



UNIVERSIDAD DEL BÍO-BÍO

**Facultad de Ingeniería
Departamento de Ingeniería Mecánica**

“DISEÑO Y CÁLCULO DE UNA MÁQUINA CURVADORA DE PERFILES PARA LA EMPRESA METAL MECÁNICA AGS INGENIEROS LIMITADA”

**Seminario de Titulación presentado
en conformidad a los requisitos para
obtener el título de Ingeniero de
Ejecución en Mecánica.**

**Profesores Guías:
Sr. Juan C. Figueroa Barra
Sr. Federico Grossmann C.**

**Ingeniero Supervisor:
Sr. Adán Lagos Herrera**

Héctor Daniel Bustamante Aravena

2010

Dedicatoria

Dedico el presente seminario de título a Dios y a mi familia, en especial a mis padres: Cecilia y Héctor por todo lo que me han dado en esta vida y quienes siempre fueron un apoyo fundamental en lo largo de mi carrera. A mis hermanos: Luis y Alex, quienes siempre me acompañaron en todo momento y a mi polola Julia, de quien siempre tuve su amor y apoyo en todos los momentos a lo largo de mi carrera y vida personal.

AGRADECIMIENTOS

Agradezco al Profesor Juan Carlos Figueroa Barra por haber confiado en mi persona, por la paciencia, disposición y dirección de este seminario. Al Profesor Federico Grossmann quien fue el impulsor a escoger el tema realizado y sus orientaciones dadas.

Es de agradecer al Sr. Adán Lagos Herrera de la empresa AGS Ingenieros Limitada por la oportunidad brindada y asesoramiento técnico al tema desarrollado.

RESUMEN

El Seminario de Título presenta el desarrollo conceptual del diseño de una máquina para curvar perfiles de gran tamaño.

El trabajo se divide en seis capítulos. En el primero se presenta la empresa AGS Ingenieros limitada, en la cual se origina el tema de este seminario. En el capítulo II se presenta la teoría de plasticidad elemental. En el capítulo III se presenta la determinación de la fuerza para el proceso de curvado considerando los mayores perfiles en su tipo. En el capítulo IV se presenta el diseño y la selección de accesorios que conllevará la máquina con sus respectivos cálculos. En el último se presenta la disposición de los rodillos para la correcta realización del proceso de curvado. Por último, se presentan las conclusiones y anexos respectivos.

CONTENIDOS

CAPITULO I

EMPRESA Y ORIGEN DEL TEMA

1.1)	Empresa AGS Ingenieros Limitada	1
1.2)	Origen del tema	2

CAPITULO II

PLASTICIDAD ELEMENTAL

2.1)	Flexión plástica de vigas	3
------	---------------------------	---

CAPITULO III

DETERMINACIÓN DE LA FUERZA EN EL CURVADO

3.1)	Análisis de las cargas en el curvado	8
3.2)	Análisis de la fuerza en el curvado	11
3.3)	Cálculo de la fuerza de curvado	13
3.3.1)	Material a curvar	14
3.3.2)	Perfil cuadrado	14
3.3.3)	Perfil rectangular	17
3.3.4)	Perfil ángulo	19
3.3.5)	Perfil tubular	22
3.3.6)	Perfil redondo macizo	24
3.3.7)	Perfil en H	26
3.3.8)	Fuerza máxima de curvado para los perfiles a utilizar la empresa AGS Ingenieros Limitada.	27

CAPITULO IV

DISEÑO Y SELECCIÓN DE ACCESORIOS

4.1)	Movimiento de los rodillos	28
4.1.1)	Movimiento angular	29
4.1.2)	Movimiento rotatorio	29

4.2)	Cálculo de cilindro oleohidráulico	30
4.2.1)	Plano hidráulico	31
4.2.2)	Diámetro del cilindro	32
4.2.3)	Fuerza real ejercida por el cilindro	33
4.2.4)	Caudal del cilindro	34
4.2.5)	Selección de accesorios del accionamiento oleohidráulico	35
4.3)	Cálculo de torque	36
4.3.1)	Torque rodillos inferiores	38
4.3.2)	Torque rodillo superior	39
4.3.3)	Torque distribuido	39
4.4)	Cálculo y selección de cadenas y engranajes	41
4.4.1)	Método para seleccionar un mando a cadena	41
4.4.2)	Cálculo de cadena y engranaje	43
4.4.3)	Torque requerido por el piñón	44
4.5)	Esquema de accionamientos de los rodillos y selección de motorreductores	46
4.5.1)	Velocidad de giro de los rodillos	48
4.5.2)	Selección de motorreductores	48
4.6)	Cálculos de ejes	49
4.6.1)	Ecuación de código ASME	50
4.6.2)	Material a utilizar	51
4.6.3)	Cálculo del eje rodillo superior	52
4.6.4)	Cálculo del eje rodillo inferior	57
4.7)	Selección de soportes y rodamientos	63
4.7.1)	Soportes y rodamientos del eje superior	64
4.7.2)	Soportes y rodamientos del eje inferior	65
4.8)	Cálculo de chavetas	65
4.8.1)	Material a utilizar	67
4.8.2)	Esfuerzo de corte acero SAE 1045	67
4.8.3)	Cálculo de chaveta eje-rodillo superior	68
4.8.4)	Cálculo de chaveta eje-rodillo inferior	69

4.8.5)	Cálculo de chaveta eje-piñón superior	70
4.8.6)	Cálculo de chaveta eje-piñón inferior	72
4.9)	Diseño de rodillos de curvado	72
4.9.1)	Rodillo para curvar perfiles tubulares	73
4.9.2)	Rodillo para curvar perfiles cuadrados, rectangulares y canales	73
4.9.3)	Rodillos para curvar perfiles en H y ángulo	74
4.9.4)	Bujes de apriete para rodillos	75
4.9)	Cálculo de pasadores	77

CAPITULO V

DISPOSICIONES DE RODILLOS EN EL PROCESO DE CURVADO

5.1)	Disposición de rodillos para perfil tubular	79
5.2)	Disposición de rodillos para perfiles cuadrados, rectangulares y canales	80
5.3)	Disposición de rodillos para perfil ángulo	82

CONCLUSIONES	84
---------------------	----

BIBLIOGRAFÍA	85
---------------------	----

ANEXOS

A)	Válvulas de retención	86
B)	Válvulas reguladoras	87
C)	Válvulas direccionales	88
D)	Tabla de potencias	89
E)	Piñones y rueda para cadenas a rodillo – paso $1\frac{1}{4}$ "	90
F)	Dimensiones de cadena	91
G)	Catálogo SEW-EURODRIVE del motorreductor	92
H)	Dimensiones del Motorreductor	93
I)	Estructura del reductor	94
J)	Soporte y rodamiento del eje superior	95

K)	Soporte y rodamiento del eje inferior	96
L)	Chavetas	97
M)	Planos de conjunto y desglose	98

INTRODUCCIÓN

La norma DIN 8582 define el curvado como el proceso de deformación plástica o permanente que sufre un material tras aplicar sobre el mismo un determinado momento flector. El curvado se efectúa en frío, ya que sólo los espesores muy gruesos requieren un calentamiento previo.

La deformación plástica mencionada, se produce tras sobrepasar la tensión de fluencia propia de cada material. Como la deformación elástica es reversible, el material recupera parte de su forma inicial tras el curvado. La suma de ambos procesos genera una serie de fenómenos colaterales, como la reducción del ángulo de curvado, elongación del tubo, ovalización de la sección, pérdidas de espesor, etc.

Mediante este estudio, se proyectará una máquina curvadora de perfiles, la cual se diseñará para satisfacer en lo posible las demandas existentes en los talleres de la empresa AGS Ingenieros.

Las máquinas curvadoras no se limitan a curvar tubos de sección circular solamente, sino que también operan con tubos de otras secciones (cuadrados, rectangulares, ovals, etc.), macizos, alambres, varillas o perfiles, por lo cual se diseñarán rodillos especiales para las distintas geometrías a procesar.

OBJETIVOS

Objetivo general

- Diseñar una máquina con accionamiento oleohidráulico la cual permita el curvado de perfiles diversos.

Objetivos específicos

- Determinar las fuerzas que deberá ejercer la máquina para el proceso de curvado.
- Calcular y diseñar los elementos y piezas para la fabricación de la máquina.
- Diseñar el circuito hidráulico para el accionamiento de la máquina.

CAPÍTULO I

EMPRESA Y ORIGEN DEL TEMA

1.1) Empresa AGS Ingenieros limitada.

AGS Ingenieros limitada, es una empresa metal mecánica dedicada a la ingeniería y construcción industrial.

Posee una gran cantidad de maquinaria en los que se destacan los tornos, fresadoras, cilindradoras, máquinas soldadoras al arco, al oxigás, MIG, TIG en diversos tipos de materiales como es el acero al carbono, acero inoxidable y aluminio.

Consta con un personal altamente calificado en varias de sus áreas, destacando principalmente en lo que es la soldadura.

Una de sus más importantes labores está dedicada a las grandes industrias de la región, en las cuales realizan proyectos de diseño de maquinarias, diseños hidráulicos, estructuras metálicas y montajes en terreno.

1.2) Origen del tema

El tema de este seminario, tiene su origen en la empresa AGS Ingenieros, la cual tiene la necesidad de curvar diferentes tipos de perfiles de grandes secciones transversales.

En muchas oportunidades, han tenido que pedir servicios de otras empresas de la región, y en ocasiones, pedir servicios a empresas de la región metropolitana por el gran tamaño de perfiles requeridos para el curvamiento, de modo que los costos de sus proyectos a realizar aumentan considerablemente.

Con el diseño de una máquina curvadora de perfiles, AGS Ingenieros podrá fabricar la máquina y de este modo, realizar sus trabajos abaratando costos y prestando servicios de curvado de perfiles de grandes tamaños.

CAPÍTULO II

Plasticidad Elemental

El diseño de ingeniería se basa principalmente en la confección de máquinas y estructuras de trabajo con cálculos dentro del rango elástico. Sin embargo, es bastante útil conocer cuando el material es sobrecargado, de modo que éste se encuentre en la zona de deformación permanente la cual es llamada zona plástica.

2.1) Flexión plástica de vigas

Si consideramos el comportamiento de una viga sujeta a flexión pura, en la cual existen fibras sometidas a esfuerzos más allá al límite de proporcionalidad, los siguientes supuestos serán realizados:

- Las fibras estarán en una condición de tensión o compresión simple.
- Cualquier sección transversal de la viga permanecerá plana durante la flexión como en flexión elástica. Esto significa que la distribución de deformación será lineal aún si la distribución de esfuerzos no lo es.

En flexión elástica de una viga, donde la distribución de esfuerzos es lineal sobre la sección transversal, y cuando las fibras extremas alcanzan el esfuerzo de fluencia, el momento flector estará dado por:

$$M_Y = \sigma_Y \cdot \frac{I}{y} \quad (2.1)$$

Donde:

M_Y = Momento Flector.

σ_Y = Esfuerzo de fluencia.

I = Momento de inercia del área de la sección transversal.

y = Distancia desde el eje neutro a una fibra extrema.

Para el cálculo del momento de inercia se utiliza la siguiente expresión:

$$I = \frac{b \cdot d^3}{12} \quad (2.2)$$

La distancia del eje neutro a una fibra externa en secciones transversales con centroide en el centro será:

$$y = \frac{d}{2} \quad (2.3)$$

De la ecuación (2.1) se puede obtener:

$$M_Y = \sigma_Y \cdot \frac{b \cdot d^2}{6} \quad (2.4)$$

La distribución de esfuerzos correspondiente a esta condición, se muestra en la figura 2.1(a), en la cual todas las fibras de la viga están en la condición elástica.

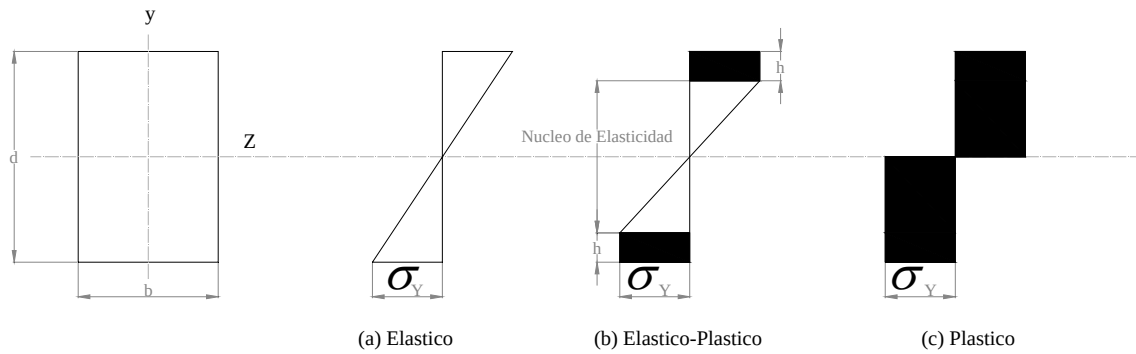


Figura 2.1 Distribución de esfuerzos.

Cuando el momento de flexión se incrementa por encima del valor dado en la ecuación (2.4), algunas de las fibras en la parte superior e inferior de las superficies de la viga comienzan a ceder y el diagrama de tensión adecuado para un material es modificado tal como se muestra en la figura 2.1 (b).

Al aumentar el momento de flexión, la deformación plástica va penetrando hacia en el interior de la viga (ver figura 2.1 b). Este estado se conoce como estado de esfuerzos elástico-plástico.

Cuando el momento flector alcanza su valor máximo, se obtiene un estado plástico mostrado en la figura 2.1 (c).

El momento flector es igual a:

$$M = \int \sigma y dA$$

La componente elástica del momento se obtiene de la ecuación (2.4) en la cual, la profundidad es ahora $(d - 2h)$, luego:

$$M_1 = \sigma_Y \cdot \frac{b \cdot (d - 2h)^2}{6}$$

La componente plástica del momento, que se muestra en la figura 2.1 (c), está dada por:

$$M_2 = \sigma_Y \cdot b \cdot h \cdot (d - h)$$

Entonces, el momento total es:

$$M = \sigma_Y \cdot b \cdot h \cdot (d - h) + \sigma_Y \cdot \frac{b \cdot (d - 2h)^2}{6}$$

$$M = \frac{\sigma_Y \cdot b \cdot d^2}{6} \left[1 + 2 \cdot \frac{h}{d} \left(1 - \frac{h}{d} \right) \right] \quad (2.5)$$

A una distancia $\left(\frac{1}{2}d - h \right)$ desde el eje neutro, el esfuerzo en las fibras alcanza el valor de σ_Y ; entonces, si R es el radio de curvatura, se tiene:

$$\sigma_Y = \frac{E \left(\frac{1}{2}d - h \right)}{R}$$

O,

$$\frac{1}{R} = \frac{\sigma_Y}{E \left(\frac{1}{2}d - h \right)} \quad (2.6)$$

Los valores de M y $1/R$ calculado a partir de ecuaciones (2.5) y (2.6) son mostradas en la gráfica de la figura 2.2.

La relación entre M y $1/R$ es lineal hasta el valor de $M = M_Y$. Más allá de este punto, la relación no es lineal y la pendiente disminuye con el aumento de la profundidad h del estado plástico. Cuando h es igual a $d/2$, la distribución de esfuerzos es mostrada en la figura 2.1 (c) y el mayor valor del momento flector puede ser calculado.

Para una situación de un momento totalmente plástico M_p para $h = d/2$, la expresión obtenida es la siguiente:

$$M_p = \frac{3}{2} \cdot \sigma_Y \cdot \frac{b \cdot d^2}{6} = \sigma_Y \cdot \frac{b \cdot d^2}{4} \quad (2.7)$$

$$M_p = \frac{3}{2} \cdot M_Y \quad (2.8)$$

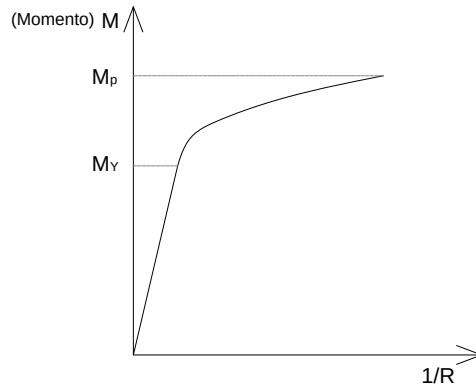


Figura 2.2 Gráfica del momento plástico y momento flector.

CAPÍTULO III

DETERMINACIÓN DE LA FUERZA EN EL CURVADO

3.1) Análisis de las cargas en el curvado.

La disposición de los rodillos al momento de curvar es esencial, de modo que esto le permitirá deformar el perfil de la manera requerida.

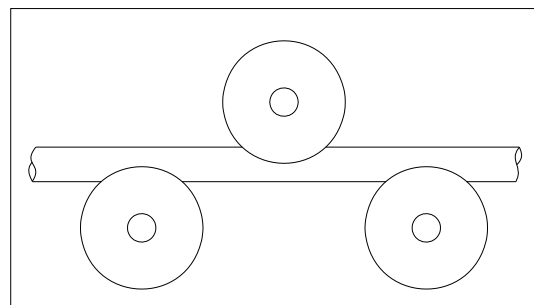


Figura 3.1 Disposición inicial de los rodillos.

Una vez que los rodillos comienzan a girar y posteriormente los inferiores empiecen a subir, se comenzará a ejercer una fuerza en el perfil, la cual permitirá deformarlo plásticamente en el proceso de curvado, como se muestra en la figura 3.2.

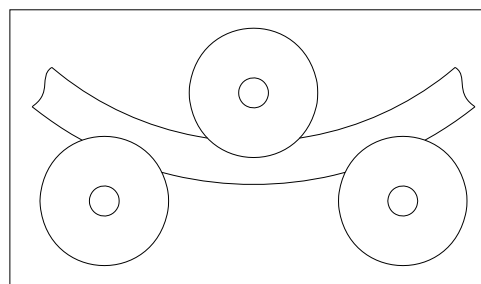


Figura 3.2 Disposición de los rodillos en el proceso de Curvado.

Esto se modela como una viga simplemente apoyada con una carga en el centro con las respectivas reacciones en los apoyos.

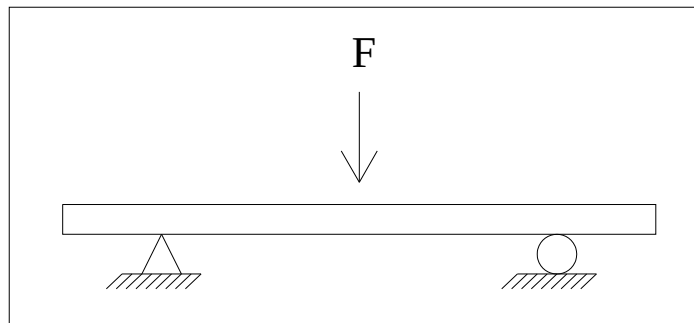


Figura 3.3 Viga simplemente apoyada.

De modo que al hacer un diagrama de cuerpo libre de la viga simplemente apoyada, ésta se visualiza de la siguiente manera:

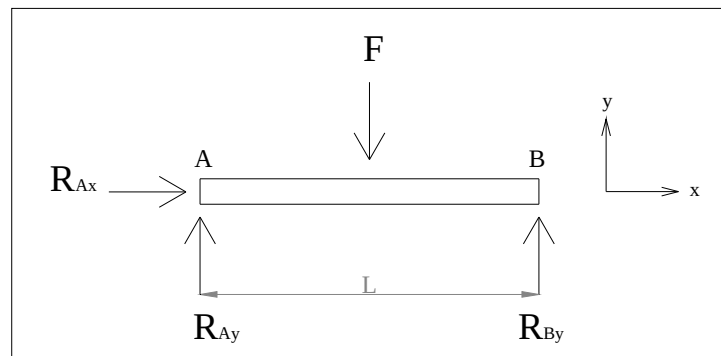


Figura 3.4 Diagrama de cuerpo libre de la viga.

Para poder conocer las reacciones de apoyo, las cuales dependen de la fuerza F , se obtendrán las dos ecuaciones de equilibrio de fuerzas y una ecuación de Momento según se muestra la figura 3.4.

$$(\sum F_x = 0) \quad R_{Ax} = 0 \quad (3.1)$$

$$(\sum F_y = 0) \quad R_{Ay} - F + R_{By} = 0 \quad (3.2)$$

$$(\sum M_A = 0) \quad -F \cdot \frac{L}{2} + R_{By} \cdot L = 0 \quad (3.3)$$

Donde:

$F =$ Fuerza de Curvado $[N]$

$M =$ Momento $[N \cdot m]$

$L =$ Distancia entre apoyos $[m]$

$R_{Ax} = R_{Ay} = R_{By} =$ Reacciones de apoyo $[N]$

Despejando R_{By} de la ecuación (3.3) queda:

$$R_{By} = \frac{F}{2} \quad (3.4)$$

Despejando R_{Ay} de la ecuación (3.2) queda:

$$R_{Ay} = F - R_{By} \quad (3.5)$$

Reemplazando R_{By} de la ecuación (3.4) en la ecuación (3.5) se tiene:

$$R_{Ay} = \frac{F}{2} \quad (3.6)$$

De este modo, al obtener las reacciones de apoyo, se puede determinar el momento en el punto central de la viga donde se aplica la fuerza de curvado. Este es el punto en el cual se produce el momento máximo en la sección de la viga.

Para el cálculo del momento, se procede a cortar la viga a una distancia justo antes del punto de aplicación de la fuerza, lo que genera la siguiente figura.

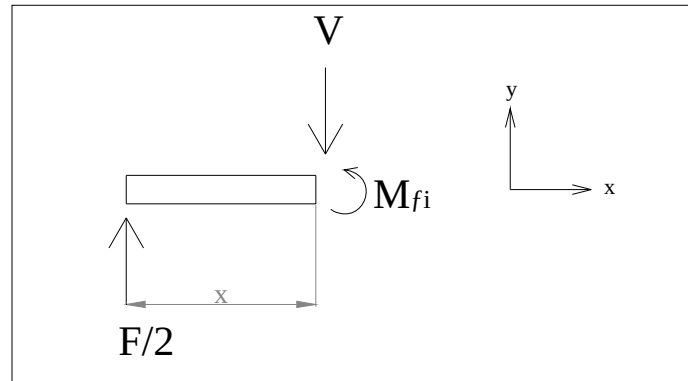


Figura 3.5 Diagrama de cuerpo libre de la viga cortada.

Donde:

$$0 \leq x < \frac{L}{2}$$

$V =$ Fuerza de corte $[N \cdot m]$.

De este modo, el momento en $x = L/2$ se puede expresar como:

$$M_{fi} = \frac{F \cdot L}{4} \quad (3.7)$$

Donde:

$M_{fi} =$ Momento flector interno $[N \cdot m]$.

3.2) Análisis de la fuerza en el curvado

Una de las consideraciones más importantes a tomar en cuenta en el instante de calcular la fuerza en el curvado es el esfuerzo normal por flexión, que se produce en la viga debido al momento flector que actúa en el punto de aplicación de la fuerza.

$$\sigma_f = \frac{M_f \cdot c}{I} \quad (3.8)$$

Donde:

σ_f = Esfuerzo de fluencia normal por flexión $[Pa]$

M_f = Momento Flector $[N \cdot m]$

c = Distancia del eje neutro a la fibra en estudio más alejada $[m]$

I = Momento de Inercia $[m^4]$

De manera que, al despejar el momento flector de la ecuación (3.8) se obtiene:

$$M_f = \frac{\sigma_f \cdot I}{c} \quad (3.9)$$

Según lo mostrado en el capítulo 2, la fuerza a determinar debe ser tal que pueda deformar la viga, de manera que el material supere su zona elástica hasta pasar a su zona plástica. De este modo, el momento generado en el punto de aplicación de la fuerza será llamado momento plástico.

$$M_p = \frac{3}{2} M_f \quad (3.10)$$

Donde:

M_p = Momento plástico $[N \cdot m]$

Reemplazando el momento flector de la ecuación (3.9) en (3.10), se obtiene que:

$$M_p = \frac{3 \cdot \sigma_f \cdot I}{2 \cdot c} \quad (3.11)$$

El momento generado en la viga por la acción de la fuerza aplicada que se expresó en la ecuación (3.7) se llamará ahora momento plástico, porque la fuerza aplicada deformará al material haciéndolo pasar a su zona plástica, quedando expresada como:

$$M_p = \frac{F \cdot L}{4} \quad (3.12)$$

De este modo, al obtener el momento plástico por medio de la fórmula del esfuerzo normal por flexión y además por medio de la fuerza aplicada en la viga, se igualarán estas dos ecuaciones (3.12) y (3.11) quedando:

$$\frac{F \cdot L}{4} = \frac{3 \cdot \sigma_f \cdot I}{2 \cdot c} \quad (3.13)$$

Despejando la fuerza aplicada de la ecuación (3.13) se obtiene que:

$$F = \frac{6 \cdot \sigma_f \cdot I}{c \cdot L} \quad (3.14)$$

3.3) Cálculo de la fuerza de curvado

Con la expresión de la fuerza aplicada obtenida anteriormente, se puede realizar los cálculos necesarios para conocerla. No obstante, se deberá conocer el material y las secciones transversales mayores de los perfiles a curvar. De este modo se podrán calcular las distintas fuerzas a aplicar en el curvado y poder diseñar la máquina curvadora con la mayor fuerza de aplicación necesaria.

3.3.1) Material a curvar

Dentro de los distintos materiales utilizados en la fabricación de los perfiles a utilizar, se ha escogido el que tenga mejores propiedades mecánicas. Esto debido a que la fuerza que se deberá aplicar tendrá que ser superior a las aplicadas con menores propiedades mecánicas.

Tabla 3.1 Propiedades mecánicas del acero al carbono A42-27ES.

Grado del Acero	Resistencia a la tracción σ_r		Límite de Fluencia σ_f		Alargamiento
	kg/mm^2	MPa	kg/mm^2	MPa	% 50mm
A42-27ES	42	420	27	270	20

3.3.2) Perfil cuadrando

El mayor perfil de sección transversal cuadrada a curvar será:

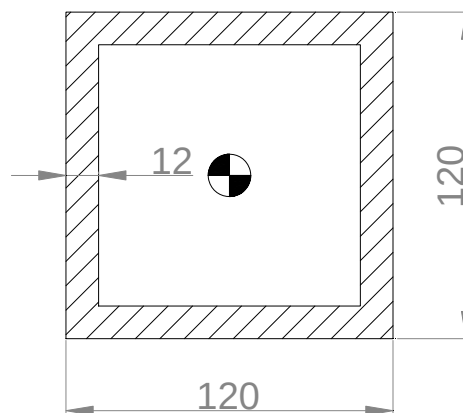


Figura 3.6 Perfil cuadrado de 120 x 120 x 12 mm.

Para calcular la fuerza a aplicar de modo que el perfil pueda deformarse, debemos utilizar la fórmula de la ecuación (3.14).

Además, esta fuerza depende del material a utilizar como también del momento de inercia, la distancia del eje neutro a la fibra en estudio más alejada y la distancia entre apoyos.

a) Cálculo del momento de inercia

Para el cálculo del momento de inercia rectangular se tiene que:

$$I = \frac{b \cdot h^3}{12} \quad (3.15)$$

Donde:

$$b = \text{Base } [m]$$

$$h = \text{Altura } [m]$$

Con respecto a la figura 3.6 se pueden obtener los datos requeridos y reemplazados en la ecuación (3.15), se obtiene:

$$I = \frac{0,12 \cdot 0,12^3}{12} - \frac{0,096 \cdot 0,096^3}{12} = 1,02 \cdot 10^{-5} [m^4]$$

b) Cálculo de la distancia del eje neutro a la fibra en estudio más alejada

En este caso, como se muestra en la figura 3.6, el eje neutro se encuentra a la mitad de la altura del perfil, de modo que la distancia a la fibra más alejada en estudio será:

$$c = \frac{h}{2} \quad (3.16)$$

Reemplazando los valores en la ecuación (3.16) se tiene:

$$c = \frac{0,12}{2} = 0.06[m]$$

c) Distancia entre centros

Se estimó una distancia entre centro de ejes, según diseño de la máquina.

$$L = 0,9[m]$$

Obtenidos todos los valores necesarios para el cálculo de la fuerza de aplicación en el curvado para el del perfil cuadrado 120x120x12 mm , se tiene:

$$F = \frac{6 \cdot \sigma_f \cdot I}{c \cdot L} = \frac{6 \cdot 270 \cdot 10^6 \cdot 1,02 \cdot 10^{-5}}{0,06 \cdot 0,9} = 306.000[N]$$

Redondeado,

$$F = 310.000[N]$$

3.3.3) Perfil rectangular

El mayor perfil de sección transversal rectangular a curvar será:

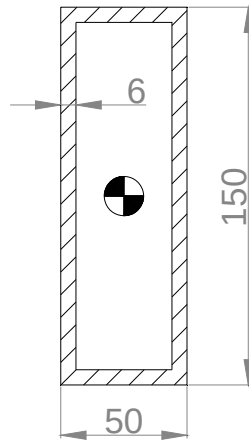


Figura 3.7 Perfil rectangular de 150 x 50 x 6 mm. .

a) Cálculo del momento de inercia

Con respecto a la figura 3.7, se pueden obtener los datos requeridos y reemplazados en la ecuación (3.15), se obtiene:

$$I = \frac{0,05 \cdot 0,15^3}{12} - \frac{0,038 \cdot 0,138^3}{12} = 5,74 \cdot 10^{-6} [m^4]$$

b) Cálculo de la distancia del eje neutro a la fibra en estudio más alejada

Como se muestra en la figura 3.7, el eje neutro se encuentra a la mitad de la altura del perfil, de modo que reemplazando los valores en la ecuación (3.16) se tiene:

$$c = \frac{0,15}{2} = 0,075[m]$$

c) Distancia entre centros

Se estimó una distancia entre centro de ejes, según diseño de la máquina.

$$L = 0,9[m]$$

Obtenidos todos los valores necesarios para el cálculo de la fuerza de aplicación en el curvado para el del perfil rectangular 150x50x6 mm , se tiene:

$$F = \frac{6 \cdot \sigma_f \cdot I}{c \cdot L} = \frac{6 \cdot 270 \cdot 10^6 \cdot 5,74 \cdot 10^{-6}}{0,075 \cdot 0,9} = 137.760[N]$$

Redondeando,

$$F = 140.000[N]$$

3.3.4) Perfil ángulo

El mayor perfil de sección transversal en ángulo a curvar será:

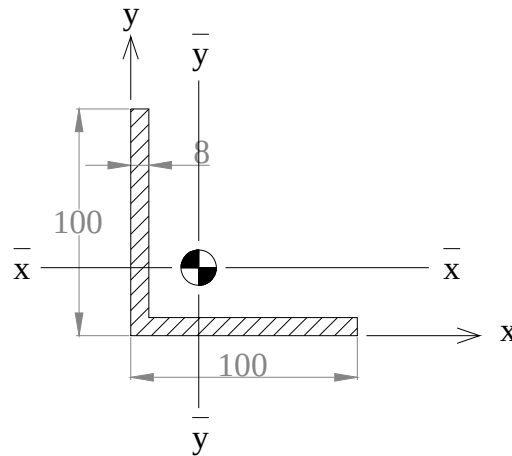


Figura 3.8 Perfil de 100 x 100 x 8 mm.

a) Cálculo de la distancia del eje neutro a la fibra en estudio más alejada

Como se muestra en la figura 3.8, el eje neutro no se encuentra en la mitad del perfil, de modo que se debe calcular primero las distancias de los ejes de referencia al centroide de la figura con las siguientes expresiones:

$$\bar{y} = \frac{\sum A_i \cdot \bar{y}_i}{\sum A_i} \quad (3.17)$$

$$\bar{x} = \frac{\sum A_i \cdot \bar{x}_i}{\sum A_i} \quad (3.18)$$

Reemplazando los valores tomados de la figura 3.8 en las ecuaciones (3.17) y (3.18) resulta:

$$\bar{y} = \frac{0,008 \cdot 0,092 \cdot 0,054 + 0,1 \cdot 0,008 \cdot 0,004}{0,008 \cdot 0,092 + 0,1 \cdot 0,008} = 0,03[m]$$

$$\bar{x} = \frac{0,092 \cdot 0,008 \cdot 0,004 + 0,008 \cdot 0,1 \cdot 0,05}{0,0092 \cdot 0,008 + 0,008 \cdot 0,1} = 0,03[m]$$

Con los valores del centroide de la figura, la distancia del eje neutro a la fibra en estudio mas alejada queda:

$$c = 0,1 - 0,03 = 0,07[m]$$

b) Cálculo del momento de inercia

Para el cálculo del momento de inercia del perfil ángulo de la figura 3.8, se debe tener en consideración que el centroide no se encuentra ubicado a la mitad de la figura, de modo que se debe calcular por la siguiente fórmula:

$$I_{xx} = \Sigma(I_{xxi} + A_i \cdot d_i^2) \quad (3.19)$$

$$I_{yy} = \Sigma(I_{yyi} + A_i \cdot d_i^2) \quad (3.20)$$

Con respecto a la figura 3.8 y cálculos anteriores, se pueden obtener los datos requeridos y reemplazados en la ecuación (3.19) y (3.20), se obtiene:

$$I_{xx} = \Sigma \left(\frac{0,008 \cdot 0,092^3}{12} + 0,008 \cdot 0,092 \cdot 0,024^2 \right) + \left(\frac{0,1 \cdot 0,008^3}{12} + 0,1 \cdot 0,008 \cdot 0,026^2 \right)$$

$$I_{xx} = 1,49 \cdot 10^{-6} [m^4]$$

$$I_{YY} = \Sigma \left(\frac{0,092 \cdot 0,008^3}{12} + 0,092 \cdot 0,008 \cdot 0,026^2 \right) + \left(\frac{0,008 \cdot 0,1^3}{12} + 0,008 \cdot 0,1 \cdot 0,02^2 \right)$$

$$I_{YY} = 1,49 \cdot 10^{-6} [m^4]$$

c) Distancia entre centros

Se estimó una distancia entre centro de ejes, según diseño de la máquina.

$$L = 0,9[m]$$

Obtenidos todos los valores necesarios para el cálculo de la fuerza de aplicación en el curvado para el del perfil ángulo 100x100x8 mm , se tiene:

$$F = \frac{6 \cdot \sigma_f \cdot I}{c \cdot L} = \frac{6 \cdot 270 \cdot 10^6 \cdot 1,49 \cdot 10^{-6}}{0,07 \cdot 0,9} = 38.314 [N]$$

Redondeando,

$$F = 38.500 [N]$$

3.3.5) Perfil tubular

El mayor perfil de sección transversal tubular a curvar será:

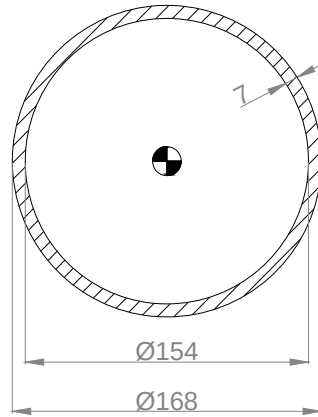


Figura 3.9 Perfil tubular $\phi = 6''$

a) Cálculo del momento de inercia

Para el cálculo del momento de inercia circular se tiene que:

$$I = \frac{\pi \cdot (\phi_e^4 - \phi_i^4)}{64} \quad (3.21)$$

Donde:

ϕ_e = Diámetro exterior [m]

ϕ_i = Diámetro interior [m]

Con respecto a la figura 3.9 se pueden obtener los datos requeridos y reemplazados en la ecuación (3.21), se obtiene:

$$I = \frac{\pi}{64} \cdot (0,168^4 - 0,154^4) = 1,15 \cdot 10^{-5} [m^4]$$

b) Cálculo de la distancia del eje neutro a la fibra en estudio más alejada

Como se muestra en la figura 3.9 el eje neutro se encuentra a la mitad de la altura del perfil, de modo que reemplazando los valores en la ecuación (3.16) se tiene:

$$c = \frac{0,168}{2} = 0,084[m]$$

c) Distancia entre centros

Se estimó una distancia entre centro de ejes, según diseño de la máquina.

$$L = 0,9[m]$$

Obtenidos todos los valores necesarios para el cálculo de la fuerza de aplicación en el curvado para el perfil tubular $\phi = 6''$, se tiene:

$$F = \frac{6 \cdot \sigma_f \cdot I}{c \cdot L} = \frac{6 \cdot 270 \cdot 10^6 \cdot 1,15 \cdot 10^{-5}}{0,084 \cdot 0,9} = 246.430[N]$$

Redondeando,

$$F = 247.000[N]$$

3.3.6) Perfil redondo macizo

El mayor perfil redondo macizo de sección transversal circular a curvar será:

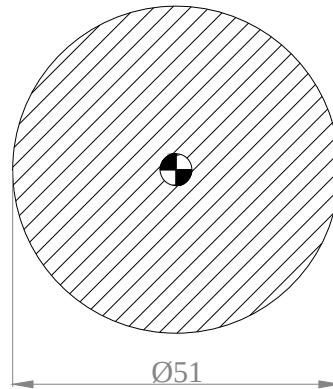


Figura 3.10 Perfil redondo macizo $\phi = 2''$

a) Cálculo del momento de inercia

Con respecto a la figura 3.10 se pueden obtener los datos requeridos y reemplazados en la ecuación (3.21), se obtiene:

$$I = \frac{\pi \cdot 0,051^4}{64} = 3,32 \cdot 10^{-7} [m^4]$$

b) Cálculo de la distancia del eje neutro a la fibra en estudio más alejada

Como se muestra en la figura 3.10 el eje neutro se encuentra a la mitad de la altura del perfil, de modo que reemplazando los valores en la ecuación (3.16) se tiene:

$$c = \frac{0,051}{2} = 0,0255[m]$$

c) Distancia entre centros

Se estimó una distancia entre centro de ejes, según diseño de la máquina.

$$L = 0,9[m]$$

Obtenidos todos los valores necesarios para el cálculo de la fuerza de aplicación en el curvado para el perfil tubular $\phi = 6"$, se tiene:

$$F = \frac{6 \cdot \sigma_f \cdot I}{c \cdot L} = \frac{6 \cdot 270 \cdot 10^6 \cdot 3,32 \cdot 10^{-7}}{0,0255 \cdot 0,9} = 23.435[N]$$

Redondeando,

$$F = 24.000[N]$$

3.3.7) Perfil en H

El mayor perfil de sección transversal en H a curvar será:

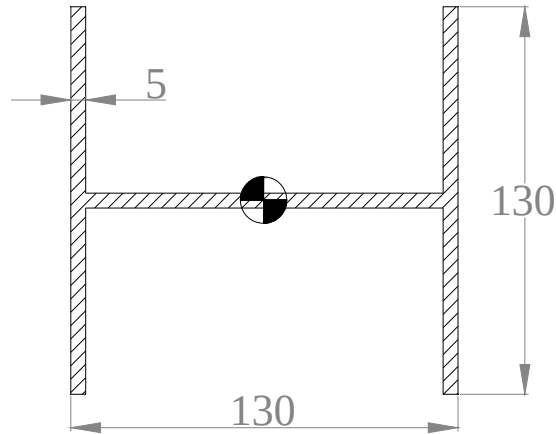


Figura 3.8 Perfil en H de 130 x 130 x 5 mm.

d) Cálculo del momento de inercia

Con respecto a la figura 3.8, se pueden obtener los datos requeridos y reemplazados en la ecuación (3.15), se obtiene:

$$I = \frac{0,13 \cdot 0,13^3}{12} - 2 \left(\frac{0,12 \cdot 0,0625^3}{12} \right) = 1,892 \cdot 10^{-5} [m^4]$$

e) Cálculo de la distancia del eje neutro a la fibra en estudio más alejada

Como se muestra en la figura 3.8, el eje neutro se encuentra a la mitad de la altura del perfil, de modo que reemplazando los valores en la ecuación (3.16) se tiene:

$$c = \frac{0,13}{2} = 0,065[m]$$

f) Distancia entre centros

Se estimó una distancia entre centro de ejes, según diseño de la máquina.

$$L = 0,9[m]$$

Obtenidos todos los valores necesarios para el cálculo de la fuerza de aplicación en el curvado para el del perfil en H 130x1300x5 mm , se tiene:

$$F = \frac{6 \cdot \sigma_f \cdot I}{c \cdot L} = \frac{6 \cdot 270 \cdot 10^6 \cdot 1,892 \cdot 10^{-5}}{0,065 \cdot 0,9} = 523.385[N]$$

Redondeando,

$$F = 530.000[N]$$

3.3.8) Fuerza máxima de curvado para los perfiles a utilizar por la empresa AGS Ingenieros Limitada.

Mediante los cálculos realizados, se puede concluir que la mayor fuerza de curvado a aplicar corresponde a 530.000[N], la cual se utilizará como fuerza referente para el diseño de la máquina.

CAPÍTULO IV

DISEÑO Y SELECCIÓN DE ACCESORIOS

Dentro del presente capítulo a desarrollar, se abarcara una de las etapas más importante en este Seminario, la cual consiste en el diseño y la selección de accesorios. A partir de esto, se podrá avanzar de manera segura a lo que será el modelo final y los mecanismos a utilizar, los cuales podrán dar forma a los requerimientos deseados para la máquina curvadora a diseñar.

4.1) Movimiento de los rodillos

En el proceso de curvado, los rodillos inferiores ejercerán 2 movimientos, los cuales serán de forma angular y rotatoria. Se ha pensado de esta manera debido a la gran variedad de tamaños de los perfiles a curvar, considerando particularmente a las secciones transversales del perfil. Cuando los perfiles a curvar sean cada vez de secciones transversales más pequeñas, los rodillos se juntarán cada vez más, logrando de esta manera obtener curvas de menor radio. Debido a lo anterior, los rodillos ejercerán movimiento angular, como lo muestra la figura 4.1.

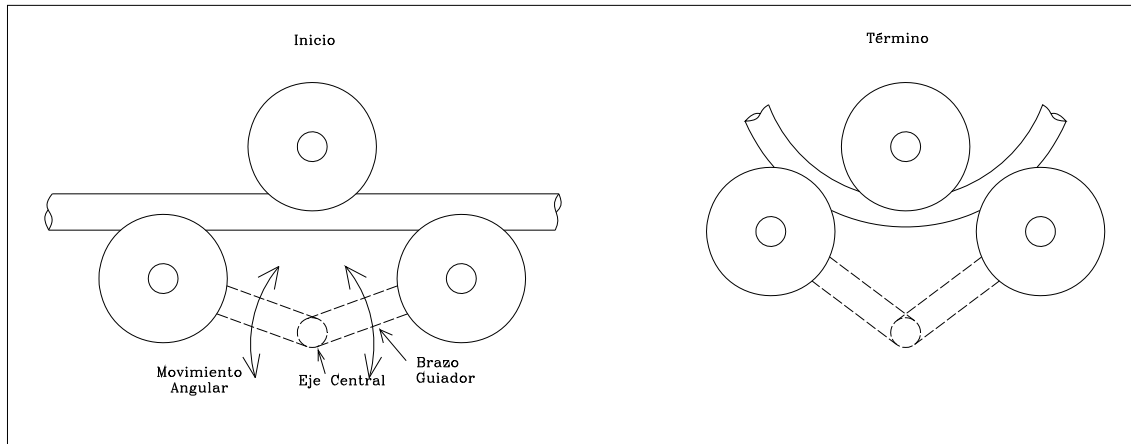


Figura 4.1 Movimiento angular de los rodillos inferiores.

Como se muestra en la figura 4.1, los rodillos inferiores se moverán angularmente mediante brazos guiadores unidos a un eje central. Estos les permitirán subir y además acercarse al rodillo superior el cual sólo tendrá movimiento rotatorio.

4.1.1) Movimiento angular

El accionamiento de los rodillos para poder ejercer su movimiento angular se realizará mediante cilindros oleohidráulicos, de manera que la fuerza que tendrán que ejercer estos rodillos será muy elevada, y mediante estos actuadores se logrará ejercer con efectividad.

4.1.2) Movimiento rotatorio

El movimiento rotatorio de los rodillos se efectuará mediante Motorreductores, ya que el torque requerido es muy alto y además la velocidad de giro es muy reducida.

4.2) Cálculo de cilindro oleohidráulico

La fuerza que debe ejercer el cilindro debe ser la misma que ejercerá cada rodillo, los cuales se tomarán como reacciones de apoyo al ejercer la fuerza de reacción F del rodillo superior según la figura 4.2. (Fuerzas analizadas en el capítulo 3).

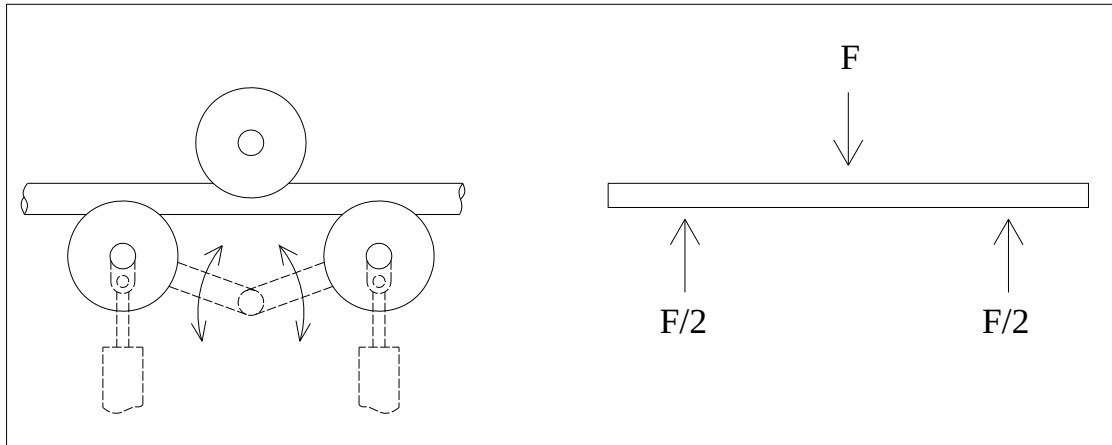


Figura 4.2 Fuerza de curvado.

Por lo tanto, la fuerza que debe ejercer el cilindro es:

$$F_c = \frac{F}{2} \quad (4.1)$$

Donde:

F_c = Fuerza del cilindro $[N]$

F = Fuerza de curvado $[N]$

Según cálculos realizados en el capítulo 3, se consideró que la fuerza de curvado debiese ser:

$$F = 530.000[N]$$

Reemplazando F en la ecuación (4.1), resulta que la fuerza del cilindro es:

$$F_c = \frac{530.000}{2} = 265.000[N]$$

4.2.1) Plano hidráulico

Se ha diseñado un circuito hidráulico, el cual muestra la manera en como los cilindros actuarán, con sus respectivos accesorios para un correcto funcionamiento.

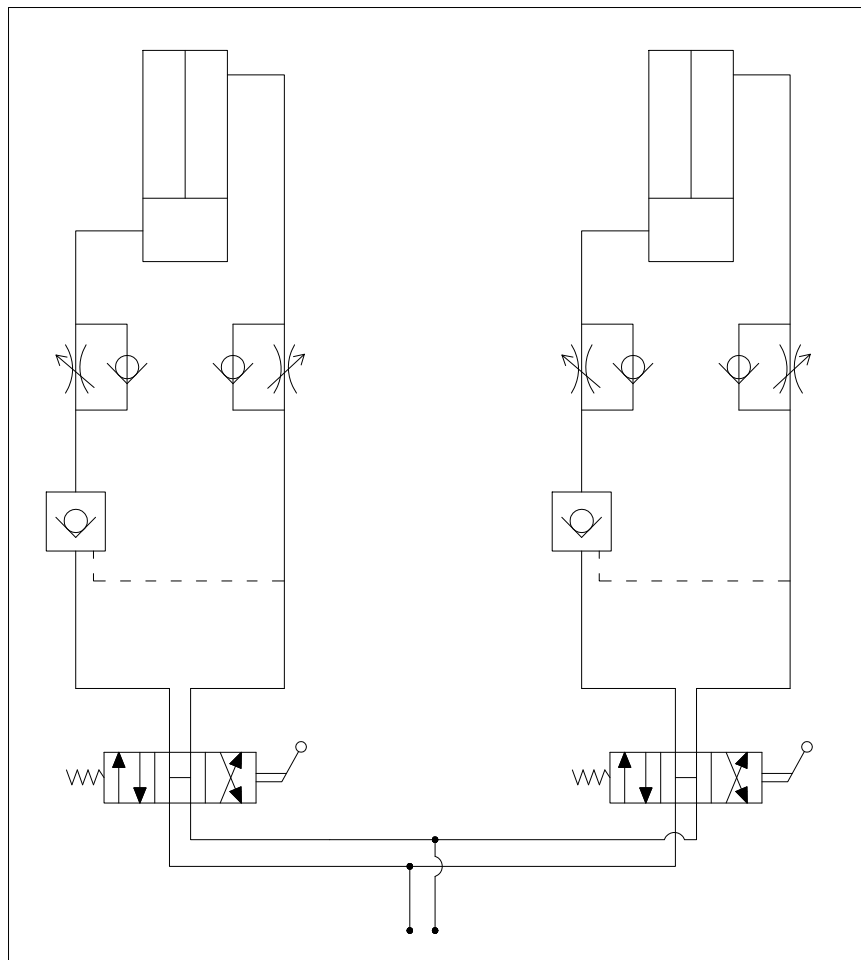


Figura 4.3 Circuito hidráulico de la máquina.

4.2.2) Diámetro del cilindro.

Se realizarán los cálculos estimando una presión basada en los datos de la central oleohidráulica dispuesta en la empresa que entregará la potencia de fluido. La presión corresponde a:

$$P = 17.3[MPa] \approx (2.500\text{ psi})$$

Donde:

$$P = \text{Presión del cilindro } [MPa]$$

Se sabe que la fórmula de presión es:

$$P = \frac{F}{A} \quad (4.2)$$

Donde:

$$A = \text{Área del cilindro } [m^2]$$

Despejando el área de la ecuación (4.2) y reemplazando los valores queda:

$$A = \frac{F}{P} = \frac{265.000}{17,3 \cdot 10^6} = 0,0153[m^2]$$

Como la fórmula del área es:

$$A = \frac{\pi \cdot \phi_c^2}{4} \quad (4.3)$$

Donde:

$$\phi_c = \text{Diámetro del cilindro } [m]$$

Despejando el diámetro del cilindro de la ecuación (4.3) y reemplazando los valores se tiene que:

$$\phi_c = \sqrt{\frac{4 \cdot A}{\pi}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,0153}{\pi}} = 0,14[m] \approx (5,6")$$

Como en el mercado del rubro hidráulico no existen cilindros del diámetro obtenido, por lo tanto se aproximará a un número cercanamente mayor, quedando:

$$\phi_c = 0,15[m] \approx (6") \text{ (Largo de carrera} = 16")$$

4.2.3) Fuerza real ejercida por el cilindro

La fuerza que realmente ejercerá el cilindro será la calculada con el diámetro definitivo, o sea con el diámetro real del cilindro. De modo que al aumentar el diámetro, se aumentará la fuerza aunque la presión sea constante

Según la ecuación (4.3), la nueva área será:

$$A = \frac{\pi \cdot \phi_c^2}{4} = \frac{\pi \cdot 0,15^2}{4} = 0,018[m^2]$$

De este modo, al despejar la fuerza de la ecuación (4.2) y reemplazar resulta:

$$F_R = P \cdot A = 17,3 \cdot 10^6 \cdot 0,018 = 324.700[N] \cong 325.000[N]$$

Donde:

$$F_R = \text{Fuerza real del cilindro } [N]$$

De este modo, se ha calculado la fuerza real que ejercerá el cilindro al ser accionado oleohidráulicamente, de manera que el valor obtenido será finalmente el que estará actuando en el proceso de curvado. Este será usado para cálculos posteriores ya sean en los demás mecanismos asociados a él, como en la estructura de la máquina a diseñar.

4.2.4) Caudal del cilindro

Se calculará el caudal requerido por el cilindro para que su accionamiento se realice de manera adecuada.

Según fórmula de caudal se tiene que:

$$Q = V \cdot A \quad (4.4)$$

Donde:

$$Q = \text{Caudal del cilindro } \left[\frac{m^3}{s} \right]$$

$$V = \text{Velocidad del vástago } \left[\frac{m}{s} \right]$$

$$A = \text{Área del cilindro } [m^2]$$

Con el área real calculada anteriormente y estimando una velocidad de $0,016 \left[\frac{m}{s} \right]$, se reemplazarán los valores en la ecuación (4.4) quedando:

$$Q = 0,016 \cdot 0,018 = 2,88 \cdot 10^{-4} \left[\frac{m^3}{s} \right] \approx 17,28 [lpm] = 4,6 [GPM]$$

4.2.5) Selección de accesorios del accionamiento oleohidráulico

Se seleccionarán los accesorios oleohidráulicos presentes en el plano, de modo que permita un correcto funcionamiento de los cilindros.

A petición de la empresa AGS Ingenieros, se pide la selección de los accesorios más importantes como válvulas direccionales, de retención y de flujo. Lo que es accesorios de conexión, como mangueras tuercas de unión, acoples y tuercas de fijación no se debe seleccionar, de modo que en la etapa de fabricación de la máquina, por parte de la empresa, se pedirán los demás accesorios de acuerdo a las medidas correspondientes.

La selección se realizará según catálogos de Vignola.

a) Válvulas direccionales

Se selecciona una válvula de dirección manual de 4 vías y tres posiciones de vuelta con resorte.

(Ver anexo de válvulas direccionales, manuales en bloque)

Digito	0322210-1
Catálogo	RD-2575-T4 ESA1
Capacidad	20 GPM
Presión Máxima	3000 PSI

b) Válvulas de retención

Se selecciona válvula de retención en líneas

(Ver anexo de válvulas de retención)

Digito	0325500-K
Catálogo	ADRL-15
Presión máxima	350 BAR
Capacidad	60 (lt/min)

c) Válvulas reguladoras de flujo

Se selecciona válvula reguladora de flujo

(Ver anexo de válvulas de flujo)

Digito	0326333-9
Catálogo	F600S
Capacidad	0 a 8 GPM
Presión máxima	5000 psi

4.3) Cálculo de Torque

Otro movimiento que se produce en los rodillos será el rotatorio, el cual generará un torque al momento de presionar y arrastrar al perfil, como se muestra en la figura (4.4).

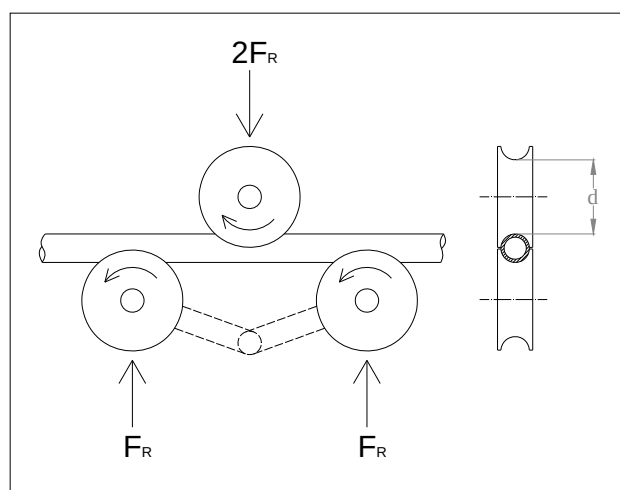


Figura 4.4 Movimiento rotatorio de los rodillos.

El torque esta dado por:

$$T = F_r \cdot \frac{d}{2} \quad (4.5)$$

Donde:

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

$$F_r = \text{Fuerza de roce } [N]$$

$$d = \text{Diámetro del rodillo en contacto } [m]$$

Se considerará para efectos de diseño un diámetro del rodillo en contacto igual a:

$$d = 0,22[m]$$

Además, la fuerza de roce se obtiene como:

$$F_r = F \cdot \mu \quad (4.6)$$

Donde:

$$F_r = \text{Fuerza de roce } [N]$$

$$\mu = \text{Coeficiente de roce}$$

El coeficiente de roce estático del acero al carbono es:

$$\mu = 0,15$$

Según lo descrito anteriormente, se puede representar en la figura 4.5 en el modo de generarse la fuerza de roce a través de su coeficiente.

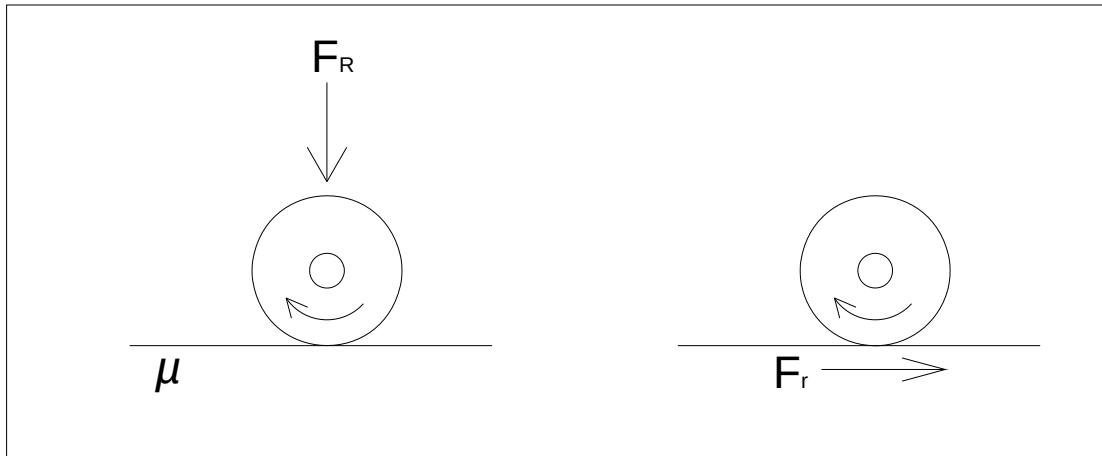


Figura 4.5 Generación de la fuerza de roce

4.3.1) Torque rodillos inferiores

Para calcular el torque necesario que se debe realizar en los rodillos inferiores, debemos calcular la fuerza de roce expresada en la ecuación (4.6) y reemplazando los valores ya obtenidos en cálculos anteriores resulta:

$$F_r = 325.000 \cdot 0,15 = 48.750[N]$$

De este modo, con la expresión de torque de la ecuación (4.5) y reemplazando los valores, se tiene:

$$T_I = 48.750 \cdot \frac{0,22}{2} = 5.363[N \cdot m]$$

Donde:

$$T_I = \text{Torque rodillo inferior } [N \cdot m]$$

4.3.2) Torque rodillo superior

El torque en el rodillo superior se puede expresar como:

$$T_s = 2 \cdot T_I \quad (4.7)$$

Donde:

$$T_s = \text{Torque rodillo superior}$$

Reemplazando se tiene que:

$$T_s = 2 \cdot 5.363 = 10.726 [N \cdot m]$$

4.3.3) Torque distribuido

Los torques calculados para el rodillo superior y para los rodillos inferiores se consideraron por separado uno del otro, ya sean como si estuviera actuando el rodillo superior por si solo o como si estuvieran actuando los dos rodillos inferiores juntos solamente.

Según los cálculos realizados, el torque necesario para arrastrar al perfil es:

$$T = 10.726 [N \cdot m]$$

Como el torque es dependiente de la fuerza de roce y ésta a su vez de la fuerza normal ejercida, se distribuirán los torques a través de un factor de distribución mostrado en la figura 4.6.

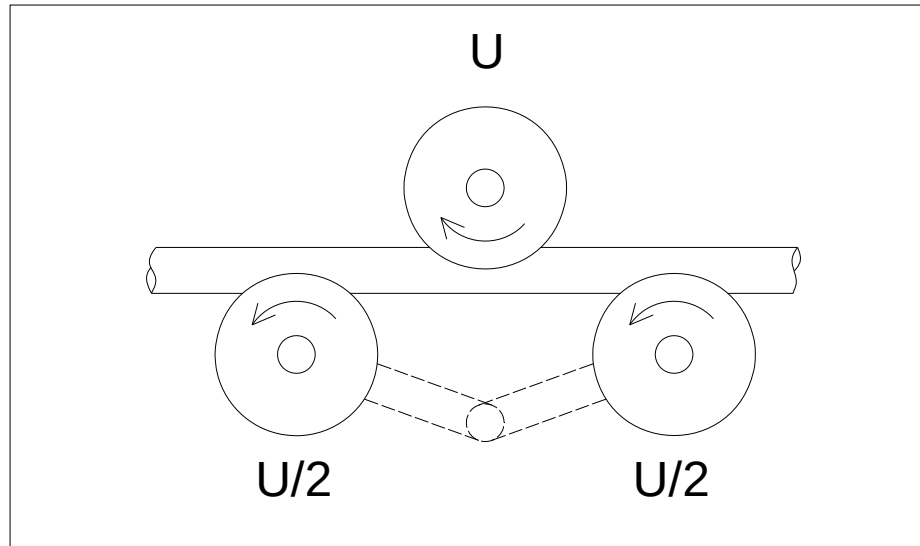


Figura 4.6 Distribución de torque según factor de distribución.

Donde:

U = Factor de distribución

Según lo mostrado en la figura, la distribución de torque resulta como:

$$U + \frac{U}{2} + \frac{U}{2} = T$$

$$U = \frac{T}{2} \quad (4.8)$$

Reemplazando valores se expresan los torques finales como:

$$T_s = 5.363 [N \cdot m]$$

$$T_l = 2.682 [N \cdot m]$$

4.4) Cálculo y selección de cadenas y engranajes

El accionamiento por medio de cadena de rodillos y engranajes, constituye un sólido y seguro sistema de transmisión de la energía mecánica. Para obtener un resultado óptimo de la transmisión de este tipo, es fundamental seleccionar correctamente la cadena y engranajes respectivos.

Las transmisiones a cadena reúnen las siguientes ventajas:

- No se producen resbalamientos.
- Se mantiene constante la relación de velocidades.
- El rendimiento es elevado: 98%.
- La carga repartida sobre varios dientes del piñón prolonga la vida útil de la cadena.
- La clásica elasticidad de la cadena, sumada a la película lubricante que se forma entre las partes movibles, amortiguan los golpes por cargas intermitentes.

4.4.1) Método para seleccionar un mando a cadena.

- a) Establecer la relación de transmisión dividiendo las RPM del eje motriz por las RPM del eje seleccionado. No es conveniente proyectar mandos con relaciones mayores de 8 a 1.
- b) Corregir la potencia a transmitir por medio de la tabla de factores de servicio.
- c) Buscar en las tablas de potencia, en base a las RPM del eje motriz, qué cadena y cantidad de dientes son necesarios para transmitir los HP ya corregidos, evitando en lo posible usar piñones menores de 15 dientes.

- d) Multiplicar la cantidad de dientes del piñón por la relación de transmisión para establecer los dientes de la rueda. En caso de resultar una cantidad de dientes fuera de lo normal, se optará por la más próxima, aumentando o disminuyendo proporcionalmente la cantidad de dientes del piñón para mantener la relación de transmisión.
- e) Controlar si los engranajes elegidos reúnen las dimensiones necesarias para el caso:
- Diámetro exterior accesible al lugar disponible
 - Diámetro de la maza adecuada para el eje que se va a montar. De resultar escasa, se tomara un piñón mayor y se aumentará proporcionalmente la rueda, manteniendo siempre la relación de transmisión.
 - Ancho máximo que no exceda el disponible y controlar a la vez el ancho exterior sobre cabezas de pernos en la cadena elegida.
- f) Se optará por cadena de doble o triple hilera (doble o triple capacidad de potencia) en el supuesto caso de que surjan algunos de lo inconvenientes que a continuación se mencionan:
- Limitaciones de espacio que obliguen a elegir una cadena de menor paso, resultando por lo tanto más chicos los engranajes.
 - Velocidades excesivas para la cadena de simple hilera elegida.

Se presenta a continuación, la tabla de factores de servicio mencionada anteriormente:

Tabla 4.1 factores de servicios

Condiciones de Trabajo	Motor Eléctrico		Motor Diesel	
	8–10 hrs.	24 hrs.	8–10 hrs.	24 hrs.
Uniforme	1,00	1,25	1,25	1,5
Semi Pesado	1,25	1,5	1,5	1,75
Pesado	1,5	1,75	1,75	2,00

4.4.2) Cálculo de cadena y engranajes

Para la transmisión de cadena se dispondrá de un motorreductor, con una potencia de 2,2KW , el cuál se puede encontrar con torques elevados y bajísimas velocidades de salida. Cabe decir, que los datos incluidos se consideraron bajo criterio del autor en forma conjunta con la empresa AGS ingenieros, con el objetivo de realizar un adecuado cálculo en diseño de la máquina.

Datos:

Velocidad eje motriz: 5,5 rpm

Velocidad del eje accionado: 3,5 rpm

Motor eléctrico de 3HP trabajando 8 hrs. diarias con servicio pesado.

Relación:

$$\frac{5,5}{3,5} = 1,57$$

Potencia Corregida:

$$3HP \cdot 1,5 = 4,5HP$$

Con el dato de la potencia corregida, se busca en la tabla de potencias (ver anexo) en base a las RPM del eje motriz resultando:

Cadena:

$$1 \frac{1}{4}'' \text{ Con piñón de 17 dientes. (ASA 100)}$$

Engranaje del eje accionado:

$$17 \cdot 1,57 = 27 \text{ Dientes}$$

Al tener calculados los dientes del engranaje y piñón, se deberá verificar en la tabla de “piñones y ruedas para cadenas a rodillo – paso $1\frac{1}{4}$ ” (ver anexo).

Tras una verificación de los datos obtenidos, se observó que el engranaje no cumple con la dimensión del diámetro de la maza requerida, de manera que se aumentará el número de dientes hasta cumplir con lo deseado, y a su vez se aumentará el número de dientes del piñón para mantener de manera aproximada la relación de transmisión.

El nuevo engranaje y piñón seleccionado es:

Engranaje: 28 dientes con un diámetro primitivo de $283,6[mm]$.

Piñón: 18 dientes con un diámetro primitivo de $182,8[mm]$

Se elegirá el engranaje y piñón para cadena de doble hilera, de modo que la carga de rotura sea aproximadamente siete veces mayor a la carga de trabajo. Esto es según las consideraciones que se deben realizar al momento de tener velocidades de trabajo relativamente bajas.

4.4.3) Torque requerido por el piñón

Se calculará el torque que se requerirá en el piñón, de modo que sirva como dato al momento de seleccionar torque del motorreductor a utilizar.

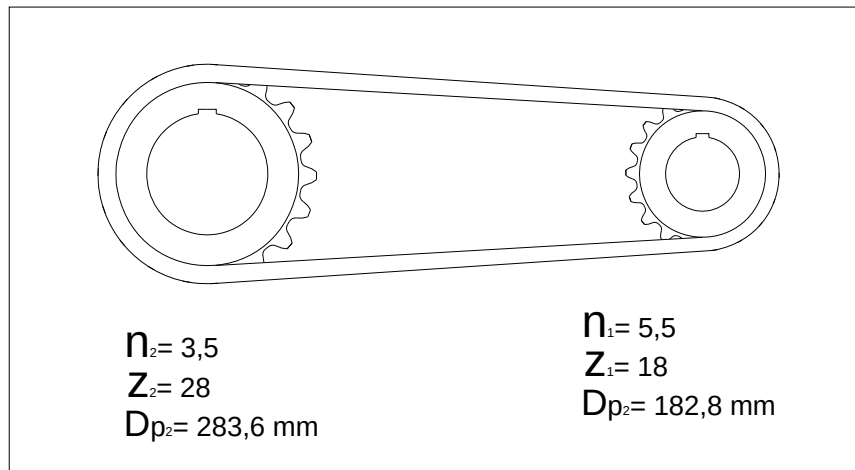


Figura 4.7 Esquema de transmisión por cadena.

Donde:

$n =$ Velocidad de giro $[rpm]$.

$Z =$ Numero de dientes.

$D_p =$ Diámetro primitivo.

El cálculo se realizará refiriéndose al eje superior, ya que el torque requerido es mayor que en los ejes inferiores.

Se sabe que el torque que debe realizar el eje es:

$$T_1 = 5.363 [N \cdot m]$$

Para calcular la fuerza requerida por la cadena, se emplea la siguiente ecuación de torque:

$$T = F \cdot \frac{D}{2} \quad (4.9)$$

De modo que despejando la fuerza y reemplazando los datos resulta:

$$F = \frac{2 \cdot T_2}{D_{p2}} = \frac{2 \cdot 5363}{0,2836} = 37.821 [N]$$

Con la fuerza requerida ya calculada, el torque en el piñón deberá ser:

$$T_1 = F \cdot \frac{D_{p1}}{2} = 37821 \cdot \frac{0,1828}{2} = 3.456 [N \cdot m]$$

4.5) Esquema de accionamientos de los rodillos y selección de motorreductores

El giro de los rodillos se realizará por medio de motorreductores, los cuales son capaces de generar un alto torque a muy baja velocidad de giro. Se considerarán 2 de ellos para el diseño, uno para accionar el rodillo superior y otro para accionar en forma conjunta los 2 inferiores.

La disposición de los motorreductores y los mecanismos pensados para el accionamiento de los rodillos se mostrará esquemáticamente en la figura 4.8.
(Ver anexo de Motorreductor).

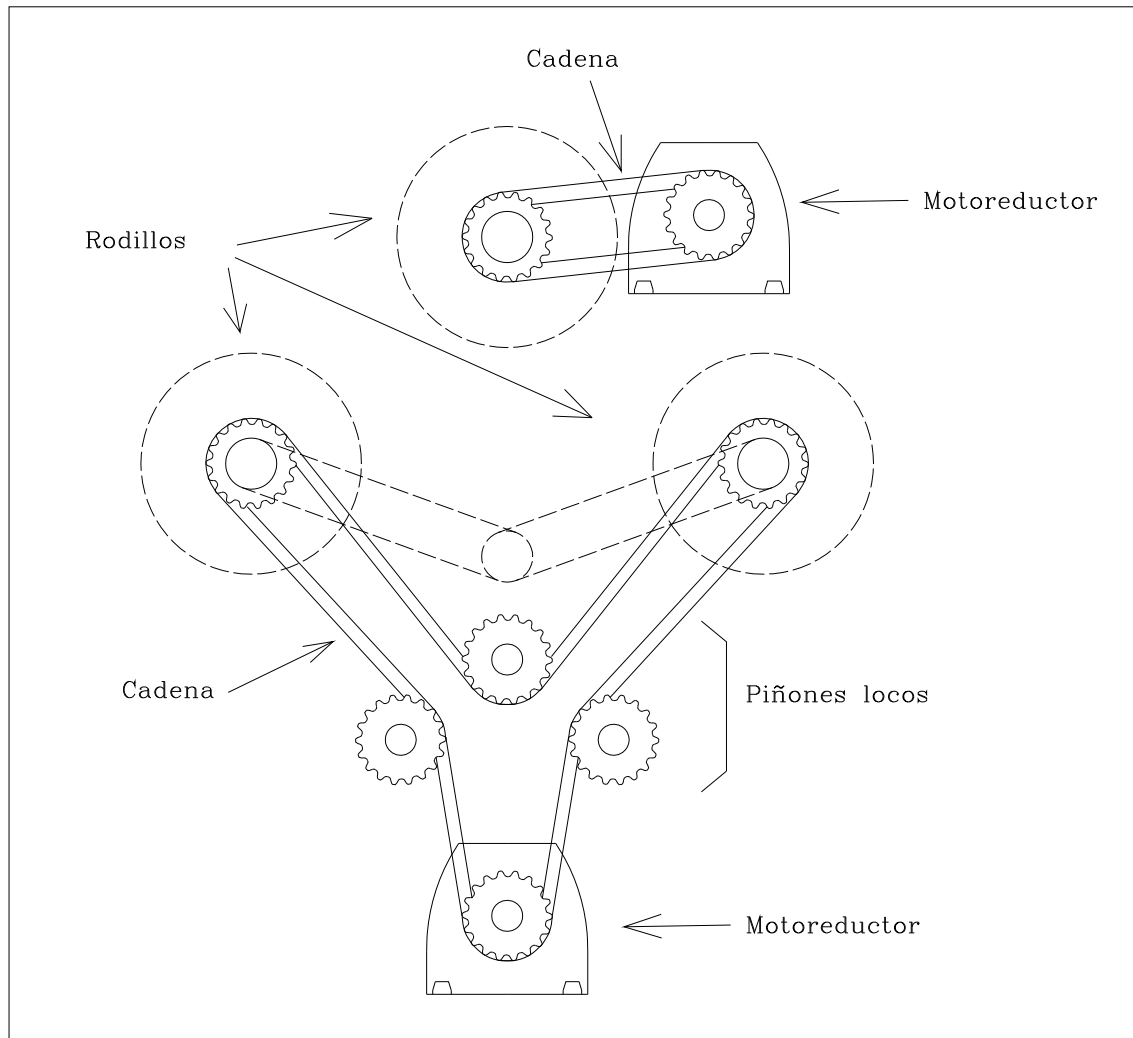


Figura 4.8 Esquema de mecanismos y disposición de motorreductores.

El esquema muestra la forma en que los motorreductores se ubicarán para poder accionar los rodillos. A través de cadenas se transmitirá el torque a los ejes en los cuales estarán ubicados los rodillos.

Una de las claves para poder transmitir torque a los dos rodillos inferiores, los cuales se moverán durante el proceso de curvado, será por medio de piñones locos, de modo que tendrán la función de mantener tensada la cadena.

4.5.1) Velocidad de giro de los rodillos

Una de las consideraciones a tomar en cuenta es la velocidad de giro de los rodillos. Los tres deben girar a una misma velocidad para que no se produzcan resbalamientos al momento de arrastrar el perfil, ya que el torque de los motorreductores se vería afectado bruscamente, produciría ralladura en el perfil y el trabajo quedará mal realizado.

Esto se explica, ya que al realizar el proceso de curvado, éste debe ser lo más lento posible, de modo que la deformación que se produzca se realice de manera adecuada para que no aparezcan rupturas en las zonas curvadas.

En base a lo mencionado, la velocidad de giro que tendrán los rodillos será una sola. De la misma manera, los motorreductores tendrán una misma velocidad entre ellos.

Según parámetros de diseño, la velocidad de los motorreductores será de:

$$n = 5,5[rpm]$$

4.5.2) Selección de motorreductores

El torque que debe ejercer el motorreductor que accionará al rodillo superior deberá ser el mismo que ejercerán en conjunto los dos rodillos inferiores con el otro motorreductor, como se muestra en la figura 4.8. Esto conlleva a que los dos motorreductores deberán tener el mismo torque y la misma velocidad de giro.

El torque requerido por los motorreductores deberá ser sobre:

$$T = 3.456[N \cdot m]$$

Por lo tanto, se selecciona motorreductor según catálogo SEW-EURODRIVE de la empresa SEW

Modelo : R137 – DV – 132S8

Potencia : $P = 2,2[KW] = 3HP$

Velocidad : $n = 5,5[rpm]$

Torque : $T = 3.850[N \cdot m]$

Reducción : $i = 128,18$

Fac. de Serv.: $SEW_f = 2,1$ (factor de servicio)

4.6) Cálculo de ejes

El diseño de la máquina constará de 3 ejes principalmente, en los cuales se transmitirá el torque a través de una rueda dentada y se ubicarán los rodillos en los cuales se montarán los perfiles, como lo muestra la figura 4.9.

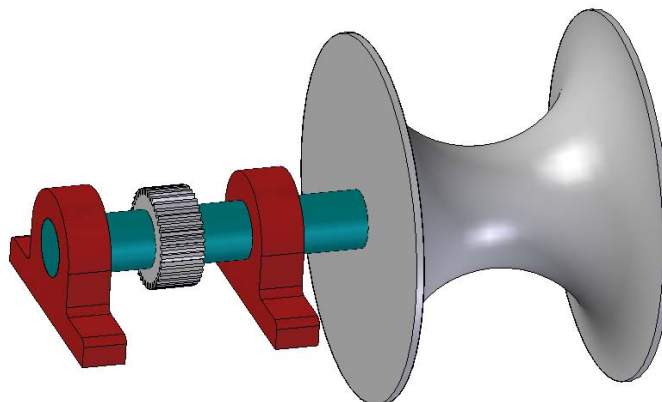


Figura 4.9 Esquema del eje.

4.6.1) Ecuación del código ASME

La ecuación el código ASME es utilizada para el cálculo de árboles o ejes sometidos a flexión y torsión, especialmente cuando se genere una concentración de esfuerzos al existir un chavetero. Para un eje macizo con carga axial pequeña o nula, está dada por:

$$d^3 = \frac{16}{\pi \cdot \sigma_s} \sqrt{(K_b \cdot M_b)^2 + (K_t \cdot M_t)^2} \quad (4.10)$$

Donde:

d = Diámetro $[m]$.

σ_s = Esfuerzo permisible $[Pa]$.

M_b = Momento flector $[N \cdot m]$.

M_t = Momento de torsión $[N \cdot m]$.

K_b = Coeficiente combinado de choque y fatiga, aplicado al momento flector.

K_t = Coeficiente combinado de choque y fatiga, aplicado al momento de torsión.

Los valores de K_b y K_t se representan en la siguiente tabla en función de la forma de actuación de la carga aplicada al eje:

Tabla 4.2 Valores de los coeficientes K_b y K_t .

	K_b	K_t
Carga aplicada gradual	1,5	1
Carga repentina (choque menor)	1,5 – 2,0	1,0 – 1,5
Carga repentina (choque fuerte)	2,0 – 3,0	1,5 – 3,0

Al tener el eje con chavetero, el esfuerzo permisible se puede calcular como:

$$\sigma_s = \begin{cases} 0,23 \cdot \sigma_f \\ 0,14 \cdot \sigma_r \end{cases}$$

Donde:

σ_f = Esfuerzo de Fluencia del material [Pa]

σ_r = Esfuerzo de ruptura del material [Pa]

Al realizar los cálculos del esfuerzo permisible, se elige el menor valor obtenido para reemplazarlo en la ecuación del código ASME.

4.6.2) Material a utilizar

El material a utilizar es un acero SAE 4340, el cual es un acero de aleación que responde muy bien al templado en aceite. Su contenido de cromo le permite una buena penetración de la dureza y el molibdeno le da homogeneidad en la dureza y resistencia. Con este acero se obtiene propiedades como buena resistencia al desgaste, tenacidad y ductilidad.

Una de sus principales aplicaciones, es su utilización generalmente en la fabricación de piezas que requieren una buena combinación entre dureza y tenacidad. Tornillería de alta resistencia templada y revenida de gran sección, levas de mando, engranajes para máquinas, eje para vehículos y camiones, discos de freno, cardanes, bielas para motores, y ejes de transmisión de grandes dimensiones.

Tabla 4.3 Propiedades mecánicas del acero al carbono SAE 4340.

Grado del Acero	Resistencia a la tracción σ_r		Límite de Fluencia σ_f		Dureza (Brinell)
	kg/mm^2	MPa	kg/mm^2	MPa	
SAE 4340	125	1250	90	900	353

4.6.3) Cálculo del eje rodillo superior

Para determinar el diámetro del eje, se basará según el esquema mostrado en la figura 4.10, donde da a conocer las ubicaciones de los distintos elementos:

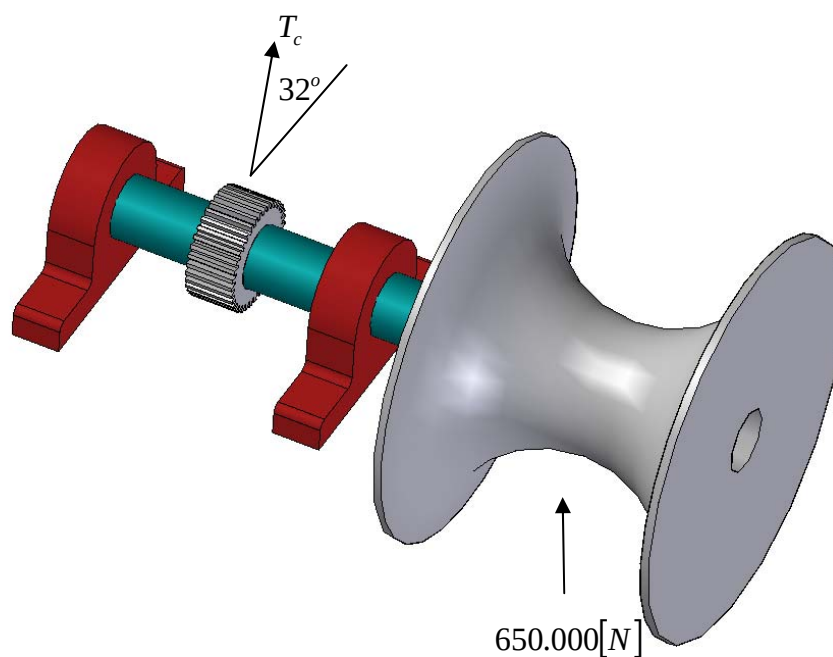


Figura 4.10 Esquema eje rodillo superior.

En base al esquema ya mostrado, se realizará un diagrama de cuerpo libre de la figura mostrada anteriormente.

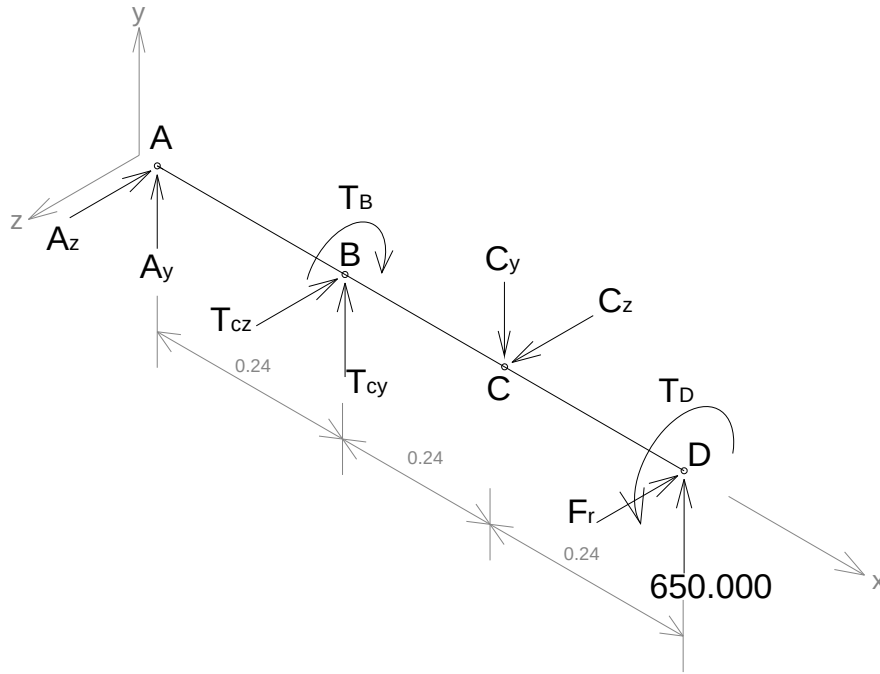


Figura 4.11 Diagrama de cuerpo libre del eje rodillo superior.

El torque que se genera en el eje es:

$$T = 5.363[N \cdot m] = T_B = T_D$$

Donde:

$$T_B = \text{Torque en el punto B } [N \cdot m]$$

$$T_D = \text{Torque en el punto D } [N \cdot m]$$

La tensión que ejercerá la cadena, para transmitir el torque al eje, fue calculada anteriormente resultando una magnitud de:

$$T_C = 37.821[N]$$

Donde:

$$T_C = \text{Tensión de la cadena } [N \cdot m]$$

La cadena se encuentra en un ángulo aproximado de 32° , de modo que la descomposición de fuerzas según los ejes z e y resulta como:

$$T_{Cz} = T_C \cdot \cos 32^\circ = 37.821 \cdot \cos 32^\circ = 32.074 [N]$$

$$T_{Cy} = T_C \cdot \sin 32^\circ = 37.821 \cdot \sin 32^\circ = 20.042 [N]$$

La fuerza de roce que se genera en el rodillo es de:

$$F_r = 48.750 [N]$$

Con los datos necesarios ya obtenidos, se procederá a plantear las siguientes ecuaciones de equilibrio de fuerzas y momento.

$$(\sum F_x = 0) \quad 0 = 0 \quad (4.11)$$

$$(\sum F_y = 0) \quad A_y + T_{Cy} - C_y + 650.000 = 0 \quad (4.12)$$

$$(\sum F_z = 0) \quad -A_z - T_{Cz} + C_z + F_r = 0 \quad (4.13)$$

$$(\sum M_x = 0) \quad -T_B + T_D = 0 \quad (4.14)$$

$$(\sum M_y = 0) \quad 0,24 \cdot T_{Cz} - 0,48 \cdot C_z + 0,72 \cdot F_r = 0 \quad (4.15)$$

$$(\sum M_z = 0) \quad 0,24 \cdot T_{Cy} - 0,48 \cdot C_y + 0,72 \cdot 650.000 = 0 \quad (4.16)$$

Al desarrollar estas ecuaciones, se obtuvo el valor de las reacciones de apoyo resultando:

$$A_y = 314.979 [N]$$

$$A_z = 8.338 [N]$$

$$C_y = 985.021[N]$$

$$C_z = 89.162[N]$$

Con todos los valores ya conocidos, se realizarán los diagramas de corte y momento en sus respectivos planos.

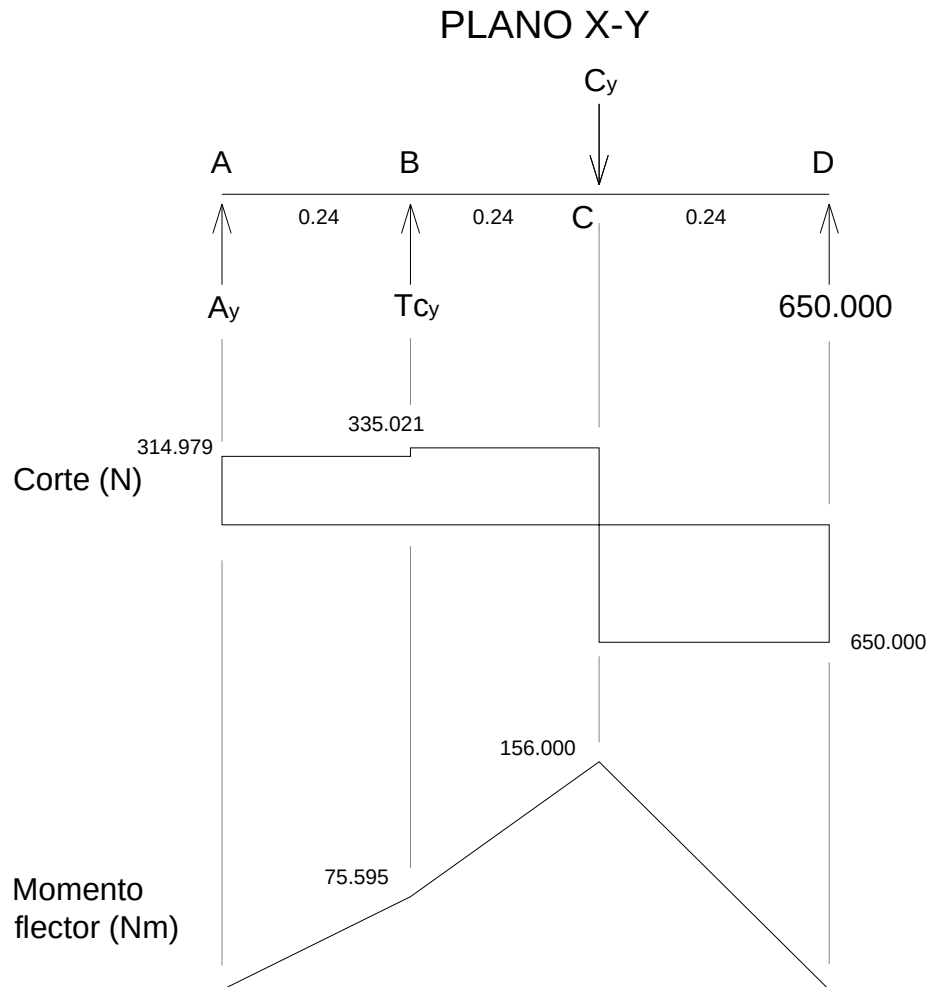


Figura 4.11 Diagrama de corte y momento flector del plano $x - y$.

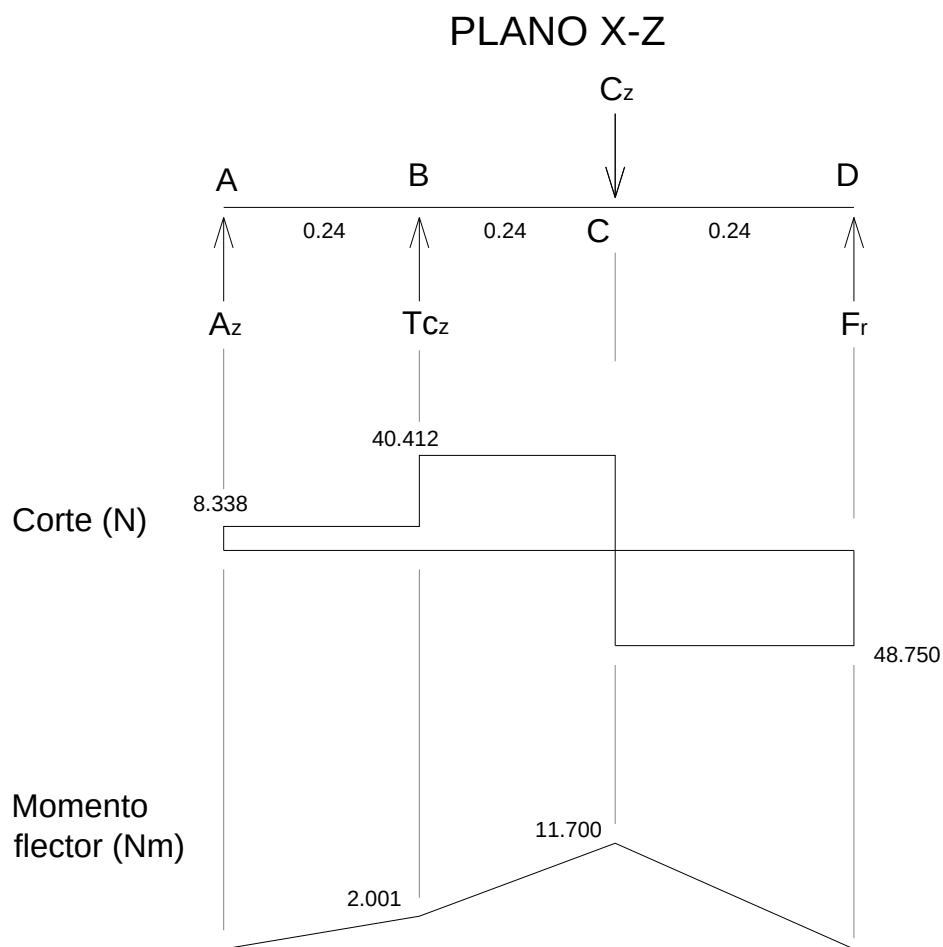


Figura 4.12 Diagrama de corte y momento flector del plano $x-z$.

Según los datos entregados por los diagramas, el momento flector más crítico se presenta en el punto C del eje resultando:

$$M_C = \sqrt{(156.000)^2 + (11.700)^2} = 146.438 [N \cdot m]$$

Al utilizar la ecuación del código ASME, se requiere conocer previamente los coeficientes K_b , K_t y el esfuerzo permisible del material.

$$K_b = 1,5$$

$$K_t = 1,5$$

$$\sigma_s = \begin{cases} 0,23 \cdot \sigma_f = 0,23 \cdot 900 = 207 MPa \\ 0,14 \cdot \sigma_r = 0,14 \cdot 1.250 = 175 MPa \end{cases}$$

De modo que:

$$\sigma_s = 175 MPa$$

Con todos los valores requeridos, se calculará el diámetro del eje según la ecuación (4.10)

$$d^3 = \frac{16}{\pi \cdot 175 \cdot 10^6} \sqrt{(1,5 \cdot 156.438)^2 + (1,5 \cdot 5.363)^2} = 0,19[m]$$

$$d = 0,2[m]$$

4.6.4) Cálculo del eje rodillo inferior

Para determinar el diámetro del eje, se basará según el esquema mostrado en la figura 4.13, donde da a conocer las ubicaciones de los distintos elementos:

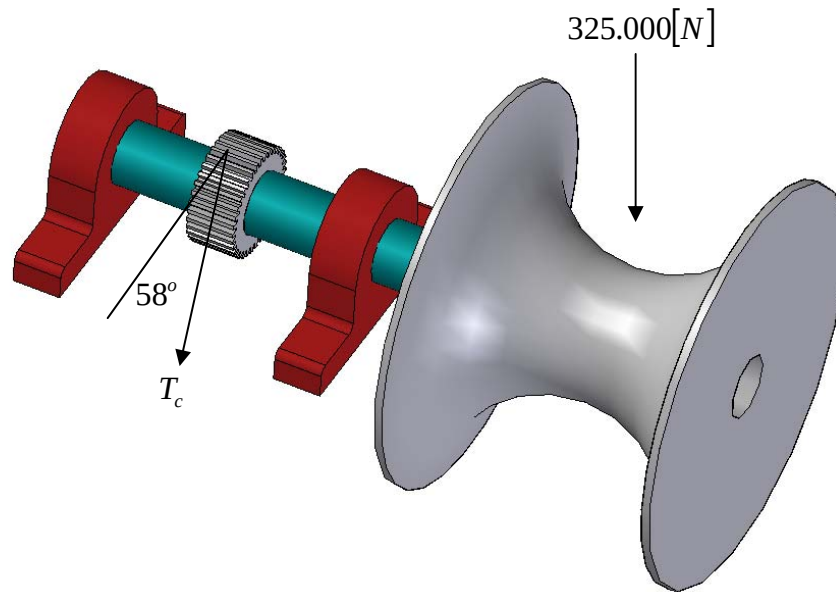


Figura 4.13 Esquema eje rodillo inferior.

En base al esquema ya mostrado, se realizará un diagrama de cuerpo libre de la figura mostrada anteriormente.

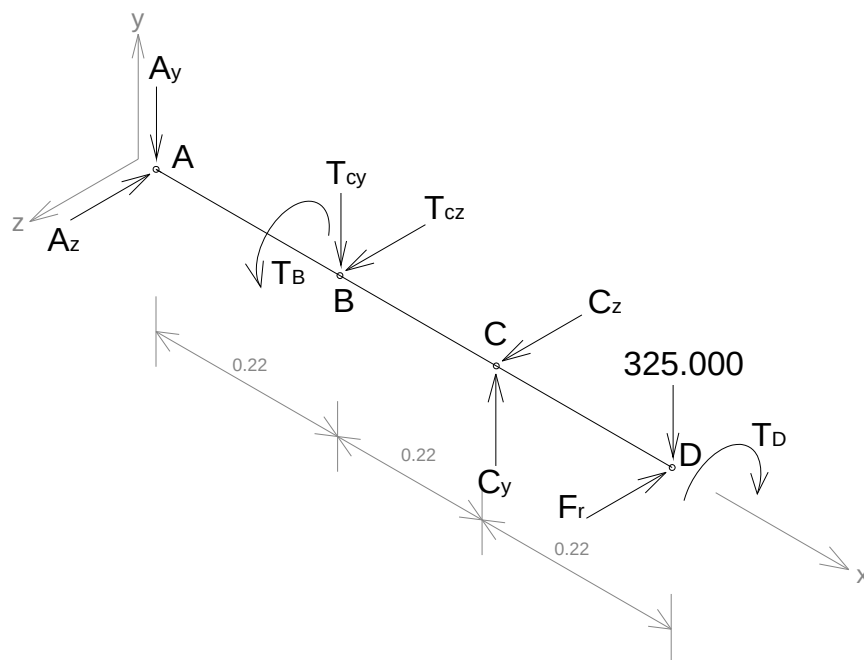


Figura 4.14 Diagrama de cuerpo libre del eje rodillo inferior.

El torque que se genera en el eje inferior es la mitad del generado en el eje superior.

$$T = 2.682[N \cdot m] = T_B = T_D$$

Donde:

$$T_B = \text{Torque en el punto B } [N \cdot m]$$

$$T_D = \text{Torque en el punto D } [N \cdot m]$$

La tensión que ejercerá la cadena, para transmitir el torque al eje inferior, deberá ser la mitad que se ejerció para transmitir el torque al eje superior.

$$T_C = 18.911[N]$$

Donde:

$$T_C = \text{Tensión de la cadena } [N \cdot m]$$

La cadena se encuentra en un ángulo aproximado de 58° , de modo que la descomposición de fuerzas según los ejes z e y resulta como:

$$T_{Cz} = T_C \cdot \cos 58^\circ = 18.911 \cdot \cos 58^\circ = 10.021[N]$$

$$T_{Cy} = T_C \cdot \sin 58^\circ = 18.911 \cdot \sin 58^\circ = 16.037[N]$$

La fuerza de roce que se genera en el rodillo, deberá ser la mitad que se generó en el rodillo superior.

$$F_r = 24.382[N]$$

Con los datos necesarios ya obtenidos, se procederá a plantear las siguientes ecuaciones de equilibrio de fuerzas y momento.

$$(\sum F_x = 0) \quad 0 = 0 \quad (4.17)$$

$$(\sum F_y = 0) \quad -A_y - T_{Cy} + C_y - 325.000 = 0 \quad (4.18)$$

$$(\sum F_z = 0) \quad -A_z + T_{Cz} + C_z - F_r = 0 \quad (4.19)$$

$$(\sum M_x = 0) \quad T_B - T_D = 0 \quad (4.20)$$

$$(\sum M_y = 0) \quad -0,22 \cdot T_{Cz} - 0,44 \cdot C_z + 0,66 \cdot F_r = 0 \quad (4.21)$$

$$(\sum M_z = 0) \quad -0,22 \cdot T_{Cy} + 0,44 \cdot C_y - 0,66 \cdot 325.000 = 0 \quad (4.22)$$

Al desarrollar estas ecuaciones, se obtuvo el valor de las reacciones de apoyo resultando:

$$A_y = 154.482[N]$$

$$A_z = 17.202[N]$$

$$C_y = 495.519[N]$$

$$C_z = 31.563[N]$$

Con todos los valores ya conocidos, se realizarán los diagramas de corte y momento en sus respectivos planos.

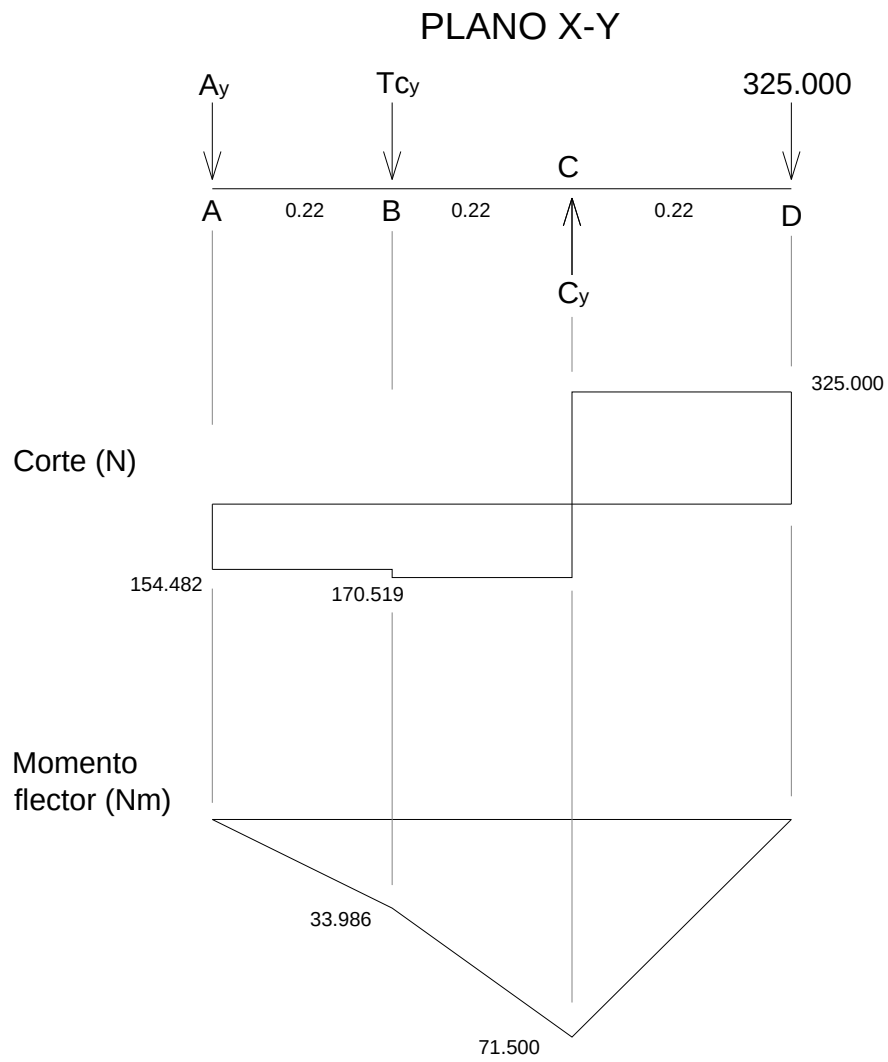


Figura 4.15 Diagrama de corte y momento flector del plano $x - y$.

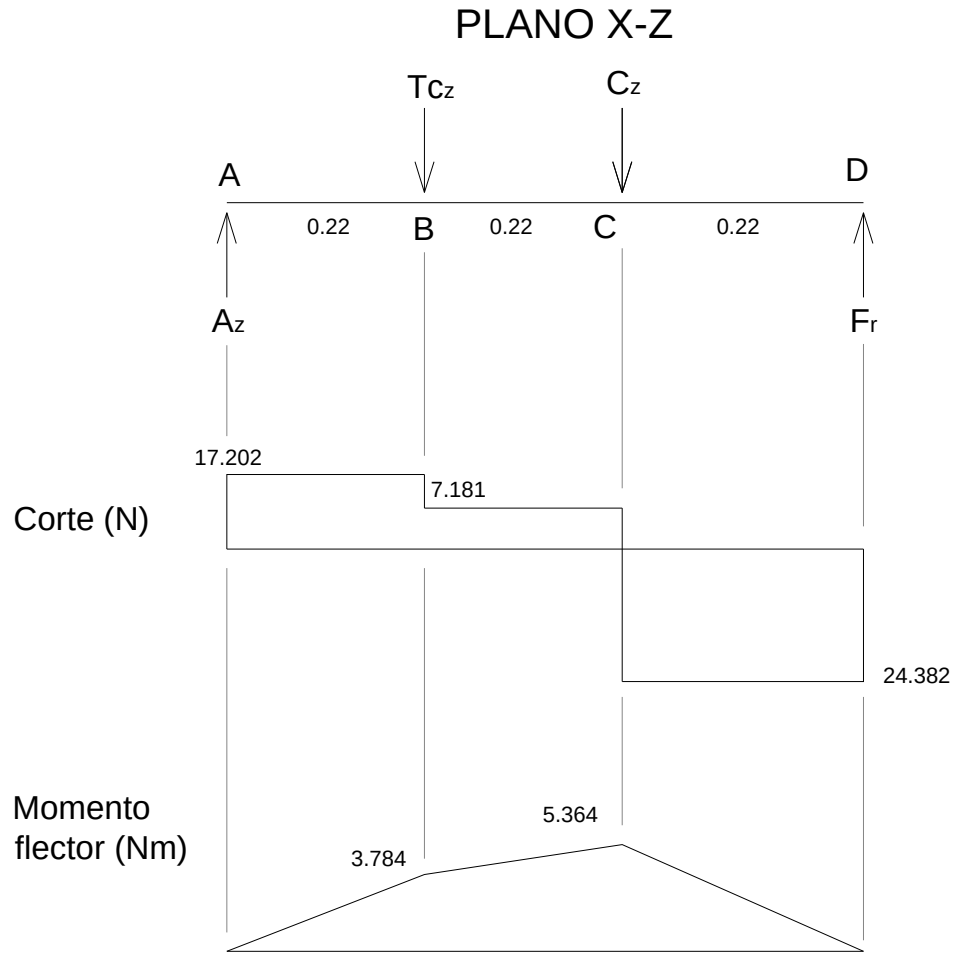


Figura 4.16 Diagrama de corte y momento flector del plano $x - z$.

Según los datos entregados por los diagramas, el momento flector más crítico se presenta en el punto C del eje resultando:

$$M_C = \sqrt{(71.500)^2 + (5.364)^2} = 71.701 [N \cdot m]$$

Al utilizar la ecuación del código ASME, se requiere conocer previamente los coeficientes K_b , K_t y el esfuerzo permisible del material.

$$K_b = 1,5$$

$$K_t = 1,5$$

$$\sigma_s = \begin{cases} 0,23 \cdot \sigma_f = 0,23 \cdot 900 = 207 MPa \\ 0,14 \cdot \sigma_r = 0,14 \cdot 1.250 = 175 MPa \end{cases}$$

De modo que:

$$\sigma_s = 175 MPa$$

Con todos los valores requeridos, se calculará el diámetro del eje según la ecuación (4.10)

$$d^3 = \frac{16}{\pi \cdot 175 \cdot 10^6} \sqrt{(1,5 \cdot 71.500)^2 + (1,5 \cdot 2.682)^2} = 0,146 [m]$$

$$d = 0,15 [m]$$

4.7) Selección de soportes y rodamientos

Los rodamientos se seleccionarán según catálogo General SKF, del cual también se obtendrán sus soportes y accesorios necesarios. Según recomendaciones de la empresa, no es necesario el cálculo de rodamiento, ya que los datos de cargas permisibles y de ruptura se encuentran especificadas en los catálogos online de la página web de SKF (*ver anexo de soportes y rodamientos*), de este modo, no debiesen tener problemas de fallas.

4.7.1) Soportes y rodamientos del eje superior

En el eje superior, el diámetro obtenido fue de $200[mm]$ en el punto de ubicación de unos de los descansos, de modo que se tomará como referencia el valor de las reacciones de apoyo obtenidas como carga radial ejercida en el descanso.

$$C_R = 989[kN]$$

Donde:

$$C_R = \text{Carga Radial } [kN]$$

Se seleccionó soporte de pie de dos piezas, serie SNL de gran tamaño, para rodamiento sobre manguito de fijación, con obturaciones de aceite, es un soporte para ejes métricos.

La designación del soporte completo con obturaciones para rodamiento de rodillos a rótula es:

SNL 3144 TURT

Las designaciones, de los distintos accesorios que contiene el soporte completo, se encuentran por separado en el anexo de soporte y rodamiento del eje superior.

4.7.2) Soportes y rodamientos del eje inferior

En el eje inferior, el diámetro obtenido fue de $150[mm]$ en el punto de ubicación de unos de los descansos, de modo que se tomará como referencia el valor de las reacciones de apoyo obtenidas como carga radial ejercida en el descanso.

$$C_R = 497[kN]$$

Se seleccionó soporte de pie de dos piezas, serie SNL de gran tamaño, para rodamiento sobre manguito de fijación, con obturaciones de aceite, es un soporte para ejes métricos.

La designación del soporte completo con obturaciones para rodamiento de rodillos a rótula es:

SNL 3134 TURT

Las designaciones, de los distintos accesorios que contiene el soporte completo, se encuentran por separado en el anexo de soporte y rodamiento del eje inferior.

4.8) Cálculo de chavetas

Los ejes, en donde van a estar montados los rodillos y además los engranajes, deben ejercer un torque para mover al rodillo a través de la potencia entregada por el piñón. Dicho torque lo transmitirá la chaveta, la cual será la intermediaria para que esto ocurra.

La fuerza que se generará en la chaveta por la acción del torque se visualiza en la figura 4.13.

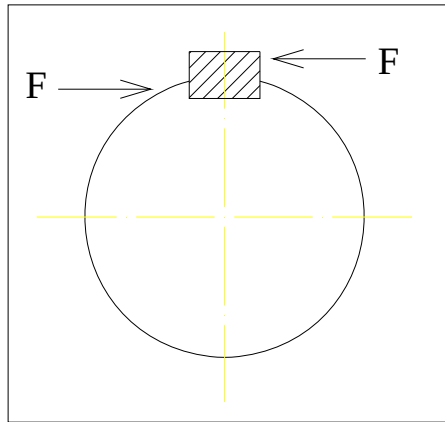


Figura 4.17 Fuerza actuante en la chaveta.

Según la figura 4.17, la fuerza que actúa en la chaveta tiende a cizallarla, de modo que se ejercerá un esfuerzo de corte. El área de corte se presentará en la superficie achurada de la siguiente figura.

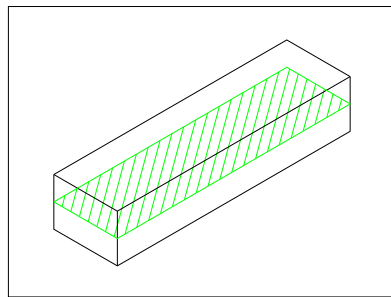


Figura 4.18 Área de cizalle de la chaveta

La fuerza que se tendrá que calcular se expresa como:

$$F = \frac{2 \cdot T}{d} \quad (4.23)$$

Donde:

d = Diámetro del eje

4.8.1) Material a utilizar

El material de la chaveta será de acero SAE 1045, debido a los esfuerzos de corte que se expondrá serán de gran consideración. La tabla 4.4 muestra las propiedades mecánicas del material.

Tabla 4.4 Propiedades mecánicas del acero al carbono SAE 1045.

Grado del Acero	Resistencia a la tracción σ_r		Límite de Fluencia σ_f		Dureza (Brinell)
	kg/mm^2	MPa	kg/mm^2	MPa	
SAE 1045	67	670	42	420	215

4.8.2) Esfuerzo de corte acero SAE1045

Se sabe que el esfuerzo de corte según teoría de falla de Tresca con la aplicación de un factor de seguridad queda:

$$\tau_{adm} = \frac{\sigma_f}{2 \cdot k} \quad (4.24)$$

Donde:

$$\tau_{adm} = \text{Esfuerzo de corte admisible } [Pa]$$

De modo que reemplazando el valor del esfuerzo de fluencia de la tabla 4.4 y aplicando un factor de seguridad de 3 se tiene que:

$$\tau_{adm} = \frac{420}{2 \cdot 3} = 70 \text{MPa}$$

4.8.3) Cálculo de chaveta eje-rodillo superior

Las dimensiones del espesor y altura de la chaveta se estimaron bajo la norma DIN, la cual toma como referencia el diámetro del eje superior en el punto requerido ($d = 0.18[m]$), la dimensión del largo se estimó según diseño. Los datos son:

$$b = 0,045[m]$$

$$h = 0,025[m]$$

$$l = 0,15[m]$$

Donde:

b = Ancho de la chaveta

h = Altura de la chaveta

l = Largo de la chaveta

Se calculará el esfuerzo de corte que se encontrará actuando en la chaveta con las dimensiones ya conocidas y se evaluará con el esfuerzo de corte que entrega el material del que se fabricará.

Tomando la ecuación (4.23), la fuerza que actuará en la chaveta será de:

$$F = \frac{2 \cdot 5.363}{0,18} = 59.590[N]$$

Para calcular el esfuerzo de corte actuante en la chaveta, se sabe que:

$$\tau = \frac{F}{A} \quad (4.25)$$

Donde:

$$\tau = \text{Esfuerzo de corte } [Pa]$$

Reemplazando los valores en la ecuación (4.25) resulta:

$$\tau = \frac{59.590}{0,045 \cdot 0,15} = 9MPa$$

El esfuerzo de corte requerido debe ser menor que el esfuerzo de corte admisible otorgado por el material. A través de cálculos se obtuvo que:

$$9MPa < 70MPa$$

Por lo tanto, se acepta la chaveta de material Acero SAE1045.

4.8.4) Cálculo de chaveta eje-rodillo inferior

De igual forma que el cálculo de la chaveta del eje superior, las dimensiones del espesor y altura de la chaveta se estimaron bajo la norma DIN, la cual toma como referencia el diámetro del eje inferior en el punto requerido ($d = 0.13[m]$), la dimensión del largo se estimó según diseño. Los datos son:

$$b = 0,032[m]$$

$$h = 0,018[m]$$

$$l = 0,15[m]$$

Se calculará el esfuerzo de corte que se encontrará actuando en la chaveta con las dimensiones ya conocidas y se evaluará con el esfuerzo de corte que entrega el material del que se fabricará.

Tomando la ecuación (4.23), la fuerza que actuará en la chaveta será de:

$$F = \frac{2 \cdot 2682}{0,13} = 41.260[N]$$

Tomando la ecuación (4.25) y reemplazando los valores, se tiene que el esfuerzo de corte actuante en la chaveta es:

$$\tau = \frac{41.260}{0,032 \cdot 0,15} = 9MPa$$

De la misma manera, el esfuerzo de corte requerido debe ser menor que el esfuerzo de corte admisible otorgado por el material. A través de cálculos se obtuvo que:

$$9MPa < 70MPa$$

Por lo tanto, se acepta la chaveta de material Acero SAE1045.

4.8.5) Cálculo de chaveta eje-piñón superior

Las dimensiones del espesor y altura de la chaveta se estimaron bajo la norma DIN, la cual toma como referencia el diámetro del eje superior en el punto requerido ($d = 0.21[m]$), la dimensión del largo será lo que se calculará de manera de tener presente el largo mínimo requerido en la chaveta. Los datos son:

$$b = 0,05[m]$$

$$h = 0,028[m]$$

Tomando la ecuación (4.23), la fuerza que actuará en la chaveta será de:

$$F = \frac{2 \cdot 5.363}{0,21} = 51.100[N]$$

Se sabe que el esfuerzo de corte admisible del material se expresa como:

$$\tau_{adm} = \frac{F}{A} \quad (4.26)$$

Despejando el área de corte queda sustituida por el espesor y el largo, se tiene que:

$$b \cdot l = \frac{F}{\tau_{adm}} \quad (4.27)$$

Despejando el largo de la chaveta de la ecuación (4.27) queda:

$$l = \frac{F}{b \cdot \tau_{adm}} \quad (4.28)$$

Por último, reemplazando los valores con los datos ya obtenidos resulta:

$$l = \frac{51.100}{0,05 \cdot 70 \cdot 10^6} = 0,015[m]$$

4.8.6) Cálculo de chaveta eje-piñón inferior

De igual manera, las dimensiones del espesor y altura de la chaveta se estimaron bajo la norma DIN, la cual toma como referencia el diámetro del eje inferior en el punto requerido ($d = 0.16[m]$), la dimensión del largo será lo que se calculará de manera de tener presente el largo mínimo requerido en la chaveta. Los datos son:

$$b = 0,04[m]$$

$$h = 0,022[m]$$

Tomando la ecuación (4.23), la fuerza que actuará en la chaveta será de:

$$F = \frac{2 \cdot 2.682}{0,16} = 33.500[N]$$

De la ecuación (4.28), se procederá a reemplazar los valores ya obtenidos resultando un largo de:

$$l = \frac{33.500}{0,04 \cdot 70 \cdot 10^6} = 0,012[m]$$

4.9) Diseño de rodillos de curvado

El diseño de los rodillos depende fundamentalmente del perfil que se desea curvar, refiriéndose particularmente a la forma y tamaño de sección transversal. El conjunto de rodillos que se dispondrán para un determinado perfil a curvar, fueron diseñados con el mismo tamaño, logrando de esta manera una correcta velocidad de rotación para que el perfil pueda deslizar sin dificultades.

4.9.1) Rodillo para curvar perfiles tubulares

El diseño realizado del rodillo está pensado para que la fuerza que se tenga que ejercer en el perfil, se pueda distribuir por gran parte en la periferia del perfil como se muestra en la figura 4.19. Esto ayudará a que el curvado se pueda realizar de la mejor manera posible, minimizando la generación de grietas y de cambios bruscos en la sección transversal del perfil.

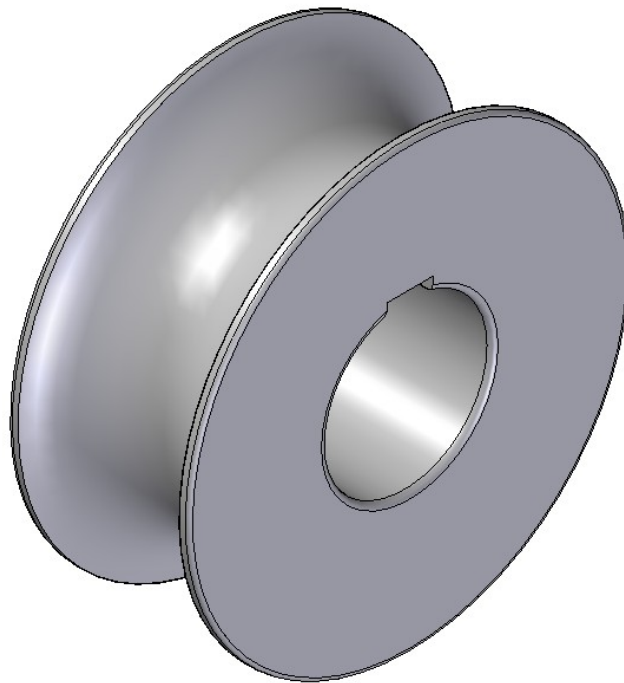


Figura 4.19 Rodillo para perfil tubular.

4.9.2) Rodillo para curvar perfiles cuadrados, rectangulares y canales

El diseño realizado del rodillo es de tal manera que, en forma conjunta con otro rodillo de las mismas características ubicado en el mismo eje, pueda realizar el curvamiento de tres diferentes tipos de perfiles como es el cuadrado, rectangular y canal.

Al ser dos los rodillos dispuesto para el curvado, estos se ubicarán en las esquinas de los perfiles, de modo que la fuerza se pueda ejercer principalmente en las zonas más críticas de los perfiles para que el curvado se realice de la forma más homogénea posible.

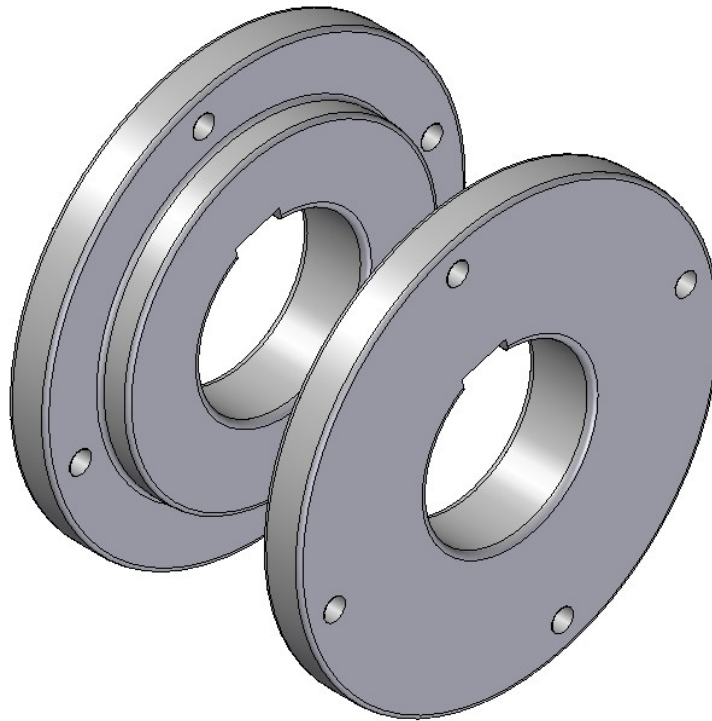


Figura 4.20 Rodillos para curvar perfiles cuadrados, rectangulares y canales.

4.9.3) Rodillos para curvar perfiles en H y ángulo.

El diseño realizado del rodillo es de tal forma que se puede montar sobre el rodillo de curvar perfiles rectangulares. Esto permite que la distancia que hay entre el extremo del rodillo y el eje aumente, de manera que le permita curvar perfiles ángulos de grandes dimensiones.

Además, la superficie externa del rodillo es bastante amplia, con el objetivo de distribuir los esfuerzos aplicados al perfil a curvar, como se puede apreciar en la figura 4.21.

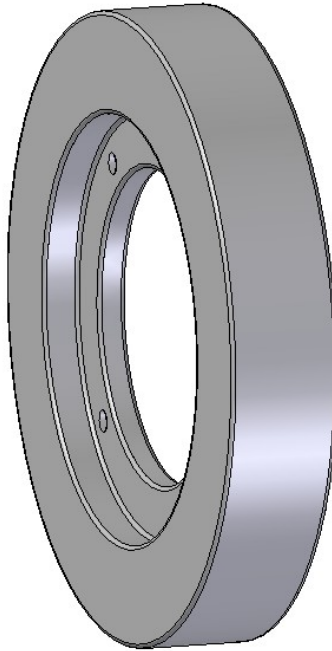


Figura 4.21 Rodillo para curvar perfiles en ángulo.

4.9.4) Bujes de apriete para rodillos

Se diseñaron unos bujes de aprietes, cuya función es poder apretar al rodillo cuando la tuerca de fijación no alcance a llegar al extremo de este. Se usarán principalmente en los rodillos más delgados y cuando los perfiles a curvar sean de menor tamaño en su sección transversal.

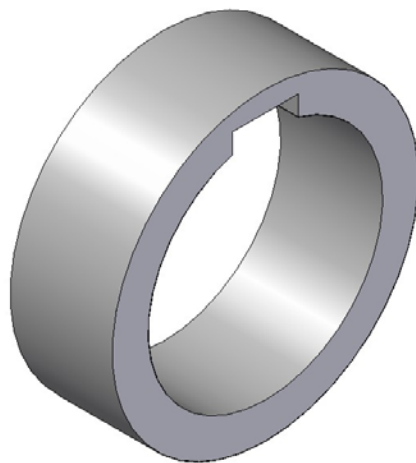


Figura 4.22 Buje de apriete corto.

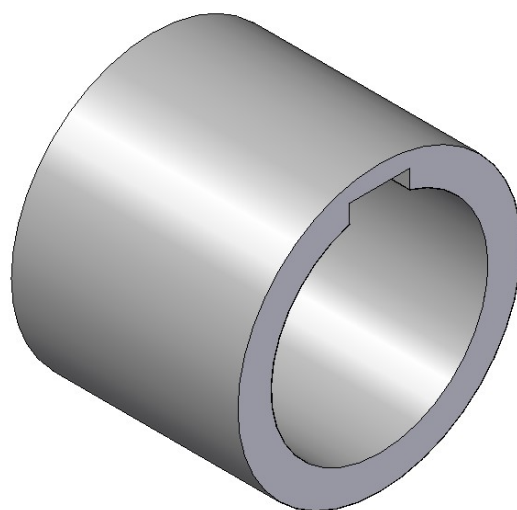


Figura 4.23 Buje de apriete largo.

4.10) Cálculo de pasadores

Cuando se desea curvar perfiles ángulos, se deben montar los rodillos sobre otros, de modo que se debe transmitir el torque entre ellos.

Es por ello que se calcularán los pasadores adecuados por el efecto del esfuerzo de corte actuante en él. La disposición de los pasadores se visualiza por medio de la siguiente figura:

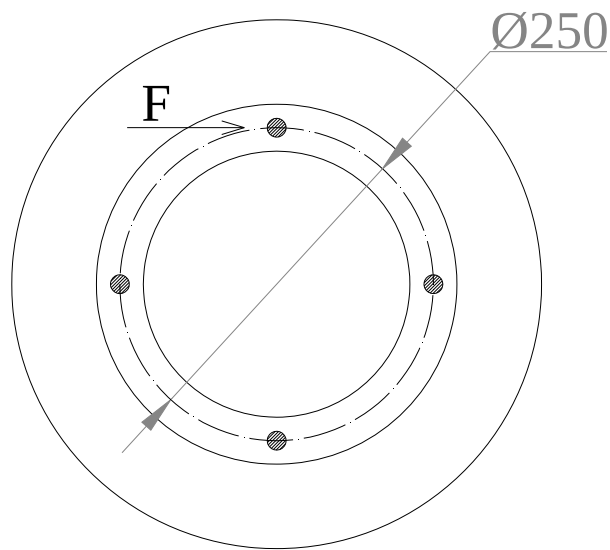


Figura 4.24 Esquema en corte de distribución de los pasadores.

Para efectos de cálculo, se tomará en consideración el rodillo que se encuentre ejerciendo mayor torque. Se sabe que el torque máximo actuante en el rodillo es:

$$T = 5.363[N \cdot m]$$

Para calcular la fuerza que se ejercerá en los pasadores, se considerará la fórmula (4.23) y reemplazando los datos se obtiene que:

$$F = \frac{2 \cdot T}{d} = \frac{2 \cdot 5.363}{0,25} = 42.900[N]$$

El material, que se utilizará para la fabricación de estos pasadores, es un acero al carbono SAE1045 cuyas propiedades mecánicas se encuentran en la tabla 4.4. Para determinar el esfuerzo de corte admisible del material, con un factor de seguridad k igual a 2, se considerará la fórmula (4.24)

$$\tau_{adm} = \frac{\sigma_f}{2 \cdot k} = \frac{420}{2 \cdot 2} = 105 MPa$$

Para determinar el esfuerzo de corte del pasador, se calculará según la fórmula:

$$\tau = \frac{F}{A} \quad (4.29)$$

Como se puede apreciar en la figura (4.24), la cantidad de pasadores que se encuentran sometidos al esfuerzo de corte son 4, de modo que:

$$\tau = \frac{F}{4A} = \frac{F}{4 \cdot \frac{\pi \cdot d^2}{4}}$$

De este modo, sustituyendo el esfuerzo de corte por el esfuerzo de corte admisible, el diámetro del pasador se puede calcular como:

$$d = \sqrt{\frac{F}{\tau_{adm} \cdot \pi}} \quad (4.30)$$

Reemplazando los datos necesarios, resulta:

$$d = \sqrt{\frac{42.900}{105 \cdot 10^6 \cdot \pi}} = 0,0114[m]$$

$$d = 0,012[m]$$

CAPÍTULO V

DISPOSICIONES DE RODILLOS EN EL PROCESO DE CURVADO

El presente capítulo se referirá principalmente a la forma de curvar los diferentes tipos de perfiles con los rodillos adecuados para ello. Cabe destacar que el conjunto de rodillos que se dispondrán para un determinado perfil a curvar, fueron diseñados con el mismo tamaño, logrando de esta manera una misma velocidad de rotación entre ellos para que el perfil pueda deslizar sin dificultades y de esta manera lograr un adecuado curvado.

5.1) Disposición de rodillos para perfil tubular

Para realizar el curvado del perfil tubular y además del perfil redondo macizo, es necesario el requerimiento de tres rodillos, en donde cada rodillo irá ubicado en cada eje.

Una de las consideraciones a realizar, es la correcta ubicación de los rodillos en los ejes, de manera que el eje superior tiene diseñado un rodillo con un diámetro determinado y del mismo modo, los ejes inferiores tienen diseñado sus rodillos con un distinto diámetro.

Se puede visualizar la disposición de estos rodillos en la figura 5.1.

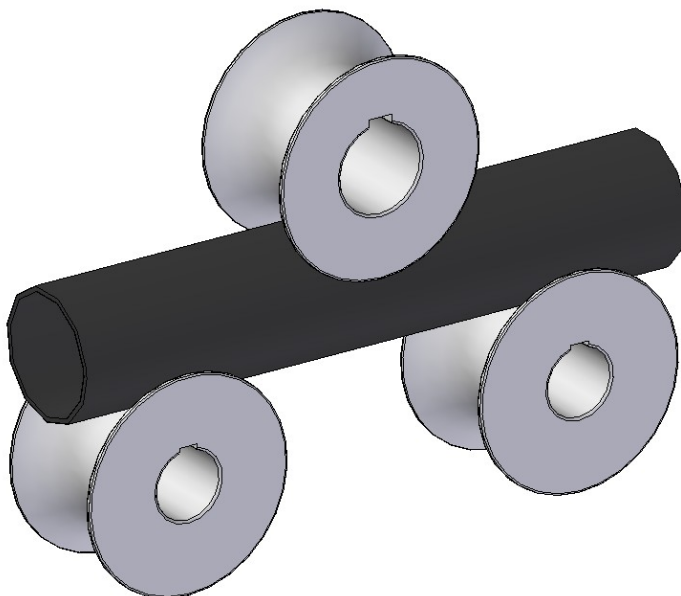


Figura 5.1 Disposición de rodillos para perfiles tubulares.

5.2) Disposición de rodillos para perfiles cuadrados rectangulares y canales

Para realizar el curvado de perfiles cuadrados, rectangulares y canales, es necesario el requerimiento de seis rodillos, en donde cada par de ellos irán ubicados en sus determinados ejes orientándose principalmente por el diámetro.

Dependiendo del tamaño de los perfiles a curvar, serán incluidos los bujes de apriete para poder fijar los rodillos.

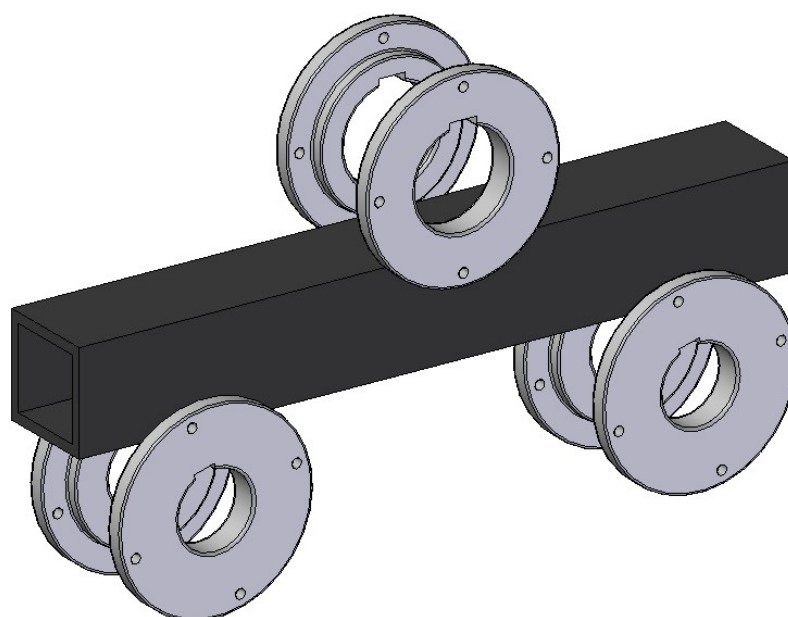


Figura 5.2 Disposición de rodillos para perfil cuadrado.

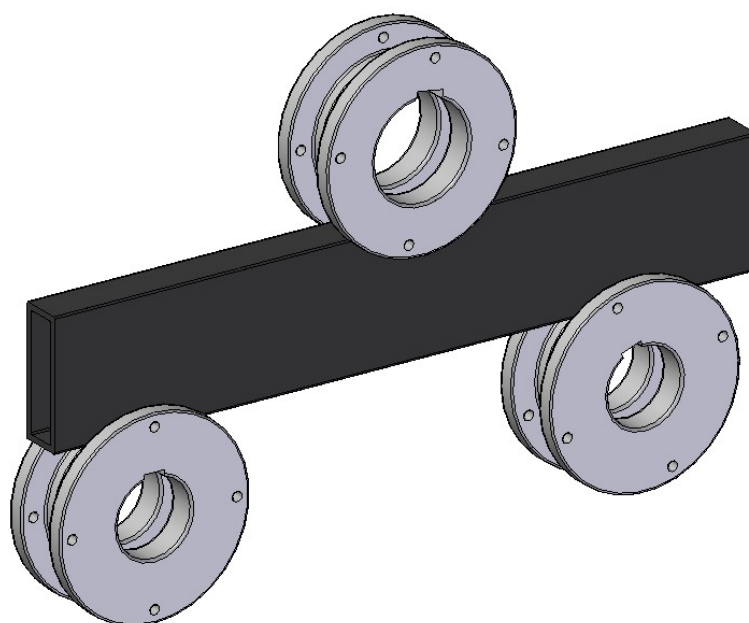


Figura 5.3 Disposición de rodillos para perfil rectangular.

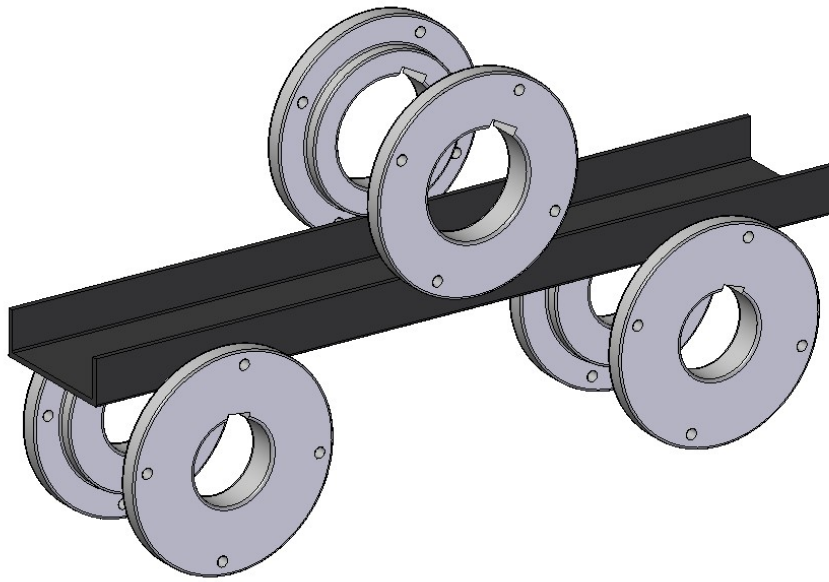


Figura 5.4 Disposición de rodillos para perfil canal.

5.3) Disposición de rodillos para perfil ángulo

Para realizar el curvado de perfil ángulo, es necesario el requerimiento de 12 rodillos, en donde cada cuatro de ellos irán ubicados en sus determinados ejes orientándose principalmente por el diámetro.

En este proceso de curvado, es donde irán montados los rodillos de curvar ángulo sobre otros, es por ello el motivo de la gran cantidad de rodillos a utilizar.

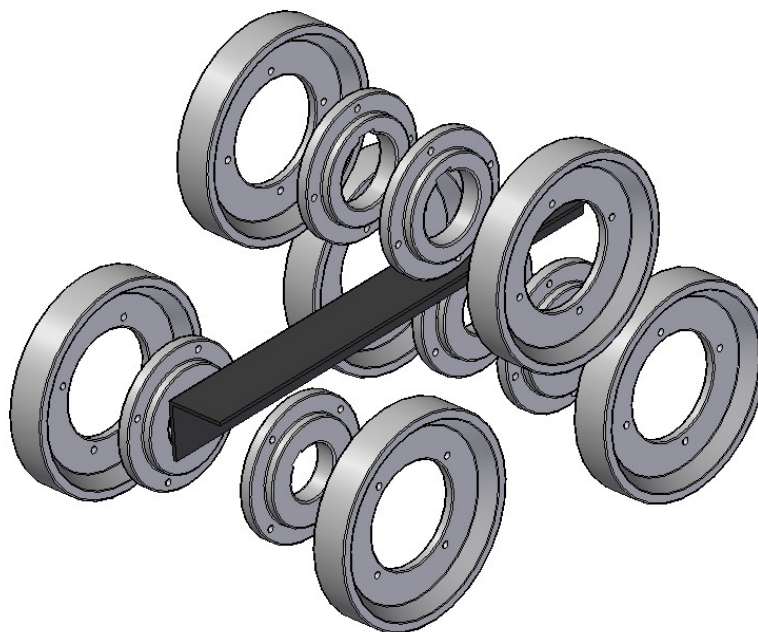


Figura 5.5 Disposición de rodillos para perfil ángulo explosionada.

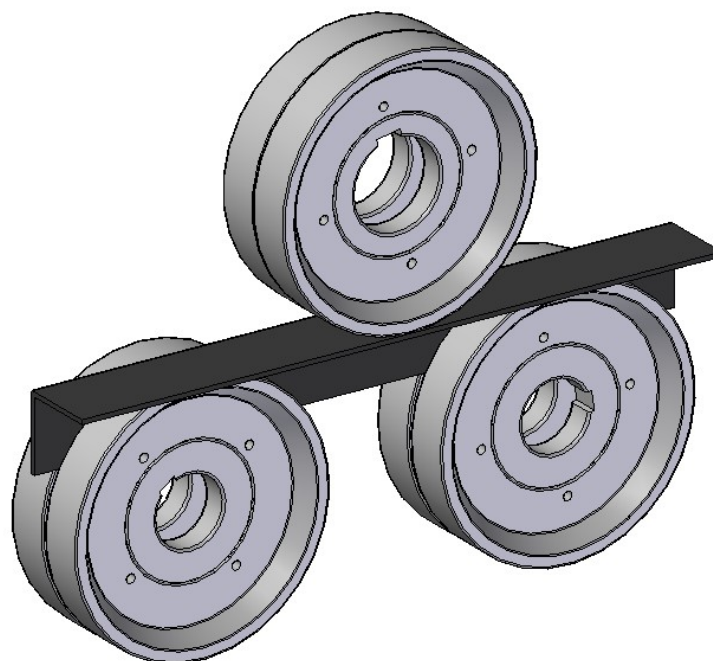


Figura 5.5 Disposición de rodillos para perfil ángulo.

CONCLUSIONES

Al término del presente Seminario, se puede manifestar el logro de los objetivos planteados, puesto que se dispone de un proyecto de máquina curvadora, el cual satisface las condiciones impuestas al diseño, tanto en funcionalidad como en su capacidad de soportar las solicitudes de carga.

El presente estudio permitió hacer una revisión de la teoría de plasticidad elemental, permitiendo con esto, obtener una aproximación a la fuerza requerida en el proceso de curvado de perfiles.

También se puede concluir la importancia del uso de software de modelación geométrica, el cual es de bastante ayuda al momento visualizar el modelo final de la pieza, mejorando la toma de decisiones al momento de diseñar componentes mecánicos.

Finalmente, se puede concluir que el diseño presentado y concordado con la empresa AGS Ingenieros, me permitió un mayor acercamiento a la realidad industrial y conocer en forma práctica equipos y accesorios seleccionados para el proyecto de la máquina curvadora.

BIBLIOGRAFÍA

- Diseño en ingeniería mecánica, Shigley, Joseph Edward, McGraw-Hill,c2002
- Mecánica de materiales, Beer-Johnston, Ferdinand P., McGraw-Hill,c2007.
- Diseño de máquinas, Norton, Robert L., Prentice-Hall,1999

ANEXOS

A) Válvula de retención.

		3	OLEOHIDRAULICA	3-25-10
07-04	ITALIA			
VALVULAS DE RETENCION CHECK PILOTADAS / EN LINEA / SUB-BASES				

VÁLVULAS DE RETENCIÓN, ACCIÓN PILOTO
Controlan flujo inverso en circuitos oleohidráulicos.
Permiten asegurar la carga en los casos de rotura de mangueras en cilindros o motores oleohidráulicos.



Presión al Piloto	Presión de línea
	Razón de pilotaje



ADRL

1. MONTAJE EN LÍNEA, TIPO ADRL

En cualquier posición, con hilo hembra en ambos extremos.
Conexión del pilotaje de 1/4" BSP.

Digito	Catálogo	Conexión BSP	Presión máx. Bar	Caudal máx. lt/min.	Razón de Pilotaje
0325499-2	ADRL-10	3/8"	400	30	2,8
0325500-K	ADRL-15	1/2"	350	60	2,7
0325510-7	ADRL-20	3/4"	350	100	2,5
0325520-4	ADRL-32	1 1/4"	350	250	2,3



AGRL

2. MONTAJE EN SUB-BASE, TIPO AGRL

Montaje en sub-base con hilo hembra. Conexión del pilotaje de 1/4"

Digito	Catálogo	Conexión BSP	Presión máx. Bar	Caudal máx. lt/min.	Razón de Pilotaje
0325491-7	AGRL-10	3/8"	250	60	2,8
0325492-5	AGRL-20	3/4"	250	160	2,8
0325493-3	AGRL-32	1 1/4"	250	320	2,5

3. SUB-BASES, PARA VALVULAS AGRL

Digito	Catálogo	Válvula	Conexión BSP	Piloto BSP
0325494-1	BA-307	AGRL-10	3/8"	1/4"
0325495-K	BA-502	AGRL-20	3/4"	1/4"
0325496-8	BA-702	AGRL-32	1-1/4"	1/4"

Para elementos complementarios, consultar "Master VIGNOLA componentes de Ingeniería"

VALLERABO	SANTIAGO	VILLAHUANO	ANTOFAGASTA
Tel.: 35-351111 / Fax: 35-351128 Email: vignola@vignola.cl	Tel.: 3-7790099 / Fax: 3-7791208 Email: vignola@vignola.cl	Tel.: 41-508899 / Fax: 41-509102 Email: vignola@vignola.cl	Tel.: 35-455030 / Fax: 35-455038 Email: vignola@vignola.cl

B) Válvulas reguladoras.

		3	OLEOHIDRAULICA	3-26-04
07-04	ITALIA			
		VALVULAS DE CONTROL, REGULADORA / CIERRE / CHEK EN LINEA / ACOPLER RAPIDOS		

1. VALVULAS DE AGUJA DE CIERRE Y REGULADORA DE FLUJO

Dos direcciones.

Uso:

Acete y Aire.

Poseen anillos coloreados para un claro y rápido ajuste de flujo.
Incluyen tornillo para fijar dicho valor.



Digito	Catálogo	Conexión NPT	Capacidad GPM	Presión Máx. PSI
0326326-6	N400S	1/4"	0 a 5	5000
0326327-4	N600S	3/8"	0 a 8	5000
0326328-2	N800S	1/2"	0 a 15	5000
0326329-0	N1200S	3/4"	0 a 25	5000
0326336-K	N1600S	1"	0 a 40	3000



2. VALVULAS REGULADORAS DE FLUJO UNIDIRECCIONAL

Flujo regulado en un sentido, sentido opuesto, paso total.

Uso:

Acete y Aire.

Poseen anillos coloreados para un claro y rápido ajuste de flujo.
Incluyen tornillo para fijar dicho valor.

Digito	Catálogo	Conexión NPT	Capacidad GPM	Presión Máx. PSI
0326332-0	F400S	1/4"	0 a 5	5000
0326333-9	F600S	3/8"	0 a 8	5000
0326334-7	F800S	1/2"	0 a 15	5000
0326335-5	N1200S	3/4"	0 a 25	5000
0326336-3	N1600S	1"	0 a 40	3000
0326337-1	F2000S	1 1/4"	0 a 70	3000

3. VALVULAS CHECK EN LINEA

Flujo unidireccional, conexión rosca hembra, cuerpo de acero

Digito	Catálogo	Conexión NPT	Capacidad GPM	Presión Máx. PSI
0325451-8	C400S	1/4"	0 a 5	5000
0325452-6	C600S	3/8"	0 a 8	5000
0325453-4	C800S	1/2"	0 a 15	5000
0325454-2	C1200S	3/4"	0 a 25	5000
0325456-9	C1600S	1"	0 a 40	3000



4. ACOPLER RAPIDOS DE ALTA PRESION

Norma ISO A (intercambiable con otras marcas).

Factor de seguridad : 4

Terminación: zinc plateado resistente a la corrosión

Digito	Catálogo	Conex. Hilo hembra	Tipo	Presión Máx. PSI
0380811-4	61C6-6F	3/8"	Zoque	4600
0380813-0	61N6-6F	3/8"	Enchufe	4600
0380814-9	61C8-8F	1/2"	Zoque	4600
0380815-7	61N8-8F	1/2"	Enchufe	4600

Ver Lista 3-26-02 por alternativas a válvulas de control



VALPESARDO Tel: 35-351111 Fax: 35-351128 Email: vignola@vignola.cl	VALPESARDO Tel: 35-351129 Fax: 35-351206 Email: vignola@vignola.cl		VALPESARDO Tel: 41-888888 Fax: 41-888888 Email: vignola@vignola.cl	VALPESARDO Tel: 35-450000 Fax: 35-450000 Email: vignola@vignola.cl
---	---	---	---	---

C) Válvulas direccionales.

	3	OLEOHIDRAULICA	3-22-10
07-04	U.S.A.	VALVULAS DIRECCIONALES, MANUALES EN BLOQUE	



1. VALVULAS DIRECCIONALES MANUALES

Para controlar dirección de movimiento de: cilindros y motores hidráulicos en: prensas, grúas, equipos agrícolas.

Características

Accionamiento manual por la palanca (reversible).
Con válvula sobrepresión incorporada,
modelos indicados.

4 Vías
3 Posiciones

Construcción

Monoblock de alta resistencia



RD-513-CB5A4B1

Digito	Catálogo	Diámetro conexión		Vuelta centro	Capac. gpm	Posición central accesorios	Presión máx.	Tipo centro
		p-t	a-b					
0322201-2	LS-3030-2	3/4"	1/2"	resorte	25	Con relief hasta 2750 Pat. A y B cerradas Tandem	2750	
0322205-5	RD-513-CB5A4B1	3/4"	3/4"	3 posic.	30	Pat. A y B cerradas con válv. check con relief 1500-3000psi	3000	
0322210-1	RD-2575-T4 ESA1	3/4"	1/2"	resorte	20	Pat. A y B cerradas centro Tandem con check y relief 3000 psi	3000	
0322215-2	RD-513 CA-1A4D1	3/4"	3/4"	resorte	30	P / T / A / B cerradas centro cerrado con check sin relief	3000	
0322220-9	RD-512 CA 5A4B1	3/4"	1/2"	resorte	30	Centro Tandem con check con relief 1500-3000 psi	3000	

2. ACCESORIOS

Digito	Catálogo	Descripción
0322222-5	660125002	Kit de válvula RD-2500 para vuelta por resorte
0322225-K	660125001	Kit de válvula RD-2500 para 3 posiciones en enclavamiento.

Para elementos complementarios, consultar "Master VIGNOLA componentes de Ingeniería"

VALPARAISO* Tel.: 33-281111 / Fax: 33-281128 Email: vignola@vignola.cl	SANTIAGO Tel.: 2-7183286 / Fax: 2-7183288 Email: vignola@vignola.cl		BUCHOSMANO Tel.: 41-400001 / Fax: 41-409102 Email: vignola@vignola.cl	ANTOFAGASTA Tel.: 54-243026 / Fax: 54-243034 Email: vignola@vignola.cl
---	--	---	--	---

D) Tabla de potencias.

TRANSMISIONES POR CADENAS DE RODILLOS

Tabla de Potencias

Potencia (en HP) transmisible por las cadenas de simple hilera, en función de la cantidad de dientes del piñón y de la velocidad (en r.p.m.) a que trabaja el mismo.

RPM del Piñón	Paso 3/8"					Paso 1/2" x 5/16"					Paso 5/8"				
	Veloc. Max 3900 RPM					Veloc. Max 3000 RPM					Veloc. Max 2000 RPM				
	Dientes					Dientes					Dientes				
	15	17	19	21	23	15	17	19	21	23	15	17	19	21	23
50	0.14	0.15	0.17	0.19	0.20	0.30	0.40	0.45	0.50	0.55	0.55	0.60	0.66	0.73	0.80
150	0.35	0.40	0.45	0.50	0.55	1	1.10	1.20	1.30	1.45	1.40	1.60	1.80	2	2.20
250	0.60	0.65	0.75	0.85	0.90	1.45	1.65	1.85	2.05	2.25	2.20	2.50	2.80	3.10	3.40
400	0.90	1	1.10	1.25	1.35	2.30	2.45	2.70	3	3.30	3.20	3.60	4.10	4.50	4.90
600	1.30	1.40	1.55	1.75	1.90	3	3.30	3.70	4.10	4.50	4.30	4.80	5.40	5.90	6.50
950	1.65	1.90	2.15	2.40	2.60	4	4.45	4.95	5.50	6	5.40	6.20	7	7.70	8.40
1500	2.25	2.50	2.80	3.10	3.40	4.80	5.40	6	6.70	7.30	6.10	6.90	7.70	8.50	9.25
2000	2.60	2.80	3.15	3.50	3.80	5	5.50	6.20	7	7.50	6.10	6.90	7.70	8.50	9.25
2500	2.70	3	3.30	3.70	4	5	5.50	6.20	7	7.50					
3000	2.70	3	3.30	3.70	4	5	5.50	6.20	7	7.50					
3500	2.70	3	3.30	3.70	4										

RPM del Piñón	Paso 3/4"					Paso 1"					Paso 1 1/4"				
	Veloc. Max 1700 RPM					Veloc. Max 1250 RPM					Veloc. Max 850 RPM				
	Dientes					Dientes					Dientes				
	15	17	19	21	23	15	17	19	21	23	15	17	19	21	23
50	0.90	1	1.10	1.25	1.35	2.40	2.85	3.05	3.40	3.70	4.10	4.75	5.30	5.90	6.45
100	1.60	1.85	2.10	2.30	2.50	4.50	5.10	5.70	6.30	6.85	7.70	8.70	9.80	1.80	11.80
200	3	3.30	3.70	4.15	4.50	8	9	10	11	12.10	13	15	16.80	18.60	20.40
400	4.90	5.60	6.30	6.90	7.60	13	14.80	16.50	18.30	20	20.60	23.50	26.20	29	31.60
600	6.50	7.40	8.30	9.10	10	15.80	18	20.60	22.40	24.50	23.40	26.50	29.70	33	36
950	7.70	8.70	9.70	10.80	11.80	17	20	23	25	27					
1500	8	9	10	11	12										
1700	8	9	10	11	12										

RPM del Piñón	Paso 1 1/2"					Paso 1 3/4"					Paso 2"				
	Veloc. Max 700 RPM					Veloc. Max 550 RPM					Veloc. Max 450 RPM				
	Dientes					Dientes					Dientes				
	15	17	19	21	23	15	17	19	21	23	15	17	19	21	23
30	4.50	5	6	7	7.50	5.80	6	7.50	8.50	10	9.50	11	12.40	13.70	15
75	11	12.70	14	15.50	17	16	17.80	20	22	24	20	23.30	26	29	31.50
175	22	24	26	29	32	26	31	35	38	42	40	45	50	55	60
250	25	29	33	36	39	33	38	44	48	52	46	53	59	66	72
400	32	37	41	45	49	43	47	51	58	63	57	65	72	79	86
550	36	40	45	49	53	46	53	58	64	70					
700	38	42	47	51	55										

RPM del Piñón	Paso 2 1/2"				
	Veloc. Max 350 RPM				
	Dientes				
	15	17	19	21	23
30	20	23	25.50	28.50	31
70	43	46	51	57	62
140	68	74	83	91	100
200	73	81	91	100	110
260	82	90	100	110	120
300	82	90	100	110	120
350	82	90	100	110	120

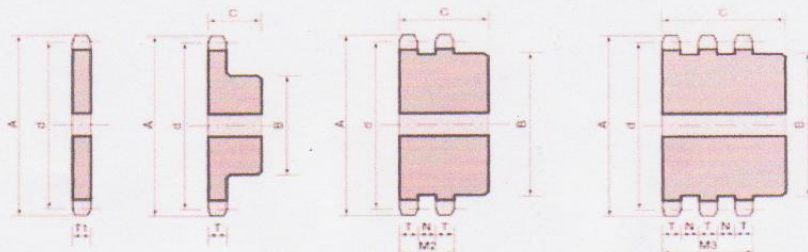
Nota: a) La potencia transmisible por las cadenas de dos o mas hileras, es dos o mas veces mayor que la de simple hilera.

b) En las tablas precedentes figuran valores de potencias para piñones de 15, 17, 19, 21 o 23 dientes. En caso de ser otra la cantidad de dientes, considerar la potencia del piñón inmediato inferior.

c) Para las velocidades extremadamente bajas elegir la cadena por su resistencia a la rotura sin tener en cuenta la potencia. La carga de rotura debe ser como minimo siete veces mayor que la carga de trabajo.

E) Piñones y ruedas para cadenas a rodillo – paso $1\frac{1}{4}"$.

PIÑONES Y RUEDAS PARA CADENAS A RODILLO - PASO $1\frac{1}{4}"$



Paso de Cadena	T	N	M2	M3	T1
ASA-100 ($1\frac{1}{4}"$)	17	18,8	52,8	88,6	17,6

PASO $1\frac{1}{4}"$		ASA 100	Rodillo 19,05 mm					
		BS	Rodillo 19,05 mm					
Dientes	Diametro Primitivo (d)	Diametro Exterior (A)	Diametro Cubo (B)			Largo Total (C)		
			S	D	T	S	D	T
10	102.70	116.80	66	66	66	50	76	120
11	112.70	127.20	77	77	77	50	76	120
12	122.70	137.50	87	87	87	50	76	120
13	132.70	147.90	97	97	97	50	76	120
14	142.70	158.20	108	108	108	50	76	120
15	152.70	168.40	118	118	118	50	76	120
16	162.70	178.70	125	125	125	50	76	120
17	172.80	188.90	135	135	135	50	76	120
18	182.80	199.10	145	145	145	50	76	120
19	192.90	209.30	145	155	155	50	76	120
20	203.00	219.50	125	165	165	55	76	120
21	213.00	229.70	125	175	175	55	76	120
22	223.10	239.90	125	185	185	55	76	120
23	233.20	250.00	125	195	195	55	76	120
24	243.30	260.20	125	205	205	55	76	120
25	253.30	270.40	125	215	215	55	76	120
26	263.40	280.50	125	225	225	55	76	120
27	273.60	290.70	125	235	235	55	76	120
28	283.60	300.80	130	245	245	55	76	120
29	293.70	311.00	130	255	255	55	76	120
30	303.70	321.10	130	260	260	60	76	120
35	354.20	371.80	130	140	150	75	100	135
38	384.50	402.20	130	140	150	75	100	135
40	404.70	422.50	130	140	150	75	100	135
45	455.20	473.10	145	145	150	90	100	135
50	505.70	523.70	145	150	155	90	105	135
57	576.40	594.50	145	155	160	95	105	140
60	606.70	624.90	145	155	160	95	115	140
76	768.30	786.70	165	165	170	95	115	140
95	960.30	978.80	170	170	175	100	125	150

F) Dimensiones de cadenas.

PASO		LUZ INTERIOR		DIAM. DEL RODILLO		Paso Transversal	Carga de Rotura	Norma
P	W	D	T	Kg.				
mm	Pulgadas	mm	Pulgadas	mm	Pulgadas	mm	Kg.	
6,35 *	1/4	3,17	1/8	3,30	0,130	6,45	400	ASA 25
8	0,314	3	0,118	5	0,196	5,64	450	BS
9,53	3/8	4,76	3/16	5,08	0,200	10,16	950	ASA 35
9,53 *	3/8	5,70	7/32	6,35	1/4	10,24	910	BS
12,70 *	1/2	3,30	1/8	7,75	0,306	----	800	BS
12,70	1/2	4,90	3/16	7,75	0,306	----	850/1100	BS
12,70	1/2	5,20	0,204	8,51	0,334	----	1800	BS
12,70	1/2	6,35	1/4	7,75	0,306	----	910/1500	ASA 41
12,70	1/2	6,35	1/4	8,51	0,334	----	1800	BS
12,70	1/2	7,91	5/16	7,91	5/16	14,30	1600	ASA 40
12,70 *	1/2	7,91	5/16	8,51	0,334	13,92	1800	BS
15,80	5/8	6,35	1/4	10,16	0,400	----	2600	ASA
15,80 *	5/8	9,52	3/8	10,16	0,400	17,95	2600	ASA 50
15,80 *	5/8	9,70	3/8	10,16	0,400	16,59	2500	BS
19,05 *	3/4	12,70	1/2	11,91	0,469	22,65	3300	ASA 60
19,05 *	3/4	11,70	7/18	12,07	0,474	19,46	3100	BS
25,40 *	1	15,80	5/8	15,80	5/8	29,46	6500	ASA 80
25,40 *	1	17	0,669	15,80	5/8	31,83	6500	BS
31,75 *	1 1/4	19,05	3/4	19,05	3/4	35,84	10500	ASA 100
31,75 *	1 1/4	19,60	3/4	19,05	3/4	36,45	10500	BS
38,10 *	1 1/2	25,40	1	22,22	7/8	45,62	15000	ASA 120
38,10	1 1/2	25,40	1	25,40	1	48,36	16000	BS
44,45 *	1 3/4	25,40	1	25,40	1	49	20500	ASA 140
44,45	1 3/4	31	1 1/4	27,94	1,100	59,56	21000	BS
50,80 *	2	31,75	1 1/4	28,57	1 1/8	58,44	26000	ASA 160
50,80	2	31	1 1/4	29,21	1,150	58,55	26000	BS
63,50 *	2 1/2	38,10	1 1/2	39,67	1,560	71,12	43000	ASA 200
63,50	2 1/2	38,10	1 1/2	39,37	1,550	72,29	42000	BS

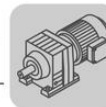
Nota: Las cadenas de 2 o más hileras de rodillos son de idénticas medidas que las de simple hilera, siendo su carga de rotura 2 o más veces mayor según sea la cantidad de hileras.

Al proyectar instalaciones nuevas es conveniente adoptar las cadenas marcadas con el asterisco, pues son de más fácil reposición, como así también los respectivos engranajes.

ASA: Norma Americana
BS: Norma Británica

G) Catálogo SEW-EURODRIVE del motorreductor.

R..DR
R..DR.. [kW]



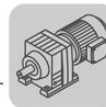
9

P _m [kW]	n _a [1/min]	M _a [Nm]	i	F _{Ra} ¹⁾ [N]	SEW f _B				m [kg]	
2.2	1.9	10100	730	26600	0.80					
	2.2	8670	629	51100	0.90					
	2.5	7790	560	53800	1.05					
	2.9	6760	490	55800	1.20					
	3.3	5900	428	57200	1.35	R	137 R77	DRS	90L4	300 285
	3.7	5300	381	58000	1.50	RF	137 R77	DRS	90L4	325 285
	4.3	4500	323	59000	1.80	RM	137 R77	DRS	90L4	435 285
	4.8	4050	291	59500	2.0					
	5.5	3540	255	59900	2.3					
	6.3	3100	223	60300	2.6					
	4.3	4480	323	28400	0.95	R	107 R77	DRS	90L4	215 285
	4.9	3950	285	31300	1.10	RF	107 R77	DRS	90L4	220 285
	5.5	3490	253	33200	1.25	RM	107 R77	DRS	90L4	310 285
	6.5	2960	214	35100	1.45					
	4.3	4570	325	27900	0.95	R	107 R77	DRS	90L4	210 285
						RF	107 R77	DRS	90L4	215 285
						RM	107 R77	DRS	90L4	305 285
	6.7	2900	209	21600	1.05	R	97 R57	DRS	90L4	145 285
						RF	97 R57	DRS	90L4	160 285
						RM	97 R57	DRS	90L4	210 285
	3.1	6680	222.60*	55900	1.20					
	3.7	5660	188.45	57500	1.40	R	137	DV	132S8	295 279
	4.0	5230	174.40*	58100	1.55	RF	137	DV	132S8	320 280
	4.5	4690	156.31	58800	1.70					
	5.0	4240	141.12*	59300	1.90					
	5.5	3850	128.18	59600	2.1	R	137	DV	132S8	295 279
	6.2	3410	113.72	60000	2.3	RF	137	DV	132S8	320 280
	6.8	3100	103.20*	60300	2.6					
	4.6	4540	203.16	28100	0.95	R	107	DV	112M6	190 277
	5.5	3850	172.34	31700	1.10	RF	107	DV	112M6	195 278
	5.9	3550	158.68	33000	1.20					
	6.6	3170	141.83	34400	1.35					
	5.6	3770	251.15	32100	1.15	R	107	DRS	90L4	180 277
	6.1	3450	229.95	33400	1.25	RF	107	DRS	90L4	185 278
	6.9	3050	203.16	34800	1.40	RM	107	DRS	90L4	270 278
	8.1	2590	172.34	36100	1.65					
	8.8	2380	158.68	36300	1.80					
	9.9	2130	141.83	36600	2.0	R	107	DRS	90L4	180 277
	11	1920	127.68	36900	2.2	RF	107	DRS	90L4	185 278
	12	1740	115.63	37000	2.5	RM	107	DRS	90L4	270 278
	14	1540	102.53	37200	2.8					
	15	1390	92.70	37300	3.1					
	6.5	3250	216.28	3580	0.90	R	97	DRS	90L4	120 275
	7.5	2800	186.30	22300	1.05	RF	97	DRS	90L4	135 276
	8.2	2550	170.02	23800	1.20	RM	97	DRS	90L4	190 276
	9.3	2260	150.78	25300	1.35					
	11	1900	126.75	26800	1.60					
	12	1750	116.48	27300	1.70					
	14	1550	103.44	27600	1.95					
	15	1390	92.48	27800	2.2	R	97	DRS	90L4	120 275
	17	1250	83.15	28000	2.4	RF	97	DRS	90L4	135 276
	19	1080	72.17	28100	2.8	RM	97	DRS	90L4	190 276
	21	980	65.21	27700	3.1					
	23	900	59.92	27100	3.3					
	26	800	53.21	26200	3.8					
	29	715	47.58	25300	4.2					
	11	1880	124.97	8830	0.85					
	12	1780	118.43*	15100	0.85	R	87	DRS	90L4	79 272
	14	1560	103.65	16900	1.00	RF	87	DRS	90L4	86 273
	15	1400	93.38	17900	1.10	RM	87	DRS	90L4	115 273
	17	1230	81.92	18800	1.25					
	19	1090	72.57	19500	1.40					
	22	960	63.68*	20000	1.60					
	23	910	60.35*	20000	1.70					
	27	795	52.82	20000	1.95	R	87	DRS	90L4	79 272
	29	715	47.58	20000	2.2	RF	87	DRS	90L4	86 273
	34	625	41.74	19900	2.5	RM	87	DRS	90L4	115 273
	38	555	36.84*	19200	2.8					
	43	490	32.66*	18600	3.2					

9

H) Dimensiones del Motorreductor.

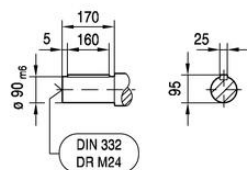
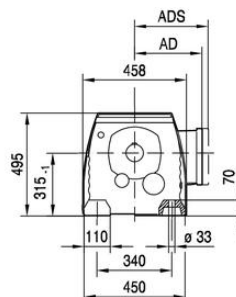
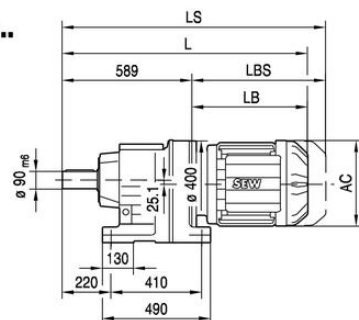
R..DR
R..DR.. [mm]



9

01 125 00 06

R137..



9

(→ 129)	DR132S	DR132M/MC	DR160..	DR180M	DR180L/HC	DR225S	DR225M/MC
AC	221	221	272	317	317	394	394
AD	170	170	228	253	253	282	282
ADS	172	172	228	253	253	282	282
L	945	995	1036	1122	1182	1238	1288
LS	1057	1107	1173	1321	1381	1458	1508
LB	356	406	447	533	593	649	699
LBS	468	518	584	732	792	869	919

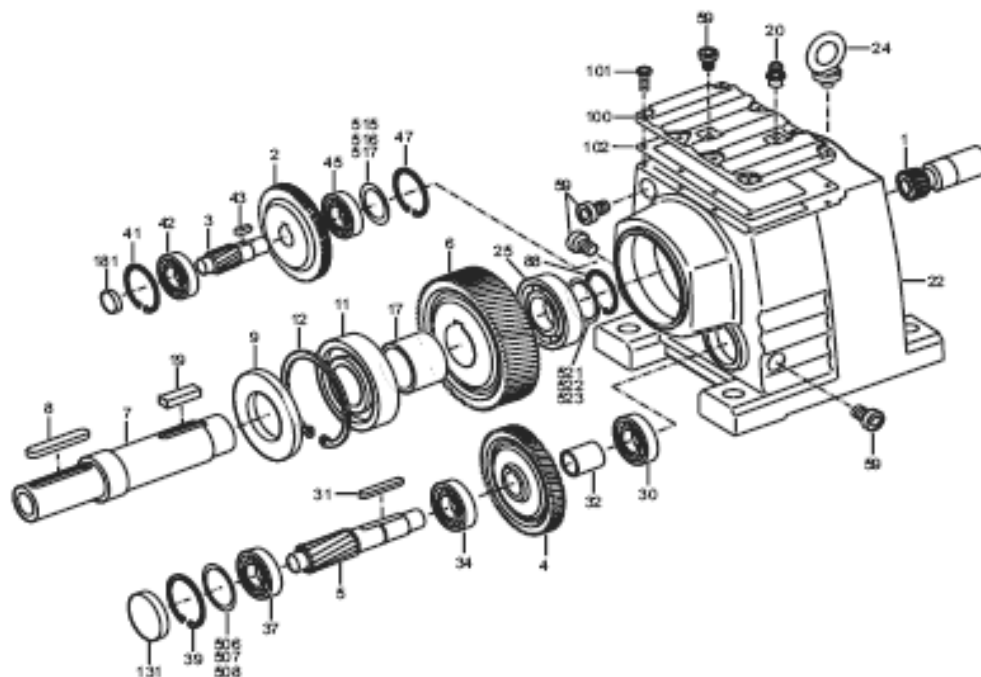
I) Estructura del reductor.

3 Estructura del reductor



Las ilustraciones siguientes deben entenderse como ilustraciones de carácter general. Sólo sirven de ayuda para la asignación de las piezas a las listas correspondientes. Es posible que existan diferencias en función del tamaño del reductor y de su diseño.

3.1 Estructura general de los reductores de engranajes cilíndricos

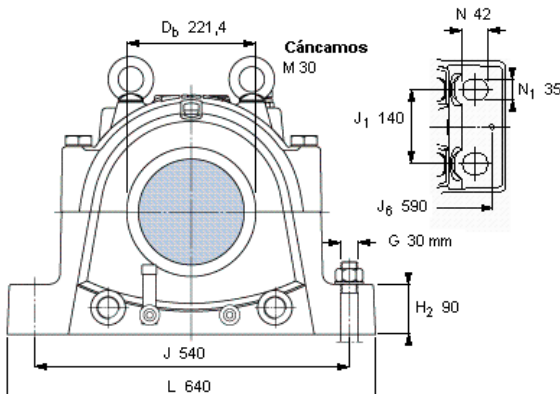
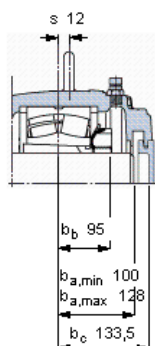
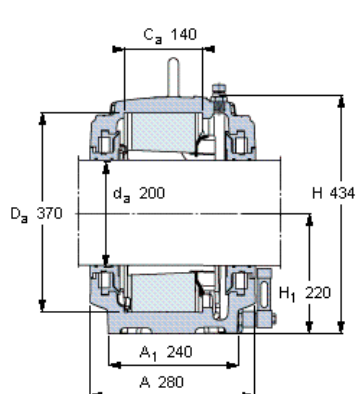


J) Soporte y rodamiento del eje superior.

Soportes de pie de dos piezas, serie SNL de gran tamaño, para rodamientos sobre manguito de fijación, con obturaciones de aceite, soportes para ejes métricos

SKF

Eje	Rodamientos adecuados (diseño básico)	Soporte	Dimensiones principales				Masa	Designaciones	Rodamiento CARB
d_a	Rodamiento de rodillos a rótula	Rodamiento CARB	A	L	H	H_1		Soporte completo con obturaciones para rodamiento de rodillos a rótula	
mm	-		mm				kg	-	
200	23144 K	C 3144 K	290	640	434	220	138	SNL 3144 TURT	SNL 3144 TURA



Designaciones para el pedido

Soporte con dos obturaciones

para rodamiento de rodillos a rótula
para rodamiento CARB

SNL 3144 TURT
SNL 3144 TURA

Soporte con una obturación y una tapa lateral

para rodamiento de rodillos a rótula
para rodamiento CARB

SNL 3144 ATURT
SNL 3144 ATURA

Rodamientos y accesorios SKF adecuados

Rodamiento	Manguito de fijación
23144 CCK/MV33	OH 3144 H
C 3144 K	OH 3144 HTL

Anillo de fijación
2 FRB 10/370
2 FRB 10/370

Obturación de repuesto

TSD 3144 U

Tapa lateral de repuesto

ETS 44 R

Nivel de aceite [mm]

(desde la base del soporte)
para rodamiento de rodillos a rótula
para rodamiento CARB

min	máx
62	71
56	70

Tornillos de la tapa

Tamaño [mm]	M 24x160
Par de apriete recomendado [Nm]	350
Cargas máx. permisibles [kN]	
F_{120°	760
F_{150°	440
F_{180°	380

Tornillos de fijación adecuados

Tamaño [mm]	30
Tamaño [in.]	1 1/4
Par de apriete recomendado [Nm]	1310

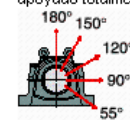
Orificios

Diámetro (máx)	20
Distancia del centro J_8	590

Cargas de rotura, soporte, kN

P_{0°	3100
P_{65°	4000
P_{90°	1900
P_{120°	1400
P_{150°	1300
P_{180°	1600
P_a	1000

El límite para P_{0° sólo debe tenerse en cuenta si el soporte no está apoyado totalmente sobre su base

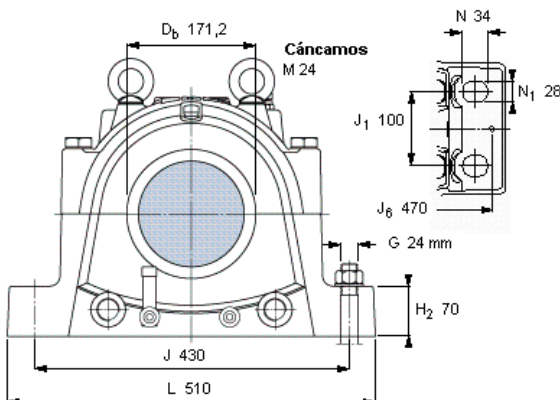
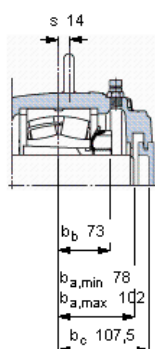
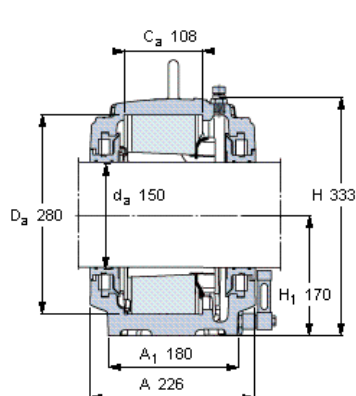


K) Soporte y rodamiento del eje inferior.

Soportes de pie de dos piezas, serie SNL de gran tamaño, para rodamientos sobre manguito de fijación, con obturaciones de aceite, soportes para ejes métricos

SKF

Eje	Rodamientos adecuados (diseño básico)		Soporte Dimensiones principales				Masa	Designaciones	
d _s	Rodamiento de rodillos a rótula	Rodamiento CARB	A	L	H	H ₁		Soporte completo con obturaciones para rodamiento de rodillos a rótula	Rodamiento CARB
mm	-		mm				kg	-	
150	23134 K	C 3134 K	230	510	333	170	69,5	SNL 3134 TURT	SNL 3134 TURA



Designaciones para el pedido

Soporte con dos obturaciones

para rodamiento de rodillos a rótula

SNL 3134 TURT

para rodamiento CARB

SNL 3134 TURA

Soporte con una obturación y una tapa lateral

para rodamiento de rodillos a rótula

SNL 3134 ATURT

para rodamiento CARB

SNL 3134 ATURA

Rodamientos y accesorios SKF adecuados

Rodamiento

23134 CCK/W33

Manguito de fijación

H 3134

Anillo de fijación

2 FRB 10/280

Obturación de repuesto

TSD 3134 U

Tapa lateral de repuesto

ETS 34 R

Nivel de aceite [mm]

(desde la base del soporte)

para rodamiento de rodillos a rótula

min máx

50 57

para rodamiento CARB

48 58

Tornillos de la tapa

Tamaño [mm]

M 24x140

Par de apriete

350

recomendado [Nm]

Cargas máx. permisibles [kN]

F_{120° 760

F_{150° 440

F_{180° 380

Tornillos de fijación adecuados

Tamaño [mm]

24

Tamaño [in.]

7/8

Par de apriete

665

recomendado [Nm]

Orificios

Diámetro (máx)

20

Distancia del centro J_6

470

Cargas de rotura, soporte, kN

P_{0° 1700

P_{55° 2100

P_{90° 1000

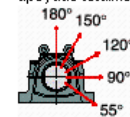
P_{120° 760

P_{150° 680

P_{180° 850

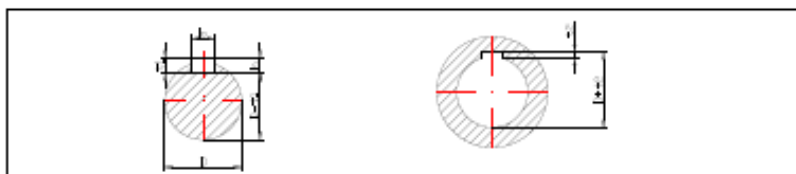
P_a 550

El límite para P_{0° sólo debe tenerse en cuenta si el soporte no está apoyado totalmente sobre su base



L) Chavetas.

CHAVETAS Y CHAVETEROS



ARBOL GRUPOS DE DIÁMETROS D mm.	CHAVETA b x h	Eje $D - t_1$	CHAVETERO Con juego en el lomo $D + t_2$	Con aprieto en el lomo $D + t_2$
Más de 6 hasta 8	2 x 2	$D - 1,1^{+0,1}$	$D + 1^{+0,1}$	$D + 0,6^{+0,1}$
Más de 8 hasta 10	3 x 3	$D - 1,7^{+0,1}$	$D + 1,4^{+0,1}$	$D + 1^{+0,1}$
Más de 10 hasta 12	4 x 4	$D - 2,4^{+0,1}$	$D + 1,7^{+0,1}$	$D + 1,3^{+0,1}$
Más de 12 hasta 17	5 x 5	$D - 2,9^{+0,1}$	$D + 2,2^{+0,1}$	$D + 1,8^{+0,1}$
Más de 17 hasta 22	6 x 6	$D - 3,5^{+0,2}$	$D + 2,6^{+0,1}$	$D + 2,1^{+0,1}$
Más de 22 hasta 30	8 x 7	$D - 4,1^{+0,2}$	$D + 3^{+0,1}$	$D + 2,4^{+0,1}$
Más de 30 hasta 38	10 x 8	$D - 4,7^{+0,2}$	$D + 3,4^{+0,2}$	$D + 2,8^{+0,1}$
Más de 38 hasta 44	12 x 8	$D - 4,9^{+0,2}$	$D + 3,2^{+0,2}$	$D + 2,6^{+0,1}$
Más de 44 hasta 50	14 x 9	$D - 5,5^{+0,2}$	$D + 3,6^{+0,2}$	$D + 2,9^{+0,1}$
Más de 50 hasta 58	16 x 10	$D - 6,2^{+0,2}$	$D + 3,9^{+0,2}$	$D + 3,2^{+0,2}$
Más de 58 hasta 65	18 x 11	$D - 6,8^{+0,2}$	$D + 4,3^{+0,2}$	$D + 3,5^{+0,2}$
Más de 65 hasta 75	20 x 12	$D - 7,4^{+0,2}$	$D + 4,7^{+0,2}$	$D + 3,9^{+0,2}$
Más de 75 hasta 85	22 x 14	$D - 8,5^{+0,2}$	$D + 5,6^{+0,2}$	$D + 4,8^{+0,2}$
Más de 85 hasta 95	25 x 14	$D - 8,7^{+0,2}$	$D + 5,4^{+0,2}$	$D + 4,6^{+0,2}$
Más de 95 hasta 110	28 x 16	$D - 9,9^{+0,2}$	$D + 6,2^{+0,2}$	$D + 5,4^{+0,2}$
Más de 110 hasta 130	32 x 18	$D - 11,1^{+0,3}$	$D + 7,1^{+0,2}$	$D + 6,1^{+0,2}$
Más de 130 hasta 150	36 x 20	$D - 12,3^{+0,3}$	$D + 7,9^{+0,2}$	$D + 6,9^{+0,2}$
Más de 150 hasta 170	40 x 22	$D - 13,5^{+0,3}$	$D + 8,7^{+0,2}$	$D + 7,7^{+0,2}$
Más de 170 hasta 200	45 x 25	$D - 15,3^{+0,3}$	$D + 9,9^{+0,2}$	$D + 8,9^{+0,2}$
Más de 200 hasta 230	50 x 28	$D - 17^{+0,3}$	$D + 11,2^{+0,3}$	$D + 10,1^{+0,3}$
Más de 230 hasta 260	56 x 32	$D - 19,3^{+0,3}$	$D + 12,9^{+0,3}$	$D + 11,8^{+0,3}$

M) Planos de conjunto y desglose.

