T
671.82
P582

ESCUELA SUPERIOR POLITECNICA DEL LITORAL

Facultad de Ingeniería en Mecánica

"Diseño de una Mesa de Arrastre, Corte y Empaque para la Industria de Laminación de Perfiles de Acero."

TESIS DE GRADO

Previa a la Obtención del Título de:

INGENIERO MECANICO

Presentada por:

William Patricio Perugachi Rojas

Guayaquil - Ecuador

1997

AGRADECIMIENTO

ING. FEDERICO CAMACHO

Director de tesis,

por su guía y colaboración para

la elaboración de este trabajo.

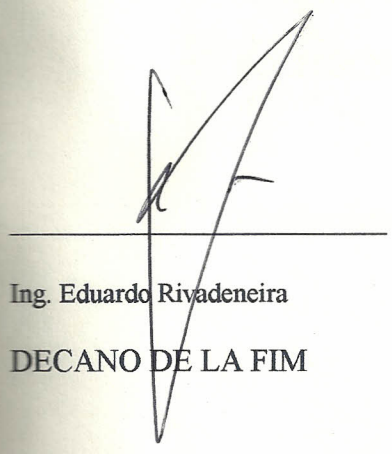
DEDICATORIA

MIS PADRES

A MIS HERMANOS

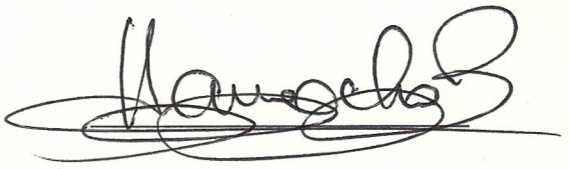
A MI ABUELA

TRIBUNAL DE GRADUACIÓN



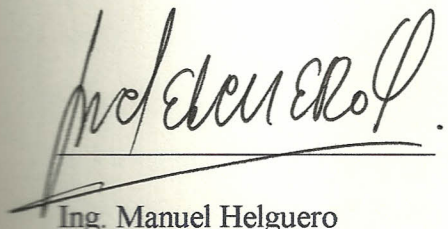
Ing. Eduardo Rivadeneira

DECANO DE LA FIM



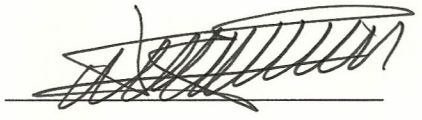
Ing. Federico Camacho

DIRECTOR DE TESIS



Ing. Manuel Helguero

VOCAL



Ing. Edmundo Villacís

VOCAL

DECLARACIÓN EXPRESA

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

(Reglamento de Graduación de la ESPOL)

William Patricio Perugachi Rojas.

RESUMEN.

La presente tesis tiene como objetivo desarrollar el diseño total de una mesa de arrastre, corte y empaque de productos terminados para la industria de la laminación en caliente, tomando en cuenta los diversos factores que influyen dentro del diseño de una maquinaria.

Uno de los principales factores que se deben considerar es la posibilidad de fabricación de la máquina con los recursos materiales y tecnológicos disponibles por las empresas, así como la seguridad de operación durante su empleo dentro del proceso, sin sacrificar los requerimientos técnicos de funcionamiento.

Después de lograr un correcto diseño de forma se procederá al cálculo analítico de los diversos sistemas que se encuentran involucrados, primero desarrollando una metodología para encontrar las diferentes cargas que se encuentran actuando sobre los sistemas, con los que luego se calcularán los factores de seguridad que se requieran, en esta parte se involucrarán conocimientos sobre mecánica de sólidos, diseño de maquinaria, automatización neumática y estructuras industriales. Sin olvidar que uno de los principales puntos en consideración dentro del diseño es la seguridad de operación y prevención de fallas prematuras en los materiales utilizados.

INDICE GENERAL.

RESUMEN.

INDICE GENERAL

ABREVIATURAS

SIMBOLOGÍA

INDICE DE FIGURAS

INDICE DE TABLAS

INDICE DE PLANOS

INTRODUCCIÓN.

Pág.

I. CONSIDERACIONES GENERALES 1

1.1 Laminación de perfiles de acero. 1

1.1.1 Proceso de laminación. 1

1.1.2 Equipo complementario. 6

1.1.3 Talleres de soporte al proceso. 8

1.2 Análisis y determinación del problema. 12

1.2.1. Antecedentes. 15

1.2.2. Necesidades. 16

1.2.3. Restricciones. 16

1.3 Alternativas de solución. 19

Pág.

II. DISEÑO DEL SISTEMA ESTRUCTURAL. 21

2.1 Descripción de los componentes. 23

2.1.1 Conjunto de mesas de arrastre. 23

2.1.2 Conjunto de mesas de empaque. 25

2.2 Cargas de diseño. 27

2.2.1 Peso de los perfiles sobre la mesa de arrastre. 28

2.2.2 Fuerza de impacto de los perfiles sobre la masa del tope neumático. 29

2.2.3 Fuerza de fricción sobre las mesas de arrastre y empaque. 32

2.3 Cálculo y selección de los elementos. 34

2.3.1 Tope neumático. 34

2.3.2 Mesas de arrastre y empaque. 47

III. DISEÑO DEL SISTEMA DE POTENCIA. 54

3.1 Descripción de los componentes. 54

3.2 Cargas de diseño. 56

3.2.1 Cálculo de la fuerza de arrastre con base en el factor de fricción. 56

3.2.2 Cálculo de los momentos y reacciones del eje motriz. 61

3.2.3 Esfuerzos críticos y factor de seguridad del eje motriz. 79

3.3 Cálculo y selección de los elementos. 97

3.3.1 Velocidades angulares y potencia transmitida. 97

3.3.2 Selección de cadena y ruedas catalinas. 101

3.3.3 Selección de los rodamientos y chumaceras para el eje motriz. 113

Pág.

IV. DISEÑO DEL SISTEMA NEUMÁTICO. 124

4.1 Descripción de los componentes. 124

4.2 Cargas de diseño. 126

4.3 Cálculo y selección de los elementos. 126

4.3.1 Cálculo de la fuerza real en el cilindro neumático de simple efecto. 127

4.3.2 Cálculo del consumo de aire. 128

CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES.

PLANOS DE CONSTRUCCIÓN.

APÉNDICE.

BIBLIOGRAFÍA.

ABREVIATURAS

AISC = American Institute of Steel Construcción.
AWS = American Welding Society.
BC15 = Perfil cuadrado de 15mm x 15mm.
Gpa = Gigapascales.
ISO = International Organization for Standardization.
JIB = Japan Industrial Standard.
Kg = Kilogramos.
m = Metros.
mm = Milímetros.
Mpa = Megapascales.
N = Newtons.
s = Segundos.
SAE = Society of Automotive Engineers.

SIMBOLOGÍA

a = Aceleración.
A = Area.
∅ = Diámetro.
c = Centroide.
C = Distancia entre centros.
d = Distancia o diámetro.
E = Módulo de elasticidad.
f = Fricción.
F, f = Fuerza.
FS = Factor de servicio.
h = Garganta de soldadura.
I = Inercia.
Iu = Inercia unitaria.
k = Módulo de rigidez.
L, l = Longitud.
μ = Coeficiente de fricción.
m = Masa.
M = Momento.
n = Número/cantidad.
p = Paso.
P = Potencia.
θ = Angulo.
ρ = Densidad.
R = Radio o reacción.
σ = Esfuerzo por apalstamiento.
Σ = Sumatoria.
Ssy = Resistencia al cortante.
Sut = Resistencia última.
Sy = Resistencia de fluencia mínima a la tensión.
τ = Esfuerzo por cortante.
T = Tensión.
t = Tiempo.
Tg = Tangente.
ϖ = Velocidad angular.
V = Volúmen o Reacción.
v = Velocidad.
W = Peso.

INDICE DE FIGURAS.

		Pág.
Figura 1.1	Taladro de taller, realización de soldadura.	9
Figura 1.2	Fases del diseño.	12
Figura 2.1	Distribución de fuerzas en el tope neumático.	35
Figura 2.2	Distribución de las cargas en las columnas.	40
Figura 2.3	Geometría del cordón de soldadura.	43
Figura 2.4	Distribución de las cargas sobre la superficie del módulo 2.	48
Figura 2.5	Esquema de la distribución de cargas en los pernos.	51
Figura 3.1	Distribución de cargas en el eje motriz.	60
Figura 3.2	Distribución de los momentos flexores en el eje motriz, plano "y".	68
Figura 3.3	Diagrama de fuerzas en el plano "y".	70
Figura 3.4	Distribución de los momentos flexores, plano "x".	75
Figura 3.5	Diagrama de fuerzas aplicadas en el plano "x".	78
Figura 3.6	Procedimiento geométrico para determinar M_{cy} en el punto "C".	80
Figura 3.7	Momentos flexores de los planos "x", "y" y momento flexor resultante del eje motriz.	83
Figura 3.8	Cargas aplicadas en el eje motriz que originan momentos torcionales.	84
Figura 3.9	Diagrama de momentos torsores en el eje motriz.	85
Figura 3.10	Cuadro comparativo de los momentos torcionales que actúan en el eje motriz.	89
Figura 3.11	Cuadro comparativo de los momentos flexores que actúan a lo largo del eje motriz.	90
Figura 3.12	Esfuerzos máximos a lo largo del eje motriz.	93

Pág.

Figura 3.13	Valores del factor de seguridad a lo largo del eje motriz.	96
Figura 3.14	Dimensiones de la rueda catalina RS80 de 12 y 36 dientes.	110
Figura 4.1	Diagrama del circuito neumático para el tope de la mesa de arrastre.	125

INDICE DE TABLAS.

		Pág.
Tabla 1.1	Matriz de decisión.	14
Tabla 2.1	Esfuerzos permitidos por AISC para metal soldante.	46
Tabla 3.1	Valores de (6Aa/L) y (6Ab/L)	64
Tabla 3.2	Cuadro de resultados.	77
Tabla 3.3	Valores de los momentos flexores en el plano "x" y "y". Y el momento flexor resultante.	82
Tabla 3.4	Momentos torsores en el eje motriz.	86
Tabla 3.5	Momentos flexores y torsores, resultantes y equivalentes.	88
Tabla 3.6	Esfuerzos críticos que se encuentran en los puntos definidos del eje motriz.	92
Tabla 3.7	Características y propiedades de los aceros.	94
Tabla 3.8	Valores del Factor de Seguridad a lo largo del eje motriz.	95
Tabla 3.9	Datos para la selección del sistema reductor de cadena y ruedas catalinas.	101
Tabla 3.10	Factor de corrección de potencia.	102
Tabla 3.11	Roller chain tentative selection table.	104
Tabla 3.12	Tsubaki RS roller chain RS60.	105
Tabla 3.13	Tsubaki, RS standar sprokets RS60 RS80.	107
Tabla 3.14	Tsubaki RS roller chain RS80.	109
Tabla 3.15	Dimensiones de las ruedas catalinas RS80 utilizadas en la transmisión de potencia con cadenas.	111
Tabla 3.16	Reacciones en los puntos de apoyo del eje motriz.	116

Pág.

Tabla 3.17	Recomendaciones de duración de cojinetes para diversas clases de maquinaria.	118
Tabla 3.18	Chumaceras con rodamiento rígido de bolas.	120
Tabla 3.19	Valores mínimos del factor de seguridad S_o	122

INDICE DE PLANOS.

Plano 1.1	Plano general del horno.
Plano 1.2	Stand triple de laminación.
Plano 1.3	Pases del rodillo desbastador.
Plano 1.4	Tren de laminación primario y secundario.
Plano 1.5	Esquema del proceso de laminación.
Plano 1.6	Plano general de la mesa de arrastre corte y empaque.
Plano 1.7	Vista superior del área de trabajo.
Plano 1.8	Rodillo laminador.
Plano 2.1	Mesa de arrastre y empaque.
Plano 2.2	Cimientos de la mesa de arrastre.
Plano 2.3	Tope neumático de la mesa de arrastre.
Plano 2.4	Mesa de empaque.
Plano 2.5	Bases de la mesa de empaque.
Plano 2.6	Placa superior de la mesa de empaque.
Plano 2.7	Canal guía de la cadena de arrastre.
Plano 2.8	Masa del tope del cilindro neumático.
Plano 2.9	Conjunto del módulo 2 y 3 de la mesa de arrastre.
Plano 2.10	Conjunto del módulo 1 de la mesa de arrastre.
Plano 2.11	Placa superior, módulo 1 de la mesa de arrastre.
Plano 2.12	Bastidor, módulo 1 de la mesa de arrastre.
Plano 2.13	Placa superior, módulos 2 y 3 de la mesa de arrastre.
Plano 2.14	Bastidor, módulos 2 y 3 de la mesa de arrastre.

Plano 2.15 Conjunto del módulo 4 de la mesa de arrastre.

Plano 2.16 Placa superior, módulo 4 de la mesa de arrastre.

Plano 2.17 Bastidor, módulo 4 de la mesa de arrastre.

Plano 2.18 Conjunto del módulo 5 de la mesa de arrastre.

Plano 2.19 Placa superior, módulo 5 de la mesa de arrastre.

Plano 2.20 Bastidor, módulo 5 de la mesa de arrastre.

Plano 3.1 Plano general del sistema de potencia.

Plano 3.2 Eje motriz de la mesa de arrastre.

Plano 3.3 Eje seguidor de la mesa de arrastre.

Plano 3.4 Plano general de la mesa de empaque.

Plano 3.5 Brida de los ejes del sistema motriz.

Plano 3.6 Tope eslabón de la cadena motriz.

Plano 4.1 Soporte / base del cilindro neumático.

INTRODUCCION

La creación de nuevos sistemas, maquinarias o estructuras requieren el uso de las más diversas ciencias que se relacionen con la naturaleza del objeto desarrollado. Bajo el ingeniero mecánico recaen las responsabilidades del óptimo funcionamiento del diseño que ha desarrollado, además de guardar los compromisos de seguridad de operación y confiabilidad de manera tal que se cumplan con las responsabilidades legales, económicas y ecológicas a las que debería someterse.

La tarea del diseñador mecánico se ve simplificada en ciertos aspectos importantes como son el uso y selección de elementos que son de uso frecuente y guardan normas estandarizadas. Pero éstas no dejan de ser simplemente componentes de los cuales hace uso el ingeniero, donde el verdadero mérito y compromiso se encuentra en el desarrollo de sistemas innovadores que se ajusten tanto a las posibilidades del medio además de cumplir con la solución a las necesidades encontradas.

El desarrollo del siguiente trabajo mantiene cierto énfasis en detallar los procedimientos y cálculos realizados, con el fin de exponer paso a paso los métodos de análisis empleados, además de presentar un caso real y por lo tanto práctico de un diseño desarrollado en la empresa privada.

CAPÍTULO I

CONSIDERACIONES GENERALES

I. CONSIDERACIONES GENERALES

1.1 LAMINACIÓN DE PERFILES DE ACERO.

1.1.1 Proceso de laminación.

El proceso de laminación se encuentra descrito de una manera secuencial, donde se detallan las características del material en proceso, las máquinas que se utilizan y el número de obreros que entran en la operación.

Materia prima: palanquilla de acero SAE 1010, longitud ocho metros y sección de transversal de 100 x 100 mm.

Preparación de la materia prima: se cortan las palanquillas en tramos de un metro de longitud para obtener las dimensiones adecuadas con las que ingresarán al horno.

Calentamiento de palanquillas en el horno: La materia prima se ingresa al horno para proporcionarle una temperatura adecuada, aproximadamente de 1300°C y así posteriormente pasa a ser laminada en los trenes de laminación. Las especificaciones del horno son: Horno común con dos quemadores frontales; combustible, bunker No. 6; Carga, trasero y en forma automática (cilindro hidráulico); Descarga, lateral con eyector; Capacidad de calentamiento 5 Ton/Hora; Dimensiones, útil 1.80 x 10.00 metros (Ver plano 1.1).

Desbaste: el desbaste consiste en la reducción inicial de la sección transversal de la palanquilla por medio de siete pases por un tren desbastador compuesto por un stand triple (Ver plano 1.2); los tres rodillos con un diámetro de 460mm giran a una velocidad de 171 r.p.m. También el conjunto de desbaste se compone de una caja de piñones con un diámetro de 457mm por piñón; una caja reductora con una relación de reducción de 1.75/1 y un motor General Eléctric con una potencia de 1500 Hp, velocidad de 300rpm, 366 Amperios, 2300 Voltios y 60 Hz. El ingreso de la palanquilla se realiza de forma manual con la participación de dos obreros y un controlador. Al salir del desbaste la longitud de la palanquilla se calcula de seis metros. En el plano 1.3. se puede observar con detalle el perfil que tienen los rodillos desbastadores que se utilizan en los trenes de laminación en esta parte del proceso.

Despunte: antes de que el material sea ingresado al tren de laminación primario debe ser preparado. Esta preparación consiste en el corte de los extremos de la palanquilla para prevenir que las irregularidades que se puedan presentar como fisuras o bolsas de aire, ocasionen que se traben al ingreso del tren de laminación.

Tren de laminación primario, Primer pase: Las características del tren son; de cinco stand en total, donde el primero consiste en un stand triple, y los cuatro restantes son stand dobles, con una velocidad de 350rpm (Ver plano 1.4). El material en proceso pasa por este tren por dos ocasiones, siendo el proceso intermedio una reducción adicional al pasar por el tren secundario. En la primera pasada del material por el tren primario se realizan tres reducciones en el primer stand triple. También consta en el conjunto del tren primario, una caja de piñones con diámetro medio de 280mm; un

motor marca Sumter Electric, potencia 1000Hp, velocidad nominal 350 r.p.m., Amperaje 246 A, Voltaje 2200, frecuencia de 60 Hz. La introducción del material procesado se realiza de forma mecánica, donde es impulsado por polines motorizados sobre el carril que los transporta. Sólo se necesita de una persona que se encargue de controlar que el ingreso se dé en forma adecuada.

Tren de laminación secundario: el tren de laminación se compone de dos stand doble, con rodillos de diámetro máximo de 275 mm y mínimo de 250 mm. Aquí se realizan dos reducciones de sección, el ingreso del material procesado es mecanizado (por la acción de polines motorizados) y el ingreso para la segunda reducción se la realiza mediante el uso de un Volvedor con canal de formación de bucles abierto. El conjunto del tren de laminación secundario también se compone de un motor marca Westinghouse, con una potencia de 750 Hp, con una velocidad efectiva de 350 r.p.m. y nominal de 750 r.p.m., amperaje 185.5 A, Voltaje de 2300 V., y una frecuencia de 60 Hz.

Tren de laminación primario, segundo pase: Al salir del tren secundario el material regresa al tren primario, para que sea procesado por los stand restantes (segundo, tercero, cuarto y quinto), donde se realizan cuatro reducciones finales, cabe destacar que en esta parte del proceso se definen en cada pase una característica dimensional de la platina que se está fabricando, es decir se definen ya las dimensiones de la sección del producto (Ver plano 1.5). El largo promedio de la platina al salir del tren varía según el producto fabricado. La entrada y salida del material en proceso en este tren de laminación es efectuado por medio de la acción de tres obreros que se encuentran a la salida del segundo, tercero y cuarto stand.

Cizalla volante: esta se encuentra justamente a la salida del quinto stand del tren de laminación primario, corta al producto semiacabado en longitudes de 30 metros, para que se conserve una uniformidad en la longitud de las platinas que pasen a la mesa de enfriamiento. Las características de esta cizalla son: de cuchillas paralelas con corte hacia abajo (la cuchilla superior es móvil y la cuchilla inferior fija). El accionamiento es automático por medio de un temporizador calibrado con la velocidad de salida del tren y un censor de calor que detecta la presencia de la platina en la cizalla.

Mesa de enfriamiento: el producto semiacabado se deja reposar sobre una mesa de aproximadamente 40 metros de longitud, donde las platinas disminuyen su temperatura por medio de la convección al aire libre, para que puedan ser manipuladas luego sin mucha dificultad en el siguiente proceso que es el de corte final. Esta mesa consta a uno de sus lados de una mesa con polines motorizados donde se llevan las platinas con menor temperatura, esta mesa se encarga de transportar las platinas hacia la cizalla de acabado. El paso de un lado a otro de las platinas sobre esta mesa se la realiza de forma manual, donde tres obreros se encargan de moverlas con el uso de tenazas.

Cizalla de acabado: esta cizalla se encarga de cortar las platinas con una longitud entre 24 y 30 m en platinas con longitud de 6 m, que es la longitud comercial. Después el producto se encuentra ya terminado bastando solamente la parte del empacado y el almacenamiento en bodega.

Mesa de arrastre, corte y empaque de productos terminados: esta mesa se encarga de arrastrar las platinas hacia un tope neumático que es el que determina la longitud de

corte para la cizalla de acabado que es la longitud comercial, después recoge las platinas ya cortadas y las pasa a la mesa de empaque en donde los grupos de platinas son amarrados en los extremos. Estos son soltados al final de la mesa de empaque donde son recogidos por una grúa que lleva el producto terminado hasta al carril de bodega (Ver plano 1.6).

1.1.2. Equipo complementario.

El equipo complementario que se requiere durante la operación de la planta se encuentra descrito según la parte del proceso que se realiza, señalando al inicio el proceso realizado y a continuación detallando el equipo necesario.

Preparación de la materia prima: Para poder transportar la materia prima desde el lugar de almacenamiento hasta el lugar donde se realizará el corte primario o preparación para que entre al proceso se requiere de un montacarga con una capacidad de carga mínima de tres toneladas y 1.15 m de giro.

Calentamiento de la palanquilla en el horno: El horno como se mencionó anteriormente utiliza como combustible bunker No. 6, esto tiene como consecuencia que se requerirá un sistema adicional de tanques que lo abastezcan de combustible constantemente, además de un precalentador eléctrico que aumente la temperatura del bunker para lograr una mejor condición de flujo en las tuberías.

Desbaste, tren de laminación primario y secundario: durante la operación del tren de desbaste los rodillos trabajan constantemente con la palanquilla a alta temperatura, lo que produciría un incremento en el diámetro por dilatación, entonces es necesario controlar el incremento de la temperatura mediante un sistema de enfriamiento, este sistema consiste en la aplicación constante de chorros de agua sobre los rodillos. Para poder lograrlo se requiere de un sistema que consista en un reservorio de agua con bombas y tuberías que transporten el agua hasta los puntos de servicio en el tren

desbastador y los demás trenes, así como un sistema de recolección de agua que lleve nuevamente el agua hasta el reservorio. Como el agua regresa de los trenes con una temperatura elevada también es necesario disminuir este incremento, lo cual se consigue mediante un enfriamiento por medio del uso de bombas que impulsan el agua a una tubería con huecos y se generan pequeños chorros de agua que son lanzados sobre el reservorio y con la acción del aire se disminuye esta temperatura.

Mesa de arrastre corte y empaque de productos terminados: Dentro de este sistema se hace uso de varios topes neumáticos, lo cual da como necesidad la existencia de aire a presión dentro de la planta, esto se soluciona al implementar de un compresor de aire que lo produzca, así como también servirá para usos tan diversos que se presentan como por ejemplo para inflar las llantas de los montacargas, proporcionar de un chorro de aire para el uso en los hornos de fundición que se encuentran en los talleres de mantenimiento, limpieza de los paneles de control en los motores del tren de laminación, etc.

Transporte del material en proceso: Al trasladarse las palanquillas desde el horno al tren de desbaste y de un tren de laminación a otro se utilizan carriles motorizados, que constan de polines que giran sobre su propio eje, proporcionando un movimiento lineal sobre el carril al material que se encuentra sobre su superficie.

Almacenamiento: Para transportar el producto terminado desde la mesa de arrastre que se encuentra al final del proceso hasta el vagón que lo lleva al lugar de almacenamiento se requiere de una grúa tipo puente, que recoja los paquetes de platinas procesados.

1.1.3. Talleres de soporte al proceso.

Para lograr una eficiencia y continuidad de la operación se requiere la existencia de tres talleres claramente definidos, como son el taller mecánico y torneado de rodillos; el taller de elaboración de guías de torsión y volvedores, y el taller eléctrico.

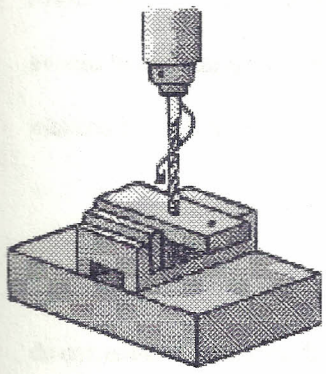
Taller mecánico y torneado de rodillos: La principal función de este taller es la de realizar la labor de mantenimiento a los diversos equipos que entran en la operación de la planta además de realizar reparaciones a la maquinaria cuando sea necesario. También aquí se realizarán los torneados de los rodillos a usarse en los trenes de laminación según los requerimientos del tipo de perfil fabricado. Este taller deberá contar básicamente con los siguientes equipos:

Sierra mecánica alternativa; Capacidad de corte de eje redondo: 150mm Velocidad de trabajo: 50-70 carreras por minuto con bomba de refrigerante y lubricación automática; Motor: monofisico 1 HP, 110 Voltios, 60 Ciclos.

Un taladro de banco; Vertical y de columna, con un solo husillo.

Capacidad del taladro: 1 Pulgada dotado con dispositivo automático de avance del husillo porta brocas.

Motor: monofisico, 0.5 HP, 110 Voltios, 60 Ciclos.





Taladro de taller. **Realización de soldadura**

FIGURA 1.1

Dos tornos de banco;

primero

Volteo:	580mm
Distancia entre puntos:	980mm
Bancada:	1500mm
Velocidad:	16, entre 60 y 1800 RPM
Motor:	2 HP, 220 Voltios, 2 Fases

segundo

Volteo:	280mm
Distancia entre puntos:	600mm
Bancada:	1200mm
Velocidad:	12, entre 60 y 1000 RPM
Motor:	1 HP, 220 Voltios, 2 Fases

Fresadora universal; Número 3, horizontal, de tipo de columna y codo; con mesa de avance horizontal de 835 x 365mm, y carro soporte de avance transversal; Árbol número 50; motor de 1.5 HP, bifásico.

Soldadora eléctrica; Para soldadura de arco con electrodo revestido, de 300 amperios de corriente. Transformador para fuente de 220 voltios.

Equipo de oxiacetileno; Estándar para operación manual, dotado con sopletes para corte. Tanque de oxigeno de 60 galones. Control manual de presiones.

Esmeril de banco; Con dos ruedas de amolar, de hasta 8 pulgadas de diámetro; 2000 r.p.m., 110-220 voltios.

Cizalla manual; Mecánica; para tubos y platinas; capacidad de trabajo: tubos de hasta ∅ = 1 pulgada, 3mm de espesor y platinas hasta de 8mm.

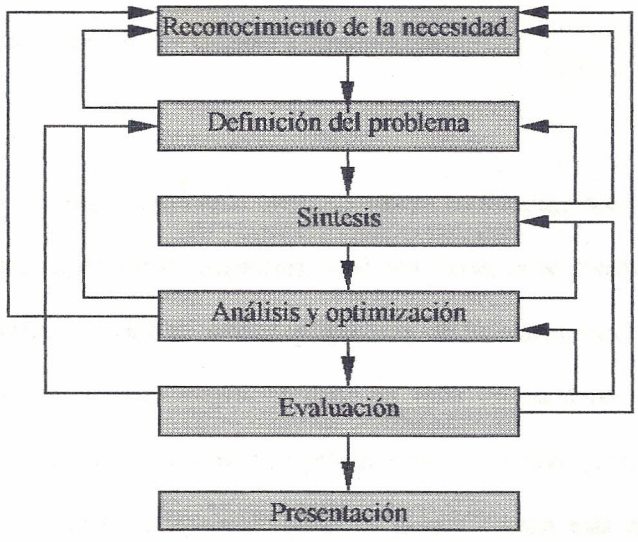
Amolador de disco; Portátil, con motor de 0.5 Hp y velocidad de trabajo de 1000 r.p.m. Disco de 8 pulgadas de diámetro.

Taller de elaboración de guías de torsión y volvedores: Dada la tecnificación específica con la que debe contar este taller se lo separa del taller mecánico, pues aquí se necesitará de personal debidamente entrenado para que la fabricación de estas piezas sean exactas, dado que su función es determinante dentro del proceso.

Taller eléctrico: Este taller se encargará de realizar el mantenimiento a todas las instalaciones eléctricas dentro de la fábrica, principalmente la central de transformadores que tienen la función de suministrar los diferentes voltajes necesarios para operar la maquinaria, y realizar todas las reparaciones que se requieran.

1.2. ANÁLISIS Y DETERMINACIÓN DEL PROBLEMA.

Todo cambio o variación intencional que se lleve a cabo en un entorno, se realiza por la existencia de antecedentes que permiten identificar el problema y desarrollar posteriormente una solución. En la ingeniería mecánica así como en las más diversas ramas de la ciencia existen procedimientos que pueden ser aplicados para solucionar problemas de diseño. Estos procedimientos son en su mayoría de naturaleza iterativa, es decir que es un procedimiento en el que se deberán repetir algunos pasos hasta obtener una solución que logre satisfacer las necesidades. La figura 1.2 muestra un cuadro en el que se describe en general la manera secuencial del procedimiento que se lleva a cabo para resolver un problema de diseño y también enseña la naturaleza iterativa del método (1):



Fases del diseño

FIGURA 1.2

La sutileza con la que se presentan en muchos casos los síntomas anómalos en un proceso impiden identificar los problemas y en consecuencia encontrarles alguna solución, es por esto que también se debe tomar en cuenta el factor sensibilidad para percibir los problemas, siendo esta una cualidad importante en la acción de un ingeniero, esto se logra a través de la práctica y la experiencia.

La capacidad de decisión del ingeniero ante la existencia de varias alternativas para desarrollar una solución es un factor crucial para lograr cubrir eficientemente las necesidades del diseño a desarrollarse. Existen varios métodos que se utilizan para escoger entre varias posibilidades y el más utilizado es la "matriz de decisión" en ella se incluyen las alternativas existentes y los requerimientos que se deben cubrir, es tarea del ingeniero evaluar cual es el "grado de satisfacción" que cubre cada una de las alternativas a cada uno de los requerimientos y considerando la importancia (el peso) que tiene sobre el diseño en general. Para una mejor comprensión de la utilidad de este procedimiento se muestra un ejemplo a continuación:

Ejemplo 1.1: Se debe escoger entre tres alternativas posibles que son los motores 1, 2 y 3, éstos deben cubrir varias exigencias como son consumo de combustible, emisiones por combustión, facilidad de repuestos, garantía de funcionamiento y dimensión del motor, cada una de estas exigencias tiene un valor asignado por el ingeniero que depende de la importancia que representan sobre el diseño global, el objetivo es determinar cual de estas tres alternativas es la que cubrirá más eficientemente las necesidades del diseño. (Ver tabla 1.1)

Objetivos	Consumo de combustibles	Emisiones por combustión.	Facilidad de repuestos.	Dimensión del motor.	Garantía de funcionamiento.	Satisfacción de objetivos. Sumatoria (WiXi)	Promedio intuitivo sobre el total.
Valores,W	0.3	0.2	0.1	0.1	0.3		
Motor 1	80%	90%	70%	90%	90%	85%	87%
Motor 2	70%	85%	90%	80%	70%	76%	74%
Motor 3	85%	95%	80%	70%	80%	84%	85%

Matriz de decisión del ejemplo 1.1
TABLA 1.1

Para resolver este tipo de problemas es muy importante el criterio que tome el ingeniero, pues él será quien evalúe cada una de las alternativas y posteriormente tabule los valores asignados, el procedimiento a seguir para analizar estos valores es multiplicar el porcentaje de satisfacción de cada motor [X] por el peso [W] que se ha asignado a cada exigencia y sumar todos los valores encontrados. Después de tabular los valores el ingeniero puede tomar una nueva determinación sobre la base de su intuición y determinar definitivamente cual será la alternativa a escoger. En el ejemplo que se muestra la respuesta es el motor 1.

1.2.1 Antecedentes.

Los antecedentes que se presentaron en el proyecto cuestión de análisis, se resumen en los siguientes puntos:

- Se observaba la acumulación del producto en proceso sobre la "mesa de enfriamiento".
- Existía un número de personal alto realizando labores en un reducido sector de la producción.
- La acumulación del producto en proceso llegaba en ciertos casos a tal punto que se requería el servicio del personal por horas extra.

1.2.2 Necesidades.

Al identificar los antecedentes se procede a puntualizar las necesidades. El uso de un término dentro del análisis de los flujos de proceso llamado "cuello de botella" explica más claramente el problema que existe y se debe resolver. Un cuello de botella es un punto dentro del flujo del proceso que impide que se logre un adecuado rendimiento de todo el sistema, así como en una tubería una sección angosta impide que el flujo del agua se desaloje correctamente. El encontrar el cuello de botella dentro de un proceso de producción ayuda a mejorar el rendimiento global del mismo.

La necesidad dentro del caso que se analiza no es solamente disminuir el número de personal que realiza la tarea de "corte y empaque del producto terminado", sino lograr un mejor flujo de producción eliminando el "cuello de botella" identificado.

1.2.3 Restricciones.

Al determinar las necesidades a cubrir, se debe continuar con el análisis de las restricciones que presenta el entorno, las restricciones pueden ser de diversa naturaleza, como por ejemplo:

- Restricciones físicas
- Restricciones tecnológicas
- Restricciones económicas

- Restricciones de tiempo

El ingeniero al diseñar debe ser práctico y adaptar su diseño al medio en que se encuentra. Es muy importante considerar el "presupuesto disponible", pues es lógico pensar que un diseño muy costoso no necesariamente es la solución más eficiente. Aunque las características estructurales y tecnológicas de la máquina sean superiores entre las otras alternativas posibles.

El "espacio físico disponible" es una restricción que nunca se debe pasar por alto porque se debe procurar que la alternativa seleccionada logre ser instalada en el lugar destinado para su funcionamiento.

En el caso de las "restricciones tecnológicas", el ingeniero debe considerar que los elementos que entren en el diseño, puedan ser elaborados en los talleres donde se construirá la máquina. Procedimientos de manufactura muy elaborados complicarían su construcción.

Actualmente la competencia existente en el medio comercial obliga a las empresas a tomar decisiones con rapidez y eficiencia, el ingeniero debe adaptarse a las realidades empresariales y tomar las decisiones también con rapidez y eficiencia - restricciones de tiempo -, pues las resoluciones que tome afectarán directamente en muchas oportunidades la producción de la empresa.

Las restricciones más importantes a considerar en el diseño de la "mesa de arrastre corte y empaque de productos terminados" son:

- el espacio físico disponible
- la utilización de materiales y elementos disponibles en la bodega de la empresa

No es posible ocupar más espacio del que se puede apreciar en el plano 1.7; para lograr tener más espacio se debería desplazar la mesa de enfriamiento y la cizalla lagarto, operación que resultaría inapropiada por el trabajo que representa, la inversión necesaria y el tiempo que retrasaría la producción.

1.3 ALTERNATIVAS DE SOLUCIÓN.

Las diferentes alternativas de solución que se desarrollen deberán tomar en cuenta previamente varias consideraciones necesarias. Para el caso de un diseño de maquinaria el ingeniero tendrá en cuenta las diferentes normas que se involucren con los elementos que entran dentro del diseño que realice. Estas normas simplifican en muchos casos el proceso de diseño pues los elementos requeridos se encuentran fácilmente en el mercado y tienen características determinadas, con las cuales el ingeniero solamente procede a determinar cual de estos elementos satisface los requerimientos del sistema que se encuentra desarrollando.

Después de realizar todos los análisis previos se llega a establecer dos alternativas básicas:

- Importar una mesa de arrastre y corte de productos terminados, o
- Diseñar y elaborar una mesa con los recursos disponibles

El comprar una máquina que se encuentra lista para operar, beneficia a la empresa en el sentido que el tiempo empleado para implementarla sería muy corto, pero el costo de compra que representa a su vez es demasiado alto. Además que no cubre todas las necesidades.

Las formas de comercialización de determinado producto, establece las características de las máquinas que los procesan. En el mercado internacional, generalmente se

comercializa el acero y sus productos derivados - entre los que se encuentran el perfil laminado - según el peso. Por lo tanto las máquinas que empacan los perfiles de acero vienen provistas de balanzas que registran el peso del producto procesado, en nuestro medio este producto se comercializa por unidades, por lo tanto el control que se desea establecer al momento de empacar es por unidades. Esta diferencia básica en la forma de comercializar el perfil laminado determina que es preferible diseñar una máquina que se ajuste a los requerimientos de la empresa.

El tiempo disponible para implementar la máquina de "arrastre corte y empaque de productos terminados" es flexible pues se encuentra dentro del programa establecido por la dirección de la empresa, permitiendo un desarrollo ingenieril más detallado y óptimo. En el apéndice A se encuentra un catálogo con maquinarias relacionadas a la industria de laminación y la máquina equivalente al diseño por elaborarse es la "Product shear table" (fotografía # 16).

CAPÍTULO II

DISEÑO

DEL SISTEMA ESTRUCTURAL

II. DISEÑO DEL SISTEMA ESTRUCTURAL

Para desarrollar un diseño de forma que cubra los requerimientos y necesidades, en el ingeniero se deben conjugar básicamente tres elementos que son: habilidades, conocimientos y experiencia.

Dentro de las "habilidades" del ingeniero, se pueden señalar la capacidad de sintetizar un sistema, realizar un diseño que conserve la estética, la capacidad de imaginación que se relaciona íntimamente con la de creación y por último la habilidad de conjugar los diferentes criterios que se involucren en el diseño a realizar.

La cantidad de "conocimientos" es una herramienta básica para desarrollar un diseño mecánico, el dominio de las propiedades físicas - químicas de los elementos, conocer los costos y precios de los componentes, los tipos de procesos de manufactura que se pueden requerir y en general todos los conocimientos adquiridos durante el desarrollo de los estudios en la carrera de ingeniería mecánica así como seminarios, charlas y por iniciativa propia.

La "experiencia" es un factor determinante puesto que es más fácil desarrollar el diseño de un sistema si anteriormente se ha trabajado en alguno de similares características, así como también haber observado el funcionamiento de sistemas que si bien no se utilizan para el mismo objetivo, algún componente de este puede utilizarse en el diseño a desarrollar.

Es necesario establecer un "diseño de forma", para realizar posteriormente la selección y cálculo de los componentes del sistema, y si durante su análisis se determina que hay que variar alguno se

procederá a realizar el cambio. Este tipo de variaciones generalmente sucede porque el elemento no cumple con los factores de seguridad establecidos.

2.1 DESCRIPCIÓN DE LOS COMPONENTES.

El sistema estructural de la mesa completa se encuentra dividido en dos grupos principales, el conjunto de mesas de arrastre y el conjunto de mesas de empaque. La diferencia se encuentra no solo en el diseño de forma que tiene cada grupo de mesas, sino también en sus condiciones de trabajo, esfuerzos aplicados y requerimientos de diseño. (Ver plano 2.1)

2.1.1 Conjunto de mesas de arrastre.

El conjunto se compone de cinco módulos y se denomina "mesa de arrastre" pues su función principal es acarrear el producto terminado y sacarlo de la mesa de enfriamiento.

La distancia que se acarrea el material en una primera fase, está determinado por la longitud comercial de las platinas (seis metros). Esto se logra por la acción de polines motorizados y un tope neumático que detiene el avance de las platinas, donde se procede a cizallar el producto terminado.

Es necesario controlar la distancia de avance de los perfiles en la primera fase pues se necesita mantener una longitud homogénea en todos ellos. Después de ser cortadas, el

tope neumático desciende dejando de accionar y se procede al avance en la segunda fase. Es necesario que recorra el producto terminado una cierta distancia adicional para que se aleje de la máquina de cizalla y así pueda ser recogido posteriormente por la mesa de empaque.

La mesa de arrastre se divide en cinco módulos o mesas individuales con lo que se logra facilidad para su instalación, reparación y mantenimiento del sistema de potencia y neumático.

El diseño de forma entre los cinco módulos es de similares características variando solamente sus dimensiones de longitud, que están regidos por la distribución de los elementos del sistema de potencia y neumático.(Ver plano 2.1)

Las patas sobre las que se encuentran apoyadas las mesas se encuentran fijas al suelo, por medio de soldadura a una placa fundida en el concreto.(Ver plano 2.2)

El sistema de polines motorizados que permite a los perfiles avanzar sobre la mesa de arrastre, actúa en los módulos 2 y 3, la velocidad a la que giran los polines motorizados se reduce por medio del uso de un conjunto de poleas y bandas. Se debe controlar esta velocidad para determinar la fuerza de impacto que se ejercerán los perfiles sobre la masa del tope neumático.

El tope neumático cumple con la función de detener el avance de los perfiles a la vez que hace coincidir todos sus extremos a una distancia exacta de seis metros de la cuchilla de la cizalla. Esta es la longitud a la cual se comercializa el producto terminado.

El tope neumático se compone de una placa de acero de una pulgada de grosor que cumple la función de "masa", esta realiza un movimiento de arriba/abajo, este movimiento se logra por la acción de un cilindro neumático que se encuentra en la parte inferior del tope. El movimiento de la masa del tope se encuentra guiado por unas placas laterales que funcionan como guías y toda la estructura se encuentra apoyada sobre cuatro vigas C que se unen a una placa de una pulgada de grosor que funge como base del tope. La estructura completa del tope se encuentra sujeta al piso mediante pernos.(Ver plano 2.3)

2.1.2 Conjunto de mesas de empaque.

La "mesa de empaque" se compone principalmente de tres elementos que son las columnas que se encuentran soldadas a la placa metálica fundida al concreto, la "estructura" sobre la cual se desplazan los perfiles, está sujeta a las columnas mediante pernos, y tres canales que funcionan como guías de la "cadena de arrastre" (Ver plano 2.4).

Las columnas sobre la que se asienta la estructura son conformadas por dos vigas C de 40x80 soldadas de tal manera que forman una columna con sección cuadrada de 80x80.

Se decidió escoger este tipo de material por ser el que se encuentra a disposición en la bodega de la planta.(Ver plano 2.5)

La estructura sobre la cual se desplazan los perfiles se compone de dos módulos lo que facilita el montaje y desmontaje. Se caracteriza por estar formada de platinas de sección de 12x50 o PL 1/2*2 que se encuentran dispuestas de manera tal que impiden el almacenamiento de calor sobre la superficie de la mesa a la vez de permitir el proceso de enfriamiento por convección de los perfiles, esto hace que el producto terminado sea más fácil de manipular en el proceso de amarre y almacenamiento. (Ver plano 2.6)

Los canales que funcionan como guías de la "cadena de arrastre" se encuentran sujetados a la mesa mediante pernos, además de impedir el choque ocasional de los perfiles con los eslabones de la cadena. (Ver plano 2.7)

2.2 CARGAS DE DISEÑO.

Tanto la mesa de arrastre como la mesa de empaque mantienen condiciones de operación que se deben considerar para posteriormente realizar los cálculos en la estructura.

Al salir de la mesa de enfriamiento los perfiles BC15 con una longitud promedio de 25 metros y en grupos de diez unidades avanzan hasta el tope neumático, donde impactan con la masa del tope y se logra obtener la distancia de corte comercial (6 metros) con relación a las cuchillas de la cizalla.

Al actuar la cizalla cortando los perfiles, sobre la mesa de arrastre se encontrarán finalmente tramos de seis metros de longitud, que es el peso que se repartirá sobre los módulos que conforman la mesa de arrastre. Finalmente los perfiles son sacados de la mesa de arrastre por el sistema de "cadenas de arrastre" y colocados sobre la mesa de empaque. En la mesa de empaque los extremos de los perfiles son amarrados y llevados al almacén de bodega.

Las cargas de diseño a analizar son: el peso de los perfiles sobre la mesa de arrastre, la fuerza de impacto que ejercerán los perfiles sobre la masa del tope neumático y la fuerza de fricción que se origina por el movimiento de los perfiles sobre las mesas de arrastre y empaque.

2.2.1 Peso de los perfiles sobre la mesa de arrastre.

Para determinar el peso de los perfiles sobre la mesa de arrastre se considerarán diez perfiles BC15 de acero laminado en caliente con seis metros de longitud.

La densidad [ρ] del acero laminado en caliente se obtiene de las tablas con las "propiedades físicas medias de los metales más comunes" que se encuentran en los diversos libros de ingeniería y en el apéndice C de esta tesis (2). Al conocer este valor y el volumen de los perfiles [V_T] se determina la masa total [m_T] y el peso correspondiente [W_T](3):

$$m_T = \rho^* V_T \qquad \text{ec.2.1}$$

$$\rho = 7850\ Kg/m^3$$

$$V_T = (6m * 0.015m * 0.015m) * 10$$

$$= 0.0135\ m^3$$

$$m_T = 7850\ Kg/m^3 * 0.0135\ m^3$$

$$= 105.97\ Kg.$$

$$W_T = m_T * g \qquad \text{ec.2.2}$$

$$= 105.97\ Kg. * 9.8\ m/s^2$$

$$= 1038.56\ N$$

El resultado que se obtiene es el peso que se considerará para el análisis de las mesas de arrastre y empaque. Es importante notar que para el análisis de la "fuerza de impacto" sobre la masa del tope neumático se deberá considerar la masa de los perfiles pero con una longitud de 25 metros que es la longitud que mantienen antes de ser cortados por la cizalla.

Al realizar un análisis similar al anterior se obtiene la masa y el peso correspondiente para el cálculo de la fuerza de impacto sobre el tope neumático.

$m_T = 441.56$ Kg.

$W_T = 4327.31$ N

2.2.2 Fuerza de impacto de los perfiles sobre la masa del tope neumático.

La fuerza de impacto de los perfiles sobre la masa del tope es un caso de choque inelástico, en donde se debe realizar un análisis partiendo de la conservación del ímpetu y la conservación de la energía. Al desarrollar este sistema se obtiene una expresión en la que se obtiene la fuerza de impacto en el sistema(4):

$$F = (m_1 * a) + [(m_1 * a)^2 + (k * (m_1 * v)^2 / (m_1 + m_2))]^{1/2} \qquad \text{ec.2.3}$$

Donde "m_1" es la masa total de perfiles que impactan sobre la mesa, "m_2" es la masa del tope, "a" es la aceleración con la que se acercan los perfiles, "v" es la velocidad que

tiene los perfiles justo antes del impacto y "*k*" es el módulo de rigidez de la masa del tope. El módulo de rigidez depende de las dimensiones de la masa del tope y del material que está formado.

Para determinar tanto la aceleración como la velocidad de impacto se disponen de datos tomados en la "mesa de enfriamiento". Por mediciones realizadas se encuentra que para lograr avanzar una distancia de 7 metros partiendo con una velocidad inicial cero los perfiles se demoran 105 segundos. Aplicando las ecuaciones de movimiento lineal con aceleración se obtiene:

$$a = 2d / t^2 \qquad \text{ec.2.4}$$

$$= (2 * 6\ m) / (105\ seg.)^2$$

$$= 0.0013\ m/s^2$$

$$v = a * t \qquad \text{ec.2.5}$$

$$= 0.0013\ m/s^2 * 105\ seg.$$

$$= 0.136\ m/s$$

Como se mencionó anteriormente el módulo de rigidez [*k*] depende de las dimensiones de la masa del tope y del material con el que está realizado. Si se considera a la masa del tope como una viga simplemente apoyada que se deforma por la aplicación de una fuerza, se pueden aplicar las fórmulas que se encuentran en las tablas de "deflexión máxima". Desarrollando estas fórmulas se obtiene una expresión para determinar el valor de *k* (3).

$$k = 48EI/L^3 \qquad \text{ec.2.6}$$

Donde "E" es el módulo de elasticidad del material de la masa del tope, "I" es el momento de inercia y "L" es el ancho de la masa del tope. El módulo de elasticidad se encuentra en las tablas con las propiedades físicas de los metales más comunes (Apéndice C) y los otros valores se determinan a partir del diseño de forma del tope neumático (5).

$E = 200$ GPa

$I = 5*10^{-7}$ m^4

$L = 0.485$ m

La remplazar estos valores en la ec.2.6 se encuentra el valor del módulo de rigidez:

$$k = 48* [(200 \text{ GPa} *5*10^{-7} \text{ m}^4)/ (0.485 \text{ m})^3]$$

$$= 42.07*10^6 \text{ N/m}$$

El valor de m_1 se determinó anteriormente y para hallar el valor de m_2 se sigue un procedimiento similar utilizando las dimensiones del diseño de forma de la masa del tope neumático (Ver el plano 2.8).

$m_2 = 36.75$ Kg.

Al reemplazar todos los valores hallados en la ec.2.3 se determina la "fuerza de impacto" sobre el tope neumático:

$$F = (441.56\ Kg. * 0.0013\ m/s^2) + [(441.56\ Kg. * 0.0013\ m/s^2)^2 + (42.07*10^6\ N/m * (441.56\ Kg. * 0.136\ m/s)^2 / (441.56\ Kg. + 36.75\ Kg.))]^{1/2}$$

$$F = 17462.4\ N$$

Un valor adicional que se puede determinar es la deflexión que tendrá la masa del tope al actuar la fuerza de impacto sobre este y es igual a 0.4 mm.

2.2.3 Fuerza de fricción sobre las mesas de arrastre y empaque.

La fuerza de fricción [*f*] que se origina en la superficie de las mesas de arrastre y empaque se debe exclusivamente al peso de los perfiles que se encuentran sobre estas.

El valor del peso sobre la mesa de arrastre se determino anteriormente y dio como resultado 1038.56 N. El coeficiente de fricción a considerarse será el estático acero con acero, pues este es el que genera por un pequeño instante la mayor fuerza de fricción sobre la superficie de la mesa de arrastre. Este valor se lo obtiene en las tablas de "coeficientes de fricción" disponible en el apéndice I (6). La fuerza de fricción se encuentra aplicando la siguiente fórmula:

$f = \mu * W_T$ ec.2.7

$= 0.78 * 4327.31N$

$= 3375.3N$

2.3 CÁLCULO Y SELECCIÓN DE LOS ELEMENTOS.

2.3.1. Tope neumático.

Cálculo de los pernos de las placas laterales.

La fuerza de impacto sobre la masa del tope se distribuye a cada lado del tope por la simetría del diseño de forma, por consiguiente es suficiente con analizar un solo lado. La carga que se utiliza en los cálculos es la mitad de la fuerza de impacto y será de naturaleza excéntrica, esto ocasiona que en el centroide de la sección empernada se origine una reacción y un momento. Esta carga y el momento se repartirán entre todos los pernos según su distribución (Ver la figura 2.1).

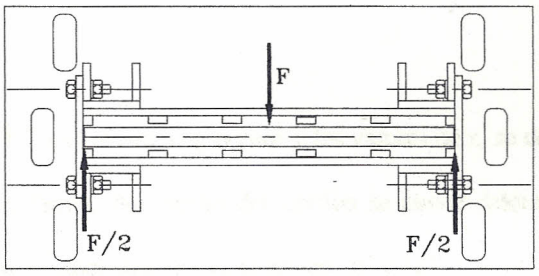
$$F = V = 8731.2\ N$$

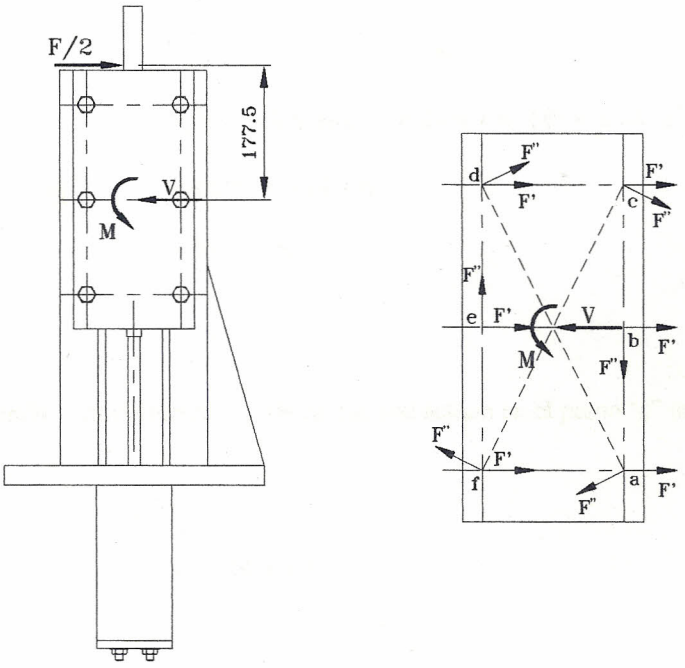
$$M = F*d \qquad \text{ec.2.8}$$

$$= 8731.2\ N * 0.1775\ m$$

$$= 1549.8\ N\text{-}m$$

Cada perno es identificado por una letra desde la "a" hasta la "f" y soportarán dos cargas cortantes, la carga cortante primaria [F'] por causa de la carga "V" y la carga cortante secundaria [F"] por el momento "M" en el centroide del grupo de pernos.





Distribucion de fuerzas
en el tope neumatico.
FIGURA 2.1

$$F' = V/n \qquad \text{ec.2.9}$$

$$F'' = Mr_n / (r_a^2 + r_b^2 + r_c^2 + \ldots + r_f^2) \qquad \text{ec.2.10}$$

El valor de "n" es el número de pernos y los valores de r_n se determina por la geometría del diseño de forma. Por medio del gráfico se puede determinar que los pernos que mantienen las condiciones más críticas son "c" y "d".

$F_c' = 8731.2$ N/6

$= 1455.2$ N

$F_c'' = 1549.8$ N-m * 0.14m / $(0.14^2 + 0.0625^2 + 0.14^2 + 0.14^2 + 0.0625^2 + 0.14^2)$ m^2

$= 2520.3$ N

Sumando vectorialmente las dos cargas que actúan en el perno "c" se encuentra que:

$F_c = 3876.9$ N

Por el diseño de forma se determina que se utilizarán pernos M10x1.5 de clase 4.6 . Las propiedades físicas del perno se obtienen de las tablas que se disponen en los apéndices D1, D2, D3 y en libros de diseño mecánico (1). Para el perno objeto de este análisis se determina la "resistencia de fluencia mínima a la tensión" [S_y] y la sección transversal [A_s]:

$S_y = 240$ MPa

$A_s = (\pi/4)*d^2$ ec.2.11

$= (\pi/4)*(0.01m)^2$

$= 7.85*10^{-5}$ m^2

Se analizarán los esfuerzos por cortante y por aplastamiento que se originan en la unión empernada con el fin de determinar el mayor y consecuentemente cual será la falla más probable que ocurra.

Esfuerzos por cortante: Para determinar el esfuerzo por cortante se divide la carga actuante por el área sometida a cortante que es el área transversal del perno [A_s]:

$\tau = F_c / A_s$

$= 3876.9$ N $/ 7.85*10^{-5}$ m^2

$= 49.36$ MPa

Esfuerzos por aplastamiento: Las dos placas que une el perno tienen 10 mm de sección transversal [t] y el diámetro del perno es 10 mm [d]. Para analizar por aplastamiento se toma el área transversal y la fuerza que actúa en el perno:

$A_b = t*d$ ec.2.12

$= 0.01m * 0.01m = 0.0001$ m^2

$$\sigma = F_c / A_b \qquad \text{ec.2.13}$$

$$\sigma = 3876.9\ N / 0.0001\ m^2$$

$$= 38.76\ MPa$$

El esfuerzo con un valor más alto, es el de cortante es por este motivo que se analiza la falla por cortante. Utilizando la teoría de la "energía de distorsión" se encuentra el valor de la resistencia al cortante [S_{sy}]:

$$S_{sy} = 0.577 * S_y \qquad \text{ec.2.14}$$

$$= 0.577 * 240\ MPa$$

$$= 138.5\ MPa$$

Para calcular el factor de seguridad [η] con la que operan los pernos se divide la resistencia al cortante por el esfuerzo por cortante hallado:

$$\eta = S_{sy} / \tau \qquad \text{ec.2.15}$$

$$= 138.5\ MPa / 49.36\ MPa$$

$$= 2.8$$

Se debe acotar que las fuerzas reales que inciden sobre cada perno son menores que las asumidas, puesto que no se toma en cuenta que parte de esta fuerza es asimilada por otros elementos que componen al tope neumático como son las columnas formadas por perfiles C.

Cálculo del esfuerzo y factor de seguridad de las vigas (columnas):

Dentro del diseño de forma se contempla que la "masa del tope" tiene un espacio de libertad para poder moverse entre las columnas de adelante hacia atrás lo que causa que las reacciones dentro del análisis se distribuyan de la forma que se aprecia en la figura 2.2.

Al igual que el análisis de los pernos, la fuerza que actúa en el sistema es igual a la mitad de la "carga de impacto", esto sucede por la simetría del diseño de forma. Para encontrar el valor de las reacciones en cada una de las vigas, se realiza una sumatoria de fuerzas y momentos creando un sistema de dos ecuaciones con dos incógnitas:

$$F + f_1 = f_2 \qquad \text{ec.2.16}$$

$$F * l_1 = f_1 * l_2 \qquad \text{ec.2.17}$$

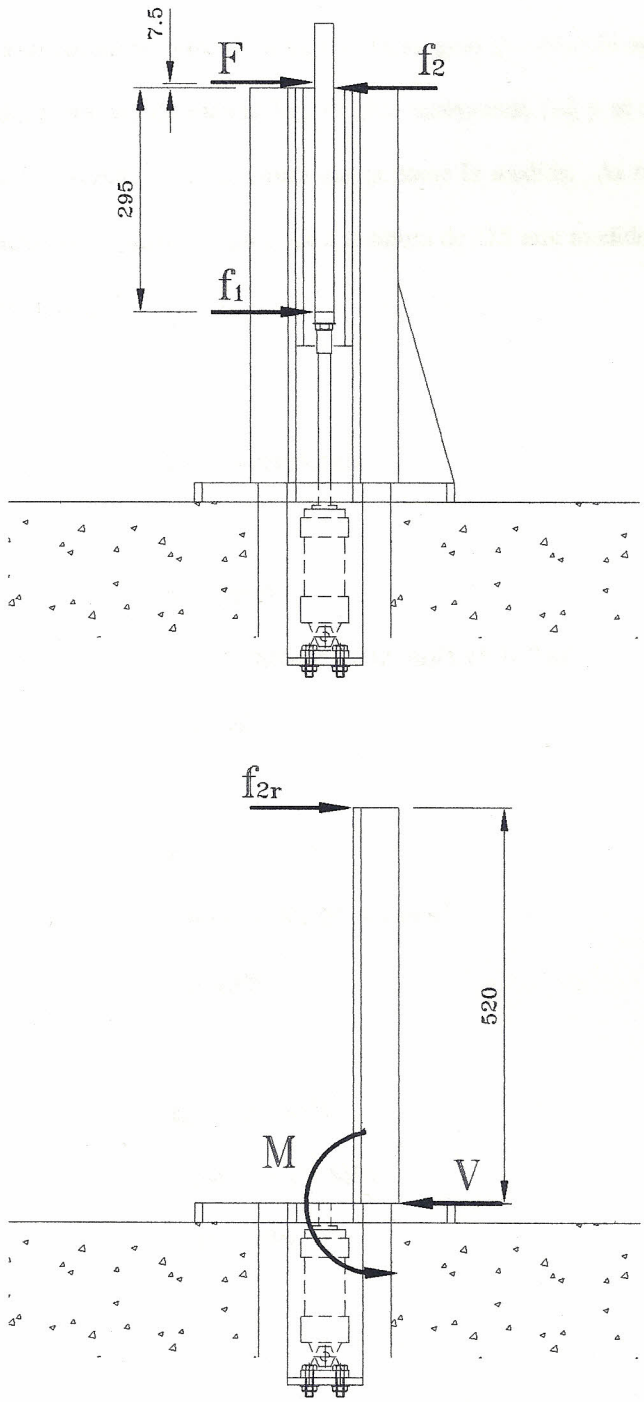
Por el diseño de forma se encuentra el valor de "l_1" y "l_2" y el valor de la carga "F" es igual a la mitad de la carga de impacto [ítem 2.2]. Estos valores se reemplazan en las ecuaciones 2.16 y 2.17 y se despeja el valor de "f_1" y "f_2".

$$8731.2N + f_1 = f_2 \qquad \Sigma F = 0$$

$$8731.2N * 7.5mm = f_1 * 295mm \qquad \Sigma M = 0$$

$$f_1 = 221.97N$$

$$f_2 = 8953.18N$$



Distribucion de cargas en las columnas del tope neumatico.
FIGURA 2.2

Es suficiente con analizar la viga sometida a la carga f_2 cuyo valor es el más grande. Si se toma en cuenta la forma de la viga y el triángulo que sirve de apoyo tendremos que el valor del momento de inercia [I_x], el área transversal [A] y el valor de la fibra más externa [c] varían según la altura que se tome la medida. Al realizar los cálculos se determina que el punto crítico se da a la altura de 325 mm medidos desde el punto de la aplicación de f_2 (5).

$$V = f_2 = 8953.18N$$

$$\sigma = (M*c)/I \qquad \text{ec.2.18a}$$

$$= (290.28N\text{-}m*0.0325m)/1.1* 10^{-6}\ m^4$$

$$= 84\ MPa$$

$$\tau = V/A \qquad \text{ec.2.18b}$$

$$= 8953.18N / 2984.4\ mm^2$$

$$= 3\ MPa$$

$$\tau_{máx.} = (\tau^2 + \sigma^2)^{1/2} \qquad \text{ec.2.19}$$

$$= (84^2 + 3^2)^{1/2}\ MPa$$

$$= 84.3\ MPa$$

El factor de seguridad [η] se determina dividiendo el valor de resistencia de fluencia [S_{sy}] con el esfuerzo debido al momento [$\tau_{máx}$], la resistencia última es propiedad del material de la viga (acero, norma A529, 0.8% de carbono, laminado en caliente) y se encuentra en las tablas de propiedades físicas de los elementos en el apéndice C:

$$\eta = S_{sy} / \tau_{máx} = 0.5S_y / \tau_{máx} \qquad \text{ec.2.20}$$

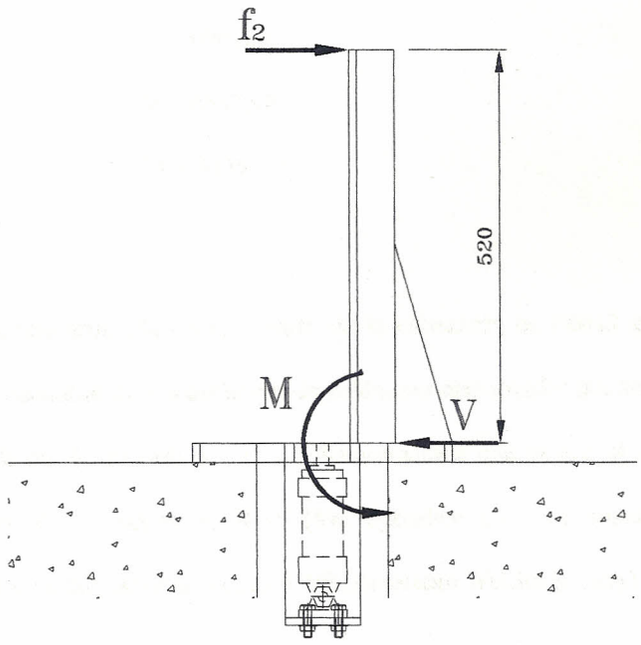
$$= (0.5*290 \text{ MPa}) / 84.3 \text{ MPa}$$

$$= 1.7$$

Se asume un caso de carga aplicada sobre una viga en voladizo, esta conjetura es extrema pues en la realidad se trata de una estructura más compleja donde la distribución de la "fuerza de impacto" sobre las columnas es más equitativa. Lo que explica el factor de seguridad reducido.

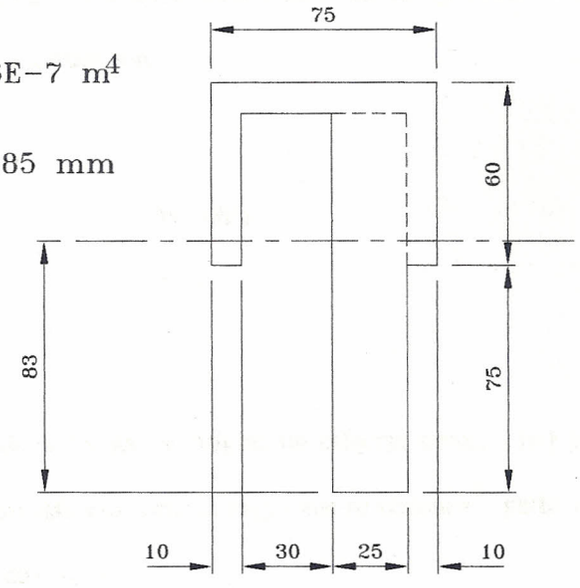
Cálculo del factor de seguridad de la soldadura en la base del tope neumático.

Como se puede apreciar en el plano 2.3 la viga que soporta la mayor carga se encuentra apoyada a la base del tope neumático ayudada por un triángulo que ayuda a su estabilidad y el cordón de soldadura se encuentra alrededor de estos dos elementos. La geometría del cordón de soldadura se puede apreciar en la figura 2.3 donde mediante cálculo se determina el momento de inercia unitario [I_u] y el eje centroidal [c]. La carga [V] y momento [M] que actúan sobre el cordón de soldadura es igual al considerado antes en el análisis de la viga (5):



Ix = 6E-7 m^4

c = 37.85 mm



Reaccion, momento y geometria del cordon de la soldadura en la base de la columna.
FIGURA 2.3

$I_u = 9.88*10^{-4}\ m^3$

$c = 0.083m$

$V = 8537.9N$

$M = 4439.7\ N\text{-}m$

El electrodo utilizado en esta parte de la estructura es E6013 cuyas propiedades se pueden encontrar en los catálogos de soldadura distribuidos por los fabricantes y en los libros de diseño mecánico (7). La denominación que utiliza el fabricante AGA para este tipo de soldadura es R-15 (Ver apéndice G). La institución encargada de normalizar estos elementos es la AWS (American Weldin Society).

La resistencia de fluencia [S_y] para el electrodo E6013 y la dimensión de la garganta [h] utilizada en el cordón son:

$S_y = 393\ MPa$

$h = 7mm$

Por efecto de la "carga" se origina un esfuerzo cortante [τ_1] y por el "momento" se originan otro esfuerzo cortante [τ_2], estos se obtienen a partir de la aplicación de las siguientes ecuaciones:

$$\tau_1 = Mc/I \qquad \text{ec.2.21}$$

$$\tau_2 = V / A \qquad \text{ec.2.22}$$

En donde el valor de la inercia [I] y el valor del área [A] se determina por la aplicación de las siguientes fórmula que se encuentran en las tablas de diseño de soldadura en elementos mecánicos (1):

$$I = 0.707*h*I_u \qquad \text{ec.2.23}$$

$$= 0.707 * 0.007m * 9.88*10^{-4}\ m^3$$

$$= 4.89*10^{-6}\ m^4$$

$$A = 0.707*h*(\text{perímetro}) \qquad \text{ec.2.24}$$

$$= 0.707 * 0.007m * 0.525m$$

$$= 2.59*10^{-3}\ m^2$$

Remplazando los valores hallados en las ecuaciones 2.21 y 2.22 se tiene:

$$\tau_1 = (4439.7\ N\text{-}m * 0.083m) / 4.89*10^{-6}\ m^4$$

$$= 75.36\ MPa$$

$$\tau_2 = 8537.9N / 2.59*10^{-3}\ m^2$$

$$= 3.3\ MPa$$

Estos esfuerzos son perpendiculares de tal forma que su resultante será:

$$\tau = (\tau_1^2 + \tau_2^2)^{1/2} \qquad \text{ec.2.25}$$

$= (75.36^2 + 3.3^2)^{1/2}$

$= 75.43$ MPa

El factor de seguridad [η] que previene contra la fluencia en la unión soldada se determina dividiendo la resistencia al cortante [S_{sy}] por la resultante del esfuerzo originado en la soldadura. El valor de la resistencia al cortante para juntas a tope o filete según recomendaciones del American Institute of Steel Construccion (AISC) se encuentra en la Tabla 2.1, para el caso cuestión de análisis se determina que este valor es igual a $0.4*S_y$:

$$S_{sy} = 0.4*S_y \qquad \text{ec.2.26}$$

$$\eta = S_{sy} / \tau \qquad \text{ec.2.27}$$

$= 0.4*S_y / \tau$

$= 0.4*393$ MPa / 75.43 MPa

$= 2.08$

TIPO DE CARGA	TIPO DE JUNTA	ESFUERZO PERMISIBLE	*n*
Tensión	A tope	0.60 Sy	1.67
Aplastamiento	A tope	0.90 Sy	1.11
Flexión	A tope	0.60 - 0.66 Sy	1.52 - 1.67
Compresión simple	A tope	0.60 Sy	1.67
Cortante	A tope o de filete	0.40 Sy	1.44

Esfuerzos permitidos por la AISC para metal soldante. [1]

TABLA 2.1

2.3.2 Mesas de arrastre y empaque.

Para el análisis de las mesas de arrastre y empaque se considera el módulo 2 o 3 que es el que más carga soporta (ver plano 2.9). El peso [W] de los 10 perfiles BC15 se distribuye a lo largo de la mesa, determinándose el peso total sobre la mesa. Al moverse esta carga se origina instantáneamente una fuerza de fricción [*f*] que depende directamente del material del que se componen tanto la superficie de la mesa como los perfiles y del coeficiente de fricción [μ] correspondiente, se escoge el coeficiente de fricción estático por representar la mayor fuerza de fricción. Se asume que estas dos cargas actúan en el centro de la superficie de la mesa de arrastre y por simetría del diseño de forma se distribuyen a cada lado de la mesa de arrastre - de forma similar a la distribución de la carga de impacto sobre el tope neumático - (Ver figura 2.4).

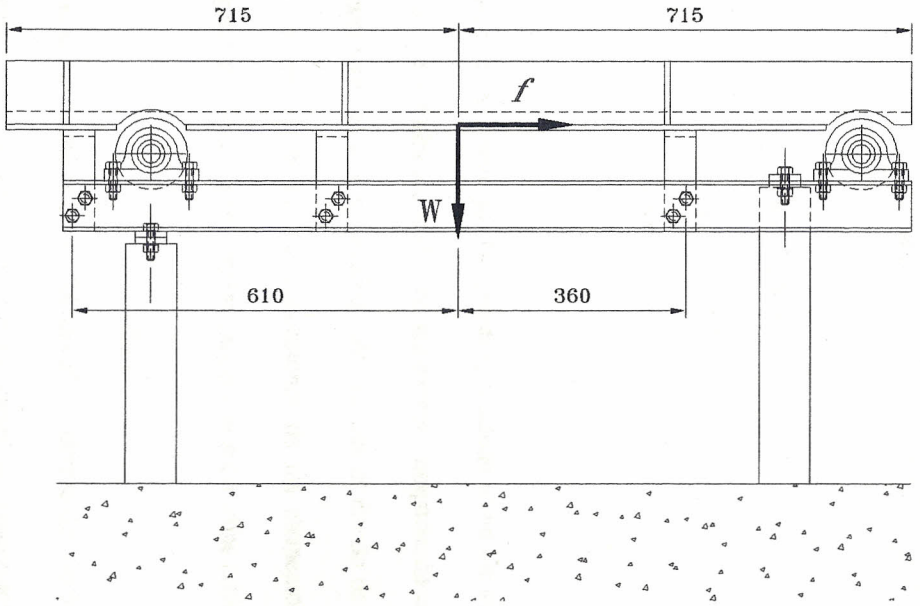
$$W = 1.43m * 0.015m * 0.015m * 7850\ Kg/m^3 * 9.8m/s^2$$

$$= 24.8\ N$$

$$f = \mu * W \qquad \text{ec.2.28}$$

$$= 0.78 * 24.8\ N$$

$$= 19.3\ N$$



Cargas sobre el modulo 2
de la mesa de arrastre
FIGURA 2.4

La carga resultante [F] actúa con cierto grado de inclinación sobre la superficie de la mesa, mediante análisis se pueden determinar estos dos valores:

$$F = (W^2 + f^2)^{1/2} \qquad \text{ec.2.29}$$

$$= [(24.8\ N)^2 + (19.3\ N)^2]^{1/2}$$

$$= 31.4\ N$$

$$\theta = tg^{-1}\ (W/f) \qquad \text{ec.2.30}$$

$$= tg^{-1}\ (24.8 / 19.3)$$

$$= 52°$$

Es notable reconocer que las cargas que actúan sobre las mesas de arrastre y empaque son de magnitudes reducidas, no mantienen comparación con la carga de impacto que actuaba sobre el tope neumático. Al analizar el diseño de forma se puede determinar casi con precisión que las dimensiones de los elementos utilizados son realmente exagerados si se compara con las cargas que sobre ellos actúan.

Como se mencionó al inicio del capítulo 2, dentro del diseño de forma de los elementos y estructuras mecánicas suelen darse casos de sobredimensionamiento que obedecen más a razones estéticas que a razones estructurales. Al realizar el análisis del módulo de la mesa de arrastre y de la mesa de empaque se encontrarán que varios elementos mantienen factores de seguridad realmente elevados. Es por esta razón que se incluye como ejemplo el análisis de los pernos que sujetan la superficie del módulo 2 de la mesa

de arrastre, y los demás análisis se omiten por no representar criterios indispensables para el ingeniero mecánico.

La carga [F] que se utiliza para el análisis de los pernos es igual a la mitad de la carga que se ejerce sobre la superficie del módulo de la mesa de arrastre, esta origina una reacción [V] y un momento [M] en el centroide de los pernos:

$$V = F = 31.4\ N / 2$$

$$= 15.7\ N$$

$$M = 15.7\ N * 0.198m$$

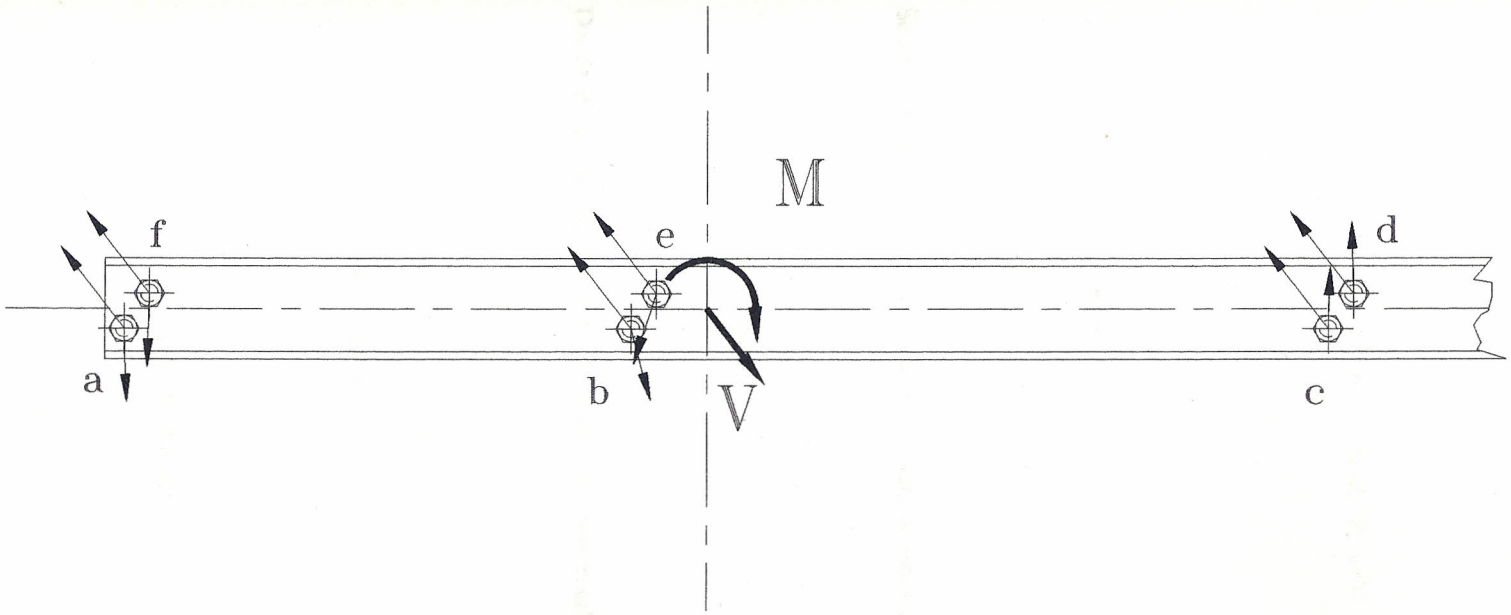
$$= 3.1\ N\text{-}m$$

La distribución de estas dos cargas en los pernos se realiza utilizando el mismo criterio aplicado en los pernos del tope neumático (Ver figura 2.5):

$$F' = V/n$$

$$F'' = Mr_n / (r_a^2 + r_b^2 + r_c^2 + \ldots + r_f^2)$$

Por la geometría de distribución, se determina que el perno "d" se encuentra sometido a las mayores cargas, por esta razón es suficiente analizar solamente a este perno.



Distribucion de cargas en los pernos de la mesa de arrastre.
Figura 2.5

$F_d' = 15.7\ N / 6$

$= 2.6\ N$

$F_d'' = 3.1\ N\text{-}m * 0.51\ m / (0.46^2 + 0.44^2 + 0.061^2 + 0.042^2 + 0.49^2 + 0.51^2)\ m^2$

$= 1.8\ N$

$F_T = 4.14\ N$

Se analiza empleando el criterio de los esfuerzos cortantes (1), en los que se tiene que:

$$\tau = F_T / A_s \qquad \text{ec.2.31}$$

Donde el valor de A_s es el valor de la sección transversal del perno M12x1.75:

$\tau = 4.14\ N\ /\ 1.13E\text{-}4\ m^2$

$= 36.6 * 10^3\ Pa$

$\eta = S_{sy} / \tau$

$= 1.385*10^8 / 36.6 * 10^3$

$= 3783$

Es evidente el sobredimensionamiento del sistema, basta con ver el factor de seguridad que resulta del análisis realizado.

En los planos 2.9 a 2.20 se detallan las dimensiones del resto de módulos de la mesa de arrastre.

CAPÍTULO III

DISEÑO

DEL SISTEMA DE POTENCIA

III. DISEÑO DEL SISTEMA DE POTENCIA

3.1 DESCRIPCIÓN DE LOS COMPONENTES.

El sistema motriz agrupa a todos los elementos que sirven para transmitir la potencia en la mesa de arrastre, además del motor que genera el movimiento en el sistema. La selección, propiedades y dimensiones de cada uno de éstos se encontrarán a lo largo del análisis en el siguiente ítem.

Al realizarse el diseño de forma ya está claro para el ingeniero la función que cumplirá cada uno de estos elementos, a pesar que no se disponga todavía cuales serán las características de algunos de ellos. En esta parte se desarrolla la descripción de los componentes y la función que cumplen dentro del diseño general.

- ***Motor-rreductor:*** Genera el movimiento en el sistema motriz, utilizando la energía eléctrica. Un sistema adicional reduce la velocidad angular de salida. Los motores eléctricos normalmente tienen una velocidad angular de 1750 r.p.m., pero según las características del sistema reductor incluido, esta velocidad puede variar. La potencia es una de las características que se determinan en el desarrollo y análisis de los cálculos.

- ***Rueda catalina y cadena transmisora:*** Estas tienen la función de transmitir la velocidad angular y la potencia, además dentro del diseño general cumplen la

función de reducir la velocidad angular a la que girará el eje motriz. Las dimensiones y características se hallarán a través del análisis del sistema.

- ***Eje motriz y eje seguidor:*** Estos son los ejes que transmitirán el movimiento a las ruedas y cadenas de arrastre. Se encuentran divididos cada uno en tres secciones que se encuentran unidos mediante bridas. Esto se debe a que la gran longitud del eje podría impedir un fácil montaje y desmontaje. Además que existen impedimentos de fabricación, puesto que los tornos disponibles en los talleres de la fábrica no pueden maquinar un eje de semejante longitud. Cada eje se encuentra apoyado en tres puntos, donde el movimiento radial se realiza gracias al uso de chumaceras.

- ***Rueda catalina, cadena de arrastre y topes-eslabones:*** La función de la cadena es mover los perfiles laminados sobre la mesa de arrastre, al girar la rueda catalina la cadena origina un movimiento lineal sobre la mesa, éste movimiento se transmite a los perfiles laminados mediante el uso de los topes-eslabones. Estos son parte del diseño de forma y cumplen la función de mover los perfiles sobre la mesa de arrastre y a la vez ser parte se los eslabones que componen la cadena de arrastre. Tanto la cadena como las ruedas catalinas se encuentran disponibles en la bodega por lo que se deberá adaptar las dimensiones del sistema y la forma de la máquina con el fin de poder utilizarlas y aprovechar los elementos existentes.

3.2 CARGAS DE DISEÑO.

El sistema se encuentra representado en el plano No. 3.1 que es el diseño de forma general, el análisis de las cargas se realiza solamente para el eje motriz, pues en este eje se encuentran los esfuerzos y cargas más críticas. El otro eje del sistema cumple la función de seguidor del eje motriz y los esfuerzos que se desarrollan son menores.

3.2.1 Cálculo de la fuerza de arrastre con base en el factor de fricción.

Se trabaja para el desarrollo del cálculo con un producto de laminación cuyo peso es considerado promedio dentro de la variedad existente en fabricación. El producto usado es varilla cuadrada de 5/8" o BC15, cuya masa promedio [m_u] es de 10 Kg/6m.

$$m_u = 10 \text{ Kg/6m.}$$

Se considera que sobre la mesa se encuentran 5 grupos de platinas y cada grupo está compuesto por 10 varillas, dando como resultado un total de 50 varillas con una longitud de 6 metros cada una.

Para determinar la masa total [m_T] que se encuentra sobre la mesa y posteriormente encontrar el peso total [W_T] se usan las siguientes ecuaciones.

$$m_T = 50 * m_u * 6 \text{ m} \qquad \text{ec.3.1}$$

$$W_T = m_T * g \qquad \text{ec.3.2}$$

$$m_T = 50 * (10Kg/6m) * 6\ m$$

$$m_T = 500\ Kg$$

$$W_T = 500Kg * 9.8m/s^2$$

$$W_T = 4900N$$

Por medio del análisis de la fuerza de fricción (fuerza que se opone al movimiento de los cuerpos) se determina la fuerza que se opone al movimiento de las varillas sobre la mesa.

$$F_f = \mu * W_T \qquad \text{ec.3.3}$$

El coeficiente de fricción [μ] se encuentra para este caso en particular mediante procedimientos experimentales, usando los materiales que se utilizan en la construcción de la mesa sobre la que se desplazan las varillas. Ayudándose de la siguiente relación (3):

$$\mu = \text{Tang. } \theta_\mu \qquad \text{ec.3.4}$$

Donde el ángulo θ_μ, es el ángulo de inclinación donde empieza a deslizarse el paquete de varillas sobre la mesa. Por medio de la experimentación se obtiene como resultado:

$$\theta_{\mu} = 36°$$

por consiguiente aplicando la ec.3.4

$$\mu = \text{Tang. } 36°$$

$$\mu = 0.726$$

Al reemplazar estos valores en la ec.3.3 se tiene como resultado:

$$F_f = 0.726*(4900N)$$

$$F_f = 3557.4\ N$$

$$F_f = F_a$$

Esta fuerza se repartirá entre las tres ruedas catalinas que forman el sistema motriz, con lo que se obtiene la fuerza aplicada a cada rueda sobre la mesa [F_r] (Ver planos 3.2 y 3.3).

$$F_r = F_f / 3 \qquad \text{ec.3.5}$$

$$F_r = (3557.4N)/3$$

$$F_r = 1185.8\ N$$

Considerando que el radio medio de la rueda catalina disponible [R_{m1}] es igual a 255mm (Ver figura 3.1(a)) se calcula el momento que se ejerce sobre el eje motriz [M_c] por la acción de F_a usando la siguiente ecuación:

$$M_c = R_m * F_a \qquad \text{ec.3.6}$$

$$M_c = 0.225m * 1185.8\ N$$

$$M_c = 266.8\ N\text{-}m.$$

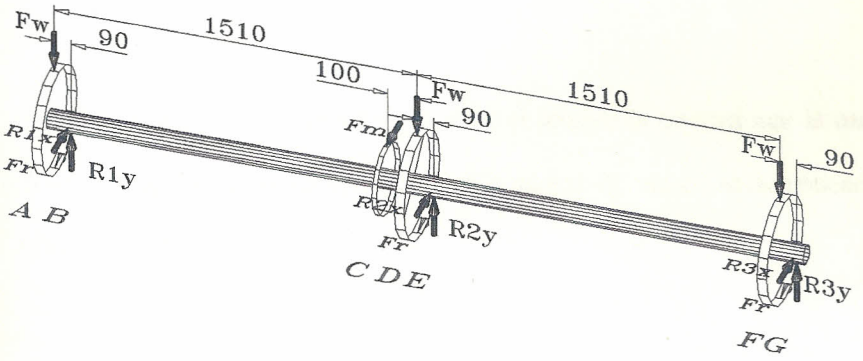
Para conseguir el movimiento deseado en el sistema se debe utilizar un motor que imprima un momento equivalente [M_m] a los tres momentos requeridos por las catalinas o M_c.

$$M_m = 3 * M_c \qquad \text{ec.3.7}$$

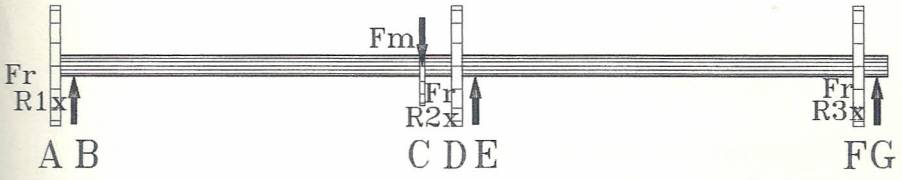
$$M_m = 3 * 266.8\ N\text{-}m$$

$$M_m = 800.4\ N\text{-}m.$$

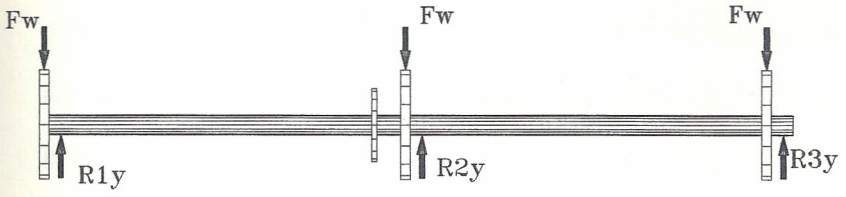
El diámetro medio de la rueda catalina motriz [D_{m2}] que se usa en el sistema es de 300mm, cuyo radio medio [R_{m2}] es respectivamente 150mm. El valor del radio medio es usado para calcular la fuerza que ejerce la cadena sobre la rueda catalina motriz [F_m] por medio de la siguiente ecuación:



a) vista general



b) visto desde el plano "x"



c) visto desde el plano "y"

Distribucion de cargas
en el eje motriz.
FIGURA 3.1

$$F_m = M_m / R_{m2} \qquad \text{ec.3.8}$$

$$F_m = (800.4 \text{ N-m})/(0.15\text{m})$$

$$F_m = 5336.1 \text{ N}$$

El valor de la fuerza que ejerce sobre el eje el peso de la catalina mas la cadena y los ganchos [F_w] que se han implementado en la cadena de arrastre se los obtiene mediante medición directa.

$$F_w = 822.6 \text{ N}$$

3.2.2 Cálculo de cargas en el eje motriz.

Se deben determinar los momentos que se produce en el eje motriz por acción de las diferentes fuerzas y pesos que son aplicadas sobre el eje, considerando también las reacciones que se originan en los apoyos del eje. Para el correcto análisis de este caso en particular se procede a calcular los momentos flexionantes en los planos "x" y "y" para posteriormente combinarlos y obtener un momento flexionante equivalente. Con estos datos se procede a determinar el punto crítico del eje que es el lugar donde existe la mayor probabilidad de falla.

Existen varias alternativas para calcular los momentos flexionantes, entre las principales se encuentran "El método de los tres momentos" y "El método de las

distribución de momentos", para los cálculos realizados se utilizó el método de los tres momentos (2).

El método aplicado tiene una ecuación que expresa una relación general entre los momentos flexionantes en tres puntos de una viga cualquiera y se la denomina "ecuación de los tres momentos".

$$M_1*L_1 + 2M_2(L_1 + L_2) + M_3L_2 + (6A_1a_1)/L_1 + (6A_2b_2)/L_2 = 0 \qquad \text{ec.3.9}$$

Se escoge este tipo de método por permitir resolver problemas estáticamente indeterminados con relativa facilidad. Para aplicar el método se debe considerar al eje en esta parte del análisis como una viga cualquiera que los apoyos son rígidos, es decir que no sufren ningún tipo de desviación ni asentamiento y que el peso del eje es despreciable si se compara con los valores de las cargas que son aplicadas. Se empieza por el cálculo del plano "y" por su sencillez en el desarrollo.

Cálculo de los momentos en el plano "y".

Para comprender la distribución de las cargas sobre el eje en el plano "y", se debe observar la figura 3.1.c. En la cual se observa que el eje se divide en varios puntos determinados por letras desde la A hasta la G y las distancias entre estos puntos se expresan por las letras que los representan respectivamente, por ejemplo la distancia entre el punto A y el punto B se expresa como AB. Los signos que son asignados para cada carga aplicada depende de la dirección que tengan con respecto al plano, por ejemplo el signo de la carga F_w según su dirección con respecto al plano "y" es

negativa. Para diferenciar la ecuación de los tres momentos utilizada para el plano "y" con la ecuación utilizada en el plano "x" se utiliza la siguiente nomenclatura para el plano "y":

$$M_{By}L_1 + 2M_{Ey}(L_1 + L_2) + M_{Gy}L_2 + (6A_{1y}a_{1y})/L_1 + (6A_{2y}b_{2y})/L_2 = 0 \qquad \text{ec.3.10}$$

Para obtener el primer dato en el análisis del plano "y". se debe determinar el momento en el punto "B" [M_{By}] por la aplicación de la carga F_w mediante la siguiente ecuación:

$$M_{By} = - F_w * AB \qquad \text{ec.3.11}$$

$$M_{By} = - 822.6\ N * 0.09m$$

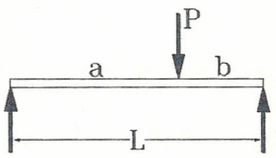
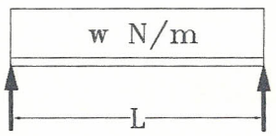
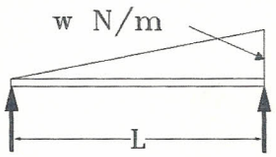
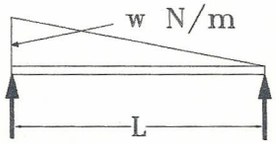
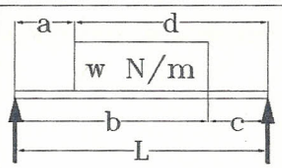
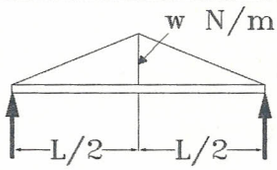
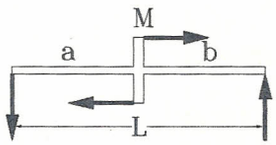
$$M_{By} = - 74.03\ N\text{-}m$$

Los momentos que se aplican en los puntos E [M_{Ey}] y G [M_{Gy}] son respectivamente:

$$M_{By} = ?$$

$$M_{Ey} = 0$$

Aunque el valor de M_{By} sea desconocido se puede hallar mediante el conocimiento de las longitudes del eje y los puntos de aplicación de las cargas usando la ec.3.9 y los valores de $(6A_1a_1)/L_1$ y $(6A_2a_2)/L_2$, que se pueden encontrar en la tabla 3.1. Esta tabla muestra los casos más comunes de aplicación de cargas y se puede obtener en la mayoría de los libros que tratan el tema de resistencia de materiales.(la tabla 3.1 es

CASO No.	TIPO DE CARGA SOBRE EL TRAMO.	$\frac{6A\bar{a}}{L}$	$\frac{6A\bar{b}}{L}$
1		$\frac{Pa}{L}(L^2-a^2)$	$\frac{Pb}{L}(L^2-b^2)$
2		$\frac{wL^3}{4}=\frac{WL^2}{4}$	$\frac{wL^3}{4}=\frac{WL^2}{4}$
3		$\frac{8}{60}wL^3=\frac{8}{30}WL^2$	$\frac{7}{60}wL^3=\frac{7}{30}WL^2$
4		$\frac{7}{60}wL^3=\frac{7}{30}WL^2$	$\frac{8}{60}wL^3=\frac{8}{30}WL^2$
5		$\frac{w}{4L}[b^2(2L^2-b^2)-a^2(2L^2-a^2)]$	$\frac{w}{4L}[d^2(2L^2-d^2)-c^2(2L^2-c^2)]$
6		$\frac{5}{32}wL^3=\frac{5}{16}WL^2$	$\frac{5}{32}wL^3=\frac{5}{16}WL^2$
7		$-\frac{M}{L}(3a^2-L^2)$	$+\frac{M}{L}(3b^2-L^2)$

Valores de $\frac{6A\bar{a}}{L}$ y $\frac{6A\bar{b}}{L}$

TABLA 3.1

fiel copia de la tabla 8-1, pág. 256 del libro "Resistencia de los materiales"; autor Singer) (2).

Para la distribución de cargas que se encuentran en el eje que se analiza el valor de $(6A_{1y}a_{1y})/L_1$ y $(6A_{2y}a_{2y})/L_2$ son respectivamente:

$$(6A_{1y}a_{1y})/L_1 = (P_y*a_{1y})*(L_1^2 - a_{1y}^2)/L_1 \qquad \text{ec.3.12}$$

$$(6A_{2y}b_{2y})/L_2 = (P_y*b_{2y})*(L_2^2 - b_{2y}^2)/L_2 \qquad \text{ec.3.13}$$

Los valores de las cargas aplicadas y las longitudes del eje equivalentes a las cargas y valores de las ec.3.12 y ec.3.13 se pueden ver claramente expresados en la figura No. 3.1.c según esto se tiene que:

$a_{1y} = BD$

$a_{1y} = (1.51 - 0.09)m$

$a_{1y} = 1.42m$

$L_1 = BE$

$L_1 = 1.51m$

$b_{2y} = FG$

$b_{2y} = 0.09m$

$L_2 = EG$

$L_2 = 1.51m$

$P_y = F_w$

$P_y = 822.6N$

Al reemplazar estos datos en la ec.3.12 y ec.3.13 se obtienen los siguientes resultados:

$(6A_{1y}a_{1y})/L_1 = (822.6N*1.42m)*(1.51^2m - 1.42^2m)/1.51m$

$(6A_{1y}a_{1y})/L_1 = 204\ N\text{-}m^2$

$(6A_{2y}b_{2y})/L_2 = (822.6N*0.09m)*(1.51^2m - 0.09^2m)/1.51m$

$(6A_{2y}b_{2y})/L_2 = 111.4\ N\text{-}m^2$

Se reemplazan los valores hallados en la ec.3.10 se despeja el valor de M_{Ey} o M_2:

$M_{By}L_1 + 2M_{Ey}(L_1 + L_2) + M_{Gy}L_2 + (6A_{1y}a_{1y})/L_1 + (6A_{2y}b_{2y})/L_2 = 0$

$(-74.03\ N\text{-}m*1.51m) + 2\ M_{Ey}(1.51m + 1.51m) + 0.0N\text{-}m*1.51m$

$+ 204\ N\text{-}m^2 + 111.4\ N\text{-}m^2 = 0$

$M_{Ey} = -33.72\ N\text{-}m$

Los resultados se encuentran ilustrados en la figura 3.2 donde sé gráfica la distribución de los momentos flexores a lo largo del eje motriz en el plano "y".

Cálculo de las reacciones en el plano "y".

Las tres reacciones en los apoyos del eje con respecto a la dirección del plano "y"[R_{By}, R_{Ey}, R_{Gy}] tienen valores desconocidos pero pueden encontrarse si se plantean tres ecuaciones con tres incógnitas, basándose en los valores ya conocidos como son los valores de los momentos flexionantes a lo largo de todo el eje.

La primera ecuación se obtiene del desarrollo de una sumatoria de momentos con respecto al punto "E", donde el resultado de esta ecuación será igual al momento que actúa sobre este punto [M_{Ey}].

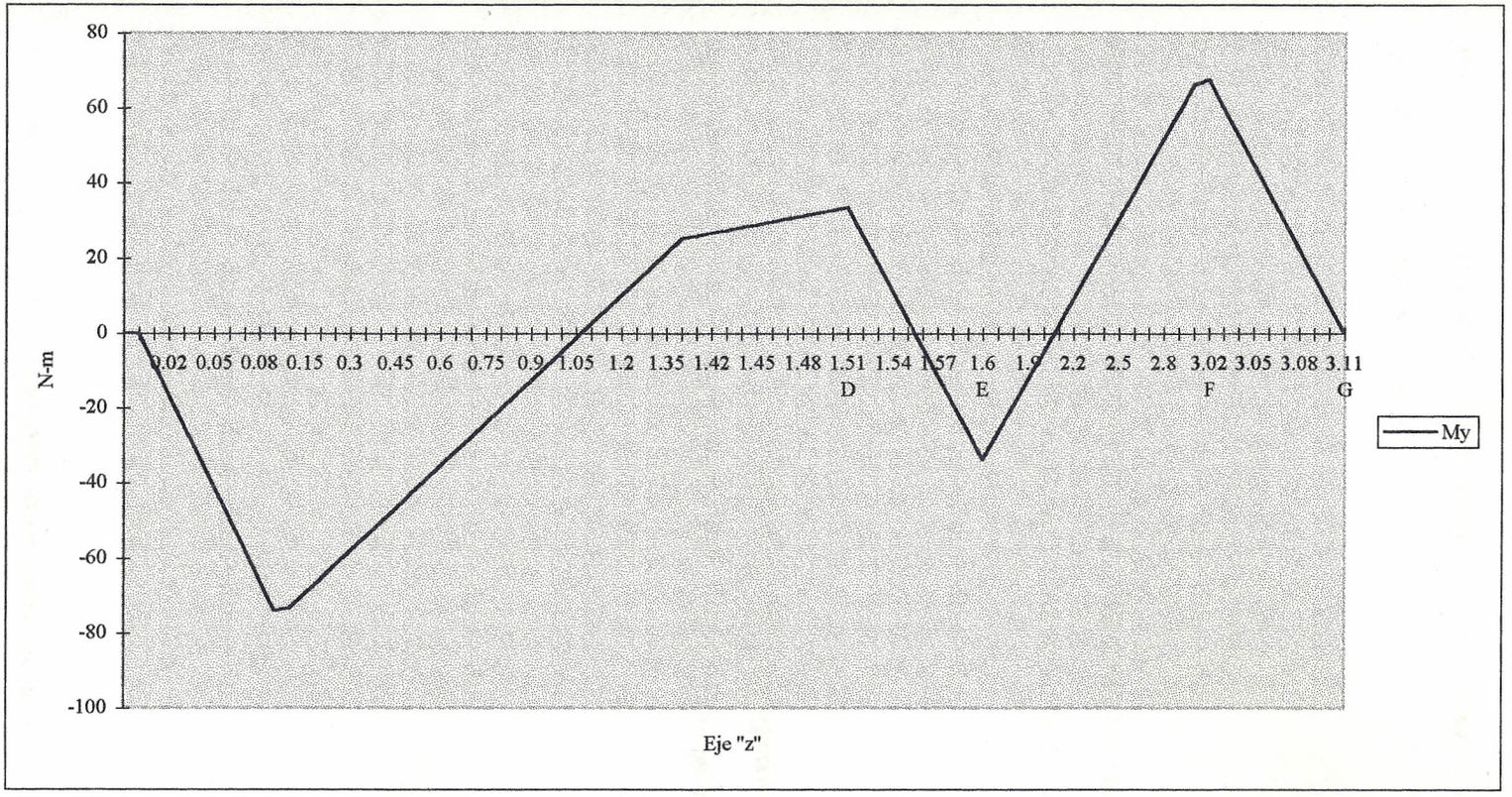
$$M_{Ey}(\Sigma M)_{izq.}$$

$$(R_{By}*BE) - (F_w*AE) - (F_w*DE) = M_{Ey} \qquad \text{ec.3.14}$$

$$(R_{By}*1.51m) - (822.6N*1.6m) - (822.6N*0.09m) = -33.72\ N\text{-}m$$

$$R_{By} = (822.6*1.69 - 33.72)\ N\text{-}m/1.51m$$

$$R_{By} = 898.3\ N$$



Distribución de los momentos flexores en el eje motriz, plano "y"

FIGURA 3.2

La segunda ecuación es similar a la primera con la diferencia que la sumatoria de momentos es con respecto al punto de apoyo "G" y el resultado de esta sumatoria es igual al momento aplicado en ese punto [M_{Gy}].

$$M_{Gy}(\Sigma M)_{izq.}$$

$$(R_{By}*BG) + (R_{Ey}*EG) - (F_w*AG) - (F_w*DG) - (F_w*FG) - (R_{Gy}*0) = M_{Gy} \quad \text{ec.3.15}$$

$$(898.3N*3.02m) + (R_{2y}*1.51m) - (822.6N*3.11m) - (822.6N*1.60m)$$

$$- (822.6N*0.09m) + (R_{Gy}*0) = 0$$

$$R_{Ey} = 818.3N$$

La tercera ecuación consiste en la sumatoria de fuerzas que se ejercen sobre el eje en el plano "y", y el resultado de esta sumatoria debe ser igual a cero por encontrarse el eje en un estado de equilibrio.

$$\Sigma F_y = 0$$

$$R_{By} + R_{Ey} + R_{Gy} - 3F_w = 0 \quad \text{ec.3.16}$$

$$R_{Gy} = 3F_w - R_{By} - R_{Ey}$$

$$R_{Gy} = 3*822..6N - 898.3N - 818.3N$$

$$R_{Gy} = 751.2N$$

Al encontrar el valor de las reacciones en los puntos de apoyo se puede gráficar el "diagrama de fuerzas" correspondiente al plano "y". Ver la figura 3.3.

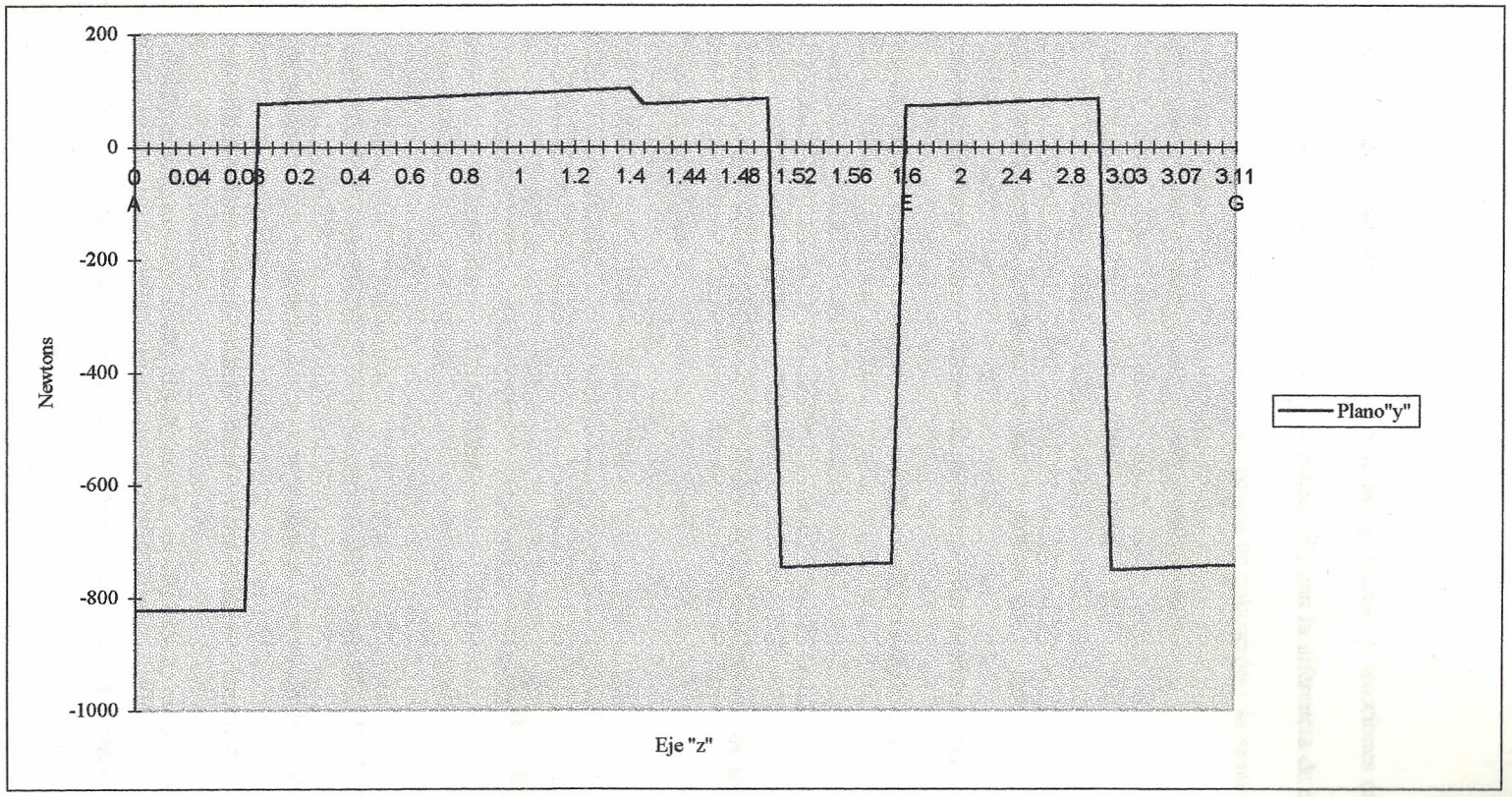


Diagrama de fuerzas aplicadas en el plano "y"

FIGURA 3.3

Cálculo de los momento en el plano "x".

El procedimiento seguido para calcular los momentos y reacciones en el plano "x" es igual al procedimiento utilizado en el plano "y", con la diferencia de que los valores de las cargas aplicadas son diferentes, los puntos de aplicación y la nomenclatura utilizada son equivalentes a los del plano anteriormente analizado.

La distribución de las cargas se puede apreciar en la figura No. 3.1.b, y el signo asignado depende de la dirección que mantienen con respecto al plano "x". La ecuación de los tres momentos aplicada es al igual que el anterior caso la ec.3.9.

La nomenclatura utilizada para la ecuación de los tres momentos aplicada en el plano "x" es la siguiente:

$$M_{Bx}L_1 + 2M_{Ex}(L_1 + L_2) + M_{Gx}L_2 + (6A_{1x}a_{1x})/L_1 + (6A_{2x}b_{2x})/L_2 = 0 \qquad \text{ec.3.17}$$

Con los datos disponibles el primer valor a determinar es el momento aplicado en el punto B del eje, analizando la carga aplicada en el punto A 1y la distancia que existe entre el punto de aplicación de la carga y el apoyo del eje, nótese que la carga analizada es la que se encuentra dentro del plano "x", es importante no confundir con las demás cargas que se encuentran también aplicadas en el eje pero en el plano "y".

$$M_{Bx} = F_a * AB \qquad \text{ec.3.18}$$

M_{Bx} = - 1185.8N*0.09m

M_{Bx} = - 106.72N

Los momentos que actúan en los demás puntos de aplicación (puntos E y G) tienen los valores correspondientes:

M_{Ex} = ?

M_{Gx} = 0

Para calcular los valores $(6A_1a_{1x})/L_1$ y $(6A_2b_{2x})/L_2$ que se encuentran dentro de la ec.3.17 se utiliza la misma tabla 3.1 que se utilizó en el plano "y", pero aplicándola para los valores de las nuevas cargas del plano "x".

Al revisar la figura 3.1.b se encuentran las distancias utilizadas para el análisis en el plano "x", además se observa que existe más de una carga aplicada sobre el eje, la carga F_m y F_r.

L_1 = BE

L_1 = 1.51m

L_2 = EG

L_2 = 1.51m

a_{11x} = BC

$a_{11x} = 1.32m$

$a_{12x} = BD$

$a_{12x} = 1.42m$

$b_{2x} = FG$

$b_{2x} = 0.09m$

$P_1 = F_m$

$P_1 = 5336.1N$

$P_2 = F_r$

$P_2 = 1185.8N$

Para el correcto análisis en esta parte del cálculo se debe tener en consideración que para hallar el valor de $(6A_1a_{1x})/L_1$ se debe realizar una sumatoria de las dos cargas aplicadas P_1 y P_2, entonces la ecuación a utilizar es:

$(6A_1a_{1x})/L_1 = \Sigma P*a*(L_1^2 - a^2)/L_1$ ec.3.19

$(6A_1a_{1x})/L_1 = P_1*a_{11x}*(L_1^2 - a_{11x}^2)/L_1 + P_2*a_{12x}*(L_1^2 - a_{12x}^2)/L_1$

$(6A_1a_{1x})/L_1 = 5336.1N*1.32m*(1.51m^2 - 1.32m^2)/1.51m +$

$1185.8N*1.42m*(1.51m^2 - 1.42m^2)/1.51m$

$(6A_1a_{1x})/L_1 = 2802.2\ N\text{-}m^2$

$(6A_2b_{2x})/L_2 = P_2*b_{2x}*(L_2^2 - b_{2x}^2)/L_2$ ec.3.20

$(6A_2b_{2x})/L_2 = 1185.8N*0.09m*(1.51m^2 - 0.09m^2)/1.51m$

$$(6A_2b_{2x})/L_2 = 160.6 \text{ N-m}^2$$

Los valores hallados se reemplazan en la ec.3.17 y se despeja M_{2x}:

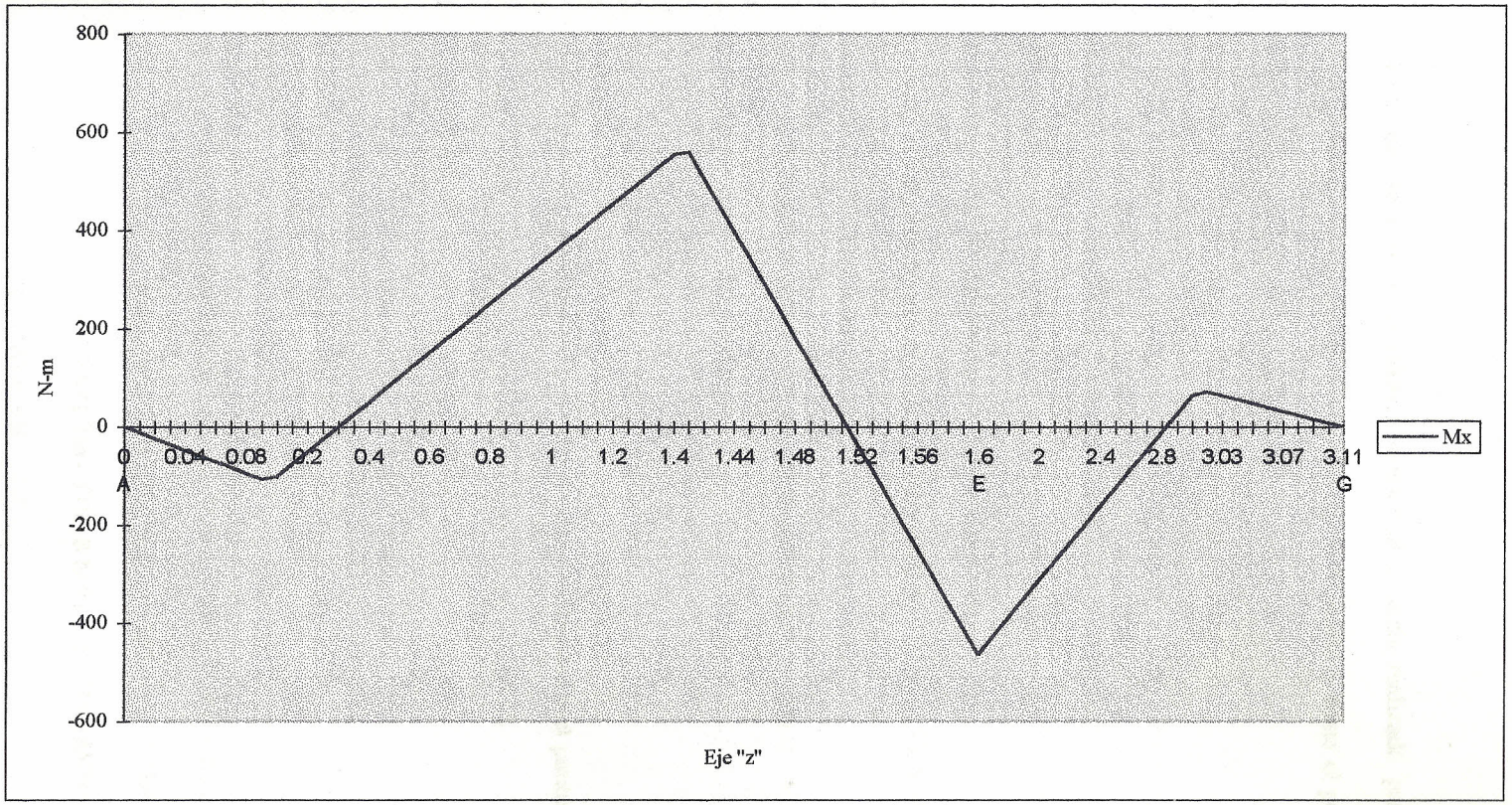
$$M_{Bx}L_1 + 2M_{Ex}(L_1 + L_2) + M_{Gx}L_2 + (6A_{1x}a_{1x})/L_1 + (6A_{2x}b_{2x})/L_2 = 0 \qquad \text{(ec.3.17)}$$

$$(-106.7\text{N-m}*1.51\text{m}) + 2M_{Ex}*(1.51\text{m} + 1.51\text{m}) + 2802.2 \text{ N-m}^2 +$$

$$160.6 \text{ N-m}^2 = 0$$

$$M_{Ex} = -463.9 \text{ N-m}$$

Al conocer los valores de los momentos flexores que se encuentran en los puntos donde se aplican las cargas se puede representar su distribución en el plano "x". Ver figura 3.4.



Distribución de los momentos flexores en el eje motriz, plano "x"

FIGURA 3.4

Cálculo de las reacciones en el plano "x".

El análisis se realiza de manera similar al análisis realizado para el plano "y", realizando una sumatoria de momentos desde el punto A hasta el punto E que es el lugar donde se encuentra apoyado el eje:

$$M_{Ex}(\Sigma M)_{izq.}$$

$$R_{Bx}*BE - F_r*AE - F_r*DE - F_m*CE = M_{Ex} \qquad \text{ec.3.21}$$

$$R_{Bx}*(1.51m) - 1185.8\ N*1.6m - 1185.8N*0.09m - 5336.1N*0.19m$$

$$= -463.9\ N\text{-}m$$

$$R_{Bx} = [1185.8N*(1.6m + 0.09m) + 5336.1N*(0.19m) - 463.9\ N\text{-}m]/1.51m$$

$$R_{Bx} = 1690.5N$$

Para hallar R_{Ex} se realiza otra sumatoria de momentos desde el punto A hasta el punto G, que es el lugar donde se encuentra otro de los apoyos del eje:

$$M_{Gy}(\Sigma M)_{izq.}$$

$$R_{Bx}*BG + R_{Ex}*EG - F_r*AG - F_m*CG - F_r*DG - F_r*FG = M_{Gx} \qquad \text{ec.3.22}$$

$$1690.5N*3.02m + R_{Ex}*1.51m - 1185.8\ N*3.11m$$

$$- 5336.1N*1.7m - 1185.8\ N*1.6m - 1185.8N*0.09m = 0$$

$$R_{Ex} = 6395.9N$$

El único valor que falta por determinar es R_{Gx} , para encontrarlo se realiza una suma de fuerzas en el plano "x", utilizando los valores determinados en los cálculos anteriores:

$$3F_r + F_m - R_{Bx} - R_{Ex} - R_{Gx} = 0 \qquad \text{ec.3.23}$$

$$R_{Gx} = 3*1185.8N + 5336.1N - 1690.5N - 6395.9N$$

$$R_{Gx} = 807.0N$$

La figura 3.5. representa el diagrama de fuerzas resultante del análisis de las cargas aplicadas en los planos "x" y "y". A continuación se tiene un resumen de todos los valores analizados en el eje en la tabla 3.2:

		F_r =	1185.8N
F_w =	822.6N	F_m =	5336.1N
R_{By} =	898.3N	R_{Bx} =	1690.5N
R_{Ey} =	818.3N	R_{Ex} =	6395.9N
R_{Gy} =	751.2N	R_{Gx} =	807.0N
M_{By} =	- 74.03N-m	M_{Bx} =	- 106.7N-m
M_{Ey} =	- 33.72N-m	M_{Ex} =	- 463.9N-m
M_{Gy} =	0.0N-m	M_{Gx} =	0.0N-m

Cuadro de resultados.

TABLA 3.2

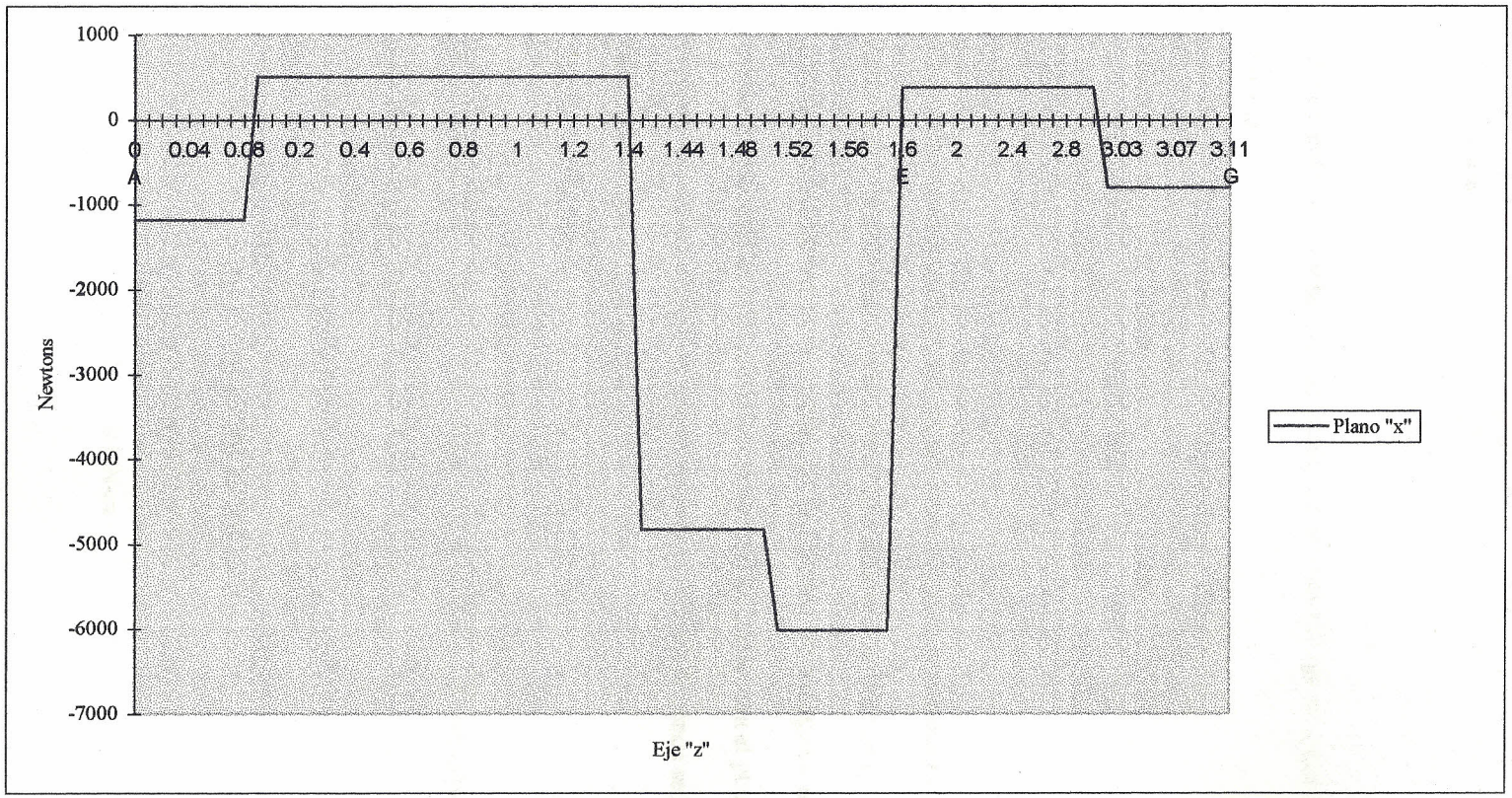


Diagrama de fuerzas aplicadas en el plano "x"

FIGURA 3.5

3.2.3 Esfuerzos críticos y factor de seguridad del eje motriz.

El momento flexor resultante en cualquier sección del eje se encuentra utilizando la fórmula:

$$M = (M_x^2 + M_y^2)^{1/2} \qquad \text{ec.3.24}$$

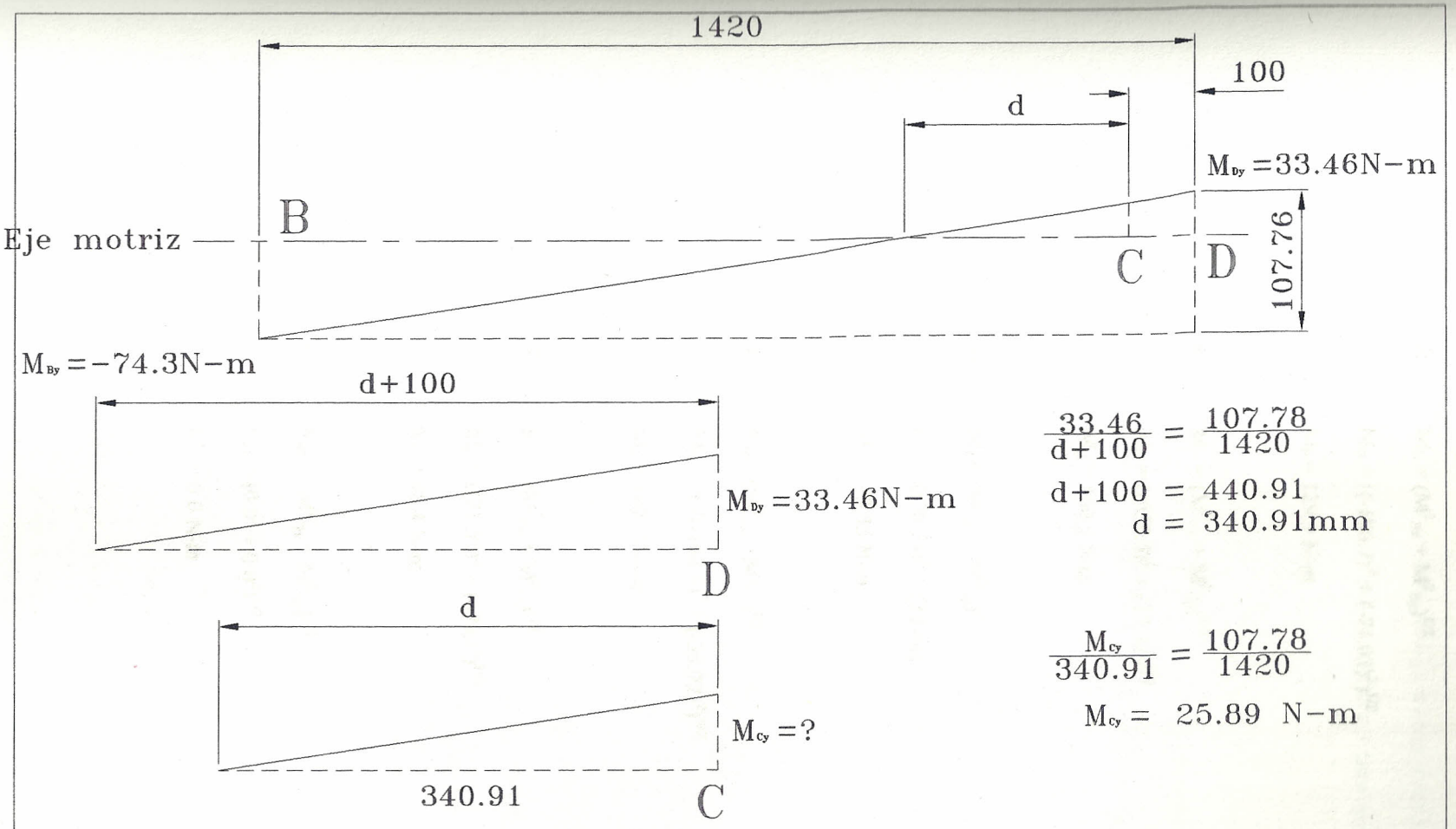
Los puntos de aplicación de las cargas sobre el eje se representan con letras desde A hasta la G y en cada uno de ellos encuentran aplicados momentos que se determinaron previamente, mediante la utilización de la relación de triángulos se determinan los momento aplicados en cada uno de los puntos del eje, tanto para el plano "x" como para el plano "y". Como ejemplo se puede observar la figura 3.6. donde se halla el momento [M_{Cy}] en el punto C para el plano "y".

A continuación se desarrolla detenidamente el cálculo del momento resultante para cada punto en el eje mediante la ec.3.24:

A $\quad M_A = (M^2_{Ax} + M^2_{Ay})^{1/2}$

$M_A = (0.0^2 + 0.0^2)^{1/2}$

$M_A = 0.0$ N-m



$$\frac{33.46}{d+100} = \frac{107.78}{1420}$$

$$d+100 = 440.91$$

$$d = 340.91\text{mm}$$

$$\frac{M_{Cy}}{340.91} = \frac{107.78}{1420}$$

$$M_{Cy} = 25.89 \text{ N-m}$$

Procedimiento geometrico para determinar M_{Cy} en el punto "C"

FIGURA 3.6

B $M_B = (M^2_{Bx} + M^2_{By})^{1/2}$

$M_B = ((-106.7)^2 + (-74.03)^2)^{1/2}$

$M_B = 129.9$ N-m

C $M_C = (M^2_{Cx} + M^2_{Cy})^{1/2}$

$M_C = ((559.5)^2 + (25.9)^2)^{1/2}$

$M_C = 560.1$ N-m

D $M_D = (M^2_{Dx} + M^2_{Dy})^{1/2}$

$M_D = ((76.34)^2 + (33.46)^2)^{1/2}$

$M_D = 83.35$ N-m

E $M_E = (M^2_{Ex} + M^2_{Ey})^{1/2}$

$M_E = + ((-463.9)^2 + (-33.72)^2)^{1/2}$

$M_E = 465.12$ N-m

F $M_F = (M^2_{Fx} + M^2_{Fy})^{1/2}$

$M_F = ((71.55)^2 + (67.6)^2)^{1/2}$

$M_F = 98.4$ N-m

G $M_G = (M^2_{Gx} + M^2_{Gy})^{1/2}$

$M_G = (0.0^2 + 0.0^2)^{1/2}$

$M_G = 0.0$ N-m

En la siguiente tabla 3.3. se encuentran los momentos para cada punto analizado del eje tanto para el plano "x" como para el plano "y", y los valores para el momento flexor resultante:

Eje "z" Puntos definidos (metros)		Mx (N-m)	My (N-m)	MR (N-m)
A	0	0.00	0.00	0.00
B	0.09	-106.70	-74.03	129.87
C	1.41	559.50	25.89	560.10
D	1.51	20.87	33.46	39.43
E	1.6	-463.90	-33.72	465.12
F	3.02	71.55	67.60	98.43
G	3.11	0.00	0.00	0.00

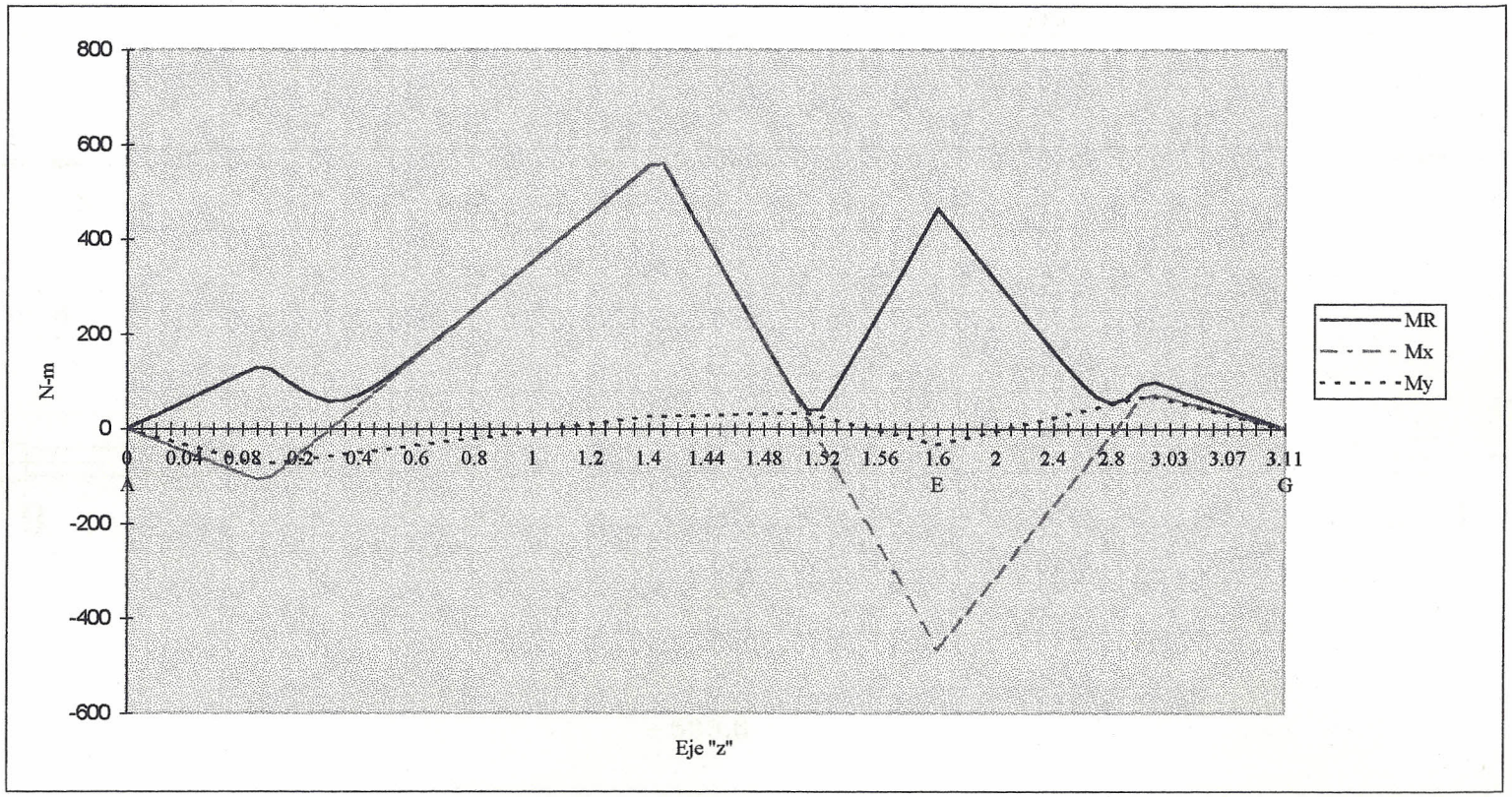
Valores de los momentos flexores en el plano "x" y "y".

Y el momento flexor resultante.

TABLA 3.3

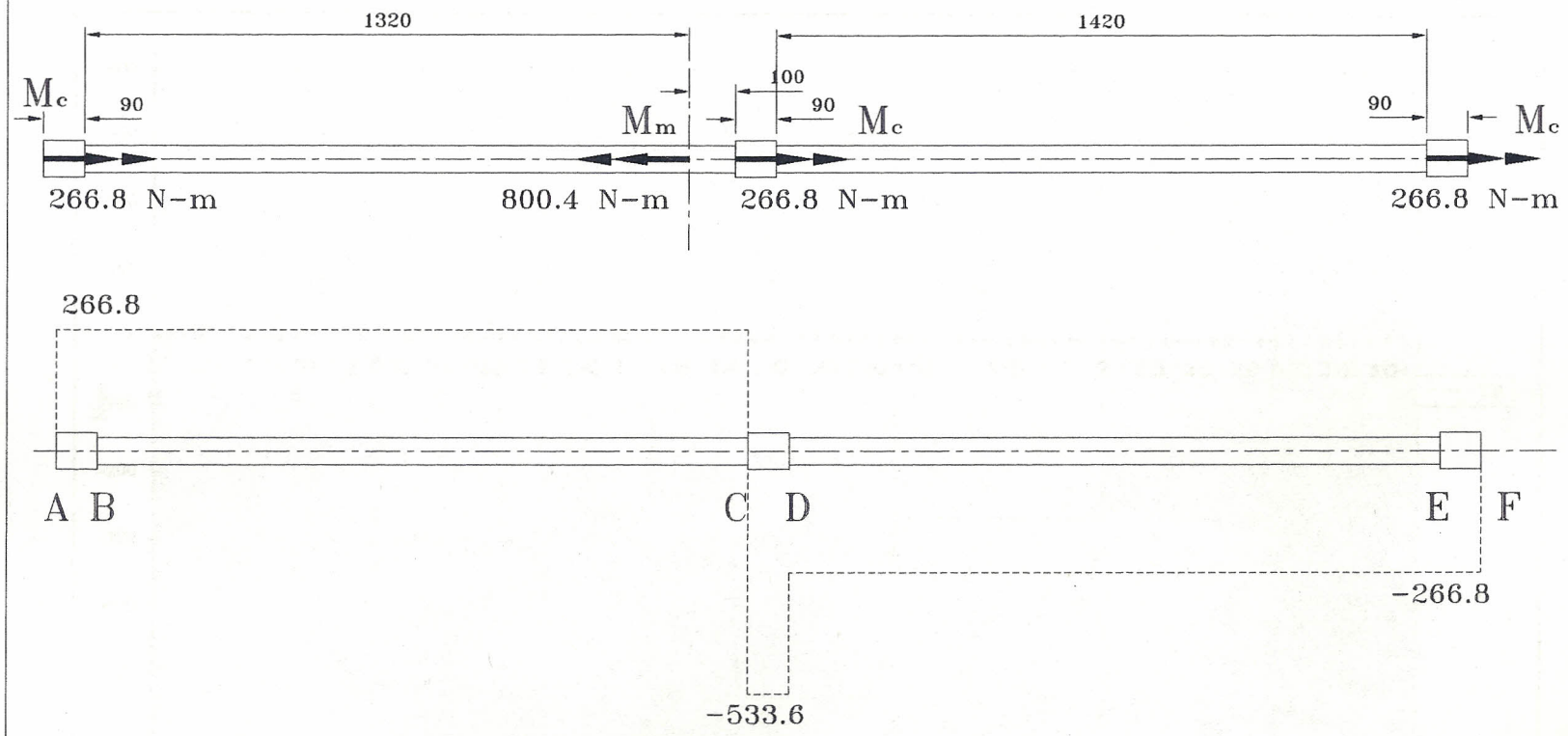
El resultado del momento flexor aplicado en cada punto del eje de los planos "x" y "y", y la comparación con el momento flexor resultante se puede apreciar gráficamente en la figura 3.7. y los valores se encuentran detallados la tabla 3.3, donde se aprecia con claridad que los puntos críticos se encuentran en C y en E, para determinar el punto crítico se debe considerar también la distribución de los momentos torcionales representados en la fig. 3.8. y el diagrama correspondiente en la fig. 3.9.

El eje para poder cumplir con el objetivo de transmitir potencia debe soportar la acción de un motor o un sistema similar que le induzca un movimiento y la oposición a ese movimiento que será causado por lo que se quiera trasladar, para el caso en cuestión lo que se deberá mover serán las platinas sobre la mesa de arrastre. La magnitud del



Momentos flexores de los planos "x", "y" y momento flexor resultante del eje motriz

FIGURA 3.7



Cargas aplicadas en el eje motriz
que originan momentos torcionales.
FIGURA 3.8

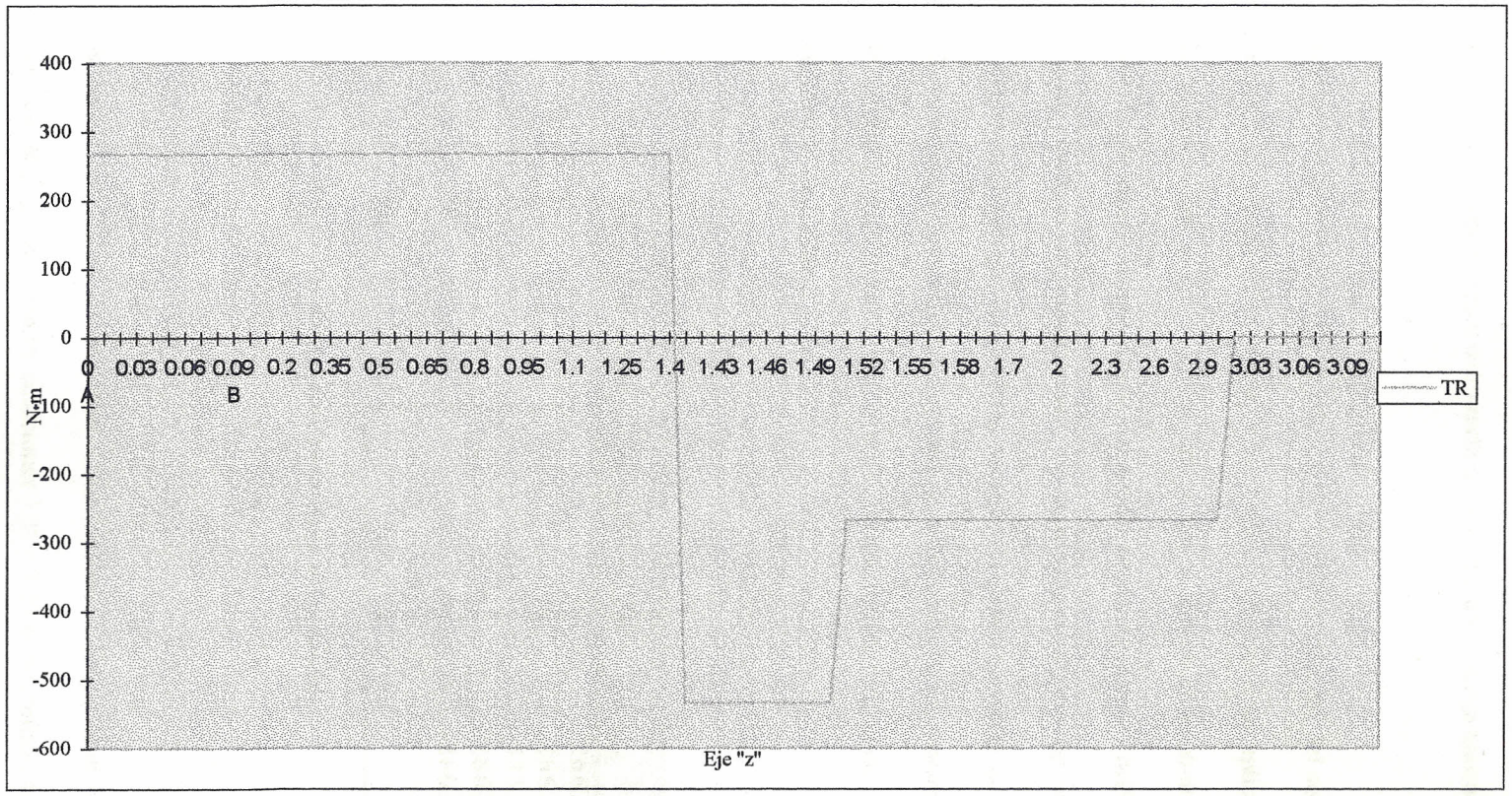


Diagrama de momentos torsores en el eje motriz.

FIGURA 3.9

momento torcionante, depende de dos factores, primero la magnitud de la carga aplicada y segundo el brazo o distancia que existe entre la carga aplicada y el eje.

Los valores de las cargas que se utilizan en el análisis torcional del sistema de potencia se han determinado anteriormente y son la fuerza que tiene que aplicar el motor sobre la rueda catalina motriz [F_m] y las fuerzas que se oponen al movimiento que son [F_r]. El valor de los brazos que se tienen al aplicar estas cargas, es el "radio de paso" de las ruedas catalinas correspondientes. La catalina motriz tiene un radio de paso de 150mm, mientras que las catalinas secundarias tienen un radio de paso de 225mm Como resultado se obtiene un diagrama de distribución de los momentos torcionales a lo largo del eje (Ver la figura 3.9.). Y los valores en cada punto del eje motriz se encuentran en la tabla 3.4.

Eje "z" Puntos definidos (metros)		T_R (N-m)
A	0	266.8
B	0.09	266.8
C	1.41	-533.6
D	1.51	-266.8
E	1.6	-266.8
F	3.02	0
G	3.11	0

Momentos torsores en el eje motriz.

TABLA 3.4

Al aplicar el concepto del momento torsor equivalente [M_e] y el momento flexionante equivalente [T_e] utilizando las ecuaciones 3.25 y 3.26 se determinan los valores críticos que al ser utilizados para encontrar los esfuerzos flexionante y torsor se obtienen los

valores máximos al que se encuentra sometido el eje motriz. Este concepto se basa en la teoría descrita en el Círculo de Mohr. Al aplicar este concepto se obtiene como resultado que los puntos críticos del eje se encuentran en los puntos C y E.

$$T_e = (M^2 + T^2)^{1/2} \qquad \text{ec.3.25}$$

$$T_{eC} = (M_C^2 + T_C^2)^{1/2}$$

$$T_{eC} = ((560.1)^2 + (-533.6)^2)^{1/2}$$

$$T_{eC} = 773.6 \text{ N-m}$$

$$T_{eE} = (M_E^2 + T_E^2)^{1/2}$$

$$T_{eE} = ((465.12)^2 + (-266.8)^2)^{1/2}$$

$$T_{eE} = 536.2 \text{ N-m}$$

Para hallar el torque equivalente se usó la ecuación 3.25, usando este valor se determina con la ecuación 3.26 el momento equivalente en los dos puntos analizados, aplicando el análisis de los momentos equivalentes que tiene como base la teoría del Círculo de Mohr:

$$M_e = (M + T_e) / 2 \qquad \text{ec.3.26}$$

$$M_{eC} = (M_C + T_{eC}) / 2$$

$$M_{eC} = (560.1 + 773.6) \text{ N-m} / 2$$

$$M_{eC} = 666.8 \text{ N-m}$$

$$M_{eE} = (M_E + T_{eE}) / 2$$

$$M_{eE} = (536.21 + 465.12)\ \text{N-m} / 2$$

$$M_{eE} = 500.67\ \text{N-m}$$

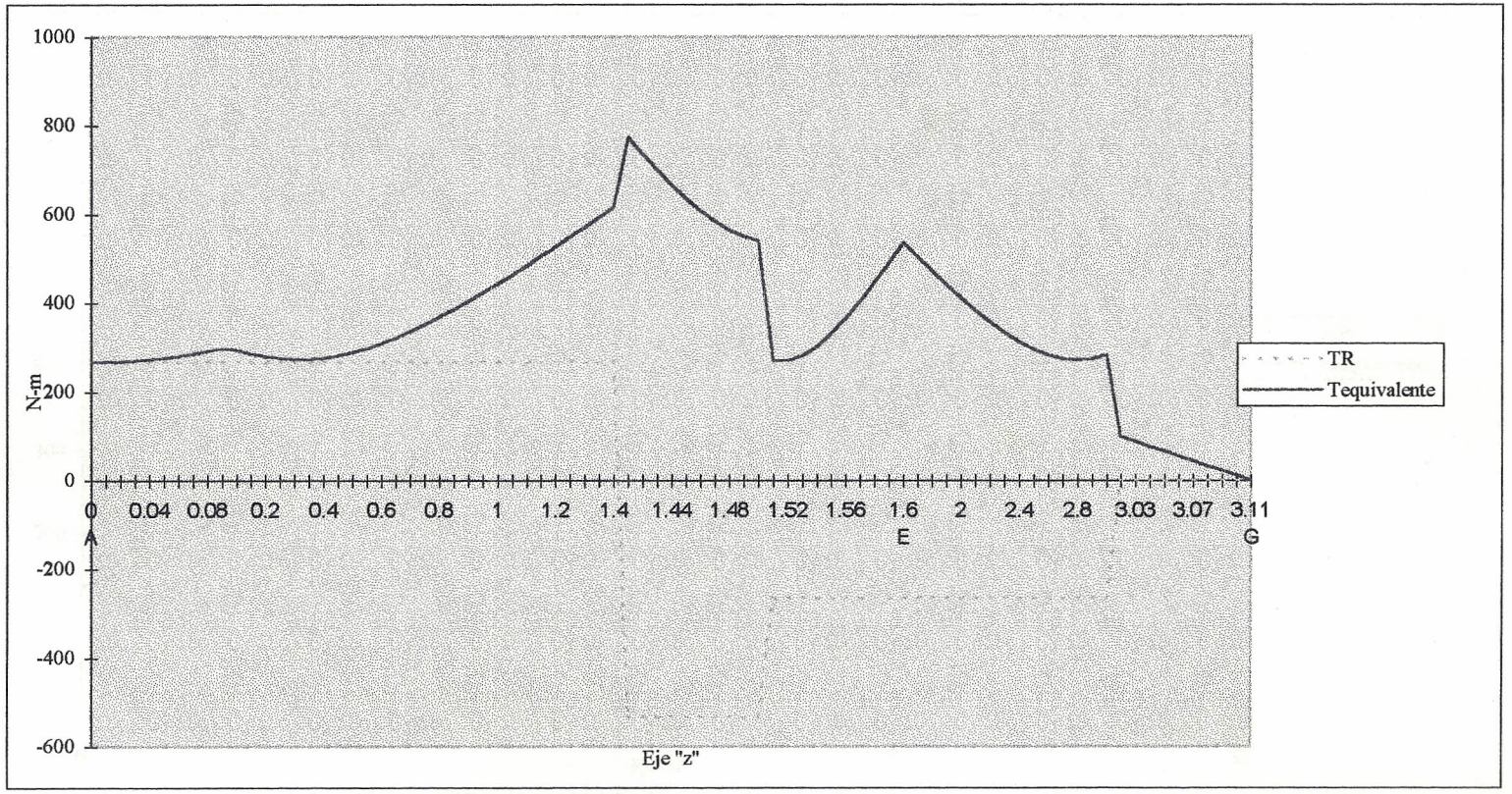
En la tabla 3.5 se comparan los valores de los momentos flexores torsores resultantes con los valores de los momentos equivalentes en los puntos determinados en el eje motriz, y los diagramas correspondientes se encuentran en las figuras 3.10. y 3.11.

Eje "z" Puntos definidos (metros)	MR N-m	TR N-m	Me N-m	Te N-m
A	0	0	266.8	133.4	266.8
B	0.09	129.9	266.8	213.3	296.7
C	1.41	560.1	-533.6	666.8	773.6
D	1.51	39.4	-266.8	154.6	269.7
E	1.6	465.1	-266.8	500.7	536.2
F	3.02	98.4	0	98.4	98.4
G	3.11	0	0	0.0	0.0

Momentos flexores y torsores, resultantes y equivalentes

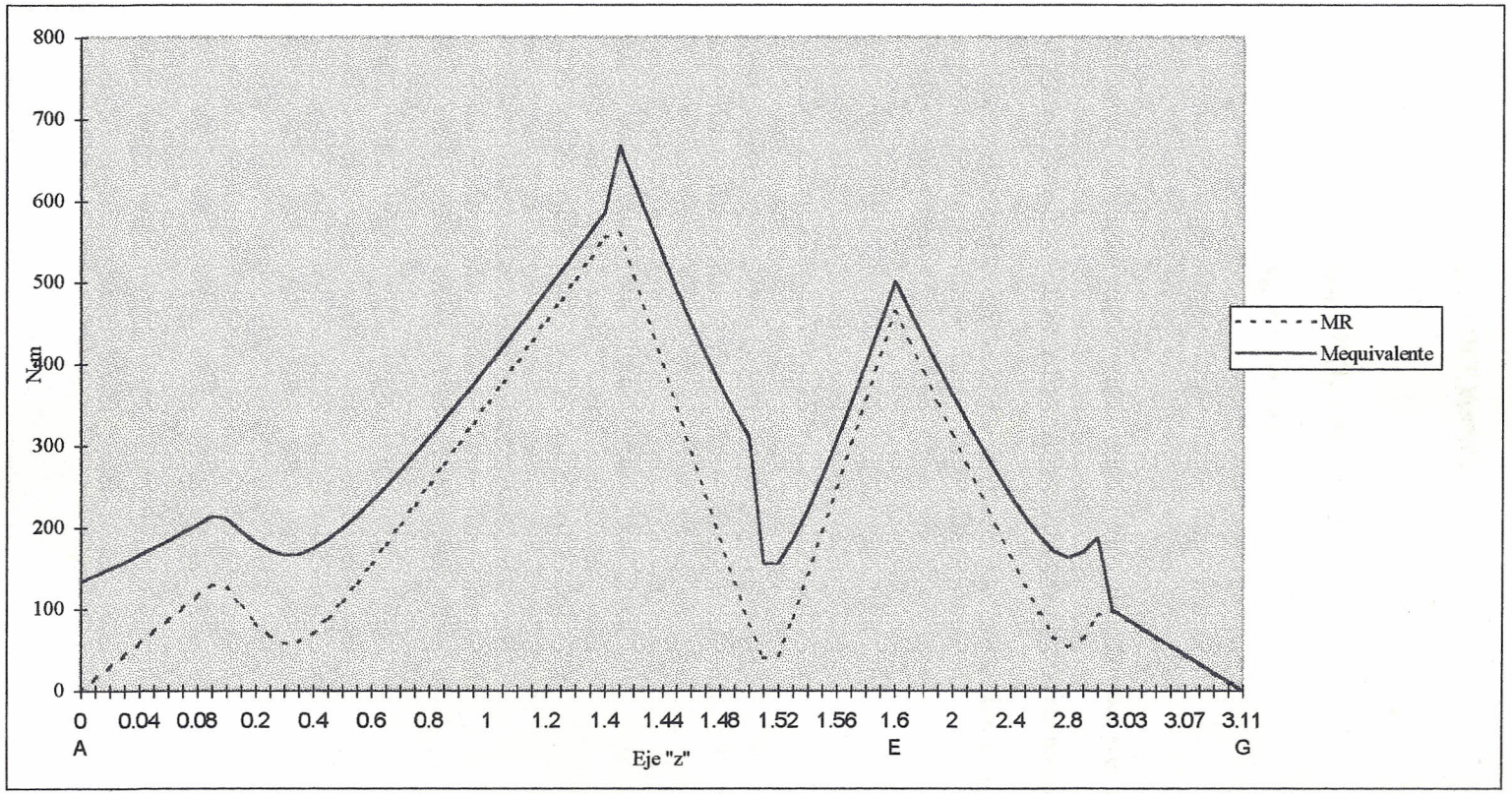
TABLA 3.5

El concepto de los momentos flexores y torsores equivalentes facilita el análisis para posteriormente determinar los esfuerzos máximos que se generan en el eje. Las ecuaciones que definen los esfuerzos existentes en un punto de la superficie de un eje macizo son:



Cuadro comparativo de los momentos torcionales que actúan en el eje motriz.

FIGURA 3.10



Cuadro comparativo de los momentos flexores que actúan a lo largo del eje motriz.
FIGURA 3.11

$$\tau_{máx} = 16(M^2 + T^2)^{1/2} / (\pi * d^3) \qquad \text{ec.3.27}$$

$$\tau_{máx} = (16T_e)/(\pi * d^3)$$

$$\sigma_{máx} = 16(T_e + M)/(\pi * d^3) \qquad \text{ec.3.28}$$

$$\sigma_{máx} = 32M_e / (\pi * d^3)$$

Es notoria la dependencia inversa existente entre los esfuerzos y el diámetro del eje, razón por la que un factor principal para determinar definitivamente el punto más crítico en un eje es el diámetro, ver el plano 3.2. El cálculo de estos esfuerzos se detalla a continuación:

$$\tau_{máxC} = (16T_{eC})/(\pi * d_C^3)$$

$$\tau_{máxC} = (16*773.59)/(\pi * 0.08^3)$$

$$\tau_{máxC} = 7.69*10^6 \text{ Pa}$$

$$\tau_{máxE} = (16T_{eE})/(\pi * d_E^3)$$

$$\tau_{máxE} = (16*536.21)/(\pi * 0.06^3)$$

$$\tau_{máxE} = 12.64*10^6 \text{ Pa}$$

$$\sigma_{máxC} = 32M_{eC} / (\pi * d_C^3)$$

$$\sigma_{máxC} = 32*666.84 / (\pi * 0.08^3)$$

$$\sigma_{máxC} = 13.26*10^6 \text{ Pa}$$

$$\sigma_{máxE} = 32M_{eE} / (\pi * d_E^3)$$

$$\sigma_{máxE} = 32*500.67 / (\pi * 0.06^3)$$

$$\sigma_{máxE} = 23.61*10^6 \text{ Pa}$$

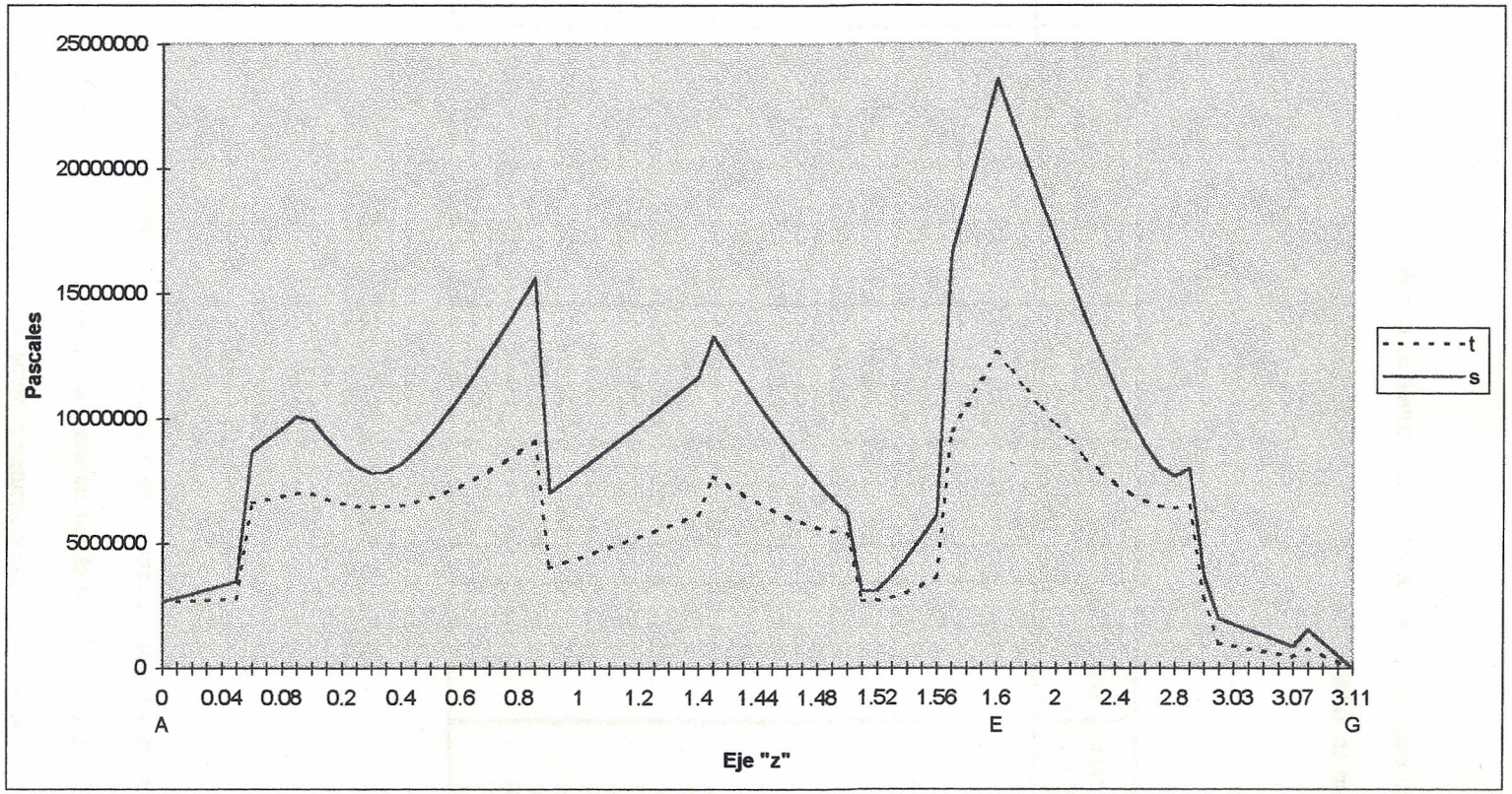
En la tabla 3.6. se encuentran los valores de esfuerzos máximos en cada uno de los puntos definidos en el eje y en la figura 3.12 se aprecian los valores de esfuerzos máximos.

Eje "z" Puntos definidos (metros)	τ Pascales	σ Pascales
A	0	2655494	2653409
B	0.09	7000585	10056575
C	1.41	7699625	13263938
D	1.51	2684343	3074423
E	1.6	12650613	23605549
F	3.02	979721	1957905
G	3.11	0	0

Esfuerzos críticos que se encuentran en los puntos definidos del eje motriz

TABLA 3.6

Para desarrollar el análisis del factor de seguridad con la que operará el eje se puede escoger entre varios criterios existentes, pero uno de los más aceptados dentro del diseño mecánico es el diseño sobre la base del "esfuerzo cortante máximo", pues la falla más común en los elementos mecánicos es la falla por cortante. La ecuación que se utiliza en este análisis es la siguiente:



Esfuerzos máximos a lo largo del eje motriz.

FIGURA 3.12

$$(1/\eta) = (2*\tau_{máx}) / S_y \qquad \text{ec.3.29}$$

en donde S_y es la resistencia de fluencia del material, que es un valor característico para cada material. Estos valores se encuentran descritos en tablas de propiedades de los aceros. Ver tabla 3.7.

1 UNS NÚM.	2 SAE Y/O AISI No.	3 PROCESA-MIENTO	4 RESISTENCIA ÚLTIMA (Sut) MPa (kpsi)	5 RESISTENCIA DE FLUENCIA MPa (kpsi)	6 ELONGACIÓN EN 2 in, %	7 REDUCCIÓN EN ÁREA %	8 DUREZA BRINELL
G10060	1006	HR	300 (43)	170 (24)	30	5	86
		CD	330 (48)	280 (41)	20	45	95
G10100	1010	HR	320 (47)	180 (96)	28	50	95
		CD	370 (53)	300 (44)	20	40	105
G10150	1015	HR	340 (50)	190 (27.5)	28	50	101
		CD	390 (56)	320 (47)	18	40	111
G10180	1018	HR	400 (58)	220 (32)	25	50	116
		CD	440 (64)	370 (54)	15	40	126
G10200	1020	HR	380 (55)	210 (30)	25	50	111
		CD	470 (68)	390 (57)	15	40	131
G10300	1030	HR	470 (68)	260 (37.5)	20	42	137
		CD	520 (76)	440 (64)	12	35	149
G10350	1035	HR	500 (72)	270 (39.5)	18	40	143
		CD	550 (80)	460 (67)	12	35	163
G10400	1040	HR	520 (76)	290 (42)	18	40	149
		CD	590 (85)	490 (71)	12	35	170
G10450	1045	HR	570 (82)	310 (45)	16	40	163
		CD	630 (91)	530 (77)	12	35	179
G10500	1050	HR	620 (90)	340 (49.5)	15	35	179
		CD	690 (100)	580 (84)	10	30	197
G10600	1060	HR	680 (98)	370 (54)	12	30	201
G10800	1080	HR	770 (112)	420 (61.5)	10	25	229
G10950	1095	HR	830 (120)	460 (66)	10	25	248

Características y propiedades de los aceros

TABLA 3.7

El material utilizado en la construcción de los ejes del sistema de potencia es "Acero AISI 1010, este material tiene una "resistencia a la fluencia"[S_y] de 180 MPa, valor que es utilizado en el cálculo del factor de seguridad que se desarrolla a continuación:

$$\eta_C = S_y / (2*\tau_{máxC})$$

$$\eta_C = 180*10^6 / (2*7.69*10^6)$$

$$\eta_C = 11.6$$

$$\eta_E = S_y / (2*\tau_{máxE})$$

$$\eta_E = 180*10^6 / (2*12.64*10^6)$$

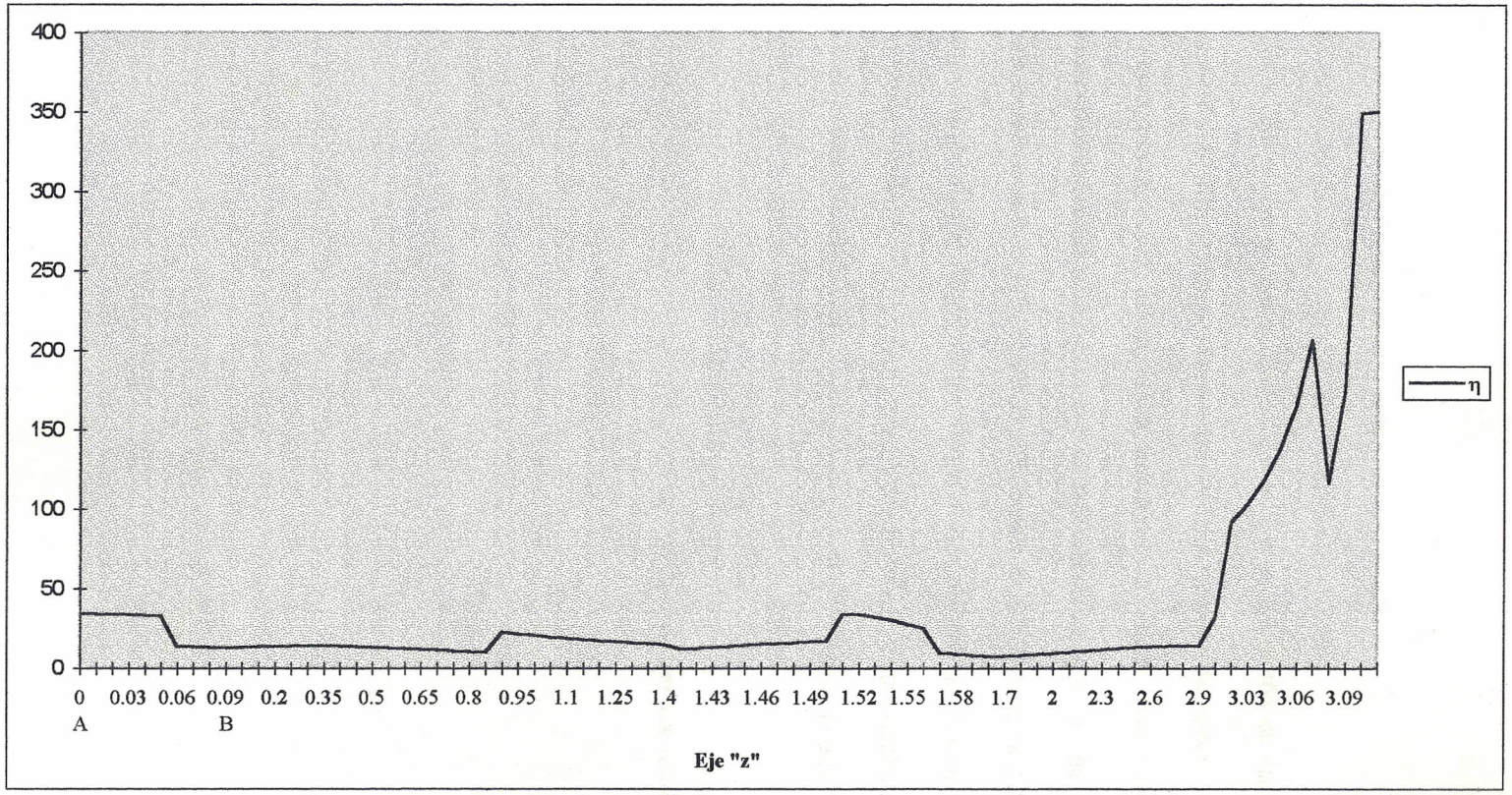
$$\eta_E = 7.1$$

Del análisis estático inicial del eje se puede concluir que los valores de factor de seguridad son aceptables. La figura 3.13 ilustra los diferentes valores que toma el factor de seguridad a lo largo del eje y en la tabla 3.8. se especifican estos valores.

Eje "z" Puntos definidos (metros)		η
A	0	34
B	0.09	13
C	1.41	12
D	1.51	34
E	1.6	7
F	3.02	92
G	3.11	350

Valores del Factor de Seguridad a lo largo del eje motriz.

TABLA 3.8



Valores del "factor de seguridad"
a lo largo del eje motriz.
FIGURA 3.13

3.3 CÁLCULO Y SELECCIÓN DE ELEMENTOS.

3.3.1 Velocidades angulares y potencia transmitida.

Para seleccionar el motor que se debe utilizar en el diseño de cualquier sistema de potencia se debe conocer la fuerza que hay que aplicar y la velocidad que se requiere. Para el caso de diseño del sistema de potencia de la mesa de arrastre corte y empaque de productos terminados, la fuerza que se debe vencer es la fuerza de arrastre calculada previamente en la sección dedicada a las cargas de diseño (sección 2.2.1), cuyo valor es F_a = 3557.4N, y la velocidad con la que se desplazarán las platinas sobre la mesa de empaque depende de los requerimientos de diseño que se han establecido en la sección 1.2. La velocidad de desplazamiento de los perfiles [V_a] sobre la mesa es de 0.2 m/s.

Con estos valores determinados se hace uso de la ecuación que define la potencia de transmisión [P], que es la siguiente:

$$P = F_a * V_a \qquad \text{ec.3.30}$$

$P = 3557.4N*0.2m/s$

$P = 711.48\ W$

$P = 711.48\ W*(1HP/745.7W)$

$P = 0.95\ HP$

Esta es la potencia de diseño, lo que indica que el motor deberá tener una capacidad mayor a la calculada, donde el incremento será determinado según la naturaleza del trabajo que se requiera del motor.

Por el diseño de forma y la potencia requerida se determina que el sistema debe estar impulsado por un motor eléctrico, pues es lo más funcional cuando se requiere menos de 20 HP de potencia. Además se requiere un motorreductor, dada la limitación de espacio que existe bajo la mesa de arrastre (Ver plano 3.4), lo que impide colocar un sistema de catalinas o bandas para reducir la velocidad hasta la que se desea obtener.

Para determinar la relación de reducción que se debe lograr en el sistema de potencia [Red_p] se conocen los datos de velocidad de desplazamiento de las platinas sobre la mesa [V_a] , la velocidad angular de un motor eléctrico estándar [ω_m] y el radio medio de la catalina de la mesa de arrastre [R_{ml}] :

$V_a = 0.2$ m/s

$\omega_m = 1750$ r.p.m.

$R_{ml} = 225$ mm

La velocidad angular que mantiene el eje motriz [ω_a] se calcula mediante la siguiente fórmula que relaciona la velocidad lineal sobre la mesa y el radio de la rueda catalina:

$$\omega_a = V_a/R_{ml} \qquad \text{ec.3.31}$$

$\omega_a = (0.2 \text{ m/s})/(0.255 \text{ m})$

$\omega_a = 0.888 \text{ rad/s}$

$\omega_a = 8.49 \text{ r.p.m.}$

El valor de la relación de reducción en el sistema de potencia [Red_p] se obtiene aplicando la siguiente ecuación:

$$Red_p = \omega_m/\omega_a \qquad \text{ec.3.32}$$

$Red_p = 1750/8.49$

$Red_p = 206$

El lograr una reducción de la velocidad angular del valor obtenido, mediante un sistema de bandas o cadenas resulta muy inapropiado por el espacio que ocuparía, por esto se debe determinar una distribución de esta reducción entre una caja reductora y un sistema de cadenas. El motor apropiado para este sistema de arrastre será uno que incluya un sistema reductor, este tipo de motor se conoce como motorreductor.

La distribución de la reducción angular en el sistema de potencia depende de las clases de motorreductores que se obtiene en el mercado, una de las relaciones de reducción [Red_m] más comunes es de 1/70, con lo que fácilmente se puede determinar la relación que se debe lograr en el sistema reductor de cadenas [Red_c] y la velocidad angular que se tiene a la salida del motorreductor [ω_{mr}]

El procedimiento a seguir para el cálculo de la distribución de reducción en un sistema reductor se puede resumir en la aplicación de la siguiente fórmula:

$$Red_p = Red_c * Red_m \qquad \text{ec.3.33}$$

De esta fórmula se puede despejar la relación de reducción que se debe lograr en el sistema reductor de ruedas catalinas [Red_c].

$$206 = Red_c * 70$$

$$Red_c = 206/70$$

$$Red_c = 2.9 \approx 3$$

La velocidad angular a la salida del motorreductor se calcula utilizando la siguiente fórmula:

$$\omega_{mr} = \omega_m / Red_m \qquad \text{ec.3.34}$$

$$\omega_{mr} = 1750 \text{ r.p.m.} * (1/70)$$

$$\omega_{mr} = 25 \text{ r.p.m.}$$

3.3.2 Selección de cadena y ruedas catalinas.

Para la selección de la cadena y la rueda catalina se requieren como datos el tipo de aplicación del sistema, la variación de la carga ejercida, la fuente de poder, la potencia de transmisión [P], la relación de reducción de la rueda catalina [Red_c], la velocidad angular a la salida del motorreductor [ω_{mr}], y los diámetros de los ejes transmisor [$\varnothing_T$] y receptor [$\varnothing_R$] en los que se colocarán las ruedas. Estos datos se encuentran resumidos en la tabla 3.9:

Tipo de aplicación	Transportador de material.
Variación de la carga	Moderada fluctuación de carga.
Fuente de poder	Motor eléctrico.
Potencia a transmitir (P)	0.7 KW
Velocidad angular del motorreductor	25 rpm
Relación de reducción	3
$\varnothing_T$	35 mm
$\varnothing_R$	80 mm

Datos para la selección del sistema reductor de cadena y ruedas catalinas

TABLA 3.9

El procedimiento para escoger la cadena y ruedas catalinas es similar en la mayoría de los catálogos que se encuentran en el mercado, requieren como datos los indicados en la tabla anterior. Para el análisis en esta parte del capítulo, se toma como referencia los

catálogos del fabricante Tsubaki, los diagramas y tablas utilizadas pertenecen a este catálogo (8).

El análisis empieza considerando un "factor de corrección" de la potencia requerida [FS], este factor depende del tipo de aplicación que tendrá la máquina a diseñar y la fuente de poder que se utilizará en el mismo. La tabla 3.10. muestra los diversos factores de corrección que se deberán aplicar según sea el caso analizado, para el desarrollo de los cálculos se consideró un impacto de carga ligero y una máquina transportadora de material cuya fuente de poder es un motor eléctrico, esto da como resultado un "factor de servicio" igual a 1.

Tipo de impacto.	Máquinas.	Fuente de poder.		
		Motor eléctrico o turbina.	Máquina de combustión interna.	
			Con dirección hidráulica.	Sin dirección hidráulica.
ligero	Bandas transportadoras con baja fluctuación de carga, ventiladores centrífugos, máquinas textiles y en general máquinas con bajas fluctuaciones de carga.	1.0	1.0	1.2
Medio	Compresores centrífugos, máquinas de uso marino, transportadoras con fluctuaciones de carga, calderas automáticas, pulverizadores, máquinas herramientas en general, compresores, molinos.	1.3	1.2	1.2
Grande	Máquinas constructoras o mineras, máquinas de vibración, mezcladoras de caucho, máquinas en general expuesta a cambios opuestos de cargas.	1.5	1.4	1.7

Factor de corrección de potencia.

TABLA 3.10

El cálculo de la potencia corregida [P_c] se detalla a continuación:

$$P_c = P*FS \qquad \text{ec.3.35}$$

$$P_c = 0.7\,KW * 1.0$$

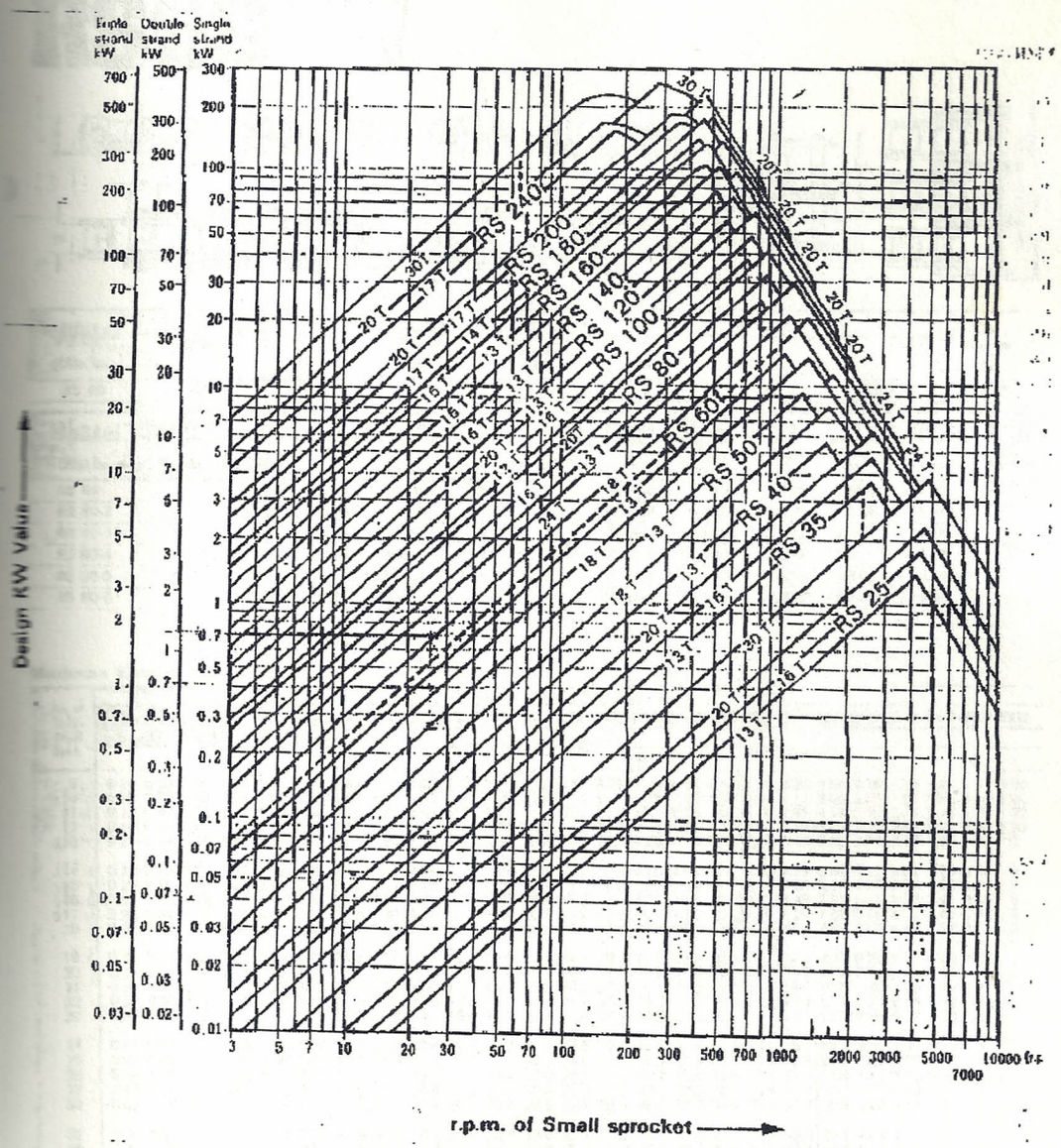
$$P_c = 0.7\,KW$$

Con el valor de la potencia requerida [P_c] y la velocidad angular de la rueda catalina transmisora de potencia que es igual a la velocidad angular a la salida del motorreductor [ω_{mr}], se entra a la tabla 3.11. Esta tabla da una "primera solución tentativa" del tipo de cadena a utilizar y el número de dientes que tendrá la rueda catalina impulsora [N_{mr}]. Se debe considerar al utilizar esta tabla que tipo de rueda catalina se usará, existen tres alternativas la de hilera simple, doble o triple (ver figura 3.14). Una rueda de hilera triple se aplica cuando la velocidad angular a la que será sometido el sistema es alta y la potencia que se transmitirá sea de valores altos, otra consideración de importancia es la limitación de espacio que exista en el lugar donde se aplicará el sistema, un sistema de hilera simple ocupará mayor espacio que un sistema de hilera doble o triple. Al entrar a la tabla 3.11 con los valores indicados y con un tipo de rueda catalina de hilera simple da una "respuesta tentativa" de:

Tipo de cadena: RS60

$N_{mr} = 18$

Con estos datos y la velocidad angular a la salida del motorreductor se entra a la tabla 3.12. En esta tabla se encuentran la máxima transmisión de potencia de la cadena en



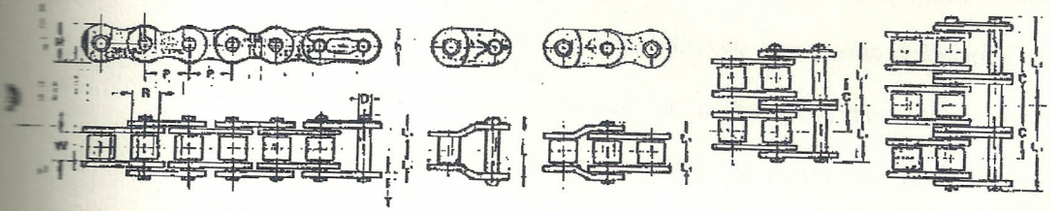
Roller Chain tentative selection table.

TABLA 3.11

TSUBAKI RS ROLLER CHAIN

RS60

Pitch 19.05 mm



TSUBAKI Chain No.	ANSI No.	Pitch p	Roller Diameter R	Width between Roller Link Plates W	Link Plate T	Link Plate H	Link Plate h	Pin Diameter D
RS 60	60	19.05	11.91	12.70	2.4	18.1	15.6	5.96

TSUBAKI Chain No.	Number of Strands	L_1	L_2	L_3	L_4	L_5	Transverse Pitch C	Standard Type of Pin	Minimum Ultimate Strength ANSI Standard lbf	Average Tensile Strength lbf	Maximum Allowable Load lbf	Approx. Weight lbf/ft	Number of Links per One Unit
RS 60	1	27.6	12.85	14.75	28.2			Riveted	3,190	4,500	900	1.53	
RS 60-2	2	51.0	24.25	26.75	52.6			Riveted	6,380	9,000	1,530	3.04	
RS 60-3	3	73.8	35.65	38.15	75.5			Riveted	9,570	13,500	2,250	4.54	
RS 60-4	4	96.6	47.05	49.55	98.3		22.8	Riveted	12,760	18,000	2,970	6.04	160
RS 60-5	5	119.5	58.5	61.0	121.2			Riveted	16,950	22,500	3,510	7.54	
RS 60-6	6	142.4	69.9	72.5	144.0			Riveted	19,140	27,000	4,140	9.05	

Maximum Kilowatt Ratings

No. of Teeth Small Sprkt.	Maximum R.P.M. – Small Sprocket: 50	100	150	200	300	400	500	600	700	800	900	1000	1100	1200	1400	1600	1800	2000	2500	3000	3500	4000	4500
Notes: Lubrication System	A											B										C	
9	0.14	0.33	0.60	1.13	1.63	2.10	3.03	3.93	4.80	5.65	6.49	7.32	8.14	8.66	7.45	6.54	5.19	4.25	3.56	3.04	2.18	1.66	1.31	1.07	0.90
10	0.16	0.36	0.66	1.26	1.82	2.36	3.40	4.40	5.38	6.33	7.28	8.21	9.13	10.0	8.79	7.68	6.08	4.98	4.17	3.56	2.55	1.94	1.54	1.26	1.05
11	0.18	0.40	0.75	1.40	2.02	2.61	3.76	4.87	5.96	7.02	8.07	9.10	10.1	11.1	10.1	8.88	7.02	5.74	4.81	4.11	2.94	2.24	1.78	1.45	1.22
12	0.19	0.44	0.82	1.54	2.21	2.87	4.14	5.36	6.55	7.71	8.86	9.99	11.1	12.2	11.6	10.1	7.96	6.54	5.48	4.69	3.35	2.55	2.02	1.66	1.39
13	0.21	0.48	0.90	1.67	2.42	3.13	4.51	5.84	7.14	8.41	9.66	10.9	12.1	13.3	13.0	11.3	9.03	7.38	6.19	5.26	3.78	2.87	2.28	1.87	1.0
14	0.23	0.52	0.97	1.82	2.62	3.39	4.88	6.33	7.74	9.11	10.5	11.8	13.1	14.4	14.6	12.7	10.1	8.28	6.91	5.90	4.22	3.22	2.55	2.09	0
15	0.25	0.56	1.05	1.96	2.82	3.65	5.26	6.82	8.33	9.82	11.3	12.7	14.1	15.5	16.2	14.0	11.2	9.18	7.68	6.64	4.69	3.56	2.83	2.31	0
16	0.26	0.60	1.12	2.10	3.02	3.92	5.64	7.31	8.93	10.5	12.1	13.6	15.2	16.7	17.8	15.6	12.3	10.1	8.43	7.21	5.16	3.92	3.11	2.55	0
17	0.28	0.64	1.20	2.24	3.23	4.18	6.02	7.80	9.54	11.2	12.9	14.6	16.2	17.8	19.4	17.1	13.5	11.0	9.25	7.91	5.65	4.30	3.41	2.79	0
18	0.30	0.68	1.20	2.38	3.43	4.45	6.35	8.30	10.1	12.0	13.7	15.5	17.2	18.9	20.6	18.6	14.7	12.0	10.1	8.58	6.16	4.69	3.72	3.04	0
19	0.32	0.73	1.35	2.53	3.64	4.71	6.79	8.80	10.8	12.7	14.6	16.4	18.3	20.1	21.9	20.2	16.0	13.1	10.9	9.33	6.66	5.08	4.03	3.30	0
20	0.34	0.77	1.43	2.67	3.85	4.98	7.18	9.30	11.4	13.4	15.4	17.4	19.3	21.2	23.1	21.8	17.2	14.1	11.8	10.1	7.21	5.48	4.35	0	0
21	0.35	0.81	1.51	2.81	4.06	5.25	7.56	9.80	12.0	14.1	16.2	18.3	20.3	22.4	24.4	23.5	18.5	15.1	12.7	10.8	7.76	5.90	4.69	0	
22	0.37	0.85	1.59	2.96	4.26	5.52	7.96	10.3	12.6	14.8	17.1	19.2	21.4	23.5	25.6	25.2	19.8	16.3	13.6	11.6	8.28	6.33	5.02	0	
23	0.39	0.89	1.66	3.11	4.47	5.79	8.35	10.8	13.2	15.6	17.9	20.2	22.4	24.7	26.9	26.9	21.2	17.4	14.5	12.5	8.88	6.77	5.36	0	
24	0.41	0.94	1.74	3.25	4.68	6.07	8.74	11.3	13.8	16.3	18.7	21.1	23.5	25.8	28.1	28.7	22.6	18.6	15.5	13.3	9.48	7.21	5.72	0	
25	0.43	0.97	1.82	3.40	4.90	6.34	9.13	11.8	14.5	17.0	19.6	22.1	24.6	27.0	29.4	30.5	24.0	19.7	16.5	14.1	10.1	7.68	6.08	0	
26	0.44	1.02	1.90	3.55	5.11	6.62	9.53	12.3	15.1	17.8	20.4	23.0	25.6	28.2	30.7	32.4	25.5	20.9	17.5	14.9	10.7	8.13	6.45	0	
28	0.48	1.10	2.06	3.84	5.53	7.17	10.3	13.4	16.3	19.3	22.1	25.0	27.8	30.5	33.2	36.0	28.5	23.4	19.5	16.7	11.9	9.10	0		
30	0.52	1.19	2.21	4.14	5.96	7.72	11.1	14.4	17.6	20.8	23.8	26.9	29.9	32.9	35.8	38.7	31.6	25.9	21.7	18.5	13.3	10.1	0		
32	0.56	1.27	2.38	4.44	6.39	8.28	11.9	15.5	18.9	22.3	25.6	28.8	32.1	35.2	38.4	41.5	34.8	28.5	23.9	20.4	14.6	11.1	0		
35	0.62	1.40	2.62	4.89	7.04	9.12	13.1	17.0	20.8	24.5	28.2	31.8	35.3	38.8	42.3	45.7	39.8	32.6	27.3	23.4	16.7	12.7	0		
40	0.71	1.62	3.03	5.64	8.13	10.5	15.2	19.7	24.0	28.3	32.5	36.7	40.8	44.8	48.9	52.8	49.0	39.8	33.4	28.5	20.4	0			
45	0.81	1.84	3.43	6.41	9.23	12.0	17.2	22.3	27.3	32.2	36.9	41.7	46.3	50.9	55.5	60.0	58.5	47.5	39.8	34.0	24.3	0			

Remarks: 1) Multiply the value given in the above by the multi-strand factor (Page 10) in order to obtain the transmission kW of multi-strand chain.

2) Refer to page 78 for an explanation of lubricating methods. Please consult Tubaki for use of kilowatt ratings to the right of the boundary line.

Tsubaki RS roler chain RS60.

TABLA 3.12

función de la velocidad angular transmisora de potencia [ω_{mr}] y el número de dientes de la rueda catalina impulsora [N_{mr}].

Para un sistema de transmisión que utiliza un tipo de cadena RS60, con 18 dientes en la rueda impulsora a 60 r.p.m. el valor máximo de transmisión de potencia es de 0.68 KW. Esta primera solución no satisface las condiciones de transmisión, pues lo que se requiere es un sistema que transmita 0.7KW ,la opción más cercana a la primera "solución tentativa" es una rueda catalina de 19 dientes, que actuando bajo las mismas condiciones puede transmitir una potencia máxima de 0.73 KW.

Para determinar el número de dientes de la rueda catalina receptora [N_a] que se deberá utilizar la relación de reducción del sistema de ruedas catalinas [Red_c] se utiliza la siguiente fórmula:

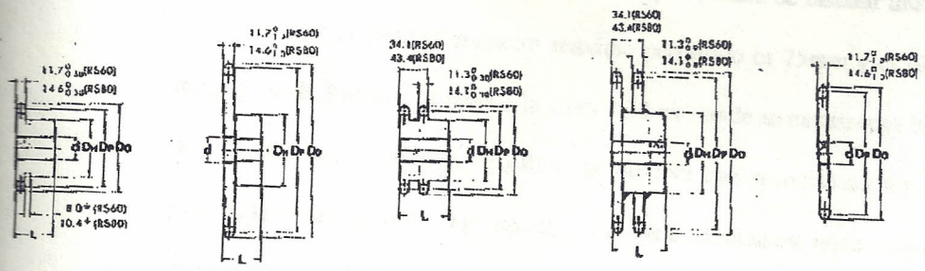
$$N_a = N_{mr} * Red_c \qquad \text{ec.3.36}$$

$$N_a = 19 * 3$$

$$N_a = 57$$

Con el número de dientes de las ruedas catalinas que se necesitan para lograr la reducción deseada en el sistema y el tipo de cadena que satisface las necesidades de transmisión de potencia se entra a la tabla 3.13. En esta tabla se encuentran las dimensiones que tiene los diversos tipos de ruedas que se disponen. Es importante observar las dimensiones de las ruedas catalinas, el espacio que ocupa el sistema y el diámetro máximo permitido para los ejes en donde se instalarán las ruedas. Entre los

RS 60 RS 80



B-type Single | BW-type Single | B-type Double | BW-type Double | A-type Single

RS60-Pitch 19.05

9	55.70	83		95	24.5	43	32	0.004												
10	61.01	88		125	30.9	49	32	0.007												
11	67.57	78		120	32.0	51	32	0.008												
12	73.60	82		125	32.0	51	32	0.02		12.5	32	58	50	11						
13	79.60	86		19	35.0	57	32	0.04		16.5	35	57	50	13	16	0.43				
14	85.61	93		19	39.5	62	32	0.06		19.0	39.5	62	56	17	16	0.48				
15	91.62	90		19	45.5	68	32	11		19.0	45.5	68	56	20	16	0.56				
16	97.65	107	B	25	47.5	70	32	13	B	19.0	50	76	56	24	16	0.64				
17	103.67	113		19	47.5	70	32	14		19.0	55	82	56	28	16	0.72				
18	109.71	119		19	55.5	83	40	20		19.0	58	87	56	31	16	0.81				
19	115.74	126		19	58	83	40	21		19.0	63	95	56	38	16	0.90				
20	121.78	132		19	55	83	40	22		19.0	69	101	56	41	16	1.0				
21	127.82	138		19	55	83	40	23		19.0	75	107	56	45	16	1.1				
22	133.86	144		19	55	83	40	23		19.0	75	113	56	50	16	1.2				
23	139.90	150		19	55	83	40	24		19	66	98	56	48						
24	145.95	156		19	55	83	40	25		19	66	98	56	48	16	1.4				
25	151.98	162		19	55	83	40	27		19	66	98	56	50	16	1.5				
26	158.01	168		19	55	83	40	29		19	66	98	56	53	16	1.7				
27	164.05	174		19	55	83	40	30												
28	170.14	180		19	55	83	40	31												
29	182.25	193		19	55	83	40	34		19	66	98	56	65	16	2.0				
30	194.35	205		19	55	83	40	37							16	2.0				
31	206.46	217		28	55	83	40	40												
32	218.57	229	BW	19	55	83	40	42	BW	19	66	98	56	78	16	3.1				
33	230.68	241		19	55	83	40	44							16	3.3				
34	242.80	253		19	55	83	40	51												
35	254.92	266		23	60	93	45	58		19	66	98	56	97	16	4.0				
36	273.09	284		23	65	93	45	61												
38	291.29	302		23	60	93	45	74		23	75	107	71	126	20	5.0				
40	309.38	320													20	5.2				
42	327.63	338		23	65	93	45	69		23	75	107	71	180	20	7.4				
45	351.06	375		23	60	93	45	169		23	75	107	71	215	20	9.1				
48	374.30	405		28	75	107	45	128												
50	124.61	435		28	75	107	45	144												
55	454.92	466		28	75	107	45	163												

Note:
1) *has recessed groove in hub for chain clearance. Grooved Dia. are: 9 Teeth — 32mm, 10 Teeth — 37mm and 11 Teeth — 45mm.
2) The dark colored part shows sprockets with induction hardened teeth.
3) Sprockets other than the above can be made upon request.

RS80-Pitch 25.40

9	74.26	85		160	35	58	40	0.01												
10	82.00	93		160	32	62	40	0.01												
11	90.10	101		160	36	69	40	12												
12	98.14	109		160	45	67	40	15												
13	106.16	118	B	160	50	77	40	16	B											
14	114.15	127		160	50	77	40	19												
15	122.17	135		160	63	93	40	26												
16	130.20	143		160	63	93	40	28												
17	138.23	151		160	63	93	40	30												
18	146.27	159		160	63	93	40	32												
19	154.32	167		20	63	93	40	34												
20	162.37	176		20	63	93	40	38												
21	170.42	184		20	63	93	40	39												
22	178.48	192		28	75	107	45	48												
23	186.54	200		28	75	107	45	51												
24	194.60	209		28	75	107	45	54												
25	202.66	215		28	75	107	45	58												
26	210.72	224		28	75	107	45	59												
27	218.79	233		28	75	107	45	61												
28	226.86	241		28	75	107	45	63												
30	243.00	257		28	75	107	45	71												
32	259.14	273		28	75	107	45	79												
34	275.29	288	BW	28	75	107	45	83	BW											
35	283.36	297		28	75	107	45	89		28	80	117	80	172	28	6.8				
36	291.43	306		33	80	117	50	101												
38	307.58	322		33	80	117	50	109												
40	323.74	338		33	80	117	50	118		33	80	127	90	237	33	9.8				
42	339.89	354		33	80	117	50	127												
45	364.12	378		33	80	117	50	142		33	80	127	90	284	33	11.6				
48	388.36	403		33	80	142	50	150							33	13.0				
50	404.52	419													33	14.0				
54	436.84	451		33	80	117	50	182							33	16.0				
60	485.33	500		33	80	117	50	208		33	80	127	90	362	33	20.0				
65	525.73	540																		
70	566.19	581		33	80	127	63	328												
75	606.64	621		33	80	127	63	362												

Note:
1) *has recessed groove in hub for chain clearance. Grooved Dia. are: 9 Teeth — 44mm.
2) The dark colored part shows sprockets with induction hardened teeth.
3) Sprockets other than the above can be made upon request.

Tsubaki, RS standar sprokets RS60 RS80.

Tabla 3.13

datos que se requieren para la selección del sistema de reducción que se analiza se encuentran los diámetros de los ejes en donde se instalarán las ruedas (Ver tabla 3.9). Al comparar estos valores con los diámetros máximos permitidos en las ruedas catalinas RS60 se comprueba que no existe la posibilidad de instalar una rueda catalina en el eje receptor pues el diámetro máximo permitido es 75mm y el diámetro del eje receptor es de 80mm. Al revisar la tabla 3.13 en donde se encuentran las dimensiones para de las ruedas catalinas tipo RS80 se observa que si existe un tipo de rueda que permite la instalación en el eje receptor. La rueda catalina escogida para el eje receptor es la que tiene 36 dientes. Para calcular el número de dientes que tendrá la rueda impulsora se vuelve a usar la ecuación 3.36:

$$N_a = N_{mr} * Red_c$$

$$N_{mr} = N_a / Red_c$$

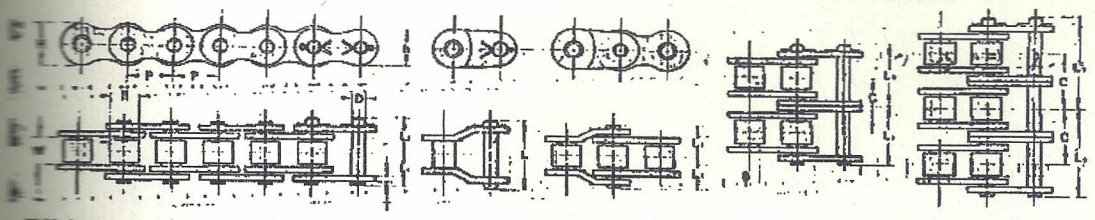
$$N_{mr} = 36 / 3$$

$$N_{mr} = 12$$

Se debe verificar nuevamente si la rueda catalina impulsora de 12 dientes puede transmitir la potencia deseada con la velocidad angular a la salida del motorreductor [ω_{mr}]. Estos valores se los encuentra en la tabla 3.14. Al revisar la tabla se encuentra que la máxima potencia que puede transmitir la cadena RS80 bajo las condiciones establecidas es de 0.99KW y el paso de la cadena [p] es de 25.4mm Los requerimientos del sistema se satisfacen por completo, las dimensiones de las ruedas catalinas se detallan en la figura 3.14 en la tabla 3.15

RS80

Pitch 25.40 mm



TSUBAKI Chain No.	ANSI No.	Pitch P	Roller Diameter R	Width between Roller Link Plates W	Link Plate Thickness T	Link Plate H	Link Plate h	Pin Diameter D
RS 80	80	25.40	15.88	15.88	3.2	24.1	20.8	7.94

TSUBAKI Chain No.	Number of Strands n	Pitch L1	Pitch L2	Pitch L3	Pitch L4	Transverse Pitch C	Type of Pin	Standard ANSI Minimum Ultimate Strength kgf	Average Tensile Strength kgf	Maximum Allowable Load kgf	Weight kg/m	Weight kgf/m	Number of Links per One Unit
RS 80	1	35.5	16.25	19.25	36.0	29.3	Riveted	5,670	8,000	1,500	2.68		
RS 80-2	2	64.8	30.9	33.9	67.5		Riveted	11,340	16,000	2,550	5.27		
RS 80-3	3	94.1	45.6	48.5	96.9		Riveted	17,010	24,000	3,750	7.89		120
RS 80-4	4	123.5	60.25	63.25	126.3		Riveted	22,680	32,000	4,950	10.50		
RS 80-5	5	152.9	74.95	77.95	155.6		Riveted	28,350	40,000	6,650	13.11		
RS 80-6	6	182.1	89.6	92.5	184.9		Riveted	34,020	46,000	6,900	15.73		

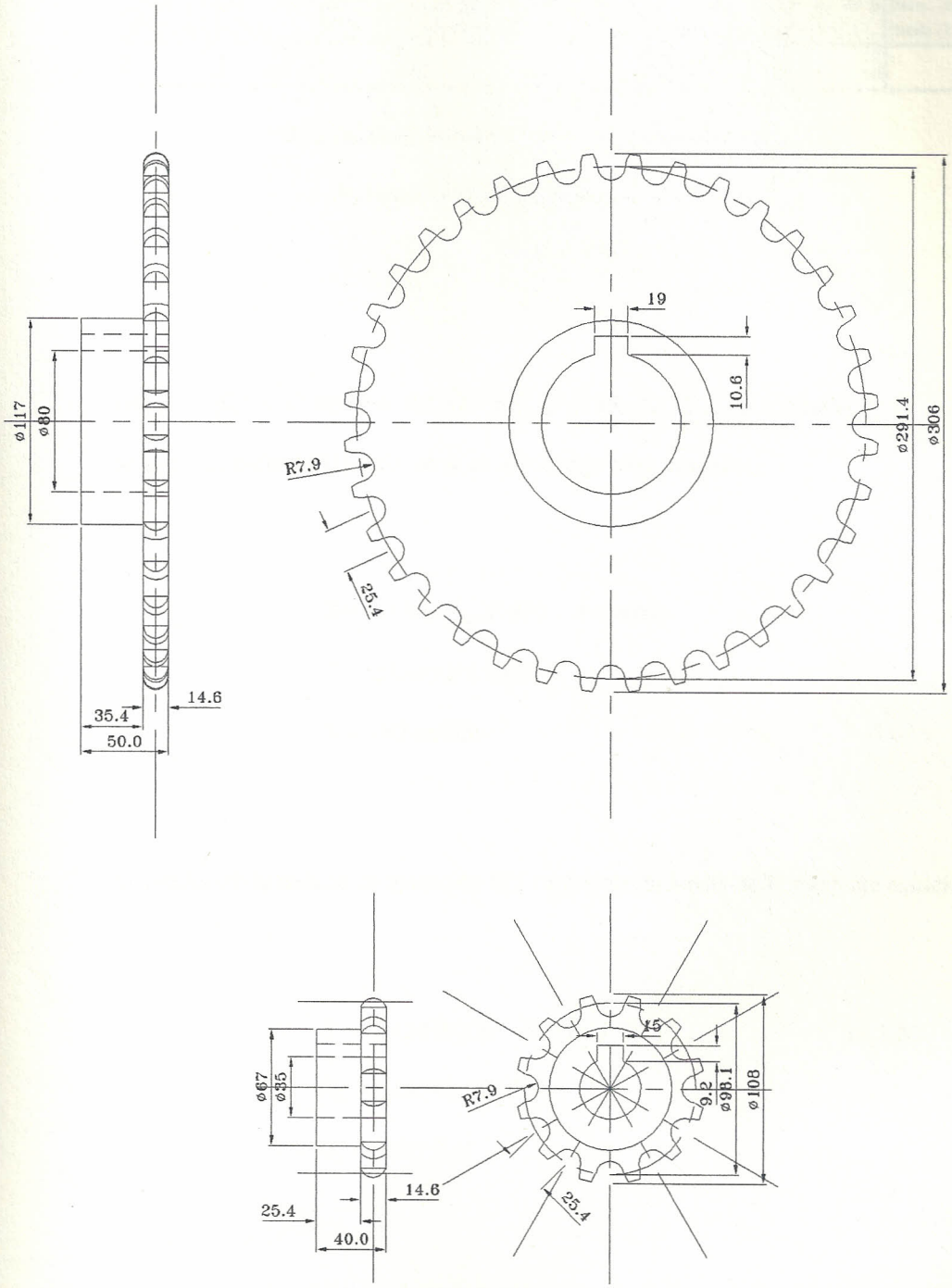
Maximum Kilowatt Ratings

No. of Teeth Small Sprkt	Maximum R.P.M. — Small Sprocket: 10	25	50	100	150	200	300	400	500	600	700	800	900	1000	1100	1200	1400	1600	1800	2000	2200	2400	2700	3000	3400
	Type of Lubrication System: A											B										C			
9	0.32	0.73	1.36	2.93	3.65	4.72	6.80	8.80	10.8	12.7	14.6	15.2	12.7	10.8	9.40	8.21	6.54	5.35	4.48	3.83	3.32	2.91	2.44	2.08	1.79
10	0.36	0.81	1.52	2.84	4.08	5.29	7.61	9.86	12.1	14.2	16.3	17.9	14.8	12.7	11.0	9.62	7.68	6.27	5.25	4.48	3.89	3.41	2.86	2.44	2.02
11	0.40	0.90	1.68	3.14	4.53	5.86	8.44	10.9	13.4	15.6	18.1	20.4	17.2	14.6	12.7	11.1	8.80	7.23	6.06	5.17	4.48	3.93	3.30	2.81	1.27
12	0.43	0.99	1.85	3.45	4.97	6.44	9.27	12.0	14.7	17.3	19.9	22.4	19.5	16.6	14.5	12.7	10.1	8.21	6.90	5.89	5.11	4.46	3.76	3.21	0
13	0.48	1.08	2.02	3.76	5.42	7.02	10.4	13.1	16.0	18.9	21.7	24.4	22.2	18.8	16.3	14.3	11.3	9.33	7.76	6.65	5.78	6.06	4.24	3.62	0
14	0.51	1.17	2.19	4.08	5.87	7.61	11.0	14.2	17.3	20.4	23.5	26.5	24.8	21.0	18.2	16.0	12.7	10.4	8.73	7.43	6.44	5.65	4.74	4.04	0
15	0.55	1.26	2.35	4.39	6.33	8.19	11.8	15.3	18.7	22.0	25.3	28.5	27.5	23.3	20.2	17.8	14.1	11.5	9.62	8.21	7.14	8.27	5.26	4.48	0
16	0.59	1.35	2.52	4.71	6.78	8.78	12.7	16.4	20.0	23.6	27.1	30.6	30.3	25.7	22.2	19.5	15.5	12.7	10.6	9.19	7.83	6.90	5.79	4.94	0
17	0.63	1.44	2.69	5.02	7.24	9.38	13.5	17.5	21.4	25.2	29.0	32.7	33.1	28.1	24.4	21.4	16.9	13.9	11.6	9.92	8.58	7.54	6.33	5.41	0
18	0.68	1.54	2.86	5.35	7.70	9.97	14.4	18.6	22.8	26.8	30.8	34.7	36.1	30.7	26.6	23.3	18.5	15.1	12.7	10.8	9.40	8.21	6.90	5.89	0
19	0.71	1.03	3.03	5.67	8.16	10.6	15.2	19.7	24.1	28.4	32.7	36.8	39.1	33.2	28.8	25.3	20.1	16.4	13.7	11.7	10.1	8.95	7.46	6.39	0
20	0.76	1.72	3.21	5.99	8.63	11.2	16.1	20.9	25.5	30.0	34.5	38.9	42.3	35.9	31.1	27.3	21.6	17.8	14.8	12.7	11.0	9.62	8.06	0	
21	0.79	1.81	3.38	6.32	9.10	11.8	17.0	22.0	26.9	31.7	36.4	41.0	45.5	38.6	33.4	29.4	23.3	19.1	16.0	13.7	11.9	10.4	8.73	0	
22	0.84	1.91	3.56	6.64	9.57	12.4	17.8	23.1	28.3	33.3	38.3	43.1	48.0	41.4	35.9	31.5	25.0	20.4	17.2	14.6	12.7	11.1	9.33	0	
23	0.87	2.00	3.74	6.97	10.0	13.0	18.7	24.3	29.7	34.9	40.1	45.3	50.3	44.2	38.3	33.6	26.7	21.9	18.4	15.7	13.6	11.9	10.0	0	
24	0.92	2.10	3.91	7.29	10.5	13.6	19.6	25.4	31.1	36.6	42.0	47.4	52.7	47.5	40.9	35.9	28.6	23.9	19.5	16.8	14.6	12.7	10.6	0	
25	0.96	2.19	4.09	7.62	11.0	14.2	20.5	26.5	32.4	38.2	43.9	49.5	55.1	50.5	43.2	38.1	30.3	24.8	20.7	17.8	15.4	13.5	11.3	0	
26	1.00	2.29	4.27	7.96	11.5	14.8	21.4	27.7	33.8	39.9	45.8	51.7	57.5	53.5	46.1	40.4	32.1	26.9	22.0	18.8	16.3	14.3	12.0	0	
28	1.09	2.48	4.62	8.61	12.4	16.1	23.2	30.0	36.7	43.2	49.6	56.0	62.2	59.8	51.5	45.2	35.9	29.4	24.6	21.0	18.2	16.0	0		
30	1.17	2.66	4.98	9.28	13.4	17.3	24.9	32.3	39.5	46.6	53.5	60.3	67.1	66.3	57.2	50.1	39.8	32.5	27.3	23.3	20.2	17.8	0		
32	1.25	2.86	5.34	9.95	14.3	18.6	26.7	34.7	42.4	49.9	57.3	64.7	71.9	73.1	62.9	55.2	43.8	35.9	30.1	25.7	22.2	19.5	0		
35	1.38	3.15	5.88	11.0	15.8	20.5	29.5	38.2	46.7	55.0	63.2	71.2	79.2	83.6	72.0	63.2	50.1	41.0	34.4	29.4	25.4	0			
40	1.59	3.64	6.79	12.7	18.2	23.6	34.0	44.1	53.9	63.5	73.0	82.3	91.5	101	87.3	76.8	61.3	50.1	42.0	35.9	14.9	0			
55	1.81	4.13	7.70	14.4	20.7	26.6	38.7	50.1	61.2	72.1	82.9	93.4	104	114	106	91.8	73.1	59.8	50.1	40.4	0				

Remarks: 1) Multiply the value given in the above by the multi strand factor (Page 10) in order to obtain the transmission kW of multi-strand chain.
2) Refer to page 78 for an explanation of lubricating methods. Please consult Tsubaki for use of kilowatt ratings to the right of the boundary line.

Tsubaki RS roller chain RS80

TABLA 3.14



Dimensiones de las ruedas catalinas
RS80 de 12 y 36 dientes.
FIGURA 3.14

Número de dientes (N)	Diámetro de paso (Dp)	Diámetro exterior (Do)	Diámetro del eje mínimo (d)	Diámeto del eje máximo (Dmáx)	Diámetro exterior de la manzana (Dh)	Ancho de la rueda (L)	Peso de la rueda (kg)
12	98.14	108	19	45	67	40	1.5
36	291.43	306	33	80	117	50	10.1

Dimensiones de las ruedas catalinas RS80 utilizadas

en la transmisión de potencia con cadenas

TABLA 3.15

Para completar el análisis del sistema se puede calcular la velocidad a la que se desplaza la cadena [S] mediante el uso de la siguiente ecuación:

$$S = (p^* N_{rar} *_{.rar})/1000 \quad (m/min.) \qquad ec.37$$

$$S = (25.4*12*25)/1000$$

$$S = 7.62 \text{ m/min.}$$

La tensión de la cadena en operación [T_s] se determina mediante la siguiente ecuación:

$$T_s = (6120*P_c)/S \quad (Kgf) \qquad ec.3.38$$

$$T_s = (6120*0.7)/7.62$$

$$T_s = 562.2 \text{ Kgf}$$

La distancia entre los centros [C] de las ruedas catalinas depende muchas veces del diseño de forma del sistema, pero existen rangos recomendados que se pueden determinar mediante la aplicación de las siguientes fórmulas que se encuentran en función del diámetro de paso de la catalina transmisora [D_p] y receptora [d_p]:

$$C_{mínimo} = 0.7*(D_p + d_p) \quad (mm) \qquad \text{ec.3.39}$$

$$C_{mínimo} = 0.7*(291.43 + 98.14)$$

$$C_{mínimo} = 272.69 \text{ mm}$$

$$C_{máximo} = 2.0*(D_p + d_p) \quad (mm) \qquad \text{ec.3.40}$$

$$C_{máximo} = 2.0*(291.43 + 98.14)$$

$$C_{máximo} = 779.14 \text{ mm}$$

$$272.69 \text{ mm} < C < 779.14 \text{ mm}$$

El intervalo establecido origina criterios con los que se podrá determinar fácilmente la distancia final más óptima. Para el caso que se analiza la distancia entre los centros de las ruedas catalinas es fijada en 500 mm.

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

3.3.3 Selección de los rodamientos y chumaceras para el eje motriz.

Existen varios métodos que se pueden seguir para la selección de los rodamientos o chumaceras para un sistema, los fabricantes ponen a disposición catálogos donde se encuentran procedimientos recomendados. Estos procedimientos son muy similares entre sí, para efecto de los siguientes análisis se considera el uso del "Catálogo para rodamientos NTN"(9).

Para la selección de los rodamientos se empieza considerando los diferentes criterios que existen sobre la base del diseño de forma.

- Se considera el uso de chumaceras con rodamiento rígido de bolas, entre las características se encuentra principalmente la capacidad de auto alineamiento.
- Relubricables, pues el sistema de potencia es de uso intermitente y sometido a un ambiente de alta humedad.
- El diámetro del eje en el punto donde se colocará el rodamiento es de 60mm, entonces el diámetro del anillo interior del rodamiento tiene que ser mínimo de 60mm.
- Adecuado para trabajar con cargas moderadas a baja velocidad.

Entre las chumaceras existen ciertas diferencias que se deben considerar al momento de escoger alguna, es por eso que se describe a continuación las clases y características más relevantes de las chumaceras NTN:

Construcción.

Las chumaceras, se componen de un rodamiento rígido de bolas y su alojamiento de material echo con hierro fundido o de acero prensado, disponibles en variadas formas.

La superficie exterior del rodamiento y la superficie interna de la chumacera son esféricos, lo que permite su auto-alineabilidad.

Por lo general, y dependiendo de su aplicación, las chumaceras se clasifican en dos tipos a saber:

a) No relubricables
b) Relubricables.

Características de las chumaceras relubricables.

Su diseño permite la relubricación aún en caso que exista un desalineamiento de 2 grados a la izquierda o la derecha.

El uso de las chumaceras tipo relubricables, se hace necesario cuando se presentan situaciones como las siguientes:

- Temperatura de operación alcanza los 100°C.
- Salpicadura de agua o cualquier otro líquido nocivo al rodamiento.
- Maquinaria de uso intermitente operando en áreas con alta humedad.

Características y diseño de los rodamientos de las chumaceras.

Rodamiento con prisionero de fijación. (Tipos UC, AS, UR): Adecuados para trabajar en aquellas aplicaciones de uso común, en las que no existe alta velocidad ni vibración.

Rodamiento con anillo de fijación excéntrico con prisionero. (Tipos UEL, AEL): Estos rodamientos, deben utilizarse para aquellas aplicaciones en las que se requiera soportar carga y mayor velocidad.

Rodamiento con manguito de fijación. (Tipo UK): Adecuados para trabajos en los que se requiere soportar alta velocidad y vibración.

Cálculo de las cargas radiales totales.

A partir de los datos obtenidos en la sección 3.2.2 se procede a calcular las cargas radiales. Para recordar los datos que se encontraron en los puntos donde descansa el eje se resumen esos resultados en la tabla 3.16.

Puntos de apoyo	plano	
	x	y
R_B (N)	1690.5	898.3
R_E (N)	6395.9	818.3
R_G (N)	807	751.2

Reacciones en los puntos de apoyo del eje motriz.

TABLA 3.16

Por análisis del funcionamiento del sistema y por el tipo de rodamientos que se usarán se concluye que no existen cargas axiales de consideración en las chumaceras, sólo se tendrán cargas radiales.

Fórmula utilizada para hallar la carga radial total [R_T] y el análisis de las cargas radiales totales en cada punto de apoyo se desarrolla a continuación:

$$R_T = (R_x^2 + R_y^2)^{1/2} \qquad \text{ec.3.41}$$

$$R_{BT} = (R_{Bx}^2 + R_{By}^2)^{1/2}$$

$$R_{BT} = (1690.5^2 + 898.3^2)^{1/2}$$

$$R_{BT} = 1914.34 \text{ N}$$

$$R_{ET} = (R_{Ex}^2 + R_{By}^2)^{1/2}$$

$$R_{ET} = (6395.9^2 + 818.3^2)^{1/2}$$

$$R_{ET} = 6448.03\text{N}$$

$$R_{GT} = (R_{Gx}^2 + R_{Gy}^2)^{1/2}$$

$$R_{GT} = (807.0^2 + 751.2^2)^{1/2}$$

$$R_{GT} = 1102.52 \text{ N}$$

Para hacer el cálculo de selección del rodamiento más confiable, se considera la carga radial total más elevada. Y para mantener concordancia con la nomenclatura del manual de rodamientos la "carga dinámica equivalente para rodamientos radiales"[P_r] será igual a la carga radial total en el punto E [R_{ET}]:

$$P_r = R_{ET} = 6448.03 \text{ N}$$

Cálculo de la vida nominal básica (L_{10h}).

La vida nominal básica depende principalmente del tipo de aplicación en el que se utilizarán los rodamientos así como de la naturaleza de la máquina. Existen varias tablas en las que se pueden tomar referencias de los valores aconsejados según el tipo de maquinaria, la siguiente tabla tomada del libro "Diseño en ingeniería mecánica; Joseph Edward Shigley" da la vida nominal básica en miles de horas según la clase de maquinaria:

TIPO DE APLICACION	VIDA Kh
Instrumentos y aparatos de uso poco frecuente.	Hasta 0.5
Motores de avión.	0.5-2.0
Máquinas para operación breve o intermitente, donde la interrupción del servicio es de poca importancia.	4.0-8.0
Máquinas para servicio intermitente, donde la operación confiable es de gran importancia.	8.0-14.0
Máquinas para servicio de 8 h que no siempre se utiliza plenamente.	14-20
Máquinas para servicio de 8 h que se utiliza plenamente.	20-30
Máquinas para servicio contínuo las 24 h	50-60
Máquinas para servicio contínuo las 24 h, donde la confiabilidad es de suma importancia.	100-200

Recomendaciones de duración de cojinetes para diversas clases de maquinaria.

TABLA 3.17

El valor escogido es de 8-14 Kh por la naturaleza del trabajo al que estará sometida la máquina que es de servicio intermitente, donde la operación confiable es de gran importancia. Para la realización de cálculos posteriores se tomará un valor de L_{10h}= 14.000 horas.

Cálculo de la capacidad básica de carga dinámica para rodamientos radiales (C_r).

La definición de la "capacidad básica de carga dinámica" según el fabricante NTN es una expresión de la capacidad de carga de un rodamiento basado en una carga constante que el rodamiento puede sostener por un millón de revoluciones (la vida nominal básica).

El fabricante proporciona una ecuación que relaciona la capacidad básica de carga dinámica [C_r] con la carga dinámica equivalente [P_r], la vida nominal básica [L_{10h}] y la

velocidad rotacional [n] a la que estará sometida el rodamiento. A partir de esta ecuación se puede despejar el valor de C_r.

$$L_{10h} = (10^6/60n)*(C_r/P_r)^p \qquad \text{ec.3.42}$$

$$C_r = P_r*((60n*L_{10h})/10^6)^{1/p} \qquad \text{ec.3.43}$$

El exponente "p" adquiere un valor determinado por el fabricante según el tipo de rodamiento que se analiza, para el caso de la chumacera que utiliza rodamientos rígidos de bolas, el valor del exponente es igual a 3. Y recordando el valor de la velocidad angular a la que girará el sistema es de 8.33 r.p.m..

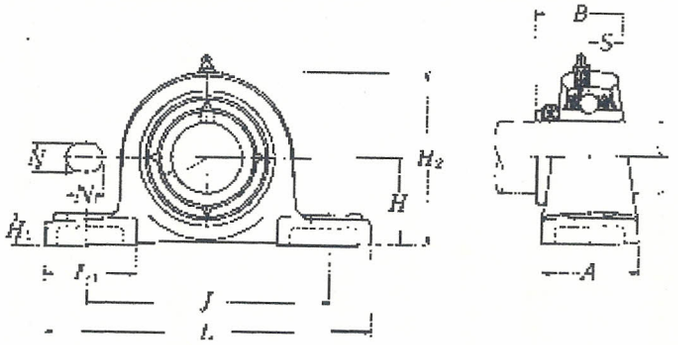
$$C_r = 6448.03N*((60*8.33rpm*14000h)/10^6))^{1/3}$$

$$C_r = 12.334{,}6\ N$$

Con la capacidad básica de carga dinámica y el diámetro del eje se entra a la tabla 3.18 que es fiel copia de la "tabla del catálogo NTN para chumaceras con rodamiento rígido de bolas" y se selecciona la chumacera para el eje motriz, considerando principalmente que el valor de C_r se acerque lo más posible al encontrado en el cálculo anterior.

UCPL2

Tipo soporte de baja altura de acero fundido
Con tornillo de fijación (Prisionero)



Diámetro del eje mm / pulg.	Número [1][2][3] de la chumacera	Dimensiones nominales											Tamaño del perno mm / pulg.	Número del rodamiento	Número del rodamiento	Peso de la chumacera kg	Peso de la chumacera lb
						mm		pulg.									
		H	L	J	A	N	N1	H1	H2	L1	B	S					
55	UCPL211D1	61.91	219	171	60	20	23	23	124	65	55.6	22.2	M16	UC211D1	PL211D1	3.2	
2	UCPL211-200D1													UC211-200D1	PL211D1		
2 1/16	UCPL211-201D1	2 1/16	8 5/8	6 23/32	2 3/8	25/32	29/32	29/32	4 7/8	2 9/16	2.1890	0.874	5/8	UC211-201D1	PL211D1	7.1	
2 1/8	UCPL211-202D1													UC211-202D1	PL211D1		
2 3/16	UCPL211-203D1													UC211-203D1	PL211D1		
60	UCPL212D1	68.26	241	181	70	20	23	25	136	70	55.1	25.4	M16	UC212D1	PL212D1	4.5	
2 1/4	UCPL212-204D1													UC212-204D1	PL212D1		
2 5/16	UCPL212-205D1	2 11/16	9 1/2	7 1/4	2 3/4	25/32	29/32	31/32	5 11/32	2 3/4	2.5630	1.000	5/8	UC212-205D1	PL212D1	9.9	
2 3/8	UCPL212-206D1													UC212-206D1	PL212D1		
2 7/16	UCPL212-207D1													UC212-207D1	PL212D1		

1) Estos números indican que son del tipo relubricable. Si se necesita el tipo libre-de-mantenimiento, por favor ordene sin el sufijo "D1".
NOTA:Por favor, refiérase a la página 23 para el tamaño de la grasera.

Chumaceras con rodamiento rígido de bolas.

TABLA 3.18

El rodamiento escogido es el UCPL212D1, al que le corresponde un rodamiento rígido de bolas UC212D1; con las siguientes características:

UC: Rodamiento con prisionero de fijación.

PL: Soporte de brida (Hierro colado)

2: De tamaño ligero

12: diámetro del anillo interior 12*5 = 60mm

D1: de tipo relubricable.

C_r: 52500N

C_{or}: 36000N

Peso total: 4.5Kg

Cálculo del factor de seguridad. (S_o)

Con el valor de C_{or} y $P_{r\,máx.} = C_r$ calculado, se encuentra el valor del factor de seguridad aplicando la ecuación recomendada por el fabricante NTN:

$$S_o = C_{or}/P_{r\,máx.} \qquad \text{ec.3.44}$$

$S_o = 36000/12334.6$

$S_o = 2.9$

Al comparar el valor de S_o encontrado con los valores mínimos permisibles, dados en la tabla 3.19 (tabla 5.4 del "Catálogo de rodamientos NTN", pág. A-44), donde se confirma la validez del rodamiento escogido y por consiguiente de la chumacera.

$$S_o > S_{o\,mín.} \qquad \text{ec.3.45}$$

$$2.9 > 0.5$$

Condiciones de operación	Rodamientos de bolas
Precisión rotacional alta	2
Precisión rotacional normal (aplicación universal)	1
Permite deterioro por precisión rotacional ligera. (velocidad baja, cargas grandes, etc..)	0.5

Valores mínimos del factor de seguridad S_o

TABLA 3.19

Donde se escoge el valor de 0.5 por tratarse de un sistema que deberá soportar velocidades bajas y cargas relativamente altas.

Recálculo de la vida del cojinete.

Con el nuevo valor de C_r = 52500N, P_r y el dato de la velocidad angular se puede calcular nuevamente por medio de la ecuación $L_{10h} = (10^6/60n)*(C_r/P_r)^P$, la vida del cojinete bajo las condiciones de operación.

$L_{10h} = (10^6/(60*8.33\text{rpm}))*(52500\text{N}/12334.6\text{N})^3$

$L_{10h} = 1079.5\ \text{Kh}$

CAPÍTULO IV

DISEÑO

DEL SISTEMA NEUMÁTICO

IV. DISEÑO DEL SISTEMA NEUMÁTICO.

4.1 DESCRIPCIÓN DE LOS COMPONENTES.

Para el funcionamiento del tope neumático se requiere proporcionar un movimiento lineal que levante y baje la masa del tope, que sea de reducidas dimensiones y de sencilla instalación. Dentro de la planta se dispone de un circuito de aire comprimido que se puede aprovechar para instalar un circuito neumático, la utilización de este tipo de sistemas proporciona un medio factible para lograr el movimiento lineal requerido dentro del diseño del tope neumático.

El movimiento lineal se consigue al instalar un cilindro neumático en la parte inferior del tope (Ver plano 2.3) y para controlar este movimiento, el circuito de aire comprimido se compone de una "válvula distribuidora 4/2 de accionamiento por palanca", una "válvula distribuidora 3/2 normalmente cerrada con pilotaje a presión" y una válvula de estrangulación (Ver la figura 4.1). El compresor proporciona una "presión útil o de trabajo" de 6 bar.

Una característica importante de resaltar en el circuito neumático, es que la alimentación del aire para el "cilindro" es independiente de la alimentación de aire a la "válvula distribuidora 4/2" que controla el movimiento. Esto se debe principalmente para evitar las caídas de presión debidas a la tubería que se debe instalar desde el punto de aplicación hasta el punto de operación o control.

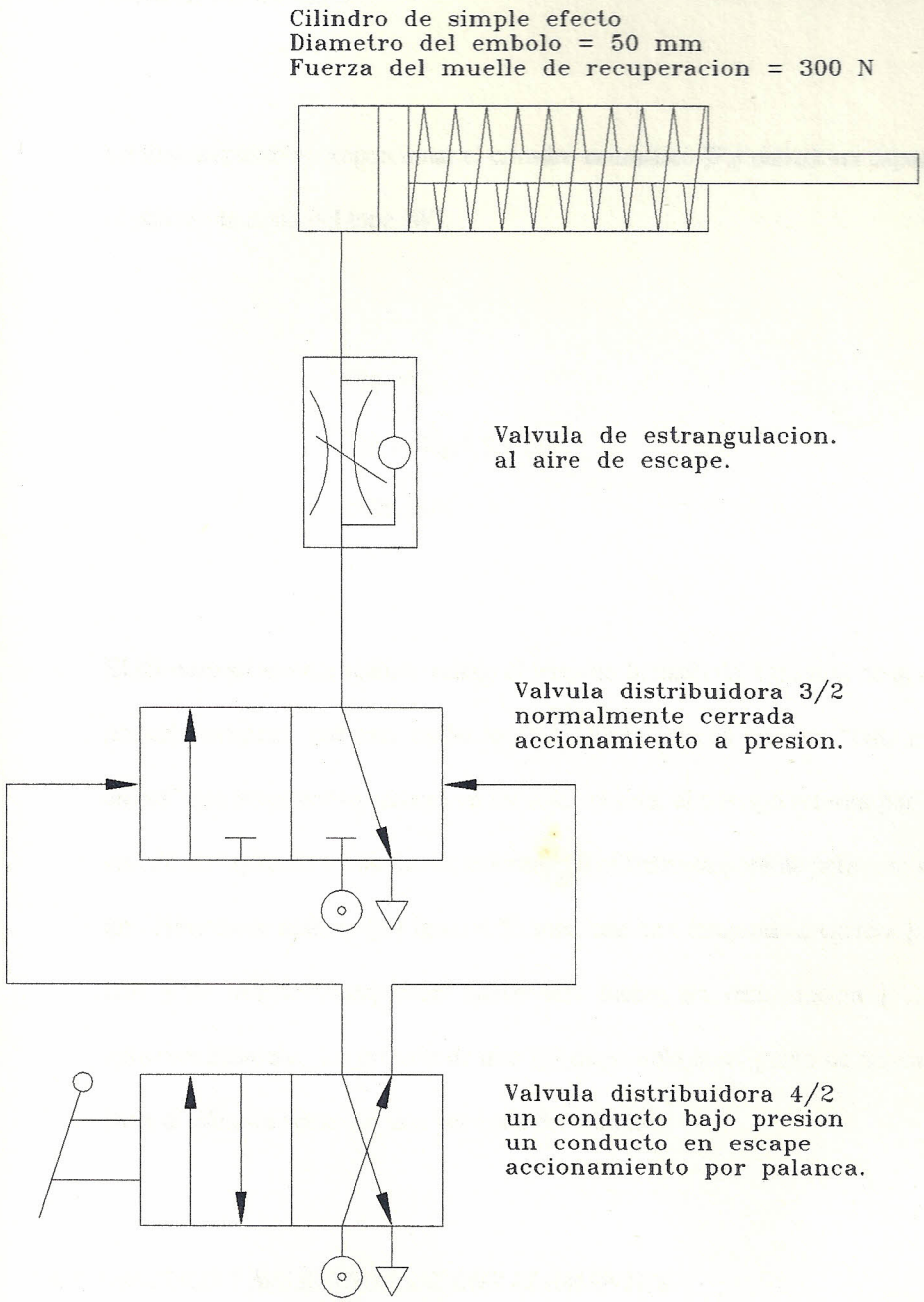


Diagrama del circuito neumatico para el tope de la mesa de arrastre.
FIGURA 4.1

4.2 CARGAS DE DISEÑO.

La fuerza que debe proporcionar el cilindro neumático [F_n] deberá ser capaz de levantar el peso de la masa del tope [W].

$$W = m*g$$

$$= 36.75\ Kg * 9.8\ m/s^2$$

$$= 360.15\ N$$

El cilindro solamente realiza trabajo al levantar la masa del tope mas no al regresar a su posición original, por esta razón lo más conveniente es usar un "cilindro de simple efecto" que proporciona trabajo en un solo sentido, el vástago retorna por efecto de un muelle incorporado o una fuerza externa. El cilindro disponible para este sistema tiene un diámetro de émbolo [D] igual a 50 mm, con una longitud de carrera [s] igual a 85 mm y el muelle incorporado ejerce una fuerza de recuperación [F_F] de 300 N aproximadamente. La presión de aire [p] disponible en el punto de aplicación es de 6 bar y el cilindro opera [n] una vez cada dos minutos.

4.3 CÁLCULO Y SELECCIÓN DE LOS ELEMENTOS.

Con todos los datos proporcionados en el ítem anterior se calculará la fuerza real [F_n] y el consumo de aire [V_c] en el cilindro neumático (10) (11).

4.3.1 Cálculo de la fuerza real en el cilindro neumático de simple efecto.

Para calcular la fuerza real [F_n] que imprime el cilindro neumático se deben considerar la fuerza de rozamiento [F_R] que se ejerce al moverse el émbolo y la fuerza del muelle de recuperación [F_F]. La fuerza de rozamiento en condiciones normales de servicio representa de un 3 a un 20% de la fuerza calculada o teórica [$F_{teór}$]. La fuerza teórica depende de la presión de trabajo [p] y la superficie útil del émbolo [A].

$$F_{teór} = A*p \qquad \text{ec.4.1}$$

$$= [(\pi/4)*D^2]*p$$

$$= [(\pi/4)*(0.05m)^2]*6*10^5\ Pa$$

$$= 1178\ N$$

La fuerza de rozamiento se considerará un 10% de la fuerza teórica:

$$F_R = 0.1 * F_{teór} \qquad \text{ec.4.2}$$

$$= 0.1 * 1178\ N$$

$$= 117.8\ N$$

Finalmente la fuerza real puede ser expresada con la siguiente fórmula:

$$F_n = F_{teór} - (F_R + F_F) \qquad \text{ec.4.3}$$

$$= 1178\ N - (117.8\ N + 300\ N)$$

$= 760.2\ N$

Al comparar la fuerza real del cilindro con la fuerza o peso que debe vencer se aprecia claramente que está capacitado para realizar este trabajo $F_n > W$.

4.3.2 Cálculo del consumo de aire.

Para determinar el consumo de aire [V_c] en el sistema se deben considerar la frecuencia de operación [n], la superficie útil del émbolo [A] y la longitud de carrera [s]. Previamente se calcula un factor llamado "relación de compresión" que permite considerar la compresión del aire bajo condiciones normales de operación y a nivel del mar.

$$\text{Relación de compresión} = (101.3\ KPa + p) / 101.3\ KPa \qquad \text{ec.4.4}$$

$$= (101.3\ KPa + 600\ KPa) / 101.3\ KPa$$

$$= 6.9$$

Fórmula para determinar el consumo de aire:

$$V_c = s * n * A * \text{Relación de compresión.} \qquad \text{ec.4.5}$$

$$= 8.5cm * 0.5min^{-1} * [(\pi/4)*(50cm)^2] * 6.9$$

$$= 575.8\ cm^3/min.$$

Para realizar un análisis más exacto del consumo de aire se debe considerar el aire que llenan las cámaras primarias y secundarias del cilindro neumático, generalmente los fabricantes proveen de cuadros en los cuales se puede obtener el dato del volumen de aire que ocupan estas cámaras. Para el cilindro neumático objeto del análisis la cámara ocupa 19 cm^3 de aire, por lo que este valor debe ser añadido al encontrado anteriormente.

$$V_c = (575.8 + 19)cm^3/min.$$

$$= 594.8\ cm^3/min.$$

CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES.

Durante el desarrollo de esta tesis de grado, se asumieron situaciones con el objeto de obtener modelos matemáticos. Estos modelos se analizaron y se encontraron valores que permitieron formarse criterios relacionados con la factibilidad de creación y la seguridad en la operación posterior del equipo y sus elementos. Las conclusiones y las recomendaciones se describen a continuación siguiendo el mismo orden del desarrollo de esta tesis.

Capítulo I.

Consideraciones Generales.

Conclusiones.- Para desarrollar cualquier diseño mecánico se debe mantener una idea clara del objetivo a seguir y del entorno en el cual se desarrolla. En el caso de una máquina que forma parte de un proceso industrial, el ingeniero debe familiarizarse con las características de la máquina a desarrollar y del proceso, para lograr de esta forma que el diseño se complemente eficientemente al proceso en general.

Recomendaciones.- Depende de la importancia y de la confiabilidad que requiere el diseño, el número de factores a considerar. En este diseño se pueden realizar análisis complementarios como podría ser la contaminación por ruido que genera la operación de la misma.

Capítulo II.

Diseño del sistema estructural.

Conclusiones.- Al revisar los factores de seguridad calculados se puede advertir cuál de los elementos tendrá mas tendencia a fallar con el transcurso del tiempo. Siempre y cuando la estructura opere bajo las condiciones establecidas.

Se puede apreciar claramente que la viga cuadrada de 80*80 del tope neumático mantiene el menor factor de seguridad calculado en el sistema, por lo cual es la que más tendencia a fallar mantiene. En el caso de la viga se debe recordar que la carga utilizada para el análisis es la más crítica o la más elevada, análisis que no considera que otros elementos también pueden absorber parte de esa carga.

Recomendaciones.- En la estructura del tope neumático se puede profundizar en su comportamiento real bajo una carga. Se puede medir la fuerza real de impacto mediante pruebas en el tope neumático de la mesa de enfriamiento puesto que las características de impacto son similares a las que se daría en el elemento cuestión de análisis. Y con un valor real de carga se puede estudiar el comportamiento de la estructura utilizando el procedimiento de elementos finitos.

Capítulo III.

Diseño del sistema de potencia.

Conclusiones.- Es interesante comprobar los valores de los factores de fricción estáticos que se encuentran entre los materiales utilizados, el método experimental empleado en este capítulo puede ser de gran utilidad cuando por diversos factores como la calidad de superficie no es posible utilizar los factores que se encuentran en las tablas tradicionales.

Recomendaciones.- Al realizar el análisis de los componentes de este sistema se logra apreciar cierto sobredimensionamiento, esto se da principalmente porque los elementos utilizados dentro del diseño son los que se disponen en la bodega de la planta para el cual se desarrolló el proyecto. Sería de gran utilidad calcular las dimensiones de los componentes para que el diseño sea el más acertado considerando las cargas a las que se somete el sistema.

Capítulo IV.

Diseño del sistema neumático.

Conclusiones.- El sistema se caracteriza por su sencillez, esta característica es fundamental para la aplicación que cumpla con las necesidades en esta parte del diseño. Su bajo costo de operación es otro factor que hace que este tipo de sistema sea idóneo para su aplicación.

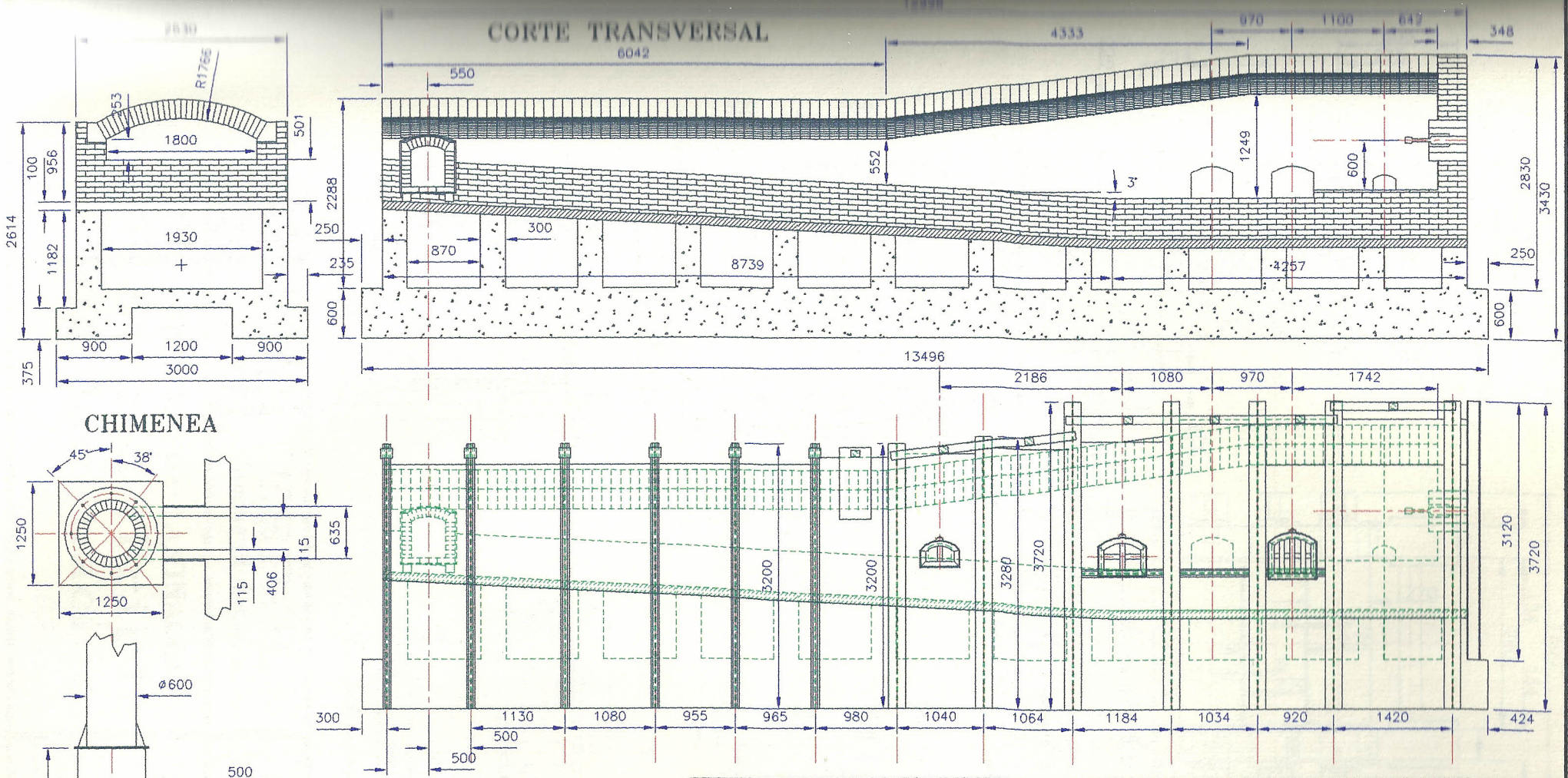
Recomendaciones.- Para lograr una mejor coordinación del proceso se puede proceder a una automatización que incluya a todos los sistemas, esto involucrarían a sensores que determinarían el momento indicado para su accionar, el tope neumático, la cizalla, los polines motorizados de la mesa de enfriamiento y el sistema que trasladan los perfiles a la mesa de empaque.

PLANOS

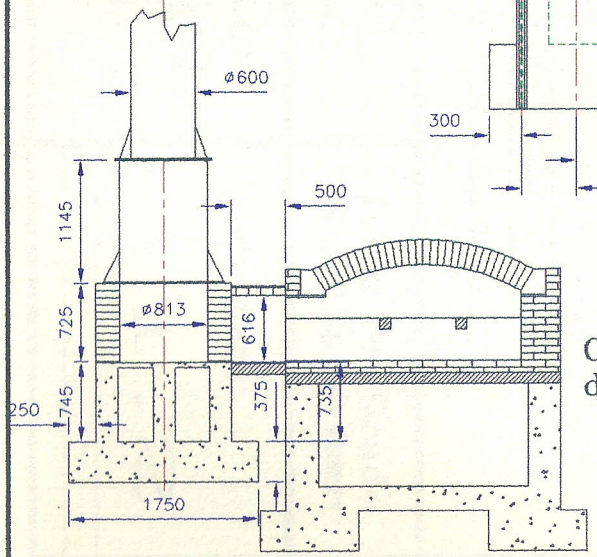
DE

CONSTRUCCIÓN

CORTE TRANSVERSAL

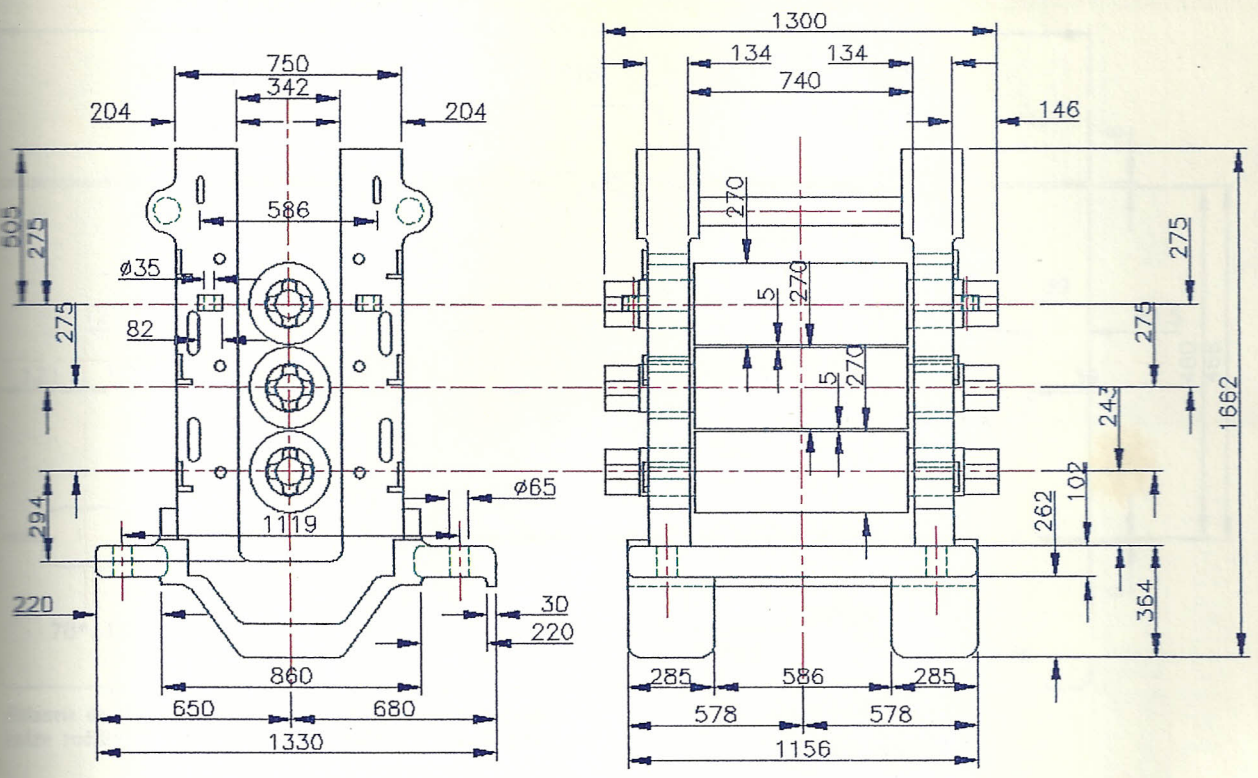


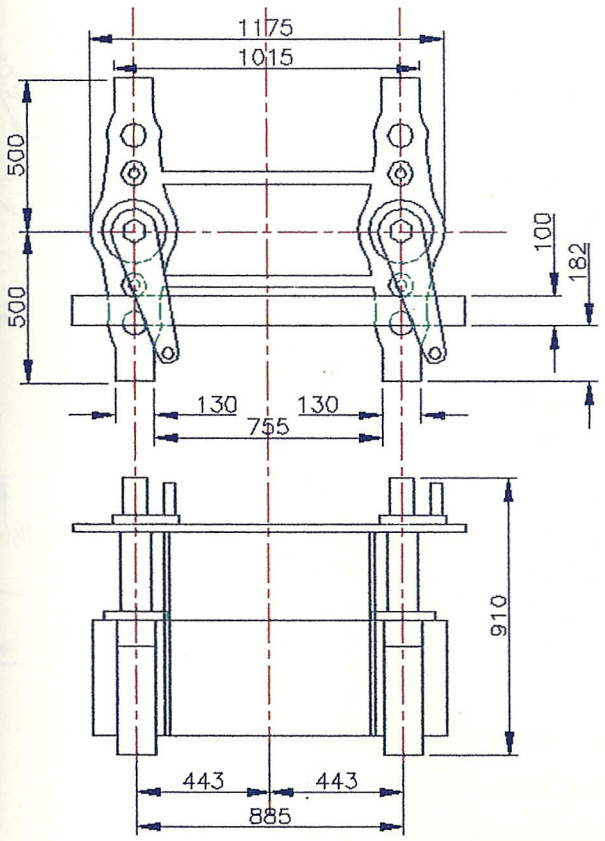
CHIMENEA

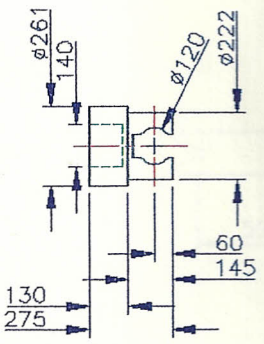


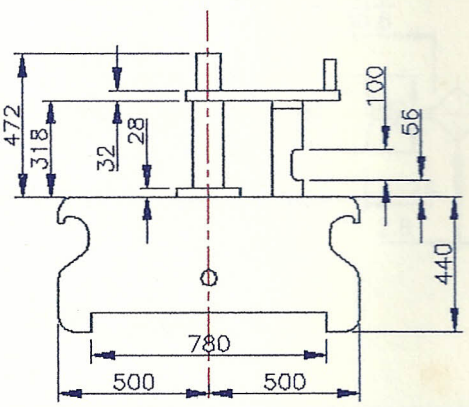
Corte lateral de la chimenea

Gquil.	21/4/97	Nombres:	ESPOL Guayaquil–Ecuador.	Tesis de Grado Facultad de Ingenieria Mecanica
Dibujo		Perugachi.		
Proy.		Perugachi.		
Aprobo		Camacho		
escala: 1:70			Horno de palanquilla 100*100 Plano General del Horno. Capacidad: 5 Ton/h	No. de plano: 1.1

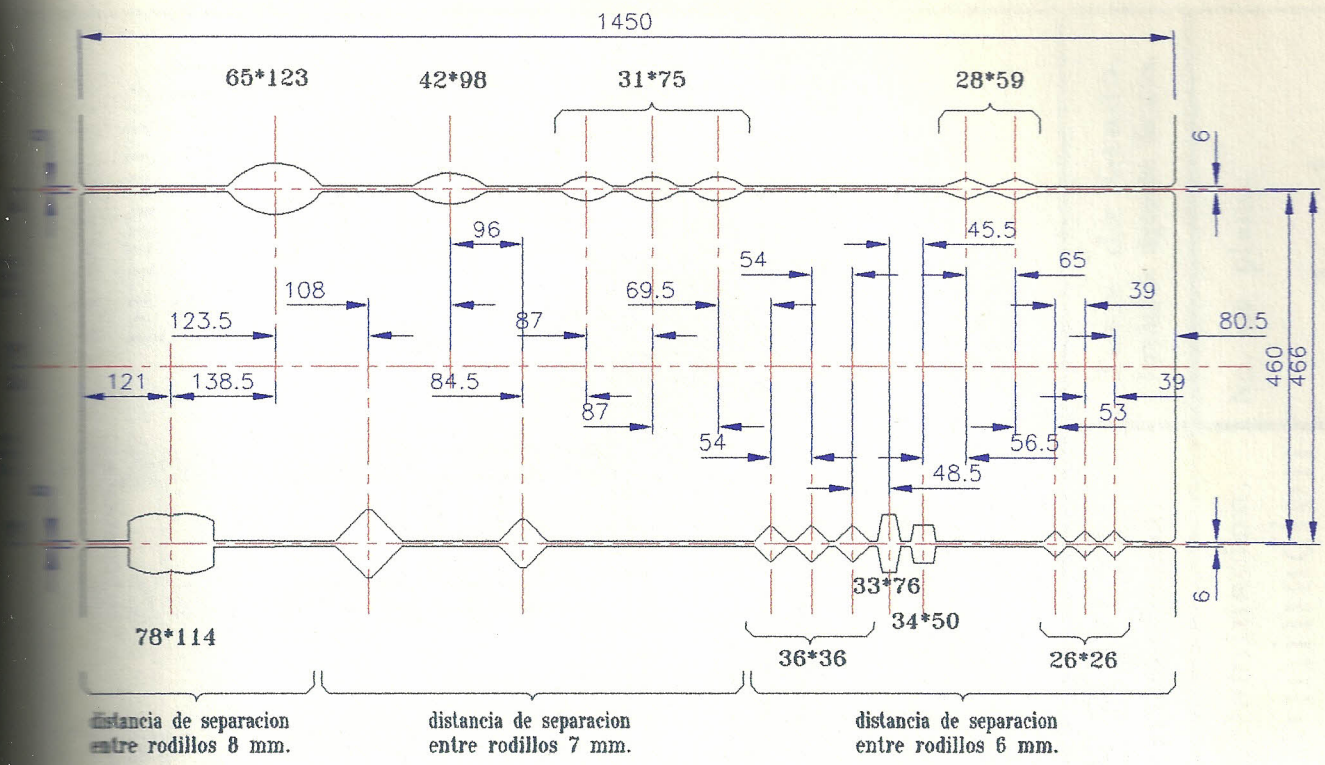


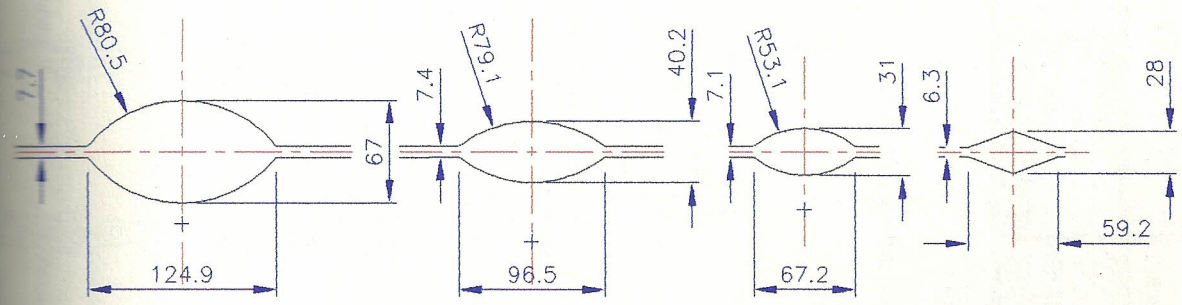


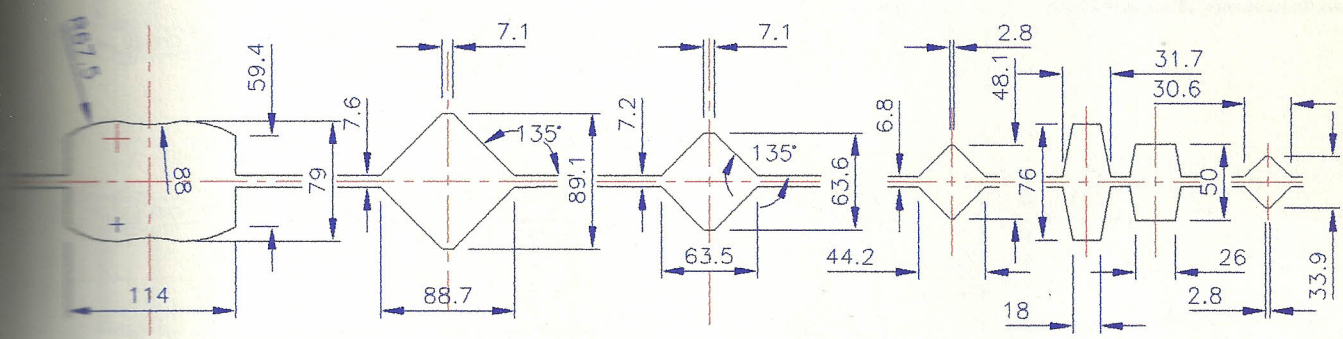




Gquil.	13/4/97	Nombres:	ESPOL Guayaquil–Ecuador.	Tesis de Grado Facultad de Ingenieria Mecanica
Dibujo		Perugachi.		
Proy.		Perugachi.		
Aprobo		Camacho		
escala: 1:25			SISTEMA DE LAMINACION Stand Triple de laminación.	No. de plano: 1.2

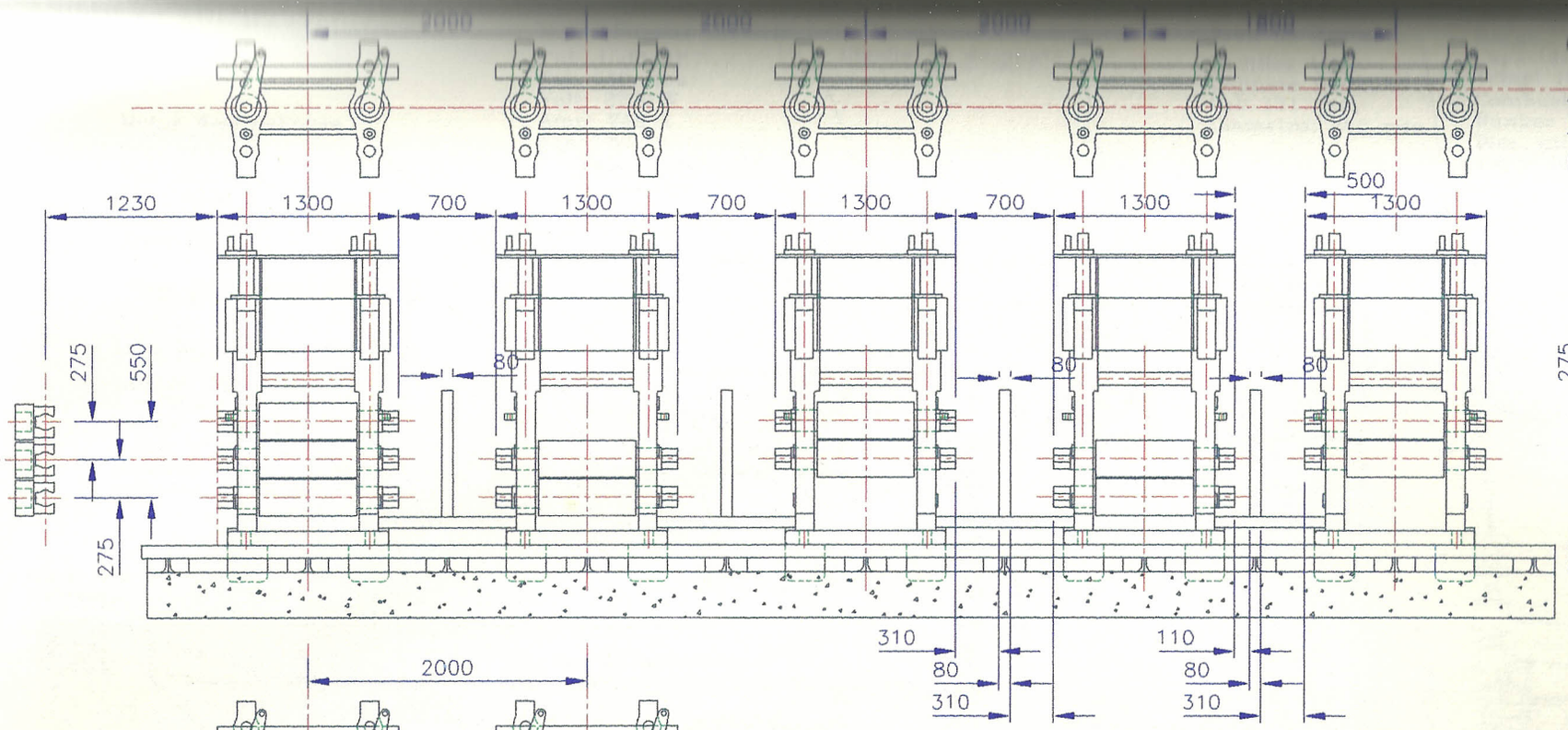




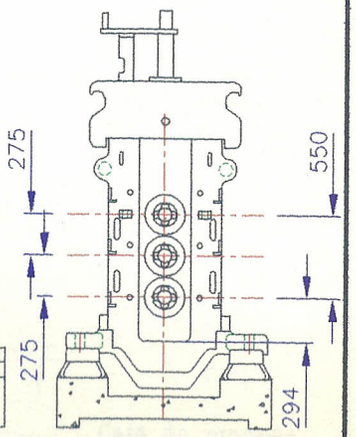


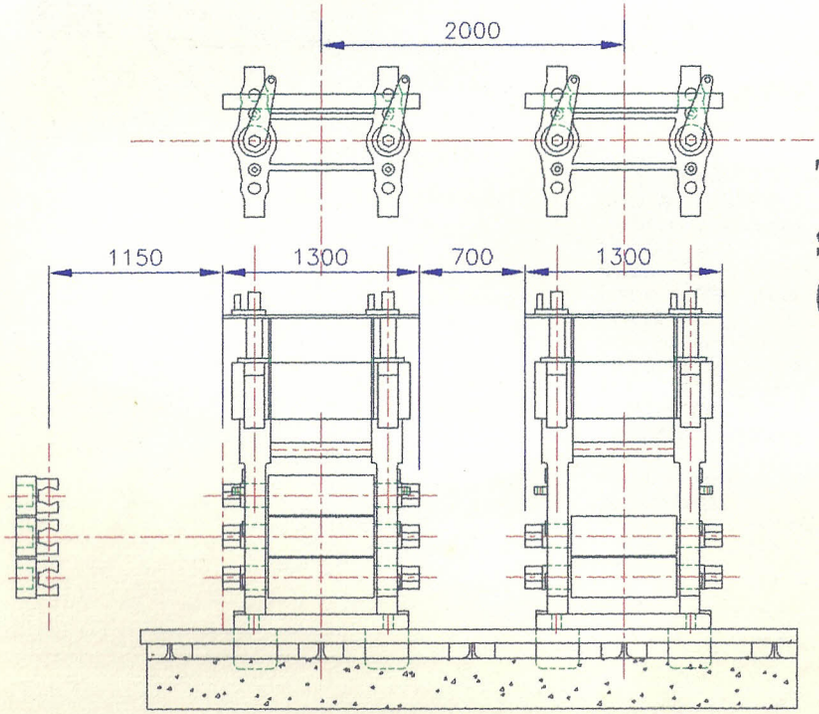
Detalle geometrico de los pases del rodillo desbastador.

Gquil.	31/1/97	Nombres:	ESPOL Guayaquil-Ecuador.	Tesis de Grado Facultad de Ingenieria Mecanica
Dibujo		Perugachi.		
Proy.		Perugachi.		
Aprobo		Camacho		
escala: 1:10	SISTEMA DE ARRASTRE Y EMPAQUE. Pases del rodillo desbastador CORTE DE PRODUCTOS TERMINADOS.			No. de plano: 1.3



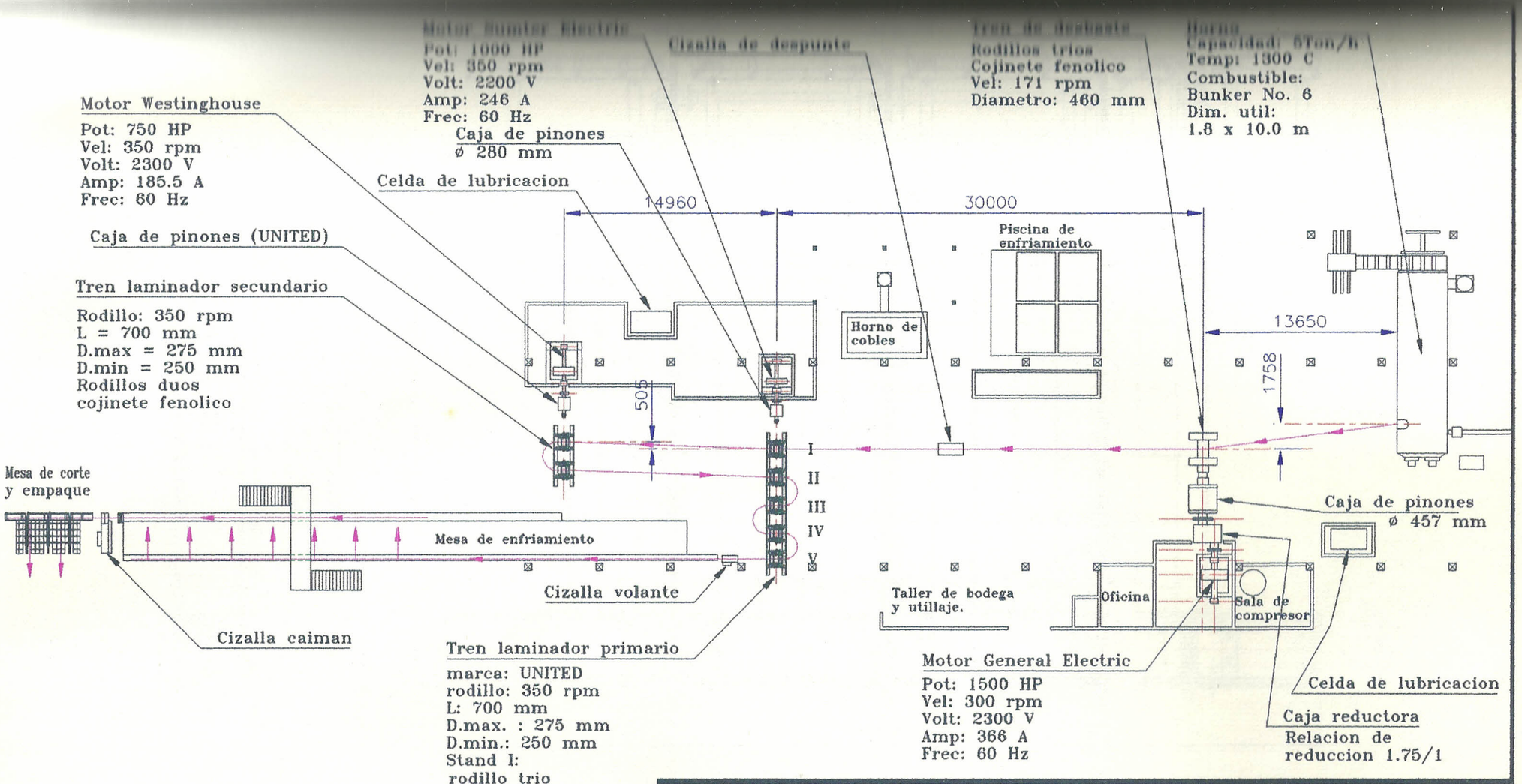
Tren primario (5 stand)





Tren secundario (2 stand)

Gquil.	31/1/97	Nombres:	ESPOL Guayaquil–Ecuador.	Tesis de Grado. Facultad de Ingenieria Mecanica.
Dibujo		Perugachi.		
Prov.		Perugachi.		
Aprobo		Camacho		
escala: 1:50			SISTEMA DE laminacion. Tren de laminacion primario y secundario.	No. de plano: 1.4



Gquil.	15/5/97	Nombres:	ESPOL Guayaquil-Ecuador.	Tesis de Grado Facultad de Ingenieria Mecanica
Dibujo		Perugachi.		
Proy.		Perugachi.		
Aprobo		Camacho		

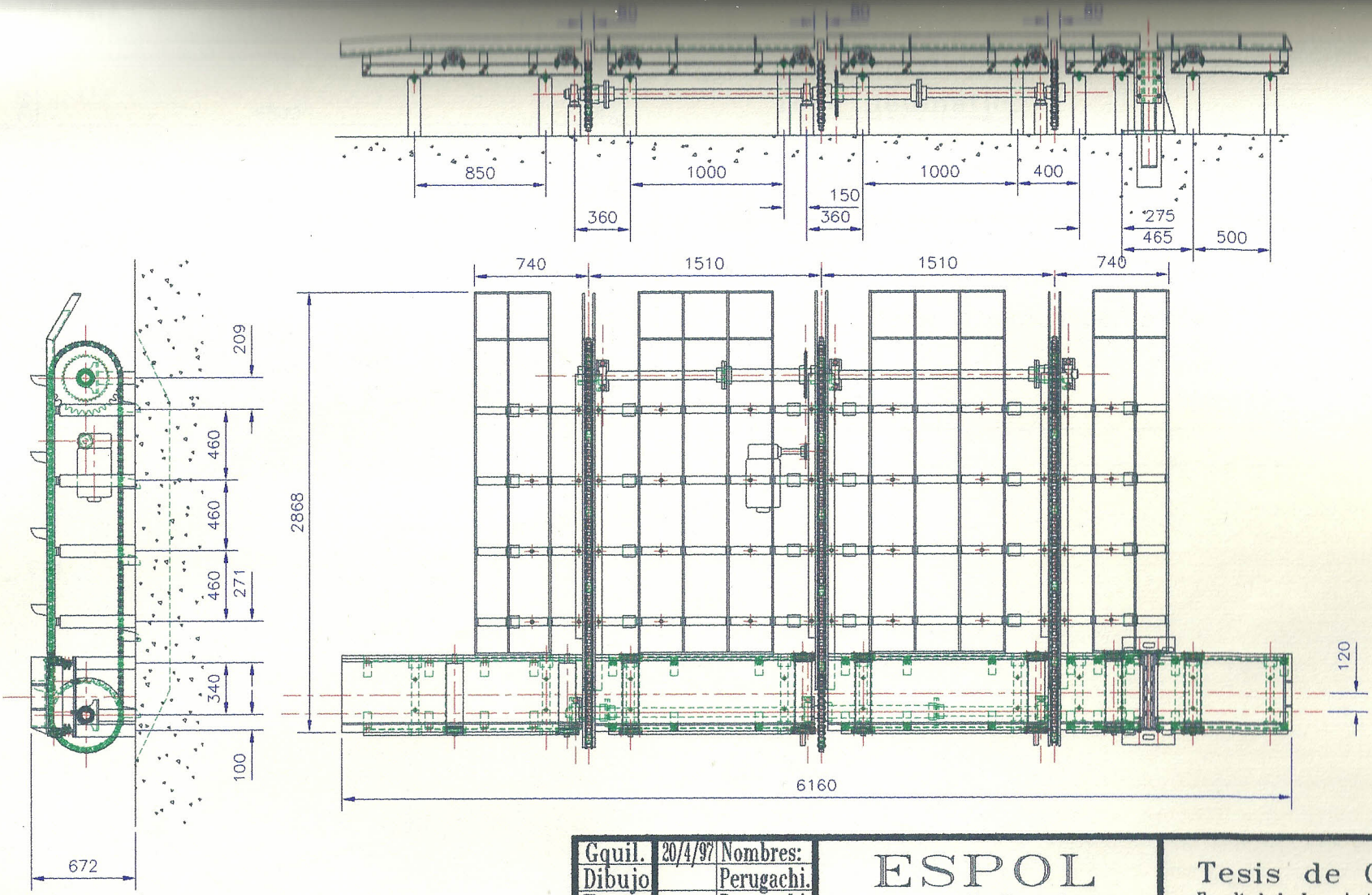
escala: 1:400

SISTEMA DE LAMINACION

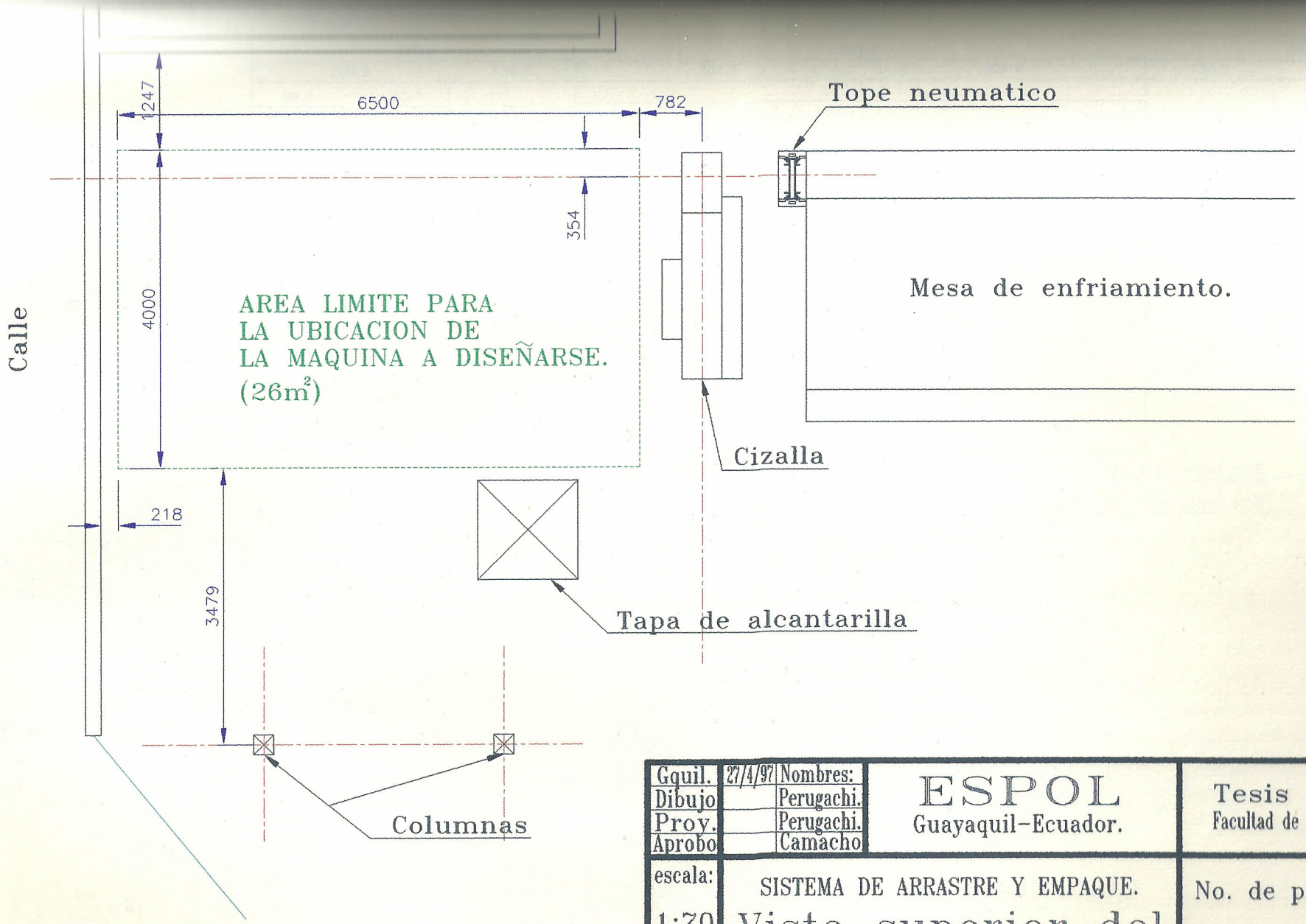
Esquema del proceso de laminacion.

No. de plano:

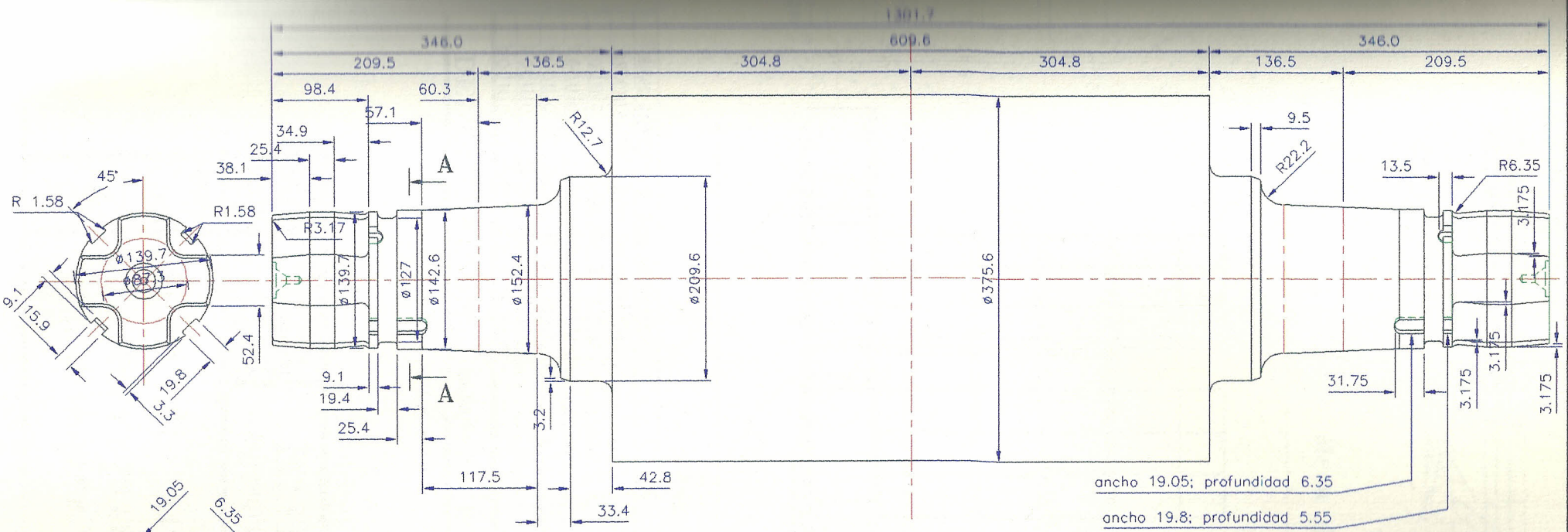
1.5

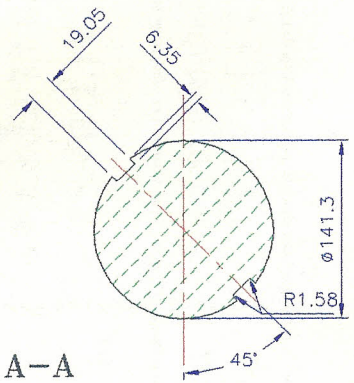


Gquil.	20/4/97	Nombres:	ESPOL Guayaquil-Ecuador.	Tesis de Grado Facultad de Ingenieria Mecanica
Dibujo		Perugachi.		
Proy.		Perugachi.		
Aprobo		Camacho		
escala: 1:40	PLANO GENERAL Mesa de arrastre, corte y empaque. CORTE DE PRODUCTOS TERMINADOS.			No. de plano: 1.6

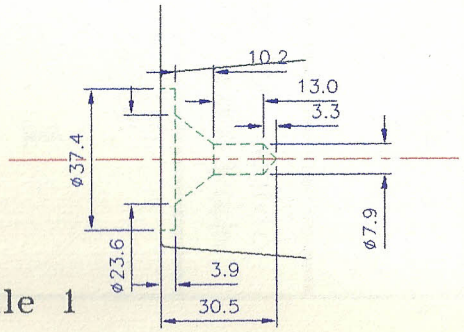


Gquil.	27/4/97	Nombres:	ESPOL Guayaquil-Ecuador.	Tesis de Grado Facultad de Ingenieria Mecanica
Dibujo		Perugachi.		
Proy.		Perugachi.		
Aprobo		Camacho		
escala: 1:70	SISTEMA DE ARRASTRE Y EMPAQUE. Vista superior del area de trabajo. CORTE DE PRODUCTOS TERMINADOS.			No. de plano: 1.7



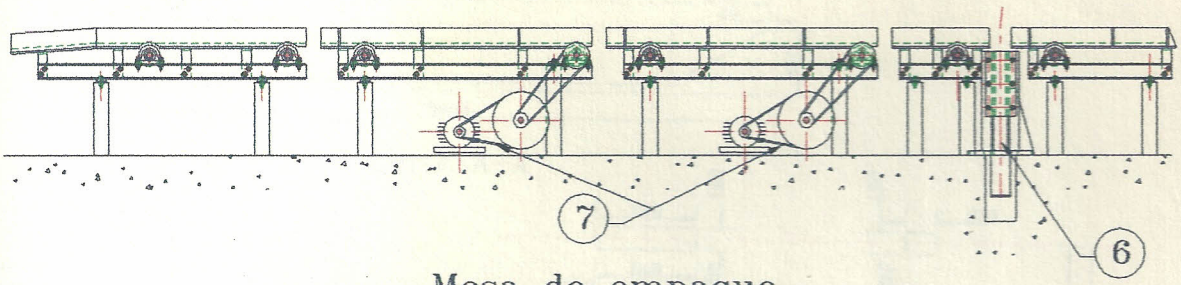


Corte A–A

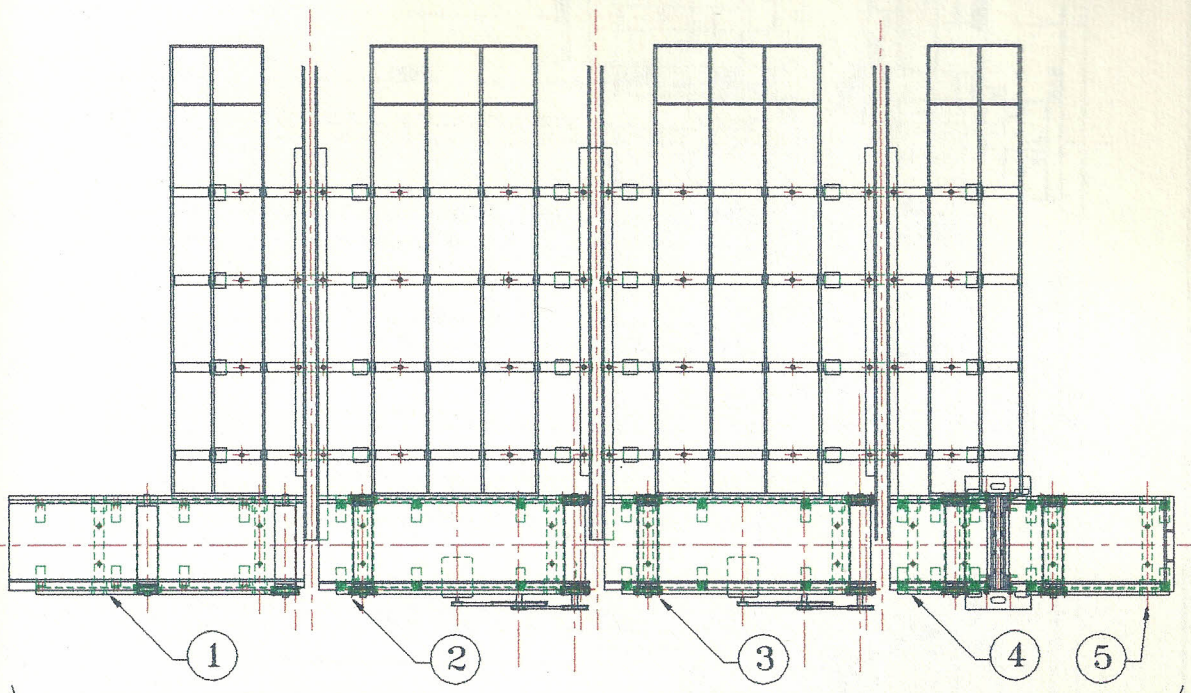


Detalle 1

Gquil.	31/1/97	Nombres:	ESPOL Guayaquil–Ecuador.	Tesis de Grado Facultad de Ingenieria Mecanica
Dibujo		Perugachi.		
Proy.		Perugachi.		
Aprobo		Camacho.		
escala: 1:6	SISTEMA DE LAMINACION Rodillo Laminador			No. de plano: 1.8



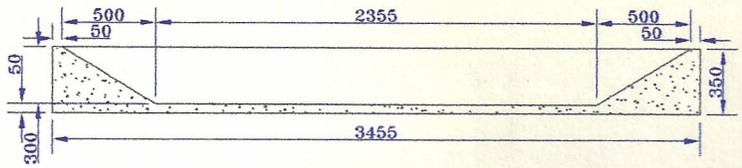
Mesa de empaque.



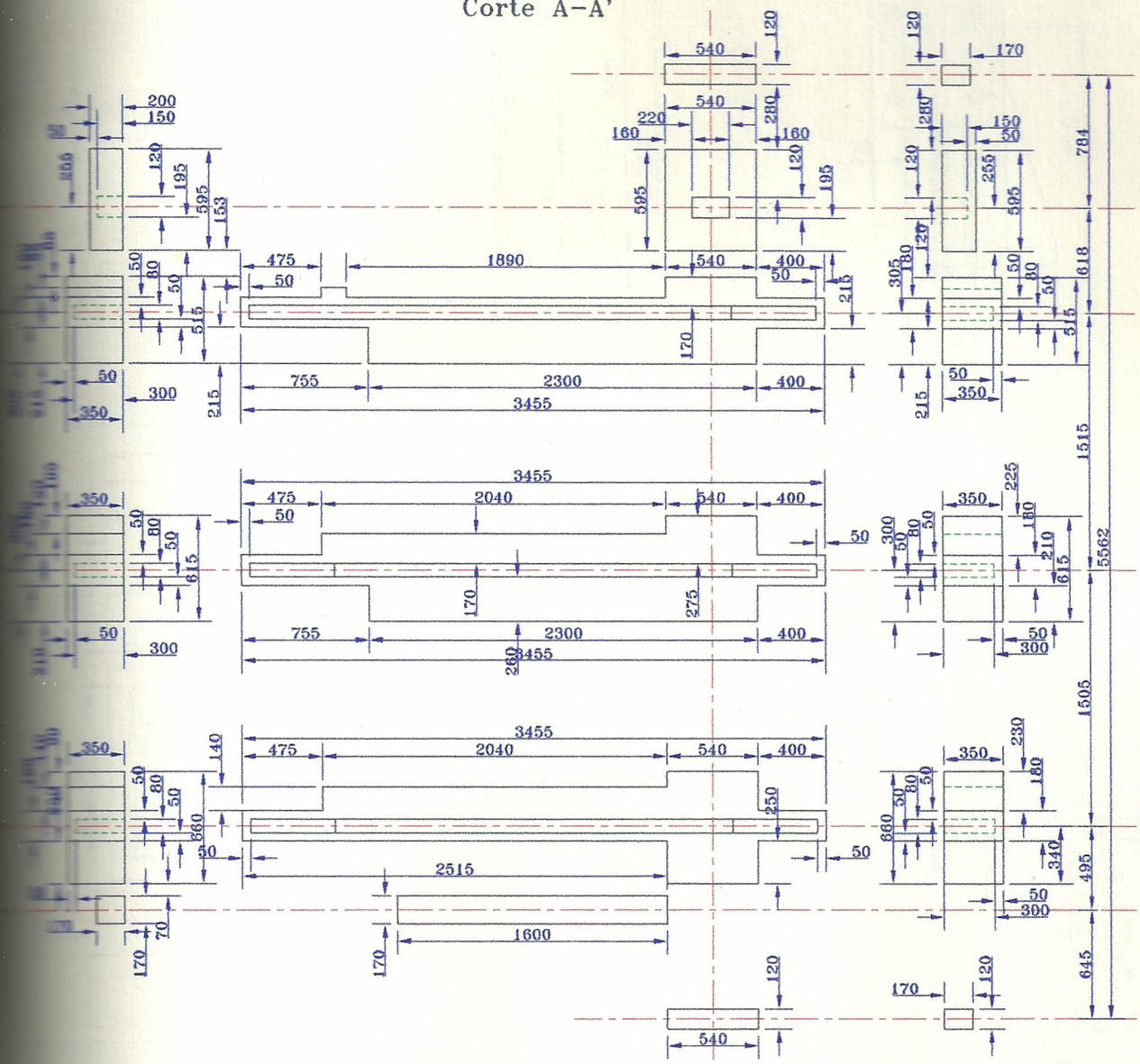
Mesa de arrastre.

Polines motorizados; mesa de arrastre.			7		
Sistema del tope neumatico.			6		
Modulo 5; mesa de arrastre			5		
Modulo 4; mesa de arrastre			4		
Modulo 3; mesa de arrastre			3		
Modulo 2; mesa de arrastre			2		
Modulo 1; mesa de arrastre			1		
DENOMINACION	Norma/No plano	Material		MODELO	PESO

Gquil.	20/4/97	Nombres:	ESPOL Guayaquil-Ecuador.	Tesis de Grado Facultad de Ingenieria Mecanica
Dibujo		Perugachi.		
Proy.		Perugachi.		
Aprobo		Camacho		
escala: 1:40			Mesa de arrastre, y empaque. CORTE DE PRODUCTOS TERMINADOS.	No. de plano: 2.1



Corte A-A'



Gquil.	5/5/97	Nombres:	ESPOL Guayaquil-Ecuador.	Tesis de Grado Facultad de Ingenieria Mecanica
Dibujo		Perugachi.		
Proy.		Perugachi.		
Aprobo		Camacho		

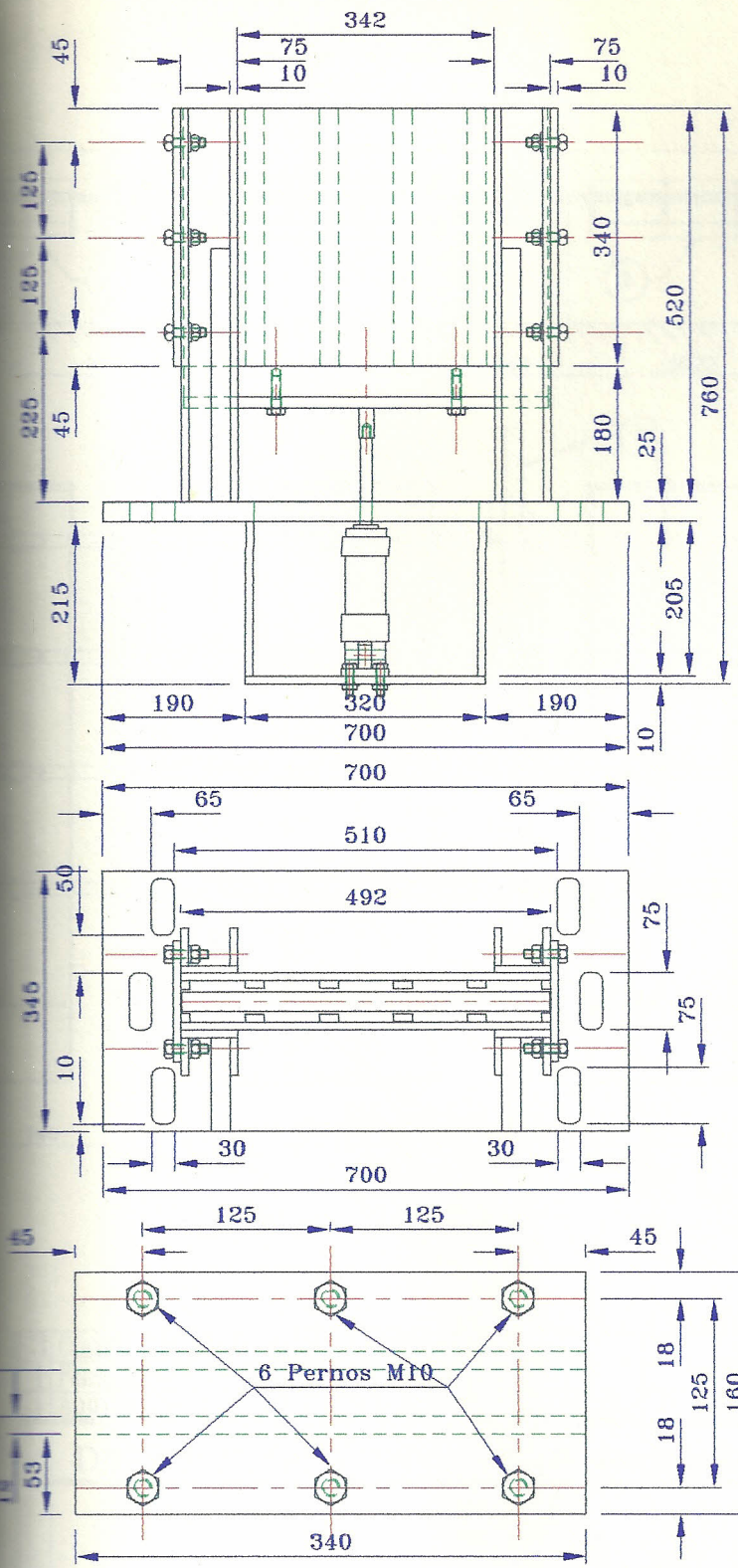
escala: 1:40

SISTEMA DE ARRASTRE Y EMPAQUE.

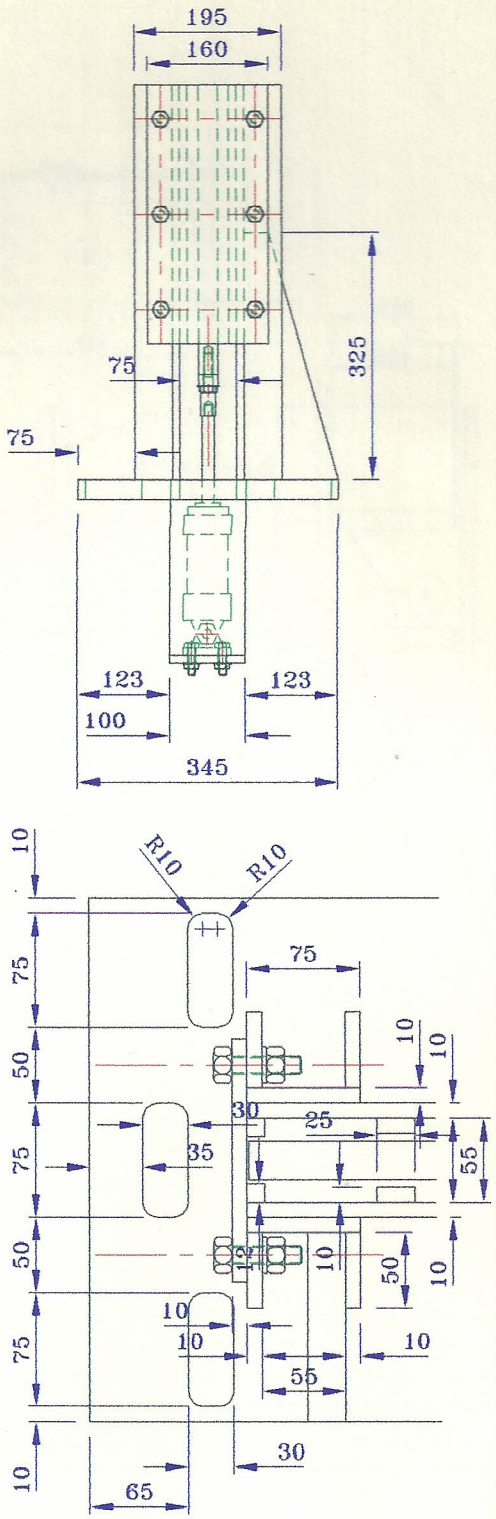
Cimientos de la mesa de arrastre.

CORTE DE PRODUCTOS TERMINADOS.

No. de plano: 2.2

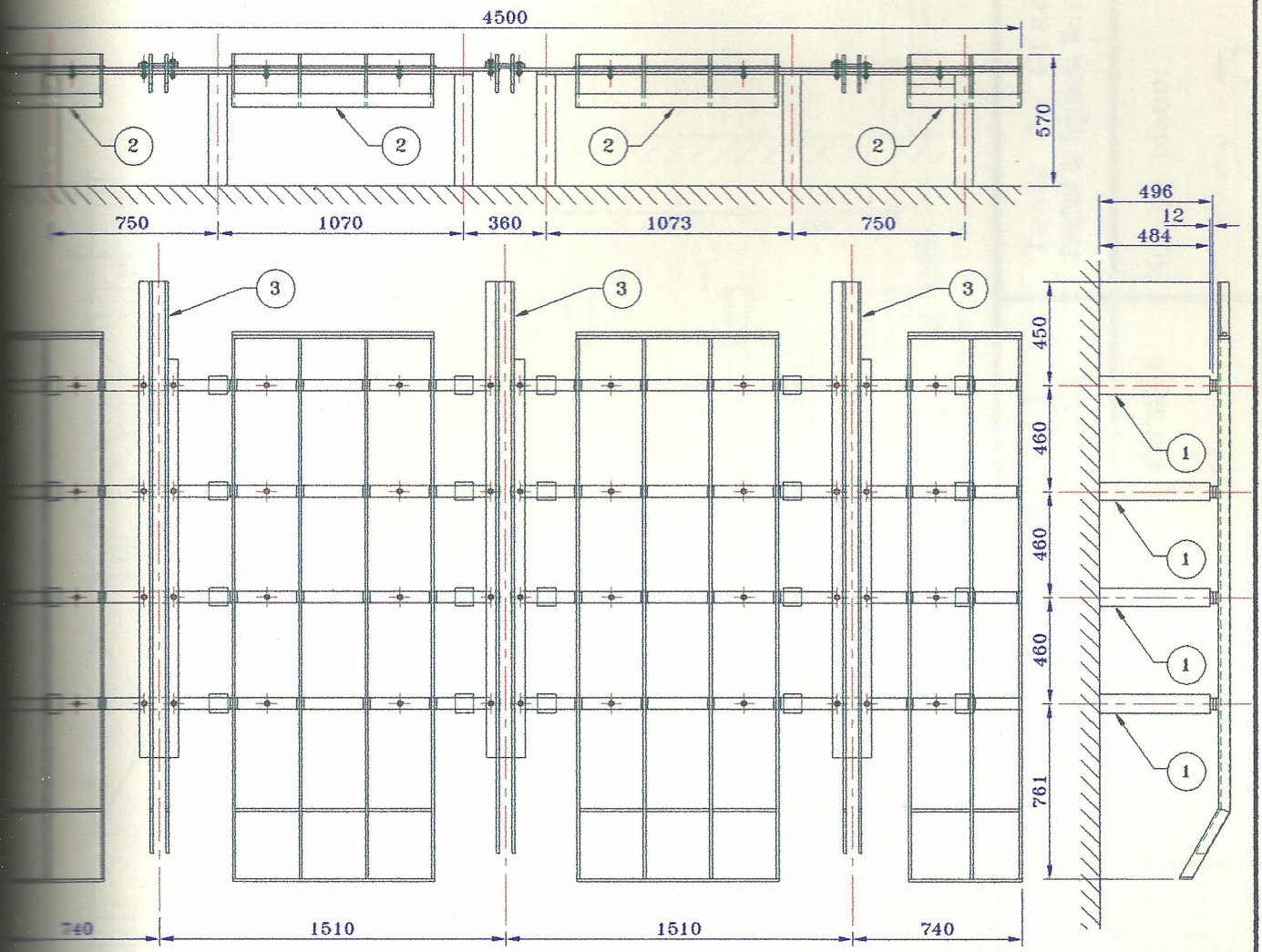


Detalle 1; Placa lateral



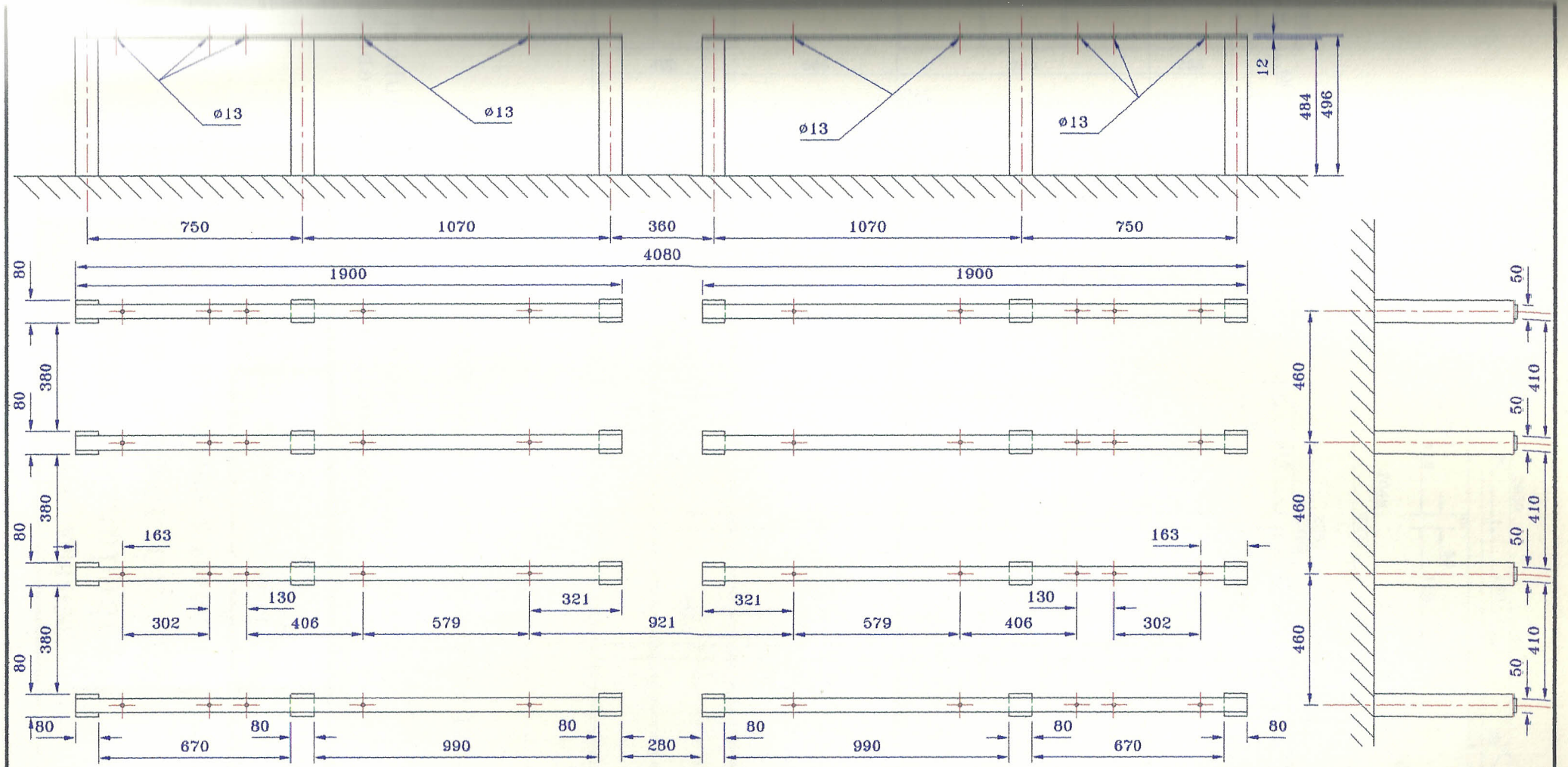
Detalle 2

Guil.	10/4/97	Nombres:	ESPOL Guayaquil–Ecuador.	Tesis de Grado Facultad de Ingenieria Mecanica.
Dibujo		Perugachi.		
Proy.		Perugachi.		
Aprobo		Camacho		
escala: 1:10	SISTEMA DE ARRASTRE Y EMPAQUE. Tope neumatico de la mesa de arrastre. CORTE DE PRODUCTOS TERMINADOS.			No. de plano: 2.3



3	Canales guias de la "cadena de arrastre"			3		
1	Placa superior de la mesa de empaque.			2		
1	Apoyos de la mesa de empaque.			1		
	DENOMINACION	Norma/No plano	Material		MODELO	PESO

Gquil.	6/5/97	Nombres:	ESPOL Guayaquil–Ecuador.	Tesis de Grado. Facultad de Ingenieria Mecanica.	
Dibujo		Perugachi.			
Proy.		Perugachi.			
Aprobo		Camacho.			
escala: 1:30	SISTEMA DE ARRASTRE Y EMPAQUE. Mesa de empaque. CORTE DE PRODUCTOS TERMINADOS.			No. de plano: 2.4	



Gquil.	6/5/97	Nombres:	ESPOL Guayaquil-Ecuador.	Tesis de Grado. Facultad de Ingenieria Mecanica.
Dibujo		Perugachi.		
Proy.		Perugachi.		
Aprobo		Camacho.		

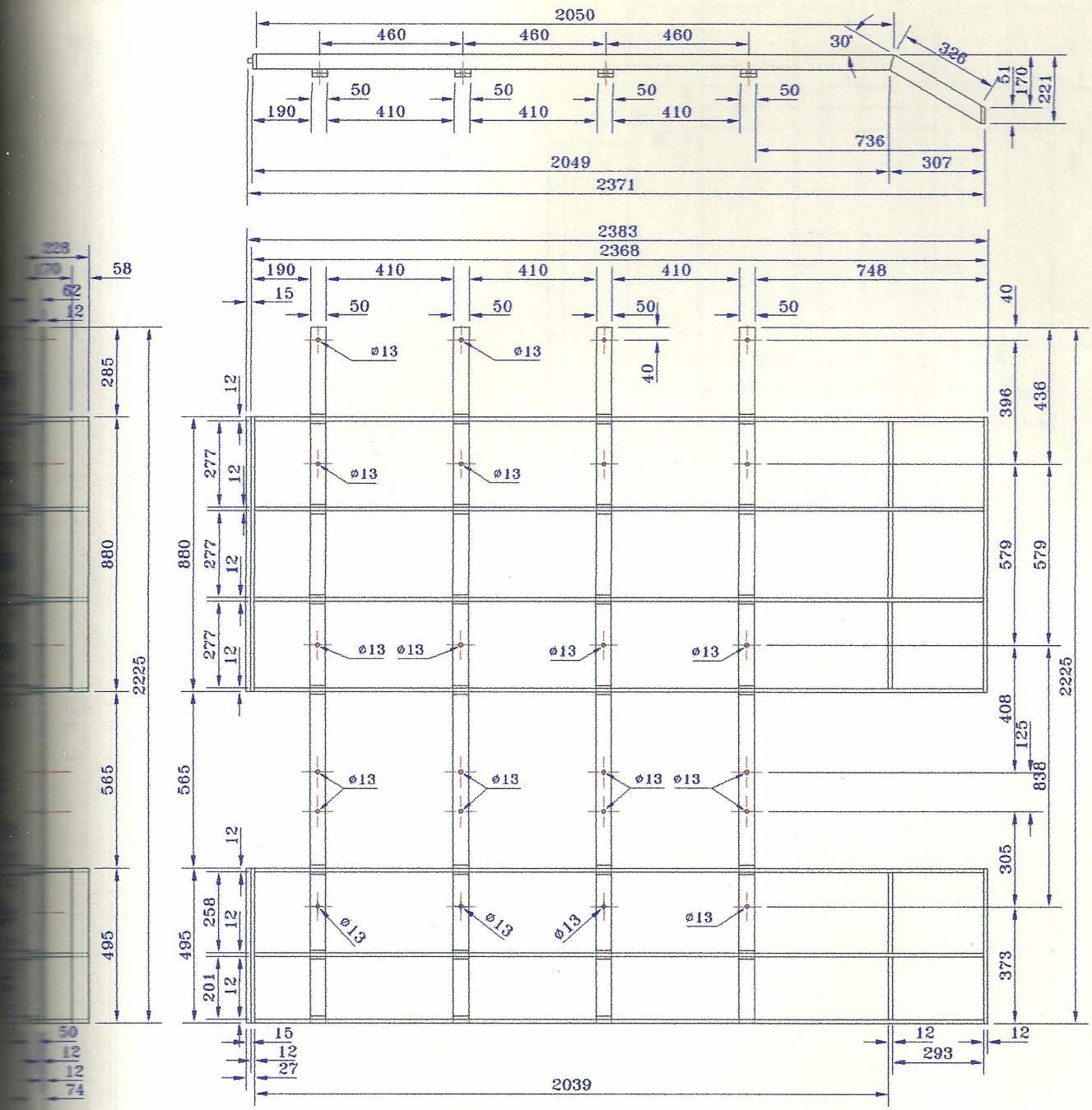
escala: 1:20

SISTEMA DE ARRASTRE Y EMPAQUE.

Bases de la mesa de empaque.

CORTE DE PRODUCTOS TERMINADOS.

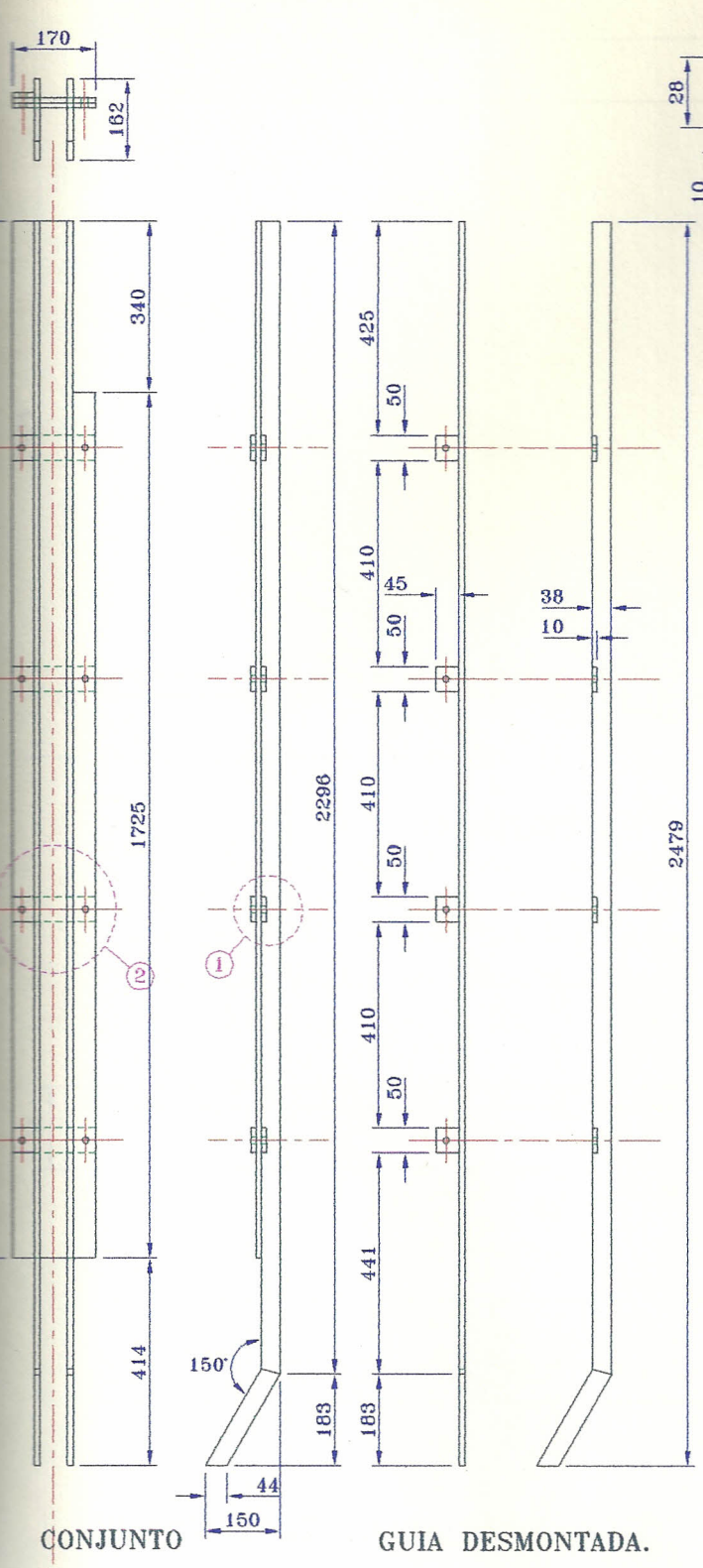
No. de plano: 2.5



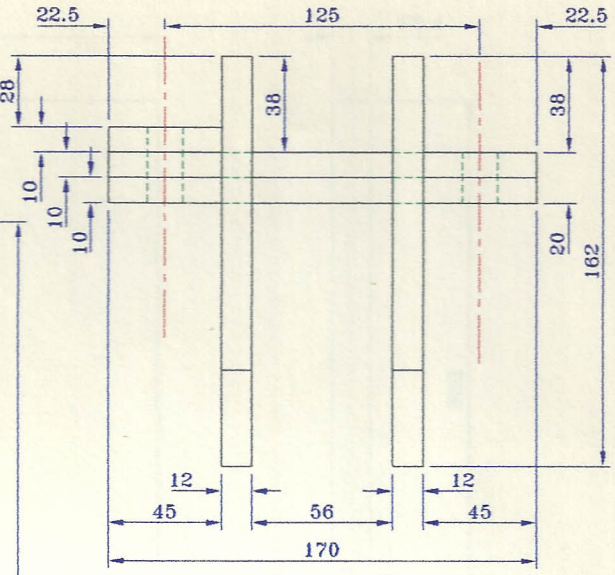
Modulo izquierdo de la mesa de empaque.

NOTA:
El modulo derecho mantiene las dimensiones
indicadas para el modulo izquierdo)

Gquil.	6/5/97	Nombres:	ESPOL Guayaquil–Ecuador.	Tesis de Grado. Facultad de Ingenieria Mecanica.
Dibujo		Perugachi.		
Proy.		Perugachi.		
Aprobo		Camacho.		
escala: 1:20	SISTEMA DE ARRASTRE Y EMPAQUE. Placa superior de la mesa de empaque. CORTE DE PRODUCTOS TERMINADOS.			No. de plano: 2.6

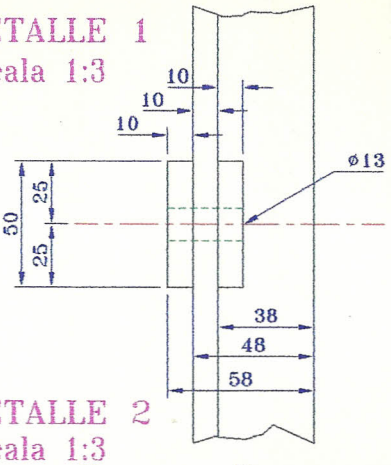


CONJUNTO

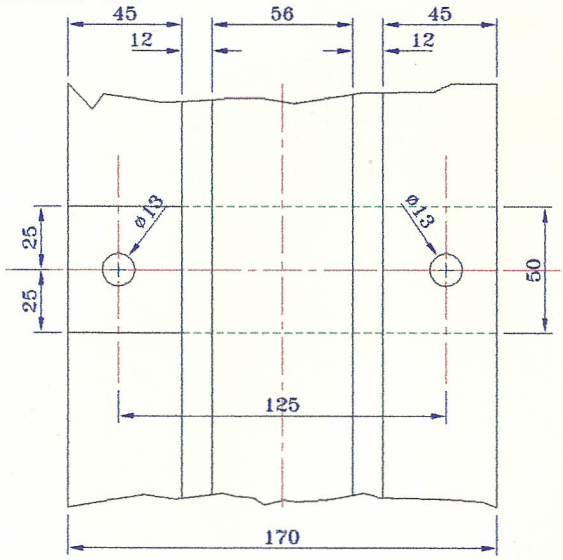


GUIA DESMONTADA.

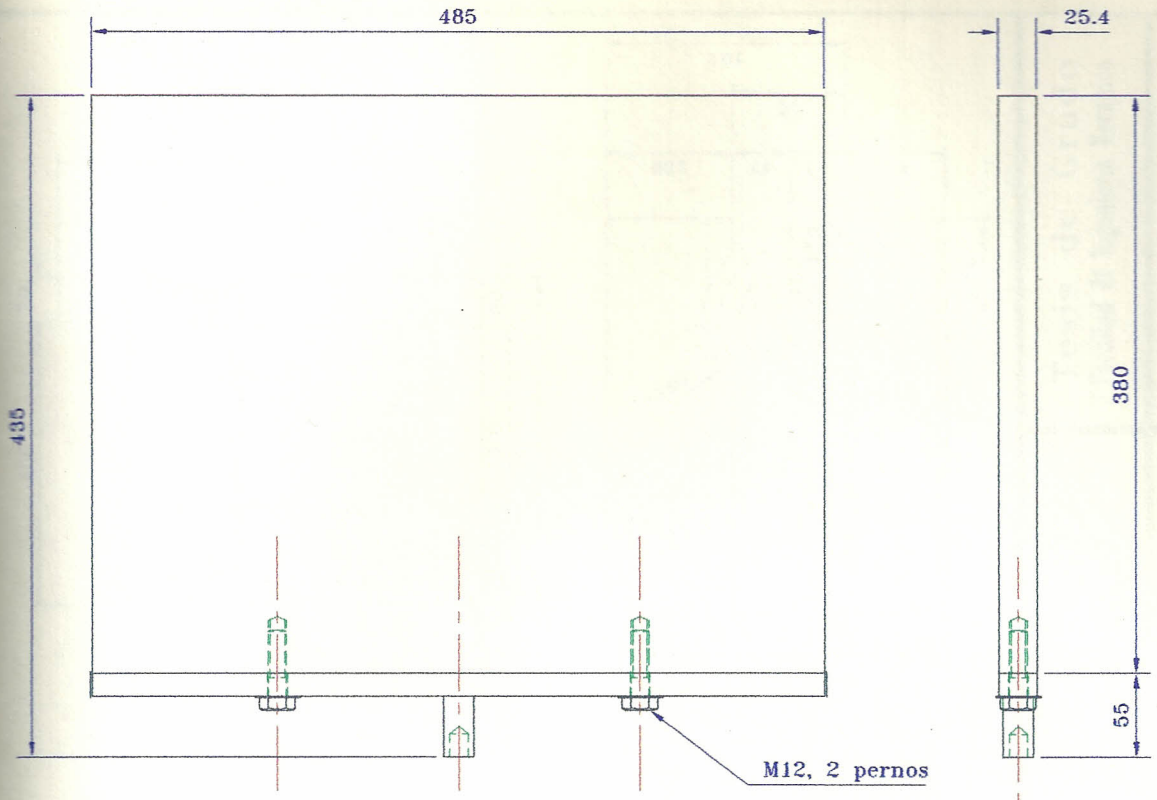
DETALLE 1
escala 1:3



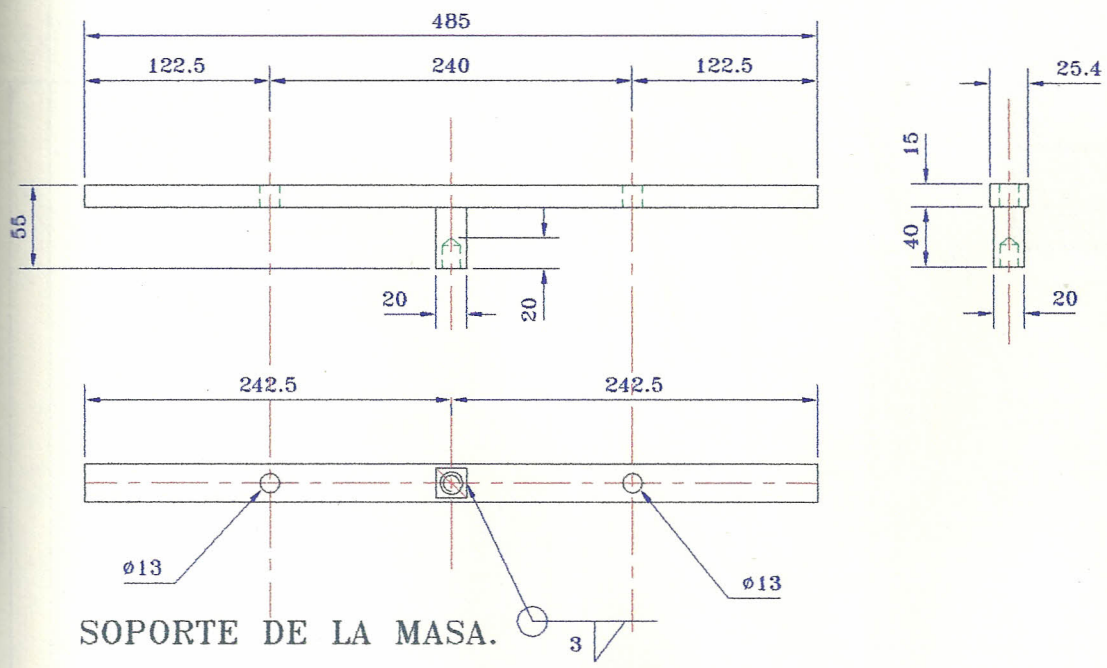
DETALLE 2
escala 1:3



Gquil.	7/5/97	Nombres:	ESPOL Guayaquil–Ecuador.	Tesis de Grado. Facultad de Ingenieria Mecanica.	
Dibujo		Perugachi.			
Proy.		Perugachi.			
Aprobo		Camacho.			
escala: 1:15	SISTEMA DE ARRASTRE Y EMPAQUE. Canal guia de la cadena de arrastre. CORTE DE PRODUCTOS TERMINADOS.			No. de plano: 2.7	

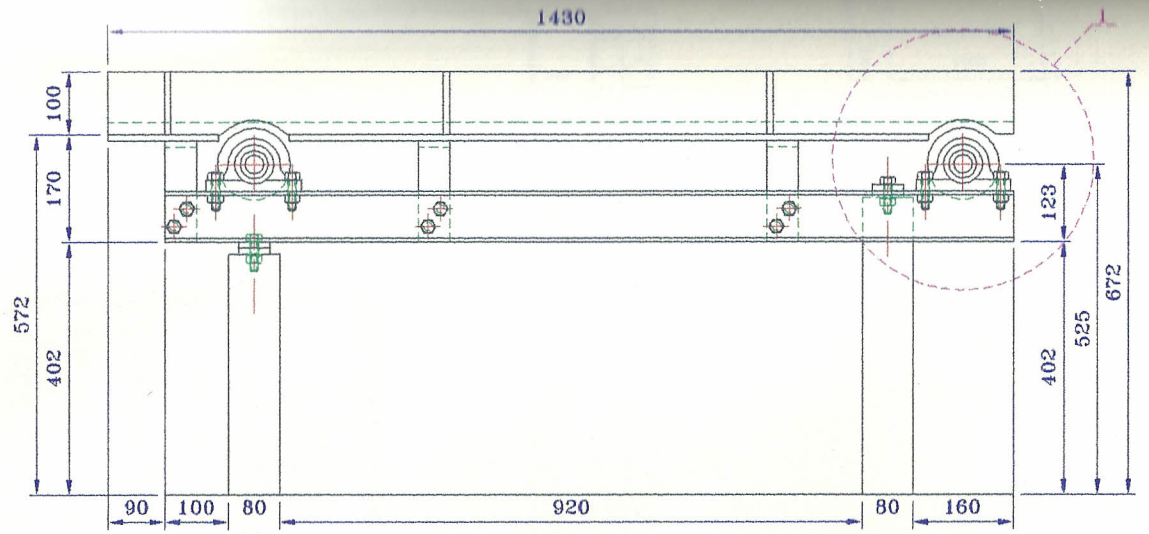


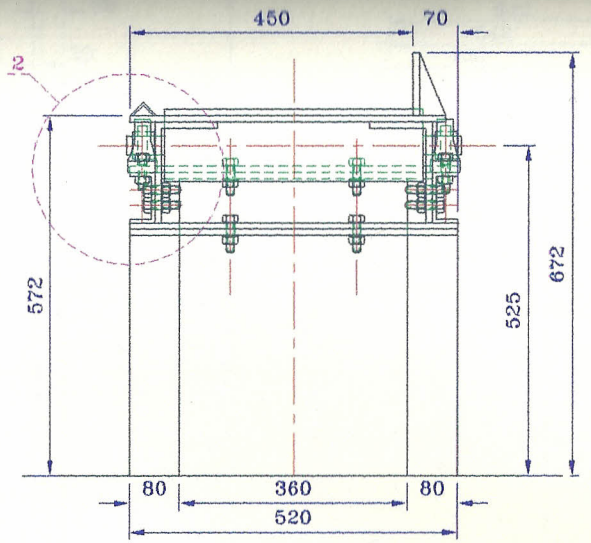
CONJUNTO

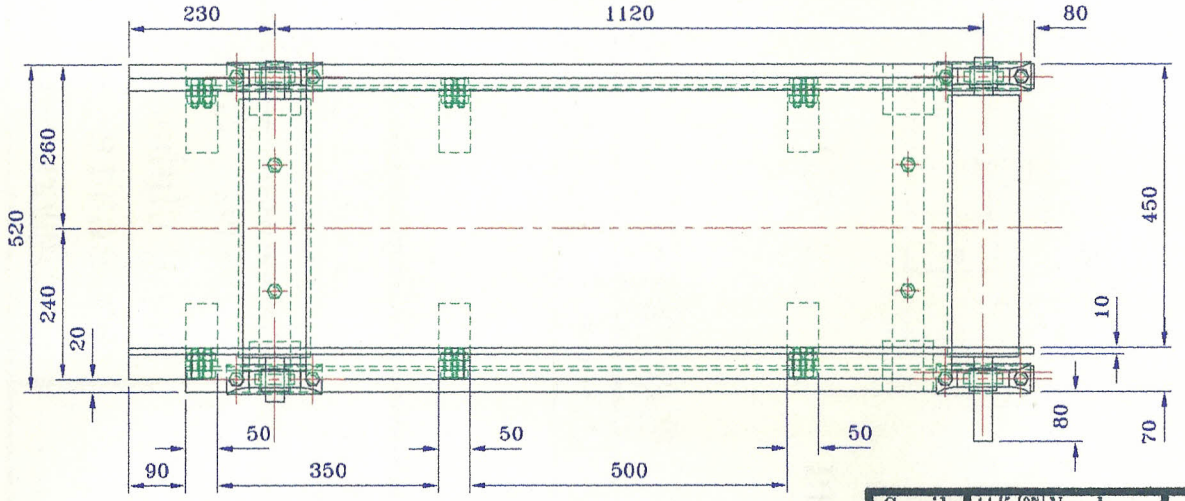


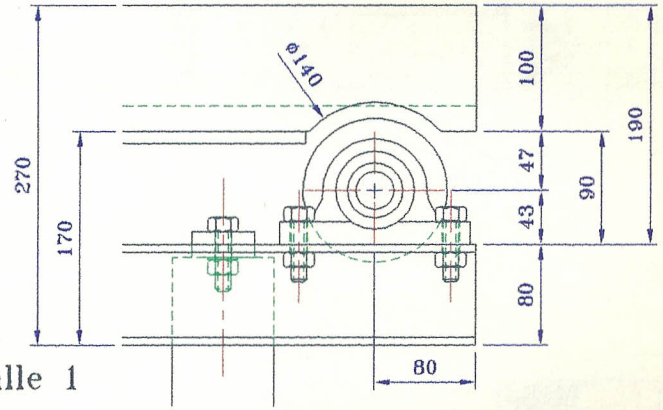
SOPORTE DE LA MASA.

Gquil.	29/4/97	Nombres:	ESPOL Guayaquil–Ecuador.	Tesis de Grado Facultad de Ingenieria Mecanica.
Dibujo		Perugachi.		
Proy.		Perugachi.		
Aprobo		Camacho		
escala: 1:5	SISTEMA DE ARRASTRE Y EMPAQUE. Masa del tope neumatico. CORTE DE PRODUCTOS TERMINADOS.			No. de plano: 2.8

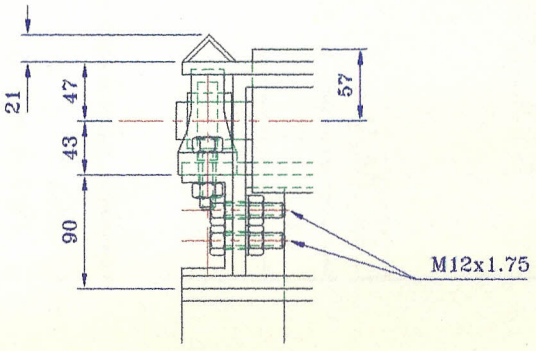








Detalle 1



Detalle 2

Gquil.	14/5/97	Nombres:	ESPOL Guayaquil–Ecuador.	Tesis de Grado Facultad de Ingenieria Mecanica
Dibujo		Perugachi.		
Proy.		Perugachi.		
Aprobo		Camacho		

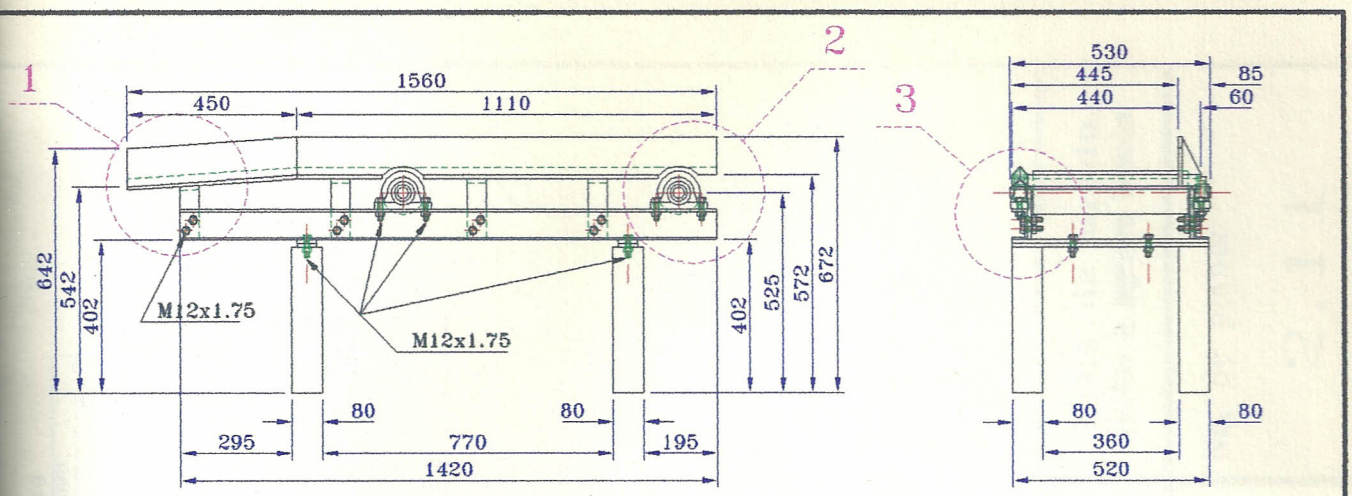
escala: 1:12

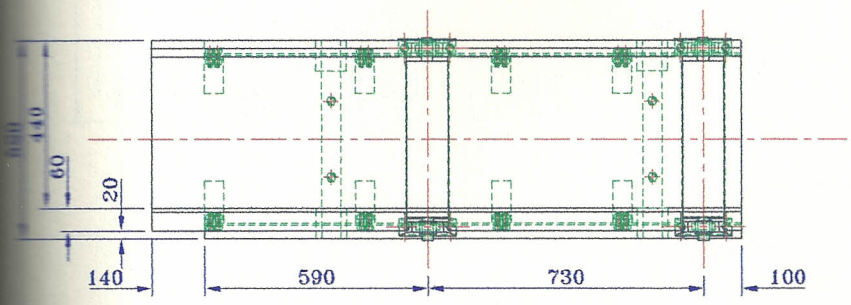
SISTEMA DE ARRASTRE Y EMPAQUE.

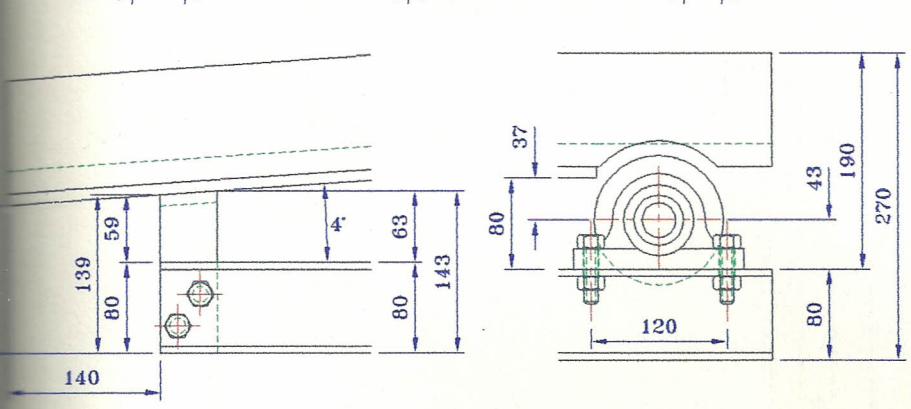
Conjunto del modulo 2 y 3; de la mesa de arrastre.

CORTE DE PRODUCTOS TERMINADOS.

No. de plano: 2.9



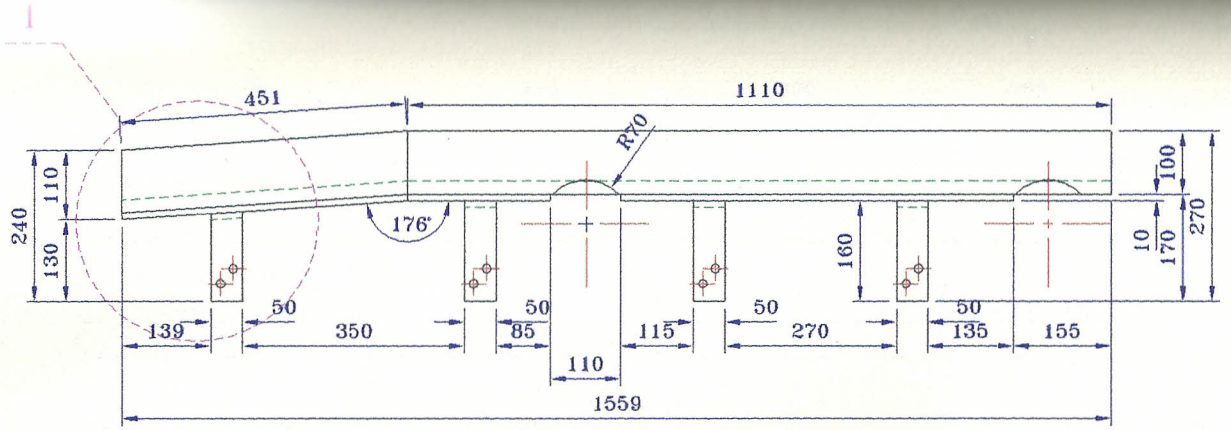


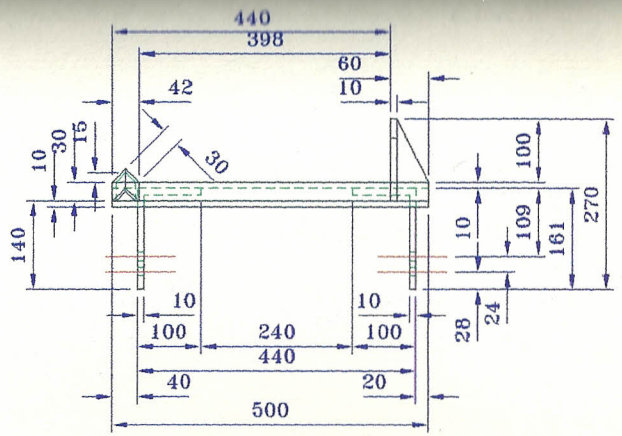


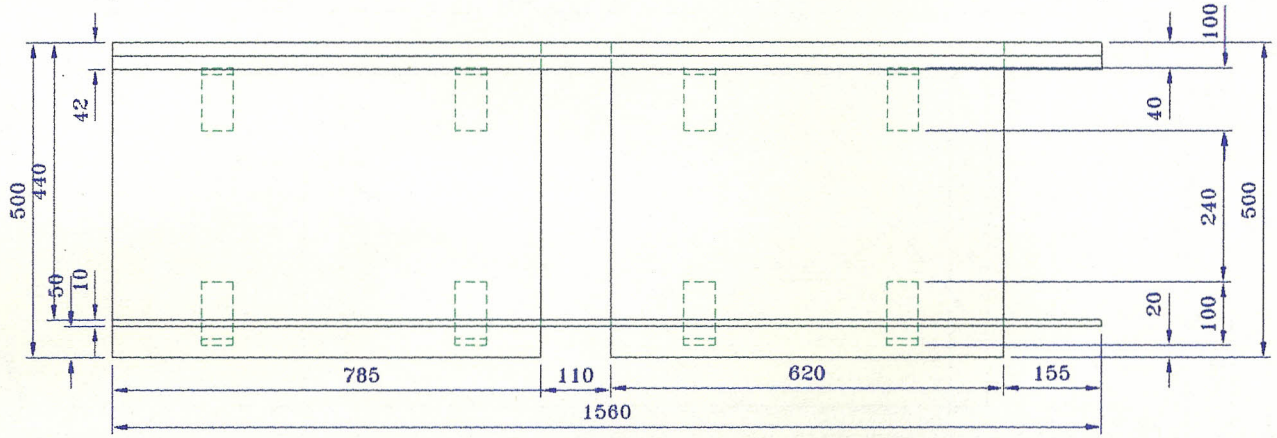
DETALLE 1 DETALLE 2 DETALLE 3

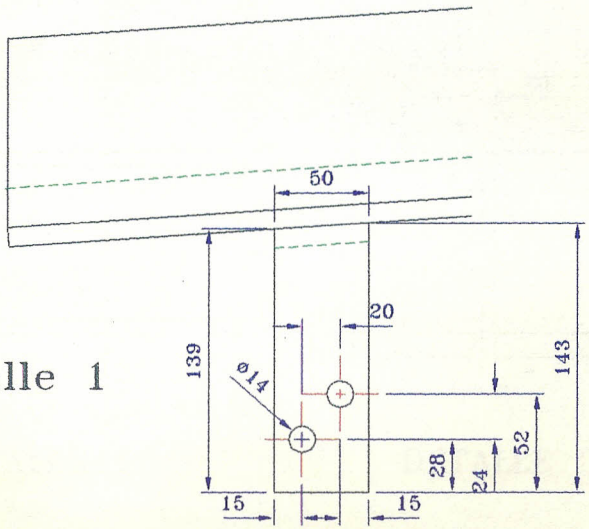
6	Chumaceras	ISO 2264		2	SG56206	0.48 Kg.
28	Tornillo	ISO 68		1	M12x1.75	
	DENOMINACION	Norma/No plano	Material		MODELO	PESO

Gquil.	6/5/97	Nombres:	ESPOL Guayaquil-Ecuador.	Tesis de Grado. Facultad de Ingenieria Mecanica.
Dibujo		Perugachi.		
Proy.		Perugachi.		
Aprobo		Camacho		
escala: 1:20	SISTEMA DE ARRASTRE Y EMPAQUE. Conjunto del modulo 1, de la mesa de arrastre. CORTE DE PRODUCTOS TERMINADOS.			No. de plano: 2.10









Detalle 1

Gquil.	14/5/97	Nombres:	ESPOL Guayaquil-Ecuador.	Tesis de Grado. Facultad de Ingenieria Mecanica
Dibujo		Perugachi.		
Proy.		Perugachi.		
Aprobo		Camacho		

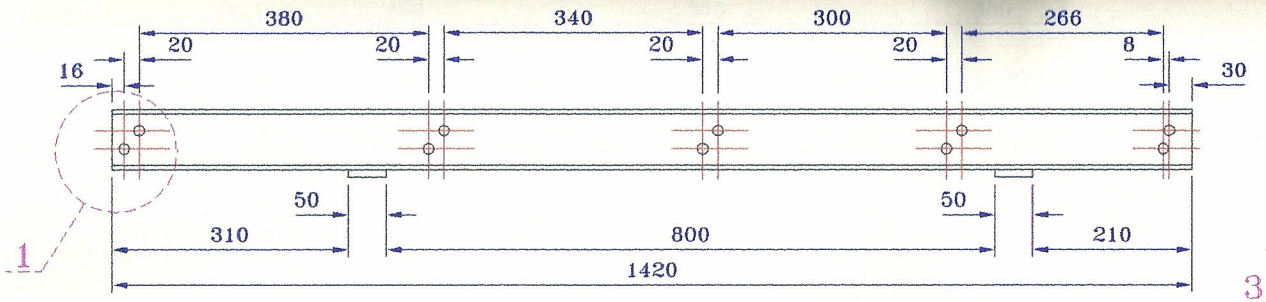
escala: 1:12

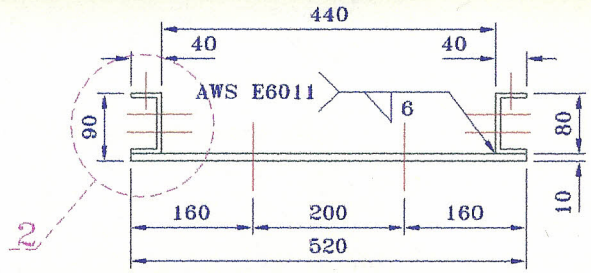
SISTEMA DE ARRASTRE Y EMPAQUE.

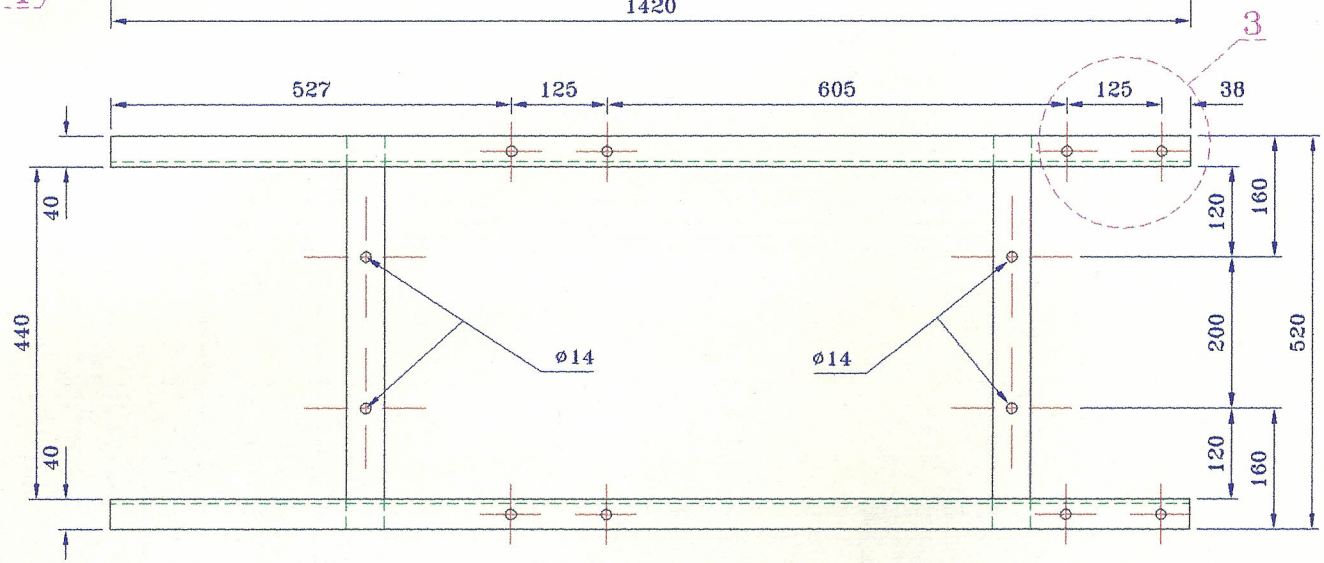
Placa superior, modulo 1 de la mesa de arrastre.

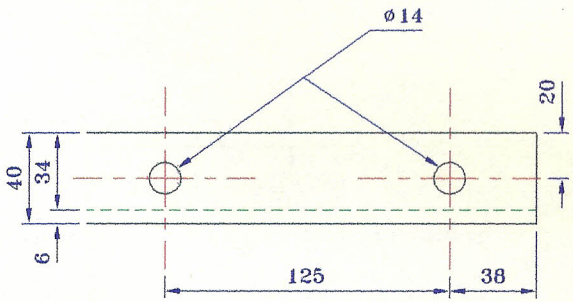
CORTE DE PRODUCTOS TERMINADOS.

No. de plano: 2.11

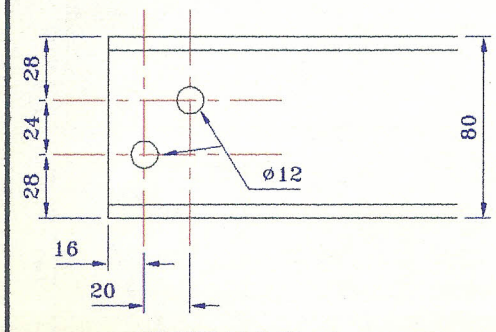




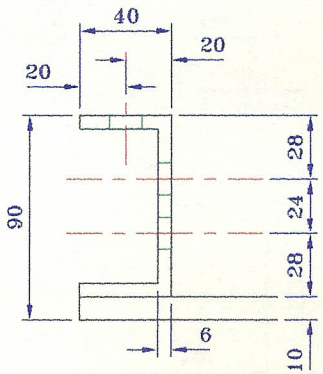




DETALLE 3



DETALLE 1



DETALLE 2

Gquil.	14/5/97	Nombres:	ESPOL Guayaquil-Ecuador.	Tesisi de Grado Facultad de Ingenieria Mecanica
Dibujo		Perugachi.		
Proy.		Perugachi.		
Aprobo		Camacho		

escala: 1:10

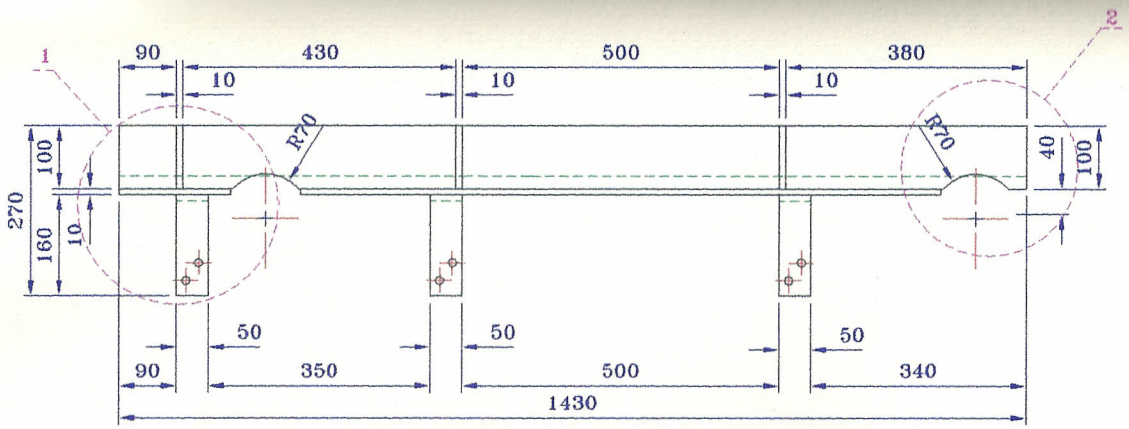
SISTEMA DE ARRASTRE Y EMPAQUE.

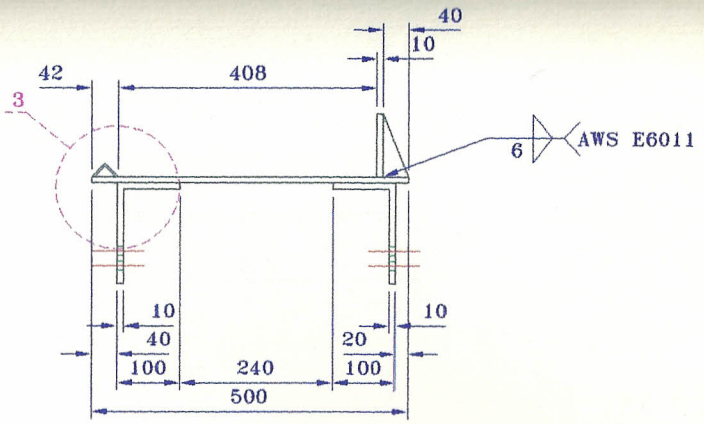
Bastidor, modulo 1 de la mesa de arrastre.

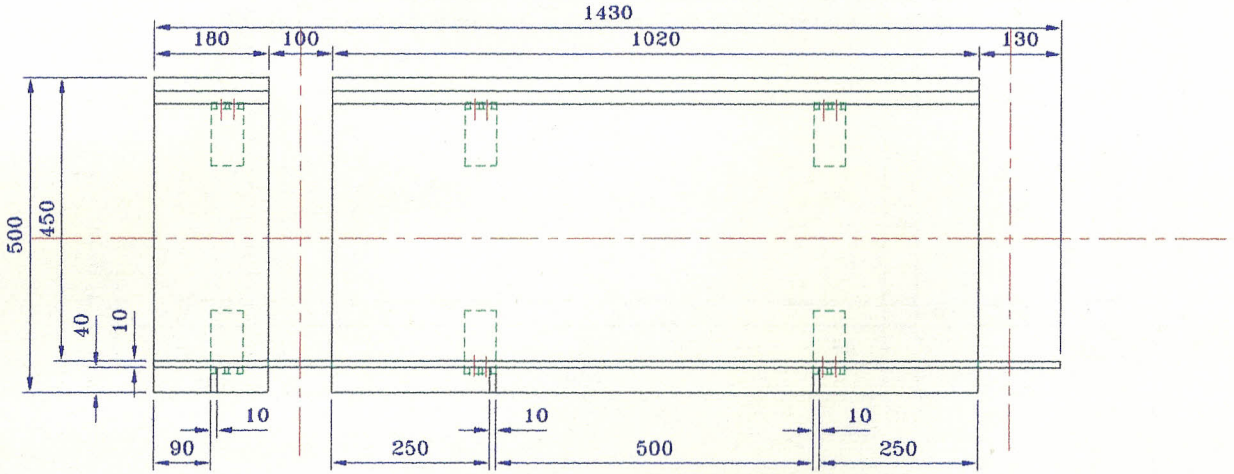
CORTE DE PRODUCTOS TERMINADOS.

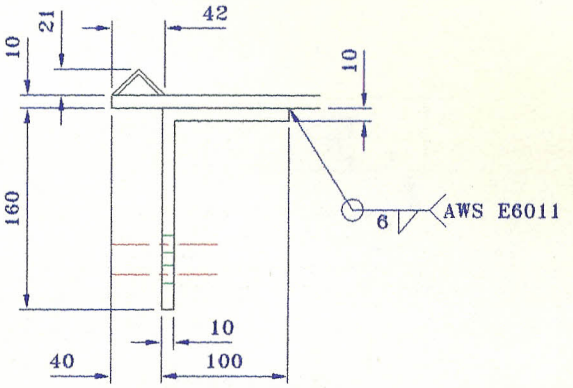
No. de plano:

2.12

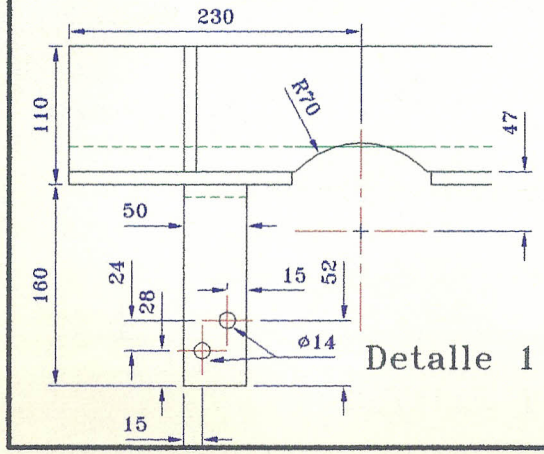




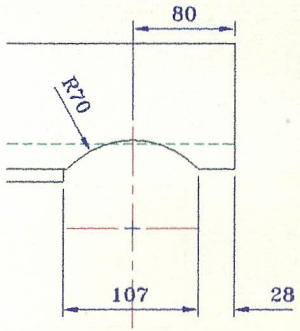




Detalle 3

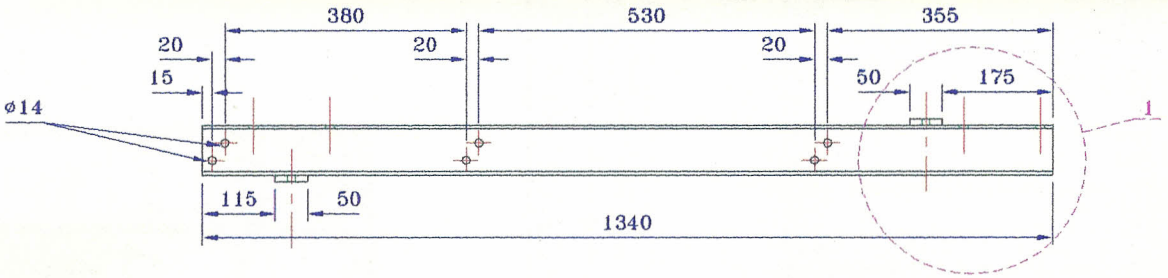


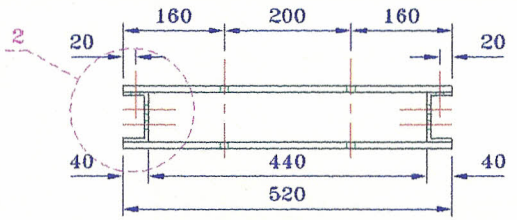
Detalle 1

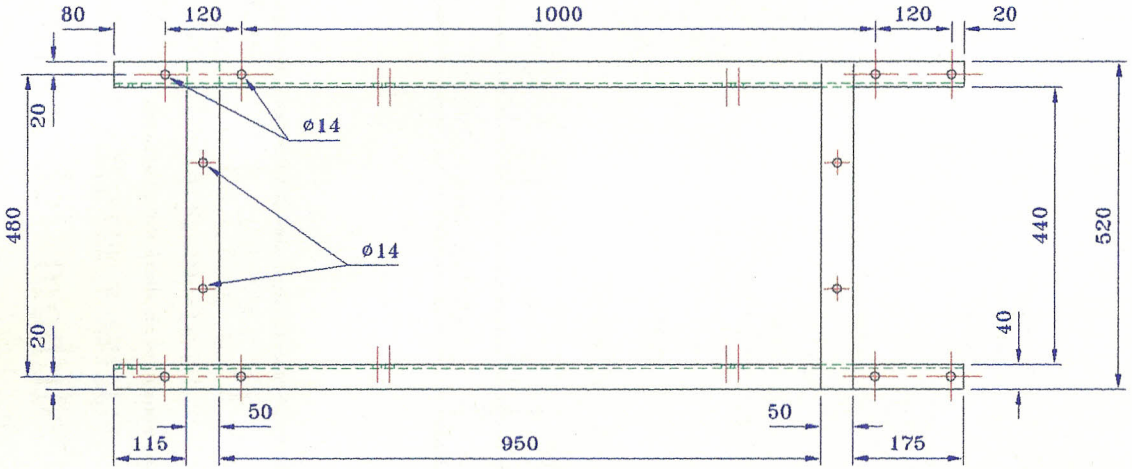


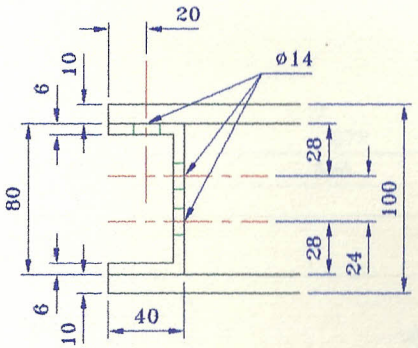
Detalle 2

Gquil.	14/5/97	Nombres:	ESPOL Guayaquil-Ecuador.	Tesis de Grado Facultad de Ingenieria Mecanica
Dibujo		Perugachi.		
Proy.		Perugachi.		
Aprobo		Camacho		
escala: 1:12	SISTEMA DE ARRASTRE Y EMPAQUE. Placa superior, modulos 2 y 3 de la mesa de arrastre. CORTE DE PRODUCTOS TERMINADOS.			No. de plano: 2.13

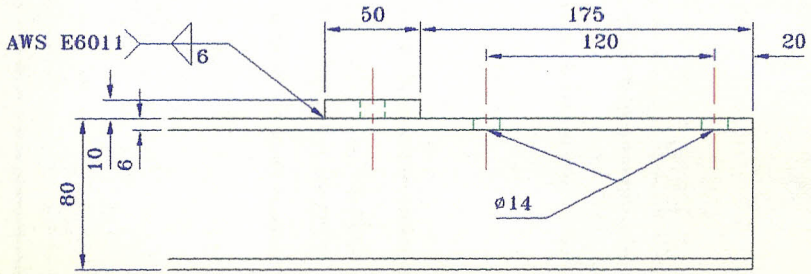






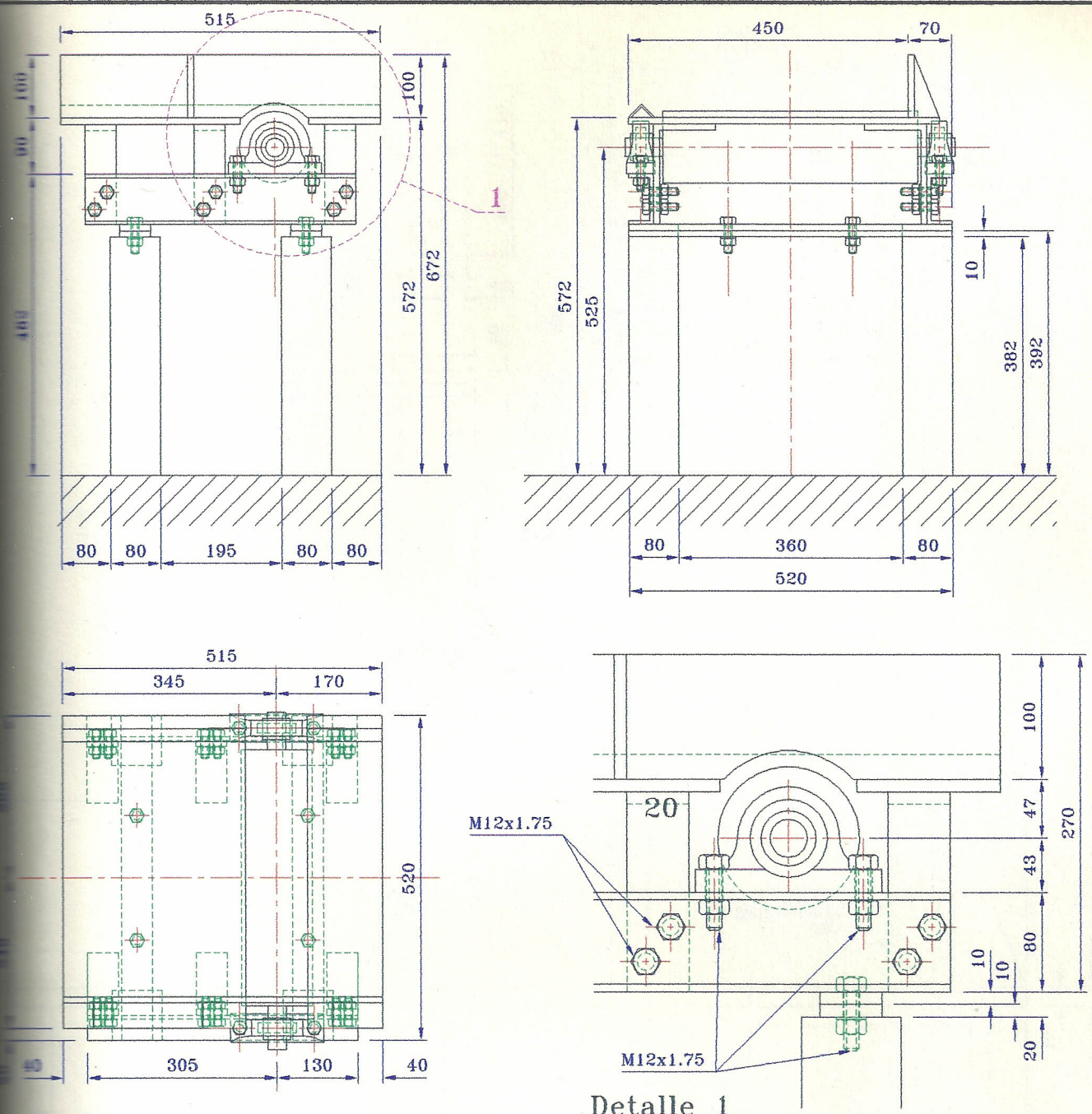


DETALLE 2



DETALLE 1

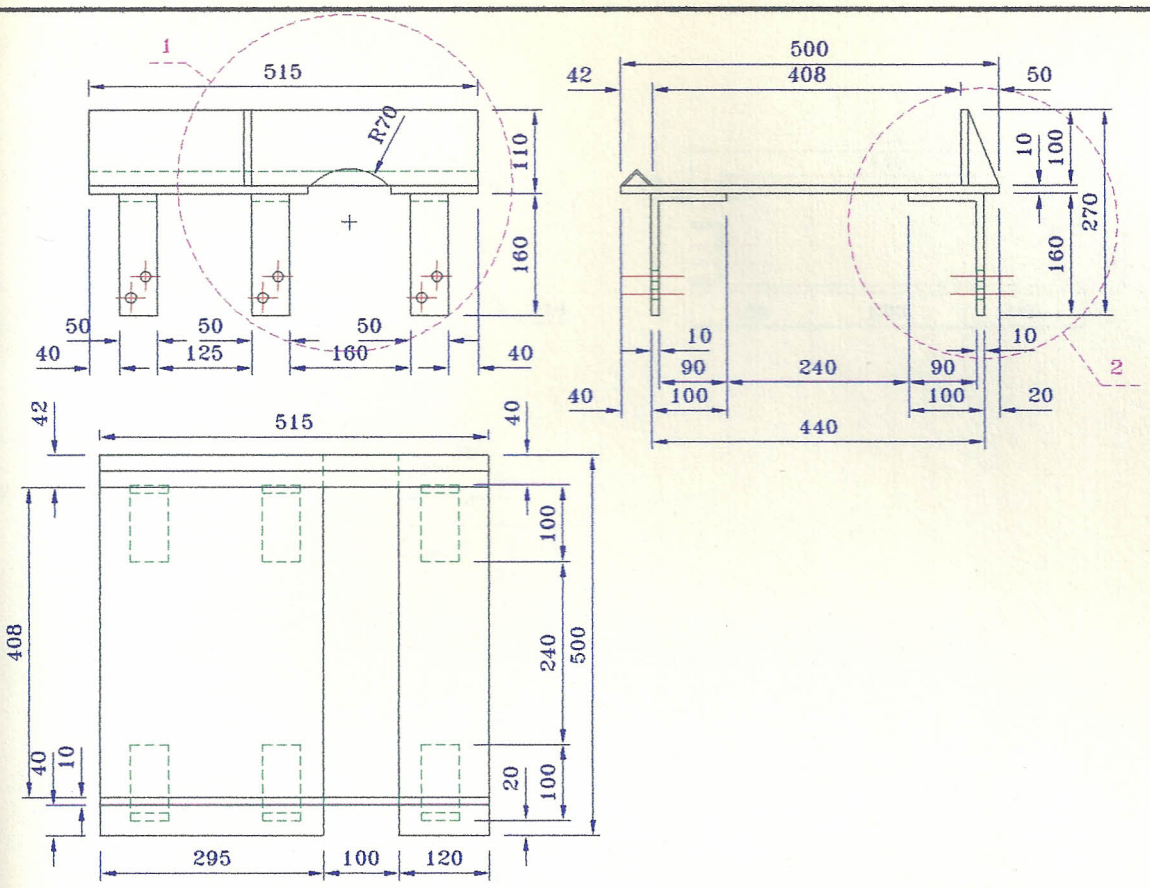
Gquil.	14/5/97	Nombres:	ESPOL Guayaquil-Ecuador.	Tesis de Grado Facultad de Ingenieria Mecanica
Dibujo		Perugachi.		
Proy.		Perugachi.		
Aprobo		Camacho		
escala: 1:12	SISTEMA DE ARRASTRE Y EMPAQUE. Bastidor, modulo 2 y 3 de la mesa de arrastre. CORTE DE PRODUCTOS TERMINADOS.			No. de plano: 2.14



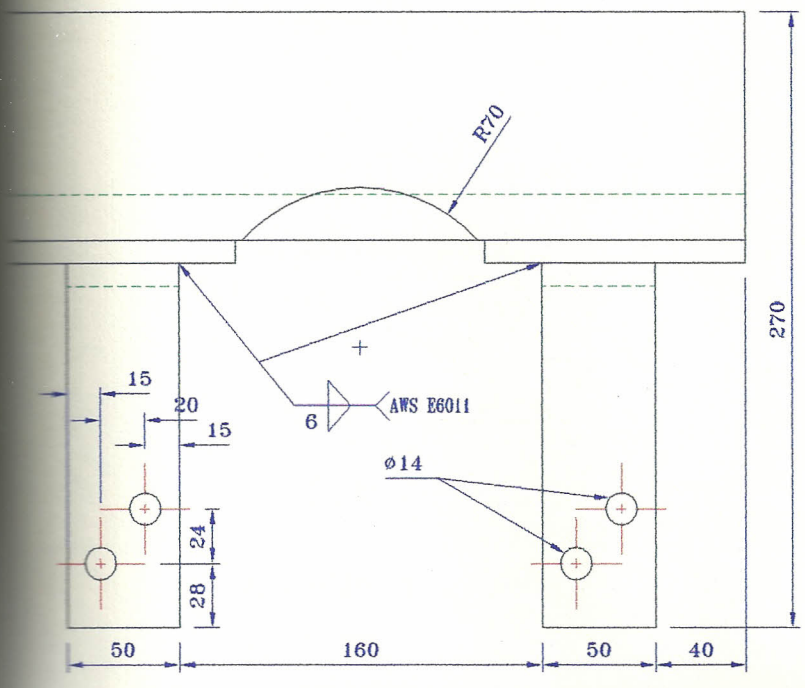
Detalle 1

2	Chumacera	ISO 2264		2	SG56206	0.48 Kg
20	Perno	ISO 68		1	M12x1.75	
	DENOMINACION	Norma/No plano	Material		MODELO	PESO

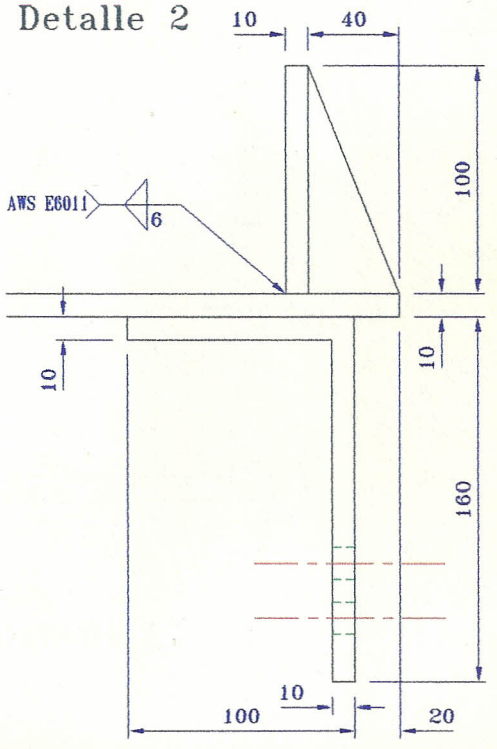
Gquil.	15/5/97	Nombres:	ESPOL Guayaquil-Ecuador.	Tesis de Grado Facultad de Ingenieria Mecanica
Dibujo		Perugachi.		
Proy.		Perugachi.		
Aprobo		Camacho		
escala: 1:10	SISTEMA DE ARRASTRE Y EMPAQUE. Conjunto del modulo 4 de la mesa de arrastre. CORTE DE PRODUCTOS TERMINADOS.			No. de plano: 2.15



Detalle 1



Detalle 2



Gquil.	16/5/97	Nombres:	ESPOL Guayaquil–Ecuador.	Tesis de Grado Facultad de Ingenieria Mecanica
Dibujo		Perugachi.		
Proy.		Perugachi.		
Aprobo		Camacho		

escala: 1:10

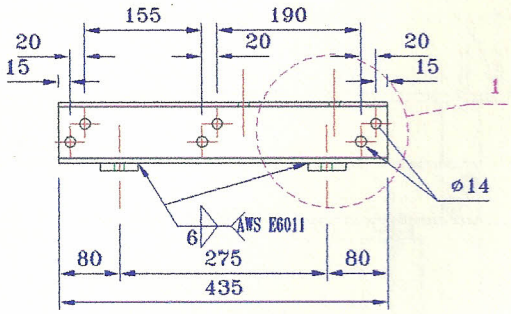
SISTEMA DE ARRASTRE Y EMPAQUE.

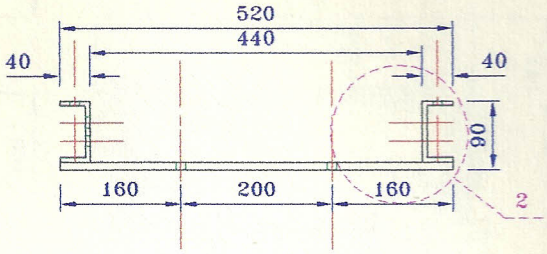
Placa superior, modulo 4 de la mesa de arrastre.

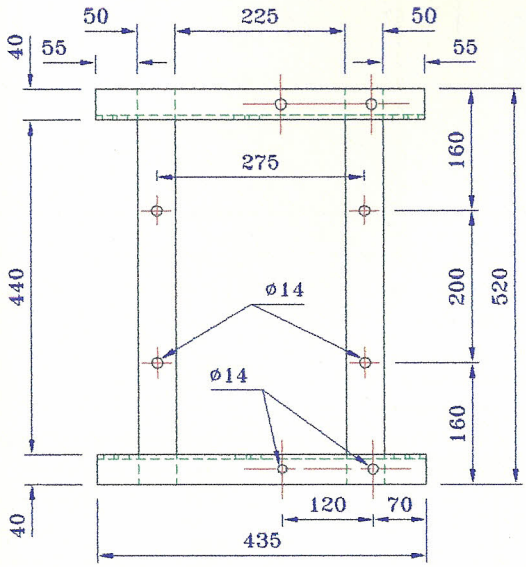
CORTE DE PRODUCTOS TERMINADOS.

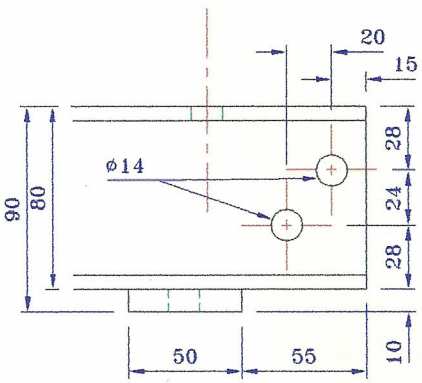
No. de plano:

2.16

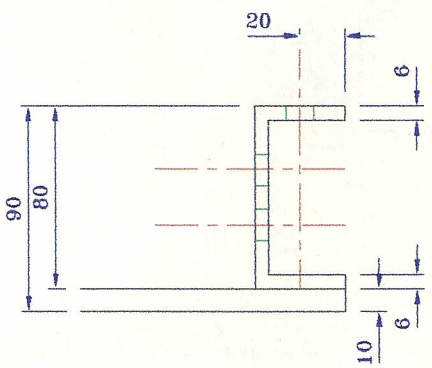






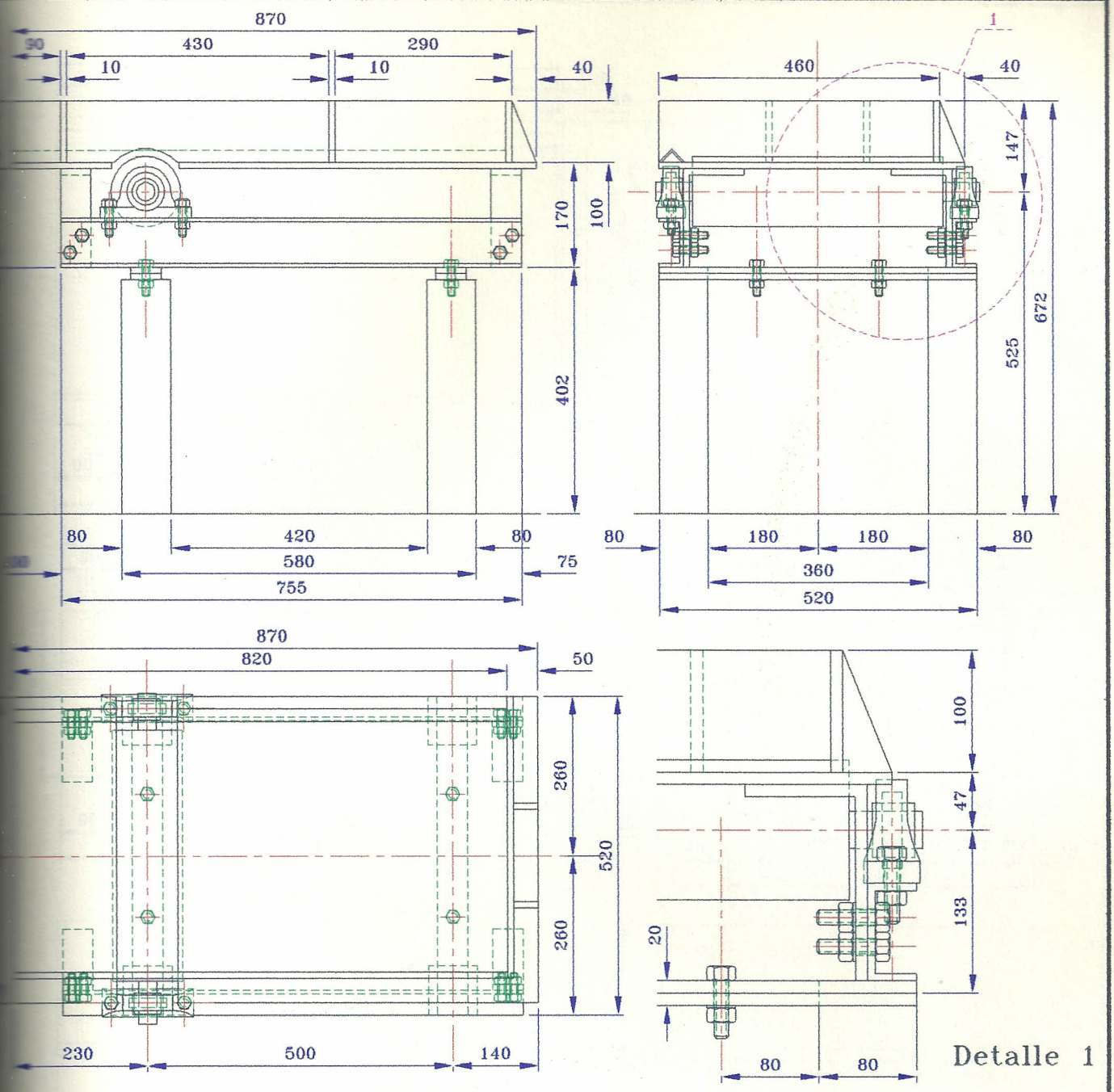


Detalle 1



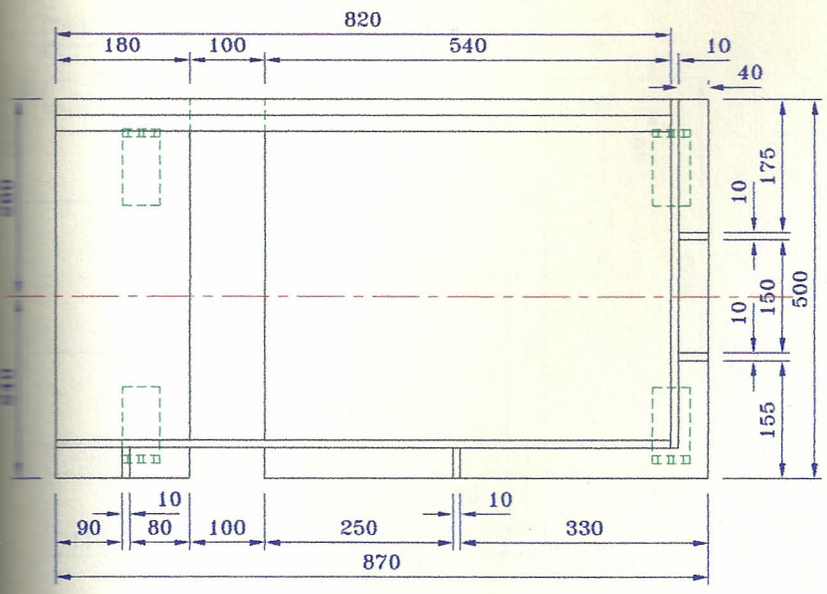
Detalle 2

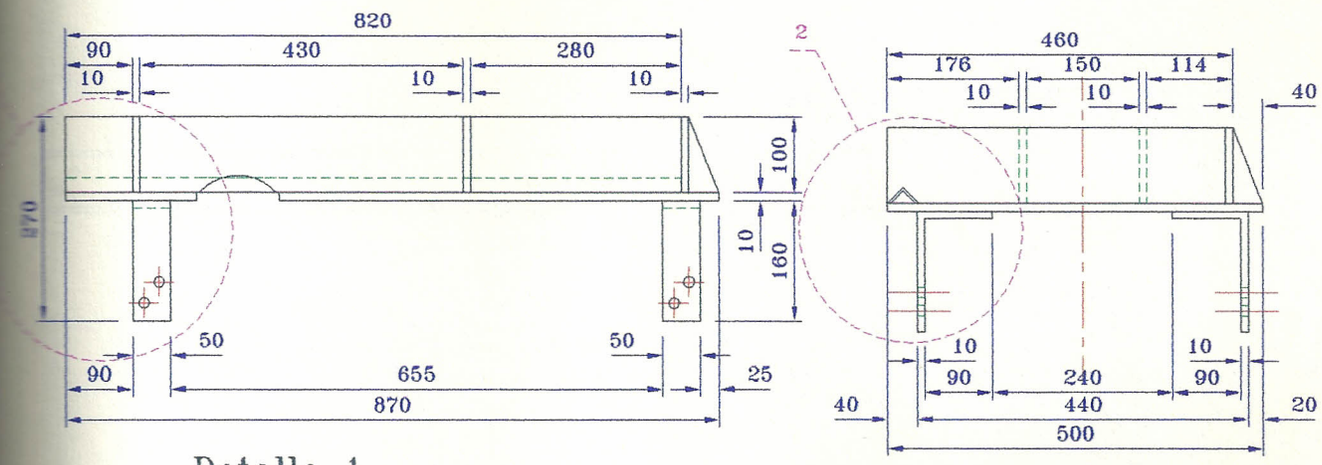
Gquil.	16/5/97	Nombres:	ESPOL Guayaquil-Ecuador.	Tesis de Grado Facultad de Ingenieria Mecanica
Dibujo		Perugachi.		
Proy.		Perugachi.		
Aprobo		Camacho		
escala: 1:10	SISTEMA DE ARRASTRE Y EMPAQUE. Bastidor, modulo 4 de la mesa de arrastre. CORTE DE PRODUCTOS TERMINADOS.			No. de plano: 2.17



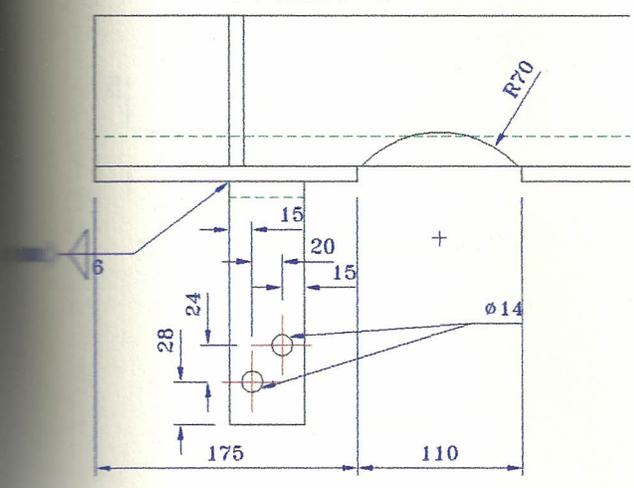
Chumacera	ISO 2264			SG56206	0.48 Kg
Perno	ISO 68			M12X1.75	
DENOMINACION	Norma/No plano	Material		MODELO	PESO

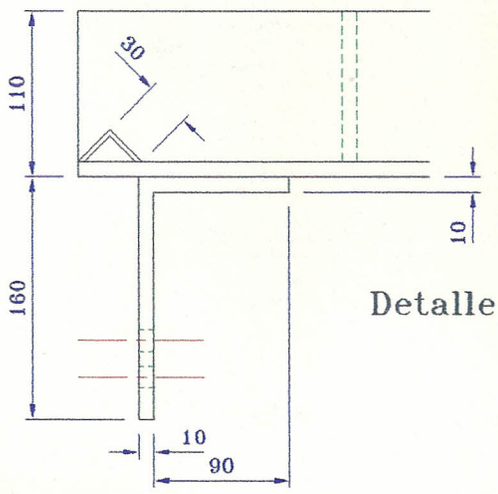
Gquil.	16/5/97	Nombres:	ESPOL Guayaquil-Ecuador.	Tesis de Grado Facultad de Ingenieria Mecanica	
Dibujo		Perugachi.			
Proy.		Perugachi.			
Aprobo		Camacho			
escala: 1:10	SISTEMA DE ARRASTRE Y EMPAQUE. Conjunto, modulo 5 de la mesa de arrastre. CORTE DE PRODUCTOS TERMINADOS.			No. de plano: 2.18	





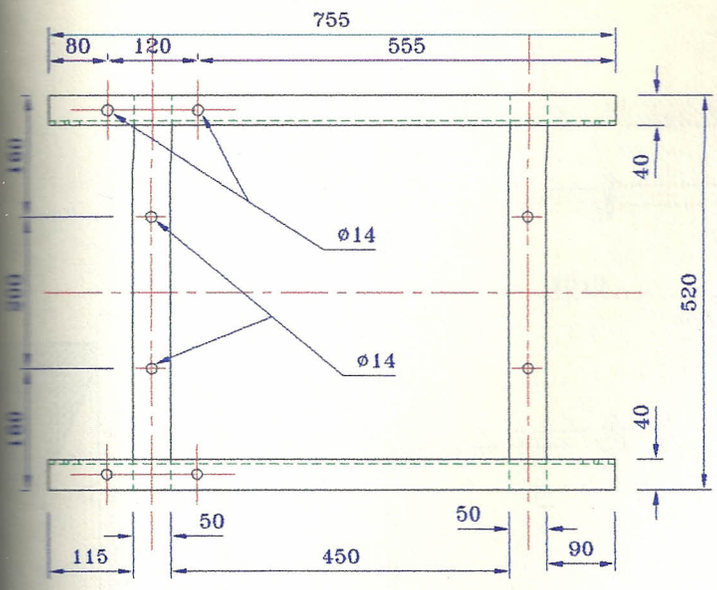
Detalle 1

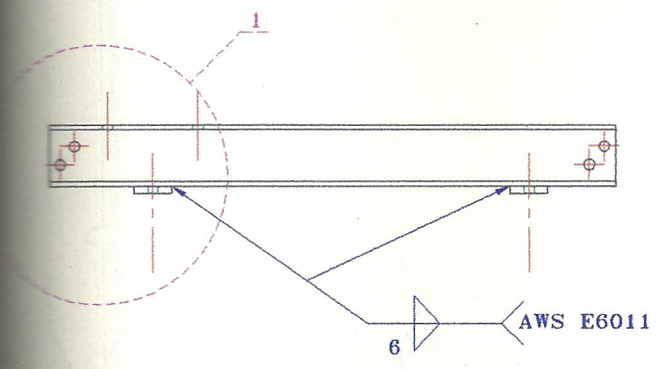


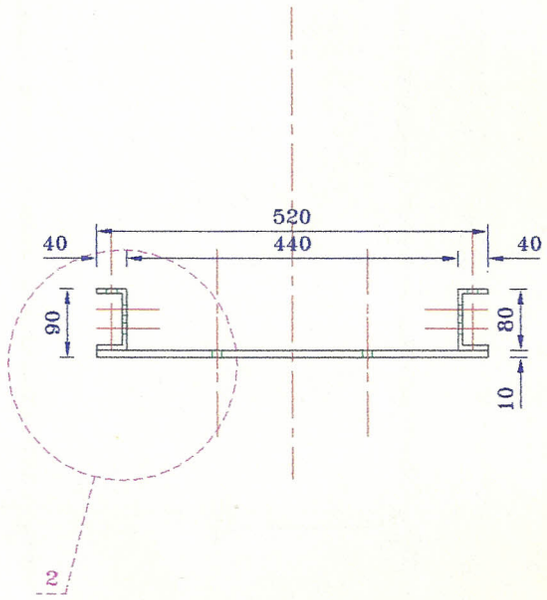


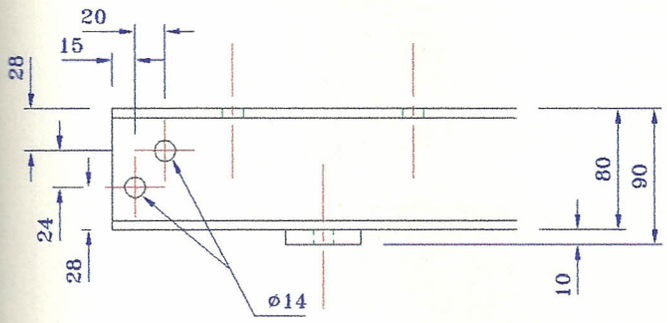
Detalle 2

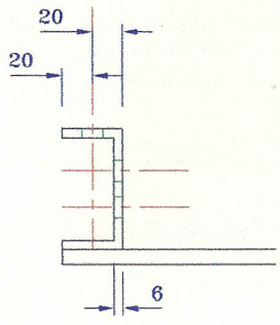
Gquil.	16/5/97	Nombres:	ESPOL Guayaquil-Ecuador.	Tesis de Grado Facultad de Ingenieria Mecanica
Dibujo		Perugachi.		
Proy.		Perugachi.		
Aprobo		Camacho.		
escala: 1:10	SISTEMA DE ARRASTRE Y EMPAQUE. Placa superior, modulo 5 de la mesa de arrastre. CORTE DE PRODUCTOS TERMINADOS.			No. de plano: 2.19







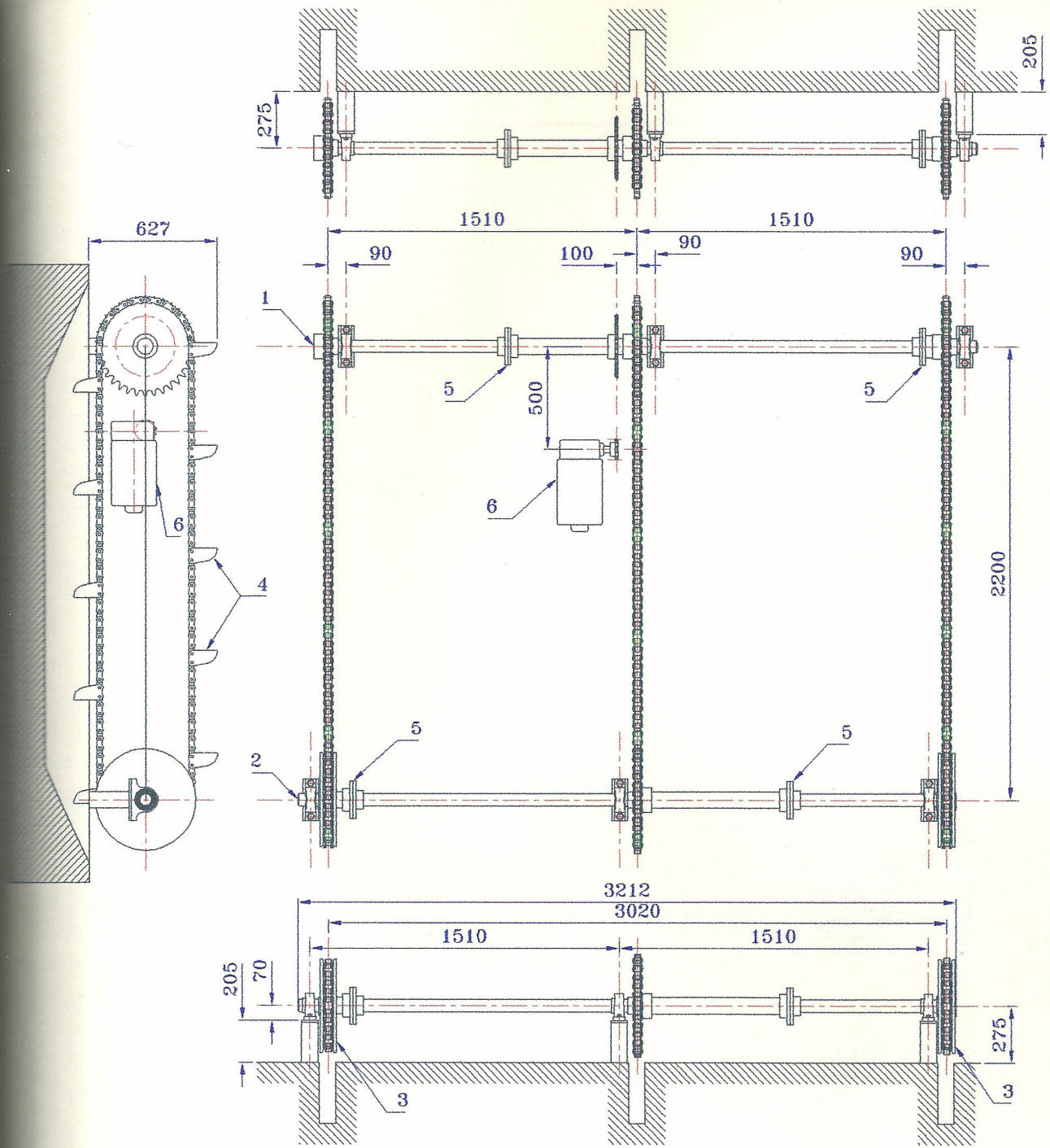




Detalle 1

Detalle 2

Gquil.	16/5/97	Nombres:	ESPOL Guayaquil-Ecuador.	Tesis de Grado Facultad de Ingenieria Mecanica
Dibujo		Perugachi.		
Proy.		Perugachi.		
Aprobo		Camacho.		
escala: 1:10	SISTEMA DE ARRASTRE Y EMPAQUE. Bastidor, modulo 5 de la mesa de arrastre. CORTE DE PRODUCTOS TERMINADOS.			No. de plano: 2.20



1	Sistema motriz			6			
4	Bridas			5			
36	Topes de arrastre			4			
2	Poleas de cadena			3			
1	Eje seguidor			2			
1	Eje motriz			1			
	DENOMINACION	Norma/No plano	Material		MODELO	PESO	

Gquil.	24/3/97	Nombres:	ESPOL Guayaquil-Ecuador.
Dibujo		Perugachi.	
Proy.		Perugachi.	
Aprobo		Camacho	

Tesis de Grado
Facultad de Indenieria Mecanica

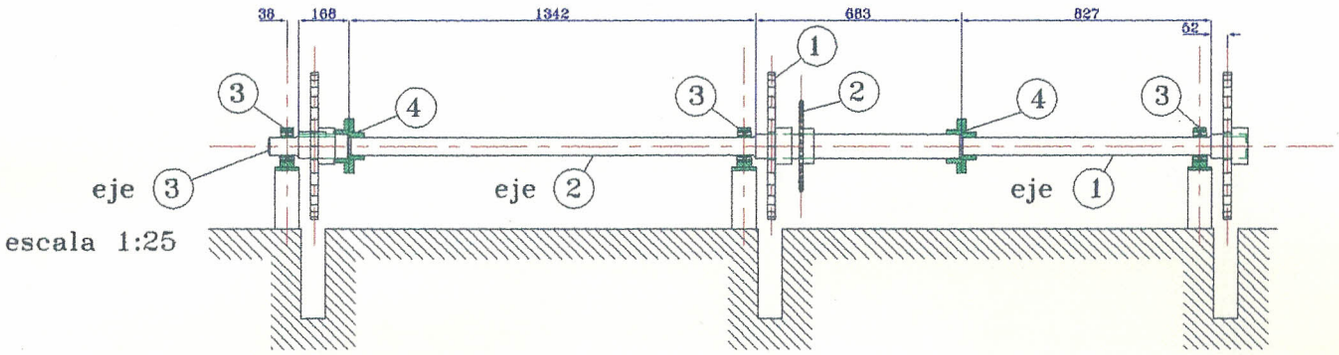
escala: 1:30

SISTEMA DE ARRASTRE Y EMPAQUE.

Plano general del sistema de potencia

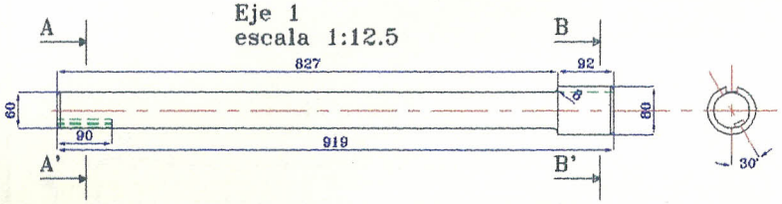
CORTE DE PRODUCTOS TERMINADOS.

No. de plano: 3.1

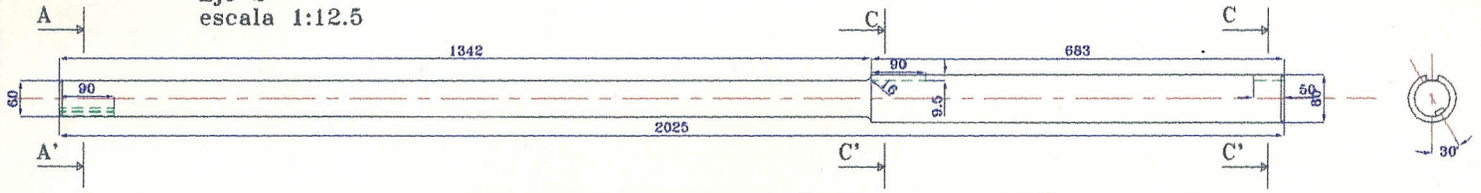


escala 1:25

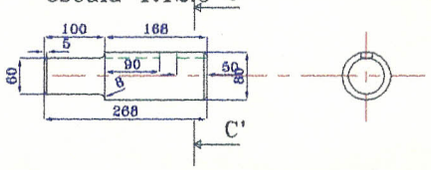
Eje 1
escala 1:12.5

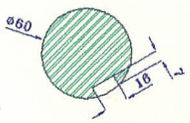


Eje 2
escala 1:12.5

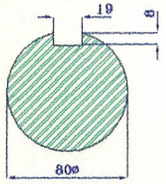


Eje 3
escala 1:12.5

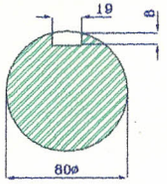




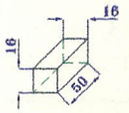
Corte A-A'
escala 1:5

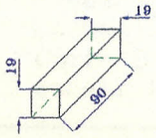


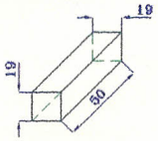
Corte B-B'
escala 1:5



Corte C-C'
escala 1:5

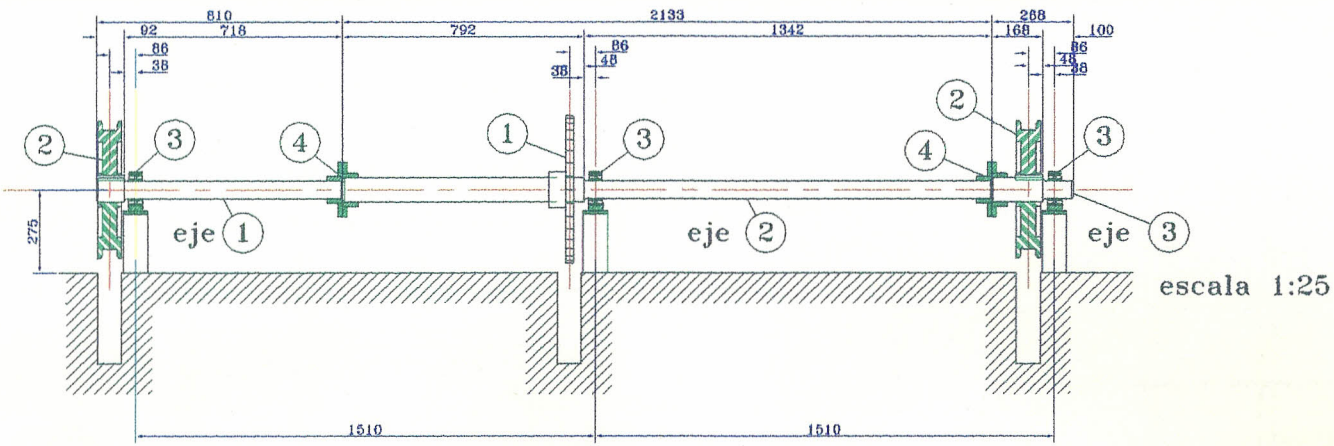




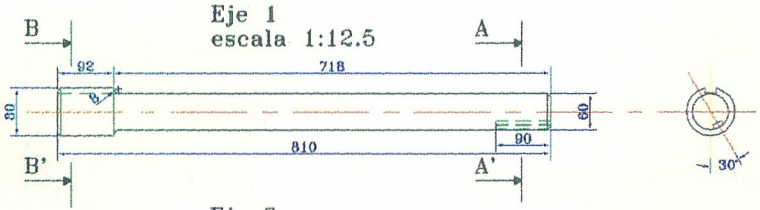


2	Brida del eje				4		
3	Chumacera del eje				3		
1	Rueda catalina receptora				2	RS80; 36 dientes	
1	Rueda catalina motriz				1		
	DENOMINACION	Norma/No plano	Material		MODELO		PESO

Dibujó	Perapachi	ESPOL	Tesis de Grado
Proy.	Perapachi	Guayaquil-Ecuador.	Facultad de Ingeniería Mecánica
Aprobó	Camacho		
escala: 1:25	SISTEMA DE ARRASTRE Y EMPAQUE. Eje motriz de la mesa de arrastre. CORTE DE PRODUCTOS TERMINADOS.		No. de plano: 3.2



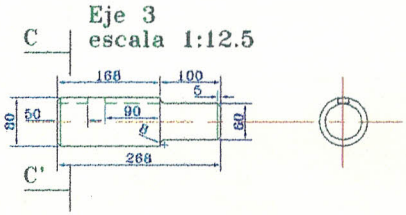
escala 1:25



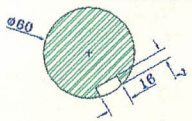
Eje 1
escala 1:12.5



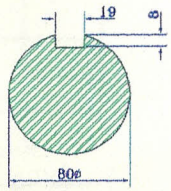
Eje 2
escala 112.5



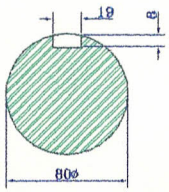
Eje 3
escala 1:12.5



Corte A–A'
escala 1:5



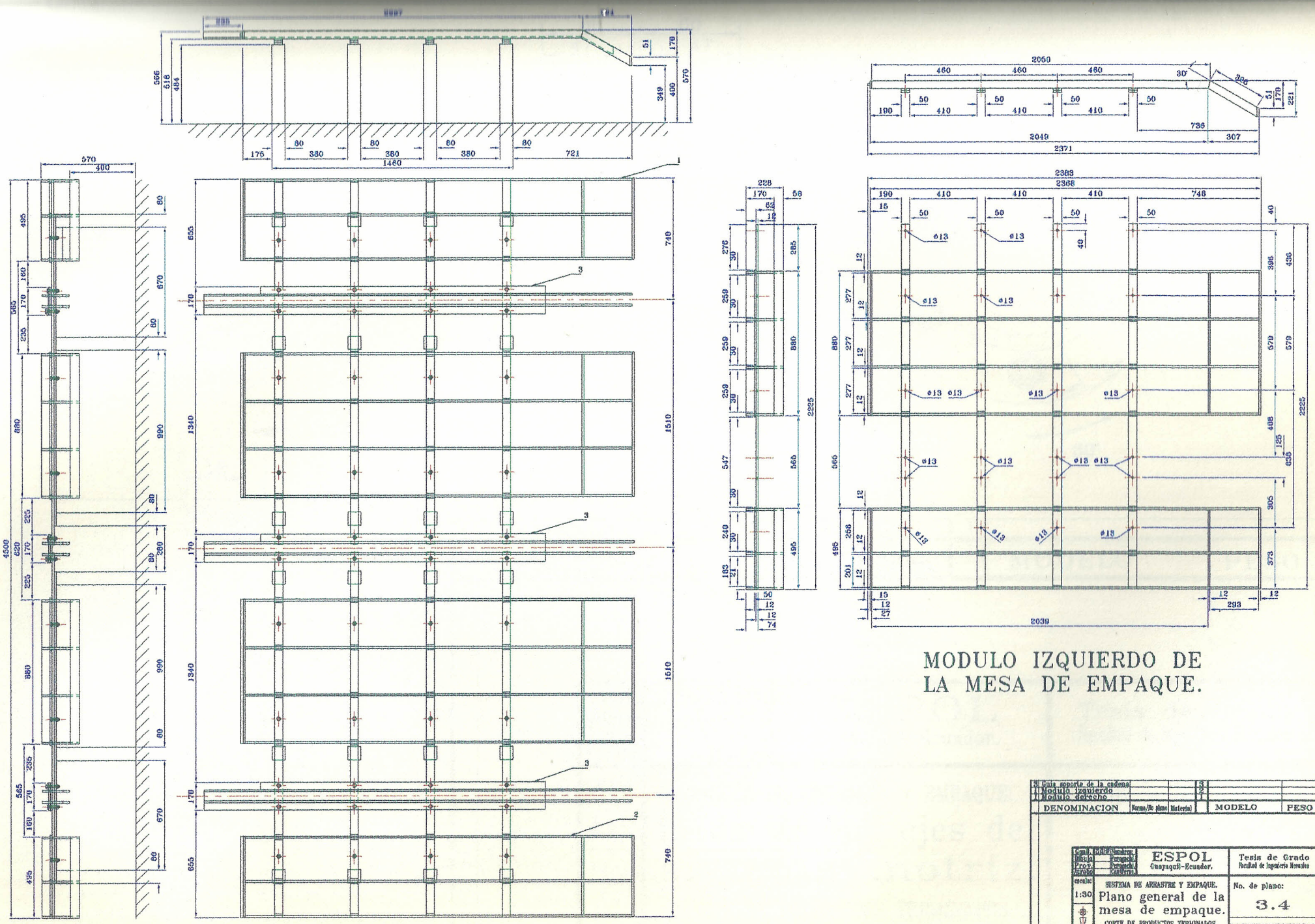
Corte B–B'
escala 1:5



Corte C–C'
escala 1:5

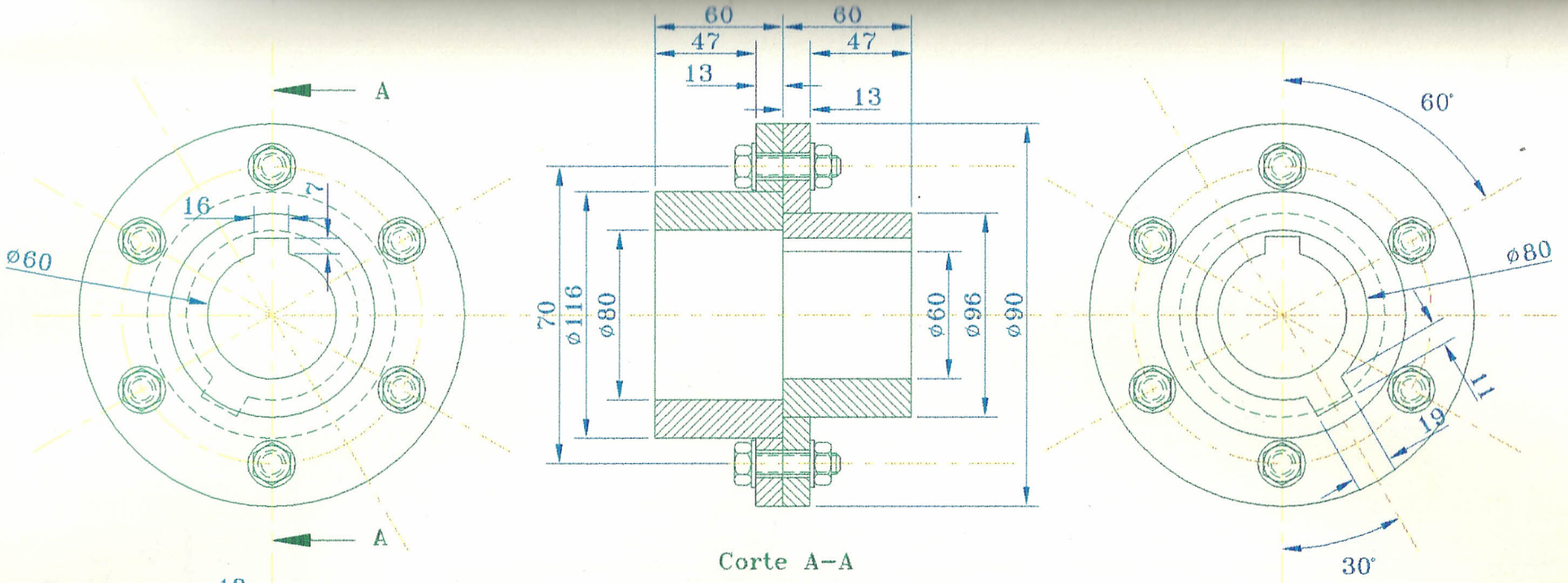
4				4		
3	Chumacera del eje			3		
2	Rueda guia de cadena			2		
1	Rueda catalina motriz			1	RS130	
	DENOMINACION	Norma/No plano	Material		MODELO	PESO

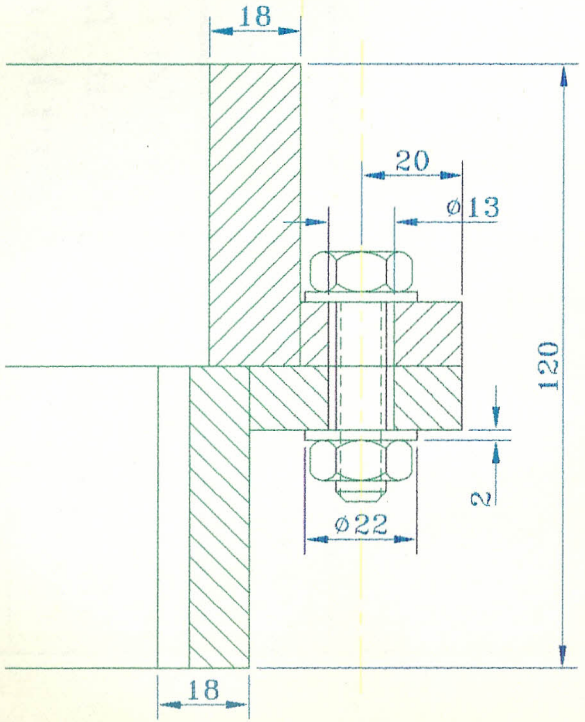
Dibujo	Perugachi	ESPOL Guayaquil-Ecuador.	Tesis de Grado Facultad de Ingeniería Mecánica
escala: 1:25	SISTEMA DE ARRASTRE Y EMPAQUE. Eje seguidor de la mesa de arrastre. CORTE DE PRODUCTOS TERMINADOS.		No. de plano: 3.3



3	Guia soporte de la cadena				3		
2	Modulo izquierdo				2		
1	Modulo derecho				1		
DENOMINACION		Norma/No plano	Material		MODELO	PESO	

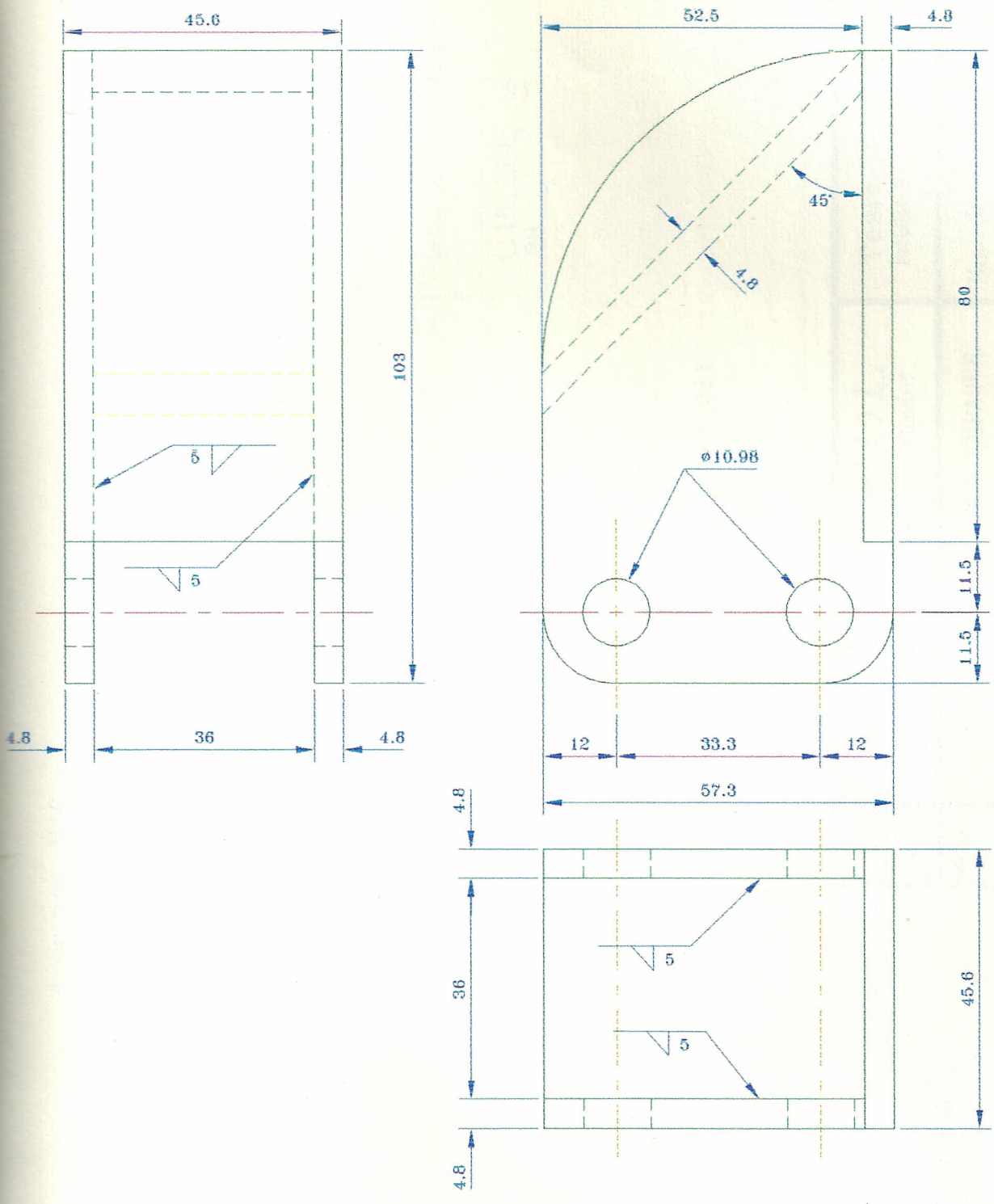
Dibujó		ESPOL Guayaquil–Ecuador.	Tesis de Grado Facultad de Ingeniería Mecánica
Revisó			
Aprobó			
escala: 1:30	SISTEMA DE ARRASTRE Y EMPAQUE. Plano general de la mesa de empaque. CORTE DE PRODUCTOS TERMINADOS.		No. de plano: 3.4





6	Pernos M10	ISO 9.8		1		
	DENOMINACION	Norma/No plano	Material		MODELO	PESO

Gquil.	6/4/97	Nombres:	ESPOL Guayaquil-Ecuador.	Tesis de Grado Facultad de Ingenieria Mecanica
Dibujo		Perugachi.		
Proy.		Perugachi.		
Aprobo		Camacho		
escala: 1:3	SISTEMA DE ARRASTRE Y EMPAQUE. Brida de los ejes del sistema motriz. CORTE DE PRODUCTOS TERMINADOS.			No. de plano: 3.5



Gquil.	30/4/97	Nombres:	ESPOL Guayaquil-Ecuador.	Tesis de Grado Facultad de Ingenieria Mecanica
Dibujo		Perugachi.		
Proy.		Perugachi.		
Aprobo		Camacho		

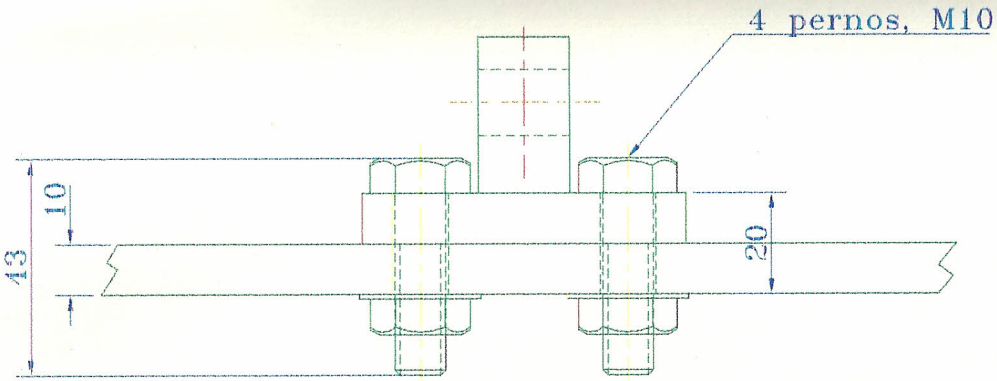
escala: 1:1

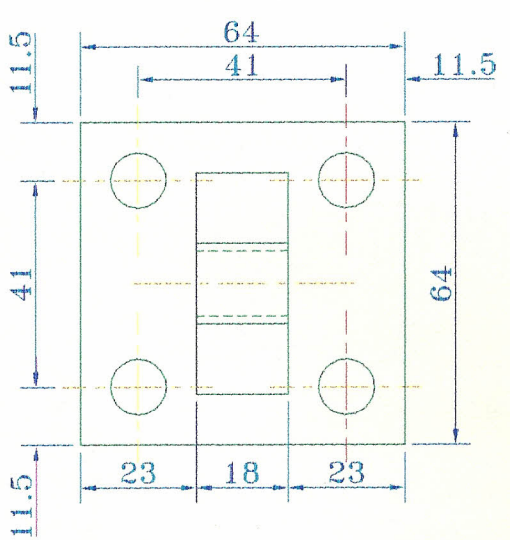
SISTEMA DE ARRASTRE Y EMPAQUE.

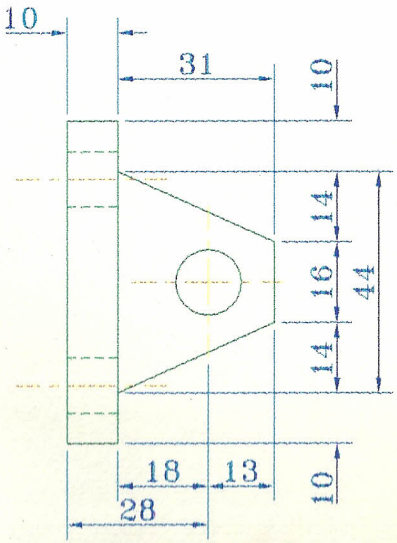
Tope-eslabon de la cadena motriz.

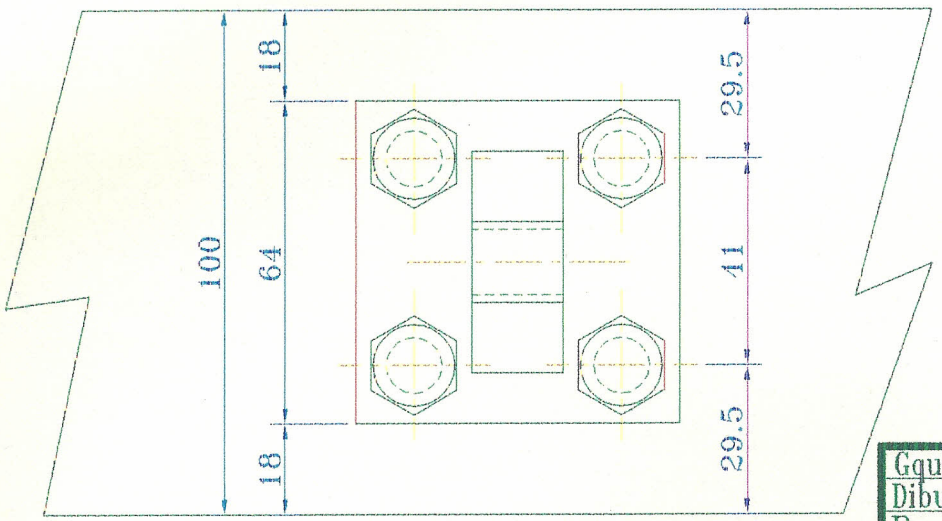
CORTE DE PRODUCTOS TERMINADOS.

No. de plano: 3.6









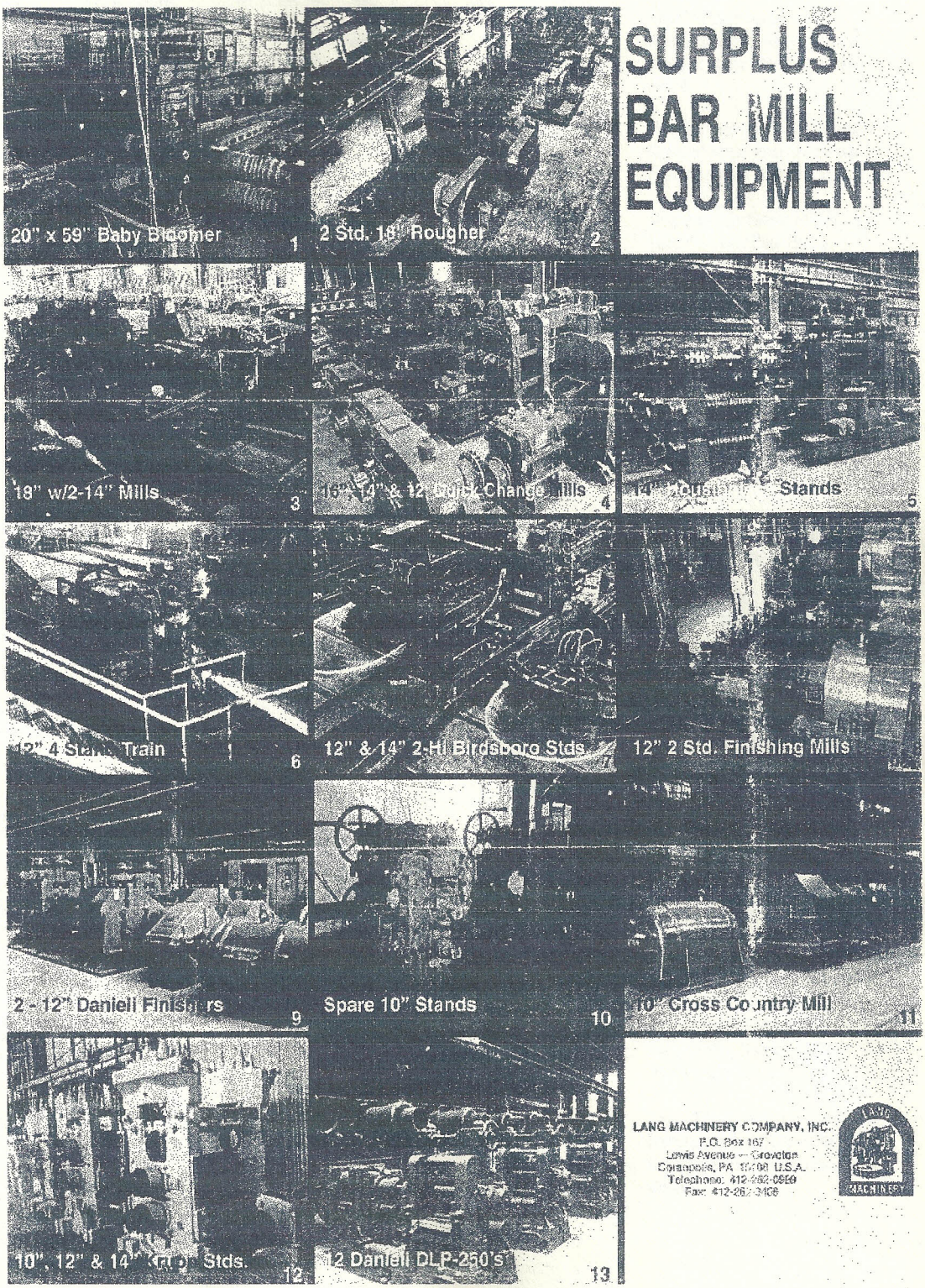
UBICACION DEL SOPORTE
EN LA BASE DEL CILINDRO.

Gquil.	29/4/97	Nombres:	ESPOL Guayaquil-Ecuador.	Tesis de Grado Facultad de Ingenieria Mecanica
Dibujo		Perugachi.		
Proy.		Perugachi.		
Aprobo		Camacho		
escala: 2:3	SISTEMA DE ARRASTRE Y EMPAQUE. Soporte-base del cilindro neumatico. CORTE DE PRODUCTOS TERMINADOS.			No. de plano: 4.1

APENDICE

APÉNDICE A

Catálogo con equipos para la industria de laminación.



APÉNDICE A2

ROLLING MILLS AND STANDS

Size	Confi, ration	No. of Stands	Mfg.	Age	Bearings	Information
24" x 72"	3-Hi Junap Mill	1	Morgard-shammar	1974	Roller	Type P572B Housingless, Comb. Gear and Pinion, 900 KW Motor, 2 Spare Stands, 1 Spare Motor.
20" x 59" [Photo #1]*	2-Hi Rev.	1	Birdsboro	1955	Fabric	Front & Back Tables and Manip., 1250 HP Motor, New Solid State Power Source, 17" High Lift
18" x 60" [Photo #2]*	3-Hi	2	Birdsboro	1976	Fabric/ Roller	38 Individually Driven Rollers, 1750 HP Motor Each Stand, with Control. Combination Gear and Pinion.
18" x 60" with (2) 14" Stands [Photo #3]*	3-Hi	3	Birdsboro	1955	Fabric	With Tilt and Drop Table for 18" Mill, Repeaters for 14" Mill, and 2000 HP Motor.
16" x 30" [Photo #4]*	2-Hi	1	Blawknox	1970	Roller	Reducer, Pinion, Outer Housing with two Inner Housings, Motorized Screws.
14" x 24" [Photo #4]*	2-Hi	2	Blawknox	1970	Roller	Reducer, Pinion, Outer Housing with two Inner Housings, Motorized Screws
12" x 20" [Photo #4]*	2-Hi	2	Blawknox	1970	Roller	Reducer, Pinion, Outer Housing with two Inner Housings, Motorized Screws
14" x 24" [Photo #5]*	2-Hi	2	Morgard-shammar	1974	Roller	Type P629A Housingless, Comb. Gear and Pinion, 500 KW Individual Drive. 5 Spare Stands
12" x 20" [Photo #6]*	2-Hi Train	4	Birdsboro	1960	Fabric	Intermediate Train, 1500 HP AC Motor, Reducer with four Roller Bearing Pinions
14" x 20" [Photo #7]*	2-Hi Looping	2	Birdsboro	1960	Fabric	900 HP, 2 Stands, 2 Roller Brg. Pinions, Double Outlet Reducer
12" x 20" [Photo #7]*	2-Hi Looping	2	Birdsboro	1960	Fabric	800 HP, 2 Stands, 2 roller Brg. Pinions, Double Outlet Reducer
12" x 20" [Photo #8]*	2-Hi	2	Birdsboro	1964	Fabric	600 HP Each, Individually Driven, Static Drives, Ball Brg. Comb. Pinion and Reducer
12" x 28" [Photo #9]*	2-Hi	2	Danieli	1974	Roller	Type DLP300, 2 In Line Finishing Stands, Comb. Gear and Pinion, Separate Reducer, 295 KW Individ. Motor.

*Photos #1 thru #13 - front cover

APÉNDICE A3

ROLLING MILLS AND STANDS

Size	Confi. ration	No. of Stands	Mfg.	Age	Bearings	Information
24" x 72"	3-Hi Jump Mill	1	Morgard-shammar	1974	Roller	Type P572B Housingless, Comb. Gear and Pinion, 900 KW Motor, 2 Spare Stands, 1 Spare Motor.
20" x 59" [Photo #1]*	2-Hi Rev.	1	Birdsboro	1955	Fabric	Front & Back Tables and Manip., 1250 HP Motor, New Solid State Power Source, 17" High Lift.
18" x 60" [Photo #2]*	3-Hi	2	Birdsboro	1976	Fabric/ Roller	38 Individually Driven Rollers, 1750 HP Motor Each Stand, with Control. Combination Gear and Pinion.
16" x 60" with (2) 14" Stands [Photo #3]*	3-Hi	3	Birdsboro	1955	Fabric	With Tilt and Drop Table for 18" Mill, Repeaters for 14" Mill, and 2000 HP Motor.
16" x 30" [Photo #4]*	2-Hi	1	Blawknox	1970	Roller	Reducer, Pinion, Outer Housing with two Inner Housings, Motorized Screws.
14" x 24" [Photo #4]*	2-Hi	2	Blawknox	1970	Roller	Reducer, Pinion, Outer Housing with two Inner Housings, Motorized Screws
12" x 20" [Photo #4]*	2-Hi	2	Blawknox	1970	Roller	Reducer, Pinion, Outer Housing with two Inner Housings, Motorized Screws
14" x 24" [Photo #5]*	2-Hi	2	Morgard-shammar	1974	Roller	Type P629A Housingless, Comb. Gear and Pinion, 500 KW Individual Drive, 5 Spare Stands
12" x 20" [Photo #6]*	2-Hi Train	4	Birdsboro	1960	Fabric	Intermediate Train, 1500 HP AC Motor, Reducer with four Roller Bearing Pinions
14" x 20" [Photo #7]*	2-Hi Looping	2	Birdsboro	1960	Fabric	900 HP, 2 Stands, 2 Roller Brg. Pinions, Double Outlet Reducer
12" x 20" [Photo #7]*	2-Hi Looping	2	Birdsboro	1960	Fabric	800 HP, 2 Stands, 2 roller Brg. Pinions, Double Outlet Reducer
12" x 20" [Photo #8]*	2-Hi	2	Birdsboro	1964	Fabric	600 HP Each, Individually Driven, Static Drives, Ball Brg. Comb. Pinion and Reducer
12" x 28" [Photo #9]*	2-Hi	2	Danieli	1974	Roller	Type DLP300, 2 In Line Finishing Stands, Comb. Gear and Pinion, Separate Reducer, 295 KW Individ. Motor.

*Photos #1 thru #13 - front cover

APÉNDICE A4

PINION STANDS

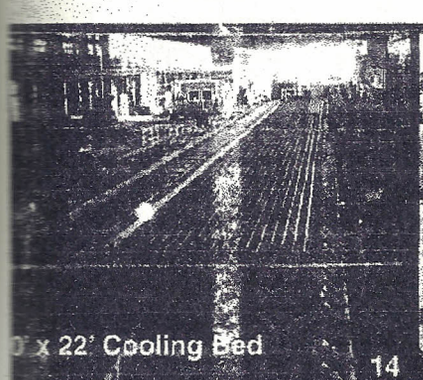
Size	Configuration	Qty.	Mfg.	Age	Bearings	Information
30"	2-Hi	1	Bliss	1958	Roller	1250 HP, Available with Motor and 5.956:1 Reducer
18"	3-Hi	1	Birdsboro	1955	Oil Film	1000 HP

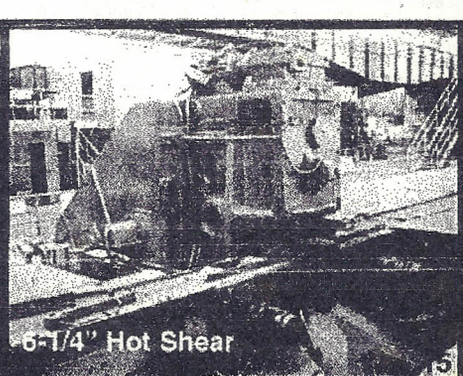
COOLING BED

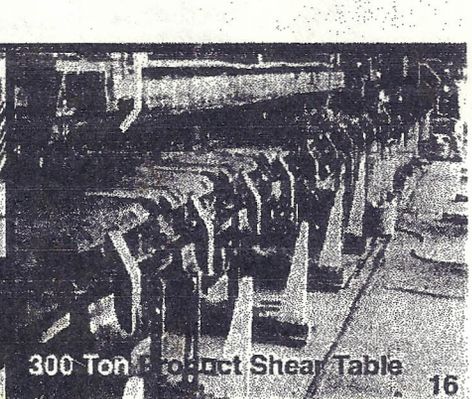
Size	Type	Mfg.	Age	Information
200' L x 22' W [Photo #14]	Walking Beam - Merchant	Birdsboro	1960	Cooled No. 3 thru No. 11 Rebar and up to 3" Flats and Angles, 2240 FPM

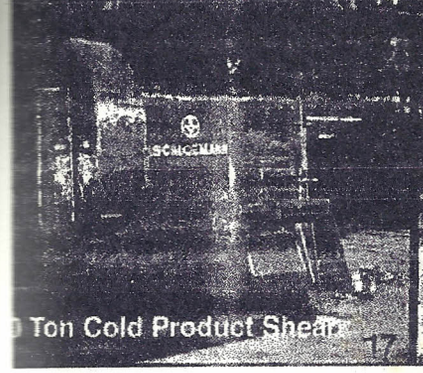
SHEARS

Capacity	Use	Qty.	Mfg.	Age	Blade Width	Information
800 Tons	Hot Stationary	1	Schloemann	1962	22"	300 HP, Equipped with 50' Gauge and Table
6-1/4" sq. [Photo #15]	Hot Stationary	1	Schloemann	1962	20"	Electromechanical Hold Down, Individ. Driven Table, Like New
300 Tons [Photo #16]	Cold Product	1	Birdsboro	1960	32"	Overhead Gauge with Individ. Driven Table
250 Tons [Photo #17]	Cold Product	1	Schloemann	1962	29"	Rounds to 3", Beams, Channels, and Angles to 5"
3" Dia. Round [Photo #18]	Cold Product - Alligator	1	Hill Acme	1970	24"	10 HP, Canton CF22-A-AL
1-1/2" Dia.	Hot Flying	1	Birdsboro	1960	10"	Rotary Arm Flying Shear, 7-1/2 HP, 2000 FPM











LANG MACHINERY COMPANY, INC.
P.O. Box 187
Lewis Avenue — Groveton
Coraopolis, PA 15108 U.S.A.
Telephone: 412-262-0999
Fax: 412-262-3468

APÉNDICE B

TABLA 6-2. Resumen de vigas cargadas

Resumen de vigas cargadas.

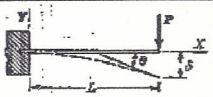
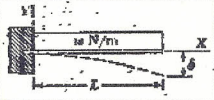
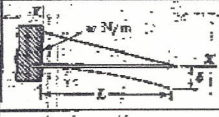
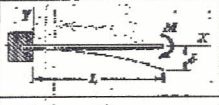
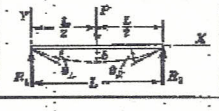
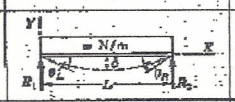
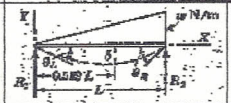
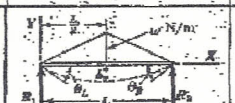
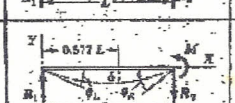
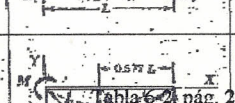
CASO No.	TIPO DE CARGA	MOMENTO MÁXIMO	PENDIENTE EN EL EXTREMO	ECUACIÓN DE LA ELÁSTICA (y es positiva hacia abajo)	DEFLEXIÓN MÁXIMA
1		$M=-PL$	$\theta=\frac{PL^2}{2EI}$	$Ely=\frac{Px^2}{6}(3L-x)$	$\delta=\frac{PL^3}{3EI}$
2		$M=-Pa$	$\theta=\frac{Pa^2}{2EI}$	$Ely=\frac{Px^2}{6}(3a-x)$ para $0<x<a$ $Ely=\frac{Pa^2}{6}(3x-a)$ para $a<x<L$	$\delta=\frac{Pa^2}{6EI}(3L-a)$
3		$M=-\frac{wL^2}{2}=-\frac{WL}{2}$	$\theta=\frac{wL^3}{6EI}=\frac{WL^2}{6EI}$	$Ely=\frac{wx^2}{24}(6L^2-4Lx+x^2)$	$\delta=\frac{wL^4}{8EI}=\frac{WL^3}{8EI}$
4		$M=-\frac{wL^2}{6}=-\frac{WL}{3}$	$\theta=\frac{wL^3}{24EI}=\frac{WL^2}{12EI}$	$Ely=\frac{wx^2}{120L}(10L^3-10L^2x+5Lx^2-x^3)$	$\delta=\frac{wL^4}{30EI}=\frac{WL^3}{15EI}$
5		$M=-M$	$\theta=\frac{ML}{EI}$	$Ely=\frac{Mx^2}{2}$	$\delta=\frac{ML^2}{2EI}$
6		$M=\frac{PL}{4}$	$\theta_L=\theta_R=\frac{PL^2}{16EI}$	$Ely=\frac{Px}{12}\left(\frac{3}{4}L^2-x^2\right)$ para $0<x<\frac{L}{2}$	$\delta=\frac{PL^3}{48EI}$
7		$M=\frac{Pab}{L}$ en $x=a$	$\theta_L=\frac{Pb(L^2-b^2)}{6EIL}$ $\theta_R=\frac{Pa(L^2-a^2)}{6EIL}$	$Ely=\frac{Pbx}{6L}(L^2-x^2-b^2)$ para $0<x<a$ $Ely=\frac{Pb}{6L}\left[\frac{L}{b}(x-a)^3+(L^2-b^2)x-x^3\right]$ para $a<x<L$	$\delta=\frac{Pb(L^2-b^2)^{3/2}}{9\sqrt{3}\,EIL}$ en $x=\sqrt{\frac{L^2-b^2}{3}}$ En el centro (no la máx.) $\delta=\frac{Pb}{48EI}(3L^2-4b^2)$ cuando $a>b$
8		$M=\frac{wL^2}{8}=\frac{WL}{8}$	$\theta_L=\theta_R=\frac{wL^3}{24EI}$	$Ely=\frac{wx}{24}(L^3-2Lx^2+x^3)$	$\delta=\frac{5wL^4}{384EI}=\frac{5WL^3}{384EI}$
9		$M=\frac{wL^2}{9\sqrt{3}}=\frac{2WL}{9\sqrt{3}}$	$\theta_L=\frac{7wL^3}{360EI}$ $\theta_R=\frac{8wL^3}{360EI}$	$Ely=\frac{wx}{360L}(7L^4-10L^2x^2+3x^4)$	$\delta=\frac{2.5wL^4}{384EI}=\frac{5WL^3}{384EI}$ en $x=0.519L$
10		$M=\frac{wL^2}{12}=\frac{WL}{6}$	$\theta_L=\theta_R=\frac{5wL^3}{192EI}$	$Ely=\frac{wx}{960L}(25L^4-40L^2x^2+16x^4)$ para $0<x<\frac{L}{2}$	$\delta=\frac{wL^4}{120EI}=\frac{WL^3}{60EI}$
11		$M=M$	$\theta_L=\frac{ML}{6EI}$ $\theta_R=\frac{ML}{3EI}$	$Ely=\frac{MLx}{6}\left(1-\frac{x^2}{L^2}\right)$	$\delta=\frac{ML^2}{9\sqrt{3}\,EI}$ en $x=\frac{L}{\sqrt{3}}$ En el centro (no la máx.) $\delta=\frac{ML^2}{16EI}$
12		$M=\frac{ML}{6}$[2]	$\theta_L=\frac{ML}{3EI}$ $\theta_R=\frac{ML}{6EI}$	$Ely=\frac{Mx}{6L}(L-x)(2L-x)$	$\delta=\frac{ML^2}{9\sqrt{3}\,EI}$ en $x=\left(L-\frac{L}{\sqrt{3}}\right)$ En el centro (no la máx.) $\delta=\frac{ML^2}{16EI}$

Tabla 6-2, pág. 218, 219.

APÉNDICE C
Propiedades físicas de los metales más comunes.

METALES	Densidad (kg/m^3)	Coeficiente de dilatación lineal [µm/(m*°c)]	Límite de proporcionalidad (MPa) Tensión	Límite de proporcionalidad (MPa) Cortante	Resistencia última (MPa) Tensión	Resistencia última (MPa) Compresión	Resistencia última (MPa) Cortante	Módulo de elasticidad (Gpa) E	Módulo de elasticidad (Gpa) G	Elongación % (en 50 mm)
Acero, 0.2% carbono, laminado en caliente	7850	Varía de 11.0 a 13.2	240	150	410	*b*	310	200	80	35
0.2% carbono, laminado en frío	7850		420	250	550	*b*	420	200	80	18
0.6% carbono, laminado en caliente	7850		420	250	690	*b*	550	200	80	15
0.8% carbono, laminado en caliente	7850	El valor medio es 11.7	480	290	830	*b*	730	200	80	10
Fundción gris	7200	10.8	*c*	*d*	140	520	*d*	100	40	Pequeño
Fundición maleable	7200	11.9	250	160	370	*b*	330	170	90	18
Hierro forjado	7700	12.1	210	130	350	*b*	240	190	70	35
Aluminio fundido	2650	23.1	60		90	*b*	70	70	30	20
Aluminio, aleación 17ST	2700	23.1	220	150	390	*b*	220	71	30	
Latón, laminado (70% Cu), (30% Zn)	8500	18.7	170	110	380	*b*	330	100	40	30
Bronce, fundido	8200	18	140		230	390		80	35	10
Cobre, estirado	8800	16.8	260	160	380	*b*		120	40	4

NOTAS

a El límite de proporcionalidad y el módulo elástico, a compresión, pueden tomarse los mismos que a tensión, excepto en la fundición de hierro fundido cuyo límite de proporcionalidad es aproximadamente 180 MPa.

b Como resistencia última a compresión en materiales dúctiles puede tomarse el punto de cedencia o fluencia que es ligeramente superior al límite de proporcionalidad a tensión.

c No está bien definido, aproximadamente vale 40 MPa.

d La fundición falla por tensión diagonal.

Tabla B1, pág. 527. (2)

APÉNDICE D1
Especificaciones SAE para pernos de acero.

GRADO SAE Núm.	INTERVALO DE TAMANOS INCLUSIVE in	RESISTENCIA LIMITE MINIMA A LA TENSION kpsi	RESISTENCIA ULTIMA MINIMA A LA TENSION kpsi	RESISTENCIA DE FLUENCIA MINIMA A LA TENSION kpsi	MATERIAL
1	1/4 - 1 1/2	33	60	36	Acero de mediano o bajo carbono
2	1/4 - 3/4 7/8 - 1 1/2	55 33	74 60	57 36	Acero de mediano o bajo carbono
4	1/4 - 1 1/2	65	115	100	Acero de mediano carbono estirado en frío
5	1/4 - 1 1 1/8 - 1 1/2	85 74	120 105	92 81	Acero de mediano o bajo carbono, T y R
5.2	1/4 - 1	85	120	92	Acero martensítico de bajo carbono, T y R
7	1/4 - 1 1/2	105	133	115	Acero de aleación de mediano carbono, T y R
8	1/4 - 1 1/2	120	150	130	Acero de aleación de mediano carbono, T y R
8.2	1/4 - 1	120	150	130	Acero martensítico de bajo carbono, T y R

Tabla 8-4, pág. 386. (1)

APÉNDICE D2
Especificaciones ASTM para pernos de acero.

DESIGNACIÓN ASTM Núm.	INTERVALO DE TAMAÑOS INCLUSIVE in	RESISTENCIA LÍMITE MÍNIMA A LA TENSIÓN kpsi	RESISTENCIA ÚLTIMA MÍNIMA A LA TENSIÓN kpsi	RESISTENCIA DE FLUENCIA MÍNIMA A LA TENSIÓN kpsi	MATERIAL
A307	1/4 - 1 1/2	33	60	36	Acero de bajo carbono
A325 tipo 1	1/2 - 1 1 1/8 - 1 1/2	85 74	120 105	92 81	Acero de mediano carbono templado y revenido (T y R)
A325 tipo 2	1/2 - 1 1 1/8 - 1 1/2	85 74	120 105	92 81	Acero martensítico de bajo carbono, T y R
A325 tipo 3	1/2 - 1 1 1/8 - 1 1/2	85 74	120 105	92 81	Acero intemperizado T y R
A354 grado BC					Acero de aleación T y R
A354 grado BD	1/4 - 4	120	150	130	Acero de aleación T y R
A499	1/4 - 1 1 1/8 - 1 1/2 1 3/4 - 3	85 74 55	120 105 90	92 81 58	Acero de mediano carbono templado y revenido (T y R)
A490 tipo 1	1/2 - 1 1/2	120	150	130	Acero de aleación T y R
A490 tipo 3					Acero intemperizado T y R

Tabla 8-5, pág. 386. (1)

APÉNDICE D3
Especificaciones mecánicas métricas para pernos, tornillos comunes y tornillos de presión.

CLASE DE PROPIEDAD	INTERVALO DE TAMAÑOS INCLUSIVE	RESISTENCIA LÍMITE MÍNIMA A LA TENSIÓN Mpa	RESISTENCIA ÚLTIMA MÍNIMA A LA TENSIÓN Mpa	RESISTENCIA DE FLUENCIA MÍNIMA A LA TENSIÓN Mpa	MATERIAL
4.6	M 5 - M 36	225	400	240	Acero de mediano o bajo carbono
4.8	M 1.6 - M 16	310	420	340	Acero de mediano o bajo carbono
5.8	M 5 - M 24	380	520	420	Acero de mediano o bajo carbono
8.8	M 1.6 - M 36	600	830	660	Acero de mediano o bajo carbono, T y R
9.8	M 1.6 - M 16	650	900	720	Acero de mediano o bajo carbono, T y R
10.9	M 5 - M 36	830	1040	940	Acero martensítico de bajo carbono, T y R
12.9	M 1.6 - M 36	970	1220	1100	Acero de aleación, T y R

Tabla 8-6, pág. 386. (1)

APÉNDICE E

Momentos de inercia de áreas compuestas.

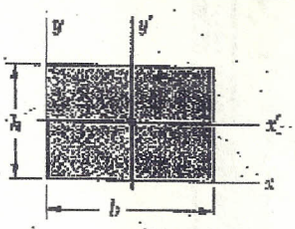
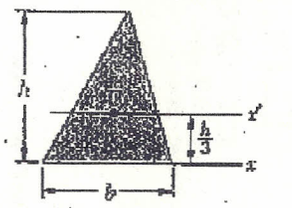
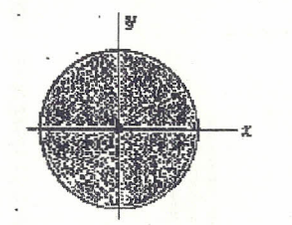
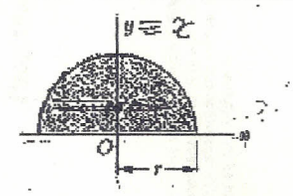
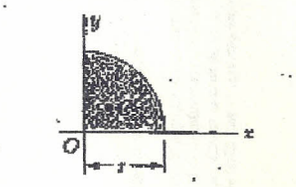
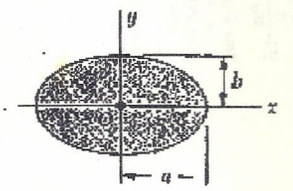
Rectangle		$\bar{I}_{x'} = \frac{1}{12}bh^3$ $\bar{I}_{y'} = \frac{1}{12}b^3h$ $I_x = \frac{1}{3}bh^3$ $I_y = \frac{1}{3}b^3h$ $J_O = \frac{1}{12}bh(b^2 + h^2)$
Triangle		$\bar{I}_{x'} = \frac{1}{36}bh^3$ $I_x = \frac{1}{12}bh^3$
Circle		$I_x = I_y = \frac{1}{4}\pi r^4$ $J_O = \frac{1}{2}\pi r^4$
Semicircle		$I_x = I_y = \frac{1}{8}\pi r^4$ $J_O = \frac{1}{4}\pi r^4$
Quarter circle		$I_x = I_y = \frac{1}{16}\pi r^4$ $J_O = \frac{1}{8}\pi r^4$
Ellipse		$\bar{I}_x = \frac{1}{4}\pi ab^3$ $\bar{I}_y = \frac{1}{4}\pi a^3b$ $J_O = \frac{1}{4}\pi ab(a^2 + b^2)$

Figura D-12, pág. 375. [3]

Fig. 9.12 Momentos de inercia de formas geométricas comunes.

APÉNDICE F.

Propiedades a la flexión de soldaduras de filete.

El momento M produce un esfuerzo normal por flexión σ en las juntas. Aunque no es riguroso, en el análisis de esfuerzos en uniones soldadas se acostumbra suponer que tal esfuerzo actúa en forma perpendicular al área de garganta.* Considerando como líneas las dos juntas de la figura 9-17*b*, se halla que el segundo momento de área unitario es

$$I_u = \frac{bd^2}{2} \tag{b}$$

Entonces, el segundo momento de área basado en la garganta de la junta es

$$I = 0.707h\frac{bd^2}{2} \tag{c}$$

El esfuerzo normal se halla ahora que es

$$\tau = \sigma = \frac{Mc}{I} = \frac{M(d/2)}{0.707bd^2h/2} = \frac{1.414M}{bdh} \tag{d}$$

*En cargas transversales de juntas de filete, la carga es resistida en la garganta por una combinación de esfuerzos cortante y normal, con igual magnitud. La ecuación (*d*) de la sección 9-2 indica que el esfuerzo cortante solo, representa el esfuerzo de corte máximo. Para resistir la flexión en una junta el esfuerzo de corte máximo. Para resistir la flexión en una junta de filete transversal prevalece la misma situación, y la ecuación (*d*) de esta sección pronostica el esfuerzo cortante en la garganta, así como el esfuerzo normal.

TABLA 9-3
Propiedades a la flexión de uniones de soldaduras de filete

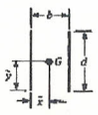
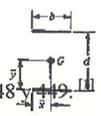
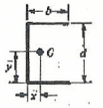
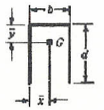
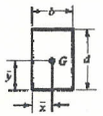
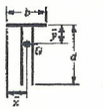
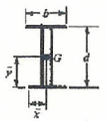
FORMA DE UNIÓN	ÁREA DE GARGANTA	UBICACIÓN DE G	SEGUNDO MOMENTO DE ÁREA UNITARIO
	$A = 0.707hd$	$\bar{x} = 0$ $\bar{y} = d/2$	$I_u = \frac{d^3}{12}$
	$A = 1.414hd$	$\bar{x} = b/2$ $\bar{y} = d/2$	$I_u = \frac{d^3}{6}$
	$A = 1.414hb$	$\bar{x} = b/2$ $\bar{y} = d/2$	$I_u = \frac{bd^2}{2}$

Tabla 9-3, pág. 448 y 449.

Tabla 9-3 (*Cont.*)

FORMA DE UNIÓN	ÁREA DE GARGANTA	UBICACIÓN DE G	SEGUNDO MOMENTO DE ÁREA UNITARIO
	$A = 0.707h(2b + d)$	$\bar{x} = \frac{b^2}{2b + d}$ $\bar{y} = d/2$	$I_u = \frac{d^2}{12}(6b + d)$
	$A = 0.707h(b + 2d)$	$\bar{x} = b/2$ $\bar{y} = \frac{d^2}{b + 2d}$	$I_u = \frac{2d^3}{3} - 2d^2\bar{y} + (b + 2d)\bar{y}^2$
	$A = 1.414h(b + d)$	$\bar{x} = b/2$ $\bar{y} = d/2$	$I_u = \frac{d^2}{6}(3b + d)$
	$A = 0.707h(b + 2d)$	$\bar{x} = b/2$ $\bar{y} = \frac{d^2}{b + 2d}$	$I_u = \frac{2d^3}{3} - 2d^2\bar{y} + (b + 2d)\bar{y}^2$
	$A = 1.414h(b + d)$	$\bar{x} = b/2$ $\bar{y} = d/2$	$I_u = \frac{d^2}{6}(3b + d)$
	$A = 1.414\pi hr$		$I_u = \pi r^3$

*I_u, el segundo momento de área unitario, se toma con respecto a un eje que pasa por G, el centroide del grupo de juntas soldadas; tamaño de junta; el plano del par flexionante es normal al de la página y paralelo al eje y, todas las juntas de soldadura son del mismo.

APÉNDICE G

ELECTRODO RUTÍLICO
R - 10

Color de revestimiento: Gris claro Identificación: Punta azul

Norma:

AWS	E 6013

Análisis Metal Depositado

C	0.09%	Mn	0.60%	SI	0.30%

Características: Electrodo diseñado para depositar cordones y filetes de un aspecto excelente y sobresalientes características mecánicas. Es un electrodo de arranque rápido en frío, de fácil remoción de escoria, que en muchos casos se desprende sola. Gran velocidad de avance y poca pérdida por salpicadura.

Aprobación: **AMERICAN BUREAU OF SHIPPING**

Propiedades mecánicas:

Resistencia a la tracción	Alargamiento
49-50 Kg. / mm^2	Lo = 5 d
70.000 Lb / pulg.^2	24 - 27%

Posiciones de soldar: Plana, horizontal, sobrecabeza, vertical ascendente, vertical descendente.

Corriente y polaridad: Para corriente alterna o continua
Electrodo al polo negativo y positivo.

Ømm.	ØPulg.	Amp.
2.5	3/32	60-90
3.25	1/8	90-130
4	5/32	120-170
5	3/16	170-230

Aplicaciones:
- Especialmente carpintería metálica con láminas delgadas, carrocerías, chasis.
- Todo tipo de recipiente sometido o no a presión.
- Calderería.
- Fabricación de puertas y ventanas.

LARGO: 350 mm. PESO POR CAJA: 20 Kg. / 44lbs.

ELECTRODO ESPECIAL PARA CARPINTERÍA METÁLICA.
R - 15 (ELECTRODO AZUL)

Color de revestimiento: Azul Identificación: Punta azul

Norma:

AWS	E 6013

Características: Electrodo de operación muy suave, sin salpicaduras, aplicable en todas las posiciones. Adecuado para la soldadura de los aceros de bajo carbono sin aleación, de uso corriente en carpintería metálica y construcciones metálicas en general. Electrodo de excelentes características de encendido y re-encendido escoria de muy fácil remoción.

Propiedades mecánicas:

Resistencia a la tracción	Alargamiento
49-50 Kg. / mm^2	Lo = 5 d
70.000 Lb / pulg.^2	24 - 27%

Posiciones de soldar: Plana, horizontal, sobrecabeza, vertical ascendente, vertical descendente.

Corriente y polaridad: Para corriente alterna o continua
Electrodo al polo negativo y positivo.

Ømm.	ØPulg.	Amp.
2.5	3/32	70-90
3.25	1/8	100-140
4	5/32	130-180

Aplicaciones:
- Especialmente carpintería metálica.
- Fabricación de puertas y ventanas.
- Carrocerías y chasis
- Estructuras

LARGO: 350 mm. PESO POR CAJA: 20 Kg. / 44lbs.

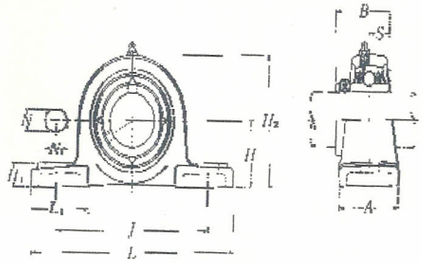
APÉNDICE H

Chumaceras NTN, UCPL2.

UCPL2 — NTN

UCPL2

Tipo soporte de baja altura de acero fundido
Con tornillo de fijación (Prisionero)



Diámetro del eje mm / pulg.	Número [1][2][3] de la chumacera	Dimensiones nominales mm: H	L	J	A	N	N_1	pulg.: H_1	H_2	L_1	B	S	Tamaño del perno mm / pulg.	Número del rodamiento	Peso de la chumacera kg	lb
20	UCPL204D1	31.75	127	85	38	13	18	14	64	42	34	12.7	M10	UC204D1	PL204D1	3.6	
3/4	UCPL204-012D1	1 1/4	5	3 3/4	1 1/2	1/2	5/8	9/16	2 17/32	1 21/32	1.2205	0.500	3/8	UC204-012D1	PL204D1	1.3	
25	UCPL205D1	33.34	140	105	38	13	16	15	68	42	34	14.3	M10	UC205D[4]	PL205D1	0.8	
13/16	UCPL205-013D1													UC205-013D1	PL205D1		
7/8	UCPL205-014D1													UC205-014D1	PL205D1		
15/16	UCPL205-015D1	1 5/16	5 1/2	4 1/8	1 1/2	1/2	5/8	13/32	2 11/16	2 1/32	1.3386	0.563	3/8	UC205-015D1	PL205D1	1.8	
1	UCPL205-100D1													UC205-100D1	PL206D1		
30	UCPL206D1	36.69	155	121	48	17	20	17	69	54	38.1	15.9	M14	UC206D1	PL206D1	1.2	
1 1/16	UCPL206-101D1													UC206-101D1	PL206D1		
1 1/8	UCPL206-102D1													UC206-102D1	PL206D1		
1 3/16	UCPL206-103D1	1 9/16	6 1/2	4 3/4	1 7/8	21/32	25/32	21/32	3 5/32	2 1/8	1.5000	0.625	1/2	UC206-103D1	PL206D1	2.6	
1 1/4	UCPL206-104D1													UC206-104D1	PL206D1		
35	UCPL207D1	46.04	167	127	48	17	20	18	91	54	42.9	17.5	M14	UC207D1	PL207D1	1.8	
1 1/4	UCPL207-104D1													UC207-104D1	PL207D1		
1 5/16	UCPL207-105D1													UC207-105D1	PL207D1		
1 3/8	UCPL207-106D1	1 13/16	6 9/16	5	1 7/8	21/32	25/32	23/32	3 19/32	2 1/8	1.6890	0.688	1/2	UC207-106D1	PL207D1	3.5	
1 7/16	UCPL207-107D1													UC207-107D1	PL207D1		
45	UCPL209D1	52.39	190	146	54	17	26	20	104	60	49.2	19	M14	UC209D1	PL209D1	2.2	
1 7/8	UCPL209-110D1													UC209-110D1	PL209D1		
1 11/16	UCPL209-111D1	2 1/16	7 15/32	5 3/4	2 1/8	21/32	25/32	25/32	4 3/32	2 3/8	1.9370	0.748	1/2	UC209-111D1	PL209D1	4.9	
1 3/4	UCPL209-112D1													UC209-112D1	PL209D1		
50	UCPL210D1	55.56	206	159	60	20	23	21	112	65	51.6	19	M16	UC210D1	PL210D1	2.6	
1 15/16	UCPL210-113D1													UC210-113D1	PL210D1		
1 7/8	UCPL210-114D1													UC210-114D1	PL210D1		
1 15/16	UCPL210-115D1	2 5/16	8 1/8	6 1/4	2 3/8	25/32	29/32	13/16	4 13/32	2 5/8	2.0315	0.748	5/8	UC210-115D1	PL210D1	5.7	
2	UCPL210-200D1													UC210-200D1	PL210D1		

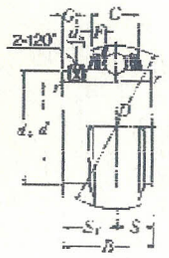
1) Estos números indican que son del tipo reluctancia. Si se necesita el tipo Une-de-mantenimiento, por favor ordene sin el sufijo "D1".
2) Indica chumaceras, prensas en forma estandarizada, con un tornillo de fijación (prisionero).
3) UCPL204 y UCPL205 tienen bases solidas.
4) UCPL208 tiene la misma dimensión que el UCP208 mostrado en la página 48.
NOTA: Por favor, refiérase a la página 28 para el tamaño de la grasera.

APÉNDICE H2

Rodamientos NTN de bolas, UC2.

UC2 NTN

Rodamientos de bolas
Tipo con tornillo de fijación



Diámetro del eje mm / pulg.	Número [1] del rodamiento	Dimensiones nominales mm / pulg. d	D	B	C	r min.	S	S1	G	ds	d1	F	Capacidad básica de carga dinámica N / lbf Cur	estática Cor	Peso kg	lb
12	UC201D1	12	47	31	19	0.6	12.7	18.3	4.5	M5×0.8	29.6	5.2	12 800	6 650	0.21	
½	UC201-008D1	0.5000	1.8504	1.2205	0.7087	0.024	0.500	0.720	0.177	No.10-32UNF	1.1654	0.205	2 890	1 500	0.46	
15	UC202D1	15	47	31	19	0.6	12.7	18.3	4.5	M5×0.8	29.6	5.2	12 800	6 650	0.20	
9/16	UC202-009D1	0.5625	1.8504	1.2205	0.7087	0.024	0.500	0.720	0.177	No.10-32UNF	1.1654	0.205	2 890	1 500	0.44	
5/8	UC202-010D1	0.6250													0.42	
17	UC203D1	17	47	31	19	0.6	12.7	18.3	4.5	M5×0.8	29.6	5.2	12 800	6 650	0.18	
11/16	UC203-011D1	0.6875	1.8504	1.2205	0.7087	0.024	0.500	0.720	0.177	No.10-32UNF	1.1654	0.20	2 890	1 500	0.39	
20	UC204D1	20	47	31	19	1	12.7	18.3	4.5	M5×0.8	29.6	5.2	12 800	6 650	0.17	
3/4	UC204-012D1	0.7500	1.8504	1.2205	0.7087	0.039	0.500	0.720	0.177	No.10-32UNF	1.1654	0.205	2 890	1 500	0.39	
25	UC205D1	25	52	34	18	1	14.3	19.7	5	M5×0.8	33.9	5.0	14 000	7 850	0.20	
13/16	UC205-013D1	0.8125													0.53	
7/8	UC205-014D1	0.8750	2.0472	1.3386	0.7087	0.039	0.563	0.776	0.197	No.10-32UNF	1.3346	0.197	3 150	1 770	0.51	
15/16	UC205-015D1	0.9375													0.46	
1	UC205-100D1	1.0000													0.44	
30	UC206D1	30	62	38.1	20	1	15.9	22.2	5	M8×0.75	40.8	5.1	19 500	11 200	0.33	
1 1/16	UC206-101D1	1.0625													0.62	
1 1/8	UC206-102D1	1.1250	2.4409	1.5000	0.7874	0.039	0.626	0.874	0.197	1/4-28UNF	1.6063	0.201	4400	2 540	0.77	
1 3/16	UC206-103D1	1.1875													0.73	
1 1/4	UC206-104D1	1.2500													0.66	
35	UC207D1	35	72	42.9	22	1.5	17.5	25.4	6	M8×0.75	46.8	5.6	25 700	15 300	0.49	
1 1/4	UC207-104D1	1.2500													1.21	
1 5/16	UC207-105D1	1.3125	2.8346	1.6890	0.8661	0.059	0.689	1.000	0.236	1/4-28UNF	1.8425	0.220	5 750	3 450	1.15	
1 3/8	UC207-106D1	1.3750													1.08	
1 7/16	UC207-107D1	1.4375													1.01	
40	UC208D1	40	80	49.2	24	1.5	19	30.2	8	M8×1	53	6.0	31 100	17 800	0.65	
1 1/2	UC208-108D1	1.5000	3.1496	1.9370	0.9449	0.059	0.748	1.189	0.315	5/16-24UNF	2.0866	0.236	6 950	4 000	1.52	
1 5/8	UC208-109D1	1.5625													1.46	
45	UC209D1	45	85	49.2	24	1.5	19	30.2	8	M8×1	57.5	6.5	33 500	20 400	0.79	
1 5/8	UC209-110D1	1.6250													1.76	
1 11/16	UC209-111D1	1.6875	3.3465	1.9370	0.9449	0.059	0.748	1.189	0.315	5/16-24UNF	2.2638	0.232	7 350	4 600	1.68	
1 3/4	UC209-112D1	1.7500													1.57	

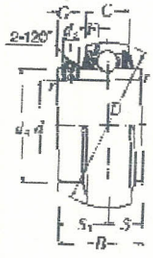
1) Estos números indican que son del tipo relubricable. Si se necesita el tipo libre-de-mantenimiento, por favor ordene sin el sufijo "D1".
2) Si indican chumaceras que son provistas en forma estandarizada, con un tornillo tensado.

APÉNDICE H3

Rodamientos NTN de bolas, UC2.

UC2 NTN

Rodamientos de bolas
Tipo con tornillo de fijación



Diámetro del eje mm / pulg.	Número 1) del rodamiento	Dimensiones nominales mm										Capacidad básica de carga dinámica N / lbf		Peso kg / lb
		d	D	B	C	r_s mín.	S	S_1	G	d_5	d_4	F			
50	UC210D1	50	90	51.6	25	1.5	19	32.6	9	M8X1	62.4	3.1	35 000	23 200	0.93
1 13/16	UC210-113D1	1.8125													2.03
1 7/8	UC210-114D1	1.8750	3.5433	2.0315	0.9843	0.059	0.748	1.283	0.354	5/16-24UNF	2.4567	0.262	17 900	5 200	1.92
1 15/16	UC210-115D1	1.9375													1.81
2	UC210-200D1	2.0000													1.69
55	UC211D1	55	100	55.6	27	2	22.2	33.4	9	M8X1	69	3.1	38 500	29 200	1.08
2	UC211-200D1	2.0000													2.71
2 1/16	UC211-201D1	2.0625	3.9370	2.1890	1.0630	0.079	0.874	1.315	0.354	5/16-24UNF	2.7165	0.276			2.60
2 1/8	UC211-202D1	2.1250											19 750	6 550	2.46
2 3/16	UC211-203D1	2.1875													2.34
60	UC212D1	60	110	65.1	30	2	25.4	39.7	10	M10X1.25	77	3.7	42 500	35 000	1.50
2 1/4	UC212-204D1	2.2500													3.66
2 5/16	UC212-205D1	2.3125	4.3307	2.5630	1.1811	0.079	1.000	1.563	0.394	3/8-24UNF	3.0315	0.303	21 800	8 150	3.50
2 3/8	UC212-206D1	2.3750													3.39
2 7/16	UC212-207D1	2.4375													3.17
65	UC213D1	65	120	65.1	30	2	25.4	39.7	10	M10X1.25	82.5	3.7	47 500	40 000	1.85
2 1/4	UC213-208D1	2.5000	4.7244	2.5630	1.2598	0.079	1.000	1.563	0.394	3/8-24UNF	3.2480	0.343	22 900	9 000	4.26
2 5/16	UC213-209D1	2.5625													4.09
70	UC214D1	70	125	74.6	33	2	30.2	44.4	12	M10X1.25	87	3.8	52 000	44 000	2.10
2 5/8	UC214-210D1	2.6250													5.09
2 11/16	UC214-211D1	2.6875	4.9213	2.9370	1.2992	0.079	1.189	1.748	0.472	3/8-24UNF	3.4252	0.346	24 000	9 900	4.87
2 3/4	UC214-212D1	2.7500													4.65
75	UC215D1	75	130	77.8	34	2	33.3	44.5	12	M10X1.25	93	3.8	56 000	49 900	2.35
2 13/16	UC215-213D1	2.8125													5.73
2 7/8	UC215-214D1	2.8750	5.1181	3.0630	1.3386	0.079	1.311	1.752	0.472	3/8-24UNF	3.6614	0.354	24 900	11 100	5.49
2 15/16	UC215-215D1	2.9375													5.25
3	UC215-300D1	3.0000													4.98
80	UC216D1	80	140	82.6	35	2.5	33.3	48.3	12	M10X1.25	98.1	3.8	62 500	53 000	2.90
3 1/16	UC216-301D1	3.0625													6.57
3 1/8	UC216-302D1	3.1250	5.5118	3.2520	1.3780	0.098	1.311	1.941	0.472	3/8-24UNF	3.8622	0.374	26 300	11 800	6.29
3 3/16	UC216-303D1	3.1875													6.00

1) Estos números indican que son del tipo relubricable. Si se necesita el tipo libre-de-mantenimiento, por favor ordene sin el sufijo "D1".
2) Indican chumaceras que son provistas en forma estandarizada, con un tornillo ranurado.

Pág. 334 y 335. [8]

APÉNDICE I
Factores de fricción estáticos y dinámicos.

Materials	Static		Sliding	
	Dry	Greasy	Dry	Greasy
Hard steel on hard steel	0.78	0.11 (a)	0.42	0.029 (h)
	.....	0.23 (b)	.....	0.081 (c)
	.....	0.15 (c)	.....	0.080 (i)
	.....	0.11 (d)	.....	0.058 (j)
	.....	0.0075 (p)	.....	0.084 (d)
	.....	0.0052 (h)	.....	0.105 (k)
	.....	.....	.....	0.096 (l)
	.....	.....	.....	0.108 (m)
	.....	.....	.....	0.12 (a)
Mild steel on mild steel	0.74	.....	0.57	0.09 (a)
	.....	.....	.....	0.19 (u)
Hard steel on graphite	0.21	0.09 (a)	.....	.....
Hard steel on babbitt (ASTM No. 1)	0.7	0.23 (b)	0.33	0.16 (b)
	.....	0.15 (c)	.....	0.06 (c)
	.....	0.08 (d)	.....	0.11 (d)
	.....	0.085 (e)	.....	.....
Hard steel on babbitt (ASTM No. 8)	0.42	0.17 (b)	0.35	0.14 (b)
	.....	0.11 (c)	.....	0.065 (c)
	.....	0.09 (d)	.....	0.07 (d)
	.....	0.08 (e)	.....	0.08 (h)
Hard steel on babbitt (ASTM No. 10)	.....	0.25 (b)	.....	0.13 (b)
	.....	0.12 (c)	.....	0.06 (c)
	.....	0.10 (d)	.....	0.055 (d)
	.....	0.11 (e)	.....	.....
Mild steel on cadmium silver	.....	.....	.....	0.097 (f)
Mild steel on phosphor bronze	.....	.....	0.34	0.173 (f)
Mild steel on copper lead	.....	.....	.....	0.145 (f)
Mild steel on cast iron	.....	0.183 (c)	0.23	0.133 (f)
Mild steel on lead	0.95	0.5 (f)	0.95	0.3 (f)
Nickel on mild steel	.....	.....	0.64	0.178 (x)
Aluminum on mild steel	0.61	.....	0.47	
Magnesium on mild steel	.....	.....	0.42	
Magnesium on magnesium	0.6	0.08 (y)	.....	
Teflon on teflon	0.04	.....	.....	0.04 (f)
Teflon on steel	0.04	.....	.....	0.04 (f)
Tungsten carbide on tungsten carbide	0.2	0.12 (a)	.....	.....
Tungsten carbide on steel	0.5	0.08 (a)	.....	.....
Tungsten carbide on copper	0.35	.....	.....	.....
Tungsten carbide on iron	0.8	.....	.....	.....
Bonded carbide on copper	0.35	.....	.....	.....
Bonded carbide on iron	0.8	.....	.....	.....
Cadmium on mild steel	.....	.....	0.46	.....
Copper on mild steel	0.53	.....	0.36	0.18 (a)
Nickel on nickel	1.1	.....	0.53	0.12 (w)
Brass on mild steel	0.51	.....	0.44	.....
Brass on cast iron	.....	.....	0.3	.....
Zinc on cast iron	0.85	.....	0.21	.....
Magnesium on cast iron	.....	.....	0.25	.....
Copper on cast iron	1.05	.....	0.29	.....
Tin on cast iron	.....	.....	0.32	.....
Lead on cast iron	.....	.....	0.43	.....
Aluminium on aluminium	1.05	.....	1.4	.....
Glass on glass	0.94	0.01 (p)	0.4	0.09 (a)
	.....	0.005 (q)	.....	0.116 (v)
Carbon on glass	.....	.....	0.18	.....
Garnet on mild steel	.....	.....	0.39	.....
Glass on nickel	0.78	.....	0.56	.....
Copper on glass	0.68	.....	0.53	.....
Cast iron on cast iron	1.1	.....	0.15	0.070 (d)
	.....	.....	.....	0.064 (n)
Bronze on cast iron	.....	.....	0.22	0.077 (n)
Oak on oak (parallel to grain)	0.62	.....	0.48	0.164 (r)
	.....	.....	.....	0.067 (s)
Oak on oak (perpendicular)	0.54	.....	0.32	0.072 (s)
Leather on oak (parallel)	0.61	.....	0.52	.....
Cast iron on oak	.....	.....	0.49	0.075 (n)
Leather on cast iron	.....	.....	0.56	0.36 (t)
	.....	.....	.....	0.13 (n)
Laminated plastic on steel	.....	.....	0.35	0.05 (t)
Fluted rubber bearing on steel	.....	.....	.....	0.05 (t)

(a) Oleic acid; (b) Atlantic spindle oil (light mineral); (c) castor oil; (d) lard oil; (e) Atlantic spindle oil plus 2 percent oleic acid; (f) medium mineral oil plus 1/2 percent oleic acid; (h) stearic acid; (i) grease (zinc oxid base); (j) graphite; (k) turbine oil plus 1 percent stearic acid; (m) turbine oil (medium mineral); (n) olive oil; (p) palmitic acid; (q) ricinoleic acid; (r) dry soap; (t) water; (u) rape oil; (v) 3 in 1 oil; (w) octyl alcohol; (x) triolein; (y) 1 percent lauric acid in paraffin oil.

APÉNDICE J

Tabla (Cámara muerta).

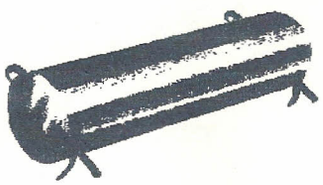
Diámetro de émbolo.(en mm)	Lado anterior (tapa) en cm^3	Lado posterior (fondo) en cm^3
12	1	0.5
16	1	1.2
25	5	6
35	10	13
50	16	19
70	27	31
100	80	88
140	128	150
200	425	448
250	2005	2337

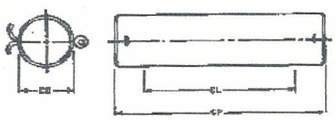
Figura 73, pág. 70. [11]

APÉNDICE K

Accesorios para montaje de cilindros neumáticos.

CYLINDER MOUNTING ACCESSORIES

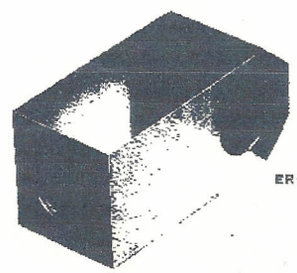




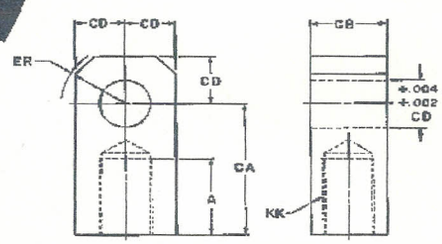
Part No.	CD	CL	CP
C-9003-3	½	1½	2½
C-9004-3	¾	2½	3⅛
C-9006-3	1	3	3⅞
C-9008-3	1⅜	4	4⅞
C-9010-3	1¾	5	6⅛
C-9012-3	2	5	6½
C-9016-3	2½	6	7½
C-9020-3	3	6	7⅞
C-9020-3	3½	8	9⅝
C-9024-3	4	9	10⅝

PIVOT PIN

1. Pivot pins are furnished with clevis mounted cylinders.
2. Pivot pins must be ordered as a separate item if to be used with female eye, female clevis, standard eye bracket and clevis bracket. They are included only with swivel eye bracket.

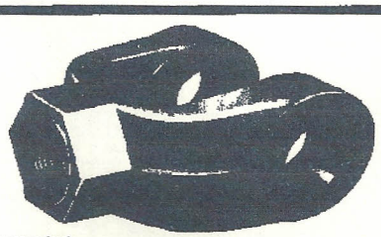


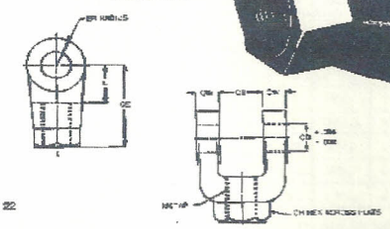
FEMALE EYE



Part No.	A	CA	CB	CD	ER	KK
C-9303	¾	1½	¾	½	⅝	⅜-24
C-9304	1⅛	2 1/16	1¼	¾	⅞	⅜-16
C-9306	1½	2 9/16	1½	1	1 1/16	½-16
C-9308	2	3 5/16	2	1⅜	1 7/16	1/2-12
C-9310	2¼	4	2½	1¾	2	1/2-20
C-9312	3	5	2½	2	2¼	⅝-12
C-9314	3½	5 9/16	3	2½	2 9/16	¾-12
C-9316	3½	6¼	3	3	3¼	¾-12
C-9320	4½	7⅝	4	3½	3⅞	⅞-12
C-9324	5½	9⅛	4½	4	4 5/16	1-12

FEMALE CLEVIS

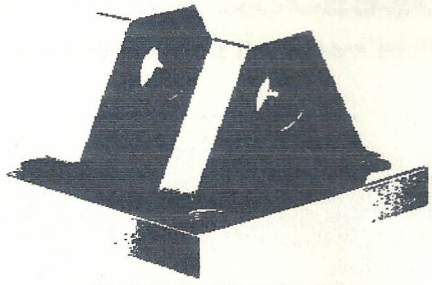




Part No.	CB	CD	CE	CH	CW	ER	KK	L
C-134-05	¾	⅜	1½	⅞	⅜	½	7/16-20	¾
C-134-08	1¼	¾	2⅛	1⅜	⅝	⅝	⅜-16	1⅛
C-134-11	1½	1	2⅝	1⅝	¾	¾	½-14	1⅛
C-134-14	2	1⅜	4⅛	2	1	1⅜	1½-12	2⅛
C-134-18	2½	1¾	4½	2⅝	1⅛	1¾	1½-12	2⅛
C-134-20	2½	2	5½	2 5/16	1¼	2	1⅞-12	2⅛
C-134-24	3	2⅛	5 6/16	3⅛	1½	2⅛	2⅛-12	3
C-134-28	3	3	6¾	3⅞	1½	2⅞	2½-12	3⅛
C-134-35	4	3½	8⅛	5	2	3½	3⅛-12	4
C-134-44	4½	4	10	6⅛	2¼	4	4-12	4½

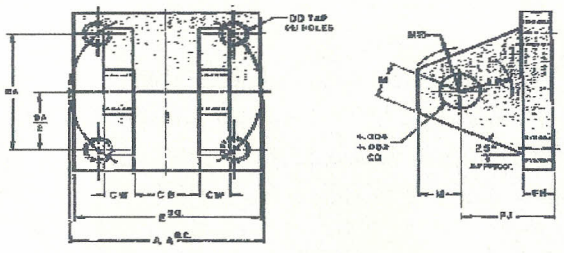
APÉNDICE K2

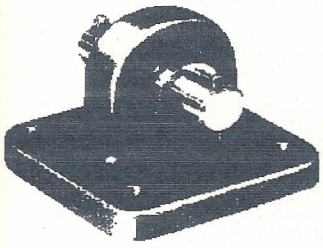
Accesorios para montaje de cilindros neumáticos.

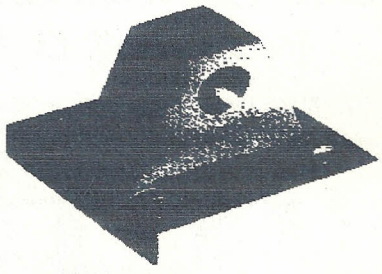


CLEVIS BRACKET

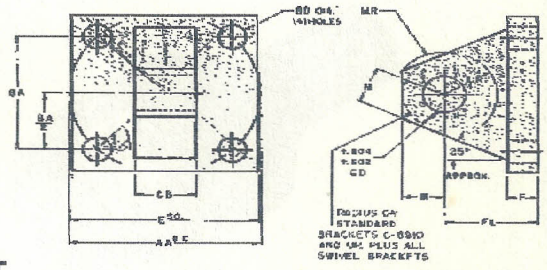
Part No.	AA	BA	CB	CD	CW	DD	E	FH	FJ	LR	M	MR
CN-133-04	2.8	2 1/16	1 9/32	3/4	5/8	1/2-20	3	5/8	1 7/8	1	3/4	1 1/16
CN-133-05	3.6	2 9/16	1 9/32	3/4	5/8							
CN-133-065	4.6	3 1/4	1 13/32	1	3/4	5/8-18	4 1/2	3/4	2 1/4	1 1/2	1	1 1/8
CN-133-08	5.4	3 13/16	2 1/32	1 1/4	1	5/8-18	5	7/8	2 1/2	1 5/8	1 3/8	1 1/4
CN-133-10	7.0	4 13/16	2 13/32	1 3/4	1 3/4	7/8-14	6 1/2	7/8	3 1/8	2	1 3/4	1 5/8
CN-133-12	8.1	5 1/4	2 25/32	2	1 3/4	1-14	7 1/2	1	3 1/2	2 1/8	2	2 1/8
CN-133-14	9.3	6 19/32	3 1/32	2 1/2	1 1/2	1 1/8-12	8 1/2	1	4	2 5/8	2 1/2	2 1/2
CN-133-16	10.8	7 1/2	3 1/32	3	1 1/2	1 1/4-12	9 1/2	1	4 1/4	2 5/8	2 5/8	2 5/8
CN-133-20	13.6	9 5/8	4 1/16	3 1/2	2	1 3/4-12	12 5/8	1 11/16	5 13/16	3 5/8	3 1/2	3 1/2
CN-133-24	16.2	11 1/2	4 1/16	4	2 1/4	2-12	14 7/8	1 15/16	6 1/16	4	4	4







SWIVEL EYE BRACKET* STANDARD EYE BRACKET



(Includes spacers to allow swivel action up to 7° and to make dimensions interchangeable with standard eye bracket.)

Part Number		Dimensions									Std. Bracket		Swivel Bracket		Swivel Bracket Recommended Static Load Limit in Pounds
Std.	Swivel*														
Part No.	Part No.	AA	BA	BD	CB	CD	E	**F	**FL	LR	M	MR	M	MR	
C-8993	C-219-3-1	2.8	2 1/16	17/32	1 1/4	3/4	3 1/2	5/8	1 7/8	1	3/4	1 1/16	1 3/16	1 3/16	8,100
C-8994	C-219-3-2	3.6	2 9/16	17/32	1 1/4	3/4	3 1/2	5/8	1 7/8	1	3/4	1 1/16	1 3/16	1 3/16	16,800
C-89965X	C-219-3-3X	4.6	3 1/4	21/32	1 1/2	1	4 1/2	7/8	2 3/8	1	1	1 1/8	1 3/8	1 3/8	33,300
C-8998	C-219-3-4	5.4	3 13/16	21/32	2	1 1/4	5	7/8	3	1 1/8	1 1/8	1 3/4	2	2	59,800
C-8910X	C-219-3-5X	7.0	4 13/16	25/32	2 1/2	1 3/4	6 1/2	1 1/8	3 3/8	1 3/4	1 3/4	1 7/8	2 1/8	2 1/8	102,000
C-8912X	C-219-3-6X	8.1	5 1/4	1 1/32	2 1/2	2	7 1/2	1 1/2	4	2	2	2 1/8	2 3/8	2 3/8	192,000
C-8914X		9.3	6 19/32	1 5/32	3	2 1/2	8 1/2	1 3/4	4 3/4	2 1/2	2 1/2	2 5/8			
C-8916X		10.8	7 1/2	1 5/32	3	3	9 1/2	2	5 1/4	2 3/4	2 3/4	2 3/4			
C-8920		13.6	9 5/8	1 25/32	4	3 1/2	12 5/8	1 13/16	5 11/16	3 1/2	3 1/2	3 1/2			
C-8924		16.2	11 1/2	2 1/32	4 1/2	4	14 7/8	1 15/16	6 1/16	3 5/8	4	4			

*NOTE: To assure precision fit-up, pivot pins machined to special tolerances are furnished with all swivel eye brackets, unless otherwise specified.
**Dimensions F and FL reflect revised NFPA standards. Part numbers with suffix letter X are affected.

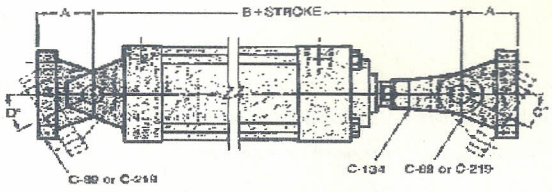
23

APÉNDICE K3

Accesorios para montaje de cilindros neumáticos.

TYPICAL ACCESSORY MOUNTINGS

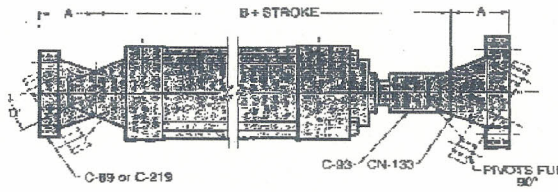
For Standard Rod Diameters Style #2



N5, AN5, LN5 CYLINDER

Bore	A	B	Eye Bracket Standard	Eye Bracket Swivel	Female Clevis	Pivot Pin	C°	D°
1½	1⅛	7⅞	C-8903	C-219-3-1½	C-134-06	C-9003-3	90°	65°
2	1⅜	9⅝	C-8904	C-219-3-2	C-134-08	C-9004-3	90°	65°
2½	1⅞	9¾	C-8904	C-219-3-2	C-134-08	C-9004-3	80°	65°
3¼	2⅜	11⅞	C-89065X	C-219-3-3X	C-134-11	C-9065-3	80°	65°
4	3	13⅞	C-8908	C-219-3-4	C-134-16	C-9008-3	75°	70°
5	3⅜	15	C-8910X	C-219-3-5X	C-134-16	C-9010-3	75°	65°
6	4	17⅞	C-8912X	C-219-3-6X	C-134-20	C-9012-3	75°	65°
7	4	20¼	C-8914		C-134-24	C-9014-3	70°	65°
8	4¼	21¾	C-8916		C-134-28	C-9016-3	70°	65°
10	5 1/16	27⅞	C-8920		C-134-36	C-9020-3	70°	60°
12	6⅛	32 1/16	C-8924		C-134-44	C-9024-3	65°	60°

For mounting dimensions over 12" bore, consult HYDRO-LINE.

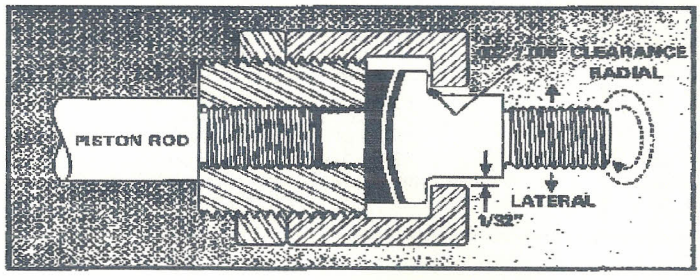


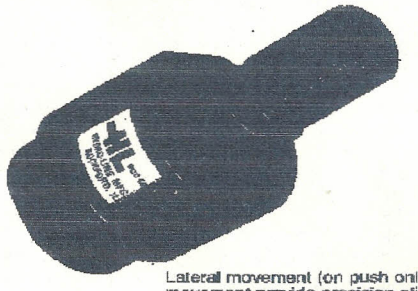
N5, AN5, LN5 CYLINDER

Bore	C	B	Eye Bracket Standard	Eye Bracket Swivel	Clevis Bracket	Pivot Pin	Female Eye	D°
1½	1⅛	7⅞	C-8903	C-219-3-1½	CN-133-03	C-9003-3	C-9303	90°
2	1⅜	9⅝	C-8904	C-219-3-2	CN-133-04	C-9004-3	C-9304	85°
2½	1⅞	9¾	C-8904	C-219-3-2	CN-133-05	C-9004-3	C-9304	85°
3¼	2⅜	11 1/16	C-89065X	C-219-3-3X	CN-133-065	C-9065-3	C-93065	65°
4	3	13⅞	C-8908	C-219-3-4	CN-133-08	C-9008-3	C-9308	70°
5	3⅜	14½	C-8910X	C-219-3-5X	CN-133-10	C-9010-3	C-9310	65°
6	4	17¾	C-8912X	C-219-3-6X	CN-133-12	C-9012-3	C-9312	65°
7	4	19⅜	C-8914		CN-133-14	C-9014-3	C-9314	65°
8	4¼	21⅛	C-8916		CN-133-16	C-9016-3	C-9316	65°
10	5 1/16	26 1/16	C-8920		CN-133-20	C-9020-3	C-9320	60°
12	6⅛	31 1/16	C-8924		CN-133-24	C-9024-3	C-9324	60°

For mounting dimensions over 12" bore, consult HYDRO-LINE.

SELF-ALIGNING COUPLER





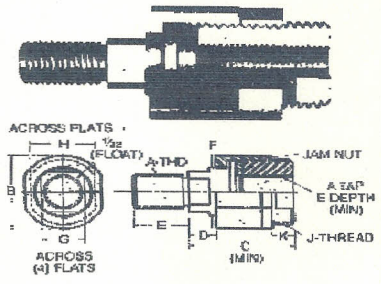
Lateral movement (on push only) and radial movement provide precision alignment between cylinder and machine. Couplers preset with proper clearances and completely lubricated at factory before shipping.

Part No.	Rod Dia.	A	B	C	D	E	F	G	H	J	K	Max. Pull At Yield
AC-2-05	½	⅝-20	1 1/16	2	½	⅝	⅝	½	1 5/16	1-14	⅝	8,920
AC-2-06	1	¾-16	1 11/16	2⅝	½	1⅛	3 1/32	13/16	1⅛	1⅛-12	½	35,000
AC-2-11	1½	1-14	2⅛	2⅝	½	1⅝	1 11/32	1⅝	1⅝	1⅞-12	11/16	64,500
AC-2-14	1¾	1⅛-12	2⅝	3 1/32	¾	2	1 25/32	1⅞	2	2⅛-12	25/32	82,550
AC-2-16	2	1¼-12	3	4⅛	⅞	2¼	1 15/32	1⅝	2⅛	2⅜-12	29/32	128,340
AC-2-20	2½	1⅞-12	3¾	5⅞	1	3	2 5/32	2⅛	3	3⅛-12	1 3/16	331,000
AC-2-24	3	2⅜-12	4¼	6 9/16	1	3½	2 11/32	▲	3⅜	3⅝-12	1 3/16	289,200
AC-2-28	3½	2½-12	5	6⅞	1	3½	3 15/32	▲	4	4⅛-12	1½	342,400
AC-2-36	4½	3⅜-12	6	7⅞	1	4½	4 15/32	▲	4⅞	5¼-12	1⅝	475,500
AC-2-44	5½	4-12	7¼	9⅜	1	5½	5 15/32	▲	5¾	6⅛-12	1⅞	750,010

▲Four ½" dia. x ½" deep spanner holes instead of flats.

NOTE: When ordering oversize and 2:1 rod cylinders, specify modification to suit standard rod diameter's coupler.

SELF-ALIGNING ROD END COUPLER



APÉNDICE L1

ANÁLISIS DEL LOS COSTOS DE MONTAJE Y FABRICACIÓN EN FUNCIÓN DEL PESO.

Material.	Total parcial.		Factor/peso		Peso parcial. (Kg.)
Angulo 30*30 (m)	5.8	(m)	1.4	Kg./m	8.1
BC 12 (m)	1.4	(m)	1.1	Kg./m	1.5
BC 15 (m)	1.4	(m)	1.8	Kg./m	2.4
BC 20 (m)	0.0	(m)	3.1	Kg./m	0.1
BR 30 (m)	4.2	(m)	5.6	Kg./m	23.5
Bronce 25*10 (m)	2.7	(m)	2.1	Kg./m	5.6
Cadena RS 130 (m)	17.4	(m)	4.2	Kg./m	73.1
Cadena RS 80 (m)	1.7	(m)	2.7	Kg./m	4.5
Chumacera UPCL206D1 (unidades)	16.0	(unidades)	1.2	Kg.	19.2
Chumacera UPCL212D1(unidades)	6.0	(unidades)	4.5	Kg.	27.0
Cilindro neumático de simple efecto (unidades)	1.0	(unidades)			0.0
Palanquilla 100*100 (m)	6.4	(m)	78.5	Kg./m	504.3
Pernos M10 (unidades)	36.0	(unidades)	0.1	Kg./unidad.	2.2
Pernos M12 (unidades)	154.0	(unidades)	0.1	Kg./unidad.	13.9
Pernos M16 (unidades)	12.0	(unidades)	0.2	Kg./unidad.	1.8
Pl. 38*12 (m)	15.0	(m)	3.6	Kg./m	53.7
Pl. 50*10 (m)	60.2	(m)	3.9	Kg./m	234.6
Pl. 80*10 (m)	1.5	(m)	6.3	Kg./m	9.4
Plancha 10 mm (m^2)	4.6	(m^2)	78.5	Kg/m^2	361.6
Plancha 18 mm (m^2)	0.0	(m^2)	141.3	Kg/m^2	0.2
Plancha 25.4 mm (m^2)	0.5	(m^2)	199.4	Kg/m^2	94.5
Plancha 5 mm (m^2)	0.0	(m^2)	39.3	Kg/m^2	0.8
Rueda Catalina RS 130, 42 dientes (unidades)	4.0	(unidades)	23.1	Kg.	92.4
Rueda Catalina RS 80, 12 dientes (unidades)	1.0	(unidades)	1.5	Kg.	1.5
Rueda Catalina RS 80, 36 dientes (unidades)	1.0	(unidades)	10.1	Kg.	10.1
Tubo de 4" (m)	3.3	(m)	16.5	Kg./m	54.1
Válvula de estrangulación (unidades)	1.0	(unidades)			0.0
Válvula distribuidora 3/2, (unidades)	1.0	(unidades)			0.0
normalmente cerrada, pilotaje a presión.	0.0				0.0
Válvula distribuidora 4/2, pilotaje a palanca. (unidades)	1.0	(unidades)			0.0
Viga C, 75*60*10 (m)	2.1	(m)	13.7	Kg./m	28.6
Viga C, 80*40*6 (m)	57.4	(m)	7.0	Kg./m	400.2
			Suma total (Kg.)		2028.9
			Montaje y fabricación		S/ 3,844,675

Se asume un desperdicio del 20 % del total (Kg.)	2434.6
Los costos finales de montaje y fabricación	S/4,613,611

Al realizar los costos por montaje y fabricación se consideran tres catergorías según el lugar donde se deberá trabajar:
Nivel del suelo: 1254 Sucres / Kg.
Nivel medio: 1578 Sucres / Kg.
Nivel del suelo con elementos maquinados: 1895 Sucres / Kg.

APÉNDICE L2

ANÁLISIS DE COSTO DE LOS MATERIALES EMPLEADOS

Materiales.	Cantidad.	Costo/unidad	Total
Angulo 30*30 (m)	1	23203	23203
BC 12 (m)	1	15246	15246
BC 15 (m)	1	35050	35050
BC 20 (m)	1	56700	56700
BR 30 (m)	1	74815	74815
Bronce 25*10 (m)	1	42010	42010
Chumacera UPCL206D1 (unidades)	16	46699	747184
Chumacera UPCL212D1(unidades)	6	151100	906600
Cilindro neumático de simple efecto (unidades)	1	625680	625680
Palanquilla 100*100 (m)	1	1860000	1860000
Pernos M10 (unidades)	36	1200	43200
Pernos M12 (unidades)	154	1300	200200
Pernos M16 (unidades)	12	1500	18000
Pl. 38*12 (m)	3	79800	239400
Pl. 50*10 (m)	12	69842	838104
Pl. 80*10 (m)	1	104425	104425
Plancha 10 mm (m^2)	1	726250	726250
Plancha 18 mm (m^2)	1	1307250	1307250
Plancha 25.4 mm (m^2)	1	1844675	1844675
Plancha 5 mm (m^2)	1	726250	726250
Rueda Catalina RS 130, 42 dientes (unidades)	4	1015000	4060000
Rueda Catalina RS 80, 12 dientes (unidades)	1	71280	71280
Rueda Catalina RS 80, 36 dientes (unidades)	1	406504	406504
Tubo de 4" (m)	1	300000	300000
Válvula de estrangulación (unidades)	1	48960	48960
Válvula distribuidora 3/2, (unidades) normalmente cerrada, pilotaje a presión.	1	650000	650000
Válvula distribuidora 4/2, pilotaje a palanca. (unidades)	1	661320	661320
Filtro regulador	1	230400	230400
Racor rápido	5	14760	73800
Viga C, 75*60*10 (m)	1	260000	260000
Viga C, 80*40*6 (m)	10	170000	1700000
			S/18,896,506

Costo de los materiales empleados	S/	18,896,506
Costo de montaje y fabricación en función del peso.	S/	4,613,611
Costo total de la obra	S/	23,510,117

BIBLIOGRAFÍA.

1. SHIGLEY, JOSEPH EDWARD & MISHKE, CHARLES R.; Diseño en Ingeniería Mecánica, McGraw Hill, USA, 1989, 5 edición.

2. SINGER, FERDINAND L. & PYTEL, ANDREW; Resistencia de Materiales, Harla, Nueva York, 1980, 3 edición.

3. RESNICK, ROBERT & HALLIDAY, David; Física - parte 1, CECSA, USA, 1987, 9 edición.

4. BURTON, RALPH; Vibration and Impact, Dover Publications, Inc., New York.

5. BEER, FERDINAND P. & JOHNSTON E. RUSSELL; Mecánica Vectorial para Ingenieros, McGraw Hill, USA, 1988, 5 edición.

6. AVALLONE, EUGENE A. & BAUMEISTER III, Theodore; Marks' Standard Handbook for Mechanical Engineers, McGraw Hill, USA, 1987, 19 edición.

7. AGA; Folleto de productos, AGA, Ecuador, 1994

8. TSUBAKI CO.; Tsubaki RS Roller Chain and Standard Sprockets.

9. NTN CORPORATION; Rodamientos de Bolas y de Rodillos, Cat. No. 2200/S, NTN corporation, 1991

10. FESTO; Introducción en la Neumática, FESTO DIDACTIC, USA, 1995.

11. HYDRO-LYNE; NS Service Cylinders, catálogo SN5-85, USA, 1991.