

308917  
36  
2es



**UNIVERSIDAD PANAMERICANA**  
ESCUELA DE INGENIERIA  
CON ESTUDIOS INCORPORADOS A LA U. N. A. M.

**"DISEÑO DE DOBLADORA DE  
TUBO RECTO A SERPENTIN HELICOIDAL"**

**TESIS PROFESIONAL**

QUE PARA OBTENER EL TITULO DE  
**INGENIERO MECANICO-ELECTRICO**  
EN EL AREA INGENIERIA MECANICA

P R E S E N T A:  
**MANUEL MERCADO CENTENO**

DIRECTOR:  
ING. ALFREDO GONZALEZ RUIZ

MEXICO, D. F.

1993

**TESIS CON  
FALLA DE ORIGEN**



## **UNAM – Dirección General de Bibliotecas Tesis Digitales Restricciones de uso**

### **DERECHOS RESERVADOS © PROHIBIDA SU REPRODUCCIÓN TOTAL O PARCIAL**

Todo el material contenido en esta tesis está protegido por la Ley Federal del Derecho de Autor (LFDA) de los Estados Unidos Mexicanos (México).

El uso de imágenes, fragmentos de videos, y demás material que sea objeto de protección de los derechos de autor, será exclusivamente para fines educativos e informativos y deberá citar la fuente donde la obtuvo mencionando el autor o autores. Cualquier uso distinto como el lucro, reproducción, edición o modificación, será perseguido y sancionado por el respectivo titular de los Derechos de Autor.

## Contenido

Índice de figuras	vi
Índice de tablas	viii
Índice de dibujos	x
Símbolos	xii
Introducción	xvii
Capítulo I: Definición del problema	1
1.1 Material del tubo	2
1.2 Dimensiones del tubo	3
1.3 Dimensiones finales del serpentín	4
Capítulo II: Alternativas de solución	6
2.1 Proceso de doblado	7
2.2 Métodos de doblado	11
2.2.1 Dobrado por estirado	12
2.2.2 Dobrado por compresión	13
2.2.3 Dobrado en prensa	14
2.2.4 Dobrado con rodillos	15
2.3 Alternativas	17
2.3.1 Arreglo <i>pinch</i>	19
2.3.2 Arreglo piramidal	19

<b>Capítulo III: Cálculos</b>	<b>21</b>
<b>3.1 Cálculo del trabajo y la potencia de deformación</b>	<b>22</b>
<b>3.2 Ejemplo de cálculo</b>	<b>27</b>
3.2.1 Cálculo por la geometría del proceso	27
3.2.2 Cálculo por las propiedades del material	29
<b>3.3 Cálculo del radio teórico del rodillo</b>	<b>31</b>
<b>3.4 Cálculo del diámetro de la flecha conectada al rodillo</b>	<b>34</b>
<b>3.5 Cálculo de la cuña flecha-rodillo</b>	<b>35</b>
<b>3.6 Cálculo de engranes cónicos</b>	<b>38</b>
<b>3.7 Flecha de unión engrane-embague de seguridad</b>	<b>43</b>
<b>3.8 Cálculo de la caja de poleas</b>	<b>44</b>
<b>3.9 Cálculo del peso de los elementos para las guías</b>	<b>48</b>
<b>Capítulo IV: Alternativas de diseño</b>	<b>52</b>
<b>4.1 Rodillos no motrices</b>	<b>53</b>
<b>4.1.1 Arreglo de posiciones fijas</b>	<b>54</b>
4.1.1.1 Placa	55
4.1.1.2 Eje	55
4.1.1.3 Cojinete	57
<b>4.1.2 Arreglo de posiciones variables</b>	<b>60</b>
4.1.2.1 Sistema de sinfines-guías	60
<b>4.1.3 Selección del arreglo para rodillos no motrices</b>	<b>62</b>
<b>4.2 Rodillo motriz</b>	<b>63</b>

4.2.1	Unión para el intercambio de flecha	64
4.2.1.1	Acoplamiento bridado	65
4.2.1.2	Acoplamiento longitudinal de manguitos desmontables	65
4.2.2	Conexión e interrupción en la transmisión de potencia	67
4.2.3	Cambio de dirección en la transmisión de potencia	67
4.2.3.1	Dos juntas universales unidas por una flecha	68
4.2.3.2	Conjunto de engranes cónicos	68
4.2.4	Elemento de seguridad	69
4.2.5	Reducción en la velocidad angular	69
4.2.6	Conexión del motor con la dobladora	70
4.3	Dimensionamiento	71
4.3.1	Dimensionamiento de elementos para rodillo motriz	72
4.3.1.1	Embrague neumático	72
4.3.1.2	Embrague de seguridad por fricción	73
4.3.1.3	Reductor de engranes	73
4.3.1.4	Motor	74
4.3.2	Dimensionamiento de elementos para rodillos no motrices	74
4.3.2.1	Gúfas y rieles	74
4.3.3	Dimensionamiento de elementos para rodillo motriz y rodillos no motrices	75
4.3.3.1	Acoplamiento longitudinal	75

<b>Capítulo V: Detalle y estandarización</b>	<b>76</b>
5.1 Motor	79
5.2 Caja de poleas	79
5.3 Sistema de transmisión y seguridad	88
5.3.1 Reductor de engranes	88
5.3.2 Embrague de seguridad	89
5.4 Sistema de rodillo no motriz	92
5.4.1 Fijación de los rodillos	92
5.4.2 Movimiento de los rodillos	93
5.5 Sistema de rodillo motriz	108
5.6 Caja de engranes cónicos	111
5.7 Estructura	111
<b>Conclusiones</b>	<b>116</b>
<b>Apéndice A:</b> Glosario en relación a los términos de las propiedades mecánicas	<b>120</b>
<b>Apéndice B:</b> Características geométricas y físicas de tubo de cédulas 5, 10 y 40.	<b>124</b>
<b>Apéndice C:</b> Composición química y propiedades mecánicas de los aceros inoxidables AISI 304 y 316	<b>129</b>
<b>Bibliografía</b>	<b>131</b>

## Índice de figuras

1.1	Dimensiones del tubo	5
1.2	Dimensiones del serpentín	5
2.1	Compresión y tensión en un tubo doblado	8
2.2	Desplazamiento del eje neutro en el doblado por compresión	10
2.3	Desplazamiento del eje neutro en el doblado por estirado	10
2.4	Esquema del doblado por estirado	12
2.5	Esquema del doblado por compresión	13
2.6	Esquema del doblado en prensa	14
2.7	Esquema del doblado con rodillos	15
2.8	Arreglos de doblado con rodillos	18
3.1	Diagrama general de los rodillos en relación al tubo doblado	24
4.1	Esquema de la placa intercambiable de posiciones fijas	56
4.2	Eje roscado y ranurado	56
4.3	Alternativas de cojinetes para rodillo-eje	58

4.4	Esquema del ensamble de eje-rodillo para el arreglo de posiciones fijas	59
4.5	Esquema del arreglo de posiciones variables	61
4.6	Diagrama de elementos de transmisión de potencia	64
4.7	Acoplamiento bridado	66
4.8	Acoplamiento longitudinal de manguitos desmontables	66
5.1	Subsistemas de la dobladora	78
5.2	Ensamble general de la caja de poleas	81



## Indice de tablas

1.1	Diámetro nominal de tubo - diámetro de serpentín	4
2.1	Método de doblado - radio mínimo - ángulo máximo	16
3.1	Radio de rodillo teórico y potencia de deformación	33
3.2	Diámetro de tubo - diámetro de flecha conectada al rodillo	34
3.3	Diámetro nominal de flecha - dimensiones nominales de cuña	36
3.4	Diámetro de tubo - dimensiones de la cuña	37
3.5	Diámetro de tubo - largo de cuña	37
3.6	Ecuaciones de las dimensiones piñón - engrane	41
3.7	Dimensiones piñón - engrane	42
3.8	Dimensiones de poleas	47
B1	Características geométricas del tubo para cédula 5	125

B2	Características geométricas del tubo para cédula 10	125
B3	Características geométricas del tubo para cédula 40	126
B4	Características físicas del tubo para cédula 5	127
B5	Características físicas del tubo para cédula 10	127
B6	Características físicas del tubo para cédula 40	128
C1	Propiedades químicas de AISI 304 y 316	130
C2	Propiedades mecánicas de AISI 304 y 316	130

## Índice de dibujos

<b>C-P-1-RM</b>	<b>Caja de poleas</b>	<b>82</b>
<b>P-1-RM</b>	<b>Polea motriz</b>	<b>83</b>
<b>P-2-RM</b>	<b>Polea conducida</b>	<b>84</b>
<b>F-P-1-RM</b>	<b>Flecha motriz</b>	<b>85</b>
<b>F-P-2-RM</b>	<b>Flecha conducida</b>	<b>86</b>
<b>T-P-1-RM</b>	<b>Tensor de banda</b>	<b>87</b>
<b>R-T-1-RM</b>	<b>Reductor Ts 2-300</b>	<b>90</b>
<b>S-T-1-RM</b>	<b>Perfil del acoplamiento de seguridad por fricción</b>	<b>91</b>
<b>ENS-1-RNM</b>	<b>Ensamble del sistema de rodillos no motrices</b>	<b>95</b>
<b>R-1-3.5</b>	<b>Rodillo para tubo de 3 1/2</b>	<b>96</b>
<b>R-1-4</b>	<b>Rodillo para tubo de 4</b>	<b>97</b>
<b>R-1-5</b>	<b>Rodillo para tubo de 5</b>	<b>98</b>
<b>R-1-6</b>	<b>Rodillo para tubo de 6</b>	<b>99</b>
<b>F-1-3.5-6</b>	<b>Tabla de flechas conectadas al rodillo</b>	<b>100</b>
<b>C-1-3.5-6</b>	<b>Tabla de cuñas de unión entre rodillos y flechas</b>	<b>101</b>
<b>A-1-3.5-6</b>	<b>Acoplamiento longitudinal cerrado</b>	<b>102</b>

G-1-RNM	Guía y riel	103
G-2-RNM	Montaje de rieles y guías	104
SL-1-RNM	Sinfin lateral	105
SF-1-RNM	Sinfin frontal	106
T-1-RN/NM	Tapa de rodamiento	107
ENS-1-RM	Ensamble del sistema de rodillo motriz	109
E-1-RM	Embrague neumático de accionamiento	110
CE-1-RM	Caja de engranes cónicos	112
EN-1-RM	Conjunto de engranes cónicos	113
ENS-G-1	Ensamble general de dobladora	114
EST-1	Estructura	115

## SIMBOLOS

## Símbolos

$W$	Trabajo	[lb-pulg]	$V$	Volumen	[pulg <sup>3</sup> ]
$\epsilon_1$	Deformación 1		$\epsilon_2$	Deformación 2	
$l_c$	Longitud promedio de contacto	[pulg]	$r_r$	Radio del rodillo	[pulg]
$r_t$	Radio del tubo	[pulg]	$\alpha_c$	Angulo de contacto	[°]
$l_{i_c}$	Longitud promedio interior de contacto	[pulg]	$l_{e_c}$	Longitud promedio exterior de contacto	[pulg]
$L_c$	Longitud total contacto	[pulg]	$A_m$	Area del metal del tubo por pulgada	[pulg <sup>2</sup> ]
$E$	Módulo de elasticidad	[lb/pulg <sup>2</sup> ]	$\sigma$	Esfuerzo	[lb/pulg <sup>2</sup> ]
$P$	Potencia	[hp]	$w$	Velocidad angular	RPM seg <sup>-1</sup>
$\sigma_c$	Esfuerzo de contacto	[lb/pulg <sup>2</sup> ]	$F_n$	Fuerza normal	[lb]
$b$	espesor	[pulg]	$r_t$	Radio teórico del rodillo	[pulg]
$R_c$	Radio del serpentín	[pulg]	$D$	Diámetro de flecha	[pulg]
$T$	Par de torsión	[lb-pulg]	$F_c$	Fuerza de corte	[lb]
$\tau$	esfuerzo de corte	[lb/pulg <sup>2</sup> ]	$r$	radio de flecha	[pulg]

$S_{sy}$	Esfuerzo de cedencia a corte	[lb/pulg <sup>2</sup> ]	$S_y$	Esfuerzo de cedencia a tensión	[lb/pulg <sup>2</sup> ]
A	Area transversal de la cuña	[pulg <sup>2</sup> ]	F.S.	Factor de seguridad	
t	Ancho de la cuña	[pulg]	l	Largo de la cuña	[pulg]
h	Alto de cuña	[pulg]	$P_d$	Paso diametral	
n	Número de dientes del piñón		N	Número de dientes del engrane	
d	Díámetro de paso		F	Ancho de cara	
$\phi$	Angulo de presión		$\Sigma$	Angulo entre ejes	
$h_k$	Profundidad de trabajo	[pulg]	$h_t$	Profundidad de agujero	[pulg]
$\gamma$	Angulo de paso del piñón		$A_o$	Distancia del cono	[pulg]
$\Gamma$	Angulo de paso del engrane		$a_p$	Adendo del piñón	[pulg]
$a_G$	Adendo del engrane	[pulg]	$b_p$	Dedendo del piñón	[pulg]
$b_G$	Dedendo del engrane	[pulg]	c	Claro	[pulg]
$\delta_p$	Angulo de dedendo del piñón		$\delta_G$	Angulo de dedendo del engrane	
$\gamma_o$	Angulo de cara del piñón		$\Gamma_o$	Angulo de cara del engrane	
$\gamma_R$	Angulo de raíz del piñón		$\Gamma_R$	Angulo de raíz del engrane	

$d_o$	Diámetro exterior del piñón	[pulg]	$D_o$	Diámetro exterior del engrane	[pulg]
$x_o$	Paso de corona del piñón	[pulg]	$X_o$	Paso de corona del engrane	[pulg]
$t_p$	Espesor circular del piñón	[pulg]	$T_e$	Espesor circular del engrane	[pulg]
$t_c$	Espesor cordal del piñón	[pulg]	$T_c$	Espesor cordal del engrane	[pulg]
$\alpha_p$	Cordal de adendo del piñón	[pulg]	$\alpha_x$	Cordal de adendo del engrane	[pulg]
$C$	Distancia entre centros	[pulg]	$D_p$	Diámetro de paso del engrane	[pulg]
$D_v$	Diámetro de paso de polea mayor	[pulg]	$d_v$	Diámetro de paso de polea menor	[pulg]
$L_v$	Largo de paso estándar	[pulg]	$A_v$	Angulo de contacto de la banda	
$S$	Velocidad de la banda	[pie/min X1000]	$d_e$	Diámetro equivalente	[pulg]
$F_d$	Factor de diámetro pequeño		$HP$	Potencia por diente	[hp]
$V_r$	Volumen del rodillo	[pulg <sup>3</sup> ]	$h_r$	Ancho del rodillo	[pulg]
$r_f$	Radio del barreno de la flecha	[pulg]	$d_t$	Diámetro del tubo	[pulg]
$L$	Largo de la flecha	[pulg]	$V_f$	Volumen de la flecha	[pulg <sup>3</sup> ]
$V_b$	Volumen de la base	[pulg <sup>3</sup> ]	$A_b$	Ancho de la base	[pulg]



$H_b$	Espesor de la base	[pulg]	$L_b$	Largo de la base	[pulg]
$d_b$	Diámetro exterior del rodamiento	[pulg]	$V_l$	Volumen de la base para guías laterales	[pulg <sup>3</sup> ]
$H_l$	Espesor de la base para guías laterales	[pulg]	$L_l$	Largo de la base para guías laterales	[pulg]
$A_l$	Ancho de la base para guías laterales	[pulg]	$R$	Radio mínimo de doblado	[pulg]
$D_e$	Diámetro exterior del tubo	[pulg]	$\epsilon$	Deformación	
$L_l$	Longitud del tubo antes del doblado	[pulg]	$\alpha$	Angulo de doblado	

## INTRODUCCION

## INTRODUCCION

Dentro de las muchas necesidades que se tienen actualmente en la planta productiva están las de contar con el equipo especializado para cada proceso. Si a esto le agregamos que dentro de cada proceso las variantes son muchas, entonces el monto de equipo que se requeriría para un buen funcionamiento sería enorme, como también enorme resultaría su costo. Por lo tanto se requiere de máquinas que sean capaces de realizar varios procesos o todas las variantes necesarias de un proceso en particular.

El estudio de esta tesis se enfoca al doblado de tubo. Este proceso es muy importante debido a sus muchas y muy variadas aplicaciones, que pueden ir desde la fabricación de partes para muebles, partes automotrices, hasta la de conductos para una gran variedad de fluidos.

En este caso la aplicación que tendrá el tubo doblado será en una caldera, conduciendo agua para su control de temperatura. La forma que tendrá el tubo dentro de la caldera será helicoidal, abarcando todo su diámetro interior y su altura.

Debido a la variedad geométrica que puede presentar una caldera así como los diferentes requisitos de flujo que pueda necesitar, los diámetros de la misma y también del tubo serán muy diversos.

El objetivo que se pretende conseguir en esta tesis es diseñar el sistema mecánico de una máquina lo suficientemente versátil para abarcar diferentes diámetros de caldera así como también de tubo. Su versatilidad consistirá primordialmente en que los cambios para adecuar la dobladora a uno u otro diámetro, de tubo o de caldera, sean rápidos. Otro punto importante dentro de los objetivos de esta tesis es lograr una máquina económica. Su economía se basará en la sencillez de las partes que la integren.

En esta tesis se incluyen cinco capítulos. El primero presenta los parámetros de diseño sobre los cuales girarán los demás. Una vez que se ha delimitado el problema, en el capítulo segundo se plantean las diversas alternativas de solución desde un punto de vista general, es decir se elegirá el tipo de proceso que conviene a este tipo de tubo doblado en particular. Ya que se ha seleccionado el tipo de proceso se pasa a una etapa de cálculo en el capítulo tres y selección en el capítulo cuatro. Estos dos capítulos están íntimamente relacionados porque en la secuencia de diseño los datos obtenidos por el cálculo de un elemento se utilizan en la selección del siguiente. Así también se presenta el caso contrario en que las dimensiones de un elemento seleccionado sirven como base para el cálculo del que le precede. En el capítulo cinco se resumen y detallan los resultados obtenidos en los capítulos tres y cuatro.

## CAPITULO I

Definición del problema

## CAPÍTULO I

### Definición del problema

Los principales parámetros de diseño que se deben tomar en cuenta para una dobladora de tubo que tendrá como objetivo obtener un serpentín helicoidal a partir de un tubo recto son:

1.1 Material del tubo

1.2 Dimensiones del tubo ( diámetro nominal y cédula )

1.3 Dimensiones finales del serpentín ( diámetro de curvatura )

Estos datos serán de indispensable utilidad para determinar, por ejemplo, la fuerza de doblado, el tipo y tamaño de máquina y motor, la forma en que se deberá hacer la transmisión de la potencia del motor, etc.

#### 1.1 Material del tubo

El serpentín, obtenido por la dobladora, se utilizará en calderas, por lo tanto conducirá líquidos a altas temperaturas y presión. Tomando en cuenta su utilización el material seleccionado para dicho serpentín es tubo de acero inoxidable 304 y 316.

En el apéndice C, la tabla 1 presenta los elementos principales de aleación de los materiales del tubo a doblar.

En la tabla 2 del apéndice C, se presentan propiedades mecánicas de los aceros 304 y 316.

## 1.2 Dimensiones del tubo

Una característica primordial del tubo es su cédula o espesor de pared. Está relacionada íntimamente con la fuerza necesaria del doblado. También con el riesgo de que el tubo se colapse durante el proceso. Las cédulas de tubo que serán tomadas en cuenta para el diseño de la dobladora serán 5, 10, 20 y 40.

Los diámetros nominales del tubo que será capaz de deformar la dobladora son 3 1/2, 4, 5 y 6 pulgadas.

Las tablas 1, 2, 3 y 4 del apéndice B presentan diversas características geométricas del tubo relacionadas con el diámetro nominal. Algunas de estas son el diámetro externo, diámetro interno y espesor de pared.

Las tablas 5, 6, 7 y 8 del apéndice B presentan características físicas del tubo también relacionadas con el diámetro nominal, tales como el peso y el momento de inercia.

### 1.3 Dimensiones finales del serpentín

La dimensión principal que se tomará en cuenta, con lo que respecta al serpentín, es su diámetro de curvatura, que combinado con la cédula y diámetro del tubo, determinarán el tamaño de la máquina, así como la potencia del motor, o la posible necesidad de utilizar un cierto relleno durante el proceso de doblado. Los diámetros de curvatura del serpentín van desde 7.5 pies hasta 15 pies.

La Tabla 1.1 muestra la relación del diámetro nominal del tubo con los diámetros de curvatura del serpentín.

**Tabla 1.1**

Diámetro nominal de tubo (pulgadas)	Diámetro de serpentín (pies)
6	10 - 15
5	9 - 13.5
4	8 - 12
3 1/2	7.5 - 11.25

Las figuras No. 1.1 y 1.2 muestran los principales parámetros de diseño.



Figura No. 1.1 Dimensiones del tubo

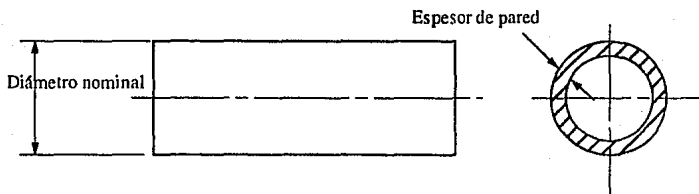
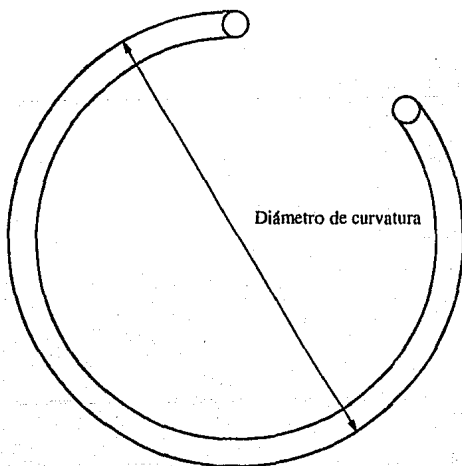


Figura No. 1.2 Dimensiones del serpentín



## CAPITULO II

### Alternativas de Solución

## CAPÍTULO II

### Alternativas de solución

En este capítulo se describirá en primer término los principios para el doblado del tubo, pasando después a la presentación de las diversas alternativas que se tienen para la obtención de un serpentín helicoidal referido a los parámetros de diseño descritos en el capítulo anterior. Una vez que se hayan planteado las diversas alternativas se procederá a su evaluación, que nos dará como resultado la elección de una de ellas. Por último en este capítulo, se exaltarán las ventajas que se derivan de la elección de la alternativa propuesta.

#### 2.1 Procesos de doblado

Prácticamente todos los procesos de doblado se basan en la teoría de flexión en la condición de deformación plástica.

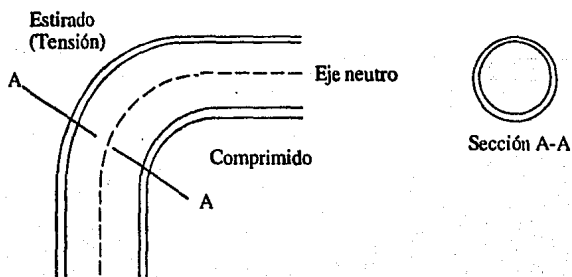
Se debe de considerar que para el proceso de doblado del tubo existen dos tipos de esfuerzo, de compresión y de tensión. La parte externa del tubo durante el doblado se alargará causando un esfuerzo de tensión, la parte interna se comprimirá causando un esfuerzo de compresión. La línea que separará los esfuerzos de compresión y de tensión y en la cual no se presentan esfuerzos se conoce como eje neutro. El alargamiento y compresión de las dos secciones del

tubo tienen como consecuencia un adelgazamiento de la pared del tubo en la parte exterior y un engrosamiento en su parte interior.

En la figura No. 2.1 se muestran las secciones de estirado y comprimido en un tubo doblado

El adelgazamiento debilitará la pared externa, el flujo del metal debe mantenerse en límites bien definidos. El control del adelgazamiento de la pared se puede hacer de 2 formas, una interna con un soporte durante el doblado como lo puede ser un mandril; y otra externa que es confinar al tubo en un espacio determinado durante su doblado.

Figura No. 2.1 Compresión y tensión en un tubo doblado



La elongación de la sección exterior del doblado es un factor importante para determinar el radio mínimo de doblado posible para cualquier material. Mientras menor sea el porcentaje de elongación, determinado por el tipo de material, será más difícil doblarlo.

Existen dos relaciones importantes para determinar si se puede o no llevar a cabo el doblado de un tubo con éxito. Una, referida a las dimensiones del tubo, es la relación que existe entre el diámetro exterior (OD) del tubo y su espesor de pared ( $t$ ) conocida como factor de pared (WF). La otra, referida a la forma que se obtendrá del doblado, es la relación del radio de doblado CLR entre el diámetro exterior del tubo conocida como diámetro de doblado. El radio de doblado debe ser cuando menos de dos a tres veces el diámetro externo del tubo.

Como consecuencia del estirado de la parte exterior y de la compresión de la parte interior existe un desplazamiento del eje neutro. La posición del eje neutro varía influenciado por el tipo de doblado, de máquina, herramental, condición de la superficie, etc.

En las figuras No. 2.2 y 2.3 se muestra el desplazamiento del eje neutro durante los procesos de doblado por compresión y por estirado respectivamente.

Figura No. 2.2 Desplazamiento del eje neutro en el doblado por compresión

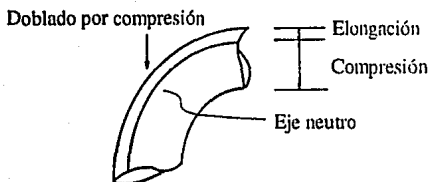
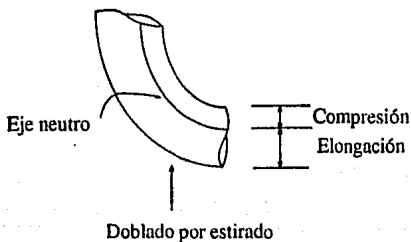


Figura No. 2.3 Desplazamiento del eje neutro en el doblado por estirado



Para el cálculo de el radio mínimo que puede ser doblado, conociendo el porcentaje de elongación, se utiliza la siguiente ecuación.

$$R = 50 D_e / \epsilon \quad (2.1)$$

Donde

- R Radio mínimo de doblado (pulgadas)
- $D_e$  Diámetro exterior del tubo (pulgadas)
- $\epsilon$  Porcentaje de elongación en dos pulgadas.

Basado en estándares de datos de prueba a tensión

Para determinar la longitud que se necesita de tubo antes del doblado se utilizará la ecuación 2.2

$$L_t = 0.0175 * R * \alpha \quad (2.2)$$

Donde:

- $L_t$  Longitud (pulgada)
- $R$  Radio de doblado (pulgada)
- $\alpha$  Angulo (grados)

## 2.2 Métodos de doblado

Para el doblado de tubo se utilizan diversos métodos dependiendo de el material, la forma y el tamaño. Los métodos básicos de doblado son cuatro :

2.2.1 Estirado

2.2.2 Compresión

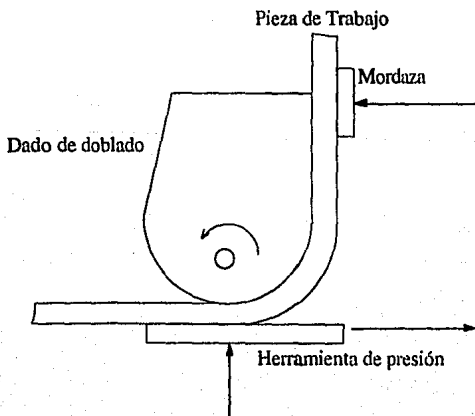
2.2.3 Prensa

2.2.4 Rodillos

### 2.2.1 Doblado por estirado (*Draw bending*)

Método considerado el más versátil y exacto. Consiste en sujetar la pieza de trabajo contra un dado de doblado. La mordaza y el dado de doblado giran haciendo pasar a la pieza a través de una herramienta de presión. La herramienta de presión puede ser un rodillo o una zapata, ya sea deslizante o estática. En este método se utiliza un mandril, que permanecerá estático, para conservar el diámetro interno del tubo. Su principal limitante es que debe siempre de tener una sección recta para sujetar correctamente el tubo. En la figura No. 2.4 se muestra un esquema que presenta las partes principales del doblado por estirado.

Figura No. 2.4 Esquema del doblado por estirado

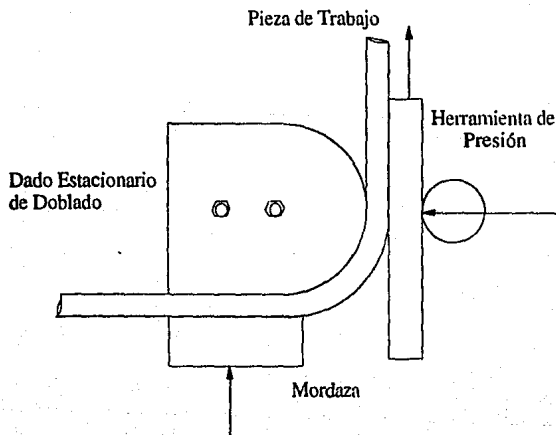




### 2.2.2 Doblado por compresión (*Compression bending*)

Este método consiste en sujetar la pieza a una forma estacionaria de doblado y girarla alrededor de dicha forma. El método es bueno para doblados en los cuales se requiere una distancia de sujeción pequeña. La diferencia teórica más importante que tiene con el doblado por estirado es que el eje neutro de el doblado por compresión se mantiene en el tercio externo de la pieza mientras que en el doblado por estirado en el tercio interno lo que ocasiona que el doblado por estirado requiera el uso de un mandril mientras que el estirado por compresión no. La figura No. 2.5 muestra las partes principales durante el doblado por compresión.

Figura No. 2.5 Esquema de doblado por compresión

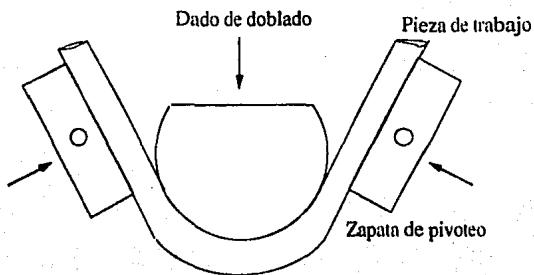


### 2.2.3 Doblado en prensa (*Press bending*)

Este método consiste en montar la forma de doblado en un aríete y dos zapatas de presión pivotean para forzar al material alrededor de la forma de doblado, al utilizar dos zapatas se hacen dos dobleces simultáneos de compresión. Se utiliza principalmente para tubo con espesores de pared y radios de doblado relativamente grandes.

En la figura No. 2.6 se muestra el proceso de doblado en prensa así como las principales partes que lo componen.

Figura No. 2.6 Esquema del doblado en prensa

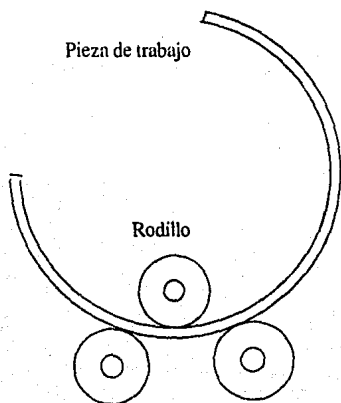


### 2.2.4 Doblado con rodillos (*Roll bending*)

Este método se utiliza principalmente para doblar tubos en círculos completos, para producir productos helicoidales y para doblar tubo de espesores de pared grandes. Consiste en hacer pasar el tubo a través de los rodillos, la disposición de los rodillos nos dará el diámetro de doblado del tubo. Para prevenir la deformación del tubo los rodillos tendrán el perfil del tubo a ser doblado.

La figura No. 2.7 muestra un esquema del doblado con rodillos.

Figura No. 2.7 Esquema del doblado con rodillos



La tabla No. 2.1 muestra los diferentes métodos de doblado relacionados con el radio mínimo y ángulo máximo de doblado

**Tabla 2.1**  
**Método de doblado - Radio mínimo/Angulo máximo**

Método		Radio medio mínimo	Angulo máximo
Doblado con prensa	Tubo sin llenar	6D	120
Doblado con rodillos	Tubo sin llenar	6D	360
	Tubo relleno	4D	360
Doblado a compresión	Tubo sin llenar	2.5D	180
	Tubo relleno	2D	180
Doblado por estirado	Tubo sin llenar	3D	180
	Tubo relleno	2D	180

D Diámetro externo del tubo.

Examinando la tabla 2.1 se puede concluir que el único método que nos puede servir dada la forma que se quiere obtener, serpentín helicoidal con dobleces a 360 °, es el doblado con rodillos ya sea relleno el tubo o no.

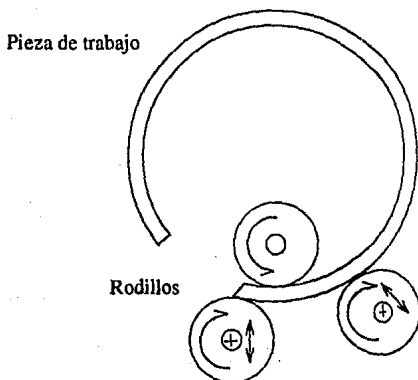
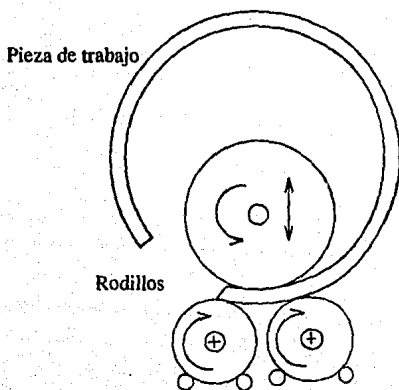
### 2.3 Alternativas

Una vez que se ha seleccionado el doblado con rodillos deberán considerarse los tipos de arreglos que existen para estas dobladoras. Dichos arreglos varían desde el tamaño relativo de los rodillos hasta su colocación y movimiento.

Existen dos arreglos comerciales básicos, el piramidal y el "pinch". Las formas de colocar los rodillos para cada arreglo se muestran en la figura No. 2.8.

A continuación se hará una descripción de los arreglos comerciales presentando sus ventajas y desventajas así como la conveniencia o no de usarlos para este proceso en particular.

Figura No. 2.8 Arreglos de doblado con rodillos

Arreglo *pinch*Arreglo *piramidal*

### 2.3.1 Arreglo *pinch*

En el arreglo *pinch*, dos de los rodillos son motrices, es decir están directamente conectados a un motor mientras el otro es ajustable. Este tipo de máquina es ideal utilizando como materia prima formas planas de hasta 25 mm. Una de sus grandes ventajas es que puede producir una forma cilíndrica casi perfecta. Sin embargo para la deformación de perfiles incluidos en estos el tubo no es una máquina muy confiable.

### 2.3.2 Arreglo piramidal

En el arreglo piramidal los dos rodillos inferiores están fijos y tienen aproximadamente el 50% del diámetro del rodillo superior. El rodillo superior se ajusta verticalmente. Son excelentes para deformar perfiles. Sin embargo para la forma que se necesita obtener tiene una desventaja importante, deja grandes tramos de tubo sin doblar es decir en una forma plana. Si se tratase de tan solo un círculo y no de una forma helicoidal esto no presentaría tanto problema, se cortarían las partes no dobladas.

Por lo tanto una vez que se han analizado las dos opciones de máquinas comerciales que existen se plantea una nueva solución. El utilizar las ventajas de ambas máquinas en un arreglo diferente. Con esto se pretende amalgamar las ventajas de los dos mientras se eliminan sus carencias.

Este nuevo arreglo tendrá dos rodillos no fijos y uno fijo que será el que proporcione el movimiento. Los rodillos fijos se denominarán no motrices

mientras que por razones obvias el rodillo que proporcione el movimiento se denominara rodillo motriz.

Al tener dos rodillos móviles se pueden adoptar los dos arreglos anteriores. Eliminar los tramos planos que deja el utilizar el arreglo piramidal consiguiendo la forma casi perfecta del arreglo *pinch*. Y además utilizar la ventaja de poder deformar cualquier perfil que nos presenta el arreglo piramidal. Los tres rodillos tendrán el mismo diámetro como en el arreglo *pinch* lo que nos ofrece la ventaja de poder doblar tubos de diferentes cédulas sin problema.

Este arreglo representa el lograr una máquina muy versátil y confiable. Se pretende además con el diseño de la misma conseguir una dobladora segura, económica y de fácil manutención y operación.

En el capítulo 4 en el cual se plantean las alternativas de diseño se buscará cumplir con todos estos requisitos. Consiguiendo esto con una adecuada selección de las partes a utilizar así como de su correcta distribución.



## CAPITULO III

Cálculos

### CAPITULO III

#### Cálculos

Este capítulo está enfocado a la obtención de datos primordiales para la determinación de las dimensiones de las diversas partes que integran la dobladora.

#### 3.1 Cálculo del trabajo y la potencia de deformación

El trabajo  $W$  necesario para llevar a cabo una deformación está dado por<sup>1</sup>:

$$W = V * c * (\epsilon_2^{n+1} - \epsilon_1^{n+1}) / (n+1) \quad (3.1)$$

tomando en cuenta que la curva de esfuerzo-deformación está dada por<sup>2</sup>:

$$\sigma = ce^{-n} \quad (3.2)$$

Donde:

$W$	Trabajo
$V$	Volumen que se está deformando
$\epsilon_2, \epsilon_1$	Deformación

<sup>1</sup> Procesos para ingeniería de manufactura. Alting Leo. Pag. 153.

<sup>2</sup> *Ibidem*.

$\sigma$  Esfuerzo

$c$  y  $n$  Constantes derivadas de la curva particular a cada material.

El rodillo tendrá un perfil semicircular, siendo el diámetro de dicho perfil el del tubo a doblar. Esto se hace con el fin de tener un acoplamiento perfecto del tubo y evitar cualquier movimiento durante el proceso.

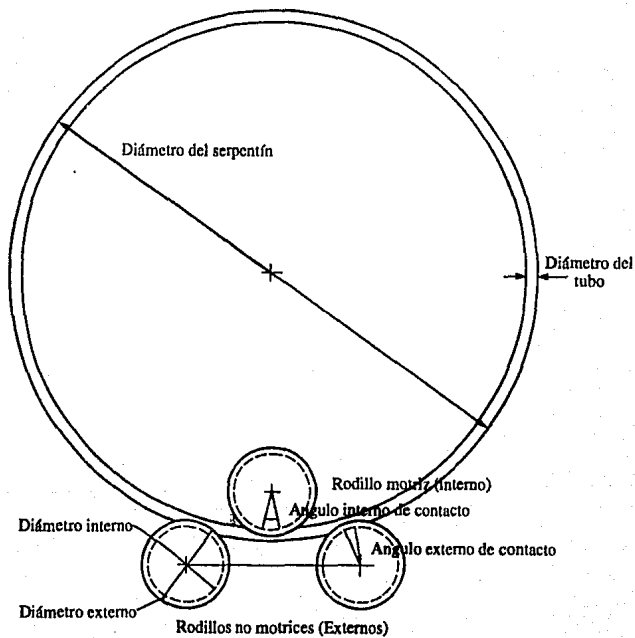
Atendiendo a la geometría del proceso se calculará primeramente el volumen de deformación.

Se obtiene la longitud de contacto promedio tanto para el rodillo matriz colocado en la porción interna del tubo doblado, que denominaremos "rodillo interno" como para los rodillos no matrices colocados en la parte externa del tubo doblado que denominaremos "rodillos externos". (Figura No. 3.1)

Se considerará una longitud de contacto promedio porque la geometría del rodillo tiene dos diámetros diferentes, uno interno y otro externo. El externo es igual al interno más el radio del tubo a doblar. La ecuación para la determinación de la longitud promedio es la siguiente:

$$l_c = (2 * r_r + r_t) * \pi * a_c / 360 \quad (3.3)$$

Figura No. 3.1 Diagrama general de los rodillos en relación al tubo doblado



Donde :

- $l_c$  Longitud promedio de contacto
- $r_r$  Radio del rodillo
- $r_t$  Radio del tubo
- $a_c$  Angulo de contacto

Este cálculo se realizará dos veces tomando el ángulo de contacto correspondiente ya sea un rodillo interno o un rodillo externo. La longitud de contacto exterior será dos veces la obtenida por medio de la ecuación anterior porque se utilizarán dos rodillos externos.

Una vez que se conocen ambas longitudes de contacto promedio, la interna y la externa, se suman para obtener la longitud de contacto total.

$$L_c = l_{ci} + l_{ce} \quad (3.4)$$

Atendiendo a las tablas del apéndice B, que nos indica el área de metal del tubo para una determinada cédula, se multiplicará la longitud de contacto total por la mitad del valor indicado por la tabla. Cada uno de los rodillos está en contacto tan solo con la mitad del tubo. El resultado de esta multiplicación es el volumen de deformación.

$$V = L_c * A_{uv}/2 \quad (3.5)$$

Donde:

- V Volumen de deformación
- $L_c$  Longitud total de contacto
- $A_{mt}$  Área de metal del tubo

Una vez determinado el volumen de deformación se enfocará el cálculo a las propiedades mecánicas del material. De las tablas correspondientes se conoce el valor del módulo de elasticidad en tensión  $E$ , la resistencia a la cedencia mínima, , la resistencia última mínima.

Utilizando la ley de Hooke para la zona elástica del material se tiene que<sup>3</sup>:

$$\sigma = E * \epsilon \quad (3.6)$$

Donde

- $E$  Módulo de elasticidad en tensión
- $\sigma$  Esfuerzo
- $\epsilon$  Deformación

Con los valores de las tablas se puede encontrar  $\sigma_1$ ,  $\sigma_2$  y  $\epsilon_2$ . Y con la ecuación anterior el valor de  $\epsilon_1$ . Con estos cuatro valores se formará un sistema de ecuaciones utilizando la ecuación 3.2. Así se calculan los valores de  $c$  y  $n$ .

$$c = \sigma_1 * \epsilon_1^n = \sigma_2 * \epsilon_2^n \quad (3.7)$$

---

<sup>3</sup>Diseño en ingeniería mecánica, Shigley/Mitchell. Pag. 43.

Una vez obtenidos los valores de  $c$ ,  $n$  y  $\epsilon_1$  se puede obtener el valor del trabajo aplicando estos valores a la ecuación 3.1.

Para determinar la potencia se requiere multiplicar la velocidad angular del proceso por el trabajo de deformación<sup>4</sup>.

$$P = W * w \quad (3.8)$$

Donde:

P	Potencia
W	Trabajo de deformación
w	Velocidad angular

### 3.2 Ejemplo de cálculo

Los siguientes cálculos son para un tubo de acero inoxidable 304, de 6 pulgadas de diámetro nominal, cédula 40 y para un diámetro de serpentín de 15 pies. El ángulo de contacto interno es de 15° y el externo es de 7.5°.

Los datos de esfuerzo y deformación se tomarán de la Tabla 1.2 en el capítulo 1. Los demás datos geométricos del tubo se tomarán de la tabla B3 en el apéndice B.

---

<sup>4</sup>Procesos para ingeniería de manufactura, Altung Leo, Pag. 153.

### 3.2.1 Cálculo por la geometría del proceso

Longitud interna de contacto

$$l_c = (2 * r_r + r_t) * \pi * a_c / 360 \quad (3.3)$$

$$r_r = 12" \quad d_t = 6" \text{ (nominal)} \quad a_c = 15^\circ$$

$$l_{ci} = 3.575"$$

Longitud externa de contacto

$$l_{ce} = (2 * r_r + r_t) * \pi * a_c / 360 \quad (3.3)$$

$$r_r = 12" \quad d_t = 6" \text{ (nominal)} \quad a_c = 7.5^\circ$$

$$l_{ce} = 1.788" \text{ para cada uno de los rodillos}$$

$$\text{Por los dos rodillos} \quad l_{ce} = 3.575"$$

Longitud total de contacto

$$L_c = l_{ci} + l_{ce} \quad (3.4)$$

$$L_c = 7.15"$$

Volumen de deformación

$$V = L_c * A_m / 2 \quad (3.5)$$

$$A_m \text{ para tubo de } 6" \text{ cédula } 40 = 5.58 \text{ pulg}^2$$

$$V = 19.95 \text{ pulg}^3$$



### 3.2.2 Cálculo por las propiedades del material

$$\sigma = E * \varepsilon \quad (3.6)$$

$$\varepsilon_1 = \sigma_1 / E$$

$$E = 29 * 10^6 \quad \sigma_1 = 30 * 10^3$$

$$\varepsilon_1 = 1.034 * 10^{-3} \%$$

$$c = \sigma_1 * \varepsilon_1^n = \sigma_2 * \varepsilon_2^n \quad (3.7)$$

$$\sigma_2 = 80 * 10^3 \quad \varepsilon_2 = 50\%$$

Despejando n de la ecuación 3.7 tenemos

$$n = \ln(\sigma_1 / \sigma_2) / \ln(\varepsilon_2 / \varepsilon_1)$$

$$n = - 0.0909$$

$$c = \sigma_1 * \varepsilon_1^n$$

$$c = 85205$$

Utilizando la ecuación 3.1

$$W = V * c * (\epsilon_2^{-n+1} - \epsilon_1^{-n+1}) / (n+1)$$

$$V = 19.95 \quad c = 85205$$

$$\epsilon_2 = 50\% = 0.5 \quad \epsilon_1 = 1.034 * 10^{-3} \% = 1.034 * 10^{-5}$$

$$n = -0.0909$$

$$W = 877801 \text{ lb-pulg}$$

$$73150 \text{ lb-pie}$$

$$99178 \text{ J}$$

Para el cálculo de la potencia se consideran 10 RPM como la velocidad angular para el proceso por lo tanto de acuerdo a la ecuación 3.8

$$P = W * w \tag{3.8}$$

$$W = 99178 \quad w = 10/60 \text{ seg}^{-1}$$

$$P = 16529.7 \text{ W}$$

$$16.53 \text{ KW}$$

$$22.17 \text{ hp}$$

Este resultado se da para un radio de rodillo supuesto, en este caso 12".

### 3.3 Cálculo del radio teórico del rodillo

Se tomará el problema desde otro punto de vista con el cual se obtendrá el radio del rodillo teórico. Este resultado se obtendrá a partir de suponer al rodillo como el seguidor de una leva y al tubo doblado como dicha leva. Bajo esta suposición se calculará el radio del rodillo que deberá de cumplir con dos ecuaciones. Una, la ecuación 3.1 para el trabajo de deformación en el cual se incluye por medio del volumen al radio del rodillo y por la otra, la ecuación del esfuerzo de contacto para el conjunto leva-seguidor<sup>5</sup>:

$$\sigma_c = 2290 * (F_N/b * (1/r_f + 1/R_c))^{1/2} \quad (3.9)$$

Donde se tomarán las siguientes consideraciones:

$$F_N = W/L_c \quad \text{Fuerza normal} \quad (3.9.1)$$

$$b = \pi * r_t \quad \text{Espesor del seguidor} \quad (3.9.2)$$

$r_t$  Radio del tubo

$$r_f = r_r \quad \text{Radio teórico del rodillo}$$

$$R_c = \quad \text{Radio del serpiente}$$

Las iteraciones de la ecuación 3.1 y la ecuación 3.9, que a su vez involucran a las demás ecuaciones. Se llevarán a cabo con los datos del ejemplo anterior de cálculo, exceptuando por supuesto el radio del rodillo. Se considera como esfuerzo

<sup>5</sup>*Machinery's Handbook*, Oberg/Jones. Pag. 2071.

de compresión máximo.  $\sigma_c = 90000$  psi, incluyendo este valor un factor de seguridad de 3.

El resultado de dichas iteraciones da:

Radio teórico de rodillo **8.35"**

Con este valor, el trabajo de deformación es:

**642904 lb-pulg**

**53575 lb-pie**

**72638.5 J**

Considerando una velocidad angular del proceso de 10 RPM se tiene que la potencia de deformación es:

**12106 W**

**16.23 hp**

La forma de cálculo se puede generalizar para el resto de las dimensiones, tanto de diámetro nominal de tubo como de diámetro de serpentín. En la tabla No. 3.1 se incluyen los resultados obtenidos para los valores máximo y mínimo de diámetro de serpentín para cada diámetro de tubo. La relación de los diámetros se encuentra en la tabla 1.1.

**Tabla 3.1**  
**Radio de rodillo teórico y potencia de deformación**

Diámetro del tubo (pulg)	Diámetro de serpentín (pies)							
	7.5	8	9	10	11.25	12	13.5	15
6				8.75"				8.35"
				16.9hp				16.2hp
5			8.05"				7.67"	
			11.8hp				11.3hp	
4		7.37"				7.01"		
		7.8hp				7.5hp		
3 1/2	7.02"				6.68"			
	6.25hp				5.99hp			

De la tabla No. 3.1 podemos encontrar las siguientes relaciones. Mientras menor sea el diámetro de serpentín mayor será el diámetro del rodillo y mayor será la potencia de deformación.

Los cálculos para el resto de los elementos se basan en el diámetro mínimo de serpentín y por ende la mayor potencia.

### 3.4 Cálculo del diámetro de la flecha conectada al rodillo

Esta flecha está en la línea principal de transmisión de potencia. Para una flecha de acero estándar la ecuación que relaciona la potencia a transmitir con su velocidad angular es<sup>6</sup>:

$$D = (80 * P / w)^{1/3} \quad (3.10)$$

Donde:

- D Diámetro de flecha (pulgadas)
- P Potencia (HP)
- w Velocidad angular (RPM)

Utilizando los valores de la tabla No. 3.1 para cada diámetro de tubo obtenemos la tabla No. 3.2:

**Tabla No. 3.2**

Diámetro de tubo (pulgadas)	Diámetro de flecha (pulgadas)	Diámetro de flecha redondeado al octavo de pulgada próximo
6	5.13	5 1/4
5	4.55	4 5/8
4	3.97	4
3 1/2	3.68	3 3/4

<sup>6</sup>Idem. Pag. 302.

### 3.5 Cálculo de la cuña flecha-rodillo

La flecha se fijará al rodillo mediante una cuña plana estándar. Su perfil se determinará tomando como base el diámetro de la flecha. El largo se determinará teniendo como parámetros la velocidad angular, el material, la resistencia a la fluencia  $S_y$  y un factor de seguridad. Se tomarán dos criterios de diseño, su resistencia al corte y su resistencia al aplastamiento.

Las ecuaciones a utilizar son las siguientes<sup>7</sup>:

$$T = 63000 * P / w \quad (3.11)$$

$$F_c = T / r \quad (3.12)$$

$$S_{sy} = 0.577 * S_y \quad (3.13)$$

$$\tau = F / A = S_{sy} / F.S. \quad (3.14)$$

$$A = t * l \quad (3.15)$$

$$S_y / F.S. = F / (t * l / 2) \quad (3.16)$$

Donde:

T	Par de torsión (libra-pulgada)
P	Potencia (HP)
w	Velocidad angular (RPM)
F <sub>c</sub>	Fuerza de corte (libra)
r	Radio de la flecha (pulgada)
S <sub>sy</sub>	Resistencia al corte (kpsi)
S <sub>y</sub>	Resistencia de fluencia (kpsi)
τ	Esfuerzo cortante
A	Area transversal de cuña (pulg <sup>2</sup> )

<sup>7</sup>Diseño en ingeniería mecánica, Shigley/Mitchell. Pags. 424 y 425.

- F.S. Factor de seguridad  
 t Ancho de la cuña (pulgada)  
 l Largo de cuña (pulgada)

En la ecuación 3.14 se refleja el criterio de diseño por corte mientras que el criterio por aplastamiento está referido en la ecuación 3.16.

Los valores de potencia y diámetro de flecha para cada diámetro de tubo se tomarán de las tablas 3.1 y 3.2 respectivamente.

El material de las cuñas es un acero al carbón SAE No.1020 con resistencia de fluencia de 65 kpsi y se usará un factor de seguridad de 2.8.

El ancho y largo de la cuña se tomarán de la tabla No. 3.3.<sup>8</sup>

**Tabla No. 3.3**

Diámetro Nominal de Flecha		Dimensiones Nominales de Cuña	
Más de	Hasta (Incl.)	Ancho (t)	Alto (h)
3 1/4	3 3/4	7/8	7/8
3 3/4	4 1/2	1	1
4 1/2	5 1/2	1 1/4	1 1/4

<sup>8</sup>Machinery's Handbook, Oberg/Jones, Pag. 2236



Los resultados del cálculo del largo de las cuñas para la unión rodillo-flecha se engloban en la tabla No. 3.4.

Tabla No. 3.4

Diámetro de tubo	Ancho de cuña (t)	Alto de cuña (h)	Largo por corte	Largo por aplastamiento
6	1 1/4	1 1/4	2.477	2.859
5	1 1/4	1 1/4	1.952	2.252
4	1	1	1.855	2.141
3 1/2	7/8	7/8	1.825	2.106

El valor que deberá utilizarse es el más grande ya que asegura que la cuña no falle por el otro criterio. Los resultados aproximados al octavo de pulgada próximo para poder obtener más fácilmente sus dimensiones se presentan en la siguiente tabla.

Tabla No. 3.5

Diámetro de tubo	Largo de cuña aproximado
6	2 7/8
5	2 3/8
4	2 1/4
3 1/2	2 1/8

El capítulo 3 y el 4 están recíprocamente relacionados. Algunas dimensiones obtenidas por cálculos se utilizan para la selección de elementos en el capítulo 4. Algunos cálculos en el capítulo 3 se ajustan con el fin de poder estandarizar.

Una vez que se obtuvieron las dimensiones de los rodillos, flechas y cuñas el siguiente paso se realizará en el capítulo 4 seleccionando el acoplamiento de sustitución para el conjunto flecha-rodillo de los diferentes diámetros de tubo. El diámetro de flecha que deberá considerarse en dicha selección será cuando menos igual al diámetro de la flecha necesario para doblar tubo de 6 pulgadas nominales. El elemento que continúa una vez seleccionado el acoplamiento es el embrague también de selección por lo que esto también se llevará a cabo en el capítulo 4.

### 3.6 Cálculo de engranes cónicos

Ya que se han seleccionado el acoplamiento y el embrague el siguiente elemento de transmisión a considerar será el conjunto de engranes cónicos.

En los engranes cónicos se presentará una reducción de 2 a 1. La velocidad de entrada es de 20 RPM y la de salida de 10 RPM. El ángulo entre las flechas será de  $90^\circ$ . Se utilizarán engranes estándar por lo que el ángulo de presión ideal será de  $20^\circ$ .

El primer paso para el cálculo será encontrar la equivalencia de la potencia transmitida por el piñón a una velocidad de 100 RPM. Se hace con el fin de entrar

a una gráfica<sup>9</sup> y determinar por interpolación el diámetro de paso del piñón ideal de acuerdo a la potencia y relación de velocidades que se presenta. La potencia que transmitirá el piñón será de 17.6 HP una vez tomado en cuenta las pérdidas en los rodamientos en el acoplamiento y el engrane.

La potencia a 100 RPM para el piñón se determina por la siguiente ecuación<sup>10</sup>:

$$P_{100} = 100 * P / (w * C_m) \quad (3.17)$$

Donde:  $P_{100}$  Potencia a 100 RPM del piñón (HP)  
 $P$  Potencia de diseño  
 $w$  Velocidad angular del piñón RPM  
 $C_m$  Factor de material.<sup>11</sup>

El material del piñón será de acero endurecido con un mínimo de 55 Rc.

Una vez determinado el diámetro de paso del piñón se encontrará mediante otra interpolación en una gráfica, el número ideal de dientes del piñón para la relación de velocidades y del diámetro de paso dado.<sup>12</sup>

---

<sup>9</sup>Idem. Pag. 1858.

<sup>10</sup>Idem. Pag. 1855.

<sup>11</sup>Idem. Pag. 1857.

<sup>12</sup>Idem. Pag. 1857, Chart 2B.

Ya con el número de dientes del piñón se tendrá el número de dientes del engrane, que será en este caso el doble. El siguiente paso a seguir es encontrar el paso diametral:

$$P_d = n / d \quad (3.18)$$

Donde

$P_d$	Paso diametral
$n$	número de dientes del piñón
$d$	diámetro de paso del piñón

Una vez calculado el paso diametral pasamos al cálculo del ancho de cara por medio de la siguiente ecuación<sup>13</sup>:

$$F = 0.15 * \sqrt{(1 + (N/n)^2)} \quad (3.19)$$

Con los datos encontrados anteriormente se obtiene la tabla No. 3.7 aplicando las ecuaciones contenidas en la tabla No. 3.6.<sup>14</sup>

Datos:

$n$	Número de dientes del piñón
$N$	Número de dientes del engrane
$P_d$	Paso diametral
$F$	Ancho de cara
$\phi$	Angulo de presión
$\Sigma$	Angulo entre ejes

---

<sup>13</sup>Idem. Pag. 1856.

<sup>14</sup>Idem. Pag. 1845.

Tabla No. 3.6

## Ecuaciones

Dimensión	Piñón	Engrane
Profundidad de trabajo	$h_k = 2 / P_d$	Igual al piñón
Profundidad de agujero	$h_t = 2.188 / P_d + 0.002$	Igual al piñón
Diámetro de paso	$d = n / P_d$	$D_p = N / P_d$
Angulo de paso	$\gamma = \tan^{-1} (n / N)$	$\Gamma = 90^\circ - \gamma$
Distancia del cono	$A_o = D_p / (2 * \text{sen } \Gamma)$	Igual al piñón
Paso circular	$p = \pi / P_d$	Igual al piñón
Adendo	$a_p = h_k + a_G$	$a_G = 0.540 / P_d + 0.460 / (N/n)^2$
Dedendo	$b_p = 2.188 / P_d - a_p$	$b_G = 2.188 / P_d - a_G$
Claro	$c = h_t - h_k$	Igual al piñón
Angulo de dedendo	$\delta_p = \tan^{-1} (b_p / A_o)$	$\delta_G = \tan^{-1} (b_G / A_o)$
Angulo de cara	$\gamma_o = \gamma + \delta_G$	$\Gamma_o = \Gamma + \delta_p$
Angulo de raíz	$\gamma_R = \gamma + \delta_p$	$\Gamma_R = \Gamma + \delta_G$
Diámetro exterior	$d_o = d + 2 * a_p \cos \gamma$	$D_o = D_p + 2 * a_G \cos \Gamma$
Paso de corona	$x_o = D_p / 2 - a_p \text{sen } \gamma$	$X_o = d / 2 - a_G \text{sen } \Gamma$
Espesor circular	$t_p = p - T_c$	$T_c = p / 2 - (a_p - a_i) \tan \phi - K / P_d$
Espesor cordal	$t_c = t_p - t_p^3 / (6 * d^2) - B / 2$	$T_c = T_c - T_c^3 / (6 * D_p^2) - B / 2$
Cordal de adendo	$a_{c-p} = a_p + t_p^2 \cos \gamma / (4 * d)$	$a_{c-G} = a_G + T_c^2 \cos \Gamma / (4 * D_p)$
Angulo de dientes	$3438 / A_o * (t_p / 2 + b_p \tan \phi)$	$3438 / A_o * (T_c / 2 + b_G \tan \phi)$
Punto límite de ancho	$(A_o - F) / A_o * (T_c - 2 * b_p * \tan \phi) - 0.0015$	$(A_o - F) / A_o * (t_p - 2 * b_G * \tan \phi) - 0.0015$

Tabla No. 3.7

Dimensiones	Piñón	Engrane
Número de dientes	40	80
Paso diametral	2.572	2.572
Ancho de cara	5.217	5.217
Profundidad de trabajo	0.778	0.778
Profundidad de agujero	0.853	0.853
Diámetro de paso	15.554	31.108
Angulo de paso	26.57	63.43
Distancia del cono	17.39	17.39
Paso circular	1.222	1.222
Adendo	0.523	0.255
Dedendo	0.328	0.596
Claro	0.075	0.075
Angulo de dedendo	1.080	1.963
Angulo de cara	28.53	64.52
Angulo de rafz	25.49	61.47
Diámetro exterior	16.490	31.336
Paso de corona	15.320	7.549
Espesor circular	0.736	0.486
<i>B backlash</i>	0.030	0.030
Espesor cordal	0.720	0.471
Cordal de adendo	0.531	0.256
Angulo de dientes	96.31	90.93
Punto límite de ancho	0.359	0.551

### 3.7 Flecha de unión engrane-embrague de seguridad

El siguiente paso una vez conocidas las dimensiones de los engranes será determinar el diámetro de la flecha que se conectará al embrague de seguridad. Los parámetros a considerar son la velocidad angular de 20 RPM a la entrada del juego de engranes y la potencia máxima a transmitir. Dicha potencia deberá considerar antes ciertas pérdidas debido a la utilización de rodamientos y engranes. Para los rodamientos se considera un valor de eficiencia de 98% mientras que para los engranes es de 95%. Utilizando la ecuación 3.10, con una velocidad de 20 RPM y una potencia de 18.52 HP. El diámetro resultante es de 3.2 pulgadas. Redondeando este valor al octavo de pulgada más próximo tenemos una flecha de 4 1/4 de diámetro.

El valor del diámetro de la flecha será el mínimo a considerar para la selección del acoplamiento de seguridad estándar que se llevará a cabo en el capítulo 4.

El siguiente elemento de transmisión es el reductor de engranes, este se seleccionará en el capítulo 4 con los valores de velocidad angular de salida de 20 RPM.

El cálculo del diámetro de la flecha que unirá el reductor de engranes con la caja de poleas se lleva a cabo de la misma forma que las flechas para el acoplamiento y los engranes. Los valores de la velocidad angular a la entrada del reductor una vez seleccionado es de 500 RPM y la potencia es de 21.6 HP una vez consideradas las pérdidas en el reductor. El diámetro resultante es de 1.51 pulgadas aproximando 1 5/8.

### 3.8 Cálculo de la caja de poleas

Los parámetros básicos para el cálculo de las dimensiones de la caja de las poleas son las velocidades angulares de ambas poleas y la potencia a transmitir. En este caso se presentará además una reducción de la velocidad en esta caja. La velocidad de entrada a la caja de las poleas será la misma que a la salida del motor, es decir 1800 RPM. Necesitamos una velocidad de entrada al reductor de engranes de 500 RPM por lo que la reducción en las poleas será de 3.6.

Velocidad de entrada / salida	1800/500 RPM
Potencia	22 HP

La polea pequeña tendrá una velocidad de 1800, con este valor y el de la potencia se consulta una tabla del fabricante<sup>15</sup> con el fin de seleccionar el tamaño de banda a utilizar. De acuerdo a dicha tabla el tamaño sería C más sin embargo se seleccionará el tamaño D con el fin de tener un menor espacio para la caja de poleas así como una mayor seguridad.

Ahora se calculará la distancia entre los centros de las poleas. Se ha seleccionado para este caso una longitud estándar de banda de 176.3 pulgadas (Designación estándar 173)<sup>16</sup>. El diámetro de paso mínimo es de 13 pulgadas por lo que el diámetro de la polea mayor será 3.6 veces este valor. Entonces los diámetros de paso para la polea pequeña y grande son 13 y 46.8 respectivamente. Una vez con

---

<sup>15</sup> *Idem.* Pag. 2279.

<sup>16</sup> *Idem.* Pag. 2277.



estos datos podemos aplicar la siguiente ecuación para determinar la distancia entre centros<sup>17</sup>.

$$C = b_v + \sqrt{(b_v^2 - 32 * (D_v - d_v)^2) / 16} \quad (3.20)$$

$$b_v = 4 * L_v - 6.28 * (D_v + d_v) \quad (3.21)$$

Donde

- C Distancia entre centros
- D<sub>v</sub> Diámetro de paso de polea mayor
- d<sub>v</sub> Diámetro de paso de polea menor
- L<sub>v</sub> Largo de paso estándar

Después se encuentra el arco de contacto mediante la siguiente ecuación<sup>18</sup>:

$$A_v = 180^\circ - (D - d) * 60^\circ / C \quad (3.22)$$

Donde A<sub>v</sub> Arco de contacto

El siguiente paso es encontrar los factores de corrección de longitud, arco de contacto y de diámetro pequeño.<sup>19</sup>

Ahora se encontrará la velocidad de la banda en miles de pies por minuto con <sup>20</sup>:

$$S = \pi * d_v * w / 12000 \quad (3.23)$$

<sup>17</sup>Idem. Pag. 2276.

<sup>18</sup>Idem. Pag. 2284.

<sup>19</sup>Idem. Pags. 2284 y 2285.

<sup>20</sup>Idem. Pag. 2282.

Donde

- S Velocidad en miles de pies por minuto  
 w Velocidad angular de polea pequeña

Una vez calculada la velocidad de la banda se calculará el diámetro equivalente de la polea pequeña<sup>21</sup>:

$$d_e = d * F_d \quad (3.24)$$

Donde

- $d_e$  Diámetro equivalente  
 $d_v$  Diámetro de paso  
 $F_d$  Factor de diámetro pequeño

Con estos datos ya se puede calcular la potencia que puede transmitir por diente la banda. Y con esto el número de dientes que necesita tener dicha banda.

$$HP = X * S^{0.91} - Y * S / d_e - Z * S^3 \quad (3.25)$$

Donde

- HP Potencia por diente  
 X, Y, Z Factor de calidad<sup>22</sup>

---

<sup>21</sup>*Idem.* Pag. 2283.

<sup>22</sup>*Ibidem.*

La potencia obtenida deberá corregirse multiplicándola por los factores de arco de contacto y de longitud. La potencia a transmitir se divide entre la potencia corregida y así se obtiene el número de dientes que deberá tener la banda. La tabla No. 3.8 tiene los valores obtenidos durante el cálculo de la caja de poleas.

**Tabla No. 3.8**

Diámetro de polea conductora	13
Diámetro de polea conducida	46.8
Largo de paso de la correa	176.3
$b = 4 * L - 6.28 * (D + d)$	329.656
Distancia entre centros	37.387
Angulo de contacto	125.757
Factor de corrección de largo	0.930
Factor de corrección de ángulo	0.842
Factor de diámetro menor	1.140
Velocidad de banda en miles de pies/min	5.956
Diámetro equivalente	14.820
X	13.616
Y	93.899
Z	0.042
HP por diente	22.539
HP corregido	18.314
Número de dientes	1.2
Número real de dientes	2

Una vez calculada la polea lo único que restaría por calcular para el rodillo motriz sería el diámetro de la flecha que conecta la caja de las poleas con el motor más sin embargo se utilizará el diámetro de flecha que tenga como salida el motor seleccionado en el capítulo 4.

### 3.9 Cálculo del peso de los elementos para las guías

Para los rodillos no motrices tanto los rodillos como las flechas y cuñas son los mismos que para el rodillo motriz. Por lo tanto lo único que se calculará es el peso de los elementos que se moverán sobre las guías para su selección en el capítulo 4.

Peso de rodillo

$$V_r = \pi * h_r * (r_r^2 - r_f^2) - \pi^2 * d_t^2 * d_t^2 / 8 - (h - 2*r_f) * t * h_r \quad (3.26)$$

Donde:

$V_r$	Volumen del rodillo
$h_r$	Ancho
$r_r$	Radio externo del rodillo
$r_f$	Radio de barreno para flecha
$d_t$	Diámetro del tubo
$h$	Altura para cuña
$t$	Ancho de cuña

Sabiendo el valor de libras por pie cúbico para el acero se obtiene el peso del rodillo multiplicando el volumen por este valor:

$$\text{Peso} = V * \rho \quad (3.27)$$

Donde

V Volumen  
 ρ Densidad

Para las dimensiones del rodillo referirse al dibujo No. R-1-6, en el capítulo 6, que es el de mayor peso. La densidad para el acero es de aproximadamente 490 lb/pie<sup>3</sup>.

Peso de la flecha

$$V_f = \pi * L * r^2 - 2 * t * h * l \quad (3.28)$$

Donde:

V<sub>f</sub> Volumen de la flecha  
 L Largo de la flecha  
 r Radio de la flecha  
 t Ancho de cuñero  
 h Alto del cuñero  
 l Largo del cuñero

Para las dimensiones de la flecha referirse al dibujo No. F-1-3.5-6, en el capítulo 6. Utilizando la ecuación 3.27, con su volumen respectivo, se obtiene el peso de la flecha.

Aplicando los valores respectivos se obtuvo un peso para el rodillo de 361.7 lb y para la flecha de 100.9 lb.

El peso del acoplamiento se obtiene de las especificaciones del fabricante y es 188.3 lb.

Además de estos elementos es necesario considerar las placas sobre las que se fijarán las guías y el rodamiento.

**Peso de la base del rodillo**

$$V_b = A_b * H_b * L_b - \pi * d_c^2 * h_b / 4 \quad (3.29)$$

Donde

$V_b$	Volumen de la base
$A_b$	Ancho de la base
$H_b$	Espesor de la base
$L_b$	Largo de la base
$d_c$	Diámetro exterior del rodamiento
$h_b$	Profundidad de barreno para rodamiento

Una vez aplicados los valores correspondientes a las dimensiones de la base, tomados del dibujo No. SL-1-RNM su peso fue de 168.28 lb

Entonces el peso total a mover por las guías laterales es: 819.18 lb (372 kg).

A las guías frontales se le agregará el peso de la base de los rieles de las guías laterales.

$$V_1 = A_1 * L_1 * H_1 \quad (3.30)$$

Donde:

$V_1$	Volumen de la base para las guías laterales
$A_1$	Ancho
$L_1$	Largo
$H_1$	Espesor

El peso total de a mover por las guías frontales es: 1810 lb. (821.38 kg).

## CAPITULO IV

Alternativas de Diseño



## CAPITULO IV

### Alternativas de diseño

En este capítulo se plantearán las diversas alternativas que se presentan tanto para un sistema en particular como es el caso de los arreglos para rodillos no motrices, como para los diversos elementos que componen el sistema de transmisión del rodillo motriz.

#### 4.1 Rodillos no motrices

Teniendo en cuenta que una de las características más importantes que se requiere para la dobladora es la versatilidad se presentan a continuación dos alternativas que engloban en sí diseños muy distintos.

Por una parte se tiene un arreglo que presenta una placa con barrenos en diversas posiciones. El número de posiciones determinará el número de diámetros exteriores de serpentín que se podrán realizar en la dobladora. La variedad de las posiciones está limitada por el espesor de pared mínimo que deberá tener la placa para soportar los esfuerzos propios del proceso. Este arreglo se denominará como "Arreglo de posiciones fijas".

Por otra parte se presenta un diseño que incluye dos conjuntos de bancos móviles, un conjunto para mover los rodillos en una dirección izquierda-derecha y el otro conjunto que moverá a su vez el mecanismo lateral en un sentido adelante-atrás. Esta alternativa se llamará "Arreglo de posiciones variables".

Ambos arreglos están enfocados tan solo a las diversas posiciones que adoptarán los rodillos no motrices. El estudio del rodillo motriz así como sus alternativas se estudiarán más adelante.

Los objetivos comunes que se pretenden alcanzar por cualquiera de los dos arreglos son los siguientes:

- Dos rodillos, no motrices, con movimiento rotatorio libre.
- Los rodillos estarán perfectamente alineados, uno respecto al otro, en un plano horizontal.

#### **4.1.1 Arreglo de posiciones fijas**

Los elementos principales que conformarán al arreglo de posiciones fijas son:

**4.1.1.1 Placa**

**4.1.1.2 Eje**

**4.1.1.3 Cojinete**

#### **4.1.1.1 Placa**

Se requiere que la placa se pueda cambiar fácil y rápidamente. Las dimensiones de los ejes sobre los que van montados los rodillos varían de acuerdo al diámetro nominal del tubo que se pretenda doblar. Por lo tanto, cuando se quiera doblar un diámetro de tubo diferente se necesita desmontar la placa de la máquina y montar la correspondiente al nuevo diámetro de tubo.

Los barrenos que alojarán a los ejes de los rodillos se maquinarán en la cara superior de la placa.

Se requieren pasadores que tienen como objetivo el asegurar la posición axial del eje que se colocará en la placa.

En la figura No. 4.1 se presenta un esquema de la placa intercambiable del arreglo de posiciones fijas.

#### **4.1.1.2 Eje**

Los ejes cambiarán de posición en la placa para obtener diferentes diámetros de serpentín, por lo que se necesita que su montaje y desmontaje de la placa sean lo más rápidos y fáciles posibles.

Existen dos alternativas, utilizar un eje roscado o un eje ranurado. En la figura No. 4.2 se presentan dichas alternativas.

Figura No. 4.1 Esquema de la placa intercambiable de posiciones fijas

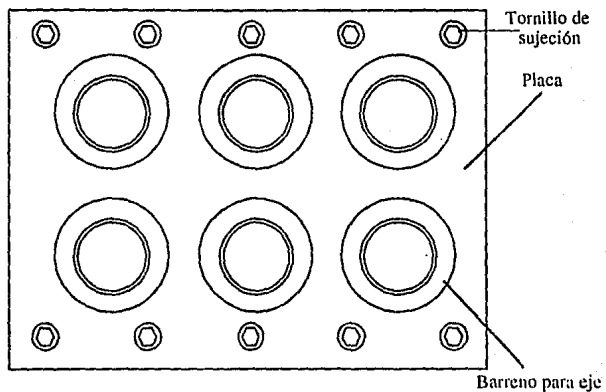
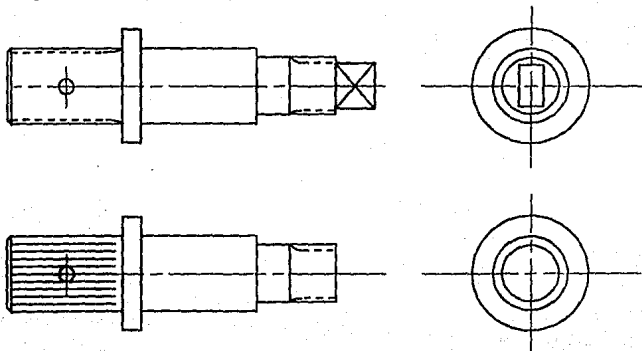


Figura No. 4.2 Eje roscado y ranurado



#### 4.1.1.3 Cojinete

El rodillo deberá girar libremente sobre el eje, para lo cual se requiere de un cojinete el cual deberá contar con las siguientes características:

- Soporte de carga radial alta. La deformación del tubo ocasionará fuertes cargas sobre el rodillo y este a su vez ejercerá una fuerza considerable sobre el cojinete.
- Soporte de carga axial mediana en dos direcciones. El rodillo se montará sobre el cojinete por lo tanto deberá soportar el peso del rodillo. Durante el proceso el tubo podrá tender a salirse del confinamiento creado por la forma de los rodillos, por lo que pueden presentarse fuerzas axiales en ambas direcciones.

La figura No. 4.3 muestra algunas de las alternativas para la selección del cojinete.

En la figura No. 4.4 se presentan las tres partes principales en este tipo de arreglo, la placa, el eje y el cojinete. El esquema presentado es tan sólo ilustrativo de la forma en que se ensamblarán las piezas que forman el arreglo de posiciones fijas.

Figura No. 4.3 Alternativas de cojinetes para rodillo-eje





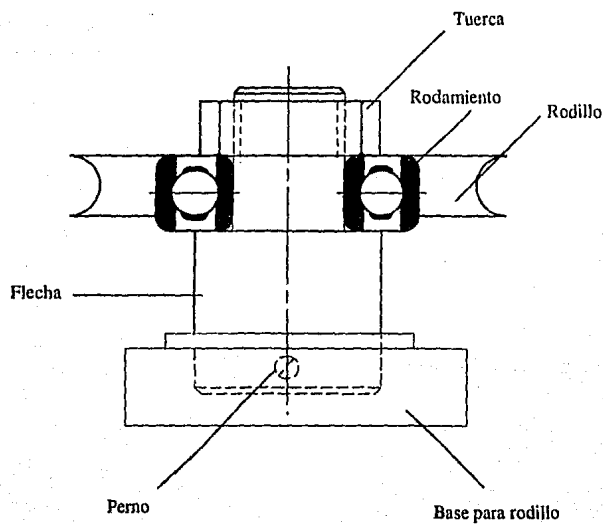
Conrad o de ranura profunda		Capacidad relativa	
		Radial	Axial
		1.00	0.70 2 direcciones
Dos hileras, máximo		1.65	0.50 (en una dirección)  1.50 (en la otra dirección)
Balero de bolas de contacto angular en montaje DB		Arreglo muy rígido con mucha resistencia a los esfuerzos flexionantes en la flecha y a las deflexiones.	
Baleros de rodillos cónicos con montaje "directo"		Cuando los baleros no están muy cercanos proporciona mayor rigidez. Se utilizan en rodillos de maquinaria.	

Figura No. 4.4 Esquema del ensamble de eje-rodillo para el arreglo de posiciones fijas



#### **4.1.2 Arreglo de posiciones variables**

El sistema se basa en dos sinfines colocados en ejes perpendiculares. El sinfín de avance lateral tiene por objeto, como su nombre lo dice, mover al eje de un lado al otro, mientras el sinfín de avance frontal moverá al conjunto formado por el sinfín lateral y el eje. Así prácticamente el eje puede tomar cualquier posición.

En la figura No. 4.5 se muestra un esquema de la vista superior del arreglo de posiciones variables en donde se pueden observar los dos sinfines.

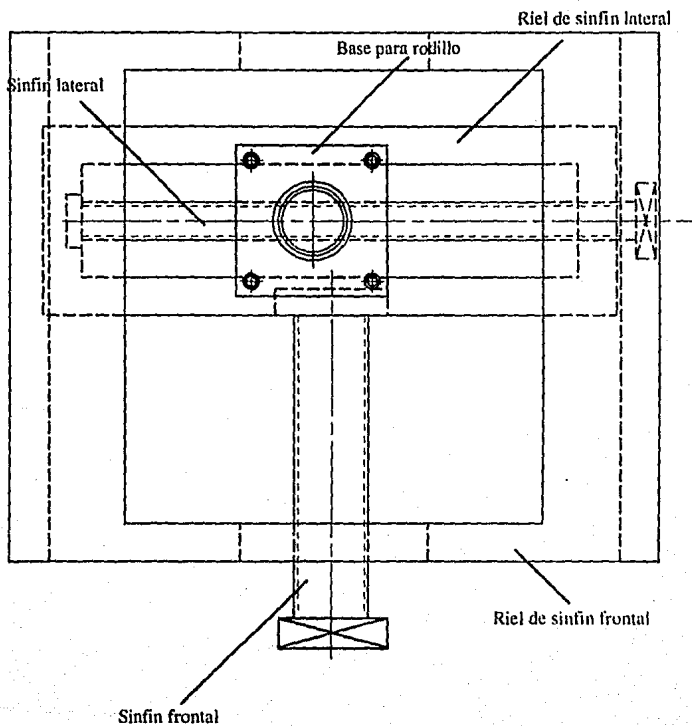
Se deberán considerar dos sistemas paralelos, uno para cada uno de los ejes de rodillos no motrices, con esto se consigue un movimiento totalmente independiente de cada rodillo. El único cambio que deberá hacerse será para diferentes diámetros de tubo y consistirá en la sustitución de los ejes.

##### **4.1.2.1 Sistema de sinfines-guías**

El éxito del arreglo consistirá en el control que se tenga sobre el movimiento del rodillo. Por esto reviste especial importancia el contar con guías que conduzcan sin rozamientos y hasta una posición bien determinada al rodillo. Las guías irán montadas sobre rieles en la estructura del arreglo.



Figura No. 4.5 Esquema del arreglo de posiciones variables



### 4.1.3 Selección del arreglo para rodillos no motrices

#### "Arreglo de posiciones fijas" vs. "Arreglo de posiciones variables"

##### Ventajas

- Rígido, por lo tanto proceso más controlable.
- Contiene pocas piezas, es fácil de armar y mantener.
- Económico, tanto en construcción como en manutención.

- Versátil, puede adoptar cualquier posición.
- Capacidad de mover el rodillo aun cuando el tubo este en el proceso.
- Tan solo un arreglo para todos los diámetros de caldera.

##### Desventajas

- No puede adoptar posiciones diferentes con el tubo en el proceso.
- Número limitado de posiciones.
- Para cada diámetro de tubo se requiere de una placa diferente.
- Mucho tiempo en el cambio de placas.

- Mayor complejidad en las piezas y su colocación.
- Proceso de control limitado debido a la facilidad del movimiento de los rodillos.

El tubo, al inicio del proceso, deberá deformarse aun sin accionar el rodillo motriz. Esto es con el fin de asegurar que el tubo entre perfectamente a la dobladora. El trabajo de deformación deberá hacerse ya sea por medio del rodillo motriz o del rodillo no motriz de salida. Considerando la dificultad que se tiene para mover el sistema motriz radialmente la solución se enfocará al rodillo no motriz.

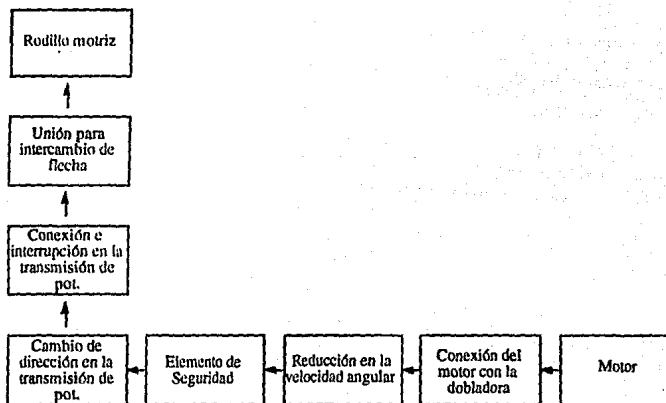
De los arreglos antes expuestos el único que tiene la capacidad de moverse radialmente una vez que el tubo ha entrado al proceso es el "arreglo de posiciones variables". Esta ventaja aunada a la versatilidad de dicho arreglo hace que la opción a seguir para el diseño de la dobladora sea la del "arreglo de posiciones variables".

#### **4.2 Rodillo motriz**

Este rodillo será el encargado de dar movimiento y energía de deformación a la máquina. Por lo tanto éste estará conectado al motor mediante diversos elementos que asegurarán la dirección y la velocidad angular del rodillo, así como la potencia de deformación del proceso.

El diagrama de la figura No. 4.6 nos muestra los elementos que se requieren para la transmisión de la potencia. A continuación se seleccionará el tipo de cada elemento que cumpla mejor con los requerimientos de la dobladora. Una vez hecha la selección se hará un dimensionamiento más detallado basado en los cálculos realizados en el capítulo 3.

Fig. No. 4.6 Diagrama de elementos de transmisión de potencia



#### 4.2.1 Unión para el intercambio de flecha

Las dimensiones del rodillo motriz y de su respectiva flecha cambian entre un diámetro nominal de tubo y otro. Por lo que se requiere de un elemento de unión que nos facilite la sustitución del conjunto rodillo-flecha. Dicho elemento deberá poder permitir un cambio rápido y fácil. Las opciones a considerar son:

##### 4.2.1.1 Acoplamiento bridado

##### 4.2.1.2 Acoplamiento longitudinal de manguitos desmontables

#### **4.2.1.1 Acoplamiento bridado**

Consiste en dos discos con tornillos dispuestos en un círculo denominado diámetro de barrenos (Figura No. 4.7). A cada disco está conectada una flecha. Esta flecha puede tener diámetros diferentes. Para el cambio de la flecha se quitan los tornillos sustituyendo un disco con otro que tenga una flecha con diámetro diferente. Tiene la desventaja de que, comercialmente, el diámetro de los barrenos es el mismo para una variedad limitada de diámetros de flecha y dado que los diámetros de flecha variarán desde 3.75 hasta 5.5 pulgadas se tendrían que utilizar acoplamientos no comerciales elevando el costo de la máquina.

#### **4.2.1.2 Acoplamiento longitudinal de manguitos desmontables**

Consiste en un cilindro partido longitudinalmente en dos (Figura No. 4.8). Una de sus mitades está partida en dos, teniendo la posibilidad de remover cualquiera de ellas quitando algunos tornillos. Para cambiar la flecha tan solo se desatornilla una de las mitades, se sustituye la flecha y se vuelve a atornillar. Se puede mantener un diámetro de flecha conectado al resto de la máquina y otro diferente a la flecha unida al rodillo.

Tomando en cuenta que el acoplamiento bridado no ofrece una opción comercial que cubra todos los requisitos y la facilidad de montar y desmontar la flecha en el acoplamiento longitudinal tomaremos como elemento de unión este último.

Figura No. 4.7 Acoplamiento bridado

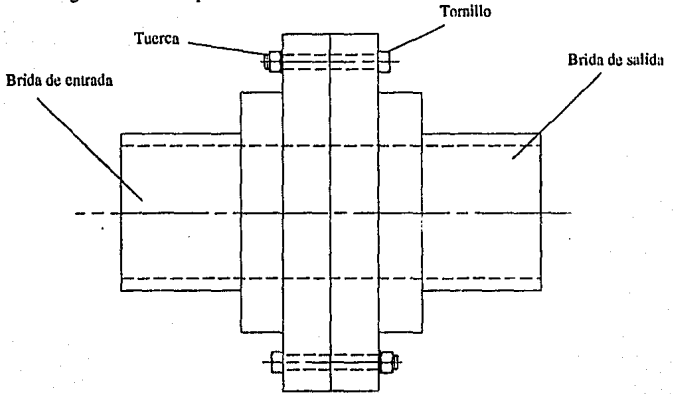
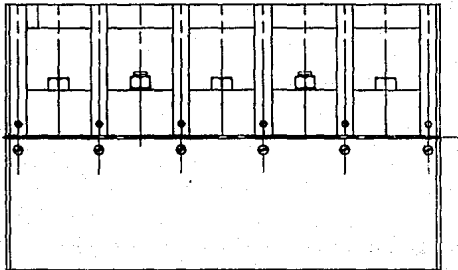


Figura No. 4.8 Acoplamiento longitudinal de manguitos desmontables



Dadas las ventajas ofrecidas por este tipo de acoplamiento también se usará para los rodillo no motrices, con lo que se asegura la posición relativa de los mismos respecto al rodillo motriz.

#### **4.2.2 Conexión e interrupción en la transmisión de potencia**

El elemento que se utilizará será un embrague. Este embrague tendrá como objetivo la conexión e interrupción en la transmisión de movimiento desde el motor hasta el rodillo motriz. Este embrague debe tener la capacidad de transmitir 17 HP a 10 RPM. Se consideraron los diferentes tipos que se tiene en los embragues separables por accionamiento. Existen embragues constantes entre los cuales se encuentran los dentados, embragues de fricción accionados por palanca, embragues de mando a distancia como los neumáticos, de polvo electromagnético y de deslizamiento. Basándonos en que el parámetro principal es la potencia a transmitir se eliminaron las opciones de embragues constantes, de fricción, de polvo electromagnético y de deslizamiento, optando por los embragues neumáticos.

#### **4.2.3 Cambio de dirección en la transmisión de la potencia**

Buscando una mejor distribución de la dobladora se cambiará el eje de rotación a un plano perpendicular. Este cambio es resultado de la necesidad de tener un camino libre para la entrada y salida del tubo. Otra razón importante son las dimensiones de los elementos que conforman la máquina. De continuar en la misma línea de transmisión la dobladora sería inoperable.

Las opciones que se tienen para este cambio de dirección son:

#### 4.2.3.1 Dos juntas universales unidas por una flecha

#### 4.2.3.2 Conjunto de engranes cónicos

#### **4.2.3.1 Dos juntas universales unidas por una flecha**

Utilizando este elemento se logra una buena transmisión en la potencia y además la velocidad angular es constante. Sin embargo tiene una desventaja importante, sus dimensiones. Para la potencia que se requiere transmitir el arreglo de las juntas ocuparía un espacio demasiado grande como para justificar su utilización.

#### **4.2.3.2 Conjunto de engranes cónicos**

El elemento más utilizado para el cambio del eje de transmisión a  $90^\circ$  son los engranes cónicos. Capaces de transmitir potencias grandes y de guardar la relación de velocidad angular constante. Presenta una ventaja adicional y esta es que se puede incluir además de un cambio en el eje de transmisión, una reducción en la velocidad angular de salida.

Dado que una de las razones principales del cambio de plano fue que las dimensiones de los elementos eran muy grandes y que se logrará un doble beneficio en este sentido, también al reducir las dimensiones del reductor, se ha optado por utilizar el conjunto de engranes cónicos.



#### **4.2.4 Elemento de seguridad**

Durante el funcionamiento de la dobladora se pueden presentar problemas tales como que el tubo se atore en su paso por los rodillos. Esto produciría un incremento en el par y con esto una posible ruptura de alguno de los elementos de transmisión. Por lo tanto se requiere algo que asegure que en caso de algún incremento en el par proteja al resto de los elementos, ya sea mediante su ruptura o por la separación de sus elementos de transmisión. Optaremos por los de separación. Este tipo de acoplamiento se denomina autoseparable.

Dentro de los acoplamientos autoseparables existen diversos tipos dependiendo de lo que pueda ocasionar la falla y éstos son: según el momento, la velocidad o el sentido del giro. En éste caso se utilizarán los acoplamientos autoseparables según el momento, éstos se conocen como de seguridad. Existen básicamente tres tipos de acoplamientos de seguridad; con elemento de desgaste, de entallas o de fricción.

Los que mejor se ajustan dadas las condiciones de potencia y de velocidad que se manejan en la dobladora son los acoplamientos de seguridad por fricción por lo tanto utilizaremos este tipo.

#### **4.2.5 Reducción en la velocidad angular**

Para la potencia que se transmitirá la velocidad angular del motor necesario es de 1800 RPM. Los requisitos de producción, además del control sobre el

proceso que se necesita, llevaron a un valor de 10 RPM en el rodillo. Por lo tanto es necesario un reductor de engranes. Existen diferentes tipos de reductores de acuerdo al número de transmisiones así como los planos de entrada y salida y su relación con la base del reductor. El reductor que se necesita para la dobladora es un reductor de una entrada y una salida paralelas, en un plano horizontal paralelo a la base del mismo. También se debe de tomar en cuenta que la velocidad de entrada y de salida no necesariamente es la misma que la del motor y la del rodillo.

#### **4.2.6 Conexión del motor con la dobladora**

El motor no se conectará directamente al reductor de engranes, se integrará al resto de la máquina mediante una caja de poleas. Existen básicamente dos tipos de bandas para polea. Poleas de banda plana y poleas de banda "V".

Uno de los principales requisitos de esta caja es la de la transmisión de una velocidad angular constante. Uno de los problemas que se podría presentar en una banda plana es el deslizamiento. Este problema no se presenta en las bandas "V".

Por lo tanto se utilizará una caja de poleas de banda V, pudiéndose presentar una reducción en la velocidad de salida de la misma.

### 4.3 Dimensionamiento

El siguiente paso dentro del diseño será encontrar las dimensiones de los elementos más importantes dentro de la dobladora. Posteriormente el problema se enfocará a la unión de los elementos en un ensamble general.

Los diversos elementos tanto para el rodillo motriz como para los rodillos no motrices pueden dividirse en dos grandes grupos. Uno, el cual sus dimensiones son obtenidas mediante cálculos y el otro en el cual se selecciona de los elementos estándar. Ambos grupos se basan para su dimensionamiento en la potencia máxima de deformación y en la velocidad angular del rodillo.

Los elementos que se determinaron de acuerdo a cálculos se incluirán en el capítulo 3 y son:

#### Rodillo motriz

- Rodillo
- Engranajes cónicos
- Caja de poleas

#### Rodillos no motrices

- Rodillo
- Sinfín

Además de estos elementos se incluirán piezas de unión tales como tornillos o cuñas y piezas de transmisión como flechas.

Los elementos que se determinaron por selección se incluirán en este capítulo y son:

#### Rodillo Motriz

- Embrague neumático
- Embrague de seguridad por fricción
- Reductor
- Motor

#### Rodillos no motrices

- Gufas

#### Rodillos motriz y no motrices

- Acoplamiento longitudinal de manguitos desmontables
- Rodamientos

Sin embargo no se pueden tratar por separado, existen datos tanto de un grupo como del otro que se interrelacionan.

### **4.3.1 Dimensionamiento de elementos para rodillo motriz**

#### **4.3.1.1 Embrague neumático.**

Se seleccionó tomando como base el diámetro de la flecha de 5.5 pulgadas conectada al acoplamiento longitudinal. Esto dio como resultado un embrague capaz de transmitir un par menor que el que se necesitaba. Sin embargo al incluir

un embrague con un ancho mayor en un 40% se logró conforme a las especificaciones<sup>23</sup> duplicar el par posible a transmitir y con esto cumplir con el requerimiento de 1278 m·kg para una flecha de 140 mm de diámetro.

#### 4.3.1.2 Embrague de seguridad por fricción

Se seleccionó tomando como parámetro principal el par máximo a transmitir de 1373 m·kg.<sup>24</sup> El grupo a seleccionar es el 18 utilizando 3 discos. Este embrague es capaz de transmitir 1365 m·kg pero no existe ningún otro comercial con un valor aceptable ya que el siguiente se excedería por mucho con lo que no se aseguraría al resto de los elementos. Ahora que el valor de 1373 fue obtenido considerando pérdidas en los rodamientos y engranes por lo que la selección de este embrague es aceptable.

#### 4.3.1.3 Reductor de engranes

El reductor de engranes seleccionado es el Ts 2-300<sup>25</sup>, se basó en la potencia a transmitir así como en su reducción. La reducción nominal se tomó en 25 y la potencia que puede transmitir es de 24.5 HP.

En este caso se relacionan las reducciones tanto en la caja de poleas como el conjunto de engranes cónicos. A la salida del motor tenemos 1800 RPM, tomando una relación de 3.6 en la caja de poleas logramos una velocidad angular de salida

---

<sup>23</sup>Atlas de elementos de máquinas y mecanismos, Reshetov . Pag. 285.

<sup>24</sup> *Idem.* Pag. 294.

<sup>25</sup> *Idem.* Pag. 115.

de 500 RPM. Esta será la velocidad de entrada al reductor. La velocidad de salida en el reductor será de aproximadamente 20 RPM. El último paso de reducción se consigue en el conjunto de engranes que tendrá una reducción de 2, consiguiendo así las 10 RPM necesarias.

#### **4.3.1.4 Motor**

El motor seleccionado fue el NEMA 284T con una potencia de 25 HP y una velocidad angular de 1800 RPM.

### **4.3.2 Dimensionamiento de elementos para rodillos no motrices**

#### **4.3.2.1 Guías y rieles**

Las guías se determinaron principalmente de acuerdo al peso que habrán de soportar y mover. En el capítulo 3 se presentan algunos cálculos que justifican su selección de acuerdo también al número de horas de servicio que pueden prestar para determinado peso y momento en cada guía.

Cada rodillo irá montado en 4 guías LRWH 25 de la marca IKO. Los rieles de cada juego de guías se montarán en una placa. La placa, rodillo, guías y acoplamiento longitudinal se montarán en otras 4 guías y sus rieles a su vez en la estructura de la máquina. Ambos rieles tendrán una longitud de 840 mm.

### **4.3.3 Dimensionamiento de elementos para rodillo motriz y rodillos no motrices**

#### **4.3.3.1 Acoplamiento longitudinal**

El acoplamiento longitudinal de manguitos desmontables se seleccionó tomando como base el diámetro de la flecha que se necesita para transmitir una potencia mínima de 17 HP a 10 RPM. Mediante los cálculos se determinó una flecha de 5.15 pulgadas de diámetro. El acoplamiento estándar más cercano incluye un diámetro de flecha de 140 mm es decir aproximadamente 5.5 pulgadas que será el diámetro de la flecha que conectará dicho acoplamiento al resto de la máquina.

## CAPÍTULO V.

### Detalle y Estandarización



## CAPITULO V

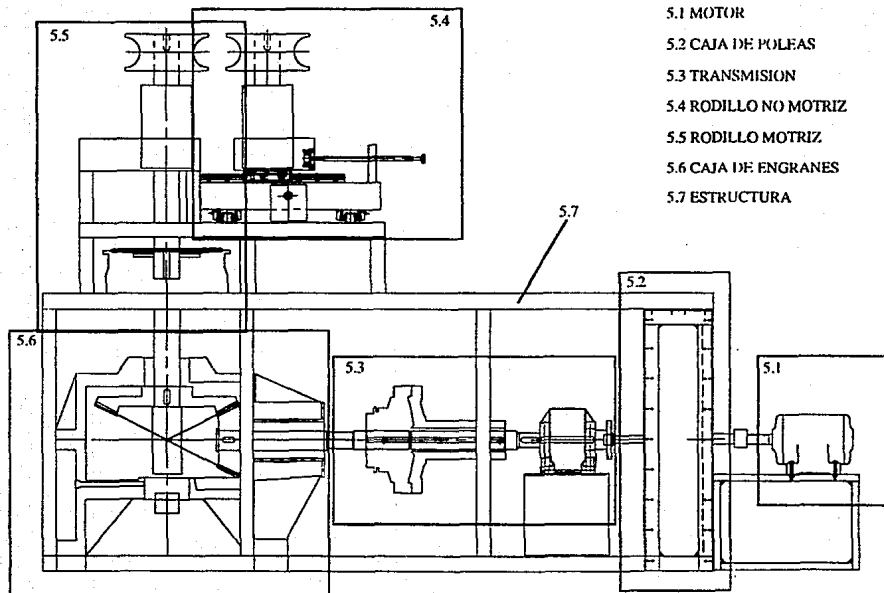
### Detalle y estandarización

En este capítulo se conjuntan los resultados obtenidos durante los capítulos tres y cuatro. En estos se seleccionaron y calcularon los elementos más importantes que conformarán la dobladora. Sin embargo es necesario llegar a un diseño más completo y más detallado. Por lo que se dividirá el diseño en los diferentes subsistemas que se muestran en la figura No. 5.1. Dentro de estas divisiones se incluirán las partes que se necesitan para que los elementos que se obtuvieron en los capítulos anteriores se acoplen y la dobladora se integre como una máquina.

Los subsistemas a considerar son:

- 5.1 Motor
- 5.2 Caja de poleas
- 5.3 Sistema de transmisión y seguridad
- 5.4 Sistema de rodillo no motriz
- 5.5 Sistema de rodillo motriz
- 5.6 Caja de engranes
- 5.7 Estructura

Figura No. 5.1 Subsistemas de la dobladura



#### SUBSISTEMAS

5.1 MOTOR

5.2 CAJA DE POLEAS

5.3 TRANSMISION

5.4 RODILLO NO MOTRIZ

5.5 RODILLO MOTRIZ

5.6 CAJA DE ENGRANES

5.7 ESTRUCTURA

Dentro de cada uno de los subsistemas se pueden considerar dos opciones básicas. Una que el elemento o los elementos a utilizar estén estandarizados y no requieran de un dibujo detallado. En este caso solo se requiere de una hoja de especificaciones que contiene las características básicas del elemento. Otra que el elemento no sea estándar. Para cada subsistema que incluya más de un elemento o que contenga elementos no estandarizados se hará un dibujo de ensamble.

### 5.1 Motor

En este caso se trata de un elemento estandarizado por lo tanto sus características principales se incluirán en la Hoja de Especificaciones No.5.1.

### 5.2 Caja de poleas

Este subsistema consta de seis partes principales que se muestran en la figura No. 5.2. Cada una de estos elementos cuenta con un dibujo que detalla sus dimensiones así como también piezas que los componen. A continuación se listan los elementos con sus correspondientes números de dibujo:

Elemento	Número de dibujo
Caja	C-P-1-RM
Polea motriz	P-1-RM
Polea conducida	P-2-RM
Flecha de polea motriz	F-P-1-RM
Flecha de polea conducida	F-P-2-RM
Tensor de banda	T-P-1-RM

Hoja de especificación  
No.5.1

Motor NEMA 284T

Potencia (HP)	25
Velocidad angular (RPM)	1800
Frecuencia (Hertz)	60
Tipo	Jaula de ardilla
Sistema de aislamiento	Clase B

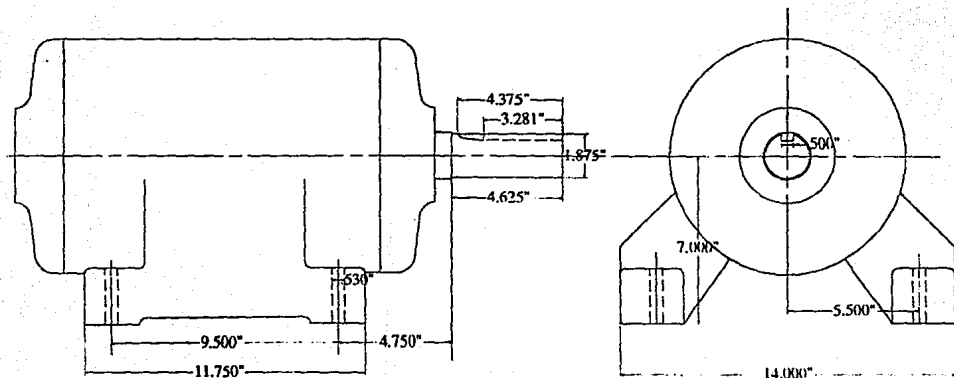
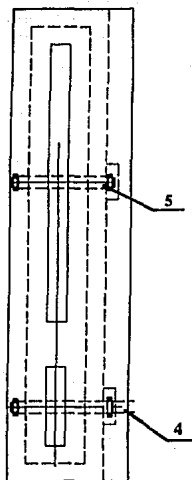
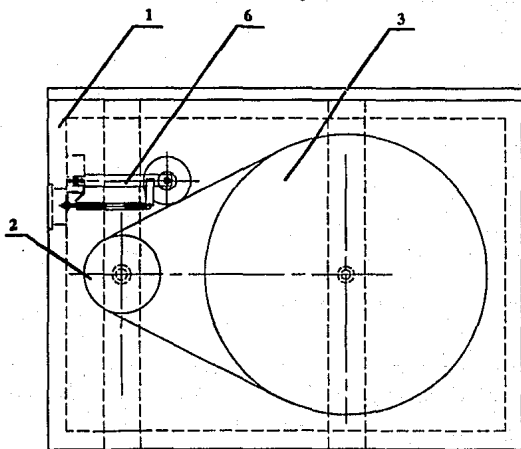
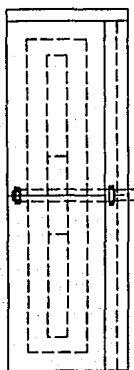


Fig. No. 5.2 Ensamble general de la caja de poleas

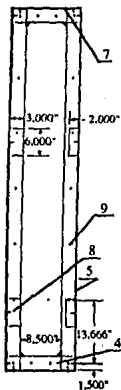


La siguiente lista muestra los principales elementos de la caja de poleas. Cada uno de estos elementos está dibujado con mayor detalle en su respectivo dibujo. Dichos dibujos contienen las dimensiones de cada elemento, así como su posición dentro de la caja.

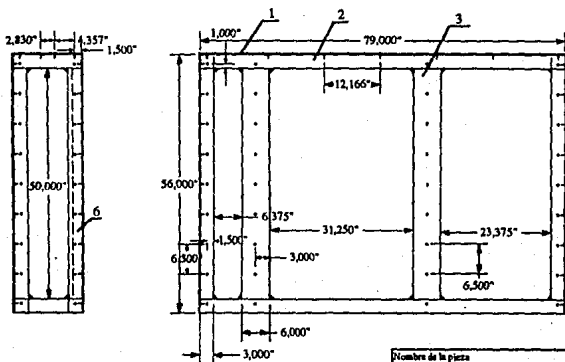
Obs.	Denominación	Dibujo de referencia
1	Caja	C-P-1-RM
2	Polea motriz	P-1-RM
3	Polea conducida	P-2-RM
4	Flecha de polea motriz	F-P-1-RM
5	Flecha de polea conducida	F-P-2-RM
6	Tensor de banda	T-P-1-RM



C-P-1-RM



Ord.	Descripción	Cant.	Materia/Obs.
1	Placa No. 4 79 X 14.5"	1	SAE No. 1010
2	Barra cuadrada 3 X 3 X 79"	4	SAE No. 1020
3	Barra cuadrada 2 X 6 X 50"	2	SAE No. 1020
4	Barra cuadrada 3 X 3 X 8.5"	4	SAE No. 1020
5	Placa No. 4 56.22 X 79.45"	2	SAE No. 1010
6	Barra cuadrada 3 X 3 X 50"	4	SAE No. 1020
7	Placa No. 4 56.22 X 14.5"	2	SAE No. 1010
8	Barra cuadrada 3 X 6 X 50"	2	SAE No. 1020
9	Tornillo allen (Cap screw) M13 X 21mm	98	SAE No. 1035



Número de la pieza

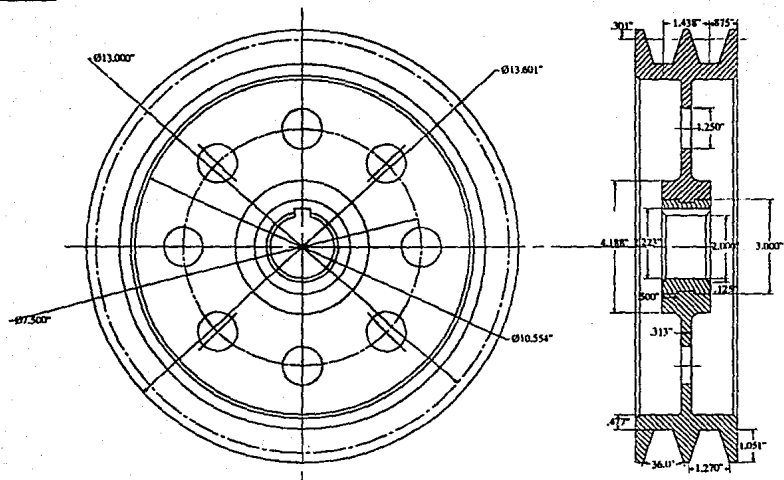
Caja de poleas

Cantidad	Materia	Escala
1	Ver lista	1:20
Elaboró	Aprobó	Fecha
MMC	PRP	22/IV/93

Número de parte

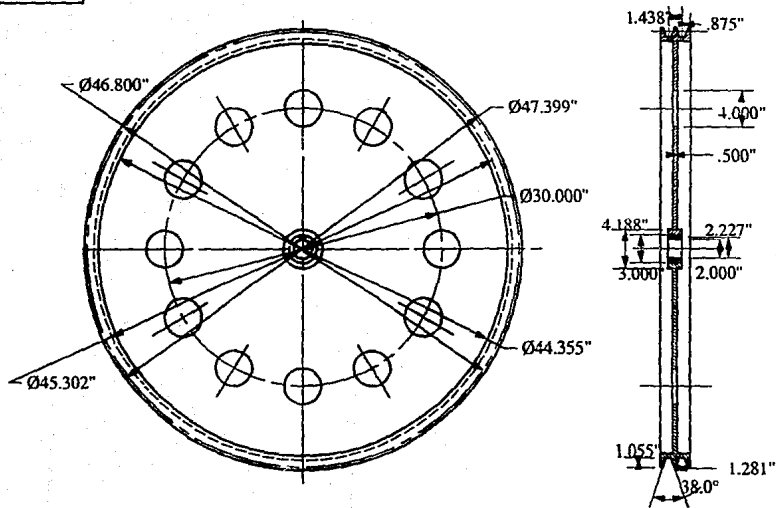
C-P-1-RM

P-1-RM



Nombre de la pieza		
Polca motriz		
Cantidad	Material	Escala
1		1:3
Elaborado por:	Revisado por:	Fecha
MMC	PRP	15/IV/93
Número de parte		
P-1-RM		

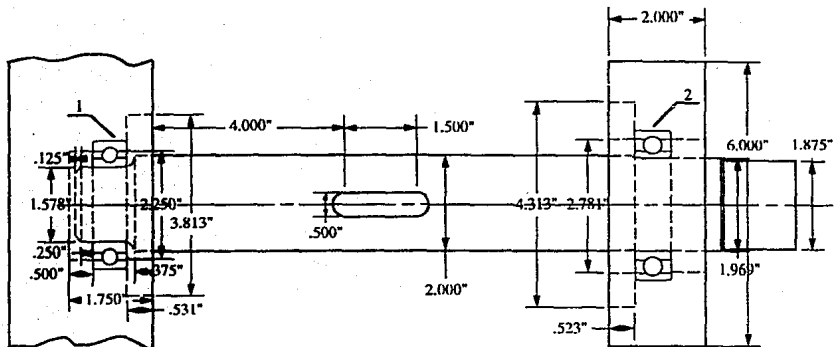
P-2-RM



Nombre de la pieza			
Polea Conducida			
Cantidad	1	Material	Escala 1:10
Elaboró	MMC	Revisó	PRP fecha 15/IV/93
Número de parte		P-2-RM	



F-P-1-RM

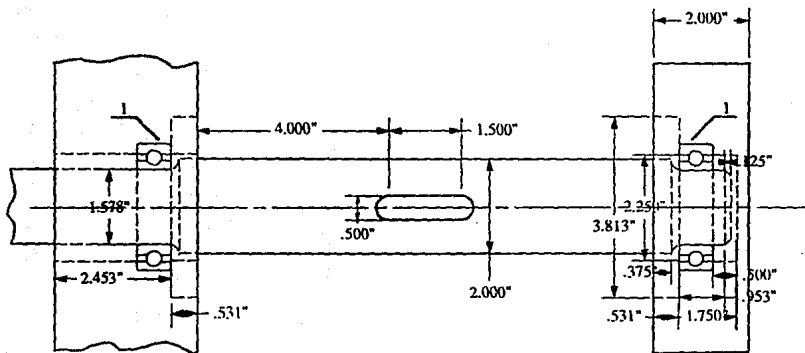


1. Rodamiento radial de 40 mm. Serie 20

2. Rodamiento radial de 50 mm. Serie 20

Nombre de la pieza		
Flecha motriz		
Cantidad	Material	Escala
1	SAE No. 4140	1:2
Elaborado por:	Revisado por:	Fecha
MMC	PRP	16/IV/93
Número de pieza		
F-P-1-RM		

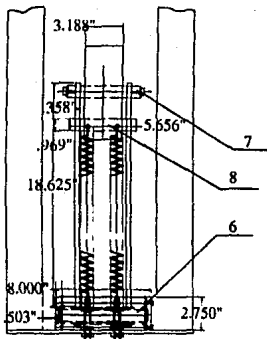
F-P-2-RM



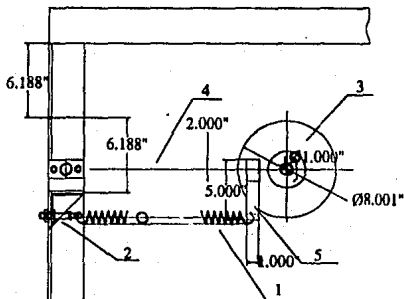
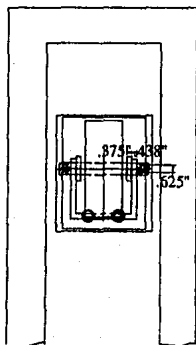
1. Rodamiento radial de 40 mm. Serie 20

Número de la pieza		
Flecha conducida		
Cantidad	Material	Escala
1	SAE No. 4140	1:2
Elaborado por:	Revisado por:	Fecha
MMC	PRP	16/IV/93
Número de parte		
F-P-2-RM		

T-P-1-RM



Ord.	Denominacion	Cant.	Material
1	Resorte 1" bott. No. 14	2	SAE No. 1045
2	Perno 1/2" diam. X 2 3/8" largo	2	SAE No. 1035
3	Rodillo tensor 8" diam. X 3.188"	1	SAE No. 1020
4	Barra palanca .438 X .969 X 18.625"	2	SAE No. 1010
5	Barra de resorte .125 X 1 X 5"	2	SAE No. 1020
6	Flecha de apoyo 1" diam. X 8"	1	SAE No. 1045
7	Flecha de rodillo tensor 1" diam. X 5"	1	SAE No. 1045
8	Transv. de resorte .125 X 1 X 5.65"	1	SAE No. 1020



Número de la pieza		
<b>Tensor de banda</b>		
Unidad	Cantidad	Escala
1	Varios	1:4
Dibujado por	Revisado por	Fecha
MMC	PRP	17/04/93
Número de pieza		
T-P-1-RM		

### 5.3 Sistema de transmisión y seguridad

Este módulo consta básicamente de dos elementos, el reductor de engranes y el acoplamiento de seguridad. A continuación se describen brevemente sus características técnicas.

#### 5.3.1 Reductor de engranes

El reductor seleccionado es un modelo Ts 2-300. La siguiente tabla presenta sus principales características.

Potencia [hp]	Relación de engranes $z_1 / z_2 \times z_1 / z_2$	Reducción Real	Reducción Nominal
24.54	72/15 X 83/16	24.90	25

Se deberán tener en cuenta las siguientes consideraciones:

- El material de los ejes es de SAE No. 4140.
- Se deberá dar un tratamiento térmico en la superficie del eje con alta frecuencia para HRC de entre 45 y 55. HRC para cálculos 48.
- El material de la rueda es SAE No. 1045.
- Se deberá dar un tratamiento térmico a la rueda para HRB de entre 260 y 290. HRC para cálculos 270.

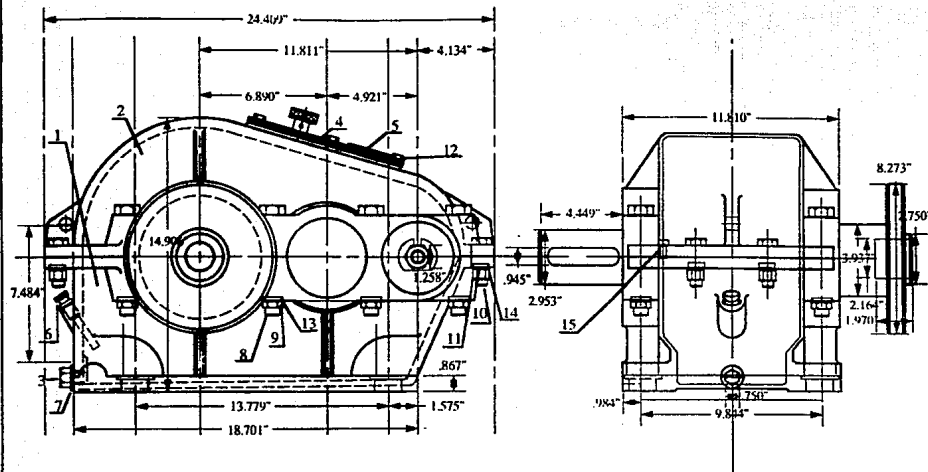
Para mayor detalle en cuanto a sus dimensiones referirse al dibujo R-T-1-RM.

### **5.3.2 Embrague de seguridad**

El embrague seleccionado es un acoplamiento de seguridad por fricción con una designación de grupo 18, de tres discos.

El dibujo No. S-T-1-RM muestra el perfil del acoplamiento con las dimensiones necesarias para su montaje.

R-T-1-RM



Ord	Denominación	Cant	Material	Ord	Denominación	Cant	Material	Ord	Denominación	Cant	Material
1	Cuerpo	1	Fund. Fe 15-32	6	Varilla nivel acorte	1		11	Tuerca M16	4	SAE 3130
2	Tapa	1	"	7	Junta	1	Cuero Técnico	12	Perno M8 x 16	12	SAE 1035
3	Tapón de Vacío	1	SAE 1035	8	Perno M20 x 150	6	SAE 1035	13	Arandela Grower 20	6	SAE 1060
4	Junta	1	Cuero Técnico	9	Tuerca M20	6	SAE 3130	14	Arandela Grower 16	4	SAE 1060
5	Tapa mirilla	1		10	Perno M16 x 55	4	SAE 1035	15	Tornillo M12 x 18	2	SAE 1035

Nombre de la pieza

Reductor Ts 2-300

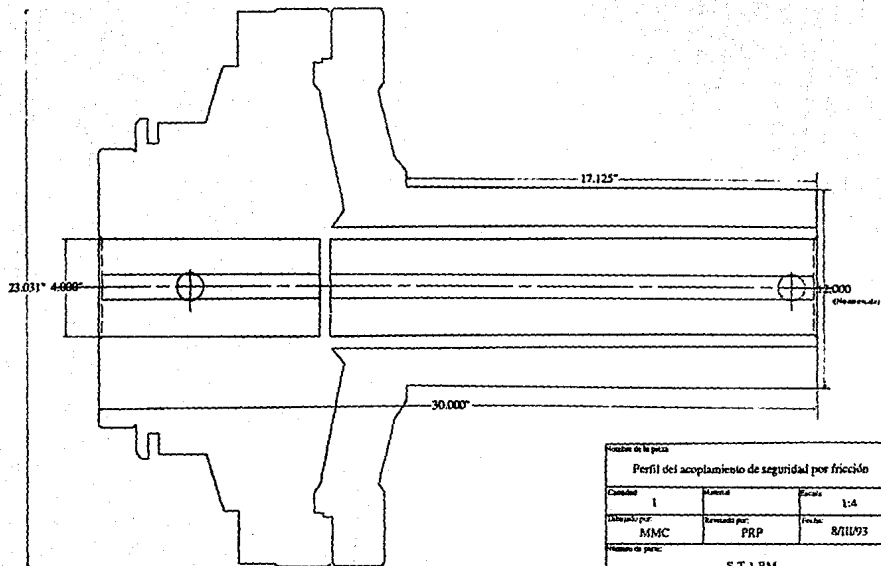
Cantidad 1 Material

Elaboró MMC Revisó PRP Fecha 19/IV/93

Número de parte

R-T-1-RM

S-T-1-RM



Nombre de la pieza

Perfil del acoplamiento de seguridad por fricción

Cantidad	Material	Escala
1		1:4
Dibujado por:	Revisado por:	Fecha:
MMC	PRP	8/11/93

Número de parte:

S-T-1-RM

## 5.4 Sistema de rodillo no motriz

En el dibujo No. ENS-1-RNM se pueden observar los diferentes elementos que componen este sistema. Este se divide a su vez en dos secciones, una que se enfoca directamente al rodillo y su forma de fijación a su base y la otra relacionada con el movimiento de los rodillos.

### 5.4.1 Fijación de los rodillos

Esta subsección consta básicamente de cuatro partes, el rodillo, la cuña, la flecha y el acoplamiento. Dado que se deformarán cuatro diferentes diámetros de tubo los rodillos presentan una geometría diferente para cada uno. Así también la flecha y la cuña, sin embargo el acoplamiento será el mismo para los distintos diámetros de tubo. Otra pieza también a considerar es la tapa de los rodamientos.

Este subsistema se puede considerar igual para tanto los rodillo no motrices como para el rodillo motriz. Exceptuando por supuesto la base de uno y de otro.

A continuación se listan los diferentes elementos del subsistema así como también sus dibujos correspondientes:

Elementos	Número de dibujo
Rodillo para tubo de 3 1/2"	R-1- 3.5
Rodillo para tubo de 4"	R-1-4



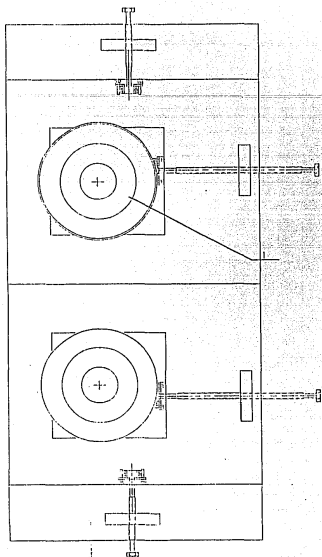
Elemento	Número de dibujo
Rodillo para tubo de 5"	R-1-5
Rodillo para tubo de 6"	R-1-6
Flecha	F-1-3.5/6
Cuña	C-1-3.5/6
Acoplamiento	A-1-3.5/6
Tapa de rodamientos	T-1-RM/NM

En los dibujos para la flecha y la cuña se presenta una tabla que contiene las dimensiones para todos los diámetros de tubo.

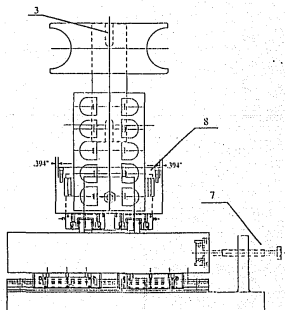
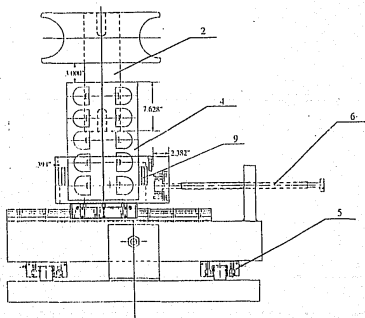
#### 5.4.2 Movimiento de los rodillos

Los rodillos tendrán movimiento tanto lateral como frontal por lo que es necesario considerar dos sistemas de sinfines perpendiculares. Uno montado en el otro para poder desplazar al rodillo a cualquier posición. Los dos rodillos no motrices tienen movimiento totalmente independiente. La base se montará en guías para facilitar su movilización sin rozamientos. En esta sección se mostrarán el tipo de guía y riel seleccionado, su posición relativa y forma de montarlos en sus respectivas bases así como también los sinfines frontal y lateral. Los dibujos donde se muestran las dimensiones son:

Elemento	Número de dibujo
Gufa y riel	G-1-RNM
Montaje de rieles y guías	G-2-RNM
Sinfin lateral	SL-1-RNM
Sinfin frontal	SF-1-RNM

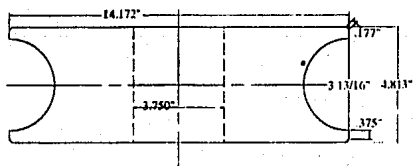
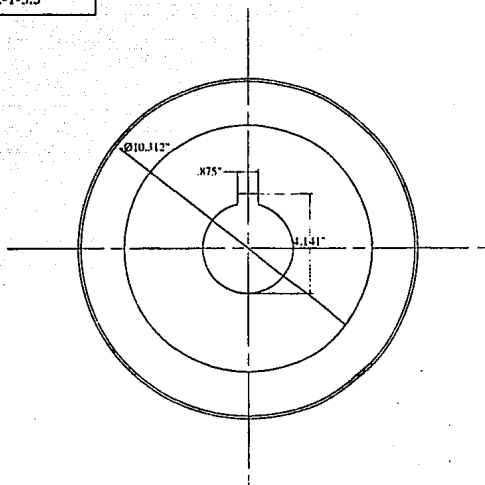


Ord.	Denominación	Dibujo de referencia
1	Rodillo	R-1-3.5
		R-1-4
		R-1-5
		R-1-6
2	Flecha	F-1-3.5-6
3	Cuña	C-1-3.5-6
4	Acoplamiento longitudinal	A-1-3.5-6
5	Cufa	G-1-RNM
		G-2-RNM
6	Sinfin lateral	SL-1-RNM
7	Sinfin frontal	SF-1-RNM
8	Tapa para rodamiento	T-1-RM/RNM
9	Rodamiento de aguja SKF NA -1856	



Ensamble de 1 sistema rodillo no motorizado			
Material	Medida	Unidades	1.3
MMMC	PRP	5000	1.1
ENS-1-RNM			

R-1-3.5



Nombre de la pieza

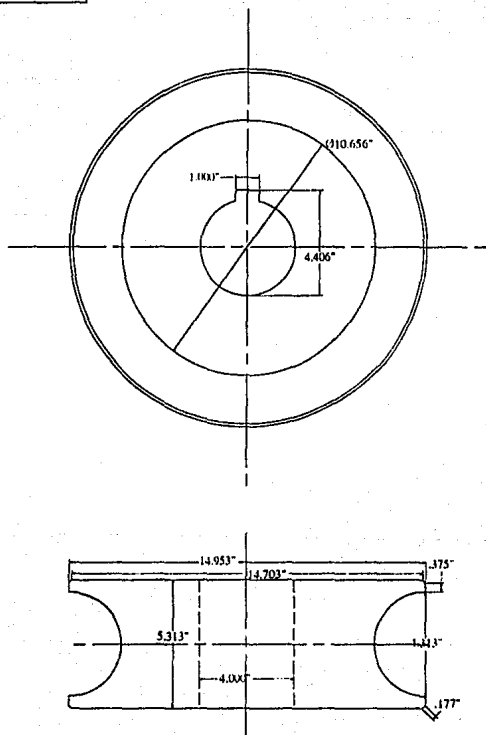
Rodillo para tubo de 3 1/2"

Cantidad	Material	Acabado
3	SAE 4340	1-1
Ubicación	Revisión	Fecha
MNC	PRP	1/11/93

Número de pieza

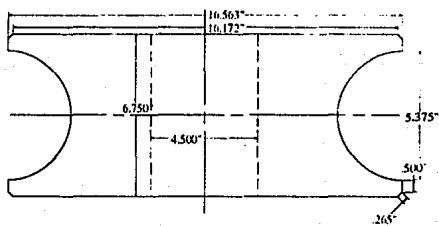
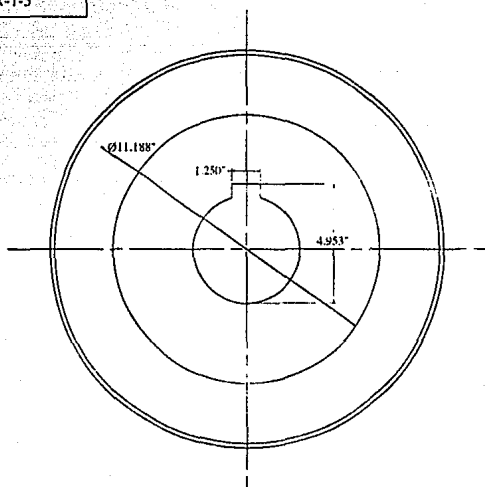
R-1-3.5

R-1-4



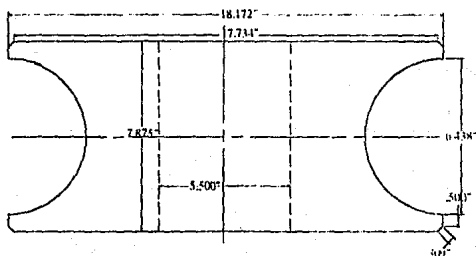
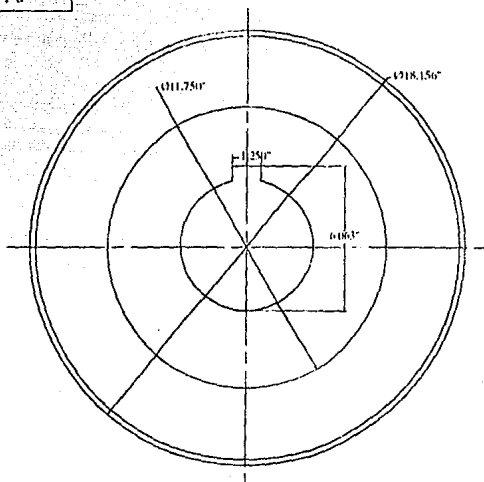
Número de la pieza		
<b>Rodillo para tubo de 4"</b>		
Cantidad	Material	Escala
3	SAE 4340	1:4
Dibujado por	Revisado por	Fecha
MMC	PRP	1/11/93
Número de pieza		
R - 1 - 4		

R-1-5



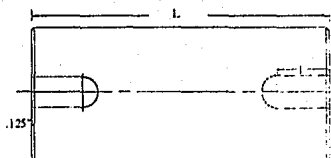
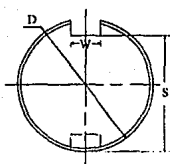
Número de la pieza		
<b>Rodillo para tubo de 5"</b>		
Cantidad	Materia	Escala
3	SAE 4340	1:4
Dibujante	Revisador	Fecha
MMC	PRP	1/III/93
Número de parte		
R-1-5		

R-1-6



Detalle de piezas		
Rodillo para tubo de 6"		
Cantidad	Material	Escala
3	SAE 4340	1:4
Elaborado por	Revisado por	Fecha
MMC	PRP	1/11/93
Número de parte		
R-1-6		

F-1-3.5-6



Díámetro nominal del tubo	D	W	S	L	l	Tolerancia en el asiento de la cucha
3 1/2"	3 3/4"	7/8"	3.261"	14 1/2"	2 1/8"	+ 0.000" - 0.015"
4"	4"	1"	3.436"	15 3/8"	2 1/4"	+ 0.000" 0.015"
5"	4 1/2"	1 1/4"	3.944"	16 7/8"	2 3/8"	+ 0.000" - 0.015"
6"	5 1/2"	1 1/4"	4.803"	18 1/2"	2 7/8"	+ 0.000" - 0.015"

Cantidad de piezas

Tabla de flechas conectadas al rodillo

Cantidad	Material	SAE No.	SAE No.	SAE No.
1 por diámetro		SAE No. 1020		SAE No.
Material		SAE No.	SAE No.	SAE No.
Material		SAE No.	SAE No.	SAE No.

Material de base

F-1 - 3.5-6



## C-1-3.5-6



Diámetro nominal del tubo	W	H	L	Ajuste lateral	
				Tolerancia en el ancho (W)	Tolerancia en la profundidad (L)
3 1/2"	7/8"	7/8"	2 1/8"	+ 0.000" - 0.003"	+ 0.000" - 0.003"
4"	1"	1"	2 1/4"	+ 0.000" - 0.003"	+ 0.000" - 0.003"
5"	1 1/4"	1 1/4"	2 3/8"	+ 0.000" - 0.003"	+ 0.000" - 0.003"
6"	1 1/4"	1 1/4"	2 7/8"	+ 0.000" - 0.003"	+ 0.000" - 0.003"

Número de la pieza:

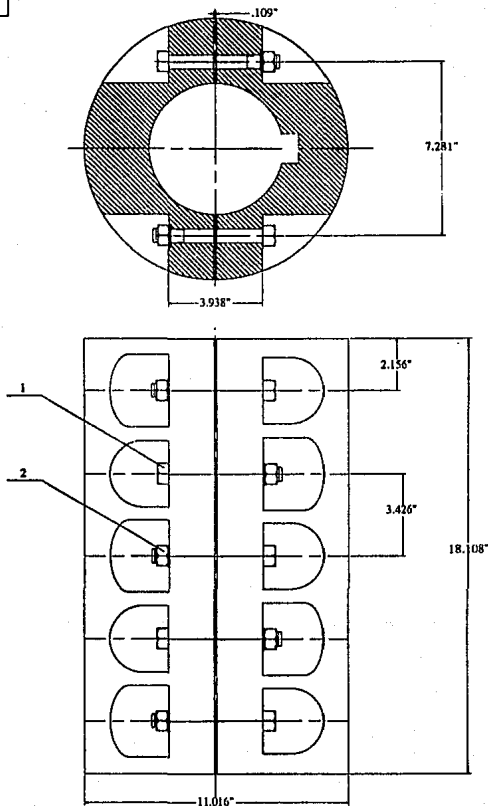
Tabla de suñas de unión  
entre rodillos y flechas

Cantidad	Materia	Estado
	ASTM 1020	Sin
Diseñado por	Revisado por	Fecha
MMC	PRP	2/11/93

Número de parte:

C-1-3.5-6

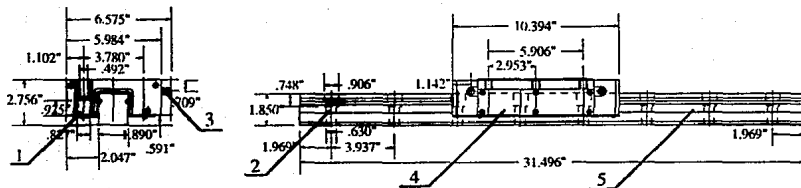
A-1-3.5-6



1. 10 tornillos M24 X 100 mm de acero SAE 1035
2. 10 tuercas M24 de acero SAE 3130

Nombre de la pieza			
Acoplamiento longitudinal cerrado			
Cantidad:	Materia:	Escala:	
1 para c/rodillo	Varios	1:4	
Diseñado por:	Revisado por:	Fecha:	
MMC	PRP	2/III/93	
Número de parte:			
A-1-3.5-6			

G-1-RNM

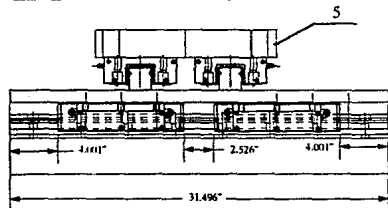
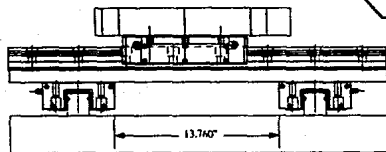
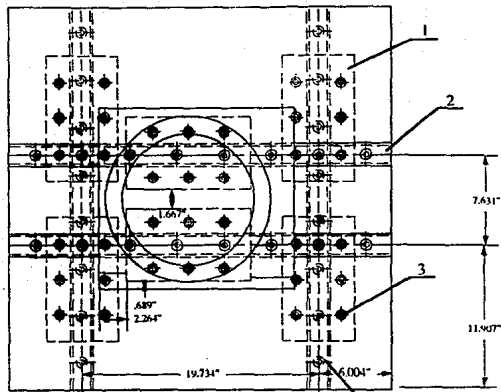


Nota: La lista de los elementos que se incluye es para una sola guía y riel.

Ord.	Denominación	Cant	Material/Observaciones
1	Tornillo Allen M18 X 50mm	6	SAE No. 1035
2	Tornillo Allen M14 X 50mm	8	SAE No. 1035
3	Grasera A-PT1/8	1	
4	Guía IKO LRWH 55	1	Catálogo 5738 IKO
5	Riel de 800mm LRWH 55	1	

Nombre de la pieza		
Guía y riel		
Cantidad	Material	Escala
	Varios	1:6
Elaboró	Aprobó	Fecha
MMC	PRP	21/IV/93
Número de parte		
G-1-RNM		

G-2-RNM



Número de pieza

Montaje de rieles y guías

Cantidad	Materia	Unidad
	Varios	1-R
Placas	PRP	2(VIV)/3

Número de pieza

G-2-RNM

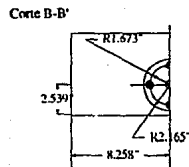
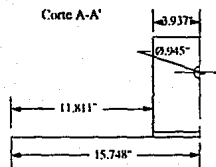
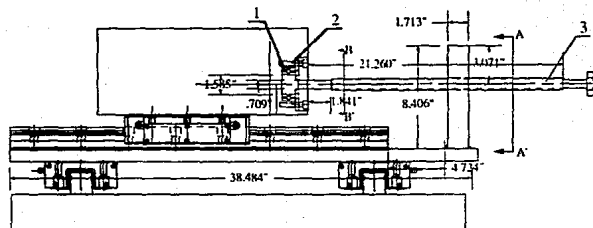
Ord.	Descripción	Cant.	Mat./Obs.
1	Guía LRWH 55	6	IKO Cat. No. 5738
2	Riel LRWH 55 800	4	IKO Cat. No. 5738
3	Tornillo M14 X 28 mm.	36	SAE No. 1035
4	Tornillo M14 X 50 mm.	32	SAE No. 1035
5	Base del rodillo	1	SAE No. 1030

Nota 1: Las cantidades en la tabla son por cada rodillo no matriz.

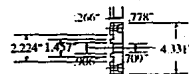
Nota 2: Las dimensiones de la guía y del riel se muestran en el dibujo No. G-1-RNM.

Nota 3: Las dimensiones en este dibujo muestran la posición relativa entre las guías y los rieles. Las dimensiones de las placas donde serán montadas, así como de la base del rodillo, se incluyen en los dibujos SF-1-RNM y SL-1-RNM.

SL-1-RNM



Anillo de retención y tapa

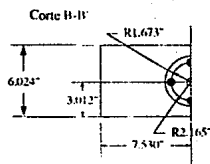
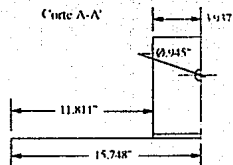
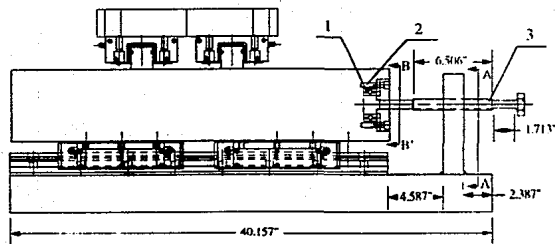


Nota: Las dimensiones de la guía y del riel se muestran en el dibujo No. G-1-RNM

Ord.	Descripción	Cant.	Material
1	Rodamiento de 40 mm Serie 40	1	
2	Tornillo Allen M10 X 35 mm	4	SAE No. 1045
3	Esparrago M24	1	SAE No. 1045

Nombre de la pieza			
Sinfin lateral			
Cantidad	Material	Escala	
1 por rodillo	Varios	1:8	
Dibujado	Aprobado	Fecha	
MMC	PRP	23/IV/93	
Número de parte			
SL-1-RNM			

SF-1-RNM



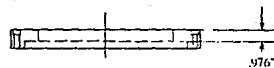
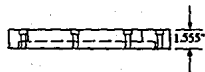
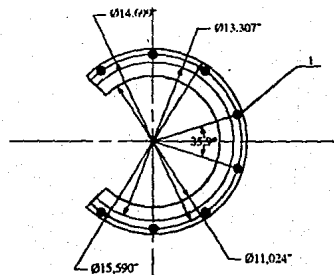
Nota 1: Las dimensiones de la guía y del riel se muestran en el dibujo No. G-1-RNM

Nota 2: El resto de las dimensiones del sinfín así como las dimensiones de la tapa y anillo de retención, no contenidas en este dibujo, están indicadas en el dibujo No. SF-1-RNM pues son las mismas que el sinfín frontal.

Ord.	Descripción	Cant.	Material
1	Rodamiento de 40 mm Serie 40	1	
2	Tornillo Allen M10 X 35 mm	4	SAE No. 1045
3	Esparrago M24	1	SAE No. 1045

Número de la pieza		
Sinfín frontal		
Cantidad	Material	Fecha
1 por rodillo	Varios	18
Elaborado	Revisado	Fecha
MMC	PRP	26/IV/93
Número de parte		
SF-1-RNM		

T-1-RM/NM



1. 8 tornillos M10 X 32 mm. SAE No. 1035

Nombre de la pieza		
Tapa de rodamiento		
Cantidad	Material	Escala
	SAE No. 1010	1:8
Elaboró	Aprobó	Fecha
MMC	PRP	29/IV/93
Número de parte		
T-1-RM/NM		

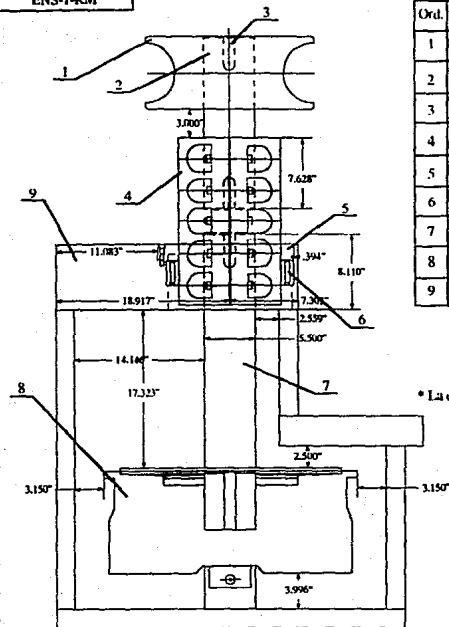
## **5.5 Sistema de rodillo motriz**

La forma de montar el rodillo motriz a la base es exactamente el mismo que para los rodillos no motrices por lo que los dibujos tanto de los rodillos, como de la flecha, cuña, tapa y acoplamiento no se presentarán en esta sección. Sin embargo es necesario mostrar la forma en que se conecta también con el embrague neumático seleccionado en el capítulo cuatro.

El ensamble del sistema de rodillo motriz se muestra en el dibujo No. ENS-1-RM. Las dimensiones básicas del embrague están en el dibujo No. E-1-RM.



ENS-1-RM

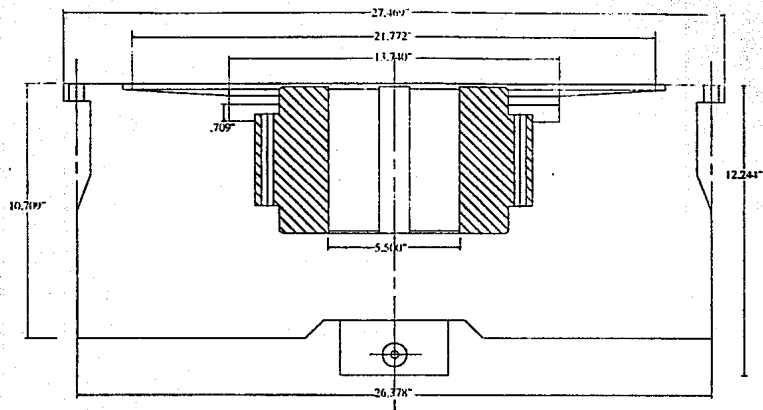


Ord.	Denominación	Dibujo de referencia
1	Rodillo	R-1-3.5 / R-1-4 R-1-5 / R-1-6
2	Flecha del rodillo	F-1-3.5-6
3	Cuña	C-1-3.5-6
4	Acoplamiento	A-1-3.5-6
5	Tapa para rodamiento	T-1-RM/NM
6	Rodamiento de aguja SKF NA 4856	
7	Flecha de embrague	
8	Embrague	E-1-RM
9	Estructura*	

\* La estructura se detallará y dimensionará más adelante.

Nombre de la pieza			
Ensamble del sistema de rodillo motriz			
Cantidad	1	Materia	Varios
Elaboró	MMC	Aprobó	PRP
Número de parte		Escala	1:10
		Fecha	28/IV/93
ENS-1-RM			

E-1-RM



Número de la pieza		
Embrague neumático de accionamiento		
Cantidad	Material	Escala
1	Varios	1:4
Diseñado por:	Revisado por:	Fecha:
MMC	PRP	4/11/93
Número de parte:		
E-1-RM		

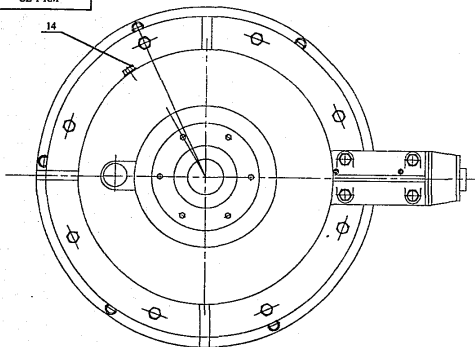
## **5.6 Caja de engranes cónicos**

Este subsistema está representado en dos dibujos, uno que contiene las dimensiones de los engranes calculadas en el capítulo tres, EN-1-RM y otro que muestra la forma de montarlo en una caja de engranes y sus respectivas partes CE-1-RM.

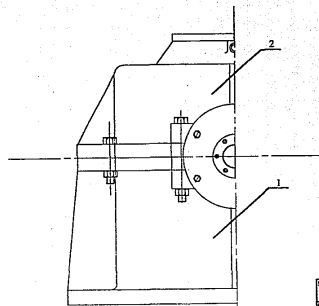
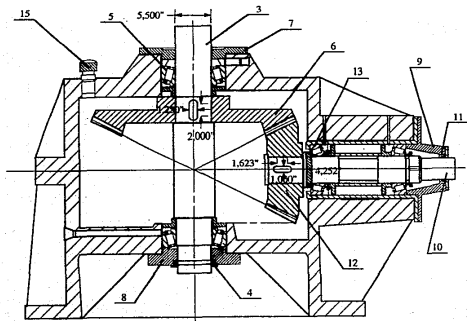
## **5.7 Estructura**

En este caso se mostrarán por una parte la forma en que están acomodados los diferentes elementos que componen a la dobladora en el dibujo No. ENS-G-1. Por la otra parte se mostrará la estructura y los piezas que la componen por medio del dibujo No. EST-1.

CE-I-RM

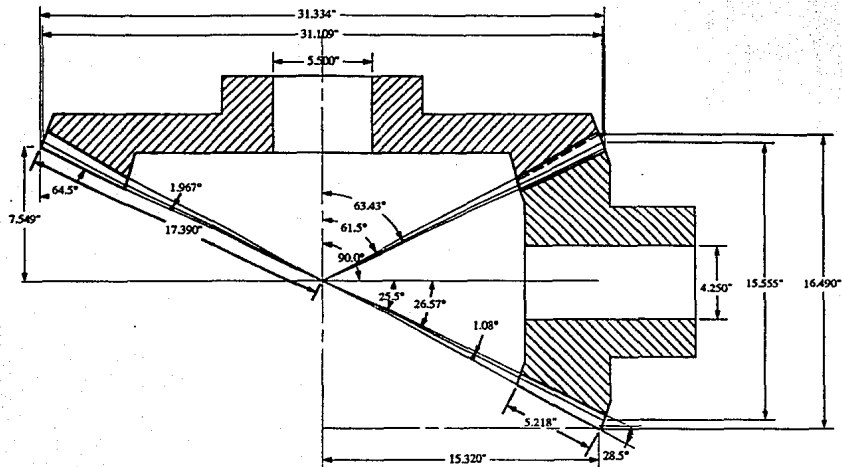


Ord.	Denominación	Cant.	Material	Observaciones
1	Cuerpo	1	ASTM 40010	
2	Tapa	1	ASTM 40010	
3	Árbol de salida	1	SAE 4140	
4	Retén de goma d140 X D170 X B15 mm.	1		Gost 8752-61
5	Cojinete de rodillos cónicos de 1 hilera tipo 7200 d140 mm.	2		
6	Engrane	1	SAE 4640	Dibujo ref. EN-I-RM
7	Tapa superior de apoyo	1	SAE 1010	
8	Tapa intermedia de apoyo	1	SAE 1010	
9	Tapa lateral de apoyo	1	SAE 1010	
10	Árbol de entrada	1	SAE 4140	
11	Retén de goma d110 X D135 X B12	1		Gost 8752-61
12	Cojinete de rodillos cónicos de 1 hilera tipo 7200 d110 mm.	2		
13	Piñón	1	SAE 4640	Dibujo ref. EN-I-RM
14	Tapón de vaciado	1		
15	Indicador de varilla	1		



Número de la pieza			
Caja de engranes cónicos			
Cantidad	Material	Escala	
1	Varios	1:8	
Dibajo	APROBADO	Fecha	
MMC	PRP	3/V/93	
Número de pieza			
CE-I-RM			

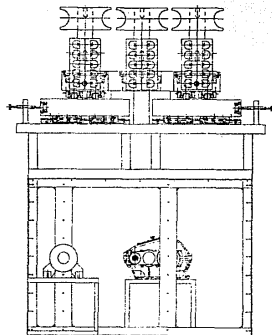
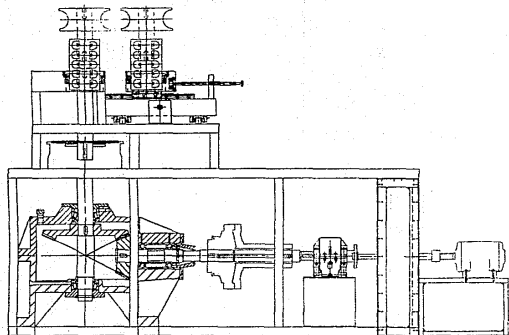
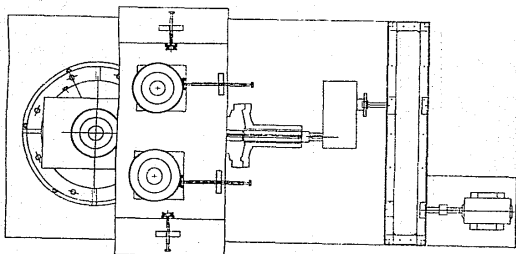
EN-1-RM



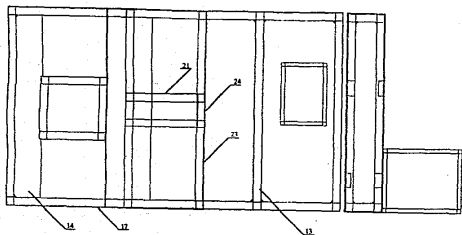
Nombre de la pieza

Conjunto de engranes cónicos

Cantidad	Material	Escala
1	SAE 4640	1:5
Elaboró	Aprobó	Fecha
MMC	PRP	3/V/93
Número de parte	EN-1-RM	

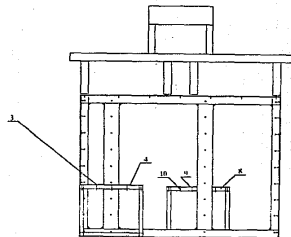
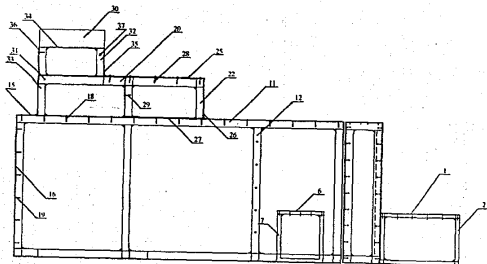


Ensemble general de ab-22-ava			
Ordre de montage	Quantite	Designation	Ref. des
1		Valve	1.23
MMC	FRP		1000211
Nombre de pages			
ENS-1-1			



Item	Descripción	Cant.	Unid.	Nota especial	Cant.
Bastidor para interior					
1	Barré cuadrada 1.5 X 1.5 X 41.5"	1	19'	Tornillo allen M10 X 50 mm	64
2	Barré cuadrada 1.5 X 1.5 X 17.5"	4		Bastidor de molillo acrílico	1
3	Barré cuadrada 1.5 X 1.5 X 22"	4	20	Barré cuadrada 1 X 3 X 29"	2
4	Placa No. 20 22 X 21.5"	1	21	Barré cuadrada 1 X 3 X 25.5"	2
5	Tornillo allen M12 X 60 mm	18	22	Barré cuadrada 1 X 3 X 12.5"	8
			23	Barré cuadrada 1 X 3 X 30"	4
Bastidor para exterior					
6	Barré cuadrada 1.5 X 1.5 X 18.25"	1	24	Barré cuadrada 1 X 3 X 7.5"	2
7	Barré cuadrada 1.5 X 1.5 X 17.6"	2	25	Placa No. 30 30 X 79.5"	1
8	Barré cuadrada 1.5 X 1.5 X 23"	2	26	Placa No. 4 39 X 28.5"	2
9	Placa No. 20 22 X 18.25"	1	27	Placa No. 2 99.5 X 79.5"	1
10	Tornillo allen M12 X 60 mm	18	28	Tornillo allen M20 X 90 mm	2
11	Tornillo allen M12 X 60 mm	18	29	Tornillo allen M10 X 50 mm	24
Bastidor para sistema de ventilación					
12	Barré cuadrada 1 X 3 X 90"	1	30	Bastidor para molillo metal	1
13	Barré cuadrada 1 X 3 X 190"	4	31	Placa 1 X 26.25 X 25.5" (función de acero al carbono en estado frío)	1
14	Barré cuadrada 1 X 3 X 79.5"	8	32	Barré cuadrada 1 X 3 X 12.5"	2
15	Barré cuadrada 1 X 11 X 71.5"	2	33	Barré cuadrada 1 X 3 X 11.5"	4
16	Placa No. 30 120 X 79.5"	1	34	Barré cuadrada 1 X 3 X 12.5"	2
17	Placa No. 4 79.5 X 120"	2	35	Placa No. 2 26.25 X 11.5"	2
18	Tornillo allen M20 X 90 mm	46	36	Placa No. 4 25.5 X 11.5"	1
			37	Placa No. 1 25 X 21.5"	1
			38	Tornillo allen M10 X 50 mm	30

Nota: Material barras SAE No. 1020  
 Material placas SAE No. 1010  
 Material tornillos SAE No. 1015



Cantidad de la parte			
Estructura			
Cantidad	Material	Unidad	
1	Aluminio	1.20	
2	Aluminio	1.20	
3	Aluminio	1.20	
4	Aluminio	1.20	
5	Aluminio	1.20	
6	Aluminio	1.20	
7	Aluminio	1.20	
8	Aluminio	1.20	
9	Aluminio	1.20	
10	Aluminio	1.20	
11	Aluminio	1.20	
12	Aluminio	1.20	
13	Aluminio	1.20	
14	Aluminio	1.20	
15	Aluminio	1.20	
16	Aluminio	1.20	
17	Aluminio	1.20	
18	Aluminio	1.20	
19	Aluminio	1.20	
20	Aluminio	1.20	
21	Aluminio	1.20	
22	Aluminio	1.20	
23	Aluminio	1.20	
24	Aluminio	1.20	
25	Aluminio	1.20	
26	Aluminio	1.20	
27	Aluminio	1.20	
28	Aluminio	1.20	
29	Aluminio	1.20	
30	Aluminio	1.20	
31	Aluminio	1.20	
32	Aluminio	1.20	
33	Aluminio	1.20	
34	Aluminio	1.20	
35	Aluminio	1.20	
36	Aluminio	1.20	
37	Aluminio	1.20	
38	Aluminio	1.20	

## CONCLUSIONES



## CONCLUSIONES

El objetivo principal de esta tesis era el diseño de una dobladora versátil esto se consiguió mediante principalmente dos medios.

Por una parte se atacó el problema de los diámetros de tubo diferente con un acoplamiento que permite fácilmente el intercambio del conjunto flecha-rodillo previamente ensamblado. Este cambio tan solo llevaría el tiempo necesario para quitar los tornillos del manguito superior del acoplamiento, desmontar la flecha anterior y montar la nueva. Además de esta ventaja se puede notar que al incluir el mismo tipo de acoplamiento para los rodillos no motrices y para el rodillo motriz se logró una posición relativa en un plano horizontal inmejorable.

La otra parte del problema era conseguir una amplia gama de posibilidades en cuanto a lo que se refería al diámetro de la caldera. La solución presentada mediante los dos conjuntos de sinfines, lateral y frontal, nos permite que el rodillo adopte cualquier posición con lo que se logra una gran variedad de diámetros para la caldera. Una ventaja adicional que presenta este tipo de arreglo es que se pueden mover los rodillos una vez accionada la maquina o una vez que se ha colocado el tubo. Esto resulta especialmente ventajoso en el caso de pensar en que el tubo por

alguna razón se atascara pueda liberarse fácilmente. Además se puede dar un predoblado para la mejor orientación del tubo dentro de la dobladora.

Otro de los objetivos alcanzados por esta tesis es la de la utilización de elementos sencillos para economizar. Esto se refleja en gran parte en la reducida cantidad de piezas así como también en la estandarización de gran parte de ellos.

Se consideró el uso de aceros al carbón en todas las piezas que componen las estructuras tanto de la caja de poleas como en sí la dobladora para economizar y facilitar su construcción. Los materiales de los engranes, rodillos, cuñas, flechas y tornillos también son estándares, facilitando la obtención de los mismos.

Un aspecto muy importante que se cuidó durante el diseño es tanto la forma de ensamblar la dobladora como en la forma de su mantenimiento. Todos los elementos dentro de la máquina tienen un fácil acceso, por ejemplo el cambio de piezas, engrase de rodamientos y de engranes, etc. Su ensamble es muy fácil ya que se utilizan piezas de geometría muy simple además de que existe el espacio necesario para poder manipular todas las piezas dentro de la dobladora.

Se protegió mediante el acoplamiento de seguridad cualquier posible defecto en algún otro elemento involucrado en la deformación del tubo.

Su geometría está enfocada a utilizar un espacio lo más reducido posible para el tipo de esfuerzo que realiza. Así pues es posible operar la máquina ubicado sobre la estructura de la misma sin ningún riesgo.

Los sinfines que son en sí las partes que posiblemente se requiera accionar con mayor frecuencia están en un lugar muy accesible. Así también lo están los rodillos.

## APENDICE A

Glosario en relación a los términos  
de las propiedades mecánicas

## APENDICE A

## Glosario de términos en relación con las propiedades del material

**Deformación**

**Deformación Nominal.-** en la prueba de tensión, cambio en la longitud del espécimen dividido entre la longitud original.

**Deformación Verdadera.-** Logaritmo de la relación entre la longitud del espécimen al tiempo de la medición y la longitud original.

**Dureza**

Es la habilidad de un material para resistir indentación plástica. Se dispone de diferentes equipos para obtener la medición de la dureza. Dichos probadores son: Brinell, Rockwell, Vickers y el escleroscopio Shore. Del tipo de medidor utilizado se derivan las unidades para la determinación de la dureza, cada medidor tiene su escala.

**Elasticidad**

" Propiedad de un material en virtud de la cual tiende a recuperar su tamaño y forma originales después de la deformación."<sup>26</sup>

---

<sup>26</sup>Introducción a la metalurgia física, Avner. Pag. 667.

## **Esfuerzo**

Existen tres tipos de esfuerzo: compresión, tensión y corte. Los valores numéricos del esfuerzo se obtienen dividiendo la carga por el área original, obteniendo un valor nominal. El valor verdadero se obtiene dividiendo la carga entre el área de la sección transversal reducida, correspondiente a la carga dada.

## **Modulo de Elasticidad**

El módulo de elasticidad, E, es la relación de esfuerzo a deformación medidas dentro del límite de proporcionalidad<sup>27</sup> del material.

## **Plasticidad**

"Capacidad de un material para deformarse no elásticamente sin ruptura."<sup>28</sup>

## **Punto de Cedencia**

"También se conoce como resistencia a la cedencia, es el punto sobre la curva esfuerzo-deformación donde el espécimen probado experimenta un aumento relativamente grande de deformación sin que se incremente la carga.

Se ha acordado usar una desviación de 0.2% en la línea inclinada para definir el punto de cedencia. Entonces si se traza una línea paralela hasta la parte elástica de la curva esfuerzo-deformación pero con una desviación correspondiente al 0.2% de alargamiento el punto sobre la curva cortado por la línea será el punto de cedencia".<sup>29</sup>

<sup>27</sup> Límite de proporcionalidad.- se define como el punto de esfuerzo-deformación más allá del cual el esfuerzo no crece proporcionalmente a la deformación.

<sup>28</sup> Introducción a la metalurgia física, Avner. Pag. 679.

<sup>29</sup> Diseño de máquinas. Teoría y práctica, Deutschman. Pags. 98 y 99.

**Resistencia a la Tensión**

También conocida como resistencia última, es el punto más alto que se tiene en la curva esfuerzo-deformación de un material, cuando éste está a carga de tensión.

## APENDICE B

Características geométricas y físicas de  
tubo de cédulas 5, 1C y 4C



Tabla B.1<sup>30</sup>  
Características geométricas del tubo para cédula 5

Diámetro Nominal (pulg.)	Diámetro Exterior, D (pulg.)	Diámetro Interior, d (pulg.)	Espesor de Pared, t (pulg.)	Area Ext. por pie (pie <sup>2</sup> )	Area Int. por pie (pie <sup>2</sup> )	Area Transversal (pie <sup>2</sup> )	Area del Metal (pulg. <sup>2</sup> )
3 1/2	4	3.834	0.083	1.004	1.047	11.55	1.021
4	4.5	4.334	0.083	1.178	1.135	14.75	1.151
5	5.563	5.345	0.109	1.456	1.399	22.43	1.880
6	6.625	6.407	0.109	1.735	1.677	32.20	2.230

Tabla B.2<sup>31</sup>  
Características geométricas del tubo para cédula 10

Diámetro Nominal (pulg.)	Diámetro Exterior, D (pulg.)	Diámetro Interior, d (pulg.)	Espesor de Pared, t (pulg.)	Area Ext. por pie (pie <sup>2</sup> )	Area Int. por pie (pie <sup>2</sup> )	Area Transversal (pie <sup>2</sup> )	Area del Metal (pulg. <sup>2</sup> )
3 1/2	4	3.760	0.120	1.047	0.984	11.10	1.463
4	4.5	4.260	0.120	1.178	1.115	14.25	1.651
5	5.563	5.295	0.134	1.456	1.386	22.02	2.290
6	6.625	6.357	0.134	1.735	1.664	31.70	2.730

<sup>30</sup>Design properties of pipe, Tube Turns, Pags. 4 y 5.

<sup>31</sup>Ibidem.

Tabla B.3<sup>32</sup>  
Características geométricas del tubo para cédula 40

Diámetro Nominal (pulg.)	Diámetro Exterior, D (pulg.)	Diámetro Interior, d (pulg.)	Espesor de Pared, t (pulg.)	Area Ext. por pie (pie <sup>2</sup> )	Area Int. por pie (pie <sup>2</sup> )	Area Transversal (pie <sup>2</sup> )	Area del Metal (pulg. <sup>2</sup> )
3 1/2	4	3.548	0.226	1.047	0.929	9.89	2.68
4	4.5	4.026	0.237	1.178	1.055	12.73	3.17
5	5.563	5.047	0.258	1.456	1.321	20.01	4.30
6	6.625	6.065	0.280	1.735	1.588	28.89	5.58

Tabla B.4<sup>33</sup>  
Características físicas del tubo para cédula 5

Diám. Nominal (pulg.)	Peso (lb/pie)	Momento de Inercia (pulg. <sup>4</sup> )	Radio de Giro (pulg.)	Módulo de Sección (pulg. <sup>3</sup> )
3 1/2				
4	3.47	1.96	1.385	0.979
5	3.91	2.81	1.562	1.248
6	6.38	6.97	1.928	2.510
	7.58	11.84	2.304	3.580

Tabla B.5<sup>34</sup>  
Características físicas del tubo para cédula 10

Diám. Nominal (pulg.)	Peso (lb/pie)	Momento de Inercia (pulg. <sup>4</sup> )	Radio de Giro (pulg.)	Módulo de Sección (pulg. <sup>3</sup> )
3 1/2				
4	4.97	2.76	1.372	1.378
5	5.61	3.96	1.549	1.762
6	7.77	8.43	1.920	3.030
	9.29	14.40	2.295	4.350

<sup>33</sup>*Ibidem.*

<sup>34</sup>*Ibidem.*

Tabla No. B.6<sup>35</sup>  
 Características físicas del tubo para cédula 40

Diám. Nominal (pulg.)	Peso (lb/pie)	Momento de Inercia (pulg. <sup>4</sup> )	Radio de Giro (pulg.)	Módulo de Sección (pulg. <sup>3</sup> )
3 1/2	9.11	4.788	1.337	2.394
4	10.79	7.233	1.510	3.215
5	14.62	15.16	1.878	5.451
6	18.97	28.14	2.245	8.496

<sup>35</sup>Machinery's Handbook, Oberg/Jones. Pag. 2380.

## APENDICE C

Composición química y Propiedades mecánicas  
de los aceros inoxidable AISI 304 y 316

**TABLA C.1**  
**Propiedades Químicas**

	C	Cr	Ni	Mn	Si	Otros
AISI 304	0.08 máx.	18- 20	8-12		1.0 máx.	
AISI 316	0.10 máx.	10- 14	10-14	2.0 máx.	1.0 máx.	2 - 3 Mo.

**TABLA C.2**  
**Propiedades Mecánicas de AISI 304 y 316**

	Tipo 304	Tipo 316
Resistencia a la cedencia mínima. [Kpsi]	30	30
Resistencia última mínima. [Kpsi]	80	75
Elongación % en 2 pulgadas mínima.	50	40
Reducción de área	60	50
Módulo de elasticidad en tensión $10^6$ [ lb/pulgada <sup>2</sup> ]	29	29
Dureza Brinell	189 máx.	200 máx.
Rockwell	B 90 máx.	B 95 máx.

## BIBLIOGRAFIA

## BIBLIOGRAFIA

- Hicks Tyler Gregory  
Standard Handbook of Engineering Calculations  
Mc Graw Hill  
New York. 1972.
  
- Betzalel Aritzur  
Handbook of Metal Forming Processes  
John Wiley & Sons  
USA. 1983.
  
- Littleton Charles T.  
Tubería Industrial  
CECSA  
México. 1964.
  
- Oberg Erik / Jones Franklin D.  
Machinery's Handbook  
23ª Edición. Industrial Press.  
New York. 1989



- Avner Sydney H.  
**Introducción a la Metalurgia Física**  
2a edición. Mc Graw Hill  
México. 1985.
  
- Deutschman Aaron D / Michels Walter J.  
**Diseño de Máquinas. Teoría y Práctica**  
CECSA  
México. 1987.
  
- Shigley Joseph E. / Mitchell Larry D.  
**Diseño en Ingeniería Mecánica**  
4a edición. Mc Graw Hill.  
México. 1983.
  
- Blake Alexander  
**Practical Stress Analysis in Engineering Design**  
Dekker.  
USA. 1982.
  
- Et al.  
**Handbook of Product Design for Manufacturing**  
Mc Graw Hill  
USA. 1986

- Thornton Peter A. / Colangelo Vito A.  
Ciencia de Materiales para Ingeniería  
Prentice Hall  
México. 1987.
  
- Escuela Superior de Ingenieros Industriales San Sebastian  
Técnicas de Representación Gráfica II  
Universidad de Navarra  
España. 1980.
  
- D.N. Reshetov  
Atlas de Elementos de Máquinas y Mecanismos  
CEAC  
Barcelona. 1985.
  
- Design Properties of Pipe  
Tube Turns  
Kentucky. 1954.
  
- Alting Leo  
Procesos para Ingeniería de Manufactura  
Alfaomega  
Barcelona, 1990.