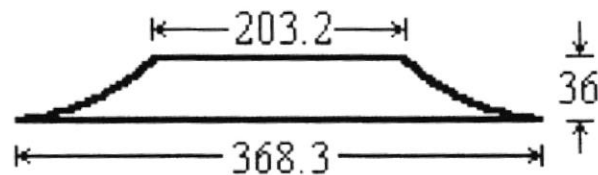


Fig. 1-1 Diagrama de sección del rodamiento

El rodamiento es elaborado en una maquina que se la conoce con el nombre de *tubera*; en sí esta maquina es una embutidora de caucho alimentada por medio de una banda transportadora que lleva el material desde el molino hacia la tubera. En el momento en que el material ingresa en la tubera es recibido por un pequeño tornillo **sin-fin** que se encuentra en el interior de la maquina, este tornillo se encarga de forzar que el material pase a través de la matriz; obteniéndose así una banda continua de rodamiento que es llevada por un transportador hacia una cuchilla circular giratoria que la corta a un ángulo de 45 grados con la finalidad de facilitar la unión de sus extremos. El rodamiento tiene una longitud de 2010 mm con un espesor máximo de 36 mm y un ancho de 368.3 mm.

Laterales.- Como su nombre lo indica estos componentes constituyen los costados de la llanta terminada y es donde va la identificación, el logotipo y la presentación de la misma; están elaborados en su totalidad por materia prima del proceso y su finalidad es la de reforzar y recubrir las lonas de la llanta.

Los laterales son elaborados en la misma maquina descrita anteriormente; debido a que solo se tiene que hacer un cambio de matrices de rodamientos a laterales y hacer funcionar a la tubera como se describe en la sección anterior. Los laterales tienen un ancho máximo de 304.8 mm y un espesor de 6 mm.

1.2.4 Fabricación de las llantas verdes

Esta etapa del proceso consiste en armar la llanta verde mediante la unión adecuada de todos los componentes descritos en el numeral anterior.

La armazón de la llanta verde se la realiza en máquinas llamadas *constructoras*; éstas máquinas están provistas de cuatro bandejas que facilitan la colocación en el orden adecuado de las lonas, los refuerzos, el rodamiento y los laterales sobre el tambor de la maquina en el cual se va armando la llanta verde. La maquina esta provista de dos portapestañas que trabajan en dirección axial al eje del tambor; estos son los encargados de colocar las pestañas en los costados de la llanta.

La llanta verde se inicia con la colocación de una lona alrededor del tambor de la maquina, luego se colocan las pestañas interiores, seguidamente se coloca una segunda lona; esta lona se dobla hacia la parte interna de la llanta dando lugar para colocar las pestañas exteriores, luego los extremos de la lona que estaban dobladas hacia dentro se vuelven a doblar hacia fuera, esta vez recubriendo y asegurando las pestañas; seguidamente se coloca en el centro de la lona, donde va el rodamiento y los laterales, una banda de refuerzo o breaker de acero que es un poco mas angosta que las lonas, luego se procede a colocar el rodamiento en el centro del refuerzo y los laterales a cada uno de los costados del rodamiento, estos últimos traslapados unos 50 mm por encima del mismo. Para que todos los componentes de la llanta se adhieran entre sí la maquina se encuentra provista de un par de estichers, que son discos metálicos que giran con respecto a un eje horizontal y además se desplazan a lo largo de la llanta verde ejerciendo una presión adecuada contra la misma, a la vez que la llanta está girando con respecto al eje horizontal del tambor. El tambor de la maquina reduce su

diámetro una vez terminado el ciclo de construcción, para facilitar el retiro de la llanta verde.

1.2.5 Pinchado manual

Una vez terminada la llanta verde se la traslada frente a las prensas de vulcanización en donde un obrero se encarga de practicarles un pinchado en forma manual que lo realiza con un rotor neumático, el cual esta provisto de una punta de acero que tiene una longitud de 19 mm y un diámetro de 3.5 mm.

El objetivo de pinchar las llantas verdes, es el de reducir el espacio entre las burbujas de aire que estén atrapadas en el material de la llanta y el medio exterior, con el objeto de que estas burbujas de aire salgan hacia el exterior en la etapa de vulcanización; el aire atrapado va a tratar de salir hacia el exterior buscando el camino mas corto, que bien puede ser el agujero que el pinchado provoco o la superficie misma de la llanta, según a la profundidad que se encuentre el aire de la superficie de la misma; el aire es forzado a salir debido a la

presión (210 psi) que se ejerce sobre la llanta en las prensas de vulcanización.

1.2.6 Lubricación

Para evitar que la llanta verde se adhiera a los bladeres de las prensas en el momento de la vulcanización, se bañan las llantas con un aceite especial de la marca **darmex**.

Esta operación se la realiza en una maquina llamada lubricadora, la cual esta provista de un plato metálico de 686 mm de diámetro, el cual tiene la libertad de girar alrededor de un eje vertical; en este plato se monta la llanta verde y automáticamente bajan dos surtidores de aceite, uno para la parte externa de la llanta y otro para su parte interna, y debido a que el plato metálico esta girando la llanta queda totalmente bañada en aceite.

1.2.7 Vulcanización

La etapa de vulcanización, es en la cual la llanta verde adquiere la forma como se la ve en el mercado. En sí, es una etapa de conformación ya que a la llanta verde se la somete a presiones, las cuales forzan a que tome las formas de sus

matrices o moldes, y luego de pasar por los controles de calidad respectivos, se encuentran listas para salir al mercado.

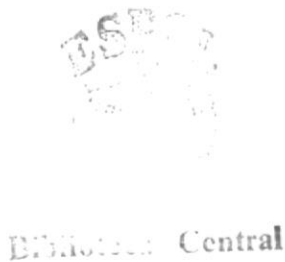
Este proceso de vulcanización se lo realiza en grandes prensas, en las cuales se monta la matriz; esta está compuesta de dos partes simétricas, una superior y otra inferior las cuales cuentan con orificios de desfogue de material sobrante y aire atrapado. La llanta verde es montada por la parte superior en un eje, que esta provisto de un plato metálico en donde va a reposar la llanta y de un blader que es el que ejercerá la presión sobre la llanta en el momento de la conformación.

El ciclo automático de vulcanización se inicia cuando el eje que sostiene la llanta se desplaza hacia abajo dejando a la misma en la posición adecuada para que se realice la conformación, seguidamente el blader se empieza a inflar lentamente debido al vapor sobrecalentado que en el ingresa y a la vez se va reduciendo de altura, provocando que la llanta vaya aumentando su diámetro; simultáneamente la parte superior de la matriz se va desplazando hacia abajo hasta

acoplarse totalmente con la parte inferior de la misma, dejando la llanta en la cavidad que las dos partes de la matriz han formado; en este momento se empieza a elevar la presión hasta su máximo que es el de 210 psi, y también se desarrollan fases de cocimiento para que la llanta conformada obtenga exactamente las características de su matriz; luego la llanta es retirada automáticamente y pasa a una fase de enfriamiento a temperatura ambiental; luego de esto es descargada sobre un sistema de bandas transportadoras que la conducirán hasta la última fase del proceso, que es la de control de calidad. Toda esta fase de vulcanización se desarrolla en un tiempo aproximado de 50 minutos.

1.2.8 Transporte y control de calidad de productos terminados

Una vez que la llanta ha sido conformada, es depositada sobre un sistema de bandas transportadoras de lona que, son movidas por medio de un eje que esta conectado a un motoreductor en el extremo final de cada una de las bandas, el cual le proporciona a la banda la velocidad adecuada para que las llantas no se agrupen en los extremos finales. Este sistema transportador es automático; pues se pone en



funcionamiento solamente cuando una prensa descarga en el alguna llanta. Además los transportadores están limitados en sus costados por una serie de rodillos verticales que impide que las llantas se salgan del transportador, y en cada extremo final de los transportadores existe un rodillo metálico vertical de un diámetro considerable que facilita el cambio de la dirección del desplazamiento de la llanta, pues este cambia en sentido transversal al anterior movimiento.

Todo el sistema de transporte va a desembocar a un dispositivo mecánico que permite a su operario retirar cualquier rebaba de caucho no deseada, luego la llanta es llevada por gravedad hacia la etapa de control de calidad. Los controles de calidad se practican en todo el proceso de producción y son de tipo químico y físico.

Una vez terminada la llanta, es transportada por medio de otro sistema de bandas hasta la zona de almacenaje, en donde unos obreros se encargan de almacenarlas, ordenarlas y clasificarlas de donde van a ser llevadas hacia los diferentes puntos de consumo.

CAPÍTULO 2

DESCRIPCIÓN Y ANÁLISIS DEL PROBLEMA

2.1 Identificación del problema de aire atrapado

En el proceso de fabricación de llantas existen muchos parámetros de calidad que deben cuidarse, siendo uno de los más importantes la ausencia de aire atrapado en el material o entre las lonas.

Este problema se lo identifica mediante una inspección minuciosa de la llanta terminada, en el cual se trata de determinar separación entre lonas, que se presenta como un levantamiento en la lona mas interna de la llanta; o deformación de los rodamientos y los laterales, que se lo identifica como un exceso en la superficie externa de la llanta.

En esta inspección el tacto tiene un papel muy importante, ya que al hacer presión sobre la zona en donde se encuentra la falla se va ha provocar que el material se adhiera instantáneamente para luego

sentir el retorno del material a la posición anterior, confirmando así la existencia de aire atrapado en la llanta y procediendo a rechazar la misma.

2.2 Causas y efectos del problema

Causas.

El problema de aire atrapado, normalmente se origina cuando se prepara la materia prima del proceso debido a que los bancos de molinos no se abastecen para eliminar todo el aire contenido en el material; y ya que tratar de eliminar todo el aire utilizando solamente molinos resultaría muy costoso porque se necesitarían bancos demasiado grandes, se opta por utilizar molinos solamente para eliminar las grandes cantidades de aire que el material posee en la fase inicial de su elaboración, para luego utilizar algún otro método más económico para la eliminación total del aire atrapado.

También el mismo problema se presenta cuando se elabora las lonas de las llantas, ya que el aire que queda atrapado en el momento de adherir las laminas de caucho no se elimina totalmente con la perforación que se le practica a las lonas en esta etapa del proceso.

Efectos.

Al utilizarse una llanta que contenga aire atrapado se va a provocar el colapso de la misma por cualquiera de los siguientes efectos:

1.- Aire en el rodamiento o los laterales.- Cuando el aire se localiza en el rodamiento o en cualquiera de los laterales, estos elementos con el tiempo van a presentar unas aberturas, las cuales se propagaran hasta llegar a las lonas dejando a las mismas al descubierto de cualquier cuerpo cortapunzante que pueda atravesarlas y provocar el colapso de la llanta.

2.- Aire entre las lonas.- Cuando el aire se encuentra localizado entre las lonas de las llantas, las mismas van a ir separándose formando lonas individuales que reducirán la resistencia de la llanta provocando que el rodamiento y los laterales no tengan ningún refuerzo interno para soportar la carga y la presión en la llanta.

El avance progresivo de los efectos descritos en los párrafos anteriores, se produce debido a la expansión del aire atrapado como consecuencia de la exposición a altas temperaturas a la que son sometidas las llantas en el momento de transmitir las fuerzas de fricción que se presentan en un vehículo de carga.

2.3 Análisis de alternativas de solución

Existen diferentes formas de enfrentar el problema, de acuerdo a las ventajas y comodidades que ofrezca la fase del proceso en la cual se va a trabajar.

- a)** Al enfrentar el problema en la parte inicial del proceso en donde se prepara la materia prima del mismo; utilizando el número necesario de molinos quebrantadores de tal forma que la materia se muele hasta que no haya nada de aire en ella. Esta opción sería la mas optima si en ninguna otra etapa del proceso se infiltrara aire en la llanta o en sus componentes, como sucede en la etapa de construcción de la llanta verde; y además si el numero necesario de molinos para eliminar todo el aire no fuera demasiado grande, entonces optaríamos por esta alternativa.

- b)** Si optáramos por enfrentar el problema en la etapa en la cual se elaboran los rodamientos y laterales; tendríamos que construir una maquina que perfore el rodamiento y los laterales luego de haber sido cortados, lo cual implica que se debería parar la producción por una semana para realizar la instalación, acoplamiento y calibración de esta maquina, la cual nos

resolvería el problema parcialmente ya que igualmente en la etapa de construcción de la llanta verde se infiltraría aire entre las lonas o entre el rodamiento y la primera lona. Además estas perforaciones del rodamiento y los laterales no van a coincidir con las perforaciones de las lonas en el momento de armar la llanta verde, lo cual va a ocasionar que el aire que se encuentre atrapado en las lonas no salga en su totalidad en el momento de la vulcanización, ya que por el único lugar que puede salir el aire es por la superficie del rodamiento y los laterales gracias a los orificios de desfogue con los que cuentan las matrices de las llantas.

- c) Una tercera opción es la de enfrentar el problema luego de haber armado la llanta verde; para esto habría que construir una maquina que realice el pinchado de la llanta verde para aro de 20 in, para que por los orificios del pinchado se elimine todo el aire en el momento de la vulcanización . Al realizarse el pinchado luego de la etapa de construcción, se eliminaría el problema que provoca el aire que se infiltra en esta etapa del proceso, también se facilitaría la salida de todo el aire que se encuentre en los componentes de la llanta y entre los intersticios de las uniones de

estos, ya que el pinchado provocaría orificios que conducirán el aire hacia la superficie de la lona y de los laterales en el momento de la vulcanización, para luego salir al exterior por medio de los orificios de desfogue de las matrices.

2.4 Solución escogida

Luego de haber analizado las alternativas mas probables, se pudo determinar que la etapa del proceso en la cual resultaría mas apropiado y optimo enfrentar el problema motivo de nuestra tesis, seria después de la construcción de la llanta verde, ya que haciéndolo en esta etapa se asegurara la no existencia de aire en la llanta terminada.

La maquina que se diseñe con el objetivo de pinchar las llantas verdes debe ser tal que permita el fácil montaje y desmontaje de la llanta, la profundidad de los orificios provocados por el pinchado debe ser hasta 0.5 mm antes de la ultima lona de la llanta, la maquina debe ser semiautomática y de fácil operación, el tiempo que se demore en pinchar cada llanta no debe ser demasiado alto para que esta maquina no se convierta en un cuello de botella para

el proceso, además la construcción y montaje de la maquina no debe suspender la producción.

CAPÍTULO 3

DISEÑO DE LA MÁQUINA

3.1 Alternativas de diseño de la máquina

Se presentará el análisis final de dos alternativas de diseño de la máquina; las mismas que tendrán que cumplir con las normas de calidad bajo las cuales debe funcionar una fábrica de llantas.

- a) El diseño de la máquina que se puede apreciar en el esquema anexado bajo el título “DISEÑO A”, esta provisto de un block en el cual se dispone un eje que recibe la transmisión de movimiento del motor por medio de unas poleas tipo C, el cual provoca el giro de la llanta que se encuentra montada sobre el tambor. Además cuenta con un pistón en su parte superior el cual al recibir la presión de aire provoca que los rodillos sujetadores y los discos pinchadores desciendan hasta la llanta a pincharse; también se puede distinguir el sistema de montaje y desmontaje de la llanta, que se encuentra provisto de un pistón sobre el cual

se encuentra el porta llantas, al ser accionado éste permite que la llanta se ubique en la posición adecuada para que sea trasladada y depositada sobre el tambor.

El ciclo que ésta maquina ejecutaría se inicia con el montaje manual de la llanta sobre el porta llantas, luego por medio de un dispositivo eléctrico se daría la señal para que el pistón del transportador eleve la llanta a la posición adecuada; seguidamente el transportador es empujado manualmente por el operador de la maquina hasta que el centro de la llanta coincida con el centro del tambor. En este punto el operador accionara un pulsador eléctrico el cual provocara que el pistón del transportador descienda hasta dejar que la llanta repose sobre el tambor; luego de esto el operador accionara un pulsador eléctrico de pedal el cual dará una señal que accionara simultáneamente al pistón superior y pondrá en marcha al motor que provoca el giro de la llanta y gracias a los rodillos sujetadores y discos pinchadores la llanta quedara pinchada en un corto tiempo; el mismo que será controlado por medio de un temporizador eléctrico que restringiría el tiempo de acción del pistón superior y del motor. Luego de haber sido pinchada la llanta, el operador

accionara un pulsador eléctrico el mismo que provocara que el pistón del transportador se eleve para dejar libre la llanta, en este punto el operador empujara el transportador hasta su posición inicial, en la cual por medio de un pulsador eléctrico de pedal se provocara el descenso del porta-llantas para proceder al desmontaje de la llanta y dándose por terminado el ciclo de la maquina.

- b)** Otra alternativa de diseño para satisfacer las necesidades de la industria de las llantas; podría ser una maquina constituida por un block, como se puede apreciar en el esquema anexado bajo el título “DISEÑO B”, en el cual se dispone de un eje motriz que en uno de sus extremos cuenta con un tambor en el que va a ser depositada la llanta; este eje tendrá un movimiento giratorio gracias a la transmisión de movimiento que recibe por medio de un sistema motriz, que cuenta con un reductor de velocidad, la entrada del cual esta conectada directamente con el eje del motor por medio de una toma de fuerza y su salida con el sistema final polea-banda que se comunica directamente con el eje motriz; de esta manera se provoca también el giro de la llanta ya que se encuentra en contacto con el tambor. Además; cuenta con una

estructura metálica independiente del block que estará provista de dos brazos, denominados sujetador y pinchador; el primero de ellos se encargara de que la llanta no deslice en el momento en que el brazo pinchador presione contra esta para producir el pinchado de la misma; esto se produce conjuntamente con el giro del tambor lo cual da como resultado que se realice el pinchado en todo el perímetro de la llanta. El sistema de montaje y desmontaje de llantas para esta maquina es muy similar al sistema descrito en el literal anterior, con la única diferencia que en esta nueva maquina este sistema va a formar parte del ciclo automático de la misma.



Espejina Central

El ciclo de operación bajo el cual funcionaría esta maquina estará compuesto de dos etapas una manual y una automática; la etapa manual la constituiría la fase de montaje y desmontaje de la máquina anterior, es decir, se inicia el ciclo con el montaje manual de la llanta sobre el portallantas, luego por medio de un dispositivo eléctrico se daría la señal para que el pistón del transportador eleve la llanta a la posición adecuada; seguidamente el transportador es empujado manualmente por el operador de la maquina hasta que el centro de la llanta coincida

con el centro del tambor. En esta posición el operador de la maquina accionara un pulsador eléctrico " START " con el cual se da inicio al ciclo automático de la maquina; el que comprende desde el momento en que el pistón del portallanta desciende hasta depositar la llanta sobre el tambor, en este momento se acciona un final carrera provocando que los brazos bajen simultáneamente y manteniendo un paralelismo entre ellos hasta llegar a ponerse en contacto con la llanta; esta fase provoca el accionamiento de un temporizador eléctrico normalmente cerrado el cual controlara simultáneamente el tiempo que los brazos realizan el pinchado y las revoluciones que el motor debe girar para que este se produzca en toda la periferia de la llanta. Luego de este tiempo, el motor se desconecta y los brazos retornan a su posición original, con este retorno se cierra el contacto de un final carrera el cual da la señal para que el pistón del portallanta se accione provocando que la llanta quede libre del tambor; con esta última acción finaliza el ciclo automático de la maquina dejando a la llanta en posición correcta para que el operador empuje el transportador hasta su posición inicial, punto en el cual el operador acciona el pulsador eléctrico de pedal que

provoca que el pistón del porta-llanta descienda para que seguidamente la llanta sea retirada, quedando la maquina lista para recibir una nueva llanta a pincharse.

3.2 Diseño escogido

De acuerdo al análisis realizado en el punto anterior y de conformidad con los requerimientos técnicos para el funcionamiento eficiente de una máquina se decide proseguir con el diseño de la máquina analizada en el literal b). Se decidió por este debido a que ofrece una mayor rigidez de sus elementos en el momento en que la máquina ejerce fuerza para realizar el pinchado de la llanta, además el ciclo automático con el cual cuenta la segunda máquina hace que el ciclo global de funcionamiento se realice en un menor tiempo, ya que no depende de la disposición que el obrero tenga para operarla dentro del ciclo automático de la misma. Algo muy importante de apreciar es la seguridad corporal del obrero, ya que se mantiene a distancia de la máquina en el momento de mayor peligro que es cuando los clavos de los discos pinchadores giran provocando el pinchado de la llanta.

3.3 Sistema electroneumático

La máquina pinchadora, contará con un circuito electroneumático; que le facilitará al operador realizar la etapa de pinchado de la llanta. Se escogió proveer a la máquina de un sistema neumático por las siguientes razones:

- 1.- Los elementos neumáticos para la máquina pueden ser adquiridos y provistos por la empresa.
- 2.- La disponibilidad de presión de aire en cualquier lugar de la planta.
- 3.- Porque a diferencia de los sistemas hidráulicos, los neumáticos no deben estar provistos necesariamente de un sistema de almacenaje para el retorno del fluido; sino que el aire puede ser descargado directamente a la atmosfera.
- 4.- Debido a la gama de elementos eléctricos disponibles que conjuntamente con las válvulas neumáticas, nos ofrecen un sinnúmero de alternativas para poder instalar nuestro diseño neumático.

A continuación se describe las etapas de operación de la máquina; las mismas que nos darán las consideraciones que se deban hacer para elaborar el diseño neumático:

- 1.-** Montar la llanta sobre el portallanta con el transportador en posición inicial (PIC).
- 2.-** Elevar el portallanta hasta la posición correcta; ésta es cuando los centros longitudinales tanto el de la llanta como el del tambor coinciden en una misma línea. Esto se requiere para permitir que la llanta ingrese en el tambor sin ningún problema de contacto con el mismo.
- 3.-** Empujar el transportador manualmente hasta la posición final (PFC); ésta se da cuando los centros transversales de la llanta y del tambor coinciden.
- 4.-** Dar inicio al ciclo automático de la máquina por medio del pulsador START, con las siguientes fases:
 - 4.1.-** El portallanta se desplaza hacia abajo dejando a la llanta sobre el tambor.

- 4.2.- Los brazos bajan hasta hacer contacto con la llanta que se encuentra montada sobre el tambor.
- 4.3.- El motor funciona durante un tiempo determinado, el cual es controlado por un temporizador eléctrico.
- 4.4.- El motor se desconecta y simultáneamente los brazos se elevan.
- 4.5.- El portallanta se eleva liberando la llanta del tambor.
- 5.- Empujar el transportador manualmente hasta la posición inicial (PIC).
- 6.- Bajar el portallanta y retirar manualmente la llanta.

Para hacer que la maquina cumpla con cada unos de los pasos antes descritos, se diseña el circuito electroneumático que se dibuja a continuación y tiene la siguiente nomenclatura de elementos:

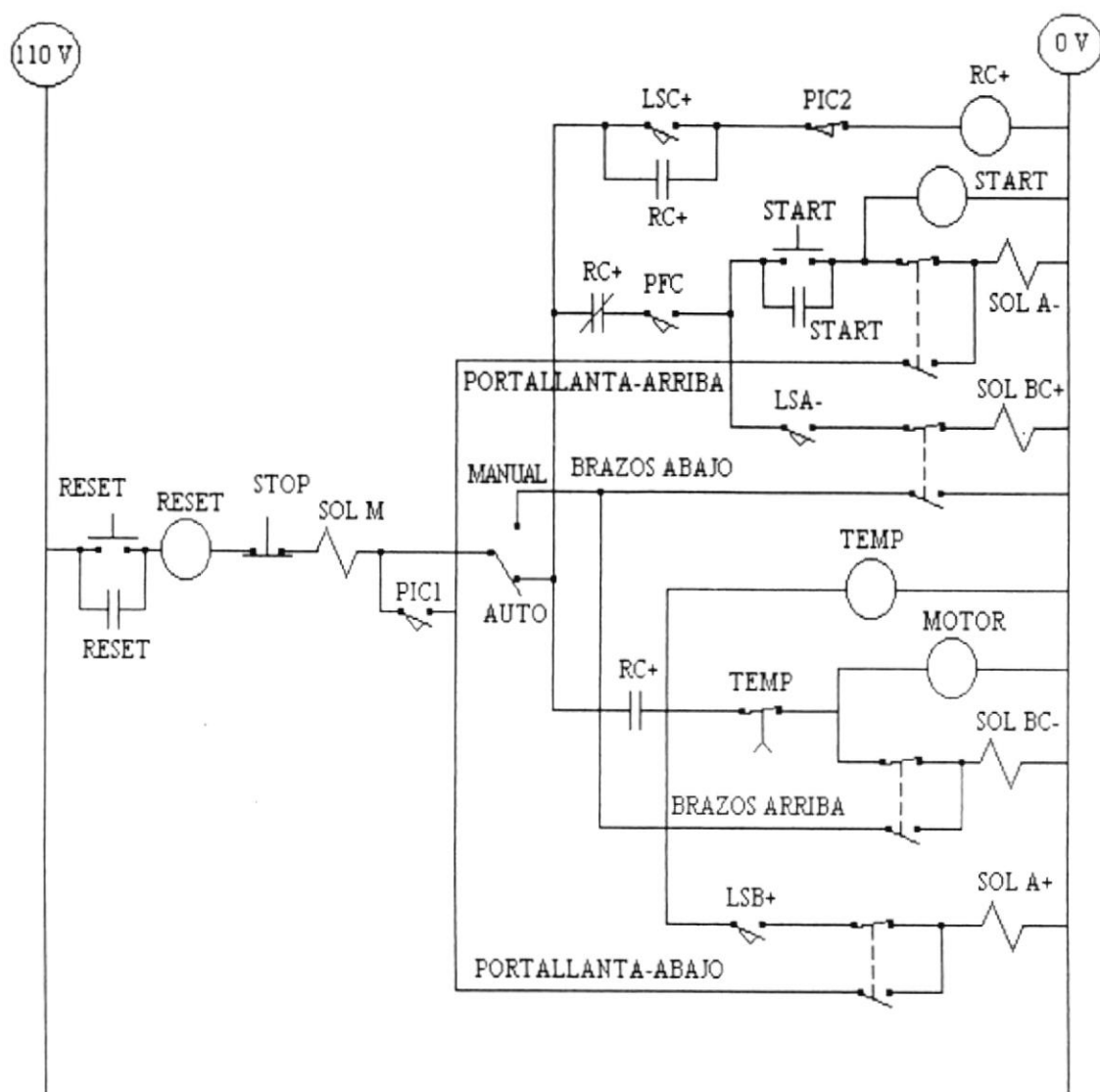


Fig. 3-1 Circuito electropneumático

- LSC+ \equiv Elemento final carrera (NO) que señala la posición extendida del pistón C.
- LSA+ \equiv Elemento final carrera (NO) que señala la posición extendida del pistón A.
- RC+ \equiv Relay con sus respectivos contactores activado por el final carrera LSC+.
- PFC \equiv Elemento final carrera (NO) ubicado en la posición final del transportador.
- PIC1 \equiv Elemento final carrera (NO) en la posición inicial del transportador, que permite la operación manual del portallanta.
- PIC2 \equiv Elemento final carrera (NC) en la posición inicial del transportador.
- SOL A- \equiv Solenoide que activa la entrada del pistón A.
- SOL BC+ \equiv Solenoide que activa la bajada de los brazos.
- LSA- \equiv Elemento final carrera (NO) que se acciona en la posición de reposo del pistón A.
- PUL-START \equiv Elemento pulsador que da la señal de arranque del circuito automático.

RELAY-START \equiv Relay con contactor de enclavamiento que sirve para enclavar el PUL-START, activado por el pulsador-start.

RELAY-TEMP \equiv Relay del temporizador.

CONTAC-TEMP \equiv Contactor de retardo del temporizador (NC).

LSB+ \equiv Elemento final carrera para la salida del pistón B.

SOL A+ \equiv Solenoide que activa la salida del pistón A.

SOL M \equiv Solenoide que activa la válvula master de aire.

Elementos dobles contactores (NO y NC) para el accionamiento manual del portallanta y de los brazos.

La correspondiente nomenclatura de los pistones respecto a los elementos de la maquina es la siguiente:

- Pistón A \equiv Acciona el portallanta
- Pistón B \equiv Acciona el brazo pinchador
- Pistón C \equiv Acciona el brazo sujetador.

3.4 Cálculo y selección del sistema motriz.

En esta sección de la tesis se realizaran los cálculos necesarios para determinar las características de los elementos de la máquina.

3.4.1 Motoreductor

Cálculo de la potencia del motor.

Se estableció experimentalmente la fuerza mínima que se necesita para realizar el pinchado de la llanta verde. Esta fuerza resultó ser de 16 Kg (35.2 lb)

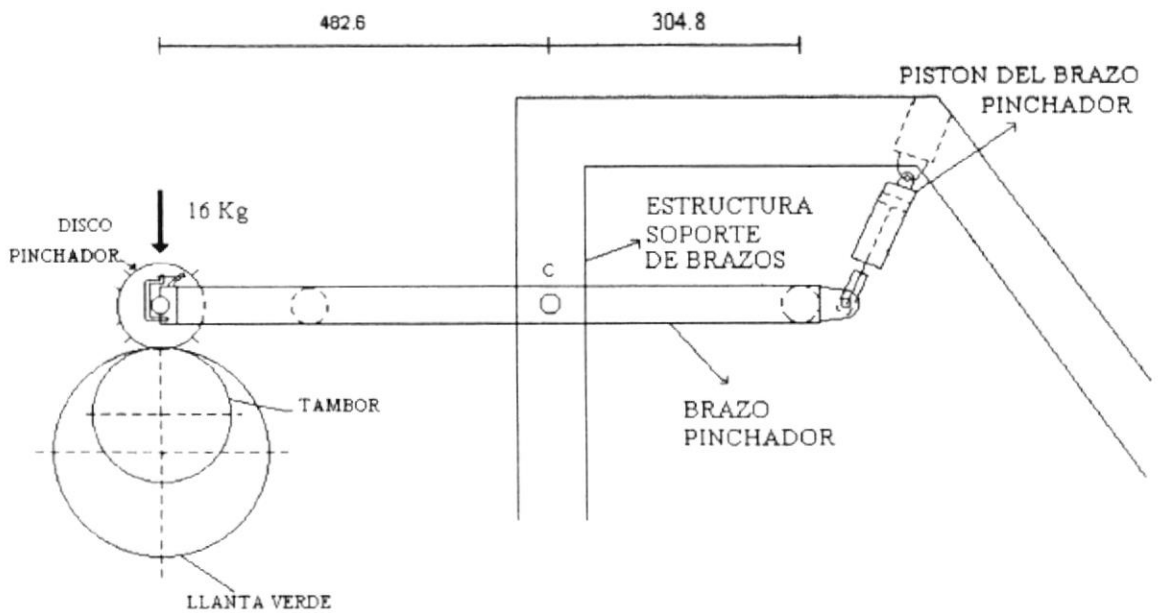


Fig. 3-2 Gráfico del brazo pinchador

Aplicando equilibrio en la fig. 3-2:

$$\sum M_c = 0 \quad (3-1)$$

$$482.6 * 16 - 304.8 * F = 0$$

$$\rightarrow F = 16 / 304.8 * 482.6$$

$$\rightarrow F = 25.33 \text{ Kg.}$$

F_p = fuerza que realiza el pistón del brazo pinchador

$$\rightarrow F_p = F_s * F = 1.2 * 25.33 = 30.4 \text{ Kg}$$

$$F_p = 66.88 \text{ lb}$$

$$r = 1 \text{ in} = 25.4 \text{ mm}$$

p = presión del pistón neumático

$$p = F_p / A \quad (3-$$

2)

$$A = \pi * r^2 \quad (3-$$

3)

$$A = 2026.83 \text{ mm}^2 = 3.1416 \text{ in}^2$$

$$p = 66.8$$

$$8/\pi = 21.29 \text{ psi}$$

El cálculo de la potencia del motor se la realizará por medio de la formula:

$$P = T * \omega \quad (3-4)$$

Siendo:

P \equiv la potencia del motor

T \equiv El torque que se necesita ejercer en el eje motriz.

ω \equiv Velocidad angular del tambor.

Utilizando las respectivas fórmulas para la inercia I , procedemos a calcular la inercia con respecto al eje del tambor; esta inercia nos servirá para aplicar la fórmula:

$$\sum M = I * \alpha \quad (3-5)$$

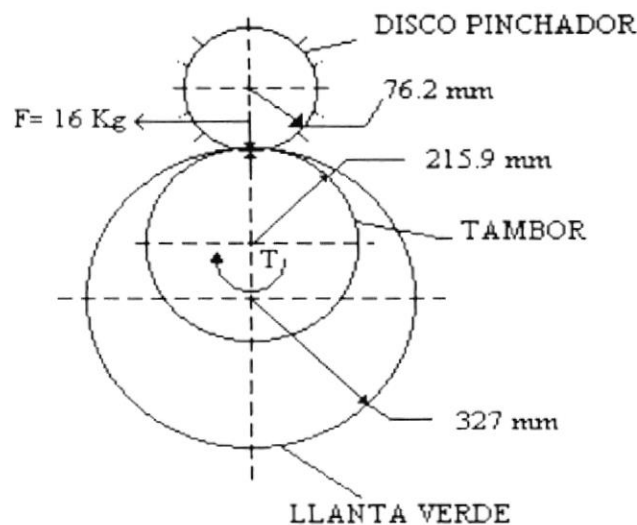


Fig. 3-3 Diagrama de llanta, discos y tambor

Inercia de cuatro discos pinchadores.

$$I_d = (m * d^2) / 8 \quad (3-6)$$

$$W_d = 8 \text{ lb} = 3.64 \text{ Kg}$$

$$d = 152.4 \text{ mm}$$

$$I_d = (3.64 * 0.1524)^2 / 8 = 0.0106 \text{ Kg m}^2$$

Aplicando el teorema de ejes paralelos:

$$I = I + m * h^2 \quad (3-7)$$

$I_{D/T} \equiv$ Inercia de los discos con respecto al eje del tambor

$$h = 0.2921\text{m}$$

$$I_{D/T} = 4 * (I_d + m h^2)$$

$$I_{D/T} = 4 * (0.0106 + 3.64 * 0.2921^2)$$

$$I_{D/T} = 1.29 \text{ Kg m}^2$$

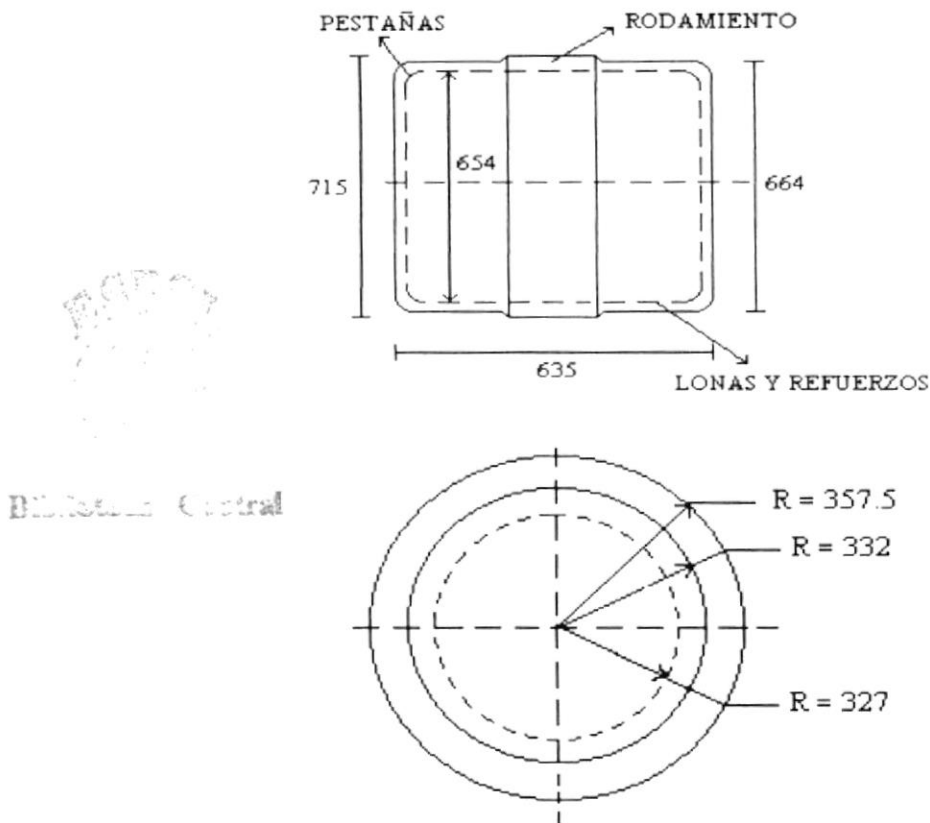


Fig. 3-4 Diagrama de llanta verde

Inercia de llanta verde.

Considerando la llanta como un cilindro de caucho, tenemos:

$$I = m/8 * (R_1^2 + R_2^2) \quad (3-8)$$

$W_{II} \equiv$ peso de la llanta

$m_{II} \equiv$ masa de la llanta

$$W_{II} = 32 \text{ Kgf}$$

$$m_{II} = 32 \text{ Kg}$$

$$\rightarrow I_{II} = 32/8 * (0.332^2 + 0.327^2)$$

$$I_{II} = 0.87 \text{ kg m}^2$$

Aplicando la fórmula (3-7), tenemos:

$$h = 0.111 \text{ m}$$

$I_{II/T} \equiv$ Inercia de la llanta con respecto al eje del tambor

$$\rightarrow I_{II/T} = 0.87 + 32 * 0.111^2$$

$$I_{II/T} = 1.26 \text{ Kg m}^2$$

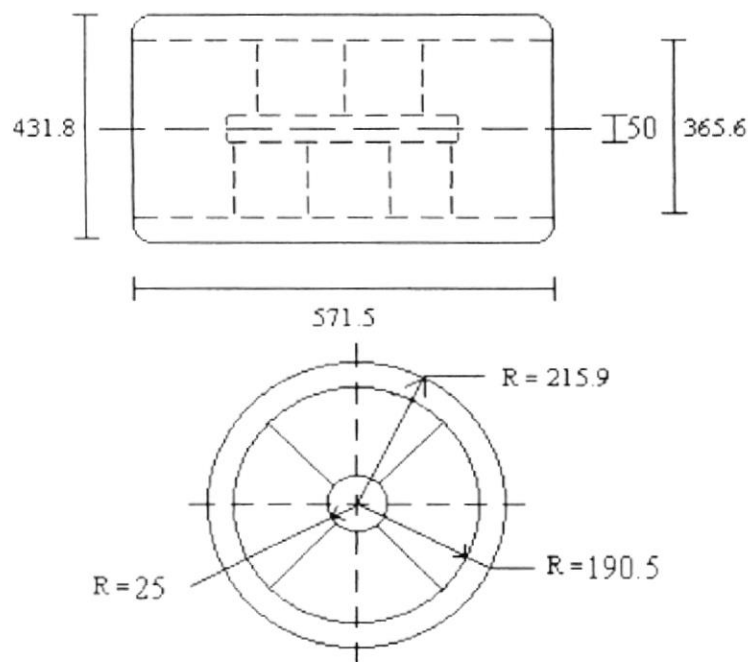


Fig. 3-5 Diagrama del tambor

Inercia del tambor.

Considerando el tambor como un cilindro metálico con un espesor de 25.4 mm, podemos usar la ecuación (3-8):

$W_T \equiv$ Peso del tambor

$m_T \equiv$ Masa del tambor

$W_T = 325 \text{ lb} = 147.73 \text{ Kgf}$

$m_T = 147.73 \text{ Kg}$

$$\rightarrow I_T = 147.73/8 * (0.2159^2 + 0.1778^2)$$

$$\mathbf{I_T = 1.44 \text{ Kg m}^2}$$

$I_{T/ET} \equiv$ Inercia total con respecto al eje del tambor

$$\mathbf{I_{T/ET} = I_T + I_{UT} + I_{DT}} \quad (3-9)$$

$$\rightarrow I_{T/ET} = 1.44 + 1.26 + 1.29$$

$$\mathbf{I_{T/ET} = 3.99 \text{ Kg m}^2}$$

Cálculo de la aceleración angular (α).

Para calcular esta aceleración, primero definiremos algunos parámetros de diseño, los cuales forman parte de los requerimientos del proceso de producción:

$\omega_T \equiv$ Velocidad angular del tambor

$\omega_{ll} \equiv$ Velocidad angular de la llanta

$t_1 \equiv$ Tiempo en el cual la llanta gira una revolución

$t_2 \equiv$ Tiempo en el cual, el tambor alcanza la velocidad ω_T

$$t_1 = 3 \text{ s}$$

$$t_2 = 0.5 \text{ s}$$

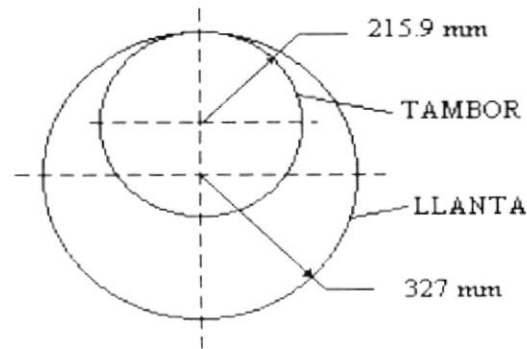


Fig. 3-6 Diagrama de llanta y el tambor.

$$\omega_{ll} = \theta / t_1 \quad (3-10)$$

$$\rightarrow \omega_{ll} = 2 * \pi / 3$$

$$\omega_{ll} = 2.09 \text{ rad/s}$$

$V_{ll}^t \equiv$ Velocidad tangencial de la llanta

$V_T^t \equiv$ Velocidad tangencial del tambor

$$V_{ll}^t = \omega_{ll} * r_{ll} \quad (3-11)$$

$$\rightarrow V_{II}^t = 2.09 * 0.327$$

$$V_{II}^t = \mathbf{0.683 \text{ m/s}}$$

$$V_{II}^t = V_T^t \quad (3-12)$$

$$V_T^t = \mathbf{0.683 \text{ m/s}}$$

Aplicando la fórmula:

$$\alpha = (\omega_T - \omega_i) / t_2 \quad (3-$$

13)

$$\rightarrow \alpha = (3.164 - 0) / 0.5$$

$$\alpha = \mathbf{6.33 \text{ rad/s}^2}$$

Aplicando la ecuación (3- 5), con respecto al eje del tambor tenemos:

$$\rightarrow \sum M_o = 3.99 * 6.33$$

$$\sum M_o = \mathbf{25.26 \text{ N-m}}$$

Aplicando la igualdad:

$$\sum M = I * \alpha = T_m \quad (3-14)$$

En donde T_m , es el torque que se ejerce sobre el eje motriz:

$$\rightarrow T_m = \mathbf{25.26 \text{ N-m}}$$

Aplicando un factor de seguridad $FS = 2.5$, tenemos:

$$T_m' = FS * T_m \quad (3-15)$$

$$\rightarrow T_m' = 25.26 * 2.5$$

$$T_m' = \mathbf{63.15 \text{ N-m}}$$

Aplicando la ecuación (3- 4), tenemos:

$$\rightarrow P = 63.15 * 3.164$$

$$P = 199.8 \text{ Watt} = 0.27 \text{ HP}$$

$$\underline{\underline{P = 0.27 \text{ HP}}}$$

Entonces procederemos a escoger un motor de 0.5 Hp con 1750 rpm.

3.4.2 Poleas

Debido a que debemos diseñar la máquina de tal forma que no ocupe demasiado espacio; utilizaremos un motoreductor y de esta manera reducir a dos el número de poleas.

Seleccionamos un motoreductor de 0.5 Hp con una relación de reducción de 16 (SSG63KPR71K4). El cual tendrá instalado en el eje de salida una polea con un diámetro de paso de 85 mm (320085003).

Procedemos a diseñar la polea del eje motriz. En esta sección solo determinaremos los radios de paso de las poleas; pues en el momento de seleccionar las bandas definiremos el número

de canales de las poleas. Se diseñara el sistema con bandas de tipo trapezoidal por facilidad de aprovisionamiento de las mismas:

$\omega_s \equiv$ Velocidad angular de salida del reductor

$\omega_m \equiv$ Velocidad angular de salida del motor

$r \equiv$ relación de velocidades del reductor

$R_1 = 41.275 \text{ mm}$

$\omega_m = 1750 \text{ rpm}$

$r = 16$

$$\omega_s = \omega_m / r \quad (3-16)$$

$$\rightarrow \omega_s = 1750 / 16$$

$$\omega_s = 109.4 \text{ rpm}$$

$\omega_1 \equiv$ Velocidad angular de la polea del eje motriz.

$$\omega_T = \omega_1 = 3.164 \text{ rad/s}$$

$$\omega_1 = 30.214 \text{ rpm}$$

$r' \equiv$ Relación entre poleas

$$\omega_2 / \omega_1 = R_2 / R_1 = r' \quad (3-17)$$

$$\rightarrow r' = 3.62$$

$$\rightarrow R_2 = r' * R_1$$

$$R_2 = 3.62 * 42.5 \text{ mm}$$

$$R_2 = 149.5 \text{ mm} = 5.89 \text{ in}$$

Escogeremos una polea para el eje motriz, con un diámetro de paso de 300 mm (11.81 in) (32030003).

3.4.3 Bandas de transmisión

La longitud efectiva o de paso de las bandas se calculan con la siguiente fórmula:

$$L_p = 2C + 1.57 * (D + d) + (D - d)^2 / 4C \quad (3-18)$$

Donde:

C ≡ Distancia entre centros de las poleas

D ≡ Diámetro de paso de la polea mayor

d ≡ Diámetro de paso de polea menor

L_p ≡ Longitud de paso de la banda

Utilizando la ecuación (3-18) y una vez obtenido los diámetros de las poleas en la sección anterior; pasamos a calcular la longitud de paso de las bandas.

Para proceder al cálculo de la longitud de paso de las poleas, debemos tomar antes algunas decisiones:

- 1) Se selecciona en la tabla A-1 un factor de servicio de sobrecarga de 1.2 porque asumimos que la maquina ofrece un choque ligero.
- 2) En la tabla A-2 seleccionamos una banda de sección A
- 3) Tenemos una distancia entre centros de 20.5 in debido a la restricción de espacio.
- 4) Se considera que la máquina funcionara 24 horas diarias y debido a esta razón se aumenta 0.1 al factor de servicio, lo cual nos da un factor de servicio de 1.3 lo que nos lleva a diseñar para una potencia de:

$$H = 3 * 1.3 = 3.9 \text{ Hp}$$

Como ya tenemos los diámetros de las poleas calculados en la sección anterior, procedemos a calcular la longitud de paso de la banda:

Aplicando la ecuación (3-18), tenemos:

$$C = 20.5 \text{ in}$$

$$\rightarrow L_p = 2*20.5 + 1.57*(11.8 + 3.3) + (11.8 - 3.3)^2 / (4*20.5)$$

$$L_p = 41 + 23.8 + 0.87$$

$$L_p = \mathbf{65.7 \text{ in}}$$

Con el resultado obtenido, escogemos la banda A66 de la tabla A-3.

Nota: La máquina contará con un templador de banda, para dar a la misma la tensión adecuada para que la banda no deslice.

La potencia nominal por banda se determina de la tabla A-4, pero, debido a que nuestra velocidad es muy baja, se sale del rango de la tabla, y hay que extrapolar, usando una regresión potencial de la forma.

$$Y = a * X^b. \tag{3-19}$$

Aplicando regresión potencial tenemos:

$$a = 6.9912 \times 10^{-6}$$

$$b = 0.704995$$

$$r = 0.995$$

El factor de correlación r, nos expresa que este tipo de regresión justifica satisfactoriamente los datos de la tabla.

(Notar que estas estimaciones son para interpolar en una tabla. Como en este caso estamos extrapolando, el error cometido podría ser un poco mayor que el estimado por las formulas anteriores)

Aplicando la ecuación (3-19), en donde:

X = Número de revoluciones de la polea de salida del reductor

Y = Potencia nominal por banda tipo A

$$\rightarrow Y = 6.9912 \times 10^{-3} * 115.7^{0.704995}$$

$$\rightarrow Y = 0.1992 \approx 0.2 \text{ Hp}$$

Por medio de la ecuación (3-20) se calcula el ángulo de contacto para la polea menor:

$$\theta_d = \pi - 2 * \text{sen}^{-1} ((D-d) / (2 * C)) \text{ (rad)} \quad (3-20)$$

$$\rightarrow \theta_d = \pi - 2 * \text{sen}^{-1} ((12.5- 3.25) / (2*20.5))$$

$$\theta_d = 2.686 \text{ rad}$$

$$\theta_d = 153.9^\circ$$

Por medio de la figura B-1 escogemos un factor de corrección que es de 0.83. El factor de corrección por longitud de banda es 0.9 de la tabla A-5. Entonces, la potencia corregida por banda es de:

$$\rightarrow H = 0.85 * 0.9 * 0.2$$

$$\rightarrow H = 0.153 \text{ hp}$$

Lo que nos lleva a concluir que el número de bandas es:

$$n = \text{potencia del motor} / H \quad (3-21)$$

$$\rightarrow n = 0.5 / 0.153$$

$$n = 3$$

3.4.4 Eje motriz

Para el diseño del eje motriz se tomara en cuenta los principios de resistencia a la fatiga de los elementos; para los cuales utilizaremos conceptos conocidos como limite de resistencia a la fatiga; el eje se diseñara dentro de los parámetros de vida infinita.

$S_e \equiv$ límite de resistencia a la fatiga

$$S_e = K_a * K_b * K_c * K_d * K_e * S_e' \quad (3-22)$$

Utilizando la ecuación (3-4), podemos determinar el torque que el motor realiza sobre la polea del reductor:

$$P = \omega * T$$

$$\rightarrow T = P / \omega$$

$$T = (0.5\text{Hp} * 745.7\text{W/Hp}) / 12.11$$

$$T = 30.79 \text{ N-m}$$

$$\rightarrow F = T / R_1$$

$$F = 30.79 / 0.0413$$

$$F = 746 \text{ N}$$

Donde F es la fuerza que resultante, es decir:

$$F = T_1 - T_2 \quad (3-23)$$

T_1 y T_2 se relacionan por la fórmula:

$$T_1 / T_2 = 10^{0.0076 * f * \theta} \quad (3-24)$$

Donde:

$f \equiv$ factor de fricción entre la polea y la banda

$\theta \equiv$ ángulo de contacto entre la banda y la polea

$$f = 0.4$$

$$\theta = 153.9^\circ$$

Entonces aplicando la ecuación (3-24), se obtiene:

$$T1 / T2 = 2.94$$

Igualando y despejando las ecuaciones 3-23 y 3-24, obtenemos:

$$(F + T2) / T2 = 2.94$$

$$\Rightarrow T2 = 384.18 \text{ N}$$

Y

$$\Rightarrow T1 = 1129.48 \text{ N}$$

De donde se obtiene que la fuerza aplicada al eje es:

$$F_E = T1 + T2 \tag{3-25}$$

$$\Rightarrow F_E = 1130.54 + 384.54$$

$$\Rightarrow F_E = 1513.7 \text{ N}$$

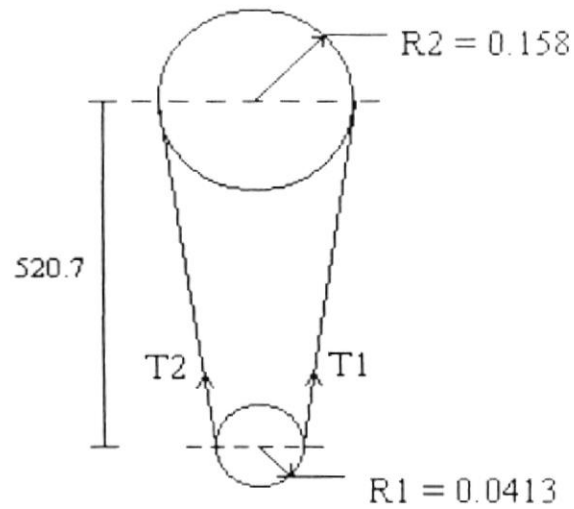


Fig. 3-7 Diagrama de las poleas y bandas

Una vez determinadas las fuerzas que se aplican en el eje podemos hacer el diagrama de cuerpo libre del mismo:

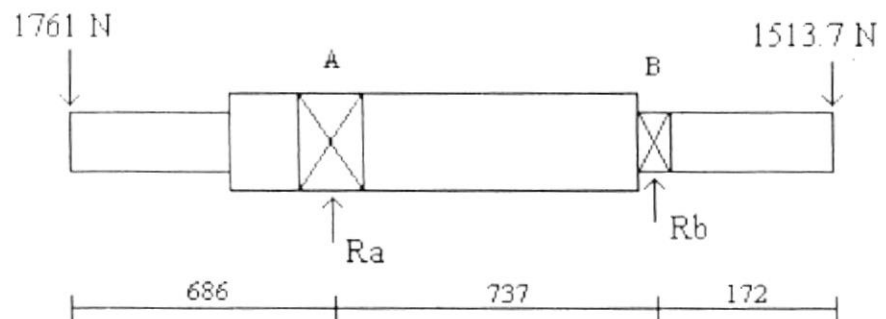


Fig. 3-8 Diagrama de cuerpo libre del eje motriz

Donde:

- Carga de tambor y llanta = 1761 N
- Fuerza de la banda, $F_E = 1513.7$ N

Aplicando equilibrio de fuerzas y de momentos tenemos:

$\Sigma M_A = 0$ (Positivo en sentido de las manecillas del reloj)

$$-1761 * 0.868 - R_B * 0.737 + 1513.7 * 0.909 = 0$$

$$\rightarrow R_B = (167.91 / 0.737) = 227.83 \text{ N}$$

$$\rightarrow R_B = 227.83 \text{ N } \uparrow$$

$\Sigma M_B = 0$ (Positivo en sentido de las manecillas del reloj)

$$-1741 * 1.423 + R_A * 0.737 + 1513.7 * 0.172 = 0$$

$$\rightarrow R_A = 2245.55 / 0.737 = 3046.87 \text{ N}$$

$$\rightarrow R_A = 3046.87 \text{ N } \uparrow$$

Una vez calculadas las reacciones en los puntos A y B, nuestro diagrama de cuerpo libre, conjuntamente con el diagrama de fuerzas cortantes y el de momentos quedarían de la siguiente forma fig. (3-9):



Biblioteca Central

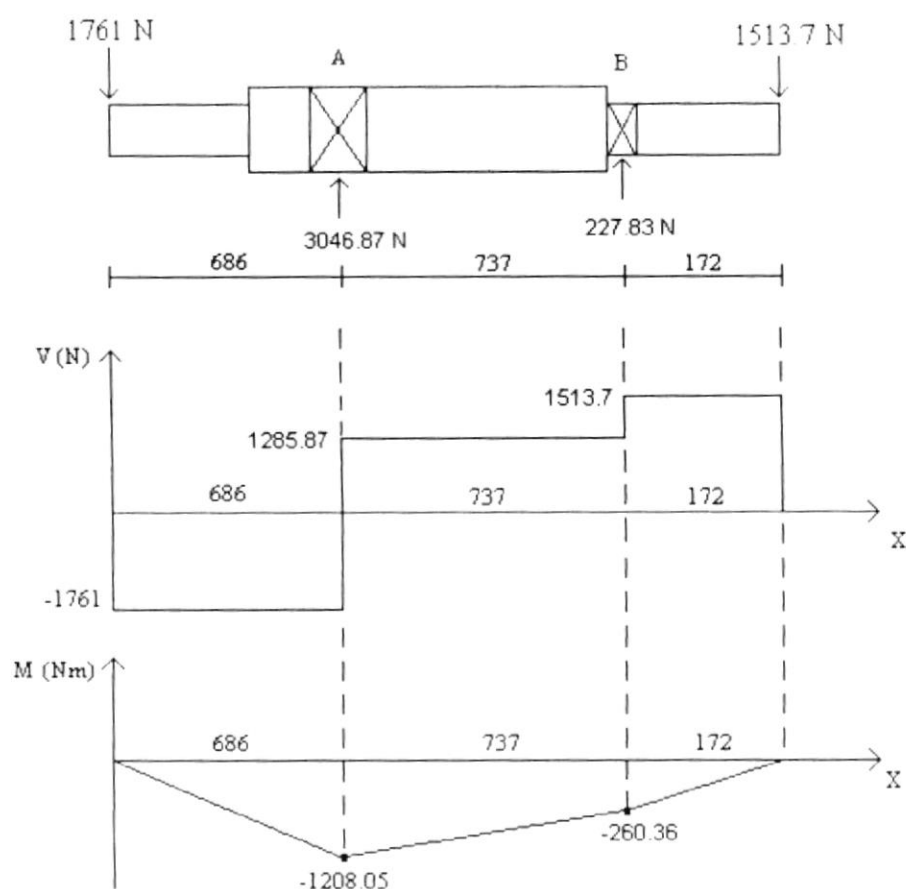


Fig 3-9 Diagrama de fuerzas cortantes y momentos

En el diagrama de momentos, se observa que el punto de momento máximo se da en A.

El eje estará diseñado en acero inoxidable AISI 303 con un tratamiento de recocido, debido a que el operador constantemente debe utilizar bencina para corregir alguna falla en la llanta, además para evitar que en un momento dado la corrosión del eje afecte al material de la llanta verde al

darse la posibilidad de que partículas de óxido se mezclen con el caucho de la llanta.

De la tabla A-6, obtenemos:

$$S_{ut} = 601 \text{ M Pa}$$

$$S_y = 241 \text{ M Pa}$$

Entonces el límite de resistencia a la fatiga se determina por la ecuación (3-22):

$$S_c = K_a * K_b * K_c * K_e * S_c'$$

Como $S_{ut} < 1400 \text{ M Pa}$, entonces S_c' es igual a:

$$S_c' = 0.504 * S_{ut}$$

Para determinar K_a (factor de superficie), se considera que nuestro eje tiene un acabado de maquinado, entonces según la tabla A-7.

$$a = 4.51 \text{ y}$$

$$b = -0.265$$

Con estos factores y utilizando la siguiente ecuación podemos determinar K_a :

$$K_a = a * S_{ut}^b \quad (3-26)$$

$$\rightarrow K_a = 4.51 * (691)^{-0.265}$$

$$\rightarrow K_a = 0.798$$

Para determinar K_b (factor de tamaño), utilizaremos la siguiente ecuación:

$$K_b = (d / 7.62)^{-0.1133} \quad (3-27)$$

$$\rightarrow K_b = (50 / 7.62)^{-0.1133}$$

$$\rightarrow K_b = 0.808$$

Para determinar K_e (factor de concentración de esfuerzo), utilizaremos la tabla B-1 entrando con los siguientes valores, para la sección A del eje:

$$r = 6 \text{ mm}$$

$$D / d = 60 / 50 = 1.2 \quad \text{y} \quad r / d = 6 / 50 = 0.12$$

y obtenemos $K_t = 1.55$ en la gráfica B-2 se obtiene:

$$q = 0.84 \times 3 = 2.52$$

de donde obtendremos K_f :

$$\rightarrow K_f = 1 + q * (K_t - 1) = 1 + 2.52 * (1.55 - 1) = 2.386$$

Una vez obtenido todos estos valores, podemos aplicar la ecuación de concentración de esfuerzos y determinar K_c :

$$K_c = 1 / K_f$$

$$\rightarrow K_e = 1 / 2.386$$

$$\rightarrow K_e = 0.419$$

$K_c = 1$, porque la carga es de tipo flexionante.

$K_d = 1$, porque el eje motriz trabaja a la misma temperatura ambiente, que es relativamente baja.

$$\rightarrow S_c = 0.798 * 0.808 * 0.419 * 302.9 \text{ M Pa}$$

$$\rightarrow S_c = 81.83 \text{ M Pa}$$

Vamos a calcular el esfuerzo máximo aplicado en el eje

Utilizando la fórmula de inercia tenemos:

$$I = \pi / 64 * D^4 \quad (3-28)$$

Con $D = 6 \text{ cm}$

$$I = \pi / 64 * 6^4$$

$$\rightarrow I = 63.62 \text{ cm}^4$$

Aplicando la fórmula del esfuerzo por flexión determinaremos el esfuerzo aplicado al eje:

$$\sigma_a = (M * c) / I \quad (3-29)$$

$$\sigma_a = (1208.05 * 0.03) / (63.62 \times 10^{-8})$$

$$\rightarrow \sigma_a = 56.97 \times 10^6$$

Comparando el σ_a y el S_c podemos apreciar que se cumple la desigualdad $\sigma_a < S_c$, por lo que se concluye que este eje no va a fallar por fatiga y tendrá una vida considerada infinita.

Con los cálculos realizados, las dimensiones definitivas del eje motriz quedarán de la siguiente forma

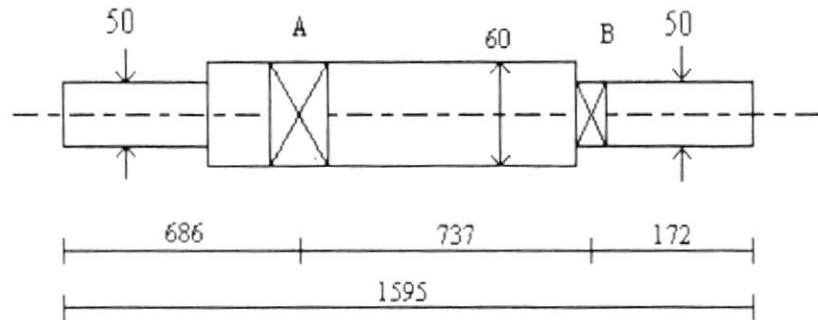


Fig. 3-10 Diagrama definitivo del eje motriz

3.5 Cálculo y dimensionamiento de las partes constitutivas de la máquina.

En este supcapítulo se diseñan las partes estructurales de la máquina, atendiendo más al diseño de forma y a la parte estética; ya que en lo referente a las secciones de los elementos

estructurales nos resultarían pequeñas, debido a que estamos trabajando con magnitudes de fuerzas relativamente bajas.

3.5.1 Bancada.

La bancada comprende las paredes de sección donde se instalará todo el sistema motriz, además el piso de la misma incluyendo el sistema de montaje y desmontaje de las llantas verdes.

Paredes metálicas.

Las dimensiones del Sistema Motriz; nos dan la pauta para determinar las medidas de las paredes:

La distancia de 685 mm entre los rodamientos del eje motriz, nos determina la distancia entre la pared lateral izquierda y un atizador que sostendrá el rodamiento en B. Luego desde B hasta el final del eje hay 365 mm, lo que incluyendo las dimensiones del moto-reductor, polea y bandas nos dejan como resultado las siguientes dimensiones definitivas, como se puede apreciar en la fig. (3-11):

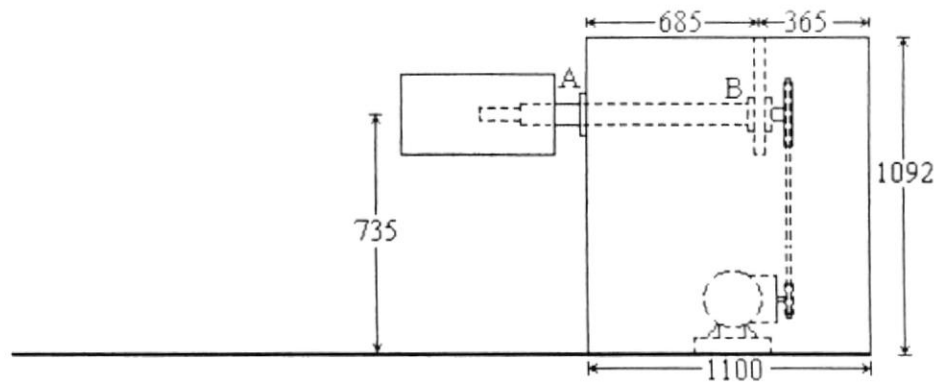


Fig. 3-11 Diagrama de la bancada

Se escogerá una placa de 12 mm de espesor para la pared. El electrodo que se utilizará para unir las placas es 6011; para tirar un primer cordón de soldadura logrando una mayor penetración y para el acabado del cordón se utilizará un electrodo 6013, el cual permite realizar un cordón más definido con un mejor acabado que el electrodo 6011. Como ya se explico los esfuerzos con los que se va a trabajar son muy bajos, por tanto los electrodos 6011 y 6013 trabajarán eficientemente ya que nos ofrecen una resistencia de 60 Kpsi.

El diseño del cordón es como se muestra en la fig. 3-12.

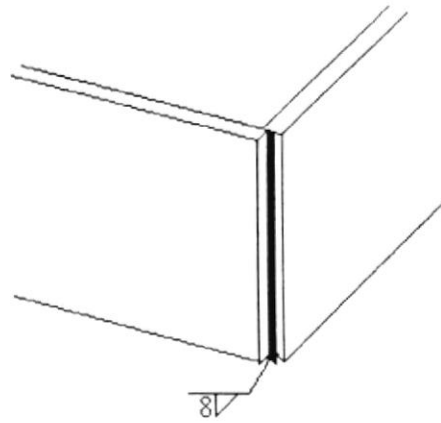


Fig. 3-12 Dibujo del cordón de soldadura

Selección de rodamientos para el eje motriz.

La selección de rodamientos para los puntos A y B del eje motriz, se lo realiza siguiendo el procedimiento que se anota en la pag. 8.148 del manual de Marks.

Realizaremos la selección para el punto A:

- 1.- Se selecciona la vida de diseño deseada en la tabla A-8.

Se escogió 3000 horas, que es la vida media para los rodamientos de un transportador, que se asemeja en algunas características al funcionamiento de nuestra máquina.

2.- Calcúlese la carga radial equivalente P .

$$P = X * R + Y * T \quad (3-30)$$

Donde: $P \equiv$ Carga radial equivalente en lb

$R \equiv$ Carga radial en lb.

$T \equiv$ Carga (axial) de empuje en lb.

X y $Y \equiv$ Factores empíricos.

→ De la tabla A-9 obtenemos:

$$X = 1 \quad \text{y} \quad Y = 0$$

$$\rightarrow P = 1 * R_A + 0 = 684 * 1 = 684 \text{ lb}$$

$$\rightarrow P = 684 \text{ lb}$$

3.- Calcúlese la capacidad requerida C_r

$$C_r = (P * (L_{10} * N)^{1/K}) / Z \quad (3-31)$$

Donde: $C_r \equiv$ Capacidad requerida en lb

$P \equiv$ Carga radial equivalente en lb

$L_{10} \equiv$ Vida nominal en horas

$K \equiv$ Constante 3 para cojinetes de bolas.

$N \equiv$ Velocidad de rotación en rpm.

$$\rightarrow C_r = (684 * (30000 * 30.2)^{1/3}) / 25.6$$

$$\rightarrow C_r = 2585.4 \text{ lb} * 4.45 \text{ N/lb}$$

$$\rightarrow C_r = 11505 \text{ N}$$

4.- Compárese C_r con las capacidades C de la tabla A-10.

Al realizar este paso debemos recordar que ya tenemos determinado el diámetro interior del rodamiento que es igual al diámetro exterior del eje motriz en el punto A que es de 60 mm. Entonces tenemos:

Escogemos un rodamiento 6912 del catálogo de rodamientos NTN que tiene un $C_r = 16400 \text{ N}$.

5.- Verifique el límite de velocidad del cojinete

$$d_n = \text{diámetro interior (mm)} \times \text{velocidad (rpm)}$$

$$\rightarrow d_n = 60 * 30.2 = 1812 \text{ rpm}$$

Como se puede apreciar que nuestro cojinete no excede el límite máximo de velocidad presentado en la tabla A-10, considerando grasa para su lubricación.

Determinación de la vida del cojinete.

Conocido el tamaño del cojinete se procede de la siguiente forma:

1.- Calcúlese la carga radial equivalente P.

Por medio de la ecuación (3-30) se obtiene:

$$X = 1 \quad \text{y} \quad Y = 0$$

$$\rightarrow P = 1 * R_A + 0 = 684 * 1 = 684 \text{ lb}$$

$$\rightarrow P = 684 \text{ lb} * 4.45 \text{ N/lb}$$

$$\rightarrow P = 3044 \text{ N}$$

2.- Selecciónese la capacidad básica de carga dinámica C_r de la tabla A-10.

De la tabla A-10 se determina:

$$C_r = 16400 \text{ N}$$

3.- Calcúlese la vida nominal L_{10} .

$$L_{10} = (10^6 / 60 * N) * (C / P)^K \quad (3-$$

32)

$$\rightarrow L_{10} = (10^6 / 60 * 30.2) * (16400 / 3044)^3$$

$$\rightarrow L_{10} = 863057 \text{ h}$$

4.- Verifíquese la vida calculada con la vida de diseño.

Al hacer esta comparación nos damos cuenta que nuestro cojinete va a durar mucho más que lo estimado.

Diseño del sistema de montaje de llanta verde.

El sistema de montaje se encuentra instalado sobre una plancha de acero de 12 mm de espesor que hace de piso de la máquina, la cual tendrá el mismo ancho que la bancada de la máquina y una longitud frontal superior a la suma de la longitud de la bancada y el desplazamiento del transportador de la llanta. Sobre esta plancha de piso se encontrará dispuestos unos ejes de 1524 mm de longitud de 19 mm de diámetro que recibirán las llantas metálicas del *transportador*; este último tendrá un ancho de 444.5 mm y 600 mm de longitud armado en ángulos de lados iguales, el transportador contará con un pistón neumático con 95.30 mm de diámetro con una carrera de 114.3 mm en el cual se instalará el *portallanta*, además contará con unos ejes guías para asegurar que la subida y bajada

del portallanta sea en forma vertical. Con las medidas dadas podemos realizar un gráfico que nos permitirá entender el diseño del sistema de montaje fig. (3-13).

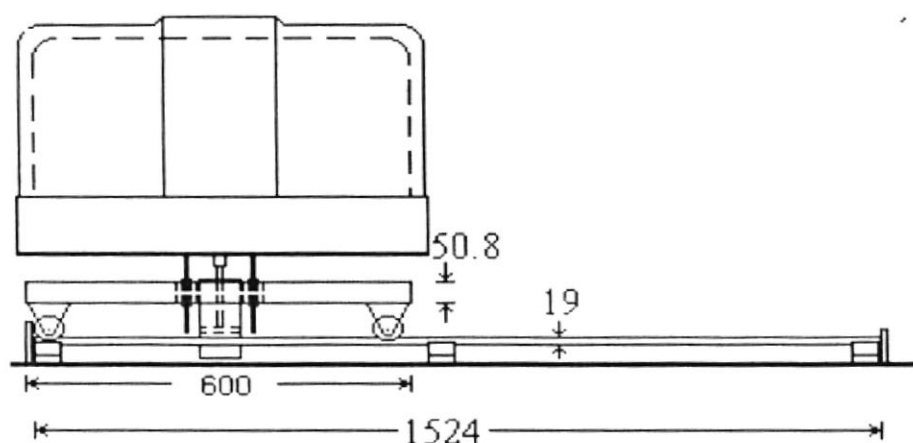


Fig. 3-13 Sistema de montaje

3.5.2 Brazo pinchador

Este elemento es el que realiza la función de pinchado, por lo cual la máquina lleva su nombre.

El brazo pinchador está formado por elementos estructurales de sección rectangular y de sección circular. Los elementos rectangulares van a lo largo del brazo con una longitud de 750 mm y los elementos circulares que son del ancho del brazo es decir 832 mm, hacen de rigidizadores del brazo pinchador. Además cuenta con dos ejes de 25.4 mm de diámetro, uno de los cuales pasa a

través de las chumaceras de pared que se encuentran instaladas en la estructura soporte de los brazos, haciendo de punto de giro del brazo; y el otro eje va instalado en el frente del brazo soportando a los discos pinchadores (4 discos), este último eje está sujeto por medio de unas bichas de liberación rápida para permitir retirar el eje por el frente del brazo. Los dos discos pinchadores centrales tienen un espesor de 19 mm y un diámetro de 152.4 mm, los dos extremos un espesor de 19 mm y un diámetro de 203.2 mm; en los discos se encuentran dispuestos unos clavos de acero inoxidable de 25.4 mm de longitud que se enroscan en su periferia. El diagrama del brazo pinchador quedaría de la siguiente forma fig (3-14):

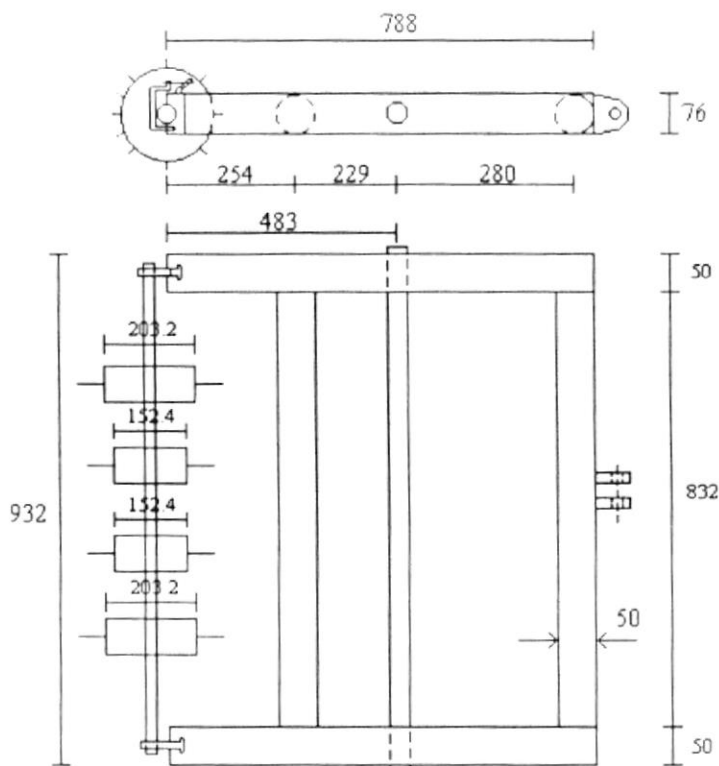


Fig. 3-14 Brazo pinchador

3.5.3 Brazo sujetador

Este brazo está formado por elementos estructurales de sección rectangular y de sección circular. Los elementos de sección rectangular van a lo largo del brazo con una longitud de 1118 mm y los elementos de sección circular que determinan el ancho del brazo es decir de 832 mm van en los extremos del brazo; en el elemento posterior se dispone de dos orejas en las cuales se va ha conectar el pistón neumático por medio de un pasador. Así como el brazo pinchador, éste también cuenta con un eje de

25.4 mm de diámetro que hace de punto de giro soportado en las chumaceras del mismo tipo de las del brazo pinchador; además cuenta con dos ejes de sección hexagonal que tienen instalados un rodillo que realizan la función de aumentar la fricción entre la llanta y el tambor, para que la llanta no deslice en el momento del pinchado. La forma y las dimensiones de este brazo quedarían de la siguiente forma fig (3-15):

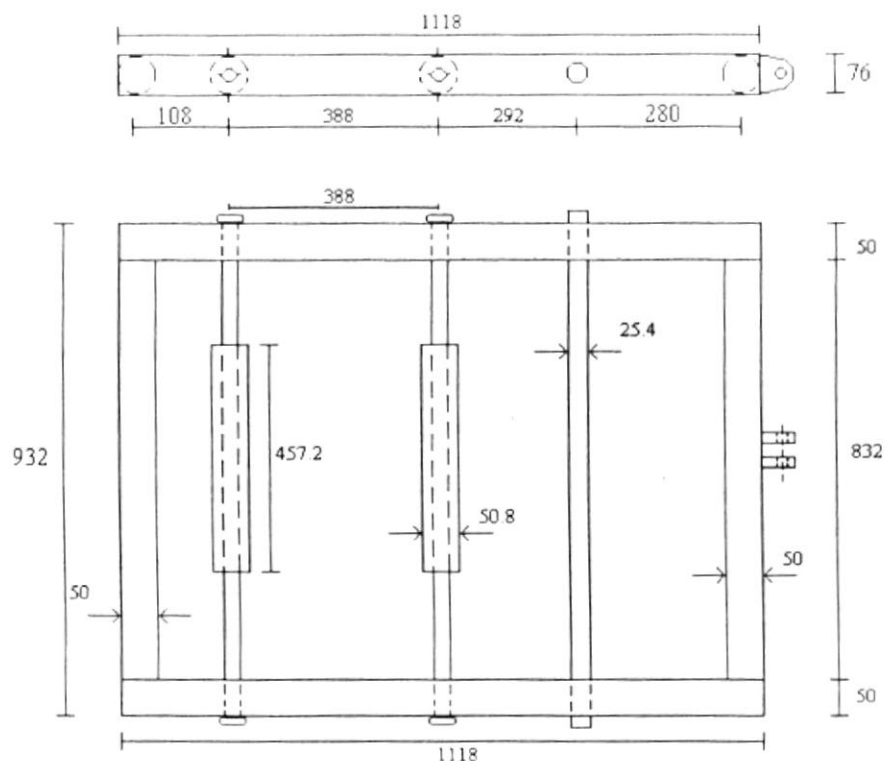


Fig. 3-15 Brazo sujetador

3.5.4 Estructura soporte de los brazos.

Esta estructura se encuentra formada por elementos estructurales de sección rectangular y cuadrada; los elementos rectangulares hacen de marcos laterales de iguales dimensiones y formas, y los elementos de sección cuadrada hacen de las funciones de vigas horizontales debidamente dispuestas a diferentes niveles de altura para recibir los eslabones de apoyo de los pistones de los brazos. En los elementos de sección rectangular que hacen las veces de columnas de la estructura se encuentran dispuesta dos chumaceras de pared por lado,

las cuales reciben a los ejes pivotes de los brazos. Las dimensiones de esta estructura se bosquejan a continuación fig (3-16).

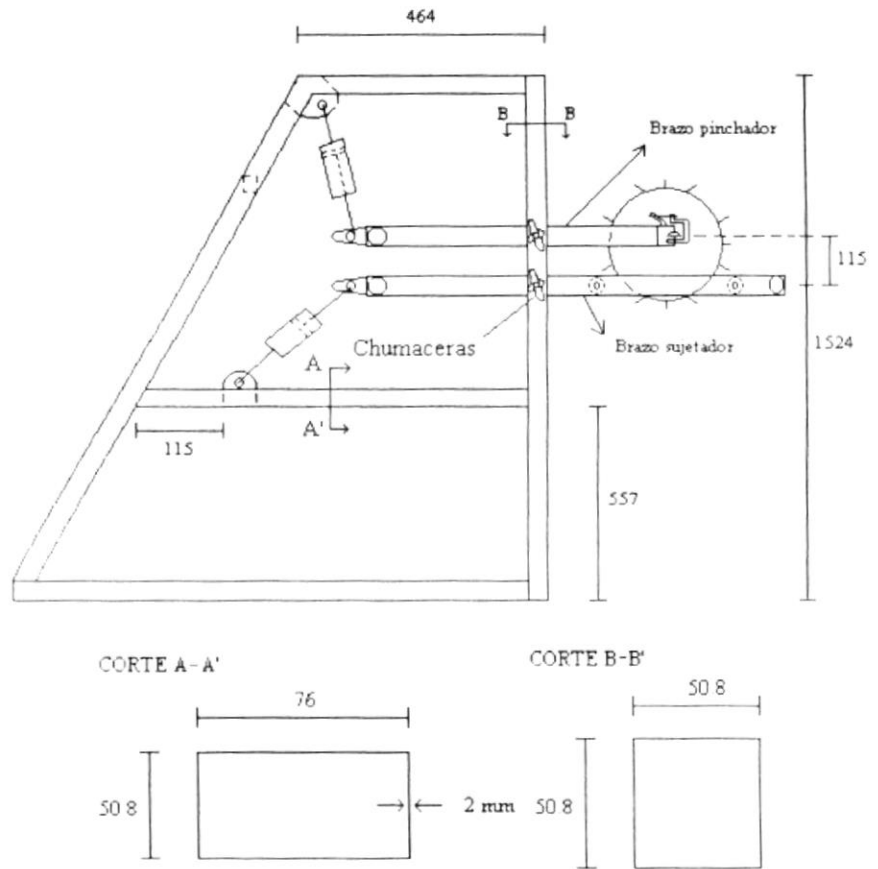


Fig 3-16 Estructura soporte de brazos

La máquina pinchadora será debidamente anclada al piso de hormigón por medio de pernos hilty de 12.7 mm de diámetro por 101.6 mm de longitud.

CAPITULO 4

ANALISIS DE COSTOS

En este capítulo se realizará un análisis económico para determinar los costos tanto de construcción de la maquina, así como el costo de operación de la misma.

4.1 Costos de los componentes de la máquina

En esta sección se detallaran los costos de construcción de la maquina, basadas en el precio que tienen los diferentes componentes de la misma.

Costos del sistema motriz.- En este sistema se tienen los siguientes costos:

<i>MATERIALES Y/O EQUIPOS</i>	<i>COSTO (SUCRES)</i>
- Moto-reductor de 0.5 Hp	S/. 4'670.000
- Polea de D = 3.25 in de 3 canales tipo A	S/. 170.000
- Polea de D = 12.5 in de 3 canales tipo A	S/. 600.000

- 3 bandas de transmisión A 68 S/. 55.000

Eje motriz:

- Eje de acero inoxidable de 90 por 1700 mm S/. 560.000
- Torneado y fresado S/. 400.000
- 2 rodamientos S/. 200.000

Biblioteca Central

Templador de banda:

- Placa giratoria S/. 170.000
- 2 chumaceras de pie de $\frac{3}{4}$ in S/. 260.000

Costos del sistema electroneumático .- los costos de este sistema se desglosan en 2 grupos; los elementos neumáticos y elementos eléctricos.

Elementos neumáticos:

<i>MATERIALES Y/O EQUIPOS</i>	<i>COSTO (SUCRES)</i>
- 2 reguladores de presión de 160 psi.	S/. 272.000
- 1 bloque neumático	S/. 2'200.000
- 2 válvulas de doble acción	S/. 1'052.000
- 1 válvula master	S/. 184.000
- 4 reguladores de flujo	S/. 440.000
- 2 pistones de 3.5 x 2 in de diámetro	S/. 3'162.000

- 1 pistón de 4.5 x 3.25 in de diámetro	S/. 1'991.000
- Nephlos, accesorios y mangueras	S/. 500.000

Elementos eléctricos:

<i>MATERIALES Y/O EQUIPOS</i>	<i>COSTO (SUCRES)</i>
- 5 final carrera	S/. 930.000
- 1 Caja de distribución de cables	S/. 100.000
- Accesorios y cableados	S/. 100.000

En el panel de control tenemos:

- Transformador de 440 a 110 Volt.	S/. 1'000.000
- Breaker principal de 440	S/. 800.000
- Protector térmico	S/. 328.000
- Un contactor tripolar	S/. 328.000
- Porta-fusibles para el circuito de mando	S/. 50.000
- Regleta de relays	S/. 225.000
- Borneras	S/. 20.000
- Canaletas	S/. 66.000
- Pulsadores de control	S/. 182.000

Costos estructurales de la máquina :

Entre los costos estructurales tenemos:

- Bancada	S/. 10'000.000
- Costos del sistema de montaje	S/. 4'000.000
- Brazo pinchador	S/. 2'500.000
- Brazo sujetador	S/. 2'000.000
- Costo de la estructura soporte de brazos	S/. 3'500.000

COSTO TOTAL -----	S/. 42'833.000

4.2.- Costos energéticos que utiliza la máquina.

Para estimar estos costos consideraremos que el ciclo de la máquina tiene un tiempo de 2 min. Entre los costos de energía que demanda la máquina por turno de ocho horas tenemos:

Presión Neumática.

- A la empresa le cuesta 20 sucres por cada *psi* de presión neumática producido.
- La máquina tiene un consumo de 40000 *psi* por cada turno.

Es decir, el costo por consumo de presión neumática de la máquina será de:

$$C_N = 40000 \times 20 = S/. 800.000$$

Energía Eléctrica.

- La máquina tiene una demanda de 400 KWH por cada turno.
- La empresa paga por cada KWH consumido la cantidad de 300 sucres.

Es decir, el costo por consumo de energía eléctrica de la máquina sera de:

$$C_E = 300 \times 400 = S/. 120.000$$

Entonces el consumo total energético que demanda la máquina por cada turno de ocho horas será de:

$$C_T = C_E + C_N = 120.000 + 800.000$$

$$\rightarrow C_T = S/. 920.000$$

CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

Conclusiones.

1. Se diseñó una máquina que realiza la función de pinchado, por lo que se provocan huecos en la superficie de las llantas verdes, con la finalidad de que todo el aire que se encuentre atrapado en la llanta, salga al exterior en la etapa de Vulcanización.
2. Según el estudio realizado en las máquinas constructoras de llantas verdes, se ha determinado que la máquina podrá pinchar unas 30 llantas por hora, es decir unas 180 llantas por turno de ocho horas.
3. Cuando esta máquina entre a funcionar, la empresa reducirá sus costos de producción, ya que eliminará una situación de cuello de botella presente en la producción, pues la persona que realiza el pinchado manual se abastece para atender solamente el 30 % de la producción y en muchos casos el pinchado no se realiza. La máquina permitirá mejorar el rendimiento del proceso de producción, ya que atendería aproximadamente al 80 % de la producción; es decir, que si la empresa decide instalar dos máquinas

de este tipo, se podría procesar toda la producción y quedándoles un margen a favor para las épocas de alta demanda.

4. El pinchado en la máquina se realizaría uniformemente y en los lugares reconocidos como de mayor concentración de aire, por lo que los orificios trabajarían con una mayor eficiencia. Obteniéndose así, llantas sin aire atrapado en el material y reduciendo el número de rechazo de las mismas.

Recomendaciones.

1. Se recomienda al personal que vaya a realizar la construcción de la máquina, tomar las precauciones necesarias para que el centro de la llanta coincida exactamente con el centro del tambor para de esta manera asegurar un montaje y desmontaje sin problemas; además se debe realizar un correcto anclaje de la máquina para que en el momento que los brazos hagan la presión sobre la llanta, la bancada no tienda a levantarse.
2. Cuando se construya la máquina es recomendable observar la ubicación exacta de la llanta sobre el tambor, para determinar el recorrido del transportador y proceder a la instalación de un pistón

para realizarlo: con la finalidad de obtener una máquina totalmente automática.

3. Los criterios de automatización neumática utilizados en esta tesis ofrecen una gama de opciones para realizar diseños de máquinas automáticas; es por esto, que recomiendo a los futuros ingenieros que vayan a realizar temas afines, utilicen estos criterios para resolver sus problemas en los circuitos automáticos.

TABLAS TECNICAS

TABLA A-1

FACTORES DE SERVICIO SUGERIDOS K_S PARA TRANSMISIONES DE BANDAS EN V

CARACTERISTICAS DEL IMPULSO	FUENTE DE POTENCIA MOTRIZ	
	CARACTERÍSTICA	
	DE MOMENTO TORSIONAL NORMAL	MOMENTO TORSIONAL ALTO O NO UNIFORME
Uniforme	1.0 a 1.2	1.1 a 1.3
Choque Ligero	1.1 a 1.3	1.2 a 1.4
Choque Mediano	1.2 a 1.4	1.4 a 1.6
Choque Fuerte	1.3 a 1.5	1.5 a 1.8

Fuente: Diseño en Ingeniería Mecánica

Autor : JOSEPH EDWARD SHIGLEY - CHARLES R. MISCHKE

Edición Quinta - Pag. 764

TABLA A-2

SECCION DE BANDAS TRAPECIALES (O EN V) ESTÁNDARES

SECCIÓN	ANCHO a, in	ESPESOR b, in	MINIMO DIÁMETRO DE POLEA, in	POTENCIAS PARA UNA O MAS BANDAS, hp
A	1/2	11 / 32	3.0	.1/4 - 10
B	21/32	7 / 16	5.4	.1-25
C	7 / 8	17 / 32	9.0	15-100
D	1 1/4	3 / 4	13.0	50-250
E	1 1/2	1	21.6	100 o mayor

Fuente: Diseño en Ingeniería Mecánica

Autor : JOSEPH EDWARD SHIGLEY - CHARLES R. MISCHKE

Edición Quinta - Pag. 760

TABLA A-3

CIRCUNFERENCIAS INTERNAS DE BANDAS EN V ESTÁNDARES

SECCION	CIRCUNFERENCIA, in
A	26, 31, 33, 35, 38, 42, 46, 48, 51, 53, 55, 57, 60, 62, 64, 66, 68, 71, 75, 78, 80, 85, 90, 96, 105, 112, 120, 128
B	35, 38, 42, 46, 48, 51, 53, 55, 57, 60, 62, 64, 65, 66, 68, 71, 75, 78, 79, 81, 83, 85, 90, 93, 97, 100, 103, 105, 112, 120, 128, 131, 136, 144, 158, 173, 180, 195, 210, 240, 270, 300
C	51, 60, 68, 75, 81, 85, 90, 96, 105, 112, 120, 128, 136, 144, 158, 162, 173, 180, 195, 210, 240, 270, 300, 330, 360, 390, 420
D	120, 128, 144, 158, 162, 173, 180, 195, 210, 240, 270, 300, 330, 360, 390, 420, 480, 540, 600, 660
E	180, 195, 210, 240, 270, 300, 330, 360, 390, 420, 480, 540, 600, 660

CONVERSION DE LONGITUD DE BANDA

Seccion de Banda	A	B	C	D	E
Cantidad a sumar	1.3	1.8	2.9	3.3	4.5

TABLA A-4

CABALLAJES NOMINALES DE LAS BANDAS EN V

Sección de la Banda	R/min del árbol más rápido	Caballaje nominal por Banda para el diámetro de paso de la polea pequeña, pulg							Caballaje adicional por Banda, debido a la razón de velocidades				
		2.60	3.00	3.40	3.80	4.20	4.60	5.00	1.02-1.04	1.08-1.10	1.15-1.20	1.28-1.39	Mas de 1.65
A	200	0.20	0.27	0.33	0.40	0.46	0.52	0.59	0.00	0.01	0.01	0.02	0.03
	800	0.59	0.82	1.04	1.27	1.49	1.70	1.92	0.01	0.04	0.06	0.08	0.11
	1400	0.87	1.25	1.61	1.97	2.32	2.67	3.01	0.02	0.06	0.10	0.15	0.19
	2000	1.09	1.59	2.08	2.56	3.02	3.47	3.91	0.03	0.09	0.15	0.21	0.27
	2600	1.25	1.87	2.47	3.04	3.59	4.12	4.61	0.04	0.12	0.19	0.27	0.35
	3200	1.37	2.08	2.76	3.41	4.01	4.57	5.09	0.05	0.14	0.24	0.33	0.43
	3800	1.43	2.23	2.97	3.65	4.27	4.83	5.32	0.06	0.17	0.28	0.40	0.51
	4400	1.44	2.29	3.07	3.76	4.36	4.86*	5.26*	0.07	0.20	0.33	0.46	0.59
	5000	1.39	2.28	3.05	3.71	4.24*	4.48*	4.64*	0.07	0.22	0.37	0.52	0.65
	5600	1.29	2.17	2.92	3.50*				0.08	0.25	0.42	0.58	0.75
	6200	1.11	1.98	2.65*					0.09	0.28	0.46	0.64	0.83
	6800	0.87	1.68*	2.24*					0.10	0.30	0.51	0.71	0.91
	7400	0.56	1.28*						0.11	0.33	0.55	0.77	0.99
	7800	0.31*							0.12	0.35	0.58	0.81	1.04



Biblioteca Central

TABLA A-5

FACTOR DE CORRECCIÓN DE LONGITUD DE BANDA K2*

FACTOR DE LONGITUD	LONGITUD DE BANDA NOMINAL				
	BANDAS A	BANDAS B	BANDAS C	BANDAS D	BANDAS E
0.85	Hasta 35	Hasta 46	Hasta 75	Hasta 128	
0.90	38 - 46	48 - 60	81 - 96	144 - 162	Hasta 195
0.95	48 - 55	62 - 75	105 - 120	173 - 210	210 - 240
1.00	60 - 75	78 - 97	128 - 158	240	270 - 300
1.05	78 - 90	105 - 120	162 - 195	270 - 330	330 - 390
1.10	96 - 112	128 - 144	210 - 240	360 - 420	420 - 480
1.15	120 o más	158 - 180	270 - 300	480	540 - 600
1.20		195 o más	330 o más	540 o más	660

Fuente: Diseño en Ingeniería Mecánica

Autor: JOSEPH EDWARD SHIGLEY - CHARLES R. MISCHKE

Edición Quinta - Pag. 764

TABLA A-6

RESULTADOS DE PRUEBAS A LA TENSION DE ALGUNOS METALES

NUMERO	MATERIAL	CONDICION	RESISTENCIA				EXP.RESIST. A DEFORM., m	DEFORM.A LA FRACTA., Ef
			DE FLUENCIA Sy, Mpa (kpsi)	ULTIMA Su, Mpa (kpsi)	DE FRACTURA of, Mpa (kpsi)	COEFICIENTE DE, O o, Mpa (kpsi)		
1018	Acero	Recocido	220 (32.0)	341 (49.5)	628 (91.1)	620 (90.0)	0.25	1.05
1144	Acero	Recocido	358 (52.0)	646 (93.7)	898 (130)	992 (144)	0.14	0.49
1212	Acero	HR	193 (28.0)	424 (61.5)	729 (106)	758 (110)	0.24	0.85
1045	Acero	Q&T 600° F	1520 (220)	1580 (230)	2380 (345)	1880 (2739)	0.041	0.81
4142	Acero	Q&T 600° F	1720 (250)	1930 (210)	2430 (340)	1760 (2559)	0.048	0.43
303	Acero inoxidable	Recocido	241 (35.0)	601(87.3)	1520 (221)	1410 (205)	0.51	1.16
304	Acero inoxidable	Recocido	276 (35.0)	568 (82.4)	1600 (233)	1270 (185)	0.45	1.67
2011	Aleacion de Aluminio	T6	169 (24.5)	324 (47.0)	325 (47.2)	620 (90)	0.28	0.1
2024	Aleacion de Aluminio	T4	296 (43.0)	446 (64.8)	533 (77.3)	689 (100)	0.15	0.18
7075	Aleacion de Aluminio	T6	542 (78.6)	593 (86.0)	706 (102)	882 (128)	0.13	0.18

Fuente: Diseño en Ingeniería Mecánica

Autor : JOSEPH EDWARD SHIGLEY - CHARLES R. MISCHKE

Edición Quinta - Pag. 861

TABLA A-7

FACTORES DE ACABADO DE SUPERFICIES

ACABADO DE SUPERFICIE	FACTORA a		EXPONENTE b
	kpsi	Mpa	
Esmerillado (rectificado)	1.34	1.58	-0.085
Maquinado o estirado en frío	2.7	4.51	-0.265
Laminado en caliente	14.4	57.7	-0.718
Forjado	39.9	272	-0.995

Fuente: Diseño en Ingeniería Mecánica

Autor : JOSEPH EDWARD SHIGLEY - CHARLES R. MISCHKE

Edición Quinta - Pag. 318

TABLA A-8

GUIA PARA LA VIDA DE DISEÑO

APLICACIÓN	VIDA DE DISEÑO h, L10	APLICACIÓN	Vida de diseño h, L10
Equipo agrícola	3000-6000	Aparatos domésticos	1000-2000
Motores de Aviación	1000-3000	Motores eléctricos:	
Motores de reacción para aviación	1500-4000	Domésticos	1000-2000
Automotriz		Industriales	20000-30000
Autotús, coche	2000-5000	Elevador	8000-15000
Camiones	1500-2500	Ventiladores	
Sopladores	20000-30000	Industriales	8000-15000
Servicio Continuo, 8 h	20000-30000	Ventilacion de minas	40000-50000
Servicio Continuo, 24 h	40000-60000	Unidades de engranaje (servicio simple)	8000-15000
Servicio Continuo, 24 h (confiabilidad extrema)	100000-200000	Servicio intermitente	8000-15000
Compresores	40000-60000	Máquinas para papel	50000-60000
Transportadores	20000-40000	Bombas	40000-60000

Fuente: Manual del Ingeniero Mecánico de MARKS
Edición Novena - volumen #1 - pag. 8-147

TABLA A-9

FACTORES RADIAL Y DE EMPUJE

TIPO DE COJINETE	X1	Y1	X2	Y2
Una hilera de bolas	1.0	0.00	0.56	1.40
doble hilera de bolas	1.0	0.75	0.63	1.25
Rodillo cilíndrico	1.0	0.00	1.00	0.00
Rodillo esférico	1.0	2.50	0.67	3.70

Fuente: Manual del Ingeniero Mecánico de MARKS
Edición Novena - volumen #1 - pag. 8-148

TABLA A-10

RODAMIENTOS RIGIDOS DE BOLAS

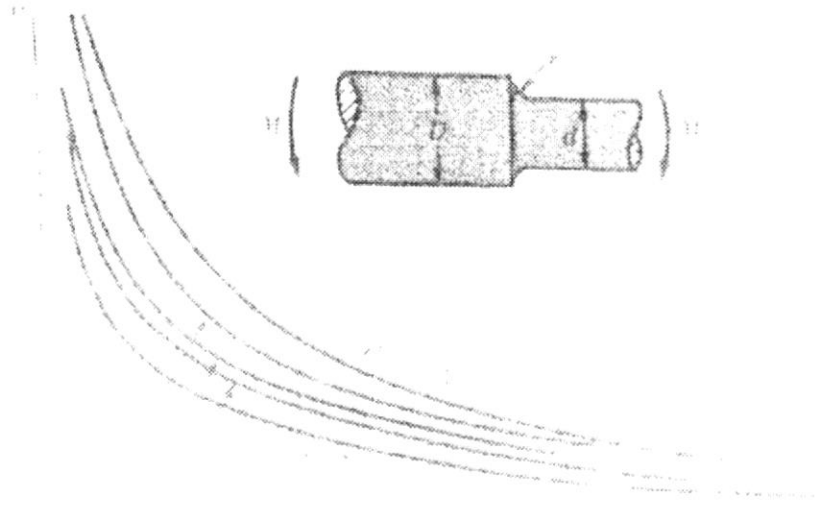
DIMENSIONES PRINCIPALES				CAPACIDAD BASICA DE CARGA		VELOCIDAD LIMITE			NUMERO DE RADAMIENTOS					
(mm)				N		r p m								
d	D	B	rs min	Dinámica Cr	Estática Cor	grasa Z,ZZ LB, LLB	aceite Z, LB	LU, LLU	abierto	ZZ	LLB	LLU	N	NR
40	62	12	0.6	14600	10200	11000	13000	6300	6908A	ZZ	LLB	LLU	N	NR
	68	9	0.3	12600	9650	10000	12000	-	16008	-	-	-	-	-
	68	15	1	16800	11500	10000	12000	6100	6008	ZZ	LLB	LLU	N	NR
	80	18	1.1	29100	17800	8700	10000	5600	6008	ZZ	LLB	LLU	N	NR
	90	23	1.5	40500	24000	7800	9200	5300	6308	ZZ	LLB	LLU	N	NR
	110	27	2	63500	36500	7000	8200	4700	6408	-	-	-	-	-
45	58	7	0.3	6400	5650	11000	12000	5900	6809A	ZZ	LLB	LLU	N	NR
	68	12	0.6	15100	11200	9800	12000	5600	6909A	ZZ	LLB	LLU	N	NR
	75	10	0.6	12900	10500	9200	11000	-	16009	-	-	-	-	-
	75	16	1	21000	15100	9200	11000	5400	6009	ZZ	LLB	LLU	N	NR
	85	19	1.1	32500	20400	7800	9200	5200	6209	ZZ	LLB	LLU	N	NR
	100	25	1.5	53000	32000	7000	8200	4700	6309	ZZ	LLB	LLU	N	NR
50	120	29	2	77000	45000	6300	7400	4300	6409	-	-	-	-	-
	65	7	0.3	6600	6100	9600	11000	5300	6810	ZZ	LLB	LLU	N	NR
	72	12	0.6	15600	12200	8900	11000	5100	6910B	ZZ	LLB	LLU	N	NR
	80	10	0.6	13200	11300	8400	9800	-	16010	-	-	-	-	-
	80	16	1	21800	16600	8400	9800	5000	6010	ZZ	LLB	LLU	N	NR
	90	20	1.1	35000	23200	7100	8300	4700	6210	ZZ	LLB	LLU	N	NR
55	110	27	2	62000	38500	6400	7500	4200	6310	ZZ	LLB	LLU	N	NR
	130	31	2.1	83000	49500	5700	6700	-	6410	-	-	-	-	-
	72	9	0.3	8800	8100	8700	10000	4800	6811	ZZ	LLB	LLU	N	NR
	80	13	1	16000	13300	8200	9600	4600	6911	ZZ	LLB	LLU	N	NR
	90	11	0.6	18600	15300	7700	9000	-	16011	-	-	-	-	-
	90	18	1.1	28300	21200	7700	9000	4500	6011	ZZ	LLB	LLU	N	NR
	100	21	1.5	43500	29200	6400	7600	4300	6211	ZZ	LLB	LLU	N	NR
	120	29	2	71500	45000	5800	6800	3900	6311	ZZ	LLB	LLU	N	NR
60	140	33	2.1	89000	54000	5200	6100	-	6411	-	-	-	-	-
	78	10	0.3	11500	10600	8000	9400	4400	6812	ZZ	LLB	LLU	N	NR
	85	13	1	16400	14300	7600	8900	4300	6912	ZZ	LLB	LLU	N	NR
	95	11	0.6	20000	17500	7000	8300	-	16012	-	-	-	-	-
	95	18	1.1	29500	23200	7000	8300	40100	6012	ZZ	LLB	LLU	N	NR
	110	22	1.5	52500	36000	6000	7000	3800	6212	ZZ	LLB	LLU	N	NR
	130	31	2.1	82000	52000	5400	6300	3600	6312	ZZ	LLB	LLU	N	NR
65	150	35	2.1	102000	64500	4800	5700	-	6412	-	-	-	-	-
	85	10	0.6	11600	11000	7400	8700	4100	6813	ZZ	LLB	LLU	N	NR

Fuente: Catálogo de rodamientos NTN

Autor: NTN Corporation

TABLA B-1

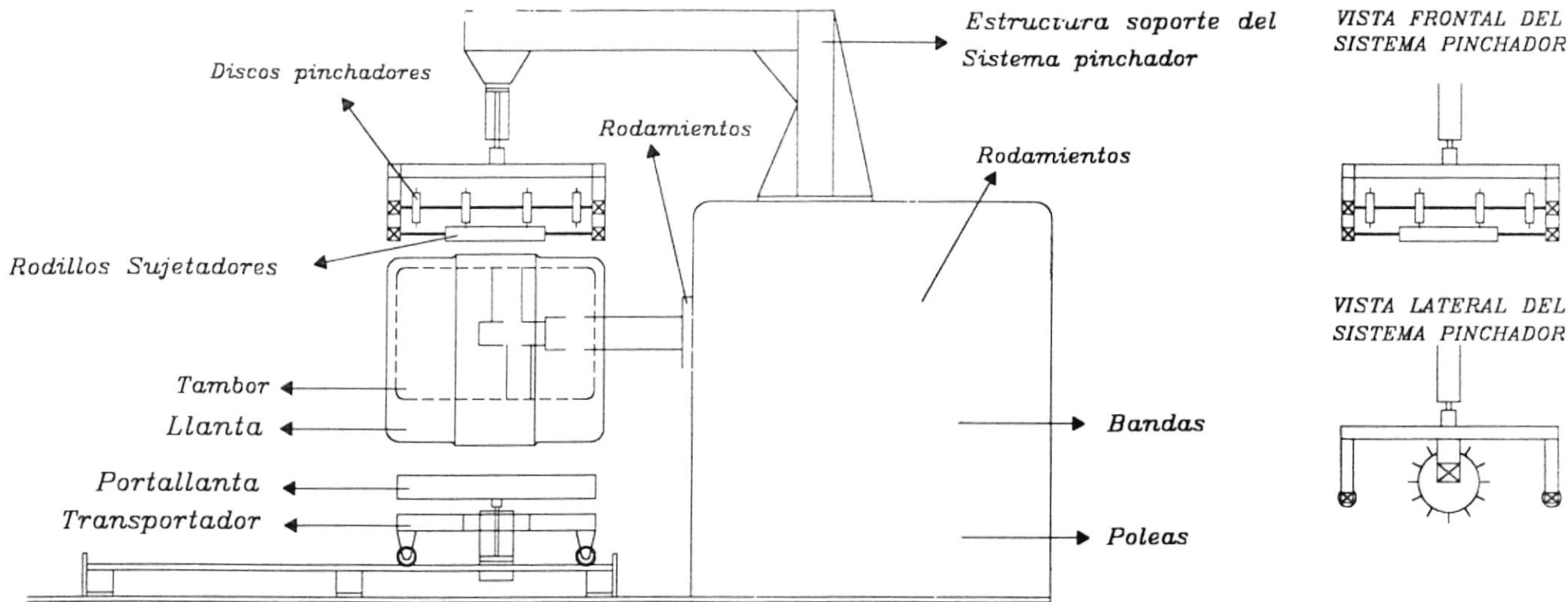
FACTORES DE CONCENTRACIÓN TEÓRICO K_t



Fuente: Diseño en Ingeniería Mecánica

Autor: JOSEPH EDWARD SHIGLEY – CHARLES R. MISCHKE

Edición Quinta – Pag 848



GUIL.	28/11/97	Nombres:
Dibujo		Arias
Proy.		Arias
Aprobo		Orcés

ESPOL
Guayaquil-Ecuador

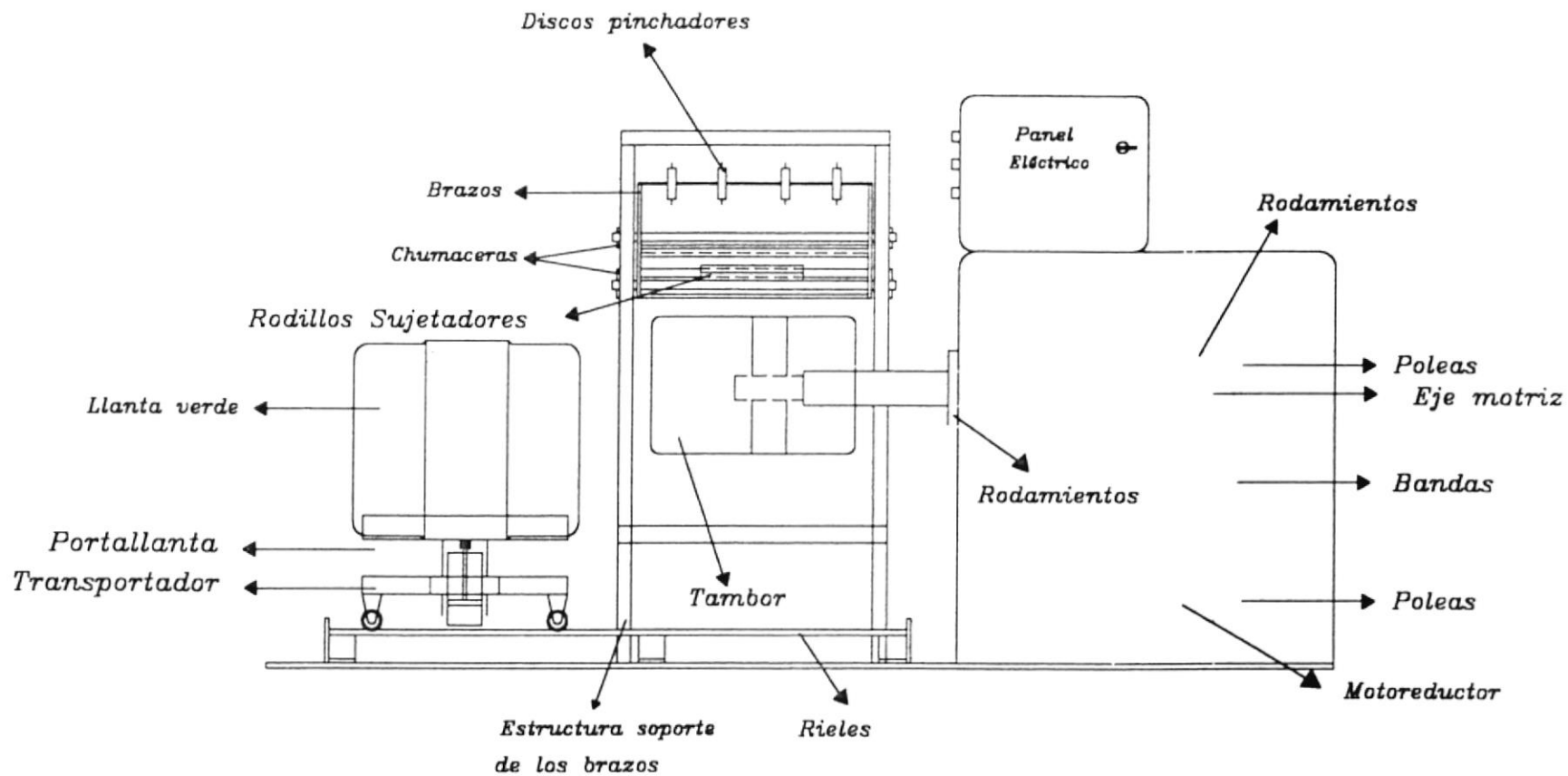
Tesis de Grado
Facultad de Ingeniería Mecánica

ESCALA

No. de Plano:



DISEÑO "A"



GUIL.	24/11/97	Nombres:
Dibujo		Arias
Proy.		Arias
Aprobo		Orcés

ESPOL
Guayaquil-Ecuador

Tesis de Grado
Facultad de Ingeniería Mecánica

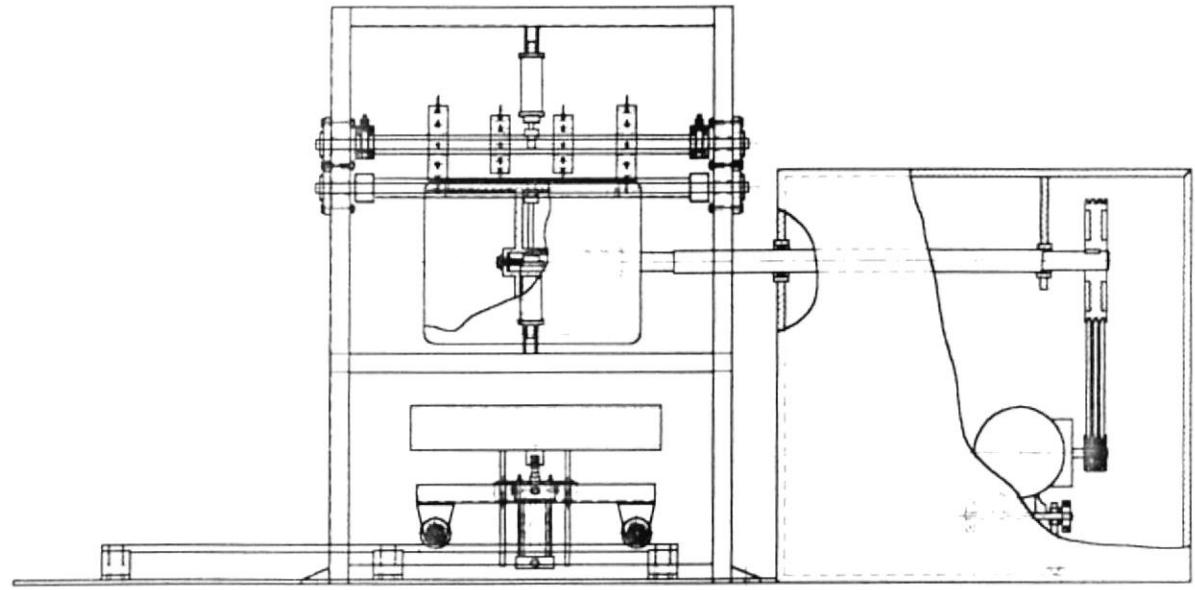
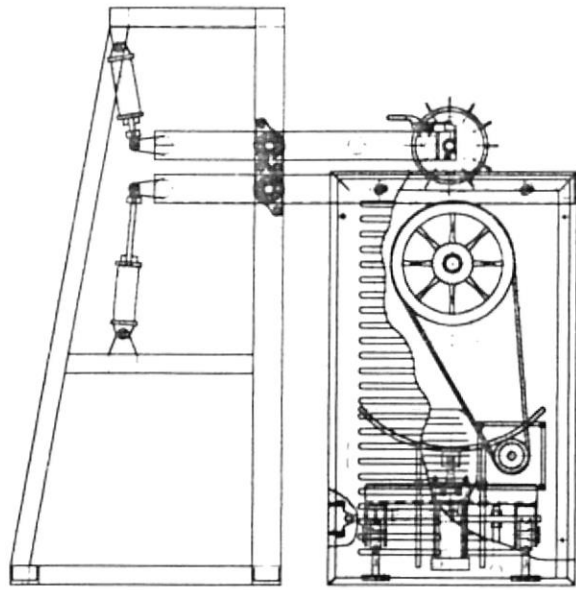
ESCALA



No. de Plano:



DISEÑO "B"

PLANOS
DE
CONSTRUCCIÓN



	Fecha:	Nombre:	ESPOL Guayaquil - Ecuador	Tesis de Grado Facultad de Ingeniería en Mecánica
Dibujo	30/01/98	F. Arias		
Proy.	30/01/98	F. Arias		
	Aprobó	30/01/98	E. Villacís	No. de Plano
ESCALA:	Máquina Pinchadora			0 / 0
1 : 20				
 				

21

9

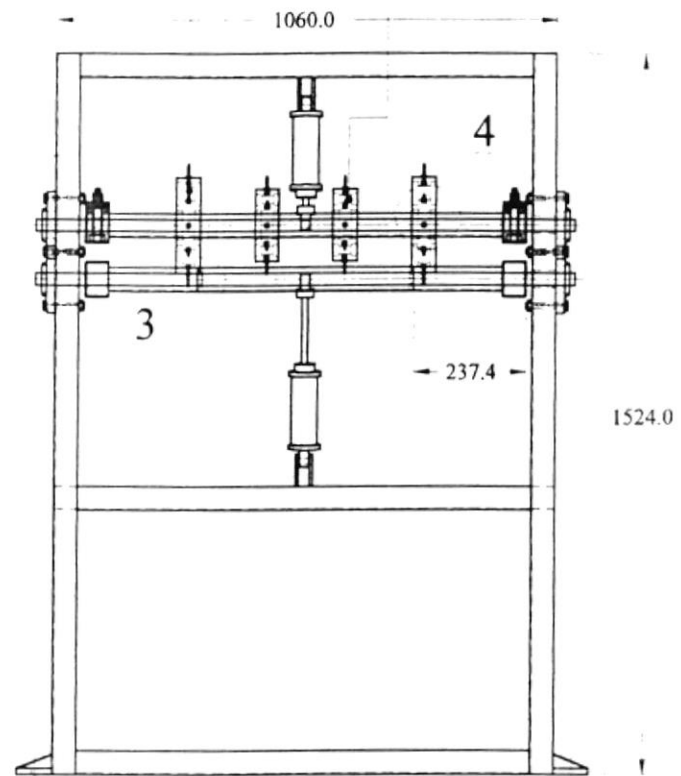
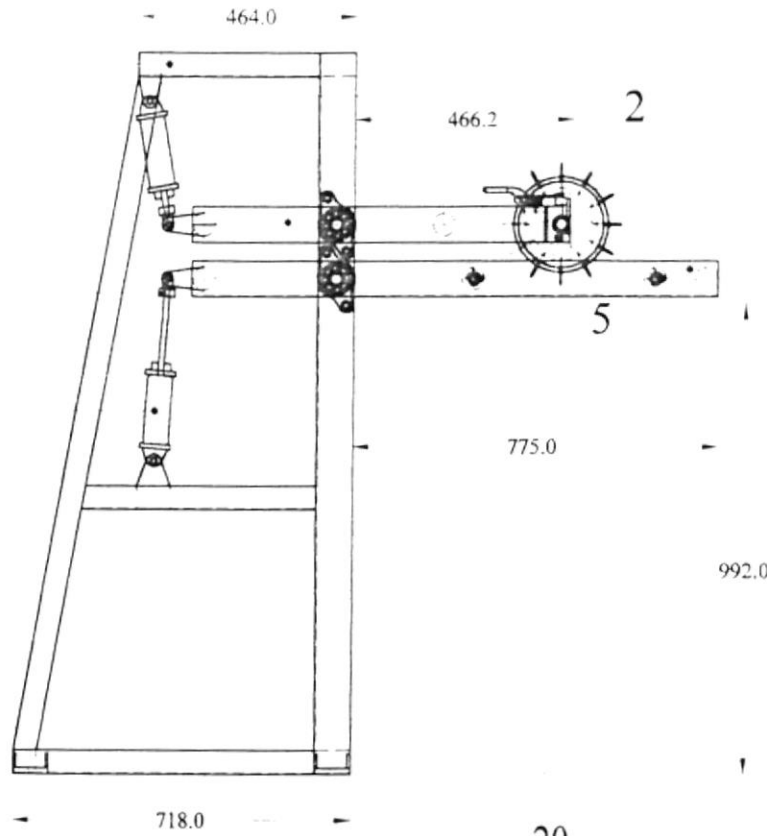
1

2

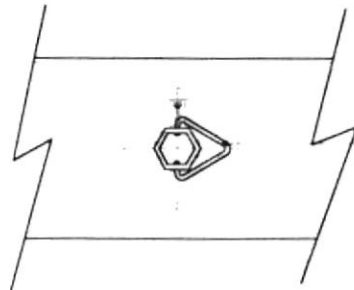
3

7

8



20

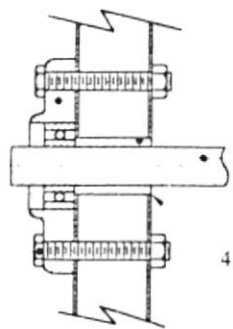


Detalle " 5 "

Escala 5 : 16

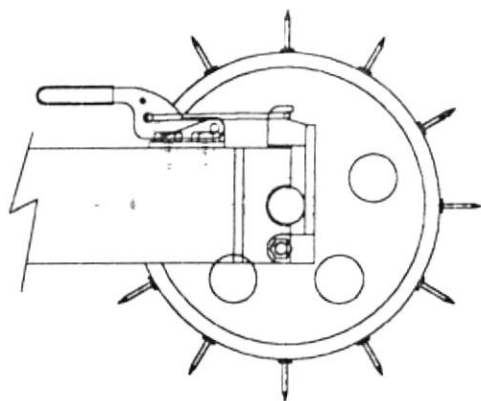
	Fecha:	Nombre:	ESPOL Guayaquil - Ecuador	Tesis de Grado Facultad de Ingeniería en Mecánica
Dibujo	30/01/98	F. Arias		
Proy.	30/01/98	F. Arias		
Aprobó	30/01/98	E. Villacís		
ESCALA:	Conjunto Pinchador			No. de Plano
1 : 16				1 / 0-1

14 13 5 4



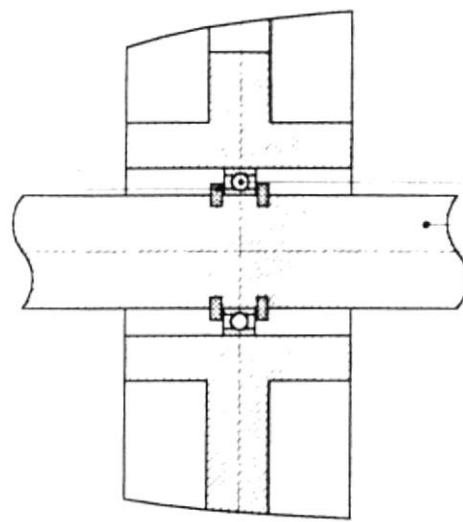
Detalle " 1 "

17 6



Detalle " 2 "

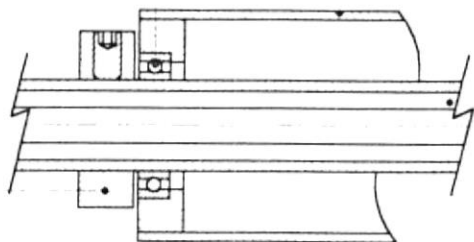
16 15 12



Detalle " 4 "

Escala 3 : 5

19 18 10 11




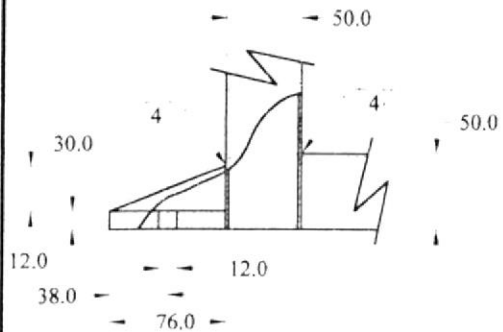
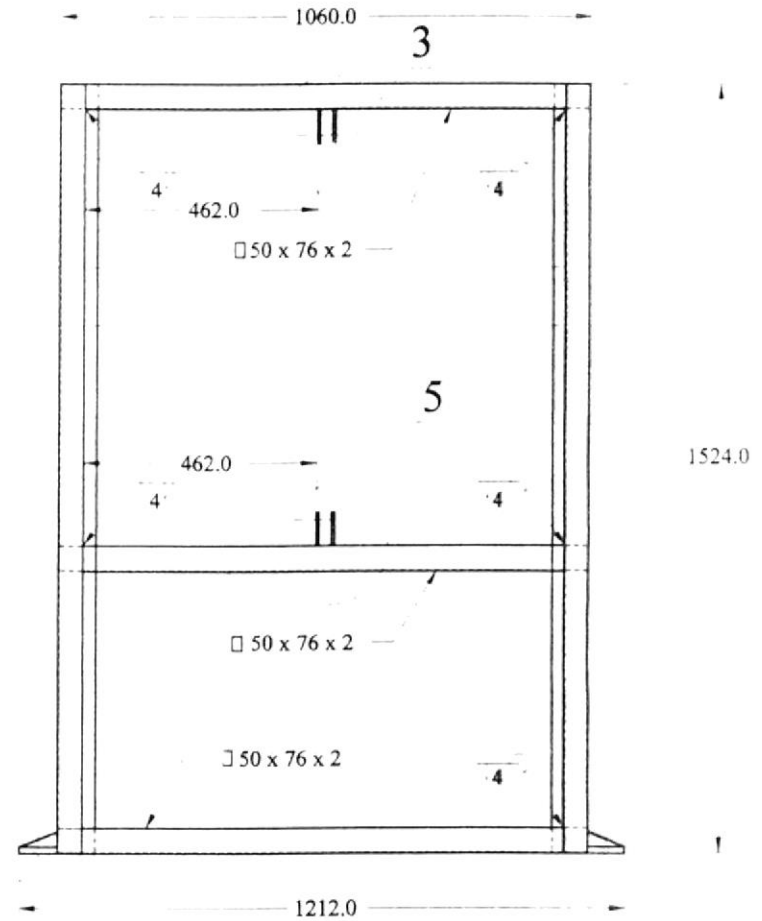
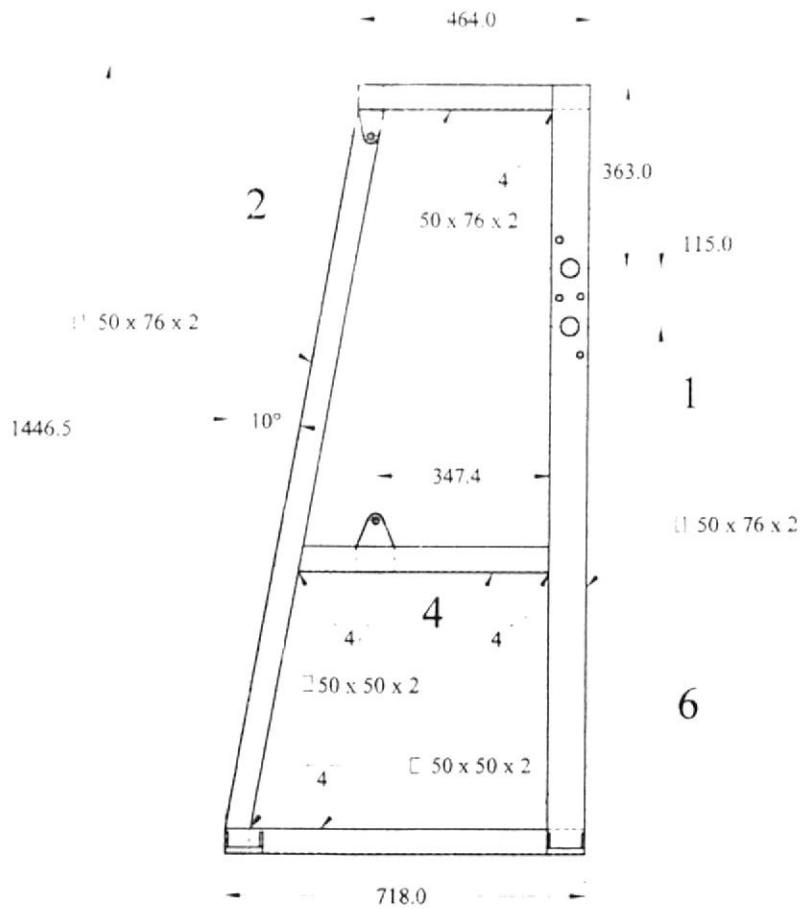
Detalle " 3 "

Escala 3 : 5

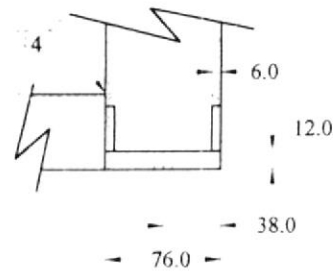
	Fecha:	Nombre:	ESPOL Guayaquil - Ecuador	Tesis de Grado Facultad de Ingeniería en Mecánica
Dibujo	30/01/98	F. Arias		
Proy.	30/01/98	F. Arias		
Aprobó	30/01/98	E. Villacís		
ESCALA:	Conjunto Pinchador			No. de Plano
1 : 5				1 / 0-2

21	Conjunto Pistón	2		SR 2270-5
20	Bincha de Sujeción Rodillo	4	Acero Galvanizado	
19	Collarin de Ajuste	4	Acero A36	ø20
18	Rodamiento de Rodillo	4		NTN 60/22
17	Conj. Bincha de Enclavamiento	1	Acero A36	RUTLAND 2354-0323
16	Anillo de Sujeción Interior	8	Acero A36	ø25
15	Rodamiento Rueda Pinchadora	4		NTN 6805
14	Perno de Chumacera	8	Acero A36	M12 x 1.75 L80 R. Parcial
13	Chumacera de Eje Pivote	4		Pared ø25
12	Eje de Rueda Pinchadora	1	Acero de Trasmisión	ø25
11	Eje de Rodillo Sujetador	2	Acero Negro	ø20
10	Rodillo Sujetador	2	Acero Galvanizado	Espesor 4 mm.
9	Eslabón Conector	2	Acero A36	
8	Rueda Pinchadora Menor	2	Acero de Trasmisión	
7	Rueda Pinchadora Mayor	2	Acero de Trasmisión	
6	Elemento Pinchador	48	Acero Inoxidable	
5	Buje Guía	4	Acero A36	
4	Eje Pivote	2	Acero de Trasmisión	ø25
3	Brazo Sujetador	1	Acero A36	
2	Brazo Pinchador	1	Acero A36	
1	Estructura Principal	1	Acero A36	
POS.	DENOMINACIÓN	CANT.	MATERIAL	NOTAS

	Fecha:	Nombre:	ESPOL Guayaquil - Ecuador	Tesis de Grado Facultad de Ingeniería en Mecánica
Dibujo	30/01/98	F. Arias		
Proy.	30/01/98	F. Arias		
Aprobó	30/01/98	E. Villacís		
ESCALA:				No. de Plano
	Conjunto Pinchador			1 / 0-3

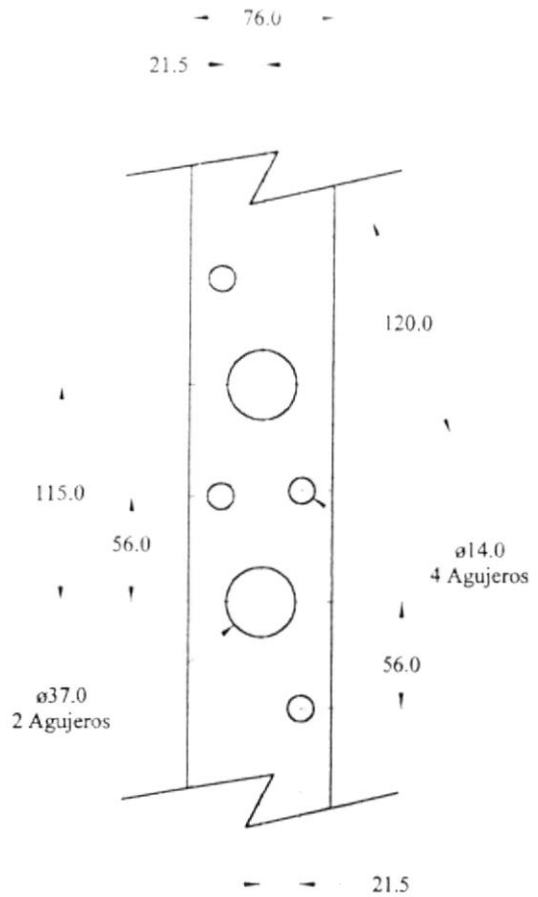


Detalle " 7 "
Escala 1 : 5

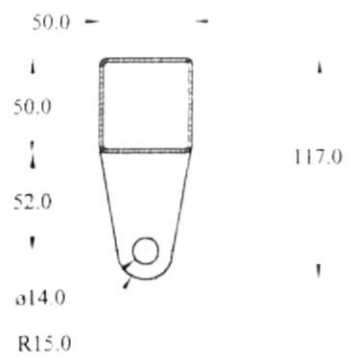


Detalle " 6 "
Escala 1 : 5

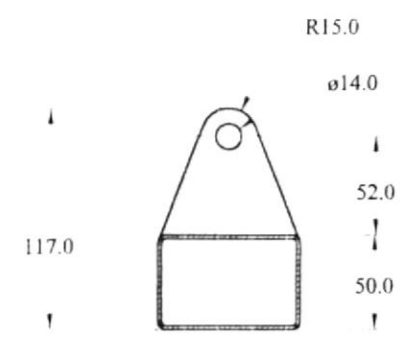
	Fecha:	Nombre:	ESPOL Guayaquil - Ecuador	Tesis de Grado Facultad de Ingeniería en Mecánica
Dibujo	30/01/98	F. Arias		
Proy.	30/01/98	F. Arias		
Aprobó	30/01/98	E. Villacís		
ESCALA:	CONJUNTO PINCHADOR			No. de Plano
1 : 15	Estructura Principal			1 / 1-1



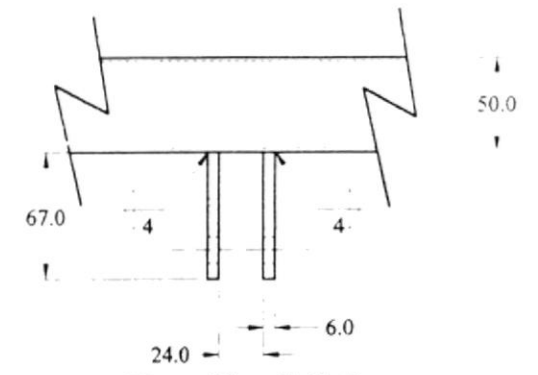
Detalle " 1 "



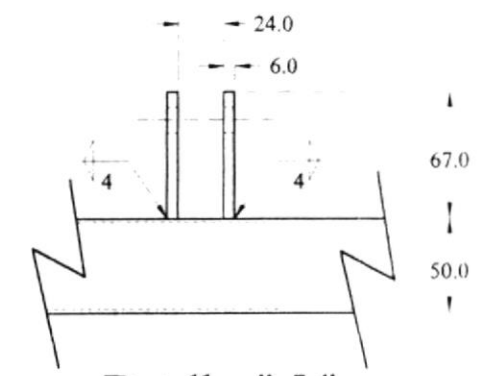
Detalle " 2 "



Detalle " 4 "



Detalle " 3 "

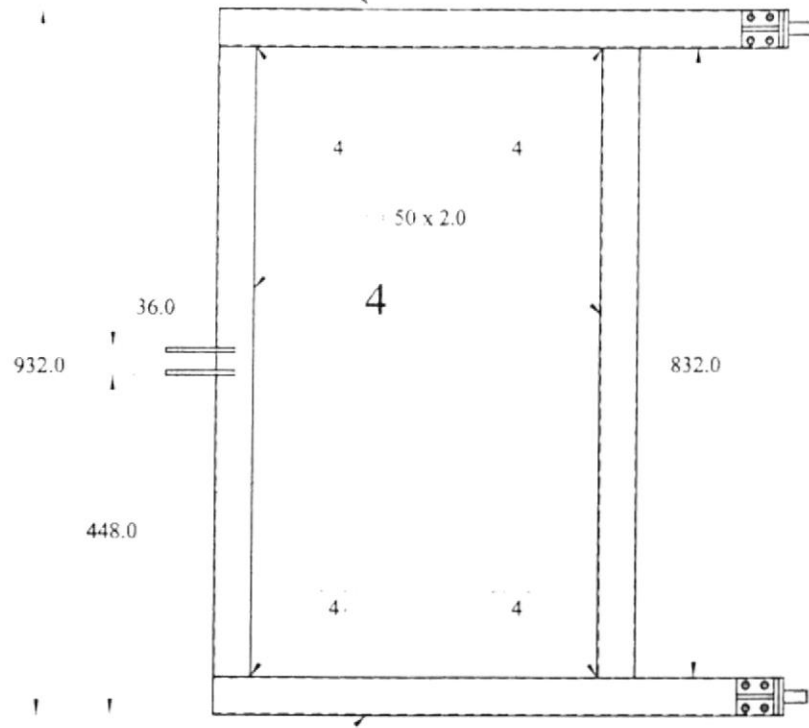


Detalle " 5 "

	Fecha:	Nombre:	ESPOL Guayaquil - Ecuador	Tesis de Grado Facultad de Ingeniería en Mecánica
Dibujo	30/01/98	F. Arias		
Proy.	30/01/98	F. Arias		
Aprobó	30/01/98	E. Villacís		
ESCALA:	CONJUNTO PINCHADOR			No. de Plano
1 : 4	Estructura Principal			1 / 1-2

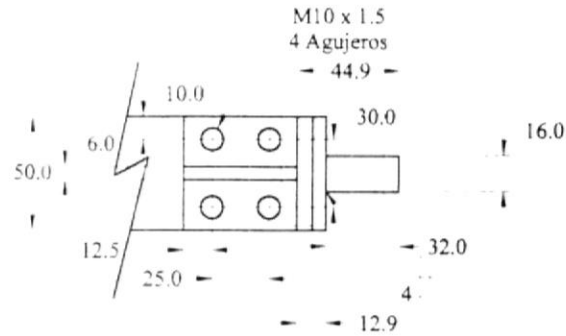
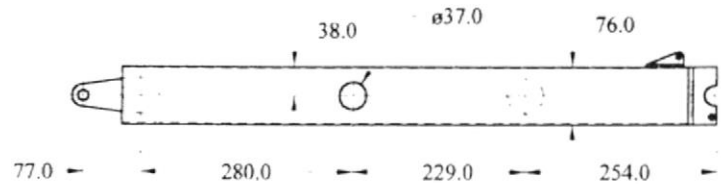
76.0 x 50.0 x 2.0

750.0



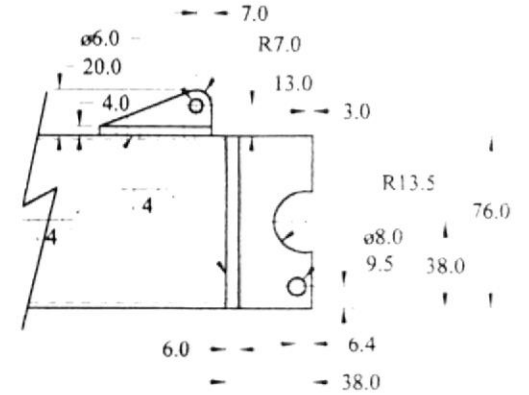
76.0 x 50.0 x 2.0

3



Detalle " 1 "

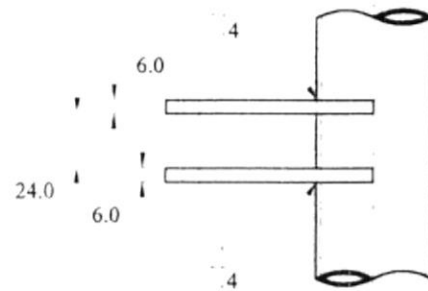
Escala 3 : 10



Detalle " 2 "

Escala 3 : 10

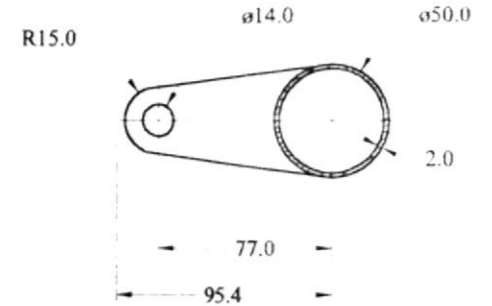
1



Detalle " 4 "

Escala 3 : 10

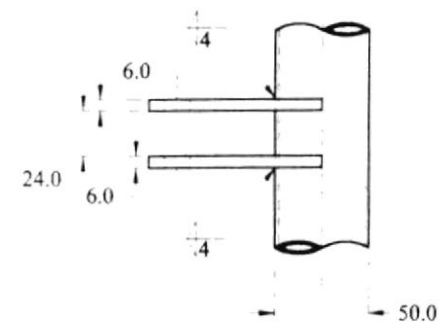
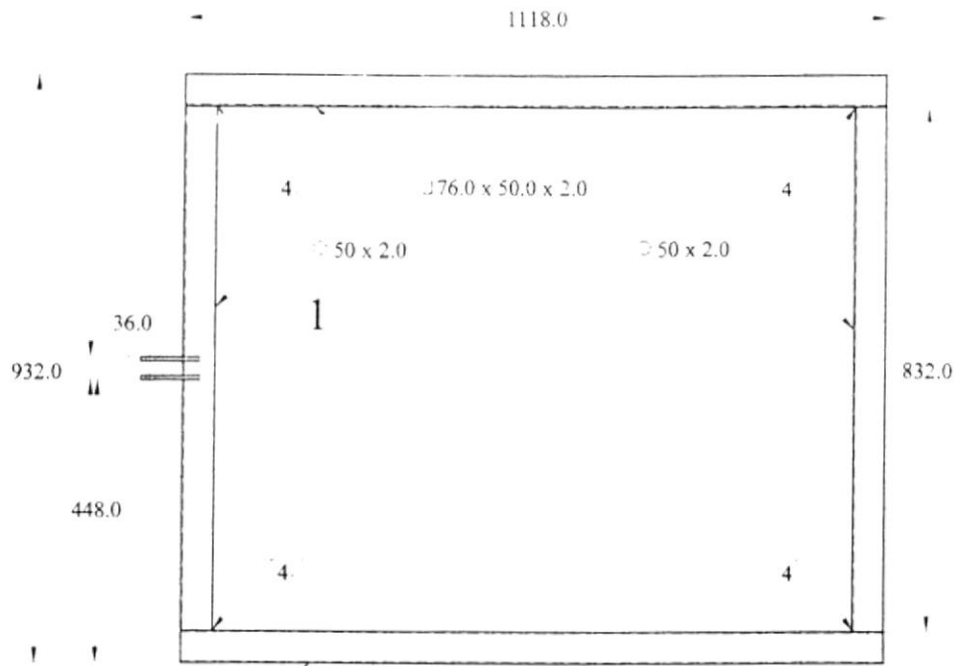
2



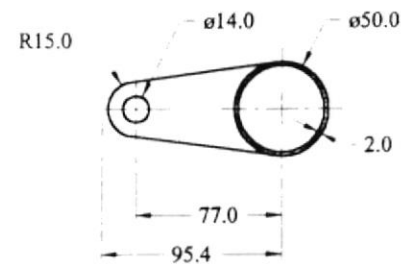
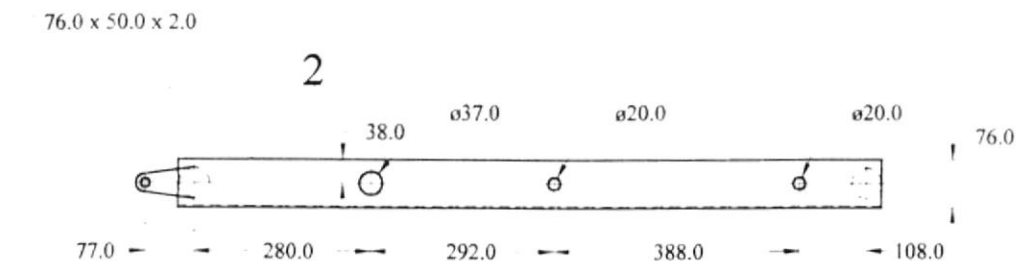
Detalle " 3 "

Escala 3 : 10


Fecha:	Nombre:	ESPOL Guayaquil - Ecuador	Tesis de Grado Facultad de Ingenieria en Mecánica
Dibujo:	30/01/98 F. Arias		
Proy.:	30/01/98 F. Arias		
Aprobó:	30/01/98 E. Villacís		
ESCALA:	CONJUNTO PINCHADOR Brazo Pinchador		No. de Plano
1 : 10			1 / 2

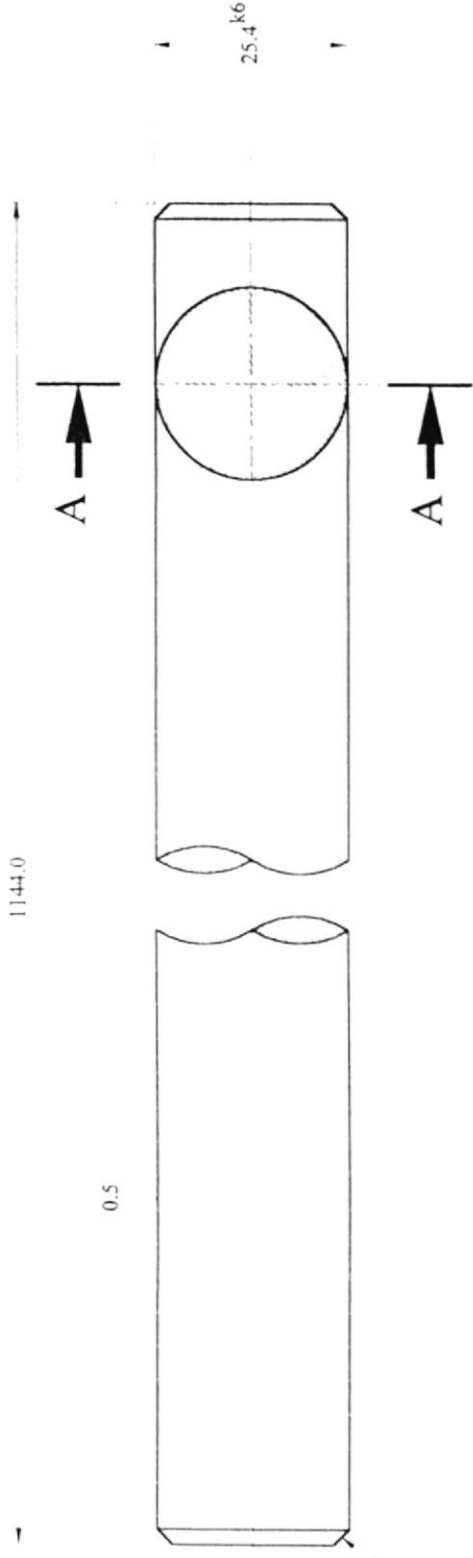


Detalle " 1 "
Escala 1 : 4



Detalle " 2 "
Escala 1 : 4

	Fecha:	Nombre:	ESPOL Guayaquil - Ecuador	Tesis de Grado Facultad de Ingeniería en Mecánica
Dibujo	30/01/98	F. Arias		
Proy.	30/01/98	F. Arias		
Aprobó	30/01/98	E. Villacis		
ESCALA:	CONJUNTO PINCHADOR Brazo Sujetador			No. de Plano
1 : 12				1 / 3
				

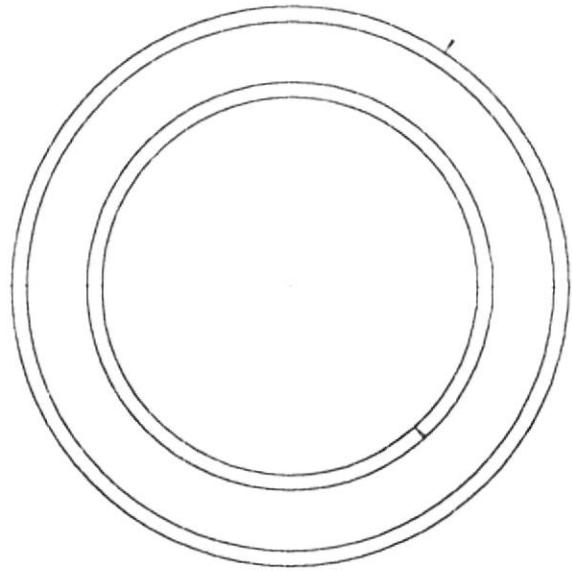


2 x 45°

Fecha:	Nombre:	ESPOL Guayaquil - Ecuador	Tesis de Grado Facultad de Ingeniería en Mecánica	
Dibujo	30/01/98			F. Arias
Proy.	30/01/98			F. Arias
Aprobó	30/01/98	E. Villacís	No. de Plano	
ESCALA: 1 : 1			1 / 4	
CONJUNTO PINCHADOR Eje Pivote				

A →

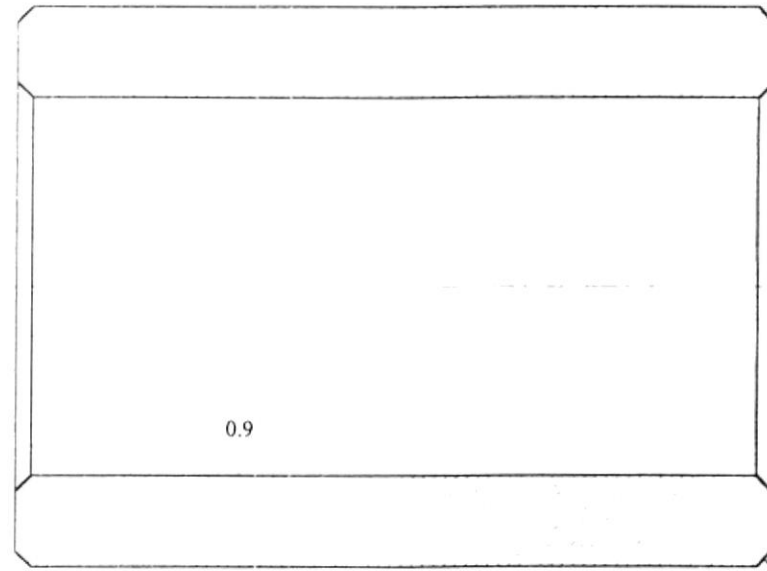
ø37.0



ø25.0

A →

50.0

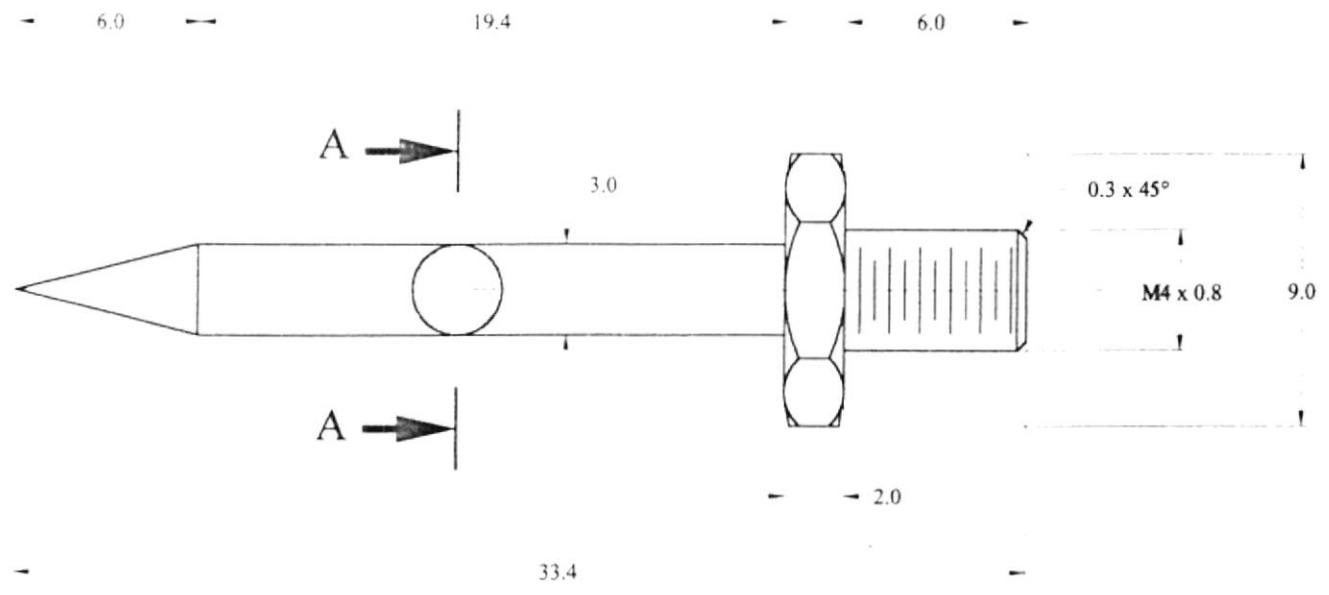




0.9

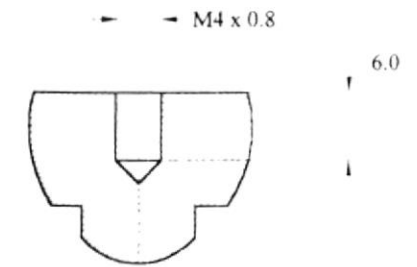
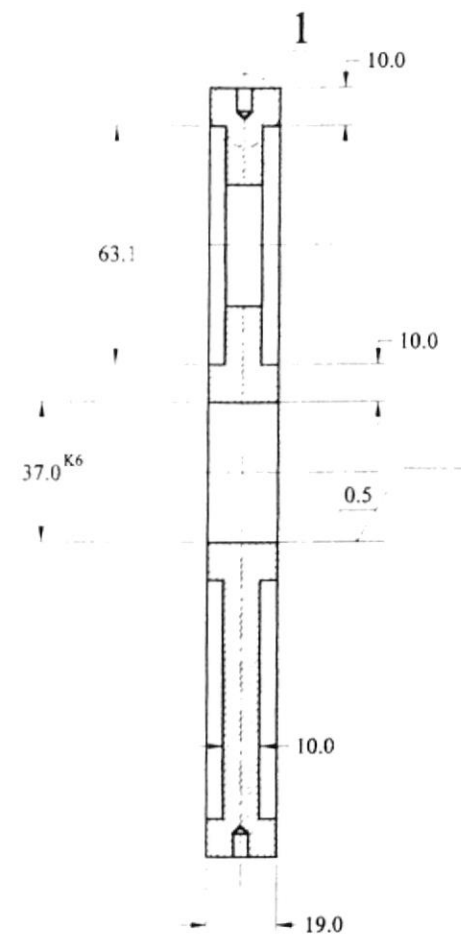
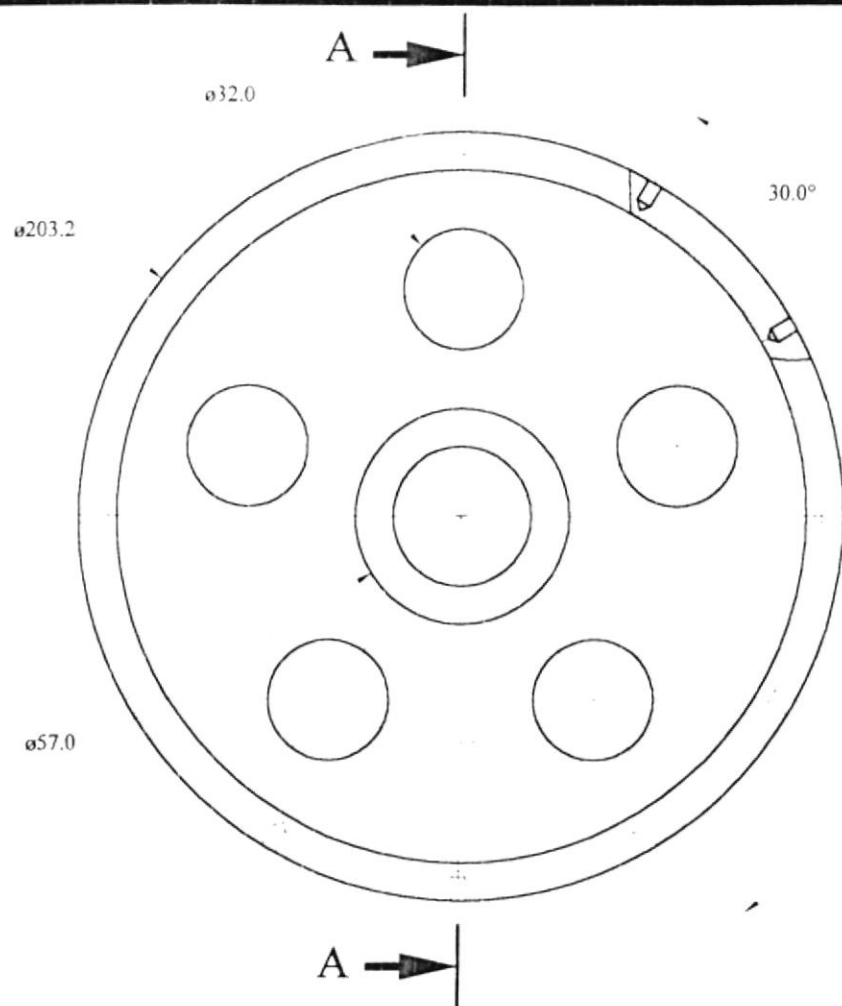
Corte " A - A "

1.0 x 45°

	Fecha:	Nombre:	ESPOL Guayaquil - Ecuador	Tesis de Grado Facultad de Ingeniería en Mecánica
Dibujo	30/01/98	F. Arias		
Proy.	30/01/98	F. Arias		
Aprobó	30/01/98	E. Villacís		
ESCALA:	CONJUNTO PINCHADOR Buje Guía			No. de Plano
2 : 1				1 / 5





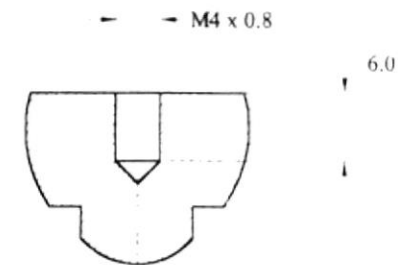
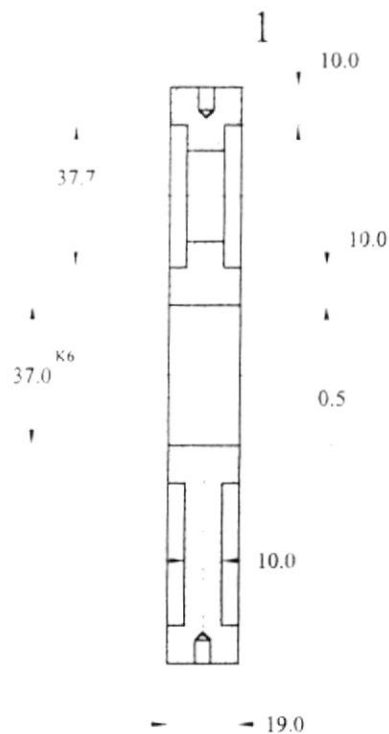
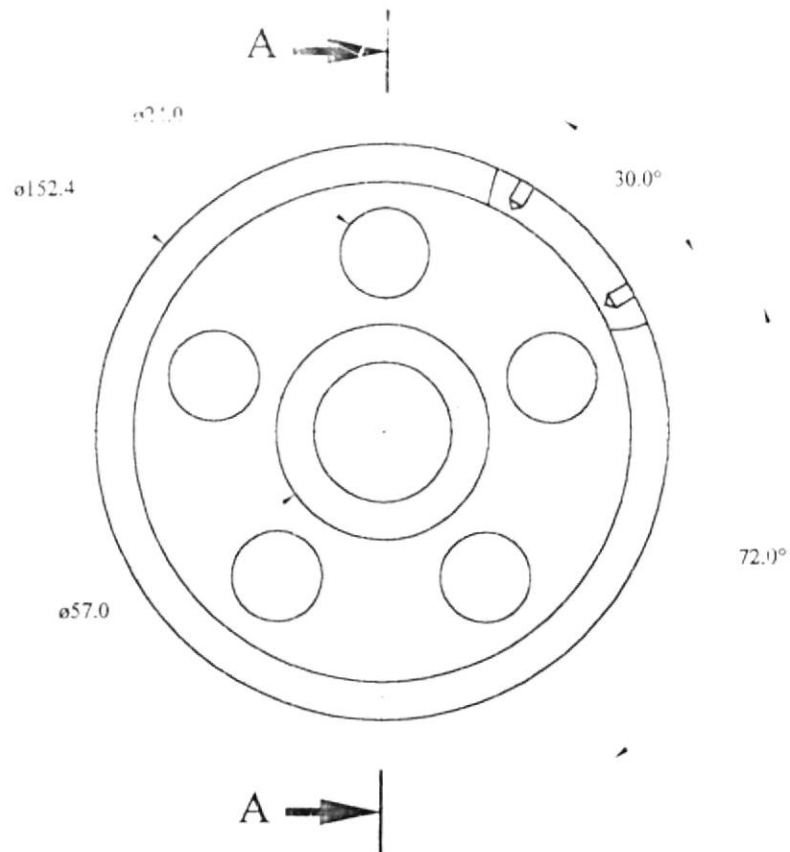
	Fecha:	Nombre:	ESPOL Guayaquil - Ecuador	Tesis de Grado Facultad de Ingeniería en Mecánica
Dibujo	30/01/98	F. Arias		
Proy.	30/01/98	F. Arias		
Aprobó	30/01/98	E. Villacís		
ESCALA:	CONJUNTO PINCHADOR Elemento Pinchador			No. de Plano
4 : 1				1 / 6
 				



Detalle " 1 "
Escala 3 : 2

Sección " A - A "



Fecha:	Nombre:	ESPOL Guayaquil - Ecuador	Tesis de Grado Facultad de Ingeniería en Mecánica
Dibujo: 30/01/98	F. Arias		
Proy.: 30/01/98	F. Arias		
Aprobó: 30/01/98	E. Villacís		
ESCALA:	CONJUNTO PINCHADOR Rueda Pinchadora Mayor		No. de Plano
1 : 2			1 / 7
 			

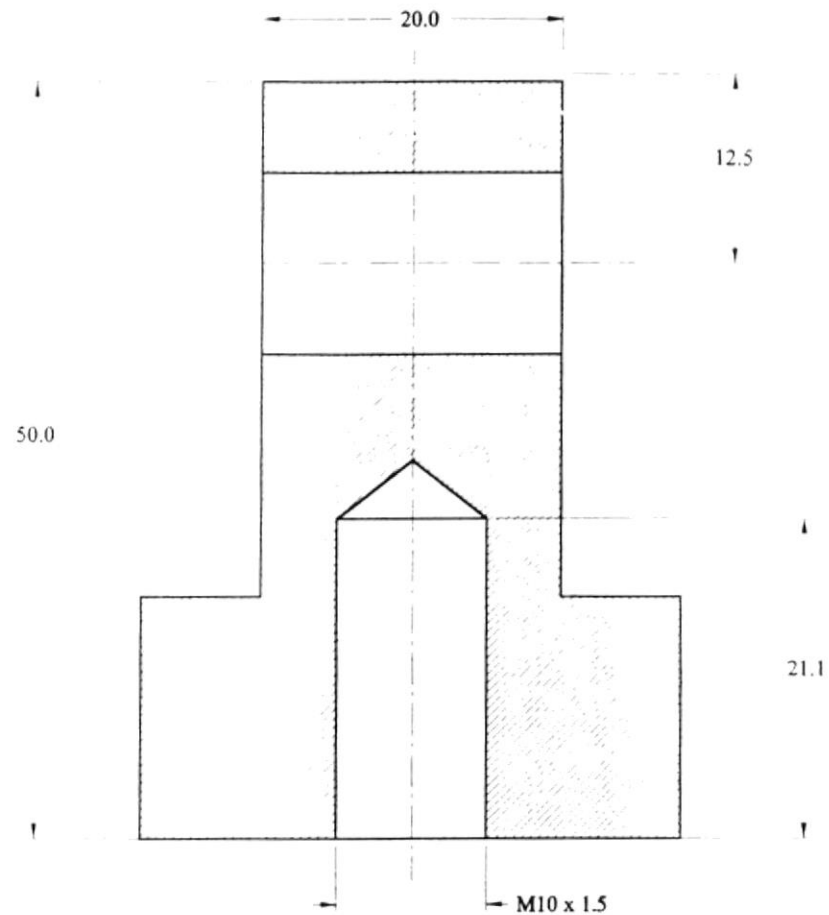
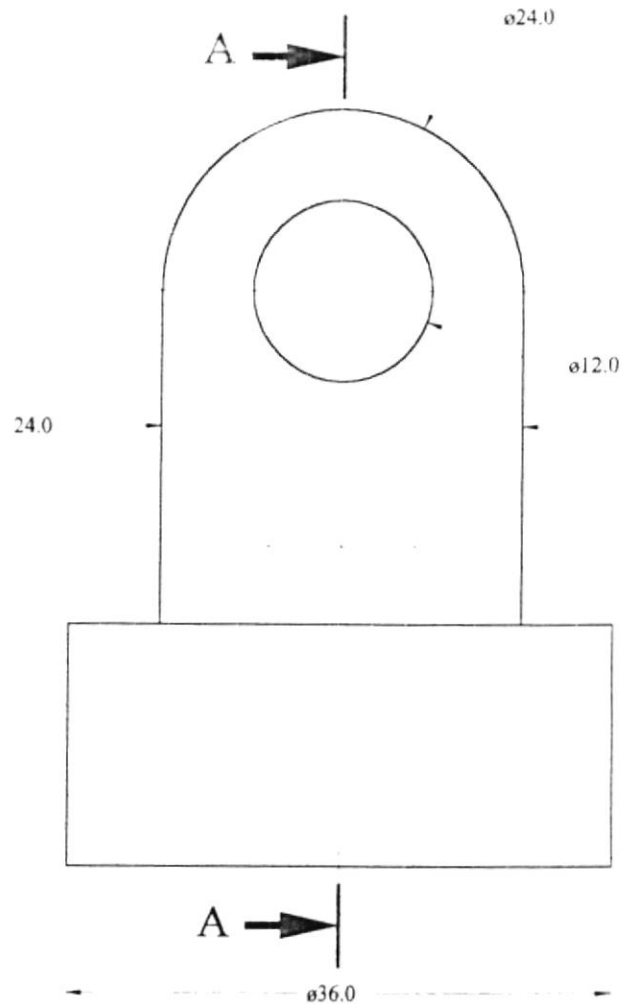


Detalle " 1 "


Escala 3 : 2

Sección " A - A "

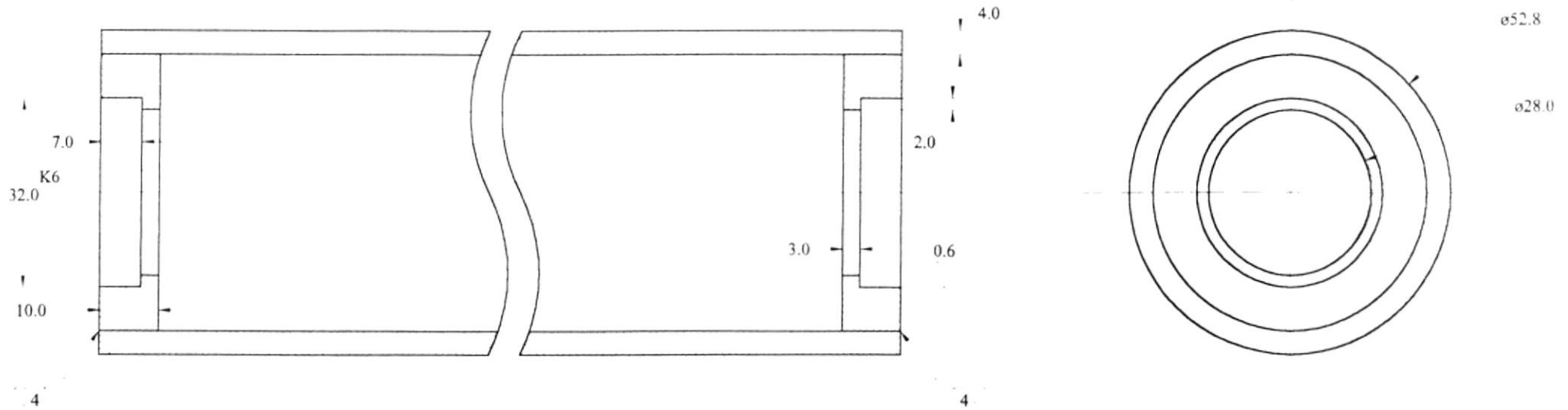
	Fecha:	Nombre:	ESPOL Guayaquil - Ecuador	Tesis de Grado Facultad de Ingeniería en Mecánica
Dibujo	30/01/98	F. Arias		
Proy.	30/01/98	F. Arias		
Aprobó	30/01/98	E. Villacís		
ESCALA:	CONJUNTO PINCHADOR Rueda Pinchadora Menor			No. de Plano
1 : 2				1 / 8
				
				



Sección " A - A "

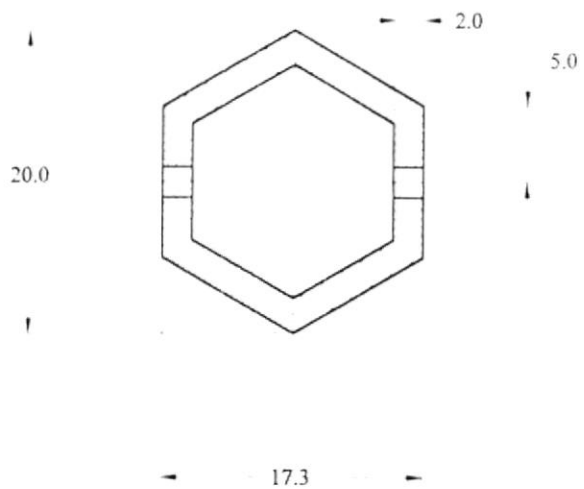
	Fecha:	Nombre:	ESPOL Guayaquil - Ecuador	Tesis de Grado Facultad de Ingeniería en Mecánica
Dibujo	30/01/98	F. Arias		
Proy.	30/01/98	F. Arias		
Aprobó	30/01/98	E. Villacís		
ESCALA:	CONJUNTO PINCHADOR Eslabon Conector			No. de Plano
2 : 1				1 / 9
				

457.2

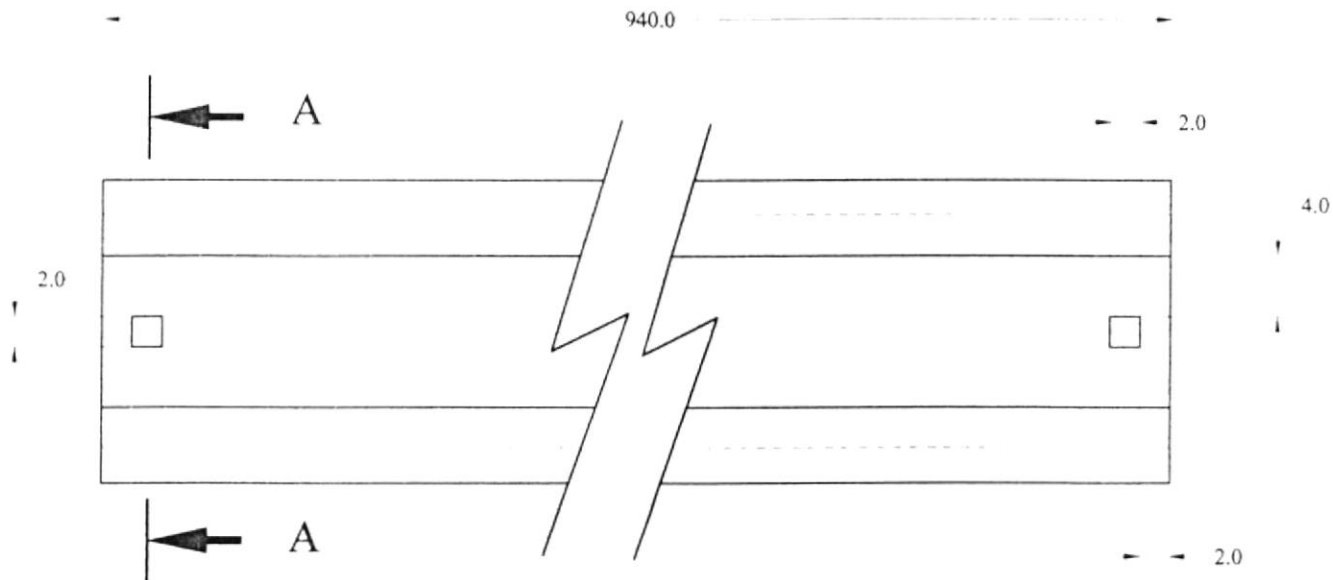


Corte " A - A "

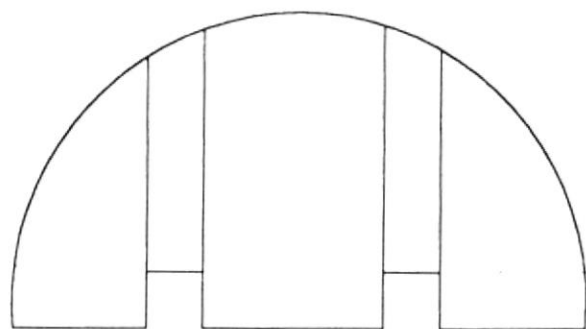
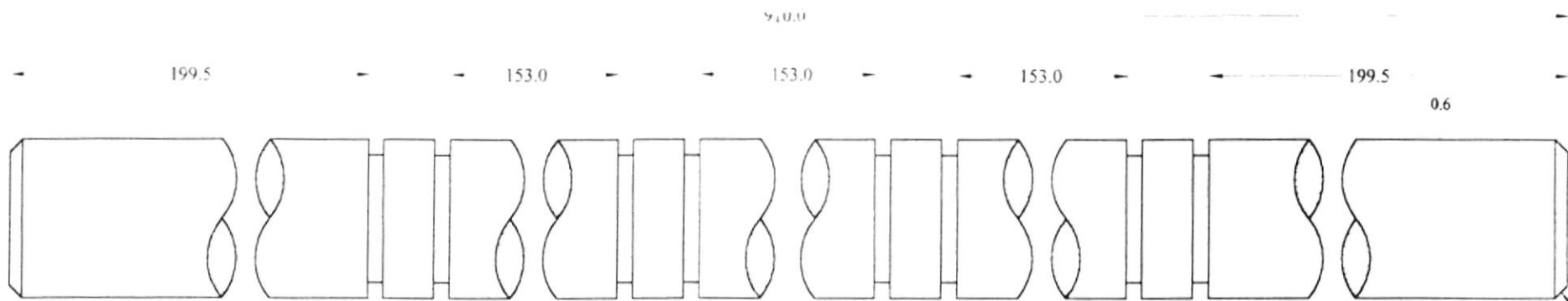
	Fecha:	Nombre:	ESPOL Guayaquil - Ecuador	Tesis de Grado Facultad de Ingeniería en Mecánica
Dibujo	30/01/98	F. Arias		
Proy.	30/01/98	F. Arias		
Aprobó	30/01/98	E. Villacís		
ESCALA:	CONJUNTO PINCHADOR			No. de Plano
1 : 1	Rodillo sujetador			1 / 10



Sección " A - A "



	Fecha:	Nombre:	ESPOL Guayaquil - Ecuador	Tesis de Grado Facultad de Ingeniería en Mecánica
Dibujo	30/01/98	F. Arias		
Proy.	30/01/98	F. Arias		
Aprobó	30/01/98	E. Villacís		
ESCALA:	CONJUNTO PINCHADOR Eje de Rodillos Sujetador			No. de Plano
2 : 1				1 / 11



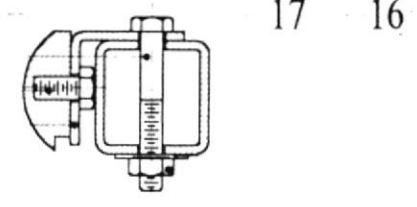
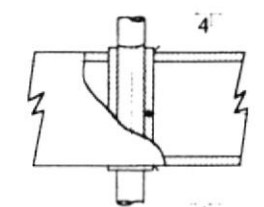
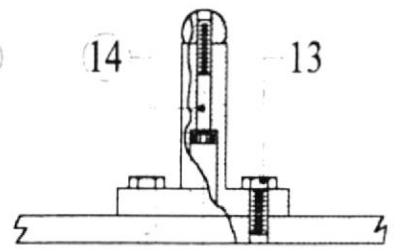
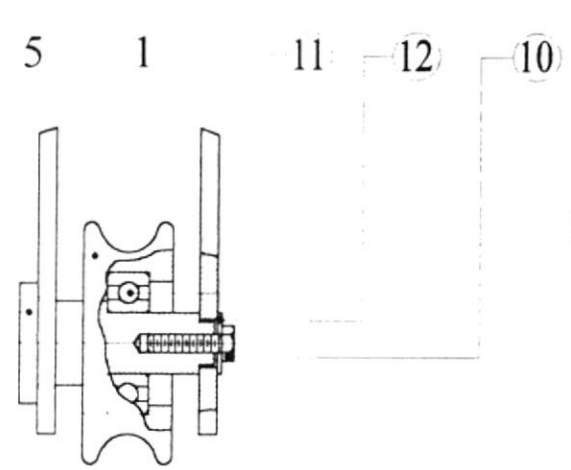
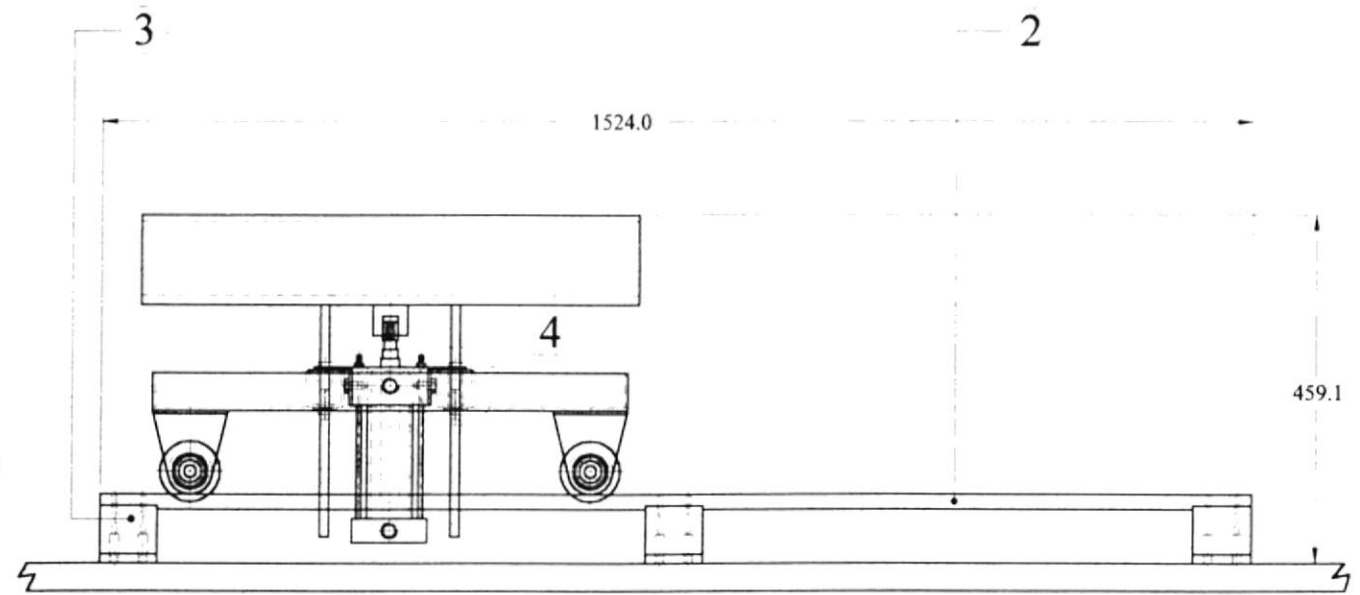
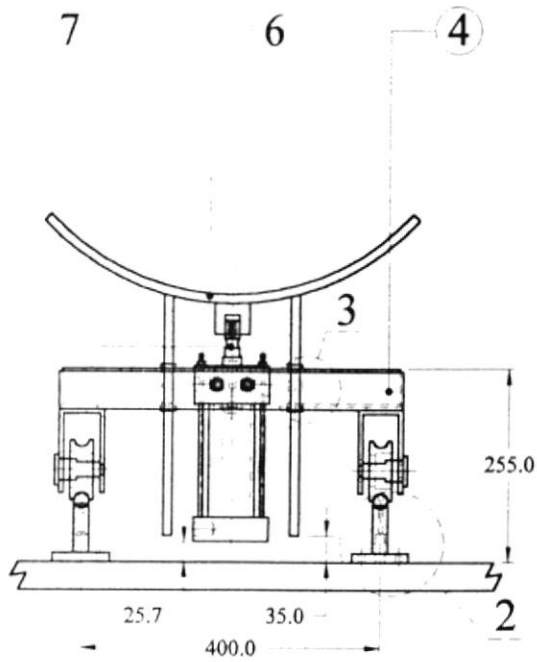
2.5 - - - 2.5

- 8.0 -

Detalle " 1 "

Escala 3 : 1

	Fecha:	Nombre:	ESPOL Guayaquil - Ecuador	Tesis de Grado Facultad de Ingeniería en Mecánica
Dibujo	30/01/98	F. Arias		
Proy.	30/01/98	F. Arias		
Aprobó	30/01/98	E. Villacís	No. de Plano	
ESCALA:	CONJUNTO PINCHADOR Eje de Rueda Pinchadora			1 / 12
1 : 1				



Detalle " 2 "
 Escala 3 : 10

Detalle " 3 "
 Escala 3 : 10

Detalle " 4 "
 Escala 3 : 10

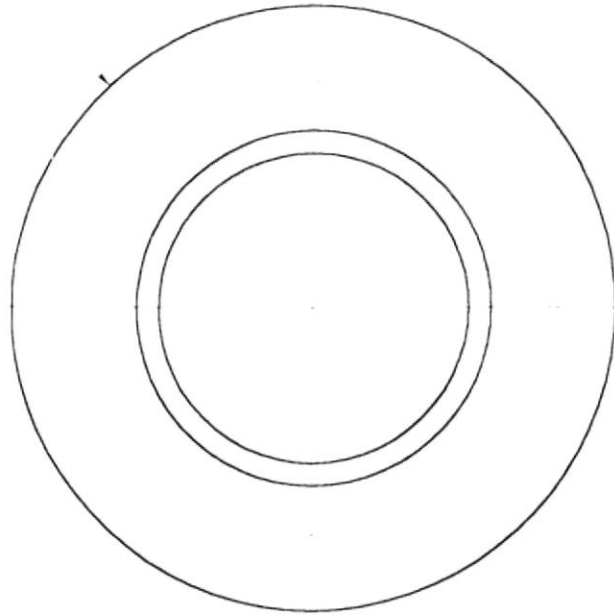
Detalle " 1 "
 Escala 2 : 5

Fecha:	Nombre:	ESPOL Guayaquil - Ecuador	Tesis de Grado Facultad de Ingeniería en Mecánica
Dibujo: 30/01/98	F. Arias		
Proy.: 30/01/98	F. Arias		
Aprobó: 30/01/98	E. Villacís	No. de Plano	
ESCALA:		Conjunto Transportador	2 / 0-1
1 : 10			

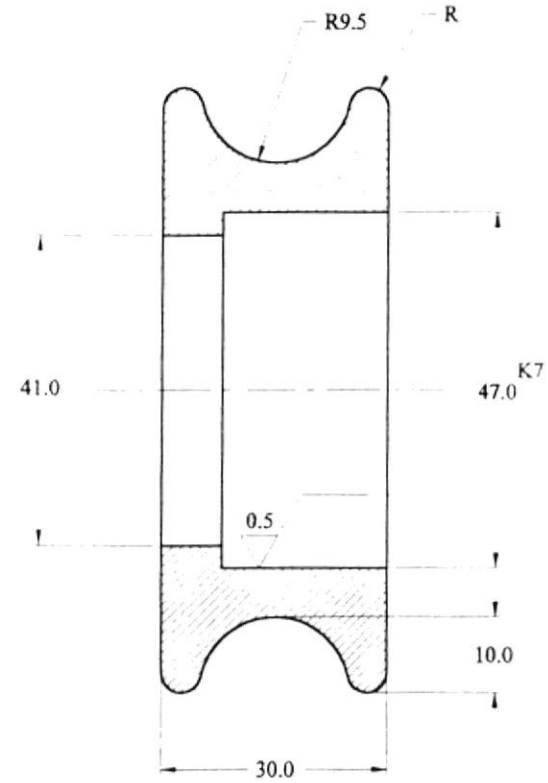
18	Perno de Placa de Sujeción	4	Acero A36	M10 x 1.5 L20 R. Parcial
17	Arandela de Sujeción Pistón	2	Acero A36	M10
16	Tuerca de Sujeción Pistón	2	Acero A36	M10 x 1.5
15	Perno de Sujeción Pistón	2	Acero A36	M10 x 1.5 L70 R. Parcial
14	Perno de Sujeción Rieles	12	Acero A36	M6 x 1.0 L50 Bristol
13	Perno de Sujeción Soporte	24	Acero A36	M8 x 1.25 L20 R. Total
12	Arandela de Sujeción Rueda	4	Acero A36	M6
11	Rodamiento de Rueda	4		NTN 6204
10	Perno de Sujeción Rueda	4	Acero A36	M6 x 1.0 L25 R. Total
9	Placa de Sujeción del Pistón	2	Acero A36	
8	Buje Guía	4	Acero DF2 Templ. Aceite	
7	Pistón Hidráulico del Portallanta	1		SR 2350-4
6	Portallanta	1	Acero Galvanizado	Espesor 6 mm.
5	Eje de Rueda	4	Acero de Trasmisión	
4	Estructura Principal	1	Acero A36	
3	Soporte de Rieles	6	Acero A36	
2	Riel del Transportador	2	Acero de Trasmisión	ø19
1	Rueda	4	Acero A36	
POS.	DENOMINACIÓN	CANT.	MATERIAL	NOTAS

	Fecha:	Nombre:	ESPOL Guayaquil - Ecuador	Tesis de Grado Facultad de Ingeniería en Mecánica
Dibujo	30/01/98	F. Arias		
Proy.	30/01/98	F. Arias		
	Aprobó	30/01/98	E. Villacís	No. de Plano
ESCALA:	Conjunto Transportador			2 / 0-2
+				
+				

ø80.0

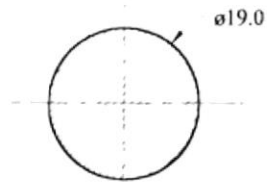
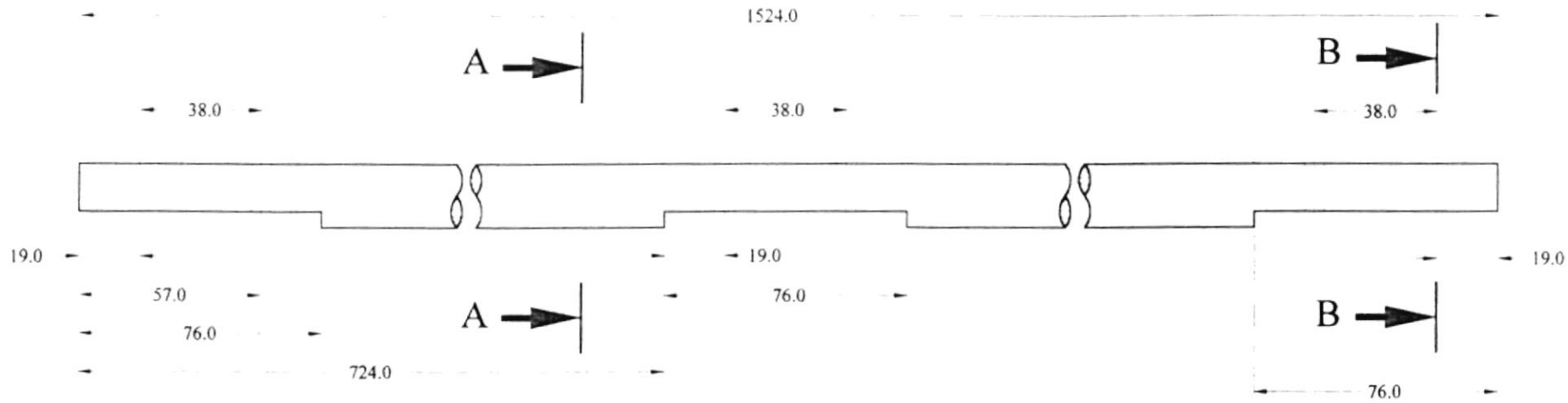


A →



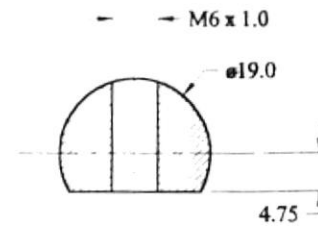
Sección " A - A "

	Fecha:	Nombre:	ESPOL Guayaquil - Ecuador	Tesis de Grado Facultad de Ingeniería en Mecánica
Dibujo	30/01/98	F. Arias		
Proy.	30/01/98	F. Arias		
Aprobó	30/01/98	E. Villacís	No. de Plano	
ESCALA:	CONJUNTO TRANSPORTADOR			2 / 1
1 : 1	Rueda			



Sección " A - A "

Escala 1 : 1

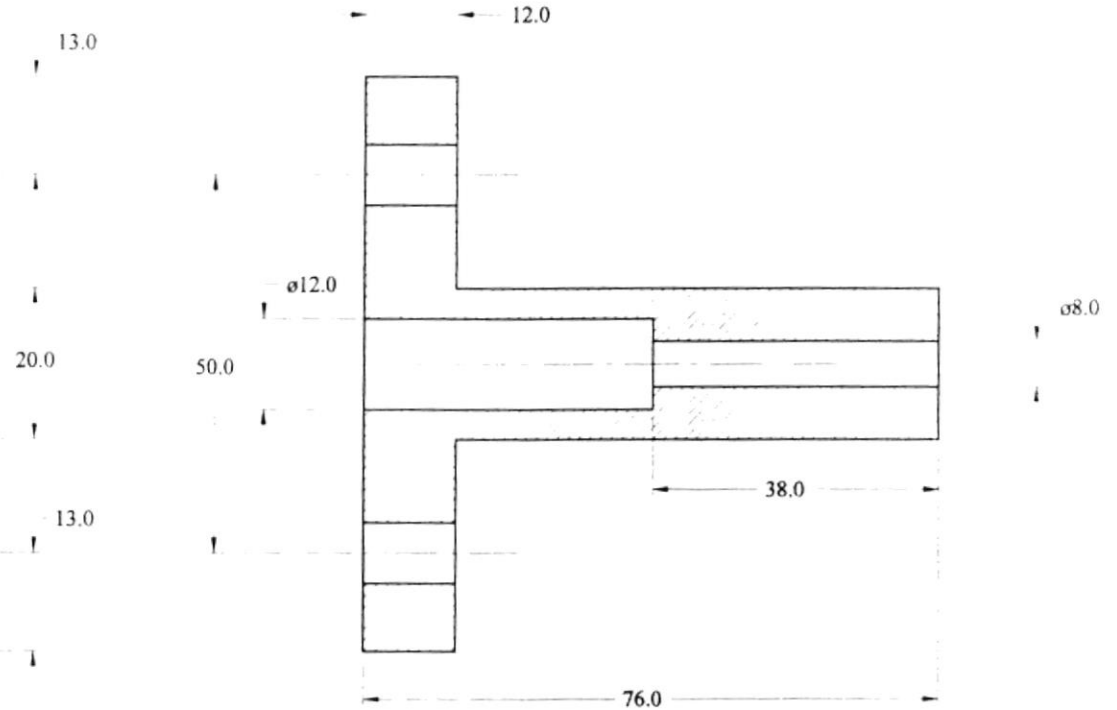
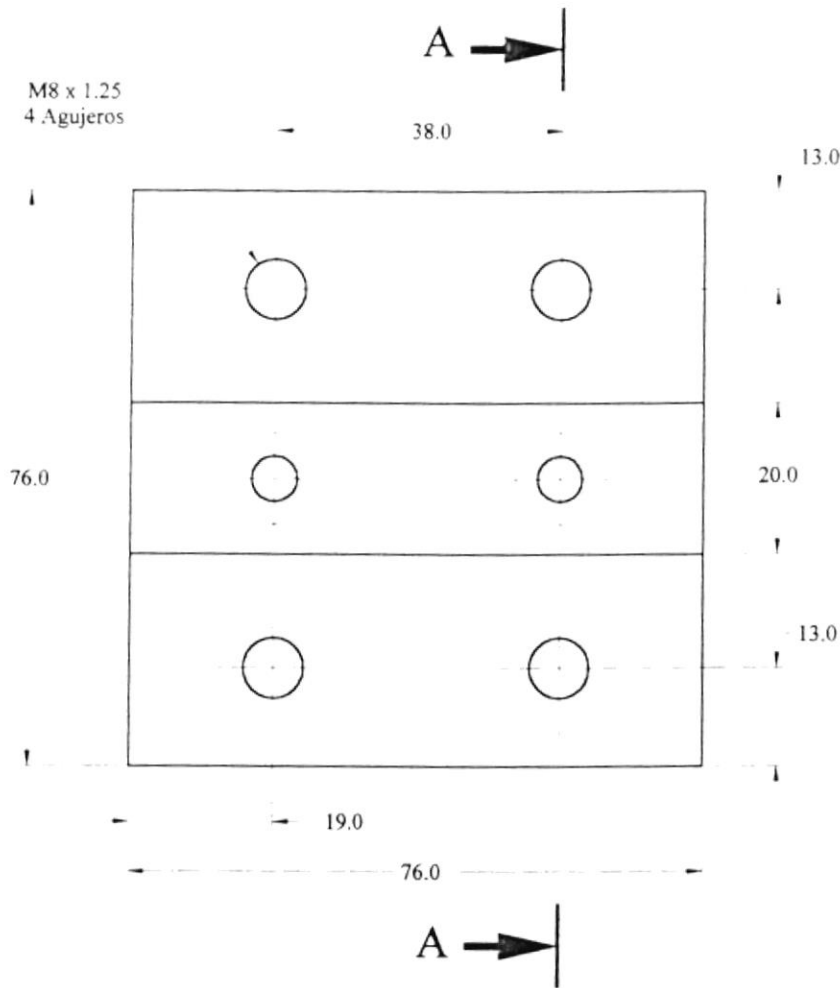


Sección " B - B "

Escala 1 : 1

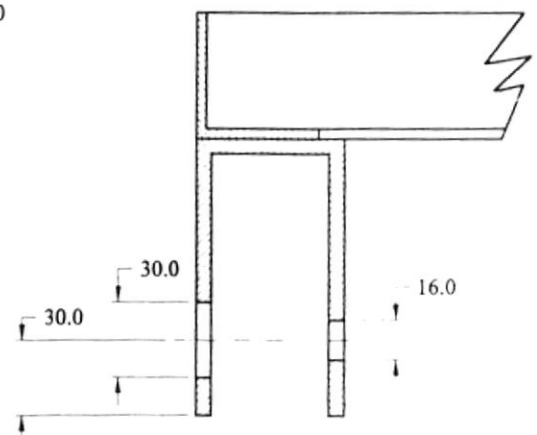
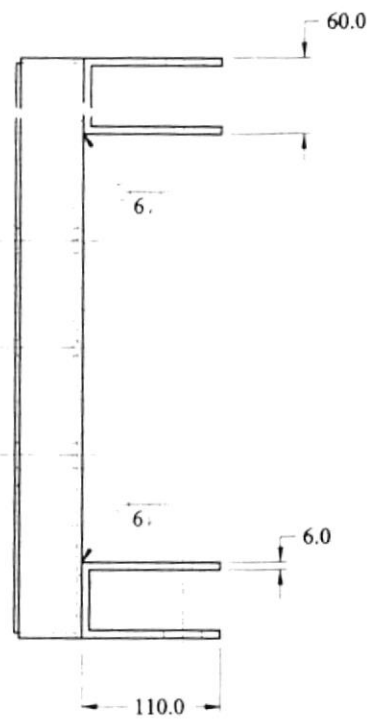
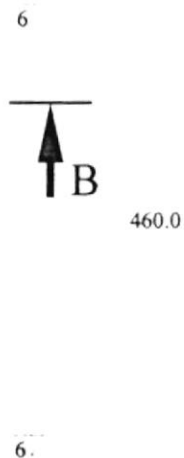
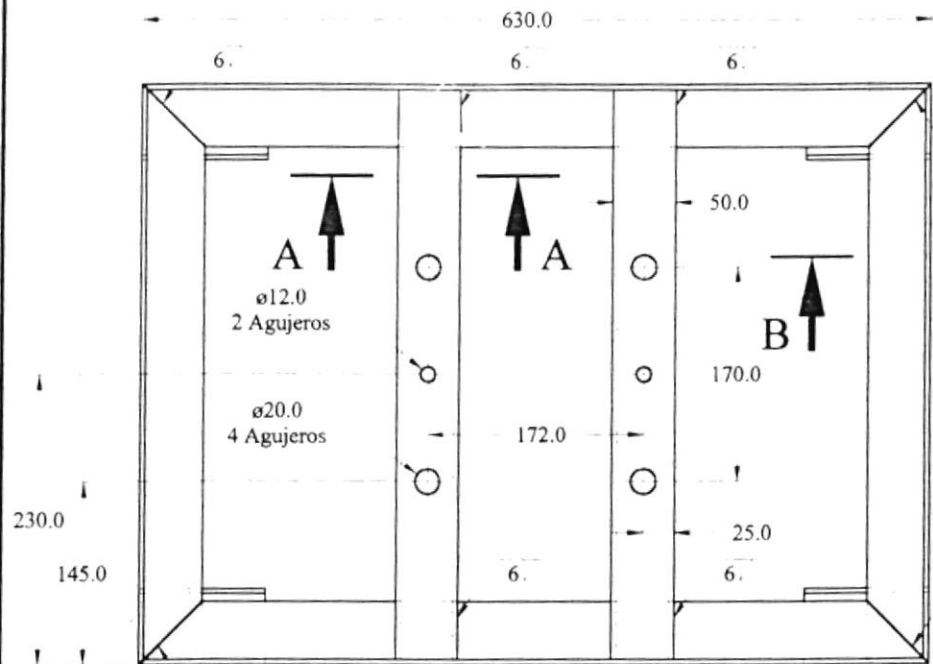
	Fecha:	Nombre:	ESPOL Guayaquil - Ecuador	Tesis de Grado Facultad de Ingeniería en Mecánica
Dibujo	30/01/98	F. Arias		
Proy.	30/01/98	F. Arias		
Aprobó	30/01/98	E. Villacís		
ESCALA:	CONJUNTO TRANSPORTADOR Riel del Transportador			No. de Plano
1 : 2				2 / 2

M8 x 1.25
4 Agujeros

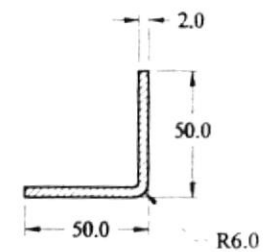


Sección " A - A "

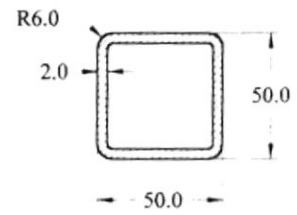
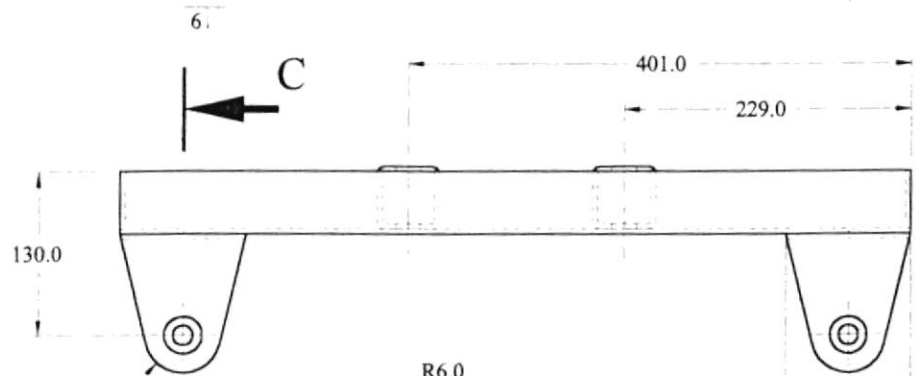
	Fecha:	Nombre:	ESPOL Guayaquil - Ecuador	Tesis de Grado Facultad de Ingeniería en Mecánica
Dibujo	30/01/98	F. Arias		
Proy.	30/01/98	F. Arias		
Aprobó	30/01/98	E. Villacís		No. de Plano
ESCALA:	CONJUNTO TRANSPORTADOR			2 / 3
2 : 3	Soporte Rieles			



Sección " C - C "
Escala 1 : 3



Sección " B - B "
Escala 1 : 3



Sección " A - A "
Escala 1 : 3

Fecha:	Nombre:
30/01/98	F. Arias
Proy.	F. Arias
30/01/98	F. Arias
Aprobó	E. Villacis
30/01/98	E. Villacis

ESCALA:
1 : 6



ESPOL
Guayaquil - Ecuador

CONJUNTO TRANSPORTADOR

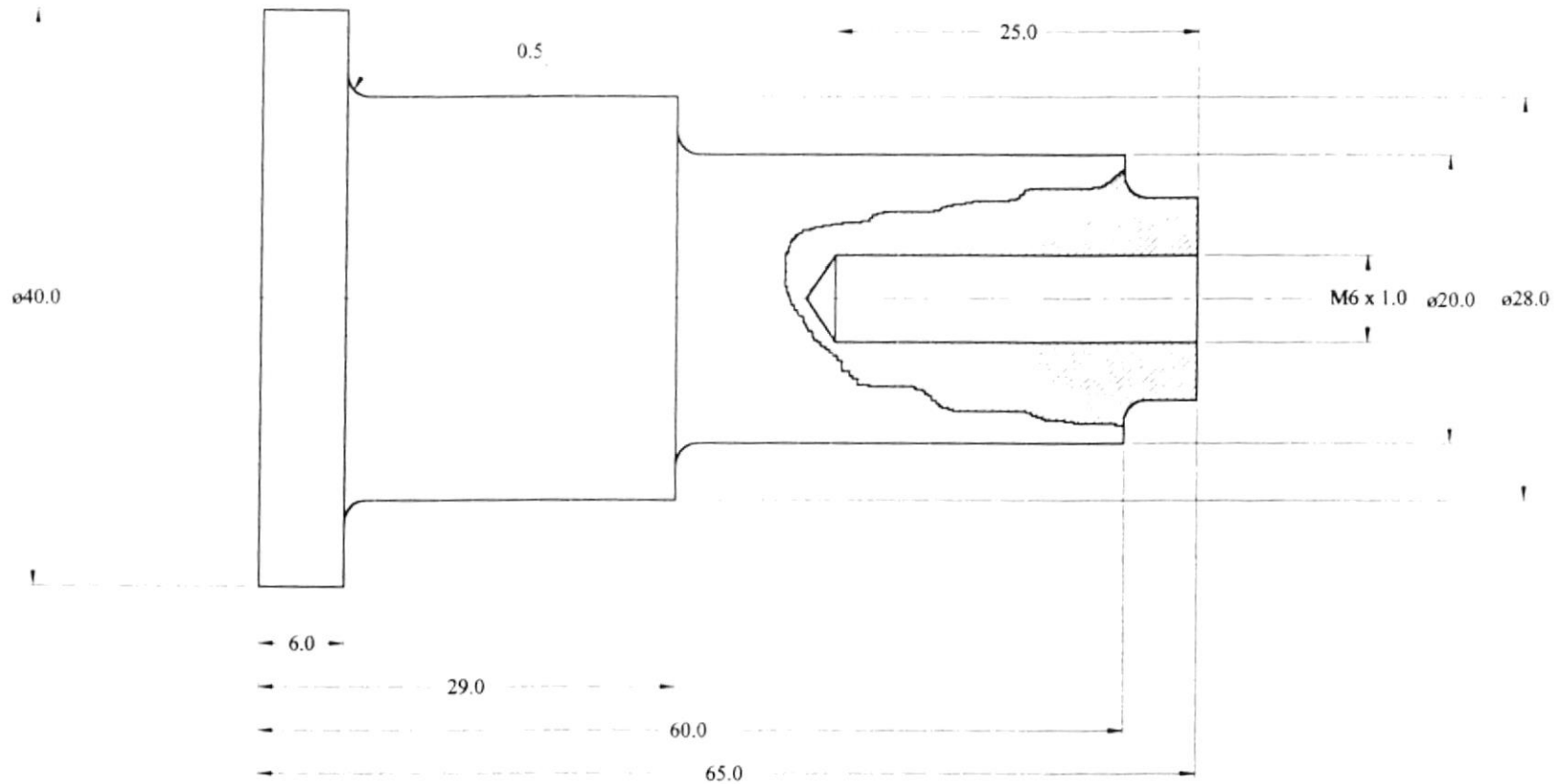
**Estructura
Principal**

Tesis de Grado
Facultad de Ingeniería en Mecánica

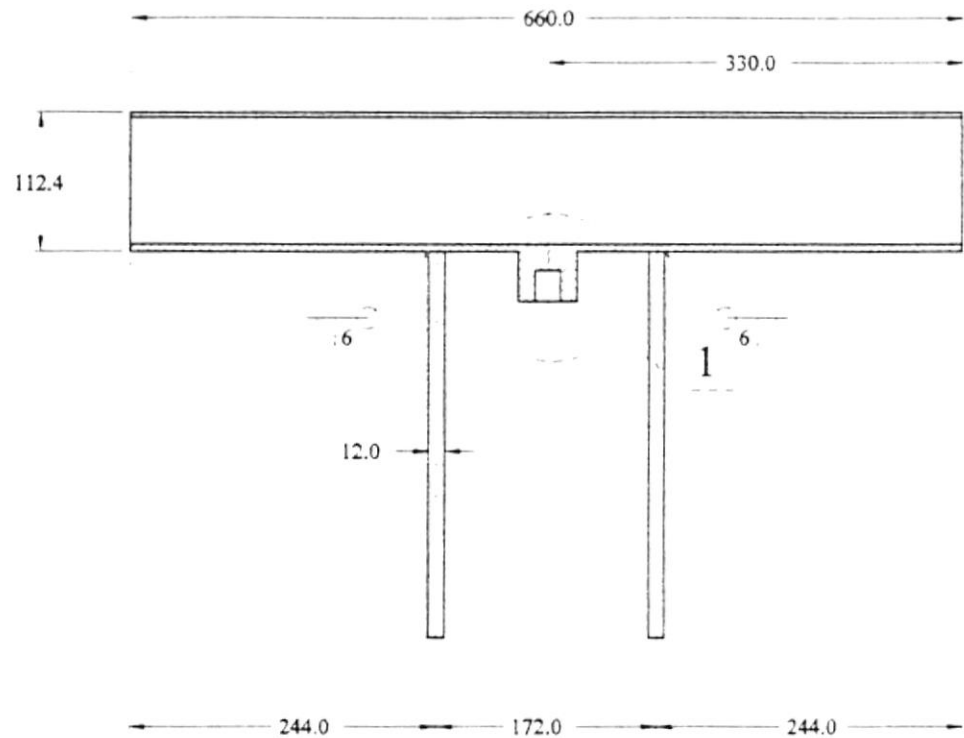
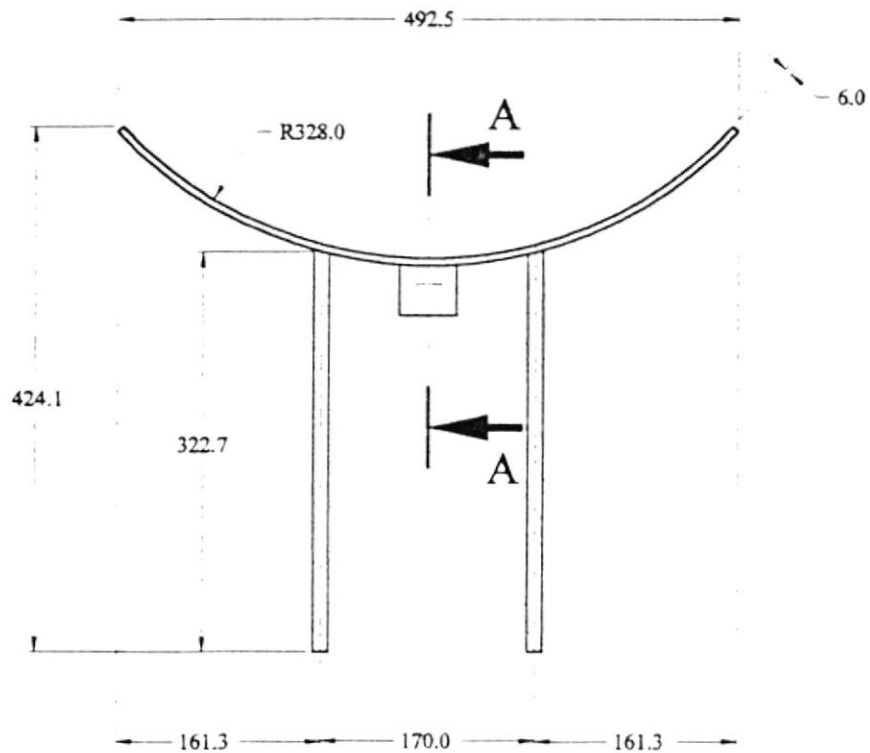
No. de Plano

2 / 4

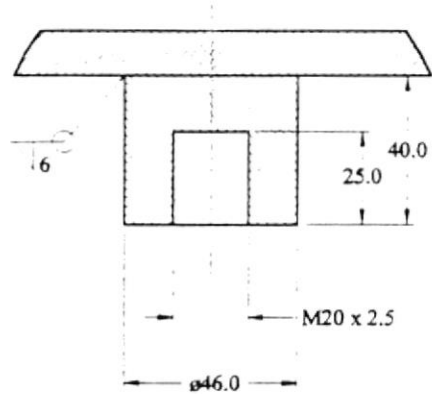
R1.5
3 Lugares



	Fecha:	Nombre:	ESPOL Guayaquil - Ecuador	Tesis de Grado Facultad de Ingeniería en Mecánica
Dibujo	30/01/98	F. Arias		
Proy.	30/01/98	F. Arias		
Aprobó	30/01/98	E. Villacís		
ESCALA:	CONJUNTO TRANSPORTADOR			No. de Plano
2 : 1	Eje de Rueda			2 / 5
				



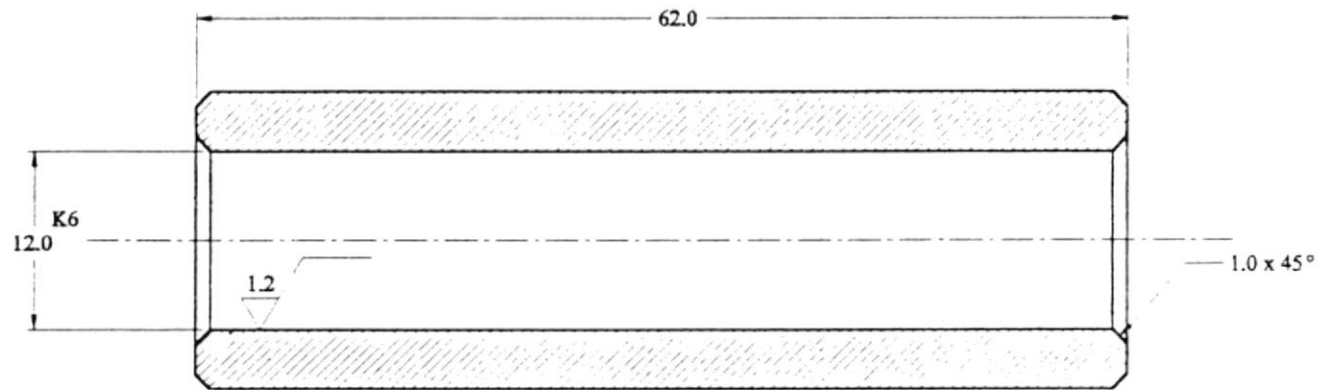
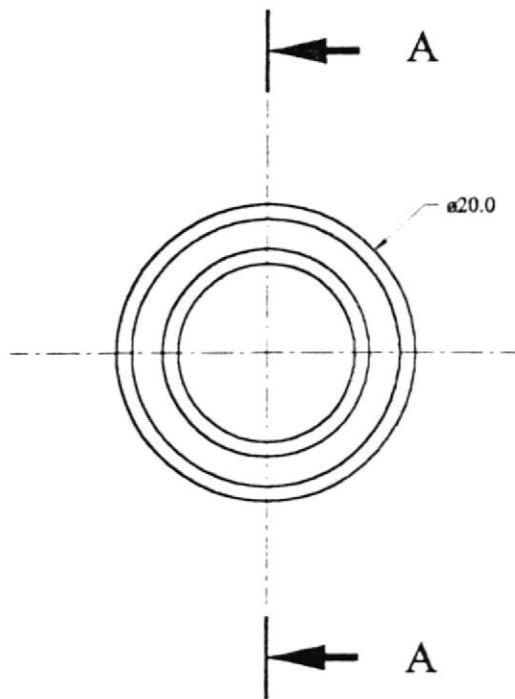
Corte " A - A "




Detalle " 1 "

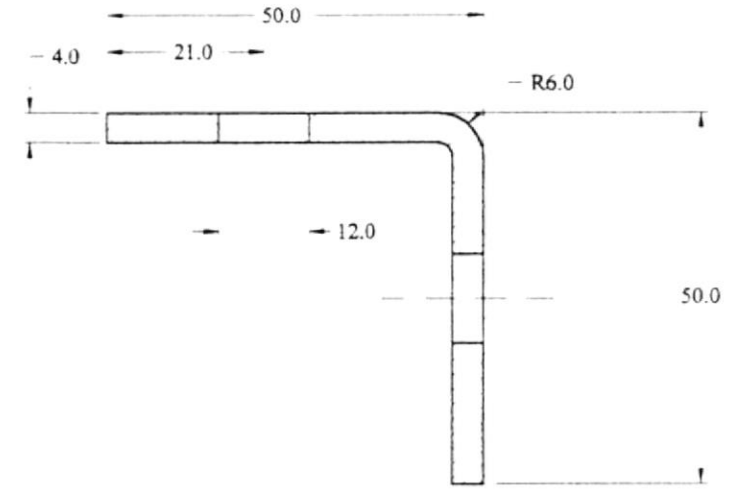
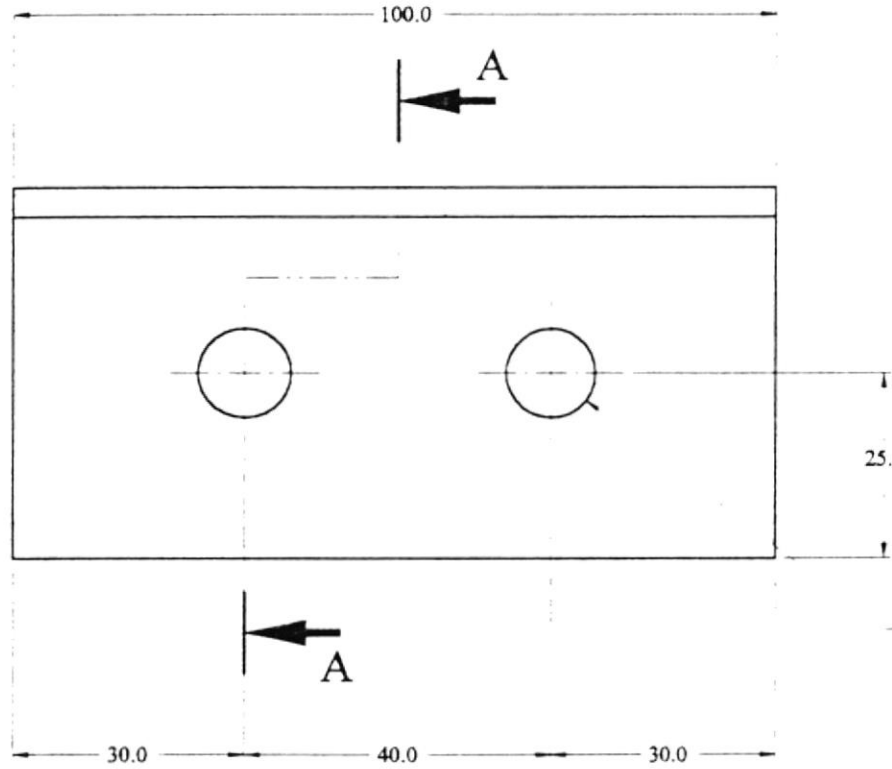
Escala 1 : 2

	Fecha:	Nombre:	ESPOL Guayaquil - Ecuador	Tesis de Grado Facultad de Ingeniería en Mecánica
Dibujo	30/01/98	F. Arias		
Proy.	30/01/98	F. Arias		
Aprobó	30/01/98	E. Villacis		
ESCALA:	CONJUNTO TRANSPORTADOR Portallanta			No. de Plano
1 : 6				2 / 6



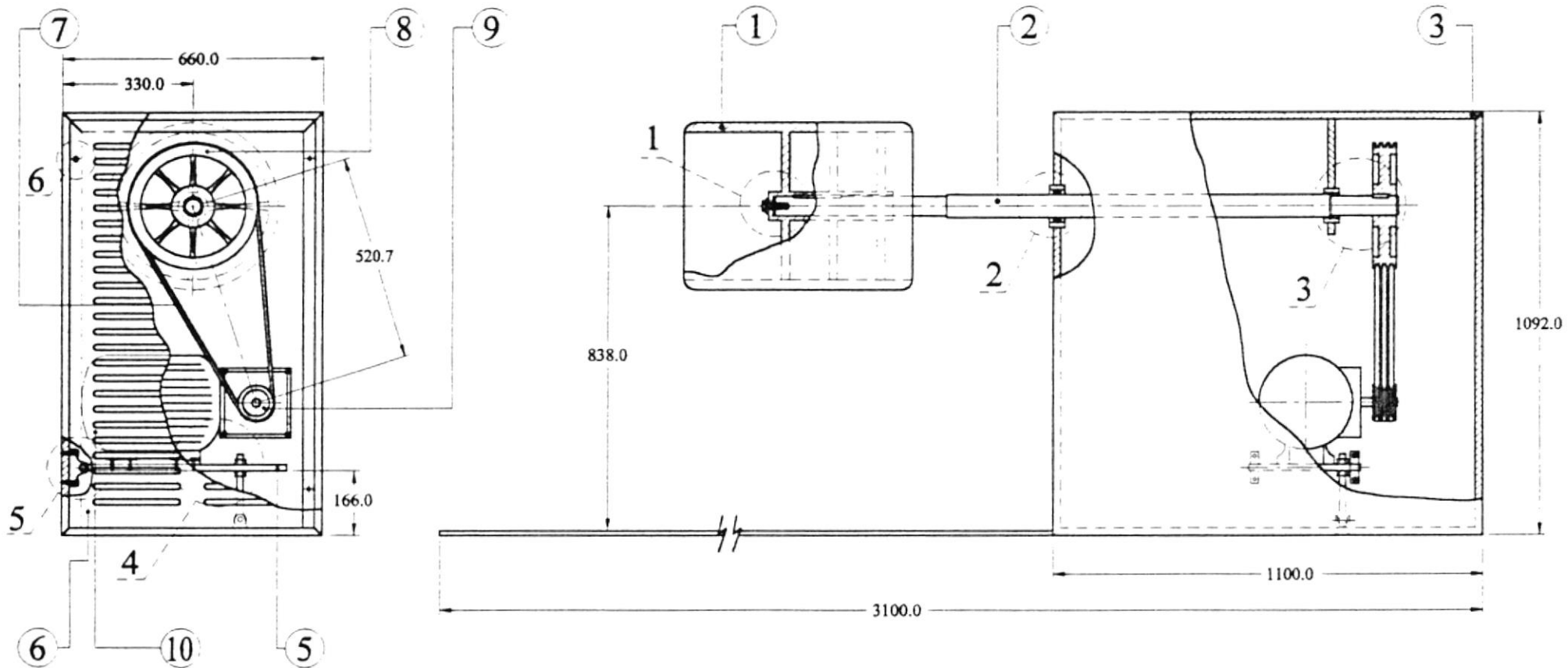
Sección " A - A "



	Fecha:	Nombre:	ESPOL Guayaquil - Ecuador	Tesis de Grado Facultad de Ingeniería en Mecánica
Dibujo	30/01/98	F. Arias		
Proy.	30/01/98	F. Arias		
Aprobó	30/01/98	E. Villacís		
ESCALA:	CONJUNTO TRANSPORTADOR Buje Guía			No. de Plano
2 : 1				2 / 8
				

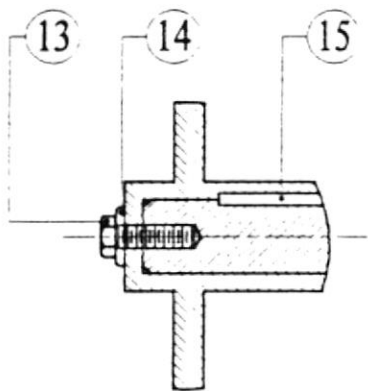


ø12.0
2 Agujeros

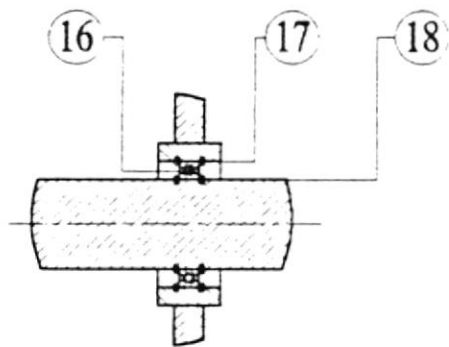
Fecha:	Nombre:	ESPOL Guayaquil - Ecuador	Tesis de Grado Facultad de Ingeniería en Mecánica
Dibujo:	30/01/98 F. Arias		
Proy.:	30/01/98 F. Arias		
Aprobó:	30/01/98 E. Villacís		
ESCALA:	CONJUNTO TRANSPORTADOR Placa de Sujeción del Pistón		No. de Plano
1 : 1			2 / 9



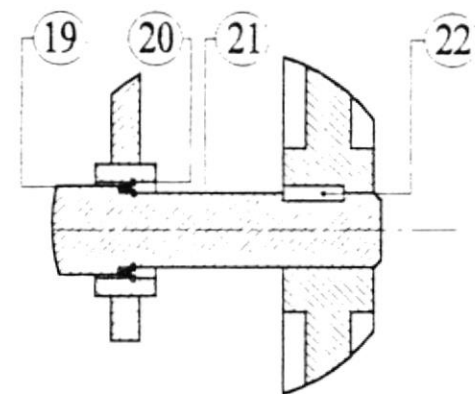
	Fecha:	Nombre:	ESPOL Guayaquil - Ecuador	Tesis de Grado Facultad de Ingeniería en Mecánica
Dibujo	30/01/98	F. Arias		
Proy.	30/01/98	F. Arias		
Aprobó	30/01/98	E. Villacis		
ESCALA:	Conjunto Bancada			No. de Plano
1 : 15				3 / 0-1
 				



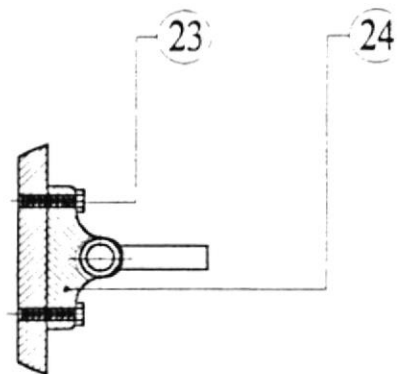
Detalle " 1 "



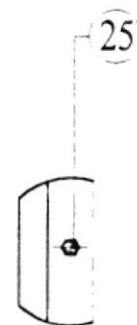
Detalle " 2 "



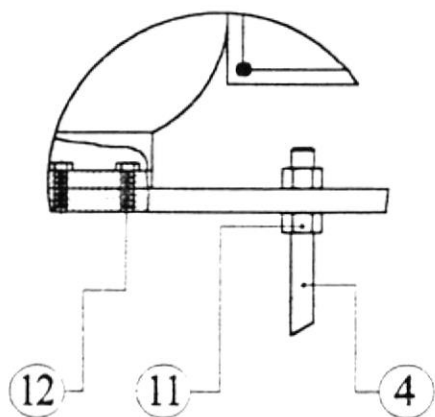
Detalle " 3 "



Detalle " 5 "



Detalle " 6 "



Detalle " 4 "

	Fecha: 30/01/98	Nombre: F. Arias	ESPOL Guayaquil - Ecuador	Tesis de Grado Facultad de Ingeniería en Mecánica
Dibujo	30/01/98	F. Arias		
Proy.	30/01/98	F. Arias		
Aprobó	30/01/98	E. Villacis		No. de Plano
ESCALA:	Conjunto Bancada			3 / 0-2
1 : 5				

25	Perno de Sujeción Tapa Protec.	4	Acero A36	M6 x 1.0 L20 R. Total
24	Chumacera	2		∅16
23	Perno de Sujeción Chumacera	4	Acero A36	M8 x 1.25 L35 R. Total
22	Chabeta de Polea	1	Acero A36	
21	Anillo de Sujeción Exterior	1	Acero A36	∅70
20	Anillo de Sujeción Interior	1	Acero A36	∅50
19	Rodamiento	1		NTN 6810
18	Anillo de Sujeción Exterior	2	Acero A36	∅80
17	Anillo de Sujeción Interior	2	Acero A36	∅60
16	Rodamiento	1		NTN 6912
15	Chabeta del Tambor	1	Acero A36	
14	Arandela de Sujeción Tambor	1	Acero A36	
13	Perno de Sujeción Tambor	1	Acero A36	
12	Perno Sujeción Motor-Reductor	8	Acero A36	
11	Tuerca del Perno Placa Templ.	2	Acero A36	
10	Motor-Reductor	1		SSG50KPR63G4
9	Polea del Motor-Reductor	1		32008503
8	Polea del Eje Motriz	1		32030003
7	Banda	3	Caucho-Lona	Tipo A66 Long. 1676 mm.
6	Tapa Protectora	1	Acero Galvanizado	Calibre 16
5	Placa Templadora	1	Acero A36	
4	Perno de Placa Templadora	1	Acero A36	Tipo Oscilante
3	Estructura Principal	1	Acero A36	
2	Eje Motriz	1	Acero Inoxidable	
1	Tambor	1	Acero Inoxidable	
POS.	DENOMINACIÓN	CANT.	MATERIAL	NOTAS

Fecha:	Nombre:
Dibujo 30/01/98	F. Arias
Proy. 30/01/98	F. Arias
Aprobó 30/01/98	E. Villacís

ESCALA:



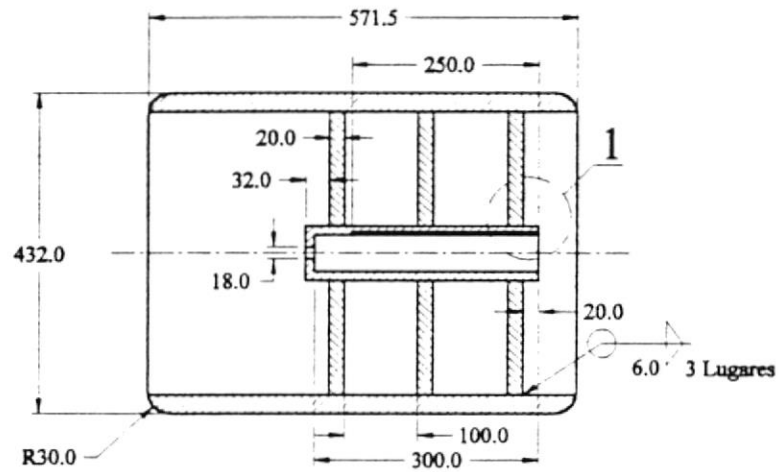
ESPOL
Guayaquil - Ecuador

Tesis de Grado
Facultad de Ingeniería en Mecánica

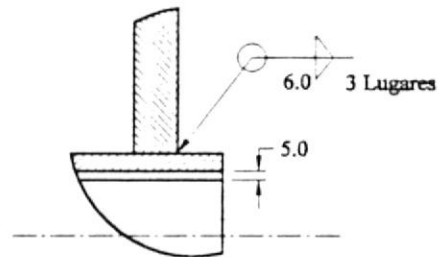
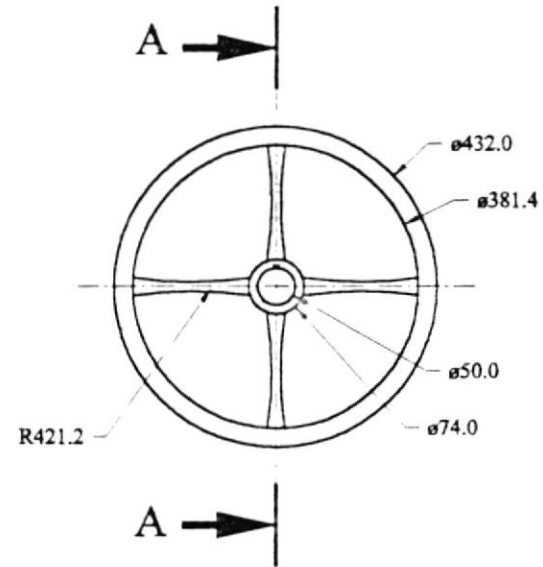
No. de Plano

Conjunto Bancada

3 / 0-3



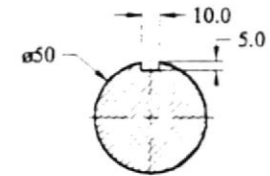
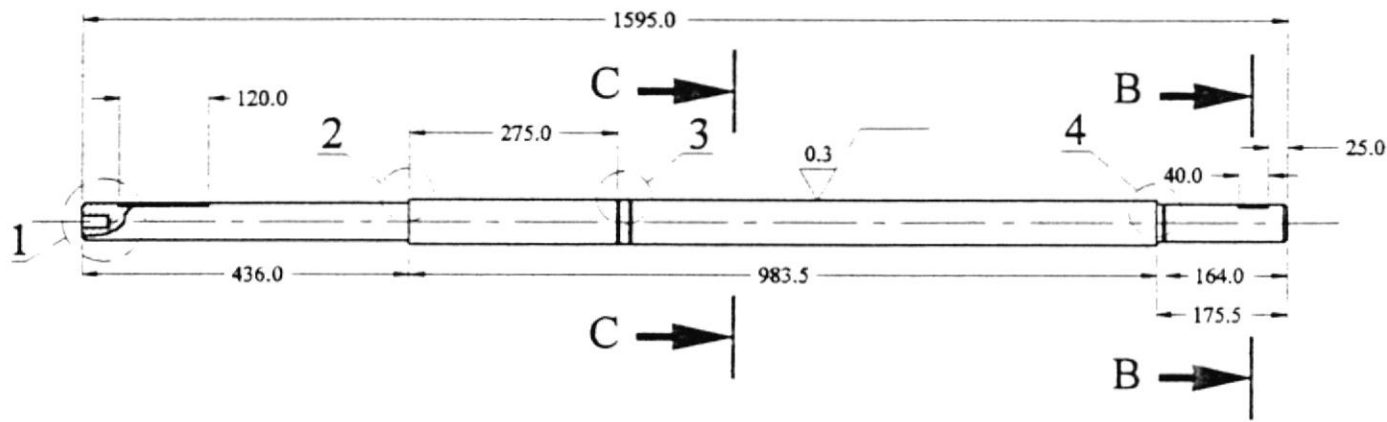
Sección " A - A "



Detalle " 1 "

Escala 3 : 10

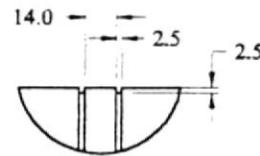
	Fecha:	Nombre:	ESPOL Guayaquil - Ecuador	Tesis de Grado Facultad de Ingeniería en Mecánica
Dibujo	30/01/98	F. Arias		
Proy.	30/01/98	F. Arias		
Aprobó	30/01/98	E. Villacís		
ESCALA:	CONJUNTO BANCADA Tambor			No. de Plano
1 : 10				3 / 1



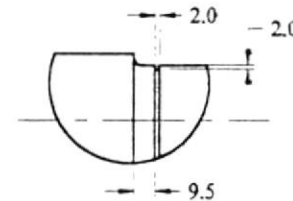
Sección " B - B "
Escala 3 : 10



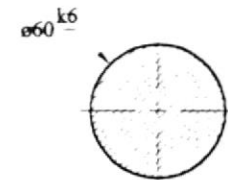
Detalle " 1 "
Escala 3 : 10



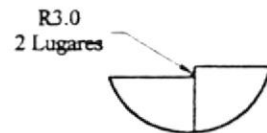
Detalle " 3 "
Escala 3 : 10



Detalle " 4 "
Escala 3 : 10

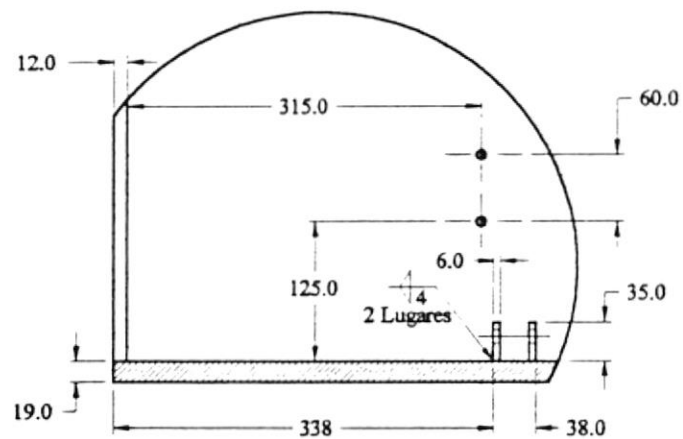
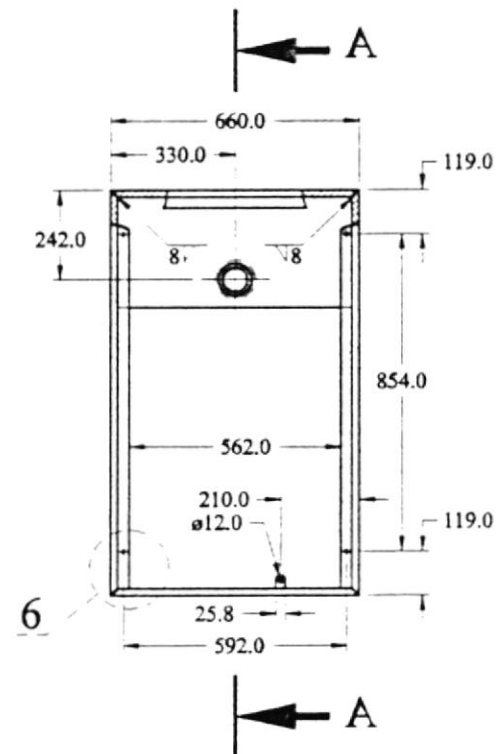
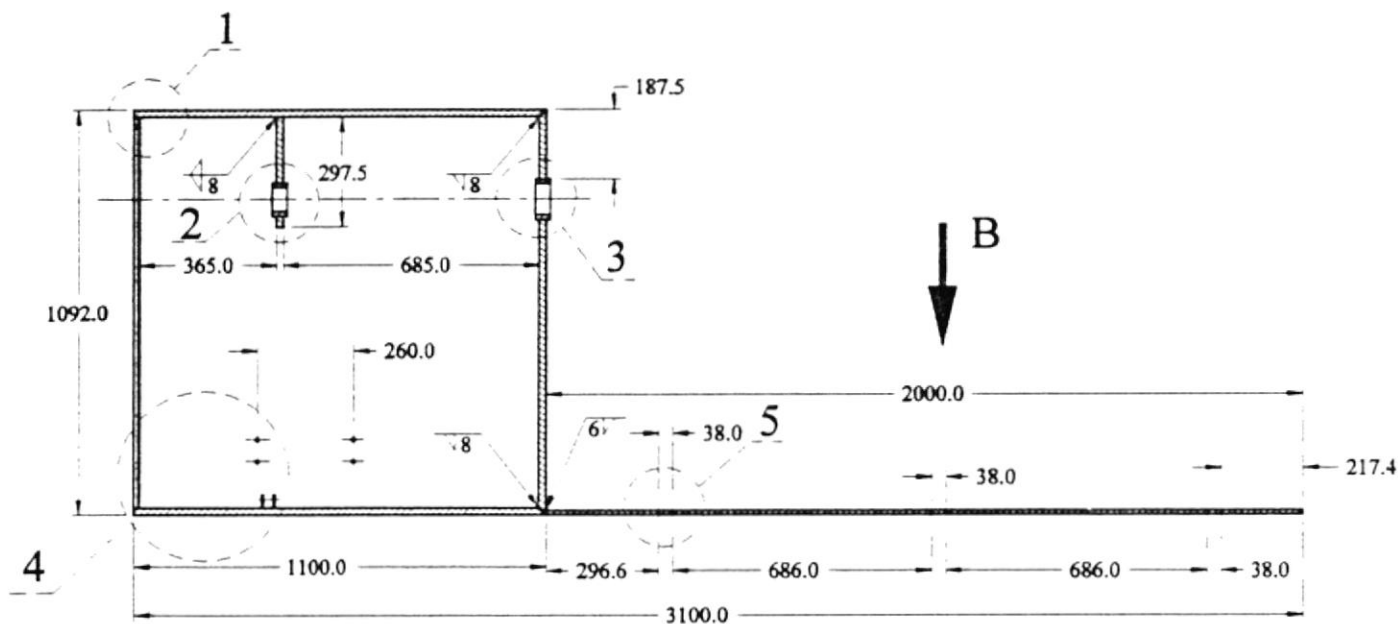


Sección " C - C "
Escala 3 : 10




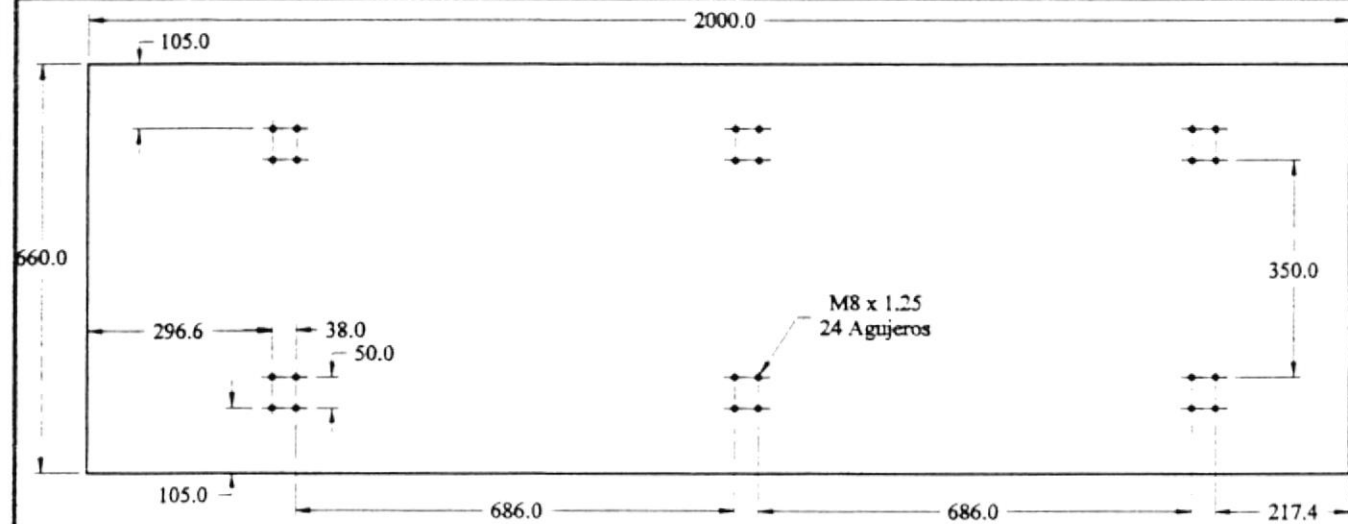
Detalle " 2 "
Escala 3 : 10

	Fecha:	Nombre:	ESPOL Guayaquil - Ecuador	Tesis de Grado Facultad de Ingeniería en Mecánica
Dibujo	30/01/98	F. Arias		
Proy.	30/01/98	F. Arias		
Aprobó	30/01/98	E. Villacís		
ESCALA:	CONJUNTO BANCADA Eje Motriz			No. de Plano
1 : 10				3 / 2

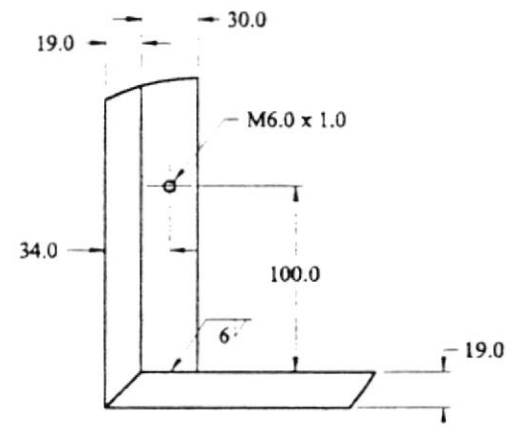


Detalle " 4 "
Escala 3 : 20

	Fecha: Nombre:	ESPOL Guayaquil - Ecuador	Tesis de Grado Facultad de Ingeniería en Mecánica
Dibujo	30/01/98 F. Arias		
Proy.	30/01/98 F. Arias		
Aprobó	30/01/98 E. Villacis		
ESCALA:	CONJUNTO BANCADA Estructura Principal		No. de Plano
1 : 20			3 / 3-1
			

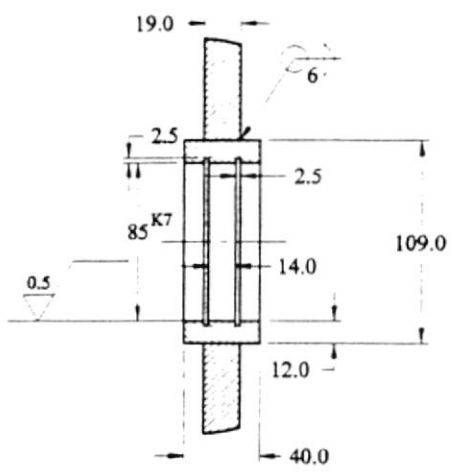


Vista " B "



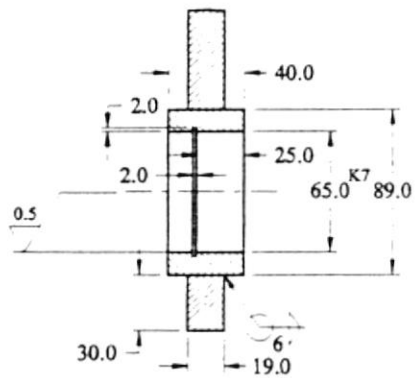
Detalle " 6 "

Escala 3 : 10



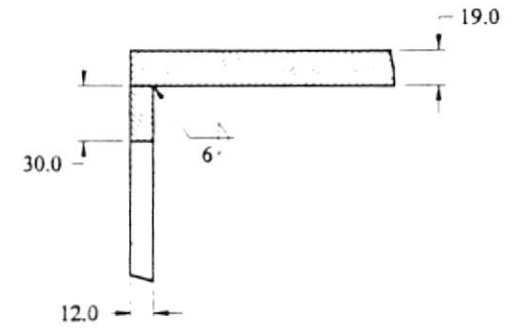
Detalle " 3 "

Escala 3 : 10



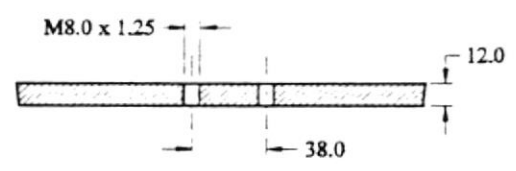
Detalle " 2 "

Escala 3 : 10




Detalle " 1 "

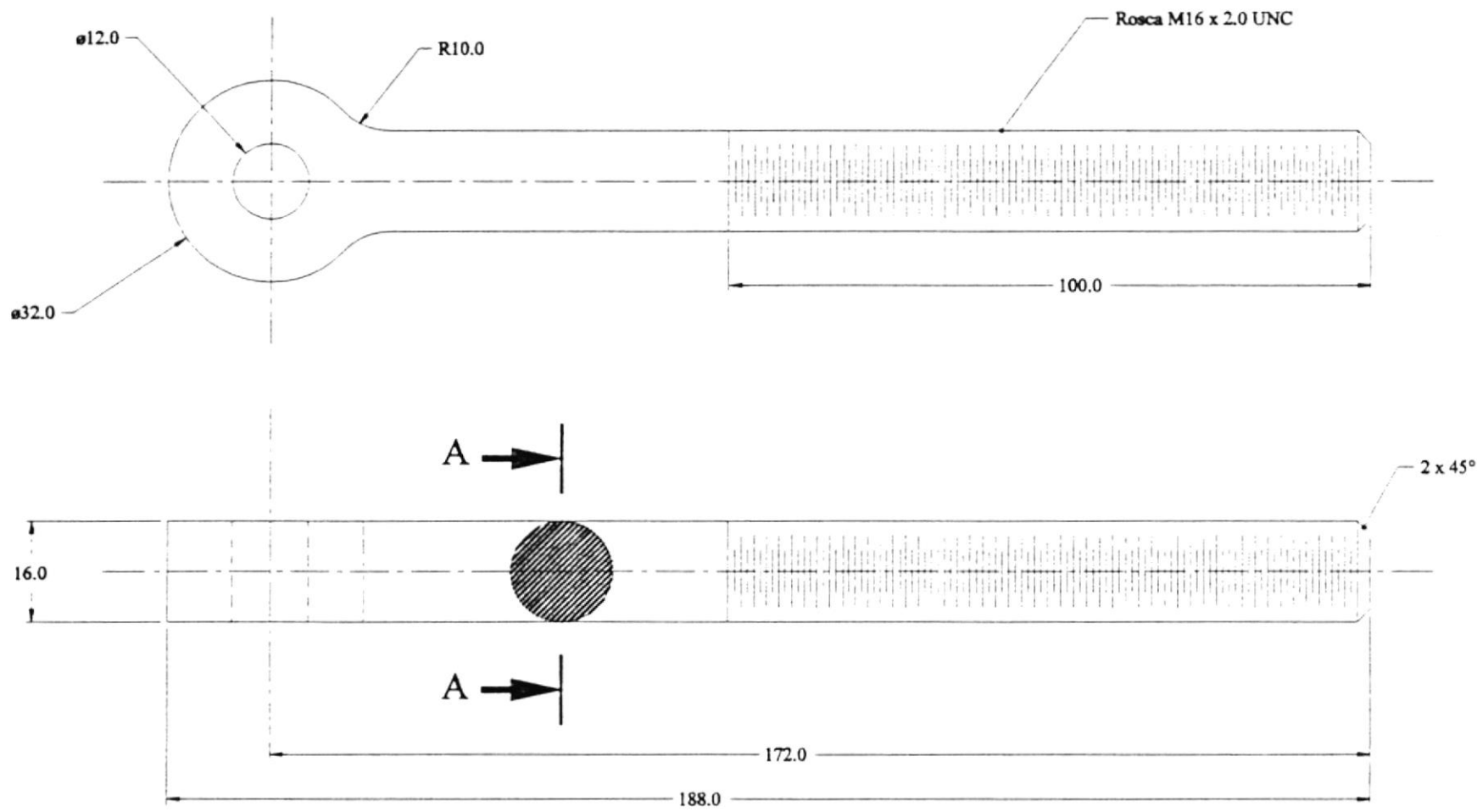
Escala 3 : 10




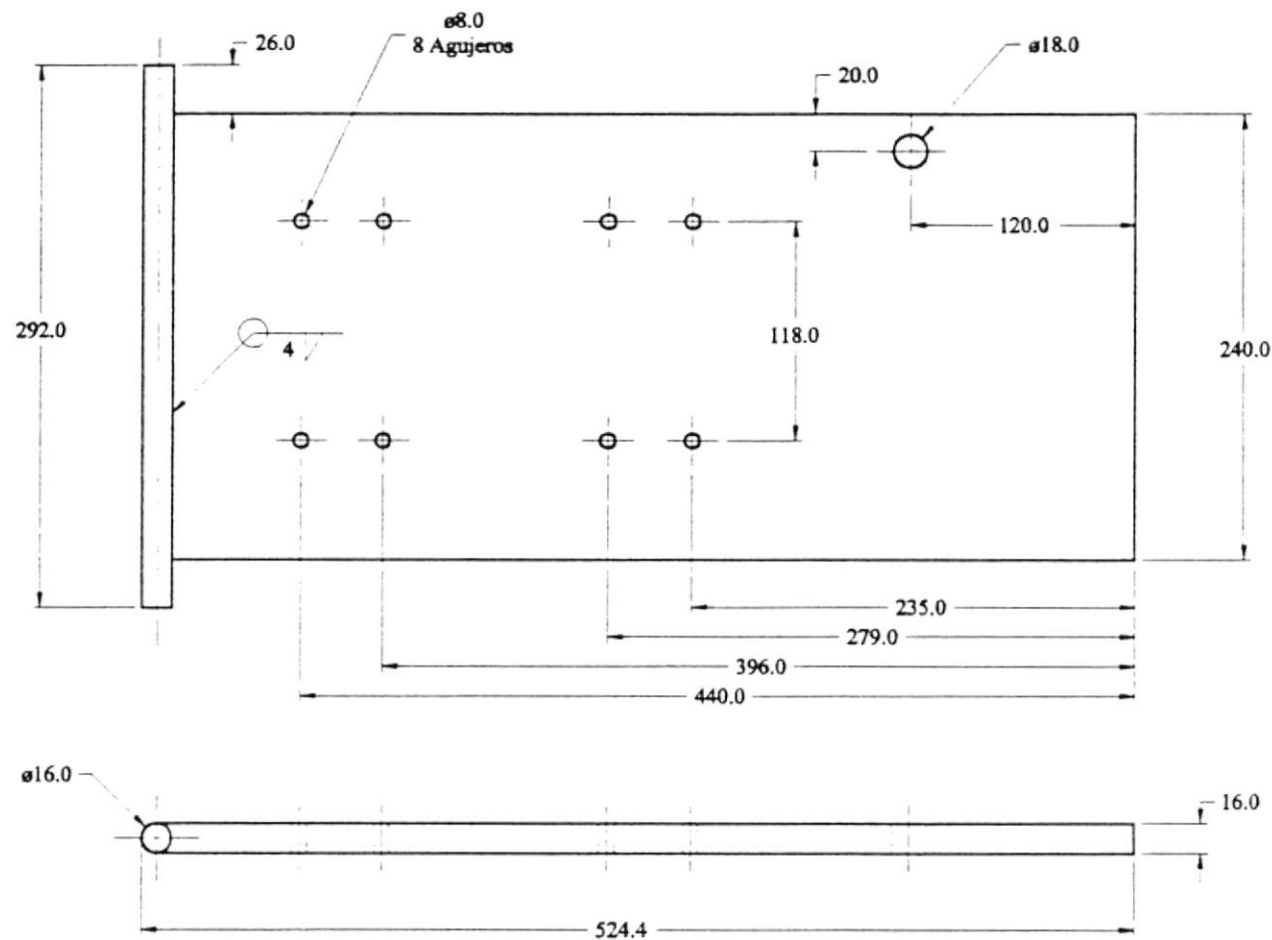
Detalle " 5 "

Escala 3 : 10

Fecha:	Nombre:	ESPOL Guayaquil - Ecuador	Tesis de Grado Facultad de Ingeniería en Mecánica
Dibujo	30/01/98 F. Arias		
Proy.	30/01/98 F. Arias		
Aprobó	30/01/98 E. Villacis		
ESCALA:	CONJUNTO BANCADA Estructura Principal		No. de Plano 3 / 3-2
			



	Fecha:	Nombre:	ESPOL Guayaquil - Ecuador	Tesis de Grado Facultad de Ingeniería en Mecánica
Dibujo	30/01/98	F. Arias		
Proy.	30/01/98	F. Arias		
Aprobó	30/01/98	E. Villacís		
ESCALA:	CONJUNTO BANCADA Perno de Placa Templadora			No. de Plano
1 : 1				3 / 4
				

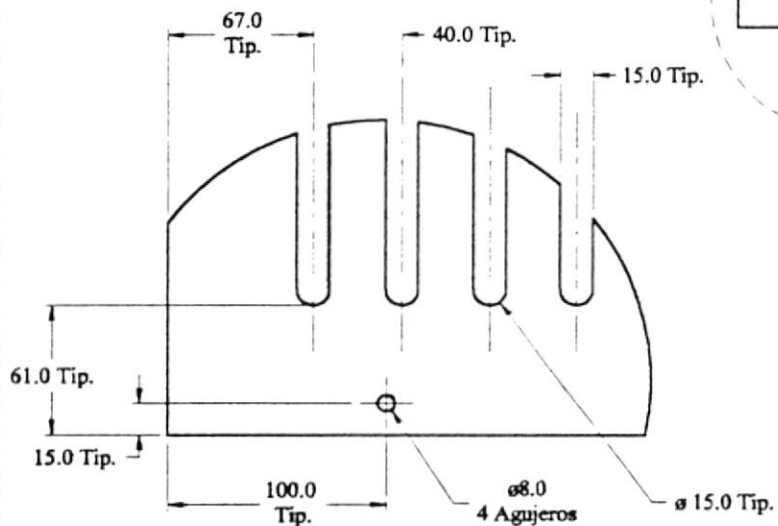
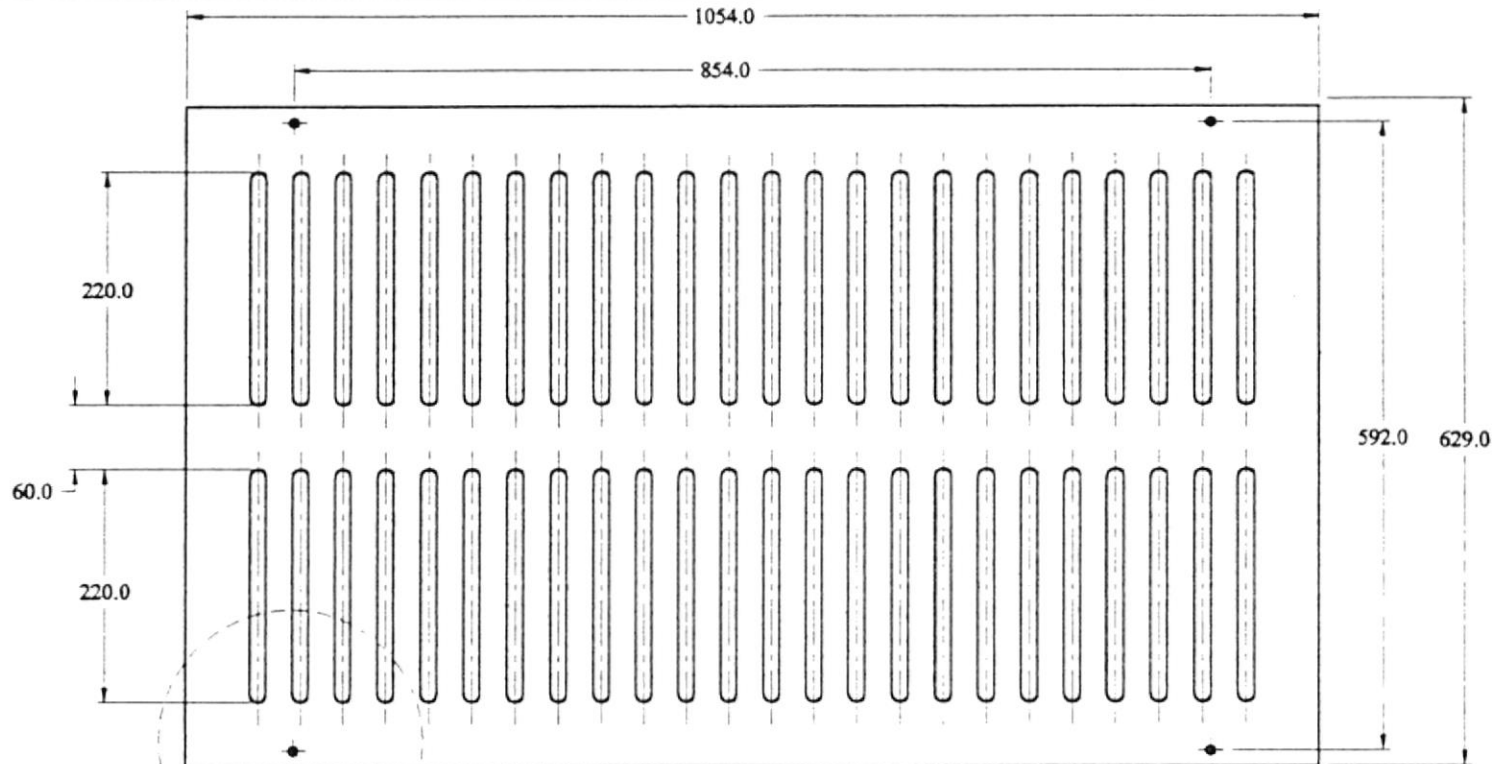


	Fecha:	Nombre:	ESPOL Guayaquil - Ecuador	Tesis de Grado Facultad de Ingeniería en Mecánica
Dibujo	30/01/98	F. Arias		
Proy.	30/01/98	F. Arias		
Aprobó	30/01/98	E. Villacís		
ESCALA:	CONJUNTO BANCADA Placa Templadora			No. de Plano
1 : 4				3 / 5

NOTAS:



Material: Acero A36

Espesor: Cal. 16 0.79 mm.



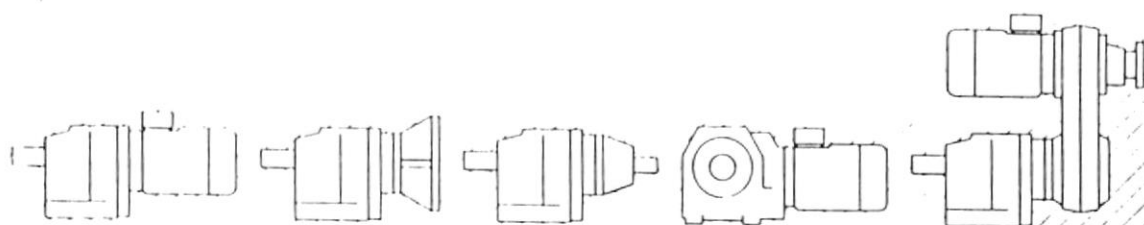
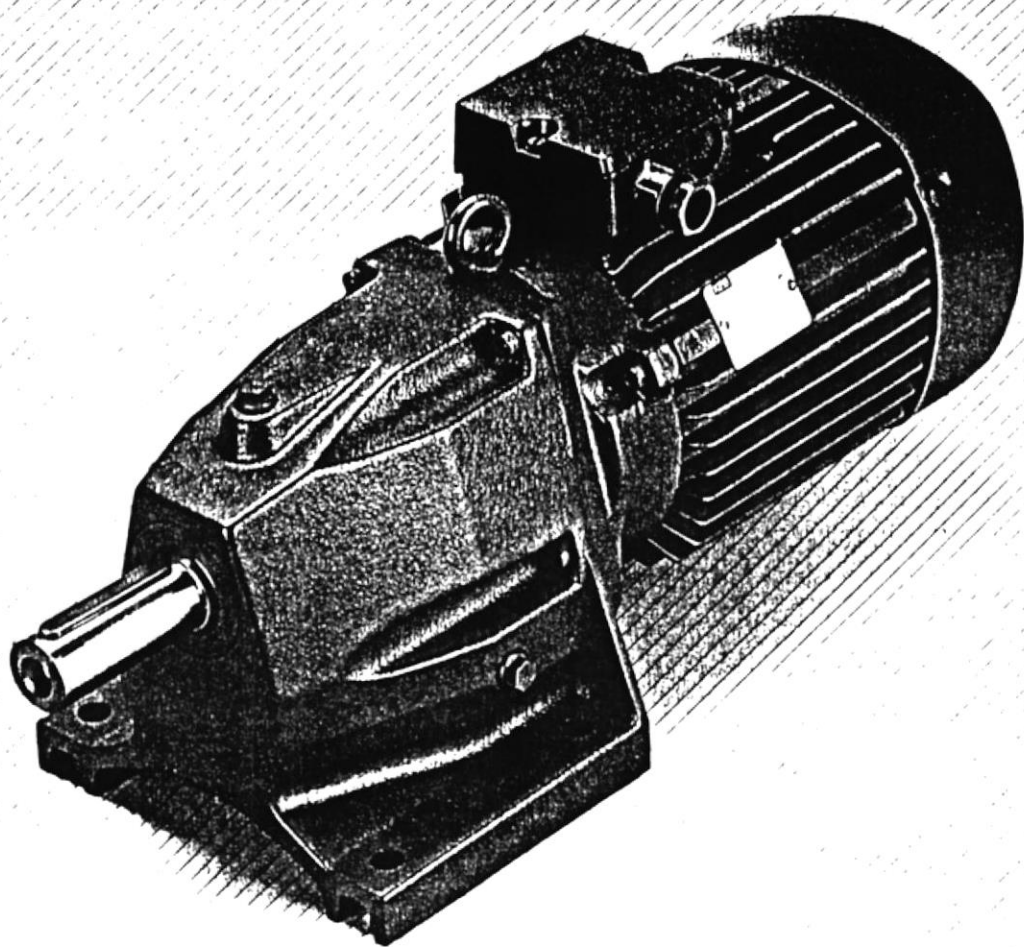
Detalle " 1 "

Escala 2 : 7

	Fecha:	Nombre:	ESPOL Guayaquil - Ecuador	Tesis de Grado Facultad de Ingeniería en Mecánica
Dibujo	30/01/98	F. Arias		
Proy.	30/01/98	F. Arias		
Aprobó	30/01/98	E. Villacis		
ESCALA:	CONJUNTO BANCADA Placa Protectora			No. de Plano
1 : 7				3 / 6
 				

APÉNDICE

Getriebemotoren und Getriebe
Geared motors and gear units
Moto-réducteurs et engrenages



KEB
ANTRIEBSTECHNIK

Stirnradschnecken- getriebemotoren

Technische Eigenschaften Antriebsauswahl

Technische Eigenschaften

Der Einsatz von Schneckengetriebemotoren erfolgt dort, wo bei kleinem Raumbedarf hohe Drehmomente übertragen werden müssen und eine rechtwinklige Anordnung der Abtriebswelle zum Motor erforderlich ist. Die Stirnradschneckengetriebemotoren bestehen aus den Elementen Schneckenstufe, Stirnradstufe und Elektromotor. Die gehärteten und geschliffenen Zahnflanken der Schneckenwelle und das aus Bronze gefertigte Schneckenrad gewährleisten einen hohen Wirkungsgrad und geringen Verschleiß. Die Getriebe zeichnen sich durch geräuscharm und stoßdämpfende Drehmomentübertragung aus.

Antriebsauswahl

Die in der Typenübersicht angegebenen Leistungs- und Drehmomentwerte gelten für folgende Betriebsbedingungen:

- Schmierung mit synthetischem Öl
- Dauerbetrieb bei gleichmäßiger Belastung und 8 Stunden täglicher Betriebsdauer
- Umgebungstemperatur 20 °C
- Schmierstofftemperatur 90 °C (Mineralöl) bzw. 100 °C (synthetisches Öl)
- 5 Anläufe pro Stunde bei max. 2 Sekunden Anlaufzeit (während des Anlaufes kann das Zweifache des Nennmomentes übertragen werden).

Betriebsbedingungen, die hiervon abweichen, sind durch entsprechende Faktoren bei der Auswahl zu berücksichtigen.

Die Auswahl der Stirnradschneckengetriebemotoren ist vorzugsweise über das Antriebsdrehmoment der Arbeitsmaschine vorzunehmen. Dabei ist nach mechanischer und thermischer Beanspruchung zu unterscheiden. Erfolgt der Einsatz des Stirnradschneckengetriebemotors nicht radial- und axialkraftfrei, ist Rücksprache mit dem Hersteller erforderlich.

Auswahl nach der mechanischen Beanspruchung

$$M_{mech.out} = f_B \times f_H \times f_S \times M_a \text{ oder}$$

$$P_{mech.out} = f_B \times f_H \times f_S \times P_a$$

- M_a [Nm] Antriebsdrehmoment der Arbeitsmaschine
- P_a [kW] Leistung der Arbeitsmaschine
- f_B Betriebsfaktor (siehe Tabelle)
- f_S Faktor für Art des Schmierstoffes (siehe Tabelle)
- f_H Faktor für Anlaufhäufigkeit (siehe Tabelle)

Auswahl nach der thermischen Beanspruchung

$$M_{th.out} = f_E \times f_T \times f_S \times M_a \text{ oder}$$

$$P_{th.out} = f_E \times f_T \times f_S \times P_a$$

- f_E Faktor für Einschaltdauer (siehe Tabelle)
- f_T Faktor für Umgebungstemperatur (siehe Tabelle)

Helical-worm gear motors

Technical characteristics Drive selection

Technical characteristics

Worm gear motors are used wherever high torques must be transmitted, space is at a premium and a right-angled arrangement of the output shaft to the motor is necessary. The worm gear motors comprise a worm stage, a helical gear stage and the electric motor. The hardened and ground tooth flanks of the worm shaft and the bronze worm wheel assure high efficiency and low wear. The gear units feature low-noise and shockabsorbent torque transmission.

Drive selection

The power ratings and torques quoted in the type summary apply for the following operating conditions:

- lubrication with synthetic oil
- continuous operation under a steady load for 8 hours operating time daily
- ambient temperature 20 °C.
- lubricant temperature 90 °C (mineral oil) or 100 °C (synthetic oil)
- 5 starts per hour with max. 2 seconds starting time (during the start-up, twice the rated torque can be transmitted).

Operating conditions deviating from those mentioned above have to be taken into consideration using the corresponding factors during the selection. A distinction is to be made between mechanical and thermal loading. If the application of the worm gear motors is not free from radial and axial forces, please, consult the manufacturer.

Selection on the basis of mechanical loading

$$M_{mech.out} = f_B \times f_H \times f_S \times M_a \text{ or}$$

$$P_{mech.out} = f_B \times f_H \times f_S \times P_a$$

- M_a [Nm] driving torque of driven machine
- P_a [kW] power of driven machine
- f_B application factor (see table)
- f_S factor for kind of lubricant (see table)
- f_H factor for starting frequency (see table)

Selection on the basis of thermal loading

$$M_{th.out} = f_E \times f_T \times f_S \times M_a \text{ or}$$

$$P_{th.out} = f_E \times f_T \times f_S \times P_a$$

- f_E factor for duty (see table)
- f_T factor for ambient temperature (see table)

Moto-réducteurs à engrenages cylindriques à vis sans fin

Caractéristiques techniques Choix de la motorisation

Caractéristiques techniques

Les moto-réducteurs à vis sans fin sont recommandés surtout dans le cas où il s'agit de transmettre de couples moteurs élevés dans un encombrement réduit et où il est nécessaire de disposer l'arbre moteur rectangulairement par rapport au moteur. Les moto-réducteurs à engrenages cylindriques à vis sans fin se composent du train de vis sans fin, du train d'engrenages cylindriques et du moteur électrique. Les profils de dent trempés et rectifiés des arbres de vis sans fin et la roue tangente fabriquée en bronze assurent un rendement élevé ainsi qu'une faible usure. Les réducteurs se distinguant par une transmission silencieuse et amortissante du couple moteur.

Sélection de la motorisation

Les valeurs de la puissance et du couple moteur indiquées dans la liste des types sont valables pour les conditions de service suivantes:

- Lubrification à l'huile synthétique
- Service permanent à charge uniforme et pour une durée de service journalière de 8 heures
- Température ambiante de 20 °C
- Température de lubrifiant de 90 °C (huile minérale) ou de 100 °C synthétique)
- 5 démarrages par heures, pour une durée de démarrage de 2 secondes au max. (pendant le démarrage peut être transmis le double du couple nominal).

Les conditions de service y différant devront être prises en compte lors de la sélection du réducteur en utilisant des facteurs appropriés. La sélection des moto-réducteurs à engrenages cylindriques à vis sans fin s'effectuera de préférence sur la base du couple moteur de la machine de travail. Pour ce faire, il faut distinguer entre la charge mécanique et la charge thermique. Si le moto-réducteur à engrenages cylindriques à vis sans fin ne fonctionne pas dans des conditions exemptes de force radiales et axiales prière de consulter le fabricant.

Sélection selon la charge mécanique

$$M_{mech.out} = f_B \times f_H \times f_S \times M_a \text{ ou bien}$$

$$P_{mech.out} = f_B \times f_H \times f_S \times P_a$$

- M_a [Nm] étant le couple moteur de la machine de travail
- P_a [kW] étant la puissance de la machine de travail
- f_B étant le facteur de service (cf. tableau)
- f_S étant le facteur pour le genre de lubrifiant (cf. tableau)
- f_H étant le facteur pour la fréquence de démarrage (cf. tableau)

Sélection selon la charge thermique

$$M_{th.out} = f_E \times f_T \times f_S \times M_a \text{ ou bien}$$

$$P_{th.out} = f_E \times f_T \times f_S \times P_a$$

- f_E étant le facteur pour durée de mise en service (cf. tableau)
- f_T étant le facteur pour la température ambiante (cf. tableau)

Stirnradschnecken- getriebemotoren

Helical-worm gear motors

Moto-réducteurs à engre- nages cylindriques à vis sans fin

Antriebsauswahl

Drive selection

Choix de la motorisation

Die Auswahl der Getriebegröße richtet sich nach dem größeren der beiden errechneten Werte. Dabei gilt:

$$M_{\text{mech. erf.}} \leq M_N \text{ oder } \frac{P_{\text{mech. erf.}}}{\eta} \leq P_N$$

$$M_{\text{th. erf.}} \leq M_N \text{ oder } \frac{P_{\text{th. erf.}}}{\eta} \leq P_N$$

M_N [Nm] Nennmoment des Getriebes an der langsamlaufenden Welle

P_N [kW] Nennleistung des Getriebes an der schnelllaufenden Welle

η Betriebswirkungsgrad des Getriebes

$$\eta = \frac{M_N \times n}{9550 \times P_N}$$

The greater of the two values calculated is taken for the selection of the gear unit size. The following applies here:

$$M_{\text{mech. erf.}} \leq M_N \text{ or } \frac{P_{\text{mech. erf.}}}{\eta} \leq P_N$$

$$M_{\text{th. erf.}} \leq M_N \text{ or } \frac{P_{\text{th. erf.}}}{\eta} \leq P_N$$

M_N [Nm] rated torque of gear unit at low-speed shaft

P_N [kW] power rating of gear unit at high-speed shaft

η operating efficiency of gear unit

$$\eta = \frac{M_N \times n}{9550 \times P_N}$$

La sélection de la taille de réducteur se fait selon la valeur supérieure de ces deux valeurs calculées. Dans ce contexte est valable ce qui suit:

$$M_{\text{mech. erf.}} \leq M_N \text{ ou } \frac{P_{\text{mech. erf.}}}{\eta} \leq P_N$$

$$M_{\text{th. erf.}} \leq M_N \text{ ou } \frac{P_{\text{th. erf.}}}{\eta} \leq P_N$$

M_N [Nm] étant le couple nominal du réducteur sur l'arbre à petite vitesse

P_N [kW] étant la puissance nominale du réducteur sur l'arbre à grande vitesse

η étant le rendement de service du réducteur

$$\eta = \frac{M_N \times n}{9550 \times P_N}$$

Betriebsfaktor f_B

Application factor f_B

Facteur de service f_B

Stoßgrad/ Shock grade/Degré de choc

Schaltungen/Stunde / Operations/hour /
Changements de vitesse/heure

	< 10	100	200	> 200
I (gleichmäßig/constant/uniforme)	1,00	1,10	1,20	1,40
II (mäßige Stöße/moderate shocks/coups d'intensité modérée)	1,25	1,40	1,50	1,75
III (mittlere Stöße/medium shocks/coups d'intensité moyenne)	1,50	1,60	1,75	2,10
IV (starke Stöße/severe shocks/coups d'intensité forte)	1,75	1,90	2,10	2,40

Beispiele für den Stoßgrad angetriebener Maschinen

Examples for shock grade of driven machine

Exemples pour les degrés de choc de machines commandées

Stoßgrad	angetriebene Maschine	shock grade	driven machine	degré de choc	machine commandée
I gleichmäßig	Stromerzeuger, Gurtförderer, Förderschnecken, leichte Aufzüge, Verpackungsmaschinen, Vorschubantriebe für Werkzeugmaschinen, Lüfter, leichte Zentrifugen, Rührer und Mischer für Stoffe gleichmäßiger Dichte	I constant	Generators, belt conveyors, light lifts, packaging machines, feed drives for machine tools, fans, light centrifuges, stirrers and mixers for substances of uniform consistency	I chocs réguliers	Générateurs, transporteurs à courroie, hélices transporteuses, ascenseurs légers, machines d'emballage, mécanismes d'avancement pour machines-outils, ventilateurs, centrifugeuses légères, agitateurs et mélangeurs pour matières de densité uniforme
II mäßige Stöße	Hauptantrieb von Werkzeugmaschinen, schwere Aufzüge, Drehwerke von Kränen, schwere Zentrifugen, Rührer und Mischer für Stoffe ungleichmäßiger Dichte, Grubenlüfter, Drehöfen	II moderate shocks	Main drive of machine tools, heavy lifts, slewing gear of cranes, heavy centrifuges, stirrers and mixers for substances of nonuniform consistency, mine fans, rotary ovens	II chocs d'intensité modérée	motorisation principale de machine-outils ascenseurs lourds, dispositifs de rotation de grues, centrifugeuses lourdes, agitateurs et mélangeurs pour matières de densité irrégulière, ventilateurs de mine, fourneaux tournants
III mittlere Stöße	Holzbearbeitungsmaschinen (Sägegatter), Hubwerke, Einzylinder-Kolbenpumpen, Kugelmøhlen, Extruder	III medium shocks	Woodworking machines (gang frame saws), hoisting gear, single-cylinder piston pumps, pebble mills, extruders	III chocs d'intensité moyenne	Machines à travailler le bois (scies à cadre), dispositifs de levage, pompes alternatives monocylindriques, broyeurs à boulets, extrudeuses
IV starke Stöße	Brecher (Stein, Erz), Siebantriebe, Kollergänge, Briquettpressen, Schälmaschinen, Löffelbagger, Eimerkettenantriebe	IV severe shocks	Crusher (stone, ore), screen drives, edge mills, briquette presses, peeling machines, power shovels, chain-and-bucket excavator drives	IV chocs d'intensité forte	concasseurs (pierres, minéraux), motorisations pour installations de criblage, broyeurs à meules, presses à briquettes, machines à monder, pelles excavatrices, motorisations pour chaînes à godets

Antriebsauswahl

Drive selection

Choix de la motorisation

Faktor f_E /Factor f_E /Facteur f_E

Einschaltdauer ED je Stunde in %

Duty ED per hour in %

Durée de mise en service par heure en %

	10	20	40	60	80	100
--	----	----	----	----	----	-----

f_E	0,5	0,65	0,7	0,8	0,9	1,0
-------	-----	------	-----	-----	-----	-----

Hinweis:

Einschaltdauer ED [%] =
Laufzeit/Std unter Last [min] × 100/60

Note:

Duty ED [%] =
operating time/hour under
load [min] × 100/60

Nota:

Durée de mise en service [%] =
Durée de service/heure sous
charge [mn] × 100/60

Faktor f_T /Factor f_T /Facteur f_T

Umgebungstemperatur in °C

Ambient temperature in °C

Température ambiante en °C

	10	20	30	40	50
--	----	----	----	----	----

f_T	0,9	1,0	1,2	1,5	1,9
-------	-----	-----	-----	-----	-----

Faktor f_S für Schmiering mit Mineralölen (bei synthetischen Ölen ist $f_S = 1$)

Factor f_S for lubrication with mineral oils ($f_S = 1$ in case of synthetic oils)

Facteur f_S pour la lubrification aux huiles minérales (pour les huiles synthétiques $f_S = 1$)

Baugröße SSG/Size SSG/Taille moteur SSG	50	63	80	100	125
---	----	----	----	-----	-----

f_S	1,18	1,20	1,20	1,20	1,25
-------	------	------	------	------	------

Faktor f_H /Factor f_H /Facteur f_H

Anlaufhäufigkeit pro Stunde/Starting frequency per hour/Fréquence de démarrage par heure f_H

bis 5 Anläufe/up to 5 starts/jusqu'à 5 démarrages	1,00
bis 10 Anläufe/up to 10 starts/jusqu'à 10 démarrages	1,05
bis 60 Anläufe/up to 60 starts/jusqu'à 60 démarrages	1,10
bis 120 Anläufe/up to 120 starts/jusqu'à 120 démarrages	1,20
> 120 Anläufe/ > 120 starts/ > 120 démarrages	1,25

Zulässige Radialkräfte für die
Abtriebswelle

Kraftangriff auf Wellenmitte

Permissible radial forces for the
output shaft

Application of force at shaft centre

Forces radiales admissibles pour
l'arbre de sortie

Application de force sur le milieu d'arbre

Typ	Zulässige Radialkräfte F_{Rzul} [N] bei Abtriebsdrehzahlen [min ⁻¹]			
	< 16	< 25	≤ 40	≤ 71
SSG 50	4400	4400	4300	3800
SSG 63	6600	6600	5700	4700
SSG 80	8000	7600	6500	5700
SSG 100	10000	10000	8800	6300
SSG 125	14000	13000	12000	11000

Hinweis:

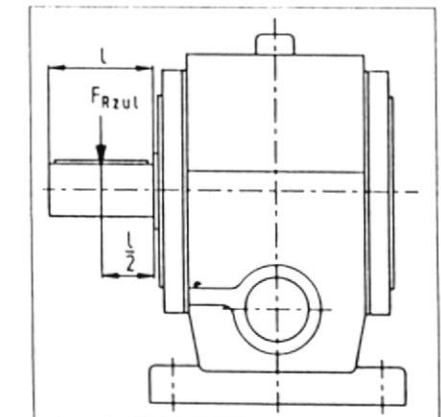
Sollten die für den speziellen Antriebsfall ermittelten Radialkräfte höher als die Tabellenwerte liegen, so ist Rücksprache im Herstellerwerk erforderlich.

Note:

If the radial forces found for the specific drive application are greater than the values in the table, the manufacturer must be consulted.

Nota:

Si, pour un cas de motorisation spécifique, les forces radiales déterminées sont supérieures à celles indiquées dans le tableau il est nécessaire de consulter le fabricant.



Lieferbare Ausführungen

Die Reihe Stirnradschneckengetriebemotoren (SSG) umfaßt 5 Baugrößen, die in Fuß- oder Flanschausführung (mit einem oder zwei Wellenenden) oder in Aufsteckausführung (mit oder ohne Flansch und Drehmomentstütze) geliefert werden können. Der serienmäßige Schutzgrad ist IP 55.

Für alle Ausführungen sind die Füße des Getriebegehäuses nutzbar.

Available versions

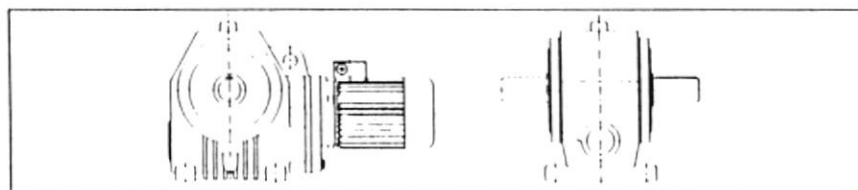
The helical worm gear series (SSG) comprises 5 frame sizes that can be supplied in foot mounted or flange mounted versions (with one or more shaft extensions) or as an attachment version (with or without flange and torque brace). The standard Protection Standard is IP 55.

The foot elements of the gear unit casing can be used for all versions.

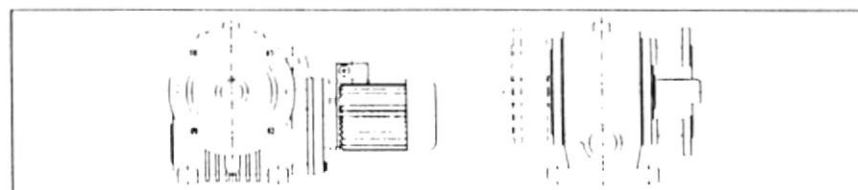
Exécution disponibles

La série de moto-réducteurs à engrenages cylindriques à vis sans fin (SSG) comprend 5 types qui sont disponibles en exécution à pattes ou à flasque-bride (avec un ou deux bouts d'arbre) ou en exécution à arbre creux (avec ou sans flasque-bride et bras de couple). Le degré de protection de série est IP 55.

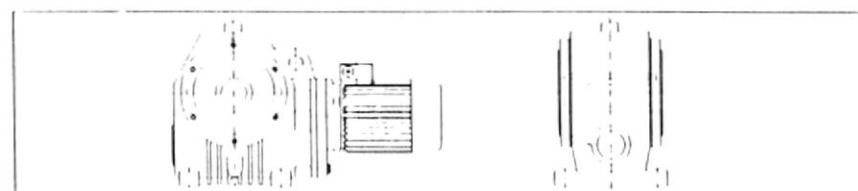
Pour toutes les exécutions il est possible d'utiliser les pattes du carter d'engrenage.



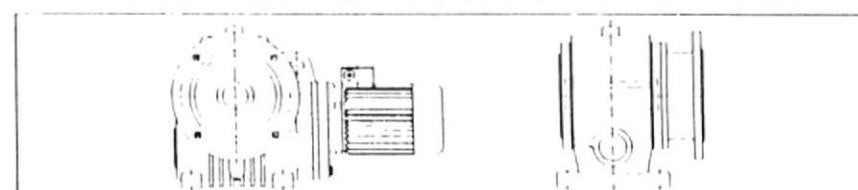
Stirnradschneckengetriebemotor, Fußausführung
Helical-worm gear motor, foot mounted version
Moto-réducteurs à engrenages cylindriques à vis sans fin, exécution à pattes
(SSG 63 KPR 56 K4)



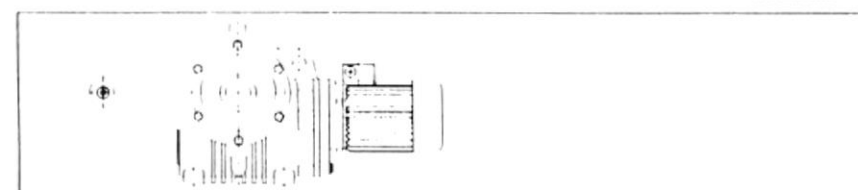
Stirnradschneckengetriebemotor, Flanschausführung
Helical-worm gear motor, flange mounted version
Moto-réducteurs à engrenages cylindriques à vis sans fin, exécution à flasque-bride
(SSG 63 F KPR 56 K4)



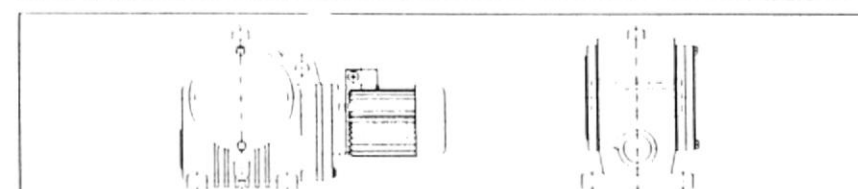
Stirnradschneckengetriebemotor, Aufsteckausführung
Helical-worm gear motor, attachment version
Moto-réducteurs à engrenages cylindriques à vis sans fin, exécution à arbre creux
(SSG 63 A KPR 56 K4)



Stirnradschneckengetriebemotor, Aufsteckausführung mit Flansch
Helical-worm gear motor, attachment version with flange
Moto-réducteurs à engrenages cylindriques à vis sans fin, exécution à arbre creux, avec flasque-bride
(SSG 63 AF KPR 56 K4)



Stirnradschneckengetriebemotor, Aufsteckausführung mit Drehmomentstütze
Helical-worm gear motor, attachment version with torque brace
Moto-réducteurs à engrenages cylindriques à vis sans fin, exécution à arbre creux avec bras de couple
(SSG 63 AD KPR 56 K4)



Stirnradschneckengetriebemotor, Aufsteckausführung mit Abdeckhaube
Helical-worm gear motor, attachment version with outer casing
Moto-réducteurs à engrenages cylindriques à vis sans fin, exécution à arbre creux avec capot de recouvrement
(SSG 63 AH KPR 56 K4)



Stirnradschneckengetriebemotor mit beidseitiger Abtriebswelle
Helical-worm gear motor with output shaft at both ends
Moto-réducteurs à engrenages cylindriques à vis sans fin, avec arbre moteur bilatéral
(SSG 63 L KPR 56 K4)

Aufstellung, Inbetriebnahme und Wartung

Aufstellung

- Getriebe erschütterungsfrei und ohne Verspannungen montieren
- Schrauben der Festigkeitsklasse 8.8 verwenden
- Drehmomentstütze mit Schrauben der Festigkeitsklasse 8.8 am Gehäuse befestigen.

Inbetriebnahme und Wartung

Die Getriebe sind für Schmierung mit synthetischem Öl auf Polyglykolbasis ausgelegt. Beim Einsatz von Mineralöl verringert sich der Wirkungsgrad und damit die angegebene Leistung. Vor Inbetriebnahme des Getriebes ist zu prüfen, ob die Entlüftung über die Öleinfüllschraube gewährleistet ist.

Da bei neuen Getrieben der Schneckenradsatz zunächst auf den optimalen Reibungswinkel einlaufen muß, wird empfohlen, je 100 Stunden zunächst für einige Stunden in Leerlauf und anschließend für mehrere Stunden unter ca. 50 % der Nennlast zu betreiben. Ist aus bestimmten Gründen ein Betrieb mit Teillast nicht möglich, sollte das Getriebe nach Erreichen einer Öltemperatur von ca. 85–90 °C wiederholt stillgesetzt werden. Ein guter Einlauf ist entscheidend für die Leistungsfähigkeit und Lebensdauer des Getriebes.

Synthetisches Öl

Die angegebenen synthetischen Getriebeöle wirken reibungsmindernd, haben ein sehr gutes Viskositäts-Temperaturverhalten und bieten hohen Verschleißschutz. Weiterhin zeichnen sie sich durch eine hohe Alterungsbeständigkeit aus.

Für die Getriebemotoren der Baugrößen SSG 50 bis SSG 80 wird synthetisches Öl PG 460 empfohlen. Ab Baugröße SSG 100 erfolgt die Ölswahl nach der Drehzahl der Schneckenwelle. Getriebe mit 4-poligen Motoren werden mit PG 460, Getriebe mit 6- oder 8-poligen Motoren werden mit PG 680 geschmiert.

Gegenüber Mineralölen können die Ölwechselintervalle von 4000 auf 15000 Betriebsstunden erhöht werden, wobei die Zeitabstände nicht größer als 5 Jahre sein sollen. Synthetische Getriebeöle sind außerdem in einem Temperaturbereich von –30 °C bis +140 °C einsetzbar.

Minerallisches Öl

Die in der Auswahltablette angegebenen Mineralöle enthalten Wirkstoffzusätze zur Erhöhung der Alterungsbeständigkeit, des Korrosionsschutzes sowie der Verbesserung des Verhaltens im Mischreibungsbereich, entsprechen den Mindestanforderungen nach DIN 51517/3.

Installation, commissioning and maintenance

Installation

- Install the gear units in a vibration-free and nondistorted manner.
- Use screws of Property Class 8.8.
- Fasten the torque brace to the casing, using screws of Property Class 8.8.

Commissioning and maintenance

The gear units should be lubricated with synthetic oil based on polyethylene glycol. The use of mineral oil will reduce the efficiency and thus the given performance.

Prior to the commissioning of the gear unit, check the oil filler plug for proper ventilation.

As the worm-wheel set of new gear units must first be run in to find its optimum angle of friction, it is recommended first to operate the gear unit under no-load condition for some hours and then again at about 50 % of its rated load for several hours. If, for some reasons or other, it is not possible to operate the gear unit at partial load, make sure to stop the unit each time the oil temperature reaches about 85–90 °C. The efficiency and the service life of a gear unit depend on proper running-in.

Synthetic oil

The given synthetic gear oils are friction-reducing oils with excellent viscosity-temperature characteristics and offer a high wear protection. Another feature of these oils is their high resistance to ageing. Geared motors of sizes SSG50 to SSG80 should be lubricated with the synthetic oil PG 460. As from size SSG 100, the oil to be used depends on the speed of the worm shaft. Gear units having motors with 4 poles should be lubricated with PG 460 and gear units having motors with 6 or 8 poles should be lubricated with PG 680.

As compared with mineral oils, the oil change intervals can be increased from 4,000 to 15,000 operating hours. However, the intervals should not be greater than 5 years. Furthermore, synthetic oils can be used at a temperature range of –30 °C to +140 °C.

Mineral oil

The mineral oils given in the selection table contain additives to increase the ageing resistance and the corrosion protection and to improve their behaviour in the area of mixed friction, according to the minimum requirements set forth in DIN 51517/3.

Implantation, mise en service et maintenance

Implantation

- Monter le réducteur à l'abri des vibrations et des torsions
- Utiliser des vis de la classe de résistance 8.8
- Fixer le bras de couple sur le carter en utilisant des vis de la classe de résistance 8.8

Mise en service et maintenance

Les réducteurs sont conçus pour la lubrification à l'huile synthétique à base de polyglycol. L'utilisation d'huile minérale entraînera la diminution du rendement et, par conséquent, celle de la puissance indiquée.

Avant la mise en service du réducteur il faut contrôler la bonne évacuation d'air par l'intermédiaire de la vis de remplissage d'huile. Comme pour les réducteurs neufs, le train de roues tangentielles doit être rodé pour trouver son angle de frottement optimal, il est recommandé de faire fonctionner le réducteur d'abord en marche à vide et ensuite à une charge inférieure à 50 % de la charge nominale, ceci chaque fois pendant plusieurs heures. Si, pour des raisons données, un service à charge partielle ne sera pas possible, il est recommandé d'arrêter le réducteur à plusieurs reprises, chaque fois après avoir obtenu une température d'huile d'env. 85 à 90 °C. Un rodage correct est décisif pour la capacité et la durée de vie du réducteur.

Huile synthétique

Les huiles à engrenages synthétiques indiquées diminuent le frottement et présentent une bonne tenue viscosité-température tout en offrant une grande protection d'usure. En plus, elles se distinguent par une haute résistance au vieillissement.

Pour les moto-réducteurs des types SSG 50 à SSG 80 il est recommandé d'utiliser l'huile synthétique PG 460. À partir du type SSG 100, le choix de l'huile se fait en fonction du nombre de tours de l'arbre à vis. Les réducteurs ayant des moteurs à 4 pôles sont lubrifiés avec l'huile PG 460, les réducteurs avec moteurs à 6 ou 8 pôles sont lubrifiés avec l'huile PG 680.

Comparé aux huiles minérales, il est possible d'augmenter les intervalles de renouvellement d'huile de 4000 à 15000 heures de service, les intervalles ne devant pourtant pas dépasser une période de 5 ans. En plus, les huiles synthétiques peuvent être utilisées dans une gamme de température comprise entre –30 °C et +140 °C.

Huile minérale

Les huiles minérales indiquées dans le tableau de sélection contiennent des additifs destinés à augmenter la résistance au vieillissement et la protection anticorrosive ainsi qu'à améliorer la tenue en zone de frottement mixte, conformément aux exigences minimales de la norme DIN 51517/3.

Stirnradschnecken- getriebemotoren

Helical-worm gear motors

Moto-réducteurs à engre- nages cylindriques à vis sans fin

Aufstellung, Inbetriebnahme und Wartung

Installation, commissioning and maintenance

Implantation, mise en service et maintenance

Die Öle sind für Betriebstemperaturen bis 90 °C sowie für Umgebungstemperaturen bis -10 °C geeignet. Für die Getriebemotoren der Baugrößen SSG 50 bis SSG 80 wird Mineralöl CLP 460 empfohlen. Ab Baugröße SSG 100 erfolgt die Ölauswahl nach der Drehzahl der Schneckenwelle. Getriebe mit 4-poligen Motoren werden mit CLP 460, Getriebe mit 6- oder 8-poligen Motoren werden mit CLP 680 geschmiert.

Das Öl muß nach je 4000 Betriebsstunden des Getriebes, mindestens nach je 15 Monaten gewechselt werden. Bei besonderen Umgebungsbedingungen, z. B. bei starker Staubentwicklung, ist nach 2000 Betriebsstunden zu prüfen, ob das Öl weiter einsetzbar ist (Prüfung auf Gehalt an festen Stoffen).

These oils are suited for use at operating temperatures up to 90 °C and at ambient temperatures down to -10 °C. Geared motors of sizes SSG 50 to SSG 80 should be lubricated with mineral oil CLP 460. As from size SSG 100, the oil to be used depends on the speed of the worm shaft. Gear units having motors with 4 poles should be lubricated with CLP 460 and gear units having motors with 6 or 8 poles should be lubricated with CLP 680.

The oil must be renewed after every 4,000 operating hours of the gear unit, at least after every 15 months. Under certain ambient conditions, e. g. in case of heavy dust formation, the oil should be checked after 2,000 operating hours in order to find out whether it can be used any longer (check the solids content).

Les huiles sont appropriées à des températures de service allant jusqu'à 90 °C ainsi qu'à des températures ambiantes jusqu'à -10 °C. Pour les moto-réducteurs des types SSG 50 à SSG 80, il est recommandé d'utiliser l'huile minérale CLP 460. A partir du type SSG 100, le choix de l'huile se fera en fonction du nombre de tours de l'arbre à vis. Les réducteurs ayant des moteurs à 4 pôles sont lubrifiés avec l'huile CLP 460, les réducteurs avec des moteurs à 6 ou à 8 pôles sont lubrifiés avec l'huile CLP 680.

L'huile devra être renouvelée après chaque fois 4000 heures de service du réducteur et au moins après 15 mois de service. Dans des conditions ambiantes particulières, p. ex. en cas d'un fort dégagement de poussière, il y a lieu de contrôler après 2000 heures de service si l'huile est encore utilisable (contrôle de la teneur en matières solides).

Schmierstoffmengen in Liter (Richtwerte)	Quantities of lubricant in litres (approx. quantities)			Quantités de lubrifiant en litres (valeurs approx.)	
Bauform Type of construction Forme de construction	Getriebetyp/Gear unit type/Type de réducteur				
	SSG 50	SSG 63	SSG 80	SSG 100	SSG 125
B3					
B5I	0.6	0.8	1.4	2.1	3.3
H1					
B5					
B6	0.8	1.0	2.3	3.2	4.8
H4					
B5II *					
B6II *	1.8(15)	1.9(15)	3.2(20)	5.7(30)	10.0(40)
H3 *					
V1					
V3					
V5	0.8	1.1	2.0	2.9	5.5
H5					
H6					
B5III					
B8	1.0	1.8	2.5	4.0	7.5
H2					

* () Füllstand [mm] unter Oberkante Getriebedeckel

* () Lubricant level [mm] under upper edge of gear unit cover

* () Niveau de remplissage [mm] au-dessous du bord supérieur du couvercle d'engrenage

Aufstellung, Inbetriebnahme
und Wartung

Installation, commissioning
and maintenance

Implantation, mise en service
et maintenance

Schmierstofftabelle

Table of lubricants

Tableau des lubrifiants

Schmierstoffart Type of lubricant Genre de lubrifiant	Kennzeichnung Designation Désignation	kin. Vik. bei 40 °C cSt Kin. Vik. at 40 °C cSt Kin. Vik. a 40 °C cSt	Aral	BP	DEA	Esso	Klüber	Mobil	Shell
synthetisch: Öle (Polyglykole) synthetic oils (Polyglycole) huiles synthétiques (Polyglycols)	PG 460	414-506	Degol GS 460	BP Energol SG-XP 460	Polydea PGLP 460	Umlauföl S 460	Syntheso GH 6-460	Mobil Glygoyl 80	Tivela Oil SD
	PG 680	612-748			Polydea PGLP 680		Syntheso GH 6-680		
Mineralöle Mineral oils Huiles minérales	CLP 460	414-506	BG 460 BMB 460	BP Energol GR-XP 460	Falcon CLP 460	SPARTAN EP 460	GEM 1-460 Unimoly 460	Mobilgear 634	Shell Omala Oel 460
	CLP 680	612-748	BG 680 BMB 680	BP Energol GR-XP 680	Falcon CLP 680	SPARTAN EP 680	GEM 1-680 Unimoly 680	Mobilgear 636	Shell Omala Oel 680
Fett (Wälzlager) Grease (Bearings) Graisse (Roulements)			Aralup HLP 2	BP Energr. LS-EP 2	Glissando EP 2	Beacon EP 2		Mobilux EP 2	Shell Alvania EP Fett 2

Die Reihenfolge der genannten Firmen ist alphabetisch und besagt nichts über die Ölqualitäten! Wir empfehlen die Verwendung dieser oder nachweislich gleichwertiger Schmierstoffe.

The companies are listed in alphabetical order. This order does not imply any oil quality criterion! We recommend to use the given lubricants or such lubricants which are really equivalent to them.

Les fournisseurs de lubrifiants figurant ci-dessus sont indiqués dans l'ordre alphabétique et non pas dans l'ordre des qualités des huiles! Nous vous recommandons d'utiliser les lubrifiants indiqués ou des lubrifiants qui ont les mêmes caractéristiques.

Stirnradschnecken- getriebemotoren

Helical-worm gear motors

Moto-réducteurs à engre- nages cylindriques à vis sans fin

Bestellhinweise

Ordering instructions

Indications portant sur la passation de commandes

Bei Anfrage und Bestellungen sind folgende Parameter möglichst vollständig anzugeben:

- Typenbezeichnung
- Nennleistung [kW] bzw. Drehmoment an der Abtriebswelle [Nm]
- Abtriebsdrehzahl [min⁻¹]
- Bauform
- Schutzart
- Betriebsspannung [V]
- Netzfrequenz [Hz]
- Betriebsart
- besondere klimatische Bedingungen

Auf Anfrage sind folgende Modifikationen möglich:

- verlängertes Abtriebswellenende bei Flanschausführung
- abweichende Drehzahlen oder Wellenenden
- Schneckengetriebe mit polumschaltbaren Motoren
- Schneckengetriebe mit Bremsmotoren
- Schneckengetriebe mit Einphasen-Wechselstrom-Motoren
- Zweites Motorwellenende
- Motoren mit Fremdlüftung
- Schneckengetriebe mit freier Antriebswelle
- Schneckengetriebe mit Anschlußflansch für IEC-Normmotoren
- Schneckengetriebe mit Drehzahlverstellung

Please quote the following parameters in as much detail as possible when making enquiries or placing orders:

- type designation
- rated power [kW] or torque at the gear shaft [Nm]
- output shaft speed [rpm]
- type of construction
- protection standard
- operating voltage [V]
- mains frequency [Hz]
- operating mode
- special climatic conditions

The following modifications are possible on request:

- extended output shaft end in case of flange mounted version
- non-standard speeds or shaft extensions
- worm gear units with pole-changing motors
- worm gear units with brake motors
- worm gear units with single-phase a. c. motors
- second motor shaft extension
- motors with external ventilation
- worm gear units with free drive shaft
- worm gear units with connection flange for IEC standard motors
- worm gear units with speed adjustment

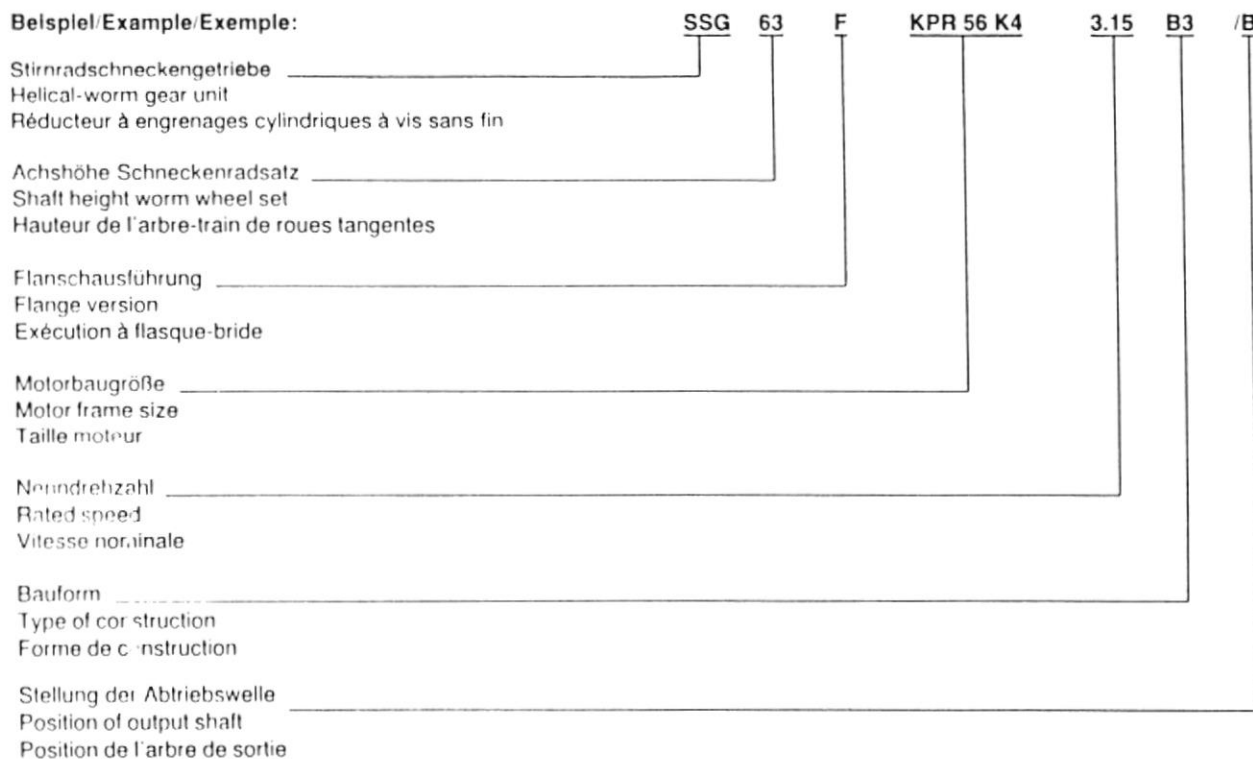
En cas de demandes et de commandes de matériel il faut indiquer le plus complètement possible les paramètres suivants:

- Code de désignation
- Puissance nominal [kW] et/ou couple moteur sur l'arbre de transmission [Nm]
- Vitesse de sortie [t/mn]
- Forme de construction
- Type de protection
- Tension de service [V]
- Fréquence du réseau [Hz]
- Mode de service
- Conditions climatiques particulières

A la demande du client, sont disponibles les modifications suivantes:

- bout d'arbre de sortie prolongé pour l'exécution à flasque- bride
- vitesses ou bouts d'arbre autres que ceux indiqués
- réducteur à vis sans fin avec moteurs à nombre de pôles variable
- réducteur à vis sans fin avec moto-freineurs
- réducteur à vis sans fin avec moteurs à courant alternatif monophasés
- deuxième bout d'arbre de moteur
- moteur à ventilation forcée
- réducteur à vis sans fin avec arbre moteur libre
- réducteur à vis sans fin avec bride de fixation pour moteurs normalisés C.I.E.
- réducteur à vis sans fin avec réglage de vitesse

Beispiel/Example/Exemple:



Erfolgt keine Angabe zur Stellung der Abtriebswelle, so wird das Getriebe mit Abtriebswelle in Stellung A geliefert.

If the position of the output shaft is not specified by the customer then the gear unit with output shaft will be in position A supplied.

Si aucune indication n'est donnée pour la position de l'arbre de sortie, le réducteur sera fourni avec l'arbre de sortie en position A.

Auswahltablelle		Selection table		Tableau de sélection	
Leistung Power Puissance [kW]	Nenn Drehzahl [min ⁻¹] Rated speed [rpm] Vitesse nominale [l/mn]	Typ Type Type	Drehmoment Torque Couple [Nm]	Masse ca. Weight approx. Masse env. [kg]	
0.12	2.5	SSG80 KPR63G8	302	31	
	2.5	SSG63 KPR56G6	233	22	
	3.15	SSG63 KPR56K4	207	21	
	4.0	SSG50 KPR56K4	147	16	
	5.0	SSG50 KPR56K4	135	16	
	6.3	SSG50 KPR56K4	98	16	
	8.0	SSG50 KPR56K4	79	16	
	10.0	SSG50 KPR56K4	64	16	
	12.5	SSG50 KPR56K4	60	16	
	16.0	SSG50 KPR56K4	46	16	
	20.0	SSG50 KPR56K4	37	16	
	25.0	SSG50 KPR56K4	34	16	
	31.5	SSG50 KPR56K4	28	16	
	40.0	SSG50 KPR56K4	21	16	
71.0	SSG50 KPR56K4	12	16		
0.18	1.6	SSG80 KPR71K8	526	34	
	2.0	SSG80 KPR63K6	426	31	
	4.0	SSG63 KPR56G4	235	21	
	6.3	SSG50 KPR56G4	147	16	
	8.0	SSG50 KPR56G4	116	16	
	10.0	SSG50 KPR56G4	96	16	
	12.5	SSG50 KPR56G4	89	16	
	16.0	SSG50 KPR56G4	70	16	
	20.0	SSG50 KPR56G4	58	16	
	25.0	SSG50 KPR56G4	52	16	
	31.5	SSG50 KPR56G4	40	16	
	40.0	SSG50 KPR56G4	32	16	
	71.0	SSG50 KPR56G4	19	16	
	0.25	1.6	SSG100 KPR71G8	880	51
3.15		SSG80 KPR63G6	466	34	
5.0		SSG63 KPR63K4	255	23	
8.0		SSG50 KPR63K4	147	18	
10.0		SSG50 KPR63K4	142	18	
12.5		SSG50 KPR63K4	134	18	
16.0		SSG50 KPR63K4	97	18	
20.0		SSG50 KPR63K4	80	18	
25.0		SSG50 KPR63K4	71	18	
31.5		SSG50 KPR63K4	55	18	
40.0		SSG50 KPR63K4	45	18	
71.0		SSG50 KPR63K4	27	18	
0.37	2.0	SSG100 KPR80K8	989	54	
	4.0	SSG80 KPR63G4	526	34	
	5.0	SSG80 KPR63G4	458	34	
	6.3	SSG63 KPR63G4	299	24	
	8.0	SSG63 KPR63G4	260	24	
	10.0	SSG63 KPR63G4	215	24	
	16.0	SSG50 KPR63G4	133	19	
	20.0	SSG50 KPR63G4	128	19	
	25.0	SSG50 KPR63G4	106	19	
	31.5	SSG50 KPR63G4	91	19	
	40.0	SSG50 KPR63G4	67	19	
	71.0	SSG50 KPR63G4	40	19	
	0.55	1.6	SSG125 KPR80G8	1946	86
3.15		SSG100 KPR71G6	1119	52	
5.0		SSG100 KPR71K4	703	52	
6.3		SSG80 KPR71K4	489	37	
10.0		SSG80 KPR71K4	344	37	
12.5		SSG63 KPR71K4	254	27	
16.0		SSG63 KPR71K4	229	27	
20.0		SSG63 KPR71K4	169	27	
25.0		SSG63 KPR71K4	150	27	
31.5		SSG63 KPR71K4	120	27	
40.0		SSG50 KPR71K4	106	22	
71.0		SSG50 KPR71K4	55	22	

Auswahltablelle

Selection table

Tableau de sélection

Leistung Power Puissance [kW]	Nenndrehzahl [min ⁻¹] Rated speed [rpm] Vitesse nominale [t/mn]	Typ Type Type	Drehmoment Torque Couple [Nm]	Masse ca. Weight approx. Masse env. [kg]	
0.75	2.0	SSG125 KPR90L8	1935	91	
	4.0	SSG100 KPR71G4	1028	51	
	8.0	SSG80 KPR71G4	508	38	
	12.5	SSG80 KPR71G4	390	38	
	16.0	SSG80 KPR71G4	308	38	
	20.0	SSG63 KPR71G4	218	28	
	25.0	SSG63 KPR71G4	202	28	
	31.5	SSG63 KPR71G4	162	28	
	40.0	SSG63 KPR71G4	139	28	
	71.0	SSG63 KPR71G4	82	28	
1.1	3.15	SSG125 KPR80K4	1987	84	
	5.0	SSG125 KPR80K4	1319	84	
	6.3	SSG100 KPR80K4	850	55	
	8.0	SSG100 KPR80K4	750	55	
	10.0	SSG100 KPR80K4	681	55	
	12.5	SSG80 KPR80K4	549	42	
	16.0	SSG80 KPR80K4	487	42	
	20.0	SSG80 KPR80K4	383	42	
	25.0	SSG80 KPR80K4	314	42	
	31.5	SSG80 KPR80K4	273	42	
	40.0	SSG80 KPR80K4	225	42	
	71.0	SSG80 KPR80K4	130	42	
	80.0	SSG80 KPR80K4	110	42	
	1.5	4.0	SSG125 KPR80G4	1980	87
6.3		SSG125 KPR80G4	1587	87	
8.0		SSG125 KPR80G4	1146	87	
10.0		SSG125 KPR80G4	1160	87	
12.5		SSG125 KPR80G4	889	87	
12.5		SSG100 KPR80G4	791	58	
16.0		SSG80 KPR80G4	640	45	
25.0		SSG80 KPR80G4	428	45	
31.5		SSG80 KPR80G4	370	45	
40.0		SSG80 KPR80G4	307	45	
71.0		SSG80 KPR80G4	175	45	
80.0		SSG80 KPR80G4	148	45	
2.2		6.3	SSG125 KPR90L4	1740	92
		8.0	SSG125 KPR90L4	1484	92
	10.0	SSG125 KPR90L4	1337	92	
	12.5	SSG125 KPR90L4	1202	92	
	16.0	SSG100 KPR90L4	803	63	
	20.0	SSG100 KPR90L4	757	63	
	25.0	SSG100 KPR90L4	637	63	
	31.5	SSG100 KPR90L4	491	63	
	40.0	SSG100 KPR90L4	395	63	
	71.0	SSG100 KPR90L4	250	63	
	3.0	12.5	SSG125 KPR100S4	1628	99
		16.0	SSG125 KPR100S4	1150	99
20.0		SSG125 KPR100S4	978	99	
25.0		SSG125 KPR100S4	860	99	
31.5		SSG100 KPR100S4	740	70	
40.0		SSG100 KPR100S4	600	70	
71.0		SSG100 KPR100S4	340	70	
4.0		16.0	SSG125 KPR100L4	1434	106
	20.0	SSG125 KPR100L4	1181	106	
	25.0	SSG125 KPR100L4	1183	106	
	31.5	SSG125 KPR100L4	887	106	
	40.0	SSG125 KPR100L4	767	106	
	71.0	SSG125 KPR100L4	460	106	
5.5	31.5	SSG125 KPR112M4*	1232	119	
	50.0	SSG125 KPR112M4*	893	119	
	71.0	SSG125 KPR112M4*	670	119	

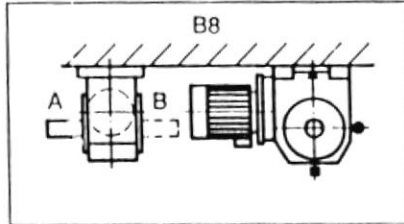
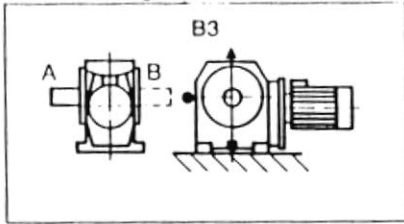
* siehe „Motordaten“ S. 39/ * see „Motor data“ page 39/ * c.f. „Données techniques des moteurs“ page 39

Bauformen
Einbaulagen

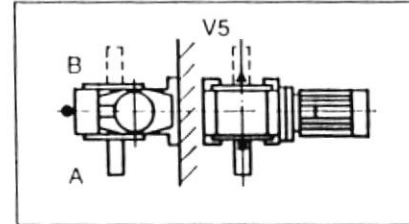
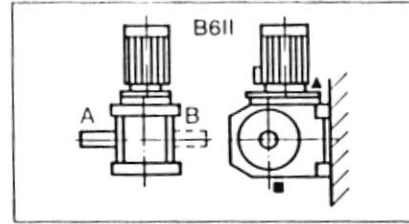
Types of construction
Mounting positions

Formes de construction
Positions de montage

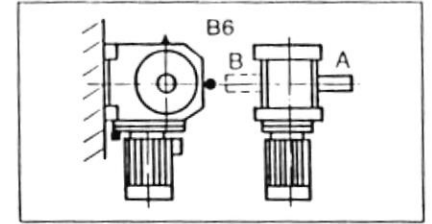
Fußausführung



Foot mounted version

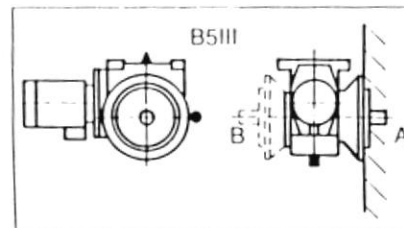
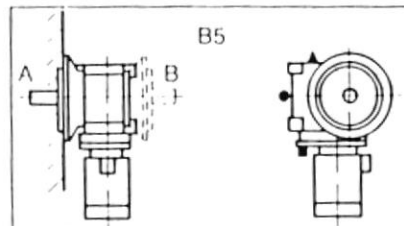


Exécution à pattes

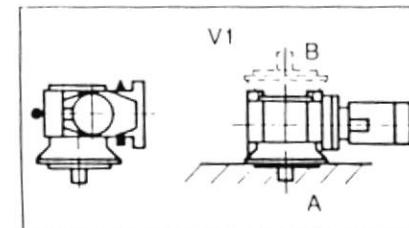
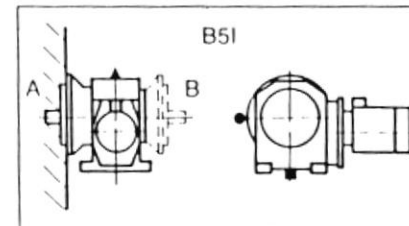


- ▲ Öleinfüll- und Entlüftungsschraube
Oil filler and vent plug
Vis de remplissage d'huile et d'évacuation d'air
- Ölstandkontrollschraube
Oil-level plug
Bouchon fileté indicateur de niveau d'huile
- Ablassschraube
Oil drain plug
Vis de purge d'huile

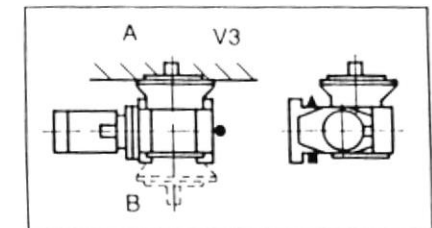
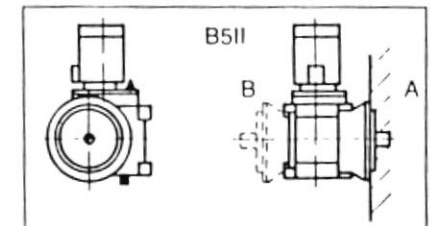
Flanschausführung



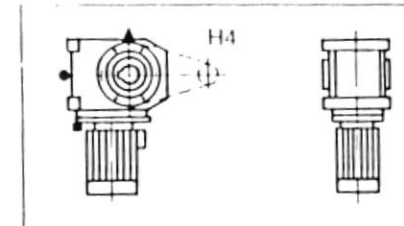
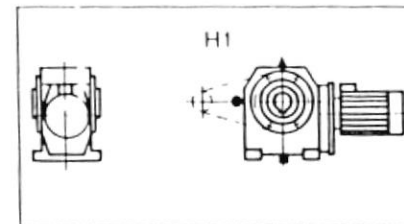
Flange mounted version



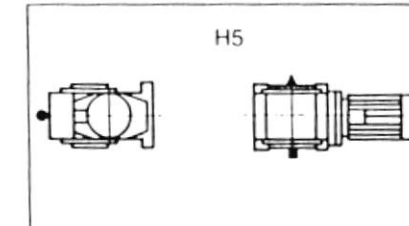
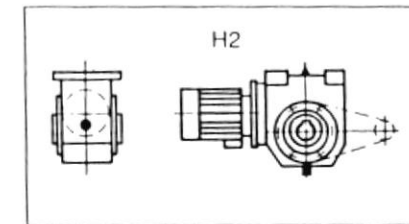
Exécution à flasque-bride



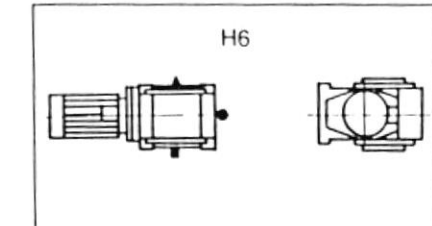
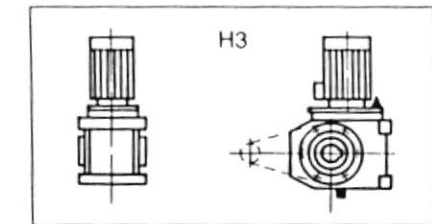
Aufsteckausführung



Attachment version



Execution à arbre creux



Abmessungen

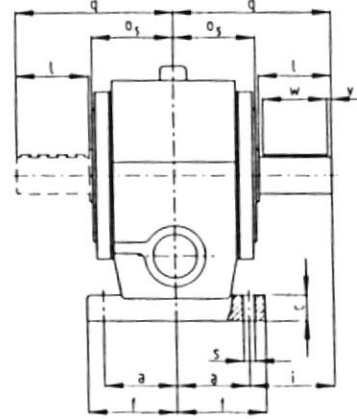
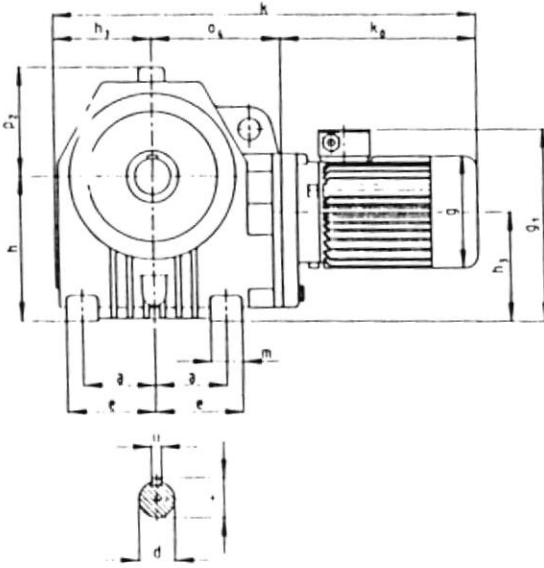
Dimensions

Dimensions

Fußausführung

Foot mounted version

Exécution à pattes



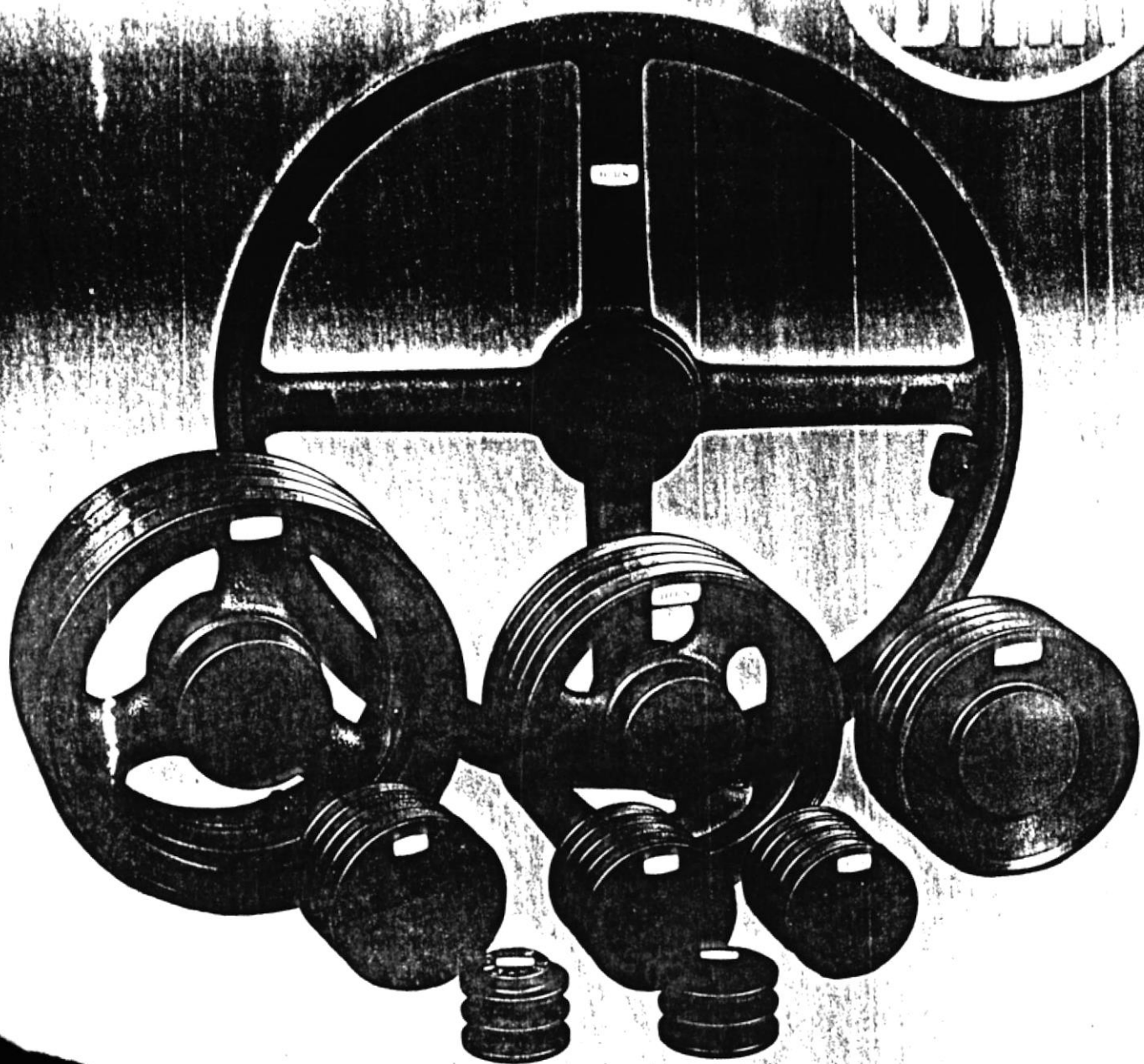
Bestellbeispiel:
Example of order:
Exemple de passation de commande:
SSG 63 KPR 71 G4

Typ		a	f	s	e	m	h	h ₁	p ₂	q	o ₅	d	t	v	i	h ₃	k	k ₀	g	g ₁
Type																				
Type				c				o ₄				l	u	w						
SSG50	KPR 56			11				83				25	28	5			374	179	109	190
	KPR 63	62.5	75		78.5	32	112		92	131	77				68.5	107	392	197	124	210
	KPR 71			16				112				50	8	40			421	226	139	218
SSG63	KPR 56			11				89				30	33	5			393	182	109	198
	KPR 63	62.5	75		78.5	32	132		100	141.5	77.5				79	114	410	199	124	218
	KPR 71			20				122				60	8	50			439	228	139	225
SSG80	KPR 63			14				108				35	38	5			452	201	124	234
	KPR 71	80	100		98	36	160		123	160.5	86.5				80.5	130	482	231	139	240
	KPR 80K																495	244	157	250
	KPR 80G			28				143				70	10	60			517	266	157	250
SSG100	KPR 71			14				122				45	48.5	5			520	233	139	248
	KPR 80K	90	110		110	40	180		133	195	101				105	136	533	246	157	258
	KPR 80G																555	268	157	258
	KPR 90L			32				165				90	14	80			579	292	177	265
	KPR 100 S																608	321	196	275
SSG125	KPR 80K			18				153				60	64	5			614	251	157	290
	KPR 80G	115	135		140	50	225		168	241	117				126	171	636	273	157	290
	KPR 90L																660	297	177	300
	KPR 100S																689	326	196	310
	KPR 100L																723	360	196	310
	KPR 100LX																753	390	196	310
	KPR 112M			36				210				120	18	110			761	398	217	349

Wellendurchmesser bis 50 mm nach
ISO k6
Über 50 mm nach ISO m6
Zentrierungen mit Gewinde nach DIN 332,
Blatt 2
Nuten nach DIN 6885, Blatt 1

Worm diameter up to 50 mm according to
ISO k6
Over 50 mm according to ISO m6.
Concentricity according to DIN 332,
Sheet 2
Slots according to DIN 6885, Sheet 1

Diamètres d'arbre jusqu'à 50 mm selon
ISO k6.
Diamètres d'arbre supérieurs à 50 mm
selon ISO m6.
Centrages avec filet selon DIN 332,
feuille 2.
Rainures selon DIN 6885, feuille 1



V-BELT PULLEYS WITH SOLID HUB
UND FRIEMENBOHEBEN, UNGEBOHRTE
UND FRIEMER MER FOR UDBORING
PULLEYS A MOMEU PLEIN
POLLEAS CONIGUBO PLENO



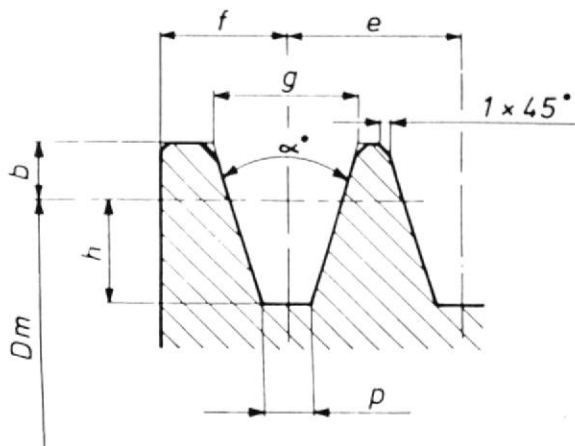
V-BELT PULLEYS WITH SOLID HUB
 KEILRIEMENSCHLEIBEN, UNGEBOHRTE
 KILEREMSKIVER FOR UDBORING
 POULIES À MOYEU PLEIN
 POLEAS CON CUBO PLENO

INDEX:

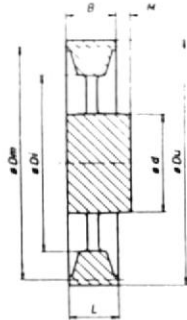
S SPZ (3 V)	2 grooves, Rillen, spor, gorges, estrias	p. 3
	1 groove, Rillen, spor, gorges, estrias	p. 5
A SPA	3 grooves, Rillen, spor, gorges, estrias	p. 7
	5 grooves, Rillen, spor, gorges, estrias	p. 9
B SPB (5 V)	1 groove, Rillen, spor, gorges, estrias	p. 10
	2 grooves, Rillen, spor, gorges, estrias	p. 11
	3 grooves, Rillen, spor, gorges, estrias	p. 12
	4 grooves, Rillen, spor, gorges, estrias	p. 13
	5 grooves, Rillen, spor, gorges, estrias	p. 14
	6 grooves, Rillen, spor, gorges, estrias	p. 15
C	1 groove, Rillen, spor, gorges, estrias	p. 16
	2 grooves, Rillen, spor, gorges, estrias	p. 17
	3 grooves, Rillen, spor, gorges, estrias	p. 18
	4 grooves, Rillen, spor, gorges, estrias	p. 19
	5 grooves, Rillen, spor, gorges, estrias	p. 20
	6 grooves, Rillen, spor, gorges, estrias	p. 21
	7 grooves, Rillen, spor, gorges, estrias	p. 22
Bore, Bohrung, Udboring, Alesage, Taladra		p. 23
Specials, Sonder Schelben, Specialskiver, Speciales, Especializados		p. 24

1184

ISO/R 459



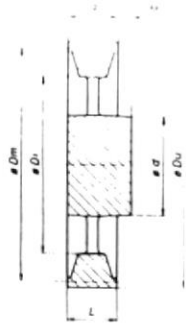
	D_m mm	α	g mm	h mm	b mm	f mm	e mm	p mm
S SPZ	≤ 80	34°	9,72	7,5	3,5	8	12	3
	> 80	38°	9,88					2,3
A SPA	≤ 118	34°	12,68	9	4,75	11	15	4,27
	> 118	38°	12,89					3,43
B SPB	≤ 190	34°	16,14	11,25	6,25	14,5	19	5,44
	> 190	38°	16,41					4,36
C	≤ 315	34°	22,6	10,5	9,5	19	26	10,4
	≤ 500	36°	23,0					10,0
	> 500	38°	23,3					9,5



TYPE 2 O x
B = 22 mm

CODE	D _m	D _u	Bore Bohrung Udboring Alesage Taladra	TYPE ¹⁾	d	L	Unbalance Unwucht Ubalance Desequilibrage Desequilibrado	Weight Gew. Vægt Poids Peso	D ₁	M	N	M Macharite
Ref	mm	mm	mm Max.	Ref.	mm	mm	gcm Max.	Kg	mm	mm	mm	Ref.
32.0010.01	50	59,5	20	2 O	32	35	12,5	0,4	-	13	-	GE
32.0016.01	56	65,5	20	2 O	35	35	14,0	0,4	-	13	-	GE
32.0063.01	63	72,5	25	2 O	40	35	15,8	0,5	-	13	-	GE
32.0071.01	71	80,5	25	2 O	40	35	17,8	0,6	-	13	-	GE
32.0075.01	75	84,5	25	2 O	40	35	18,8	0,7	-	13	-	GE
32.0080.01	80	89,5	28	2 O	45	35	20,0	0,8	-	13	-	GE
32.0085.01	85	94,5	28	2 O	45	35	21,3	0,8	-	13	-	GE
32.0090.01	90	99,5	28	2 O	45	35	22,5	0,9	-	13	-	GE
32.0095.01	95	104,5	28	2 O	50	35	23,8	1,0	-	13	-	GE
32.0100.01	100	109,5	28	2 O	48	35	25,0	1,1	-	13	-	GE
32.0106.01	106	115,5	28	2 O	48	35	16,0	1,2	-	13	-	GE
32.0112.01	112	121,5	28	2 O	48	35	16,0	1,2	-	13	-	GE
32.0118.01	118	127,5	38	2 O	60	35	18,5	1,4	-	13	-	GE
32.0125.01	125	134,5	36	2 O	58	35	19,0	1,6	-	13	-	GE
32.0132.01	132	141,5	36	2 O	58	35	20,0	1,7	-	13	-	GE
32.0140.01	140	149,5	38	2 x	60	35	25,0	1,8	114	13	-	GE
32.0150.01	150	159,5	38	2 x	60	40	27,5	1,8	124	18	-	GE
32.0160.01	160	169,5	38	2 x	60	40	29,0	1,9	134	18	-	GE
32.0180.01	180	189,5	40	2 x	65	40	35,0	2,1	154	18	-	GE
32.0200.01	200	209,5	38	2 x	65	40	38,5	2,5	174	18	-	GE
32.0225.01	225	234,5	38	2 x	65	40	43,5	3,0	199	18	-	GE
32.0240.01	240	249,5	42	2 x	70	40	48,5	3,0	214	18	-	GE
32.0250.01	250	259,5	46	2 x	75	50	52,5	3,3	224	28	-	GE
32.0280.01	280	289,5	42	2 x	70	50	70,2	3,7	154	28	-	GE
32.0300.01	300	309,5	46	2 x	75	50	87,5	4,1	274	28	-	GE
32.0315.01	315	324,5	46	2 x	75	50	94,5	4,3	289	28	-	GE
32.0335.01	355	364,5	42	2 x	75	50	112,0	4,9	329	28	-	GE
32.0400.01	400	409,5	50	2 x	80	50	142,0	5,5	374	28	-	GE
32.0450.01	450	459,5	52	2 x	85	50	220,0	7,4	424	28	-	GE
32.0500.01	500	509,5	52	2 x	85	50	248,0	7,7	474	28	-	GE
32.0560.01	560	569,5	52	2 x	85	50	306,0	8,1	534	28	-	GE

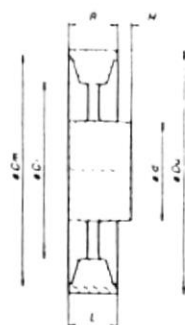
1) ● - Solid Pulley Vollscheibe Massiv skive Poulie Pleine Polea Llana
 ○ - Plate Pulley Bodenscheibe Kropskive Poulie à Toile Polea Tela
 x - Arm Pulley Armscheibe Egerskive Poulie à Bras Polea con Brazos



TYPE 2 O x
B = 22 mm

CC DE	D _m	D _u	Bore Bohrung Udboring Alesage Taladra	TYPE ¹⁾	d	L	Unbalance Unwucht Ubalance Déséquilibrage Desequilibrado	Weight Gew. Vægt Poids Peso	D _i	M	N	M Meehanite
Ref.	mm	mm	mm Max.	Ref.	mm	mm	gcm Max.	Kg	mm	mm	mm	Ref.
32.0050.01	50	59,5	20	2 O	32	35	12,5	0,4	-	13	-	GE
32.0056.01	56	65,5	20	2 O	35	35	14,0	0,4	-	13	-	GE
32.0063.01	63	72,5	25	2 O	40	35	15,8	0,5	-	13	-	GE
32.0071.01	71	80,5	25	2 O	40	35	17,8	0,6	-	13	-	GE
32.0075.01	75	84,5	25	2 O	40	35	18,8	0,7	-	13	-	GE
32.0080.01	80	89,5	28	2 O	45	35	20,0	0,8	-	13	-	GE
32.0085.01	85	94,5	28	2 O	45	35	21,3	0,8	-	13	-	GE
32.0090.01	90	99,5	28	2 O	45	35	22,5	0,9	-	13	-	GE
32.0095.01	95	104,5	28	2 O	50	35	23,8	1,0	-	13	-	GE
32.0100.01	100	109,5	28	2 O	48	35	25,0	1,1	-	13	-	GE
32.0106.01	106	115,5	28	2 O	48	35	16,0	1,2	-	13	-	GE
32.0112.01	112	121,5	28	2 O	48	35	16,0	1,2	-	13	-	GE
32.0118.01	118	127,5	38	2 O	60	35	18,5	1,4	-	13	-	GE
32.0125.01	125	134,5	36	2 O	58	35	19,0	1,6	-	13	-	GE
32.0132.01	132	141,5	36	2 O	58	35	20,0	1,7	-	13	-	GE
32.0140.01	140	149,5	38	2 x	60	35	25,0	1,8	114	13	-	GE
32.0150.01	150	159,5	38	2 x	60	40	27,5	1,8	124	18	-	GE
32.0160.01	160	169,5	38	2 x	60	40	29,0	1,9	134	18	-	GE
32.0180.01	180	189,5	40	2 x	65	40	35,0	2,1	154	18	-	GE
32.0190.01	200	209,5	38	2 x	65	40	38,5	2,5	174	18	-	GE
32.0250.01	225	234,5	38	2 x	65	40	43,5	3,0	199	18	-	GE
32.0240.01	240	249,5	42	2 x	70	40	48,5	3,0	214	18	-	GE
32.0250.01	250	259,5	46	2 x	75	50	52,5	3,3	224	28	-	GE
32.0280.01	280	289,5	42	2 x	70	50	70,2	3,7	154	28	-	GE
32.0300.01	300	309,5	46	2 x	75	50	87,5	4,1	274	28	-	GE
32.0315.01	315	324,5	46	2 x	75	50	94,5	4,3	289	28	-	GE
32.0355.01	355	364,5	42	2 x	75	50	112,0	4,9	329	28	-	GE
32.0400.01	400	409,5	50	2 x	80	50	142,0	5,5	374	28	-	GE
32.0450.01	450	459,5	52	2 x	85	50	220,0	7,4	424	28	-	GE
32.0500.01	500	509,5	52	2 x	85	50	248,0	7,7	474	28	-	GE
32.0560.01	560	569,5	52	2 x	85	50	306,0	8,1	534	28	-	GE

1) ● Solid Pulley Vollscheibe Massiv skive Poulie Pleine Polea Llana
 ○ Plate Pulley Bodenscheibe Kropskive Poulie a Toile Polea Tela
 x Arm Pulley Armscheibe Eggerskive Poulie a Bras Polea con Brazos



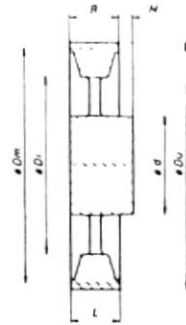
Bib. Jensen Central

TYPE 1 ●
B = 37 mm

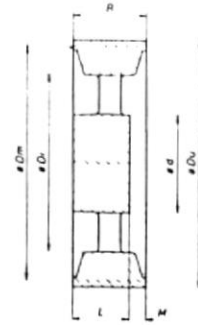
TYPE 2 ○ x
B = 37 mm

CODE	D _m	D _u	Bore Bohrung Udboring Alesage Taladra	TYPE ¹⁾	d	L	Unbalance Unwucht Ubalance Desequillbrage Desequillbrado	Weight Gew. Vægt Poids Peso	D ₁	M	N	M Mechanika
Ref.	mm	mm	mm Max.	Ref.	mm	mm	gcm Max.	Kg	mm	mm	mm	Ref.
32.0050.02	50	59,5	25	1 ●	40	45	12,5	0,6	-	8	-	GD
32.0056.02	56	65,5	25	1 ●	40	45	14,0	0,6	-	8	-	GD
32.0063.02	63	72,5	25	2 ○	40	45	15,8	0,8	-	8	-	GD
32.0071.02	71	80,5	28	2 ○	50	45	17,8	1,0	-	8	-	GE
32.0075.02	75	84,5	28	2 ○	50	45	18,8	1,1	-	8	-	GD
32.0080.02	80	89,5	32	2 ○	50	45	20,0	1,2	-	8	-	GD
32.0085.02	85	94,5	32	2 ○	50	45	21,3	1,4	-	8	-	GD
32.0090.02	90	99,5	32	2 ○	60	45	22,5	1,7	-	8	-	GD
32.0095.02	95	104,5	32	2 ○	60	45	23,8	1,8	-	8	-	GD
32.0100.02	100	109,5	32	2 ○	60	45	25,0	1,9	-	8	-	GD
32.0106.02	106	115,5	32	2 ○	60	45	24,5	2,1	-	8	-	GD
32.0112.02	112	121,5	38	2 ○	60	45	25,9	2,1	-	8	-	GD
32.0118.02	118	127,5	38	2 ○	60	45	29,6	2,5	-	8	-	GD
32.0125.02	125	134,5	38	2 ○	60	45	34,2	2,7	-	8	-	GD
32.0132.02	132	141,5	38	2 x	60	45	36,0	2,9	-	8	-	GD
32.0140.02	140	149,5	38	2 x	61	45	30,0	2,3	114	8	-	GD
32.0150.02	150	159,5	38	2 x	61	45	27,5	2,3	124	8	-	GD
32.0160.02	160	169,5	38	2 x	61	45	29,0	2,5	134	8	-	GD
32.0180.02	180	189,5	42	2 x	70	50	42,0	3,5	154	13	-	GD
32.0200.02	200	209,5	42	2 x	68	50	46,2	3,5	174	13	-	GD
32.0225.02	225	234,5	42	2 x	70	50	60,9	4,1	199	13	-	GD
32.0240.02	240	249,5	42	2 x	70	50	67,9	4,3	214	13	-	GE
32.0250.02	250	259,5	48	2 x	77	50	84,0	4,7	224	13	-	GD
32.0280.02	280	289,5	48	2 x	77	50	93,6	4,9	254	13	-	GD
32.0300.02	300	309,5	48	2 x	77	50	113,0	5,4	274	13	-	GD
32.0315.02	315	324,5	48	2 x	77	50	122,0	5,6	289	13	-	GD
32.0355.02	355	364,5	55	2 x	90	60	176,0	7,1	329	23	-	GD
32.0400.02	400	409,5	55	2 x	90	60	240,0	8,2	374	23	-	GE
32.0450.02	450	459,5	55	2 x	90	60	340,0	11,2	424	23	-	GD
32.0500.02	500	509,5	55	2 x	90	60	405,0	12,2	474	23	-	GE
32.0560.02	560	569,5	55	2 x	90	60	510,0	13,3	534	23	-	GD

1) ● - Solid Pulley Vollscheibe Massiv skive Poulie Pleine Polea Llana
 ○ - Plate Pulley Bodenscheibe Kropskive Poulie à Toile Polea Tela
 x - Arm Pulley Armscheibe Egerskive Poulie à Bras Polea con Brazos



TYPE 2 x
B = 52 mm



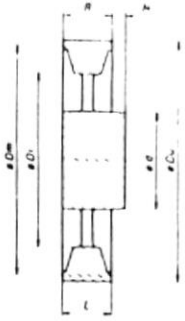
TYPE 50 x
B = 52 mm



TYPE 60
B = 52 mm

CODE	D _m	D _u	Bore Bohrung Udboring Alesage Taladra	TYPE ¹⁾	d	L	Unbalance Unwucht Ubalace Déséquilibrage Desequilibrado	Weight Gew. Vægt Poids Peso	D _l	M	N	M Mocharite
Ref.	mm	mm	mm Max.	Ref.	mm	mm	gcm Max.	Kg	mm	mm	mm	Ref.
32.0050.03 ²⁾	50	59,5	25	6●	-	52	12,5	0,7	-	-	-	GD
32.0056.03 ²⁾	56	65,5	25	6●	-	52	14,0	0,8	-	-	-	GD
32.0063.03	63	72,5	25	6●	-	52	15,8	1,1	-	-	-	GD
32.0071.03	71	80,5	32	6●	-	52	17,8	1,3	-	-	-	GD
32.0075.03	75	84,5	32	6●	-	52	18,8	1,8	-	-	-	GD
32.0080.03	80	89,5	38	6●	-	52	20,0	1,8	-	-	-	GD
32.0085.03	85	94,5	38	6●	-	52	21,3	1,9	-	-	-	GD
32.0090.03	90	99,5	38	6●	-	52	22,5	2,2	-	-	-	GD
32.0095.03	95	104,5	38	6●	-	52	23,8	2,5	-	-	-	GD
32.0100.03	100	109,5	38	6●	-	52	25,0	2,7	-	-	-	GD
32.0106.03	106	115,5	38	6●	-	52	38,5	3,0	-	-	-	GD
32.0112.03	112	121,5	38	6●	-	52	40,7	3,4	-	-	-	GD
32.0118.03	118	127,5	42	6●	-	52	46,2	3,8	-	-	-	GD
32.0125.03	125	134,5	42	6●	-	52	51,6	4,3	-	-	-	GD
32.0132.03	132	141,5	42	5○	68	50	56,0	4,4	-	2	-	GD
32.0140.03	140	149,5	42	5○	68	50	70,0	4,7	-	2	-	GD
32.0150.03	150	159,5	42	5○	70	50	77,0	5,2	-	2	-	GD
32.0160.03	160	169,5	42	5x	70	50	46,4	3,6	132,5	2	-	GD
32.0180.03	180	189,5	42	5x	70	50	49,0	3,9	152,5	2	-	GD
32.0200.03	200	209,5	48	5x	77	50	77,0	5,7	112,5	2	-	GD
32.0225.03	225	234,5	48	5x	77	50	78,3	5,0	197,6	2	-	GD
32.0240.03	240	249,5	48	5x	77	50	87,3	5,5	212,5	2	-	GD
32.0250.03	250	259,5	48	5x	77	50	94,5	5,5	222,5	2	-	GD
32.0280.03	280	289,5	48	5x	77	50	117,0	6,4	252,5	2	-	GD
32.0300.03	300	309,5	55	2x	90	60	163,0	8,0	272,5	8	-	GD
32.0315.03	315	324,5	55	2x	90	60	162,0	7,8	287,5	8	-	GD
32.0355.03	355	364,5	55	2x	90	60	208,0	8,5	327,5	8	-	GD
32.0400.03	400	409,5	60	2x	96	65	283,0	7,8	372,5	13	-	GD
32.0450.03	450	459,5	60	2x	96	65	340,0	11,2	422,5	13	-	GD
32.0500.03	500	509,5	60	2x	96	65	450,0	13,2	472,5	13	-	GD
32.0560.03	560	569,5	60	2x	96	65	638,0	16,8	532,5	13	-	GD

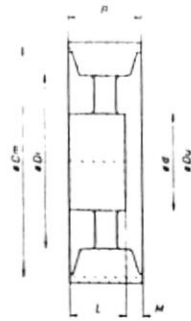
1) ● - Solid Pulley Vollscheibe Massiv skive Poulie Pleine Polea Llana
 ○ - Plate Pulley Bodenscheibe Kropskive Poulie à Toile Polea Tela
 x - Arm Pulley Armscheibe Egerskive Poulie à Bras Polea con Brazos



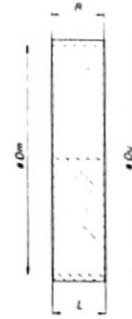
TYPE 2 x
B = 67 mm



TYPE 3 ●
B = 67 mm



TYPE 5 x
B = 67 mm

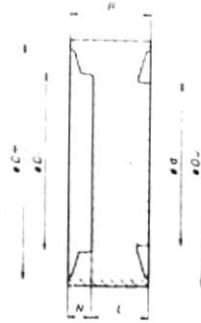


TYPE 6 ●
B = 67 mm

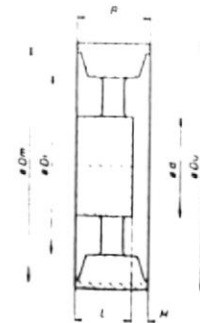
CODE	Dm	Du	Bore Bohrung Udboring Alesage Taladra	TYPE ¹⁾	d	L	Unbalance Unwucht Ubalance Déséquilibrage Desequilibrado	Weight Gew. Vægt Poids Peso	D ₁	M	N	M Mechanite
Ref.	mm	mm	mm Max.	Ref.	mm	mm	gcm Max.	Kg	mm	mm	mm	Ref.
32.0063.04	63	72,5	25	6 ●	40	-	15,8	1,3	-	-	-	GD
32.0071.04	71	80,5	32	6 ●	52	-	17,8	1,7	-	-	-	GD
32.0075.04	75	84,5	32	6 ●	52	-	18,8	2,2	-	-	-	GD
32.0080.04	80	89,5	38	6 ●	62	-	20,0	2,3	-	-	-	GD
32.0085.04	85	94,5	38	6 ●	62	-	21,3	2,5	-	-	-	GD
32.0090.04	90	99,5	42	6 ●	68	-	22,5	2,4	-	-	-	GD
32.0095.04	95	104,5	42	6 ●	68	-	23,8	3,1	-	-	-	GD
32.0100.04	100	109,5	42	3 ●	70	50	25,0	2,9	74	17	-	GD
32.0106.04	106	115,5	42	3 ●	70	50	38,5	3,2	80	17	-	GD
32.0112.04	112	121,5	42	3 ●	70	50	44,4	3,5	86	17	-	GD
32.0118.04	118	127,5	42	3 ●	70	50	46,2	3,9	92	17	-	GD
32.0125.04	125	134,5	42	3 ●	70	50	54,0	4,4	99	17	-	GD
32.0132.04	132	141,5	42	3 ●	70	50	61,1	4,8	106	17	-	GD
32.0140.04	140	149,5	42	3 ●	70	50	70,0	5,3	114	17	-	GD
32.0150.04	150	159,5	48	3 ●	80	50	77,0	6,0	124	17	-	GD
32.0160.04	160	169,5	48	3 ●	80	50	90,0	7,0	134	17	-	GD
32.0180.04	180	189,5	48	5 x	80	60	63,0	5,3	153	7	-	GD
32.0200.04	200	209,5	55	5 x	90	60	77,0	6,4	173	7	-	GD
32.0225.04	225	234,5	55	5 x	90	60	95,7	7,1	198	7	-	GD
32.0240.04	240	249,5	55	5 x	90	60	107,0	7,0	213	7	-	GD
32.0250.04	250	259,5	55	5 x	90	60	116,0	6,8	233	7	-	GD
32.0280.04	280	289,5	55	5 x	90	60	164,0	8,4	253	7	-	GD
32.0300.04	300	309,5	55	5 x	88	60	188,0	9,6	273	7	-	GD
32.0315.04	315	324,5	55	5 x	90	60	216,0	10,2	288	7	-	GD
32.0355.04	355	364,5	55	5 x	90	60	240,0	10,1	328	7	-	GD
32.0400.04	400	409,5	60	5 x	96	65	319,0	12,0	373	2	-	GD
32.0450.04	450	459,5	65	2 x	105	70	380,0	12,8	423	3	-	GD
32.0500.04	500	509,5	65	2 x	105	70	563,0	16,6	473	3	-	GD
32.0560.04	560	569,5	65	2 x	105	70	816,0	21,6	533	3	-	GD

1) ● - Solid Pulley Vollscheibe Massiv skive Poulie Pleine Polea Llana
 ○ - Plate Pulley Bodenscheibe Kropskive Poulie à Toile Polea Tela
 x - Arm Pulley Armscheibe Egerskive Poulie à Bras Polea con Brazos

Bilbo Central



TYPE 3 ●
B = 82 mm



TYPE 5 x
B = 82 mm



TYPE 6 ●
B = 82 mm

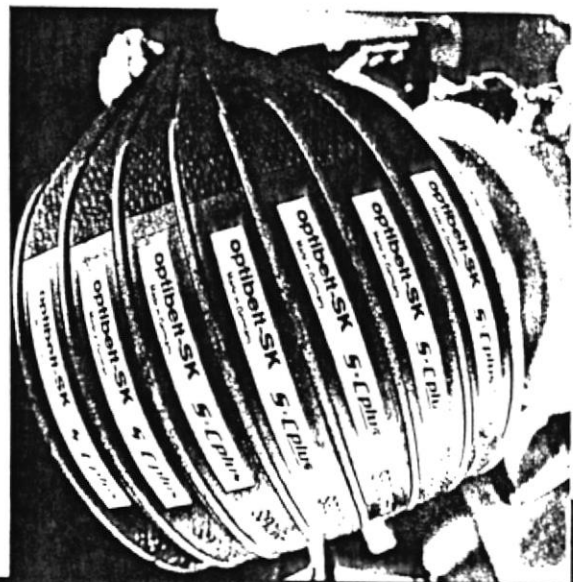
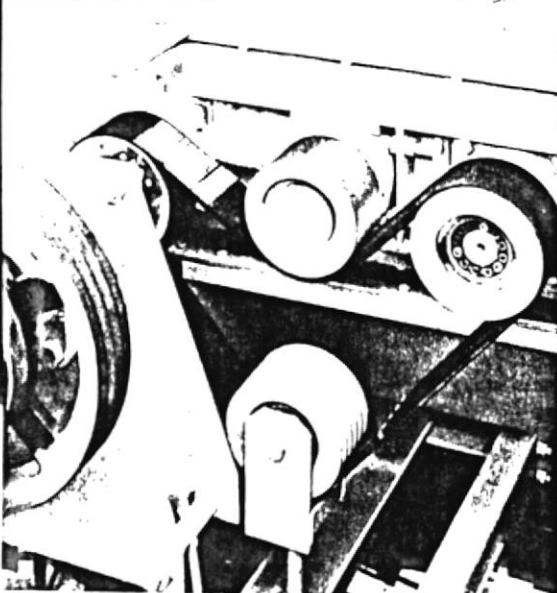
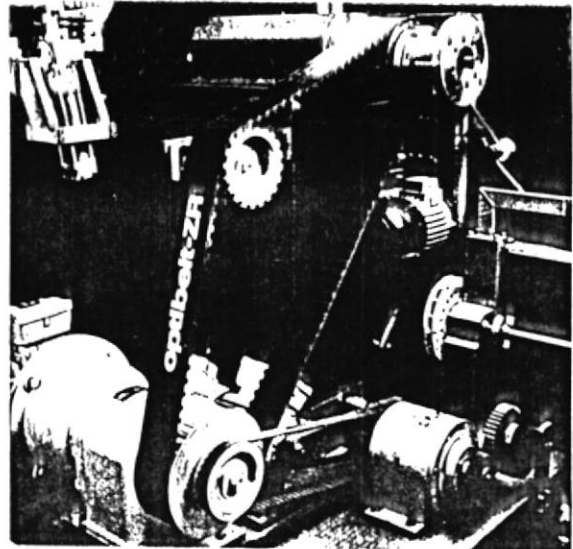
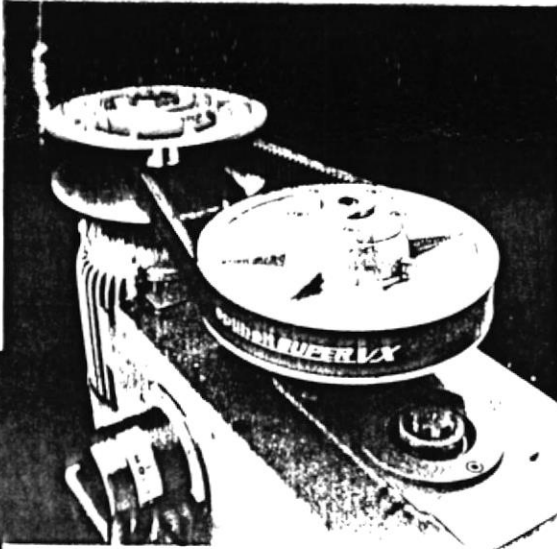
CODE	Dm	Du	Bore Bohrung Udboring Alesage Taladra	TYPE ¹⁾	d	L	Unbalance Unwucht Ubalance Déséquilibrage Desequilibrado	Weight Gew. Vægt Poids Peso	D ₁	M	N	M Moshari
Ref.	mm	mm	mm Max.	Ref.	mm	mm	gcm Max.	Kg	mm	mm	mm	Ref.
32.0063.05 ²⁾	63	72,5	25	6 ●	-	82	15,8	1,8	-	-	-	GD
32.0071.05 ²⁾	71	80,5	32	6 ●	-	82	17,8	2,1	-	-	-	GC
32.0075.05 ²⁾	75	84,5	32	6 ●	-	82	18,8	2,7	-	-	-	GD
32.0080.05 ²⁾	80	89,5	38	6 ●	-	82	20,0	2,7	-	-	-	GD
32.0085.05 ²⁾	85	94,5	38	6 ●	-	82	21,3	2,4	-	-	-	GD
32.0090.05 ²⁾	90	99,5	42	6 ●	-	82	22,5	2,7	-	-	-	GC
32.0095.05 ²⁾	95	104,5	42	6 ●	-	82	23,8	3,8	-	-	-	GC
32.0100.05	100	109,5	42	3 ●	70	50	25,0	3,3	74	-	-	GC
32.0106.05	106	115,5	42	3 ●	70	50	45,5	3,6	80	32	-	GC
32.0112.05	112	121,5	42	3 ●	70	50	49,5	3,9	86	32	-	GC
32.0118.05	118	127,5	48	3 ●	80	50	54,6	4,4	92	32	-	GC
32.0125.05	125	134,5	48	3 ●	80	50	63,0	4,9	99	32	-	GD
32.0132.05	132	141,5	48	3 ●	80	50	70,5	5,4	106	32	-	GD
32.0140.05	140	149,5	48	3 ●	80	50	75,0	6,0	114	32	-	GC
32.0150.05	150	159,5	48	3 ●	80	50	82,5	6,6	124	32	-	GD
32.0160.05	160	169,5	48	3 ●	80	50	87,0	7,4	134	32	-	GD
32.0180.05	180	189,5	48	5 x	80	65	77,0	6,0	153	17	-	GD
32.0200.05	200	209,5	55	5 x	90	65	93,5	6,8	173	17	-	GD
32.0225.05	225	234,5	55	5 x	90	65	120,0	8,1	198	17	-	GD
32.0240.05	240	249,5	55	5 x	90	65	128,0	8,0	213	17	-	GD
32.0250.05	250	259,5	60	5 x	95	65	146,0	8,9	223	17	-	GD
32.0280.05	280	289,5	60	5 x	96	65	200,0	9,7	253	17	-	GD
32.0300.05	300	309,5	60	5 x	96	70	203,0	10,3	273	12	-	GD
32.0315.05	315	324,5	60	5 x	96	70	243,0	11,5	288	12	-	GD
32.0355.05	355	364,5	60	5 x	96	70	304,0	12,5	328	12	-	GD
32.0400.05	400	409,5	60	5 x	96	70	389,0	14,2	373	12	-	GC
32.0450.05	450	459,5	65	5 x	105	70	480,0	15,8	423	12	-	GC
32.0500.05	500	509,5	65	5 x	105	70	630,0	18,9	473	12	-	GD
32.0560.05 ²⁾	560	569,5	65	5 x	105	70	918,0	24,2	533	12	-	GC

1) ● - Solid Pulley Vollscheibe Massiv skive Poulie Pleine Polea Llana
 ○ - Plate Pulley Bodenscheibe Kropskive Poulie à Toile Polea Tela
 x - Arm Pulley Armscheibe Eggerskive Poulie à Bras Polea con Brazos

2) Non stock



Power Transmission



Catálogo de productos

optibelt S=C plus

para especialistas

optibelt SUPERTX M=S

Transmisión de alto rendimiento

Optibelt S=C plus y Optibelt Super TX M=S dos caminos hacia una meta común.

Dos construcciones diferentes: Una lisa, individualmente ensamblada, vulcanizada durante la rotación por intermedio de un know how que ha sido perfeccionado a través de los años. La otra dentada, de flancos abiertos representando una nueva generación.

Sin embargo, estos productos tienen mucho en común.

Ambas encuentran su aplicación en la construcción de maquinarias; están construidas para responder a las exigencias de usuarios y son líderes en su categoría.

Optibelt S=C plus - Transmisión para especialistas

Veinte años de continua investigación llevaron al desarrollo de una correa que no puede ser más exacta. La fórmula S=C se convirtió en sinónimo de utilización de correas en juegos. En el mundo entero se encuentran maquinarias de todo tipo utilizando el Optibelt S=C plus sobre todo en donde altas exigencias son requeridas.

En el siguiente cuadro pueden observarse las tolerancias alcanzadas.

Optibelt Super TX M=S - de alto rendimiento

También la correa Super TX M=S puede ser utilizada en juego sin restricción alguna. Con un grado de eficiencia del 97 % posible alcanzar una alta capacidad de transmisión. Igual que la S=C plus el preciso método de producción y alta tecnología de los componentes utilizados llevan a una tolerancia muy estrecha. La correa Optibelt S=C plus cumple con las normas mundiales para utilización de correas en juegos.

Comparación de tolerancias Optibelt S=C plus vs. DIN o RMA/MPTA

Correas estrechas de alto rendimiento DIN 7753 Parte 1	Longitud L_w (mm)	Tolerancias S=C plus (mm)	Tolerancias permitidas por DIN
Perfil SPZ de 1 212 a 4 500 mm L_d	$> 1\ 200 \leq 2\ 000$	± 2	$\pm 1\%$ 12,5 a 20 rr
Perfil SPA de 1 207 a 4 500 mm L_d	$> 2\ 000 \leq 5\ 000$	± 2	$\pm 1\%$ 20 a 50 rr
Perfil SPB de 1 250 a 10 000 mm L_d	$> 5\ 000 \leq 8\ 000$	± 4	$\pm 1\%$ 50 a 80 rr
Perfil SPC de 2 000 a 10 000 mm L_d	$> 8\ 000 \leq 10\ 000$	± 6	$\pm 1\%$ 80 a 100 rr

Correas trapeciales clásicas DIN 2215	Longitud L_i (mm)	Tolerancias S=C plus (mm)	Tolerancias permitidas por DIN (mm)
Perfil Z/10 de 1 550 a 4 500 mm L_d	$> 1\ 200 \leq 1\ 600$	± 2	+ 23/ -11
Perfil A/13 de 1 200 a 10 000 mm L_d	$> 1\ 600 \leq 2\ 000$	± 2	+ 27/ -13
Perfil B/17 de 1 200 a 10 000 mm L_d	$> 2\ 000 \leq 2\ 500$	± 2	+ 31/ -16
Perfil 20 de 1 250 a 10 000 mm L_d	$> 2\ 500 \leq 3\ 150$	± 2	+ 37/ -18
Perfil C/22 de 1 200 a 10 000 mm L_d	$> 3\ 150 \leq 4\ 000$	± 2	+ 44/ -22
Perfil 25 de 1 400 a 10 000 mm L_d	$> 4\ 000 \leq 5\ 000$	± 2	+ 52/ -26
Perfil D/32 de 2 000 a 10 000 mm L_d	$> 5\ 000 \leq 6\ 300$	± 4	+ 63/ -32
Perfil E/40 de 3 000 a 10 000 mm L_d	$> 6\ 300 \leq 8\ 000$	± 4	+ 77/ -38
	$> 8\ 000 \leq 10\ 000$	± 6	+ 93/ -46

<p>Correas estrechas de alto rendimiento USA-Standard RMA/MPTA</p> <p>Perfil 3V/ 9N de 3V 500 a 3V 1400 Perfil 5V/15N de 5V 500 a 5V 3550 Perfil 8V/25N de 8V 1000 a 8V 3750</p>	<p>La relación entre tolerancias de la norma y Optibelt también es válida para estos perfiles.</p> <p>Detalles exactos pueden ser consultados en nuestro manual técnico.</p>
--	--

Estas son sus ventajas:

- + Tolerancias estrechas-utilización en juegos sin restricciones
- + Ahorro de energía
- + Mayor duración
- + Vibración reducida
- + Mantenimiento reducido

= optibelt Correas

Introducción general

Las correas trapeciales Optibelt son fabricadas con una consciente elección de las materias primas, utilizando continuamente nuevos métodos de desarrollo en la fabricación de acuerdo con las especificaciones.

El continuo control del proceso de producción, el examen de laboratorio a gran escala y el consciente control de los materiales básicos utilizados, garantizan una invariable calidad, la cual es esperada en todo producto Optibelt de transmisión de potencia.

Seguridad funcional y duración de por vida son nuestros principales retos.

Características

Resistente al aceite

La resistencia al aceite evita la acción nociva de los aceites y grasas minerales, siempre que no estén en contacto continuamente y en cantidades importantes con las correas trapeciales. Las grasas animales y vegetales y las taladrinas solubles en agua reducen de todos modos la duración de las correas. Para concentraciones superiores recomendamos el uso de nuestra nueva construcción especial XOR.

Termoestable

La termoestabilidad admite temperaturas de hasta + 70 °C aprox. A temperaturas superiores, las correas trapeciales envejecen más rápidamente. Para tales casos recomendamos nuestra construcción especial XHR.

Resistentes al frío

Las correas trapeciales Optibelt de calidad standard trabajan satisfactoriamente en temperaturas ambiente de hasta - 40 °C.

Para temperaturas inferiores se ha desarrollado la construcción especial XCR.

Conductibilidad eléctrica

La aplicación de correas trapeciales conductivas requiere la comprobación de las características especificadas de acuerdo con la norma ISO 1813.

Un certificado de fábrica estará incluido y se aplicará un recargo del 20 %. Recomendamos por ello que siempre se soliciten los pedidos de correas trapeciales conductivas de manera separada.



API

La especificación "API Spec. 1B Fifth Edition March 1978" de American Petroleum Institute, Dallas/Texas, nos autoriza para marcar las correas trapeciales y las correas múltiples Kraftband con el monograma API oficial. Vale esto para las correas: A/13, AX/X13, B/17, BX/X17, C/22, CX/X22, D/32, E/40, 3V/9N, 3VX/9NX, 5V/15N, 5VX/15NX, 8V/25N. Con esta especificación queda garantizado que nuestros elementos de transmisión satisfacen los altos requerimientos establecidos para su uso en los campos petrolíferos y en la industria del petróleo.

La especificación "API Spec. 1B Fifth Edition March 1978" de American Petroleum Institute, Dallas/Texas, nos autoriza para marcar las correas trapeciales y las correas múltiples Kraftband con el monograma API oficial. Vale esto para las correas: A/13, AX/X13, B/17, BX/X17, C/22, CX/X22, D/32, E/40, 3V/9N, 3VX/9NX, 5V/15N, 5VX/15NX, 8V/25N. Con esta especificación queda garantizado que nuestros elementos de transmisión satisfacen los altos requerimientos establecidos para su uso en los campos petrolíferos y en la industria del petróleo.

F.R.A.S.

Las correas trapeciales cumplen con las exigentes especificaciones F.R.A.S. (Fire Resistant Anti Static) del British Standard BS 3790. Además 1981 y la National Coal Board 244/1961 también están en vigor.

Construcciones especiales

A continuación presentamos algunos ejemplos de aumentos aplicados a aquellas construcciones especiales de un mínimo de 3 unidades de producción tanto si están en la lista como si se trata de desarrollos intermedios.

- Marcha silenciosa - LR
- Transmisiones entrecruzadas
- Extrarresistente al aceite - XOR
- Extratermoestable - XHR
- Extrarresistente al frío - XCR

Otras construcciones especiales bajo demanda.

Medidas no standard y construcciones especiales para correas trapeciales recubiertas:

Se pueden suministrar tanto medidas especiales (no standard) como construcciones especiales de acuerdo con las secciones a las que se refieren.

Cantidades mínimas de fabricación pueden ser requeridas para ciertas construcciones especiales (ej: aramida).

Abreviaturas

- L_i = Desarrollo interior
- L_e = Desarrollo exterior
- L_w/L_p = Desarrollo primitivo
- L_d = Desarrollo de referencia

Accesorios técnicos

Los siguientes accesorios están disponibles con un aumento normal:

Medidores de tensión: para la determinación exacta de la tensión estática de la correa trapecial.

Accesorios de medición: para mediciones de hasta 2500 mm aprox.

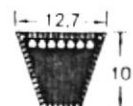
Nuestras condiciones generales de ventas serán aplicadas en todas las transacciones.

Unidades de embalaje standard para correas Optibelt = UE

Perfil	hasta 2300 mm (sin anillo)	2301 hasta 5000 mm (3 anillos = 1 pieza)	≥ 5000 mm (5 anillos = 1 pieza)
SPZ, XPZ, 3V/9N, 3VX	25 piezas	10 piezas	—
SPA, XPA	25 piezas	10 piezas	—
SPB, XPB, 5V/15N, 5VX	10 piezas	10 piezas	5 piezas
SPC, XPC	10 piezas	5 piezas	3 piezas
19	10 piezas	5 piezas	3 piezas
8V/25N	—	1 pieza	1 pieza
5	25 piezas	—	—
Y/6	25 piezas	—	—
8	25 piezas	—	—
Z/10, Z ^o /X10	25 piezas	10 piezas	—
A/13, AX/X13	25 piezas	10 piezas	10 piezas
B/17, BX/X17	10 piezas	10 piezas	5 piezas
20	10 piezas	5 piezas	3 piezas
C/22, CX/X22	10 piezas	5 piezas	3 piezas
25	10 piezas	5 piezas	3 piezas
D/32	1 pieza	1 pieza	1 pieza
E/40	—	1 pieza	1 pieza



SPZ



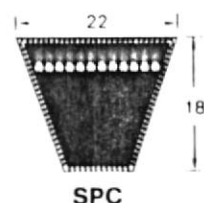
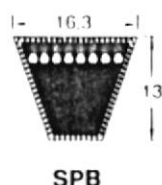
SPA

Perfil SPZ					Perfil SPA				
Desarrollo de referencia (mm)	Desarrollo de referencia (mm)	Desarrollo de referencia (mm)	Desarrollo de referencia (mm)	Desarrollo de referencia (mm)	Desarrollo de referencia (mm)	Desarrollo de referencia (mm)	Desarrollo de referencia (mm)	Desarrollo de referencia (mm)	Desarrollo de referencia (mm)
UE = 25 piezas					UE = 25 piezas				
487	1187	2240		732	1582	2307		UE = 10 piezas	
512	1202	2262		757	1600	2332			
562	1212	2287		782	1607	2360			
587	1237			800	1632	2382			
612	1250		UE = 10 piezas	807	1657	2432			
630	1262	2360		832	1682	2482			
637	1287	2500		850	1700	2500			
662	1312	2650		857	1707	2532			
670	1320	2800		882	1732	2582			
687	1337	3000		900	1757	2607			
710	1347	3150		907	1782	2632			
722	1362	3350		932	1800	2650			
737	1387	3550		950	1807	2682			
750	1400			957	1832	2732			
762	1412			982	1857	2782			
772	1437			1000	1882	2800			
787	1462			1007	1900	2832			
800	1487			1032	1907	2847			
812	1500			1060	1932	2882			
825	1512			1082	1957	2932			
837	1537			1107	1982	2982			
850	1562			1120	2000	3000			
862	1587			1132	2032	3032			
875	1600			1157	2057	3082			
887	1612			1180	2082	3150			
900	1637			1207	2120	3182			
912	1662			1232	2132	3282			
925	1687			1250	2182	3350			
937	1700			1257	2207	3382			
950	1737			1272	2232	3550			
962	1762			1282	2240	3750			
987	1787			1307	2282	4000			
1000	1800			1320	2300	4250			
1012	1812			1332		4500			
1024	1837			1357					
1037	1862			1382					
1047	1887			1400					
1060	1900			1407					
1077	1937			1432					
1087	1987			1457					
1112	2000			1482					
1120	2037			1500					
1137	2120			1507					
1162	2137			1532					
1180	2187			1557					

Máximo desarrollo de fabricación: 4 500 mm
 Cantidad mínima:
 A partir de 1800 mm =
 20 correas para desarrollos intermedios
 60 correas para algunas construcciones especiales
 Peso: = 0,074 kg/m

Máximo desarrollo de fabricación: 4 500 mm
 Cantidad mínima:
 A partir de 1800 mm =
 31 correas para desarrollos intermedios
 93 correas para algunas construcciones especiales
 Peso: = 0,123 kg/m

Los desarrollos escritos en negrilla son de calidad S=C plus constantemente en juegos (idénticos desarrollos).



Perfil SPB

Perfil SPC

Desarrollo
de referencia
(mm)

Desarrollo
de referencia
(mm)

UE = 10 piezas

UE = 10 piezas

1250
1320
1400
1500
1600
1700
1800
1900
2000
2120
2240
2360
2500
2650
2800
3000
3150
3350
3550
3750
4000
4250
4500
4750
5000

2000
2120
2240

UE = 5 piezas

2360
2500
2650
2800
3000
3150
3350
3550
3750
4000
4250
4500
4750
5000

UE = 5 piezas

5300
5600
6000
6300
6700
7100
7500
8000

UE = 3 piezas

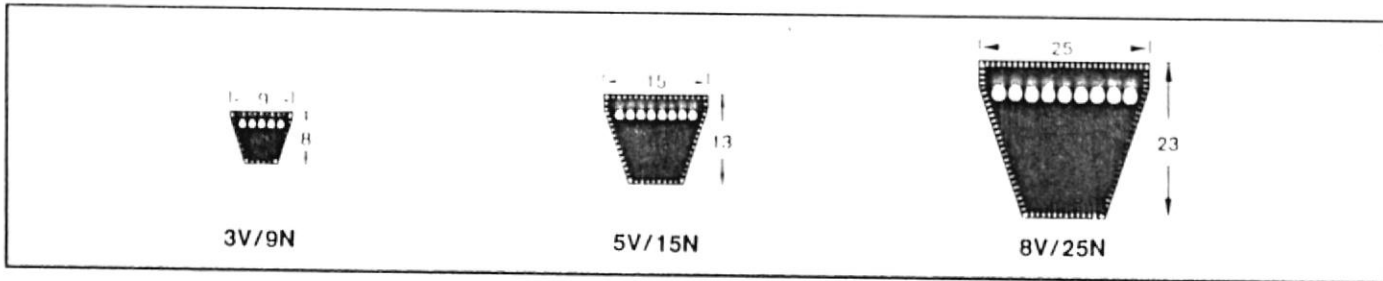
5300
5600
6000
6300
6700
7100
7500
8000
8500
9000
9500
10000
10600
11200
12500

Perfil 19 bajo demanda.

Máximo desarrollo de fabricación: 10 000 mm
Cantidad mínima:
A partir de 1800 mm =
25 correas para desarrollos intermedios
75 correas para algunas construcciones especiales
Peso: = 0,195 kg/m

Máximo desarrollo de fabricación: 18 000 mm
Cantidad mínima:
A partir de 2000 mm =
16 correas para desarrollos intermedios
48 correas para algunas construcciones especiales
Peso: = 0,377 kg/m

Los desarrollos escritos en negrilla son de calidad S=C plus constantemente en juegos (idénticos desarrollos).



Perfil 3V/9N			Perfil 5V/15N			Perfil 8V/25N		
Referencia	Desarrollo exterior (mm)		Referencia	Desarrollo exterior (mm)		Referencia	Desarrollo exterior (mm)	
UE = 25 piezas			UE = 10 piezas			UE = 1 pieza		
3V 210	9N 635		5V 500	15N 1270		8V 1000	25N 2540	
3V 215	9N 673		5V 530	15N 1346		8V 1060	25N 2692	
3V 230	9N 711		5V 560	15N 1422		8V 1120	25N 2845	
3V 300	9N 762		5V 600	15N 1524		8V 1180	25N 2997	
3V 315	9N 800		5V 630	15N 1600		8V 1250	25N 3175	
3V 335	9N 851		5V 670	15N 1702		8V 1320	25N 3353	
3V 355	9N 902		5V 710	15N 1803		8V 1400	25N 3556	
3V 375	9N 952		5V 750	15N 1905		8V 1500	25N 3810	
3V 400	9N 1016		5V 800	15N 2032		8V 1600	25N 4064	
3V 425	9N 1079		5V 850	15N 2159		8V 1700	25N 4318	
3V 450	9N 1143		5V 900	15N 2286		8V 1800	25N 4572	
3V 475	9N 1206		5V 950	15N 2413		8V 1900	25N 4826	
3V 500	9N 1270		5V 1000	15N 2540		8V 2000	25N 5080	
3V 530	9N 1346		5V 1060	15N 2692		8V 2120	25N 5385	
3V 560	9N 1422		5V 1120	15N 2845		8V 2240	25N 5690	
3V 600	9N 1524		5V 1180	15N 2997		8V 2360	25N 5994	
3V 630	9N 1600		5V 1250	15N 3175		8V 2500	25N 6350	
3V 670	9N 1702		5V 1320	15N 3353		8V 2650	25N 6731	
3V 710	9N 1803		5V 1400	15N 3556		8V 2800	25N 7112	
3V 750	9N 1905		5V 1500	15N 3810		8V 3000	25N 7620	
3V 800	9N 2032		5V 1600	15N 4064		8V 3150	25N 8001	
3V 850	9N 2159		5V 1700	15N 4318		8V 3350	25N 8509	
3V 900	9N 2286		5V 1800	15N 4572		8V 3550	25N 9017	
			5V 1900	15N 4826		8V 3750	25N 9525	
UE = 10 piezas			UE = 5 piezas					
3V 950	9N 2413		5V 2000	15N 5080		8V 4000	25N 10160	
3V 1000	9N 2540		5V 2120	15N 5385		8V 4250	25N 10795	
3V 1030	9N 2692		5V 2240	15N 5690		8V 4500	25N 11430	
3V 1120	9N 2845		5V 2360	15N 5994		8V 4750	25N 12065	
3V 1190	9N 2997		5V 2500	15N 6350		8V 5000	25N 12700	
3V 1250	9N 3175							
3V 1310	9N 3353							
3V 1400	9N 3556							

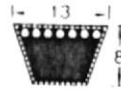
<p>Máximo desarrollo de fabricación: 4 250 mm L_d Cantidad mínima: A partir de 1800 mm L_d = 20 correas para desarrollos intermedios 60 correas para algunas construcciones especiales Peso: = 0,074 kg/m</p>	<p>Máximo desarrollo de fabricación: 10 000 mm L_d Cantidad mínima: A partir de 1800 mm L_d = 25 correas para desarrollos intermedios 75 correas para algunas construcciones especiales Peso: = 0,195 kg/m</p>	<p>Máximo desarrollo de fabricación standard: 18 000 mm L_d A partir de 18 000 hasta 19 000 mm bajo demanda Cantidad mínima: A partir de 2540 mm L_d = 11 correas para desarrollos intermedios 33 correas para algunas construcciones especiales Peso: = 0,575 kg/m</p>
--	---	--

Aclaración para la referencia de correas:
 De la referencia de correa se puede deducir perfil y desarrollo nominal. Como se trata de correas trapeciales estrechas según norma americana, todas las medidas se refieren a pulgada (1" = 25,4 mm).

Perfil
 3V/9N = anchura superior 3/8"/9 mm
 5V/15N = anchura superior 5/8"/15 mm
 8V/25N = anchura superior 1"/25,4 mm

Desarrollos:
 p. e. 750 = $\frac{750 \cdot 25,4}{10}$ = 1905 mm desarrollo nominal/desarrollo exterior

Los desarrollos escritos en **negrilla** son de calidad S=C plus constantemente en juegos (idénticos desarrollos).



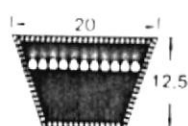
A/13

Perfil A/13

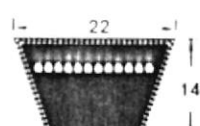
No. correa	Desarrollo de referencia (mm)	Desarrollo Interior (mm)	No. correa	Desarrollo de referencia (mm)	Desarrollo Interior (mm)	No. correa	Desarrollo de referencia (mm)	Desarrollo Interior (mm)
UE = 25 piezas			UE = 10 piezas					
A 16	437	407	A 49	1280	1250	A 91	2341	2311
A 18	487	457	A 50	1300	1270	A 92	2367	2337
A 19	510	480	A 51	1330	1300	A 93	2390	2360
A 20	538	508	A 52	1350	1320	A 94	2418	2388
A 21	565	535	A 53	1380	1350	A 95	2443	2413
A 22	590	560	A 54	1405	1375	A 96	2468	2438
A 23	605	575	A 55	1430	1400	A 97	2494	2464
A 23 1/2	630	600	A 56	1452	1422	A 98	2530	2500
A 24	640	610	A 57	1480	1450	A 100	2570	2540
A 25	660	630	A 58	1505	1475	A 102	2621	2591
A 26	680	650	A 59	1530	1500	A 104	2680	2650
A 26 1/2	700	670	A 60	1555	1525	A 105	2697	2667
A 27	716	686	A 61	1580	1550	A 107	2755	2725
A 27 1/2	730	700	A 62	1605	1575	A 108	2773	2743
A 28	740	710	A 63	1630	1600	A 110	2830	2800
A 29	760	730	A 64	1655	1625	A 112	2875	2845
A 29 1/2	780	750	A 65	1680	1650	A 114	2926	2896
A 30	797	767	A 66	1706	1676	A 116	2976	2946
A 31	805	775	A 67	1730	1700	A 118	3030	3000
A 31 1/2	830	800	A 68	1755	1725	A 120	3078	3048
A 32	843	813	A 69	1780	1750	A 124	3180	3150
A 32 1/2	855	825	A 70	1805	1775	A 128	3280	3250
A 33	871	841	A 71	1830	1800	A 132	3380	3350
A 34	880	850	A 72	1855	1825	A 136	3484	3454
A 34 1/2	905	875	A 73	1884	1854	A 140	3580	3550
A 35	919	889	A 74	1910	1880	A 144	3688	3658
A 35 1/2	930	900	A 75	1930	1900	A 148	3780	3750
A 36	944	914	A 76	1960	1930	A 158	4030	4000
A 37	955	925	A 77	1986	1956	A 167	4280	4250
A 37 1/2	980	950	A 78	2010	1980	A 187	4780	4750
A 38	995	965	A 79	2030	2000	A 197	5030	5000
A 38 1/2	1005	975	A 80	2062	2032			
A 39	1030	1000	A 81	2090	2060			
A 40	1046	1016	A 82	2113	2083			
A 40 1/2	1060	1030	A 83	2130	2100			
A 41	1071	1041	A 84	2164	2130			
A 41 1/2	1080	1050	A 83 1/2	2150	2120			
A 42	1090	1060	A 84 1/2	2180	2150			
A 42 1/2	1105	1075	A 85	2190	2160			
A 43	1130	1100	A 86	2230	2200			
A 43 1/2	1135	1105	A 87	2240	2210			
A 44	1150	1120	A 88	2270	2240			
A 45	1173	1143	A 89	2291	2261			
A 45 1/2	1180	1150	A 90	2316	2286			
A 46	1198	1168						
A 46 1/2	1210	1180						
A 47	1230	1200						
A 47 1/2	1245	1215						
A 48	1250	1220						
A 48 1/2	1255	1225						

Máximo desarrollo de fabricación: 10 000 mm
 Cantidad mínima:
 A partir de 1800 mm =
 31 correas para desarrollos intermedios
 93 correas para algunas construcciones especiales
 Peso: = 0,109 kg/m

Los desarrollos escritos en **negrilla** son de calidad S=C plus constantemente en juegos (idénticos desarrollos). Otras medidas bajo demanda.



20



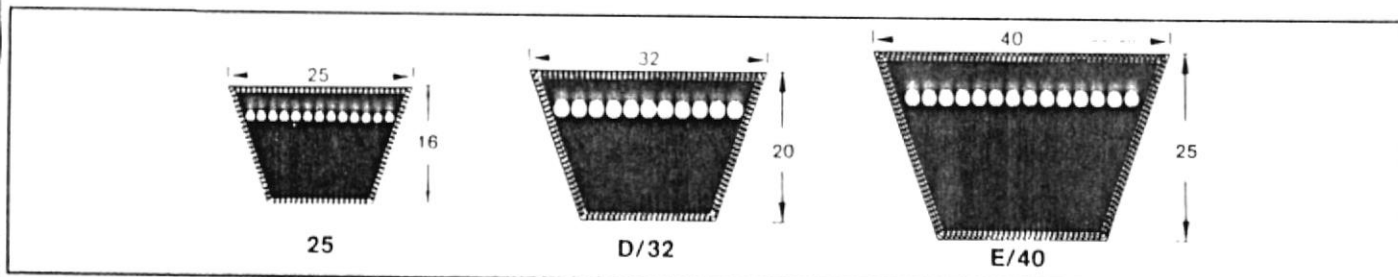
C/22

Perfil 20			Perfil C/22										
Desarrollo de dirección (mm)	Desarrollo Interior (mm)		No. correas	Desarrollo de dirección (mm)	Desarrollo Interior (mm)		No. correas	Desarrollo de dirección (mm)	Desarrollo Interior (mm)		No. correas	Desarrollo de dirección (mm)	Desarrollo Interior (mm)
UE = 10 piezas			UE = 10 piezas			UE = 8 piezas			UE = 8 piezas				
950	900		C 43	1148	1090		C 92	2395	2337		C 208	5358	5300
1050	1000		C 47	1258	1200		C 93	2418	2360		C 210	5392	5334
1110	1060		C 48	1273	1215		C 94	2446	2388		C 220	5658	5600
1170	1120		C 49	1308	1250		C 95	2471	2413		C 225	5773	5715
1230	1180		C 51	1353	1295		C 96	2496	2438		C 236	6058	6000
1300	1250		C 52	1378	1320		C 97	2522	2464		C 240	6154	6096
1370	1320		C 53	1408	1350		C 98	2558	2500		C 248	6358	6300
1450	1400		C 54	1433	1375		C 99	2583	2525		C 264	6758	6700
1550	1500		C 55	1458	1400		C 100	2598	2540		C 270	6916	6858
1650	1600		C 56	1483	1425		C 101	2618	2560		C 280	7158	7100
1750	1700		C 57	1508	1450		C 102	2649	2591		C 295	7558	7500
1850	1800		C 58	1533	1475		C 104	2700	2642		C 300	7678	7620
1950	1900		C 59	1558	1500		C 105	2725	2667		C 315	8058	8000
2050	2000		C 60	1582	1524		C 106	2750	2692				
2170	2120		C 61	1608	1550		C 108	2808	2750				
2290	2240		C 62	1632	1574		C 110	2858	2800				
			C 63	1658	1600		C 112	2903	2845				
			C 65	1708	1650		C 114	2954	2896				
UE = 5 piezas			C 66	1734	1676		C 115	2979	2921				
2410	2360		C 67	1758	1700		C 116	3008	2950				
2550	2500		C 68	1785	1727		C 117	3023	2965				
2700	2650		C 69	1808	1750		C 118	3058	3000				
2850	2800		C 70	1836	1778		C 120	3106	3048				
3050	3000		C 71	1858	1800		C 122	3157	3099				
3200	3150		C 72	1887	1829		C 124	3208	3150				
3400	3350		C 73	1912	1854		C 126	3258	3200				
3600	3550		C 74	1938	1880		C 128	3308	3250				
3800	3750		C 75	1958	1900		C 130	3360	3302				
4050	4000		C 76	1988	1930		C 132	3408	3350				
4300	4250		C 77	2014	1956		C 134	3462	3404				
4550	4500		C 78	2039	1981		C 136	3508	3450				
5050	5000		C 79	2058	2000		C 138	3563	3505				
UE = 3 piezas			C 80	2090	2032		C 140	3608	3550				
5350	5300		C 81	2118	2060		C 142	3665	3607				
5650	5600		C 82	2141	2083		C 144	3716	3658				
6050	6000		C 83	2166	2108		C 146	3758	3700				
			C 83½	2178	2120		C 148	3808	3750				
			C 84	2192	2134		C 150	3868	3810				
			C 85	2217	2159		C 158	4058	4000				
			C 86	2242	2184		C 162	4158	4100				
			C 87	2268	2210		C 167	4308	4250				
			C 88	2298	2240		C 173	4452	4394				
			C 89	2319	2261		C 177	4558	4500				
			C 90	2344	2286		C 180	4630	4572				
							C 187	4808	4750				
							C 190	4884	4826				
							C 195	5011	4953				
							C 197	5058	5000				

Máximo desarrollo de fabricación: 10 000 mm
 Cantidad mínima:
 A partir de 1800 mm =
 18 correas para desarrollos intermedios
 54 correas para algunas construcciones especiales
 Peso: = 0,268 kg/m

Máximo desarrollo de fabricación: 18 000 mm
 A partir de 18 000 hasta 19 000 mm bajo demanda
 Cantidad mínima:
 A partir de 1800 mm =
 16 correas para desarrollos intermedios
 48 correas para algunas construcciones especiales
 Peso: = 0,324 kg/m

Los desarrollos escritos en negrilla son de calidad S=C plus constantemente en juegos (idénticos desarrollos). Otras medidas bajo demanda.



Perfil 25		Perfil D/32			Perfil E/40		
Desarrollo de referencia (mm)	Desarrollo Interior (mm)	No. correas	Desarrollo de referencia (mm)	Desarrollo Interior (mm)	No. correas	Desarrollo de referencia (mm)	Desarrollo Interior (mm)
UE = 10 piezas		UE = 1 pieza			UE = 1 pieza		
1480	1400	D 79	2075	2000	E 118	3080	3000
1560	1500	D 98	2575	2500	E 158	4080	4000
1660	1600	D 104	2725	2650	E 197	5080	5000
1760	1700	D 110	2875	2800	E 220	5680	5600
1860	1800	D 118	3075	3000	E 236	6080	6000
1960	1900	D 120	3123	3048	E 248	6380	6300
2060	2000	D 124	3225	3150	E 280	7180	7100
2180	2120	D 128	3326	3251	E 295	7580	7500
2300	2240	D 132	3425	3350	E 315	8080	8000
		D 135	3500	3425	E 354	9080	9000
UE = 5 piezas		D 136	3529	3454	E 394	10080	10000
2420	2360	D 140	3625	3550	E 441	11280	11200
2560	2500	D 144	3733	3658	E 492	12580	12500
2710	2650	D 148	3825	3750	(Anfertigungsware)		
2760	2700	D 154	4000	3925	Máximo desarrollo de fabricación: 19 000 mm		
2860	2800	D 158	4075	4000	Cantidad mínima:		
3060	3000	D 162	4190	4115	A partir de 3 000 hasta 18 000 mm =		
3210	3150	D 167	4325	4250	7 correas para desarrollos intermedios		
3410	3350	D 173	4469	4394	21 correas para algunas construcciones especiales		
3610	3550	D 177	4575	4500	A partir de 18 000 mm bajo demanda		
3810	3750	D 180	4647	4572	Peso: ~ 0,958 kg/m		
4060	4000	D 187	4825	4750	optibelt-VB/LC Correas con tejido de envoltura claro		
4310	4250	D 195	5028	4953			
4560	4500	D 197	5075	5000			
4810	4750	D 208	5375	5300			
5060	5000	D 210	5409	5334			
		D 220	5675	5600			
		D 225	5790	5715			
		D 236	6075	6000			
		D 240	6171	6096			
		D 248	6375	6300			
		D 264	6775	6700			
		D 270	6933	6858			
		D 280	7175	7100			
		D 295	7575	7500			
		D 300	7695	7620			
		D 315	8075	8000			
		D 330	8457	8382			
		D 335	8575	8500			
		D 354	9075	9000			
		D 374	9575	9500			
		D 394	10075	10000			
		D 441	11275	11200			

Máximo desarrollo de fabricación: 19 000 mm
 Cantidad mínima:
 A partir de 3 000 hasta 18 000 mm =
 7 correas para desarrollos intermedios
 21 correas para algunas construcciones especiales
 A partir de 18 000 mm bajo demanda
 Peso: ~ 0,958 kg/m

optibelt-VB/LC
Correas con tejido de envoltura claro

Surtido

Perfil	Desarrollo interior (mm)
A/13	1900 ... 10 000
B/17	1900 ... 15 500
20	1900 ... 10 000
C/22	1900 ... 18 000
25	1900 ... 18 000
D/32	2000 ... 18 000

Surtido véan páginas 10 bis 13

Máximo desarrollo de fabricación: 18 000 mm
 A partir de 18 000 hasta 19 000 mm bajo demanda
 Cantidad mínima:
 A partir de 1800 mm =
 14 correas para desarrollos intermedios
 42 correas para algunas construcciones especiales
 Peso: ~ 0,420 kg/m

Máximo desarrollo de fabricación: 18 000 mm
 A partir de 18 000 hasta 19 000 mm bajo demanda
 Cantidad mínima:
 A partir de 2000 mm =
 11 correas para desarrollos intermedios
 33 correas para algunas construcciones especiales
 Peso: ~ 0,668 kg/m

optibelt-LD
Light Duty
Correas trapeciales USA-Standard
RMA/MPTA
Surtido bajo demanda.

Los desarrollos escritos en negrilla son de calidad S=C plus constantemente en juegos (Idénticos desarrollos). Otras medidas bajo demanda.

BIBLIOGRAFIA

1. SHIGLEY, JOSEPH EDWARD & MISHKE, CHARLES R;
Diseño en Ingeniería Mecánica, McGraw Hill, USA, 1989,
5º edición.
2. SINGER FERDINAN I. & PYTEL ANDREW, Resistencia de
Materiales, Harla, Nueva York, 1980, 3º edición.
3. AVALLONE A. EUGENE & BAUMESITER THEODORE,
Manual del Ingeniero Mecánico, McGraw Hill, USA, 1995, 9º
edición.
4. NTN CORPORATION; Rodamientos de Bolas y de Rodillos, Cat.
No. 2200/S, NTN corporation, 1991.
5. FESTO; Introducción en la Neumática, FESTO DIDACTIC, USA,
1995.

