

DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UNA MAQUINA PARA HACER MALLAS CON
RECUBRIMIENTO PLASTICO

BETTY MARGARITA GARCIA ARRIETA

CESAR AUGUSTO LUGO MAJUL

CORPORACIÓN UNIVERSITARIA TECNOLÓGICA DE BOLÍVAR

FACULTAD DE INGENIERÍA MECÁNICA

CARTAGENA DE INDIAS D. T. Y C.

2003

DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UNA MAQUINA PARA HACER MALLAS CON
RECUBRIMIENTO PLASTICO

BETTY MARGARITA GARCIA ARRIETA

CESAR AUGUSTO LUGO MAJUL

Trabajo de Grado presentado como requisito parcial para

Optar al título de Ingenieros Mecánicos

CORPORACIÓN UNIVERSITARIA TECNOLÓGICA DE BOLÍVAR

FACULTAD DE INGENIERÍA MECÁNICA

CARTAGENA DE INDIAS D. T. Y C.

2003

Cartagena de Indias, 16 Octubre de 2002

Señores:

COMITÉ DE EVALUACIÓN DE PROYECTOS

CORPORACIÓN UNIVERSITARIA TECNOLÓGICA DE BOLÍVAR

Ciudad

Reciban un cordial saludo de nuestra parte.

Nos permitimos presentar a ustedes el Proyecto de Grado titulado: DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UNA MAQUINA PARA HACER MALLAS CON RECUBRIMIENTO PLASTICO, para optar al título de Ingenieros Mecánicos.

Cordialmente.

BETTY M. GARCIA ARRIETA

CESAR A. LUGO MAJUL

ARTÍCULO 107

La Corporación Universitaria Tecnológica de Bolívar, se reserva el derecho de propiedad intelectual de todos los trabajos de grado aprobados, y no pueden ser explotados comercialmente sin su autorización.

Nota de aceptación:

Presidente del jurado

Jurado

Jurado

Cartagena de Indias D. T. y C. 16 de octubre de 2002

DEDICATORIA

A Dios le damos gracias por darnos la oportunidad de formarnos como profesionales y por darnos la sabiduría y su compañía en todo momento , en todo lugar y tiempo.

A Nuestros padres, hermanos y familiares por ser tan comprensivos y esforzarse por hacernos personas de bien y por educarnos de la mejor manera posible.

No tiene objeto escribir muchos libros, él mucho estudio es fatiga para el cuerpo.

Temer a Dios y guardar sus mandamientos, es el todo del hombre

AGRADECIMIENTOS

A la Empresa Segurimallas del Caribe por permitirnos trabajar nuestro proyecto de grado en sus instalaciones, y especialmente al Sr. HECTOR CAMACHO LOPEZ Gerente Propietario de la empresa por su colaboración , apoyo y financiación en el proceso de construcción de la maquina, le agradecemos a la Sr. OLGA ARRIETA VUELVAS por su ayuda y buena atención, al señor HECTOR EDUARDO CAMACHO SOLANO por su colaboración .

NEIL NEWBALL JIMÉNEZ Ingeniero Mecánico con Especialización de Gerencia en Mantenimiento , por su ayuda en el diseño.

CONTENIDO

	pág.
1. INTRODUCCIÓN	19
2. DIAGRAMA DE ESFUERZO - DEFORMACIÓN UNITARIA PARA UN ACERO ESTRUCTURAL EN TENSIÓN	20
2.1.MODULO DE ELASTICIDAD	20
2.2 DEFORMACION EN FRIO	23
2.2.1 ELEMENTOS HECHOS DE MATERIAL ELASTOPLÁSTICO .	23
3.PROCESO DE OBTENCIÓN DEL ALAMBRON	37
3.1 GENERALIDADES DEL PROCESO DE OBTENCIÓN DEL ALAMBRON.	37
3.1.1 Decapado:	37
3.1.2 Fosfatado:	37
.3.1.3 Neutralizado:	38
.3.1.4 Secado:	38
3.2 TREFILADO	38
3.2.1 Tratamiento de baja relajación:	38
3.2.2 Algunos alcances acerca del proceso de trefilación:	38

3.2.3 Condiciones de ingreso del acero al proceso de trefilado:	42
3.2.4 Pasos que se dan en el proceso de trefilación:	43
3.2.5 factores que modifican las propiedades del alambre debido a la reducción del diámetro:	44
3.3 TIPOS DE TREFILADO	46
3.3.1 Trefiladora manual:	46
3.3.2 Trefiladora motorizada de una pasada:	47
3.3.3 Banco de estirar:	51
3.3.4 Hileras de acero templado:	52
3.4 GENERELIDADES DE LOS ALAMBRES	53
3.4.1 Generalidades del alambre tejido romboidal:	53
3.4.2 Medidas Standard:	54
3.4.3 Algunos tipos de mallas según diámetro del alambre son :	54
4. HISTORIA DEL PLÁSTICO	57
4.1 EL AVANCE DE LA QUÍMICA DE LOS PLÁSTICOS	58
4.2 TIPOS DE PLÁSTICOS	60
4.3 CRONOLOGÍA DE LA CONTRIBUCIÓN DE LOS PLÁSTICOS	60
5. ANALISIS DE ESFUERZO DE FLEXION DEL ALAMBRE	67
6. DISEÑO DE LA MAQUINA PARA HACER MALLAS	72
6.1 PERDIDA DE POTENCIA DEBIDO A LA INERCIA DE LA PLATINA	72
6.2 MEDISION DE LA TENSION PREVIA DEL ALAMBRE	75
6.3. POTENCIA REQRIDA POR LA MAQUINA.	77

6.4 ANALISIS DE TORSION DE LA GUIA.	78
6.4.1 *Resistencia a la fatiga en torsión en el caso de esfuerzo pulsantes.	81
6.4.2 .Análisis de resistencia a la fatiga en torsión de la guía	82
7. CALCULOS	89
7.1 SELECCIÓN DE CORREA	89
7.2 CALCULOS POR CATALOGOS DE CORREA Y POLEAS	97
7.3. DETERMINACIÓN DEL ACOUPLE POR CATALOGO	100
7.4. CALCULO TEORICO DEL ACOUPLE TIPO ARAÑA	103
7.5. DISEÑO DEL EJE	108
7.5.1.Análisis de carga estática , generalidades.	108
7.5.2.CARGA ESTATICA – FLEXION Y TORSIÓN	109
7.5.3.DETERMINACIÓN DE LAS CARGAS QUE ACTÚAN SOBRE EL EJE	111
7.5.4.CALCULOS DEL DIÁMETRO DEL EJE POR CARGA ESTATICÁ -FLEXIÓN Y TORSION .	113
7.5.5. CALCULO DEL EJE POR DEFLEXIÓN	116
7.5.6.Diseño del eje por fatiga	118
7.5.7. CONFIGURACIÓN DEL EJE DEFINITIVA.	126
7.5.8. SELECCION DE RODAMIENTO	127
8. RENTABILIDAD DE LA MAQUINA PARA HECER MALLAS	135
9. MANUAL DE MANTENIMIENTO Y OPERACIÓN DE LA	139

MAQUINA PARA HACER MALLAS.	
9.1 MANUAL DE OPERACIÓN	139
9.1.1. GUIA DE OPERACIONES.	139
9.2. MANUAL DE MANTENIMIENTO.	140
9.2.1 Orden de trabajo	142
9.2.2. Para la instalación del motor se tuvieron en cuenta las siguientes observaciones.	143
9.2.3. GUÍA DE DESCRIPCIÓN DE PARTES	150
CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES	152

LISTA DE FIG

	Pág
Figura 1 Diagrama esfuerzo deformación	22
Figura 2. elemento rectangular	23
Figura 3. esfuerzo y deformación lineal	24
Figura 4. Momento elástico	24
Figura .5 Momento elástico	25
Figura 6. Momento plástico	28
Figura 7 Distribución de esfuerzos	29
Figura 8 Momento plástico	30
Figura 9. Descripción de un par de fuerzas	31
Figura 10. Distribuciones de esfuerzo en un elemento rectangular tridimensional.	34
Figura 11. Portadados	39
Figura 12. Trefiladora manual	47
Figura 13. Trefiladora motorizada de una pasada	48
Figura 14. Dados de carburo de tungsteno	50
Figura 15. Banco de estirar	52

Figura 16. Hileras de acero templado	53
Figura 17. ALAMBRE TEJIDO ROMBOIDAL	54
ϕ 2.64 - 12 ISWG-MALLA 38mm	
Figura 18 . ALAMBRE TEJIDO ROMBOIDAL	55
ϕ 2.33 - 13 ISWG-MALLA 38mm	
Figura 19. ALAMBRE TEJIDO ROMBOIDAL	55
ϕ 2.03 - 14 ISWG-MALLA 38mm	
Figura 20. ALAMBRE TEJIDO ROMBOIDAL	56
ϕ 1.93 – 14.5 ISWG – malla 38 mm	
Figura 21. ALAMBRE TEJIDO ROMBOIDAL	56
ϕ 2.03 – 14 ISWG – malla 50 mm	
Figura 22.Diagrama de flexión del alambre sobre la guía	71
Figura 23 . Guía	72
Figura 24. Barra sometida a tensión.	79
Figura 25. Barra sometida a tensión	80
Figura 26. Vista frontal de platina	82
Figura 27.Torsión fluctuante.	83
Figura 28. Sección de viga rectangular	85
Figura 29. Curva característica de Rango optimo de potencia contra velocidad	91
Figura 30. Sección transversal de una correa en V	98
Figura 31. Sección transversal de una correa en V	99

Figura 32. Eje hueco	106
Figura 33 Sección de aplastamiento de la mordaza del acople	107
Figura 34 Diagrama del eje	111
Figura .35. Configuración del eje	118
Figura. 36.Torsión fluctuante.	118
Figura .37. Flexión con inversión completa	119
Figura 38 Configuración del eje definitivo.	126
Figura 39. Rodamiento de bolas 6206	129

LISTA DE TABLAS

	Pág
Tabla 1. Composición y propiedades del alambón	45
Tabla 2. Dimensiones de la Trefiladora manual	47
Tabla 3. Especificaciones de la Trefiladora motorizada de una pasada	48
Tabla 4 Especificacion de los dados	49
Tabla 5. Especificaciones de Banco de estirar	51
Tabla 6. Especificaciones de Hileras de acero templado	52
Tabla 7. Alambre galvanizado	76
Tabla 8. Coeficiente para barras rectangulares.	79
Tabla 9. Coeficiente de diámetros pequeños k_d	92
Tabla 10. Coeficientes de arco de contacto k_θ	94
Tabla 11. Factores de corrección de longitud k_l	95
Tabla 12. Acople flexibles de cruceta	102
Tabla .13. Factores de concentración de esfuerzos	122
Tabla 14. Calculo de esfuerzos	122

Lista de Anexos

	Pág
Anexo A. selección del Tipo de Correas	90
Anexo B. Longitud normalizada de Correas Trapezoidales	90
Anexo C . Acoples Flexibles para Transmisión de Potencia	100
Anexo D. Catalogo SKF	128
Anexo E . Tablas Generales . Presupuesto de la maquina .	137
Anexo F . Planos de la Maquina	
Anexo G. Catalogo de los alambres para hacer Mallas , Tubería de acero galvanizado y de Acero carbón	
Anexo J. Baldor . Motors And Drives	

RESUMEN

Para el análisis de ingeniería se hace indispensable utilizar procesos mecánicos para la fabricación de los elementos que hacen parte del montaje de las diferentes máquinas. Estos procesos deben asegurar que el material mantenga sus propiedades mecánicas de resistencia, rigidez y esfuerzos internos, después de haber sufrido deformaciones.

En la ciudad de Cartagena, actualmente no existen máquinas modernas que tengan la capacidad de fabricación de mallas de diferentes tamaños con una tecnología avanzada, y estos trabajos deben ser realizados en Barranquilla si se quieren en gran cantidad en el menor tiempo posible. Para este propósito se diseñó una máquina con capacidad suficiente para fabricar mallas en los diámetros y cantidades necesarias en el menor tiempo posible, la máquina consta de un freno magnético, cloch y sensores de regulación de entrada y salida de arranque para hacer más eficientes el proceso de dobles y tejido de las mallas.

En nuestro proyecto manejaremos el diseño y construcción de una maquina para hacer mallas metálicas con recubrimiento plástico que realiza su proceso de doblado a través de una matriz, moldeada para diferentes especificaciones y aberturas de mallas, así como los diferentes calibres de alambre galvanizado.

1. INTRODUCCIÓN

En la fabricación de las mallas por medio de ondulación del alambre sobre una guía y dirigido por una matriz, es importante el estudio de estos elementos con el objeto de determinar el comportamiento del material deformado, por ser indispensable que este conserva sus propiedades mecánicas y que conserve su nueva forma.

El diseño y construcción para la maquina para hacer mallas con recubrimiento plástico en el que los cálculos de la maquina están basados en la conservación de las propiedades mecánicas del alambre para hacer las mallas, aplicándole un esfuerzo **máximo** necesario para conseguir el cambio de la forma del alambre y que esta deformación lograda permanezca.

2. DIAGRAMA DE ESFUERZO - DEFORMACIÓN UNITARIA PARA UN ACERO ESTRUCTURAL EN TENSIÓN¹

2.1. MODULO DE ELASTICIDAD

Es la pendiente de la línea OA. Relación entre esfuerzo y deformación unitaria, en esta región inicial no es solo lineal sino proporcional.

Más allá del punto A, la proporcionalidad entre el esfuerzo y la deformación unitaria ya no existe; por esto, el esfuerzo en A se llama límite proporcional para aceros al bajo carbono, este límite varía de 30 a 50Ksi (210 a 350 Mpa), pero los aceros de alta resistencia (con contenido de carbono mayor que otras aleaciones) puede tener límites proporcionales de más de 80Ksi (550 Mpa. El material exhibe un comportamiento elástico que recupera su longitud original cuando se libera la carga (esfuerzo).

¹ JAMES, M. Gere y TIMOSHENKO Stephen . P. Mecánica de Materiales. 4° ed. International Thomson Publishing Company , 1998. p 14

A-B . El incremento en el esfuerzo mas allá del limite proporcional , la deformación unitaria comienza a crecer con ,mas rapidez para cada incremento de esfuerzo esto trae como consecuencia , se forma una curva que se va convirtiendo en una curva horizontal . La curva de esfuerzo contra deformación es la relación básica que describe las propiedades mecánicas de los materiales.

B se llama punto de fluencia el esfuerzo correspondiente se conoce como esfuerzo de fluencia del acero . En la región de B-C , el material se vuelve perfectamente plástico lo que significa que se deforma sin un incremento de la carga aplicada .

La presencia de deformaciones unitarias muy grandes en la región plástica (y más allá) es la razón para no trazar este diagrama a escala .

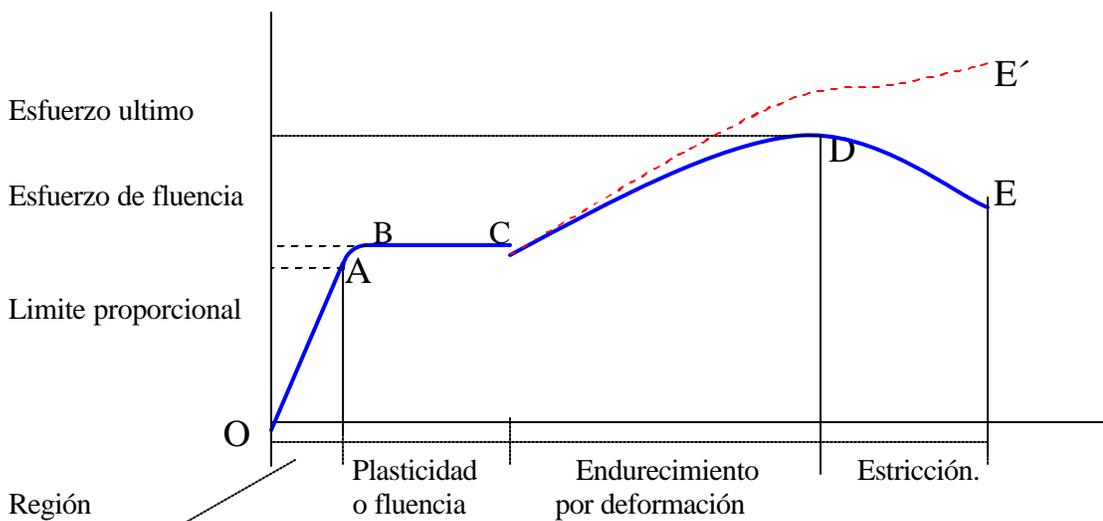
Después de experimentar las grandes deformaciones unitarias que ocurren durante la fluencia en la región B-C , el acero empieza a endurecerse por deformación .

Durante el endurecimiento por deformación el material experimenta cambios en su estructura cristalina , lo que conduce a una resistencia mayor del material a

deformaciones adicionales el alargamiento de la probeta de prueba en esta región requiere un instrumento de la carga de tensión, por lo que el diagrama de esfuerzo deformación unitaria tiene una pendiente positiva de C-D. La carga termina por alcanzar su valor máximo y el esfuerzo correspondiente (punto D). Se llama esfuerzo ultimo. Un alargamiento adicional de la barra va acompañado por una reducción de la carga y a la fractura ocurre finalmente en un punto como el E.

E es una constante de proporcionalidad cuyo valor es distinto para cada material.

Figura 1 Diagrama esfuerzo deformación²



² JAMES, M. Gere y TIMOSHENKO Stephen . P. Mecánica de Materiales. 4° Ed. International Thomson Publishing Company , 1998. p 14

Lineal

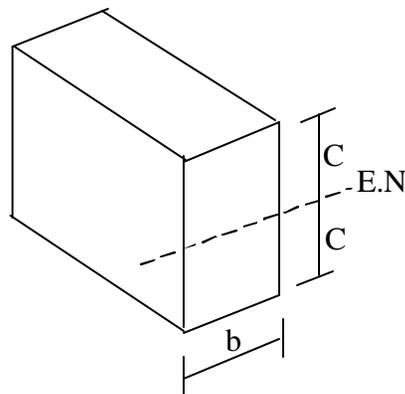
perfecta

2.2 DEFORMACION EN FRIO³

2.2.1 ELEMENTOS HECHOS DE MATERIAL ELASTOPLÁSTICO .

para generar una visión mejor de la conducta plástica de un material sujeto a flexión, se analizará el caso de un elemento hecho de material elasto-plástico

Figura 2. elemento rectangular

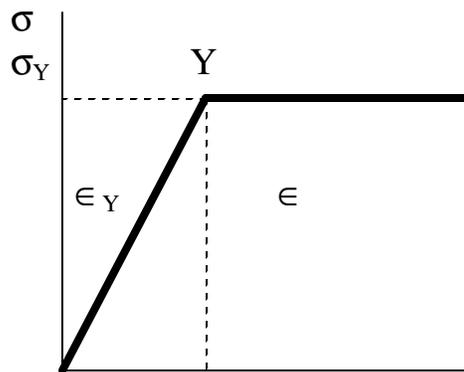


³BEER, Ferdinand P. y JOHNSTON junior, E. Russel. Mecánica de Materiales. 2° ed. Santa Fé de Bogotá:

Mc-Graw Hill, 1999. p .218

suponiéndose primero que el elemento es rectangular, ancho b y altura $2c$ (véase figura 1.)

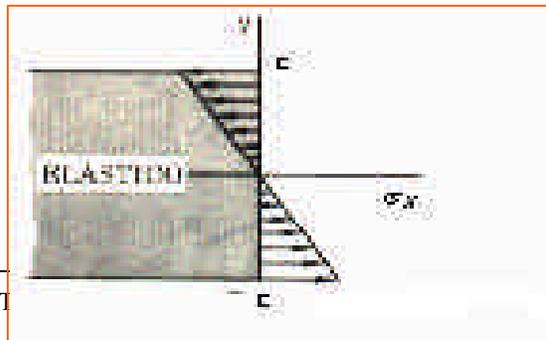
Figura 3. esfuerzo y deformación lineal



Beer Johnston.

Mientras σ_X no excede el límite de fluencia σ_Y , se aplica la ley de Hooke, y la distribución de esfuerzos es lineal (véase figura 2).

Figura 4. Momento elástico⁴



⁴ BEER, Ferdinand P. y JOHNSTON

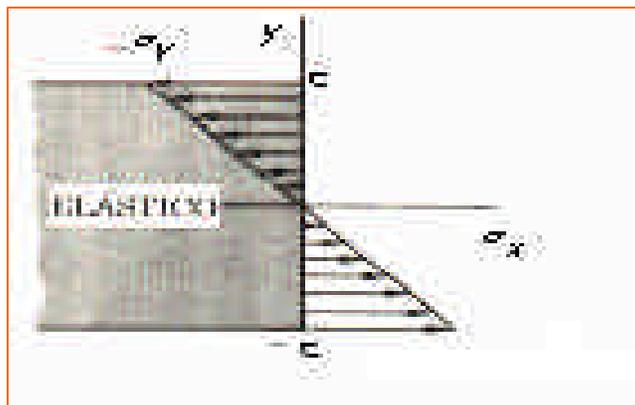
ed. Santa Fé de Bogotá:

Mc-Graw Hill, 1999. p .219

Es importante denotar que en el comportamiento de los materiales, se debe analizar el esfuerzo máximo como aparece en la ecuación 1.

En los análisis de resistencia de materiales se denota que los materiales que se comportan de forma elástica siempre vuelven a su forma inicial cuando cesa las fuerzas que actúan sobre el .

Figura .5 Momento elástico ⁶



⁶ BEER, Ferdinand P. y JOHNSTON junior, E. Russel. Mecánica de Materiales. 2º ed. Santa Fé de Bogotá: Mc-Graw Hill, 1999. p .219

Sustituyendo este valor en la ecuación #2 , y resolviendo para M , se obtiene el valor M_Y del momento flector en el inicio de la fluencia:

$$M_Y = \frac{I}{c} \sigma_Y$$

Ecuación 2

El momento M_Y es el máximo momento elástico ya que es el mayor momento para el cual la deformación permanece completamente elástica. Recordando que para la sección rectangular considerada,

$$\frac{I}{c} = \frac{b(2c)^3}{12c} = \frac{2}{3}bc^2$$

Ecuación 3

se escribe

$$M_y = \frac{2}{3} b c^2 s_y$$

Ecuación 4

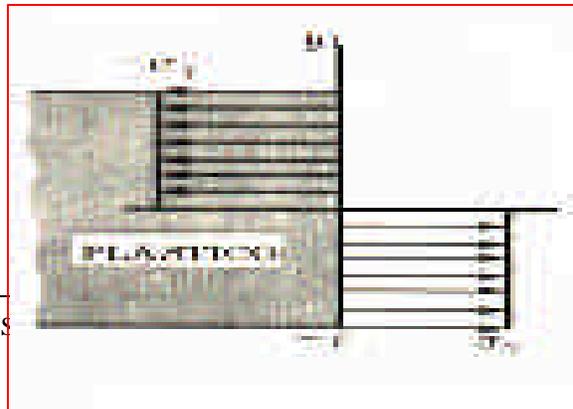
Si el momento flector sigue aumentando se desarrollan zonas plásticas en el elemento que tienen el esfuerzo uniformemente igual a $-\sigma_Y$ en la zona superior y $+\sigma_Y$ en la inferior (véase figura 3). Entre las zonas plásticas subsiste un núcleo elástico en el cual σ_X varía linealmente con “y”.

$$s_x = - \frac{s_y}{y_y} y$$

Ecuación 5

donde y_y representa la mitad del espesor del núcleo elástico. Cuando M aumenta, la zona plástica se expande hasta que en el límite, la deformación es completamente plástica (véase figura 4).

Figura 6. Momento plástico ⁷



⁷BEER, Ferdinand P. y JOHNS
Mc-Graw Hill, 1999. p .219

ed. Santa Fé de Bogotá:

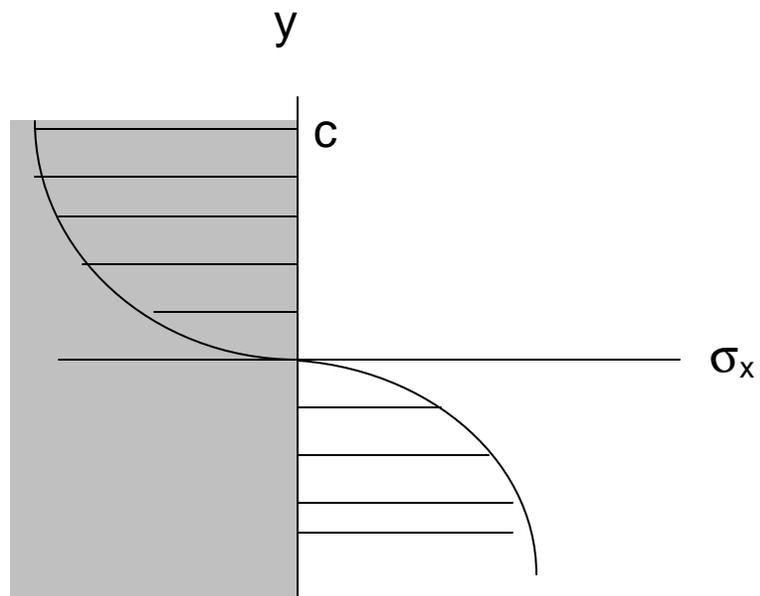
Se usa la ecuación :

$$M = -2b \int_0^c y \sigma_x dy$$

Ecuación 6

Esta ecuación representa el primer momento con respecto al eje horizontal , del área que esta localizada por encima del eje horizontal y limitada por la curva de distribución del esfuerzo y el eje vertical.

Figura 7 Distribución de esfuerzos⁸



⁸ BEER, Ferdinand P. y JOHNSTON junior, E. Russel. Mecánica de Materiales. 2° ed. Santa Fé de Bogotá: Mc-Graw Hill, 1999. p .216

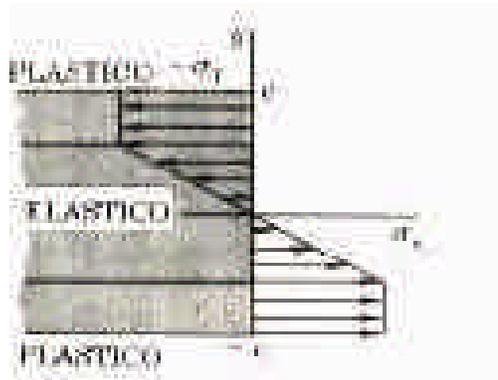
$$-C \quad \sigma_{mx}$$

Para hallar el momento flector M que corresponde a un espesor $2y_y$ del núcleo elástico.

Recordando que σ_x esta dado por la ecuación #5 para $0 \leq y \leq y_y$, y es igual a

- σ_y para, se escribe:

Figura 8 Momento plástico⁹

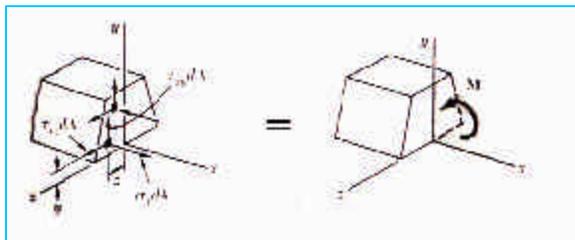


Recuérdese de la estática, que un par M consta realmente de dos fuerzas iguales y opuestas. La suma de las componentes de estas fuerzas, en cualquier dirección, es cero.

⁹BEER, Ferdinand P. y JOHNSTON junior, E. Russel. Mecánica de Materiales. 2° ed. Santa Fé de Bogotá: Mc-Graw Hill, 1999. p .219

Además, el momento del par es el mismo con respecto a cualquier eje perpendicular al plano, y cero con respecto a cualquier eje contenido en el plano. Eligiendo arbitrariamente el eje (z), como se muestra en la figura 13, el par M se expresa escribiendo que la suma de las componentes y de los momentos de las fuerzas elementales es iguales a las correspondientes componentes y momentos del par:

Figura 9. Descripción de un par de fuerzas¹⁰



Momentos con respecto al eje (z):

$$\int (-y s_x dA) = M$$

Ecuación 7

¹⁰ BEER, Ferdinand P. y JOHNSTON junior, E. Russel. Mecánica de Materiales. 2° ed. Santa Fé de Bogotá: Mc-Graw Hill, 1999. p .183

Considerando el caso particular de un elemento que tiene una sección rectangular de ancho b , el elemento de área en la Ecuación 7 se expresa como

$dA = bdy$ y se tiene:

$$M = -b \int_{-c}^c y \mathbf{s}_x dy$$

Ecuación 8

Donde σ_X es la grafica función de Y ilustrada en la figura 7. como σ_X es la función impar de y , la ecuación 8 se escribe de la forma.

$$M = -2b \int_0^c y \mathbf{s}_x dy$$

Ecuación 6

Se usará la ecuación 6 para hallar el valor del momento flector M que corresponde a un espesor $2y_Y$ del núcleo elástico. Recordando que \mathbf{s}_x está dado por la ecuación 5 para, y es igual a $-\mathbf{s}_Y$ para, se escribe:

$$M = -2b \int_0^{y_1} y \left(-\frac{\mathbf{s}_Y}{y_Y} y \right) dy - 2b \int_{y_1}^c y (-\mathbf{s}_Y) dy$$

$$M = \frac{2}{3} b y_Y^2 \mathbf{s}_Y + b c^2 \mathbf{s}_Y - b y_Y^2 \mathbf{s}_Y$$

$$M = bc^2 \mathbf{S}_y \left(1 - \frac{1}{3} \frac{y_y^2}{c^2} \right)$$

a partir de la ecuación 4

$$M = \frac{3}{2} M_y \left(1 - \frac{1}{3} \frac{y_y^2}{c^2} \right)$$

Ecuación 9

Donde M_y es el máximo momento elástico. Se observa que cuando y_y se aproxima a cero, el momento flector tiende a

$$M_p = \frac{3}{2} M_y$$

Ecuación 10

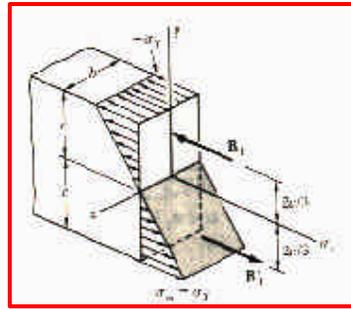
Este valor del momento flector, que corresponde a una deformación completamente plástica (véase Figura 5), es el momento plástico del elemento estudiado. Se nota que la ecuación 10 es válida solo para elementos de sección rectangular hechos de material elastoplástico.

En la figura 14 se han representado, en tres dimensiones, las distribuciones de esfuerzos en un elemento rectangular, correspondientes, a un máximo momento elástico M_y (figura 14 a) y al caso límite del momento plástico M_p (figura 14 b). Como en ambos casos, las resultantes de las fuerzas elementales de tensión y compresión deben pasar por los centroides de los volúmenes que representan la distribución de esfuerzos y ser iguales en magnitud a estos volúmenes, se verifica que:

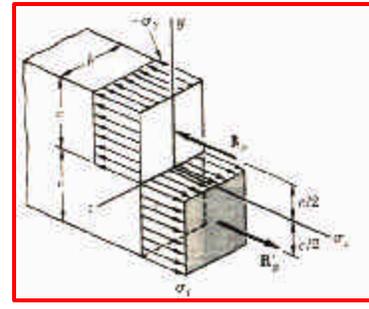
$$R_y = \frac{1}{2}bc\sigma_y \qquad R_p = bc\sigma_y$$

Figura 10. Distribuciones de esfuerzo en un elemento rectangular tridimensional.¹¹

¹¹ BEER, Ferdinand P. y JOHNSTON junior, E. Russel. Mecánica de Materiales. 2º ed. Santa Fé de Bogotá: Mc-Graw Hill, 1999. p .220



(a)



(b)

y que los momentos de los pares correspondientes son, respectivamente

$$M_Y = \left(\frac{4}{3} c \right) R_Y = \frac{2}{3} bc^2 s_Y$$

Ecuación 11

$$M_P = cR_P = bc^2 s_Y$$

Ecuación 12

Así se demuestra que, para un elemento rectangular, $M_P = \frac{3}{2} M_Y$ como requería la ecuación 10. La relación, que se obtiene al dividir el momento plástico M_P del elemento por la resistencia a la fluencia s_Y del material, se conoce como módulo plástico de la sección y se representa por Z . Cuando se conocen el módulo plástico Z y el límite de fluencia s_Y de una viga, el momento plástico M_P de la viga se obtiene multiplicando s_Y por Z .

$$M_p = Z^* s_y$$

Ecuación 13.

Reemplazando $M_y = S_{s_y}$ de la ecuación $\sigma_m = M / S$ y comparando con la ecuación 13 se nota que el factor $k = M_p / M_y$ de una sección transversal dada puede expresarse como la relación entre los módulos plásticos y elásticos .

$$k = \frac{M_p}{M_y} = \frac{Z s_y}{S s_y} = \frac{Z}{S}$$

Ecuación 14

Analizando el caso particular de una viga rectangular de ancho b y altura h , se nota , que la ecuación 12 y la ecuación 13 , que el modulo plástico es :

$$Z = \frac{M_p}{s_y} = \frac{bc^2 s_y}{s_y} = bc^2 = \frac{1}{4}bh^2$$

Ecuación 15

3.PROCESO DE OBTENCIÓN DEL ALAMBRON

3.1 GENERALIDADES DEL PROCESO DE OBTENCIÓN DEL ALAMBRON.

El trefilado es un proceso de conformado en frío mediante el cual se consigue reducir el diámetro de un alambión o de un alambre. Para ello se hace pasar el alambre a través de un dado fabricado usualmente de carburo de tungsteno, con la sección que se muestra en el esquema.

En proceso de acondicionamiento del Alambión , debe acondicionarse la superficialmente para poder ser trefilado. Este proceso de acondicionamiento se realizará en cuatro pasos.

3.1.1 Decapado: consiste en la eliminación de todo el óxido superficial, mediante la inmersión en un baño de ácido.

3.1.2 Fosfatado: a continuación se deposita sobre la superficie del material una capa de fosfato, que protege el acero y permite la adherencia del lubricante (jabón) en el proceso de Trefilado.

.3.1.3 Neutralizado: consiste en el neutralizado de los posibles restos de ácido.

.3.1.4 Secado: a continuación el Alambroón es secado mediante el soplado de aire caliente.

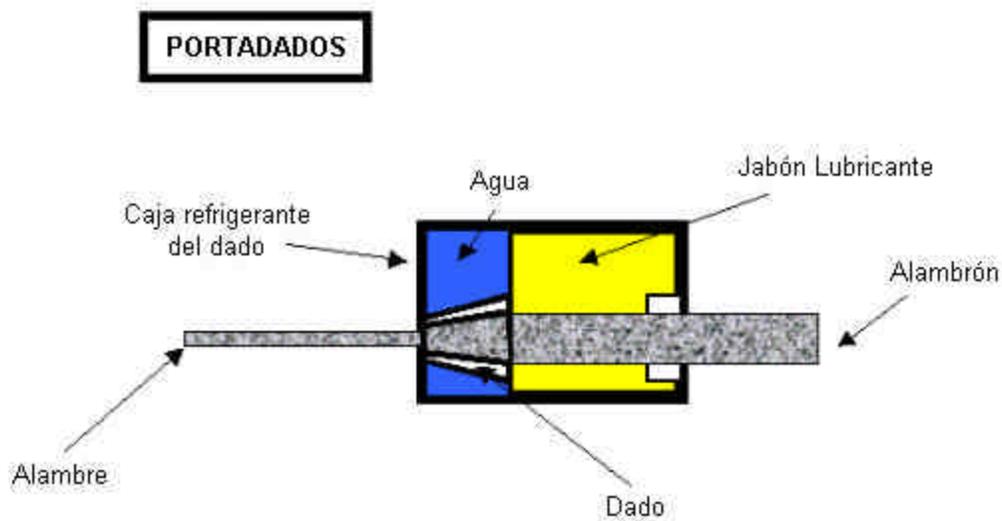
3.2 TREFILADO

El proceso de Trefilado consiste en hacer pasar el Alambroón por una serie de *Hileras* de diámetros progresivamente inferiores hasta alcanzar el diámetro final. En cada paso de trefilado, el acero se estira plásticamente aumentando la *carga de rotura* y la *estricción*.

3.2.1 Tratamiento de baja relajación: el alambre obtenido del trefilado, se somete a un tratamiento termomecánico (tensión y calentamiento) por el cual se producen ajustes en la estructura microcristalina, estabilizándose y elevándose el *límite elástico*. De esta forma se obtiene la *Relajación 2 (R2)*.

3.2.2 Algunos alcances acerca del proceso de trefilación: Al igual que en la laminación, cuando el grado de reducción total es muy grande (mayor a 25 %) se deben aplicar varios pasos de trefilado (varios dados con diámetros de salida sucesivamente más pequeños). Los grados de reducción y sus secuencias varían de trefilería en trefilería.

Figura 11. Portadados



Internet

El proceso de trefilado es un proceso en frío; aunque la deformación mecánica genera lógicamente calentamiento del material, éste raramente sobrepasa los 80 o 90 °C. Los parámetros de operación más importantes son: grado de reducción y secuencia de reducciones, lubricante sólido usado, enfriamiento adecuado de los dados, en ese de orden de importancia.

Un grado de reducción promedio bastante razonable es de 20% por paso o dado. Establecido este criterio la secuencia dependerá del diámetro inicial y final, lo cual determinará el número de pases.

El lubricante usualmente es un jabón de tipo sódico o potásico. Es importante que el jabón sea de buena calidad, que prenda fácilmente sobre el alambre, que no forme rápidamente grumos duros los cuales muchas veces rayan el alambre y ocasionan roturas. Un buen lubricante se pega en forma pareja sobre el alambre dándole brillo y un color oscuro conforme es trefilado. Los lubricantes más corrientes suelen quemarse rápidamente, formando grumos y agarran un color terroso.

Los dados usualmente tienen un sistema de enfriamiento de agua alrededor de ellos (en el portadado) para evitar el calentamiento excesivo del dado y del alambre. Adicionalmente, muchas trefiladoras colocan ventiladores en los tambores que enrollan el alambre trefilado después de pasar por cada dado, con el fin de contribuir al enfriamiento del alambre. Esto es importante sobre todo en aceros de alto carbono (donde la temperatura de transformación eutectoide es menor), pero en trefiladoras de alambre de bajo carbono, muchas veces se omiten estos ventiladores.

La velocidad de deformación expresada en términos de velocidad de paso del alambre (metros por minuto) es del orden de unos 30 m/min a la entrada del primer dado (alambrón de 5,5 mm de diámetro) y llega a unos 350 m/min (6 m/seg) al salir el alambre con 1,7 mm de diámetro en el último dado, si consideramos que se puede procesar un rollo de 440 kg en unos 60 a 80 minutos si no hay paradas por roturas o cosa similar. En un ensayo de tracción, la velocidad de paso del material (velocidad con que la mordaza móvil se desplaza) es del orden de los 10 a 25 cm/min. Es bastante lento el estiramiento.

Los mayores inconvenientes que surgen en una operación de trefilado lo constituyen las roturas del alambre entre dados. Estas roturas pueden deberse a mala lubricación, baja resistencia del alambre, defectos internos del alambrón, ovalidad del alambrón, ángulo inadecuado de entrada del alambre en el dado, reducción excesiva en ese paso; menos frecuentemente, debido a una alta tensión o torque del motor del tambor; más o menos en ese orden de importancia.

Ya se ha mencionado la importancia de la lubricación. Cuando la película lubricante se rompe al pasar por el dado también se observa una rotura del alambre. La película puede romperse por un ángulo inadecuado de penetración del alambre en el dado.

Cuando el alambión tiene muy baja resistencia a la tracción va a ser susceptible a fallar por la tracción generada en el proceso; recordemos que el acero es forzado a pasar entre los dados mediante estiramiento por tensión, con la fuerza que proporciona el motor de cada tambor.

Cuando el alambión tiene suciedad debido a inclusiones, especialmente las indeformables o duras como silicatos y óxidos, el acero se encuentra disminuído en su resistencia mecánica al tener menor área neta de sección; adicionalmente estos cuerpos duros no van a deslizarse fácilmente al pasar por el dado, especialmente cuando su tamaño relativo al diámetro del alambre vaya creciendo en importancia. Esto lleva a la rotura del alambre.

La ovalidad del alambión, un ángulo inadecuado de entrada del alambre o una reducción excesiva o desgaste irregular del dado pueden llevar a condiciones de rotura al generarse una mayor deformación en un lado del alambre que en el otro, generando un calentamiento localizado o una excesiva deformación, lo que lleva a la aparición de una zona fuertemente alterada y poco deformable en el alambre. La rotura en esta zona es inminente.

3.2.3 Condiciones de ingreso del acero al proceso de trefilado: el alambión de acero ingresa al trefilado en estado de laminado en caliente, en diámetros diversos como pueden ser 5.5, 6, 9, 12mm, etc. (ver Specification ASTM A510M-96). Esto significa que tiene un

grano relativamente homogéneo y está libre de acritud. El tamaño de grano del alambión de trefilería está entre $G = 6$ y $G = 10$, que depende del grado de reducción en la laminación en caliente y de la velocidad de enfriamiento al salir de la laminación. A mayor grado de reducción, menor tamaño de grano. A mayor velocidad de enfriamiento, se obtiene un tamaño de grano menor pues se detiene el crecimiento de grano que es función de la temperatura. De nuestra experiencia, sabemos que un tamaño de grano óptimamente trefilable es el más fino ($G = 10$). El tamaño de grano se expresa, según Norma ASTM, mediante el Número G obtenido de la expresión:

$$\text{Número de granos / pulg}^2 \text{ a } 100X = 2^{G-1}$$

Se considera grano grueso cuando $G < 5$ (diámetro de grano 62 micras) y grano fino cuando $G > 7$ (diámetro de grano 32 micras).

3.2.4 Pasos que se dan en el proceso de trefilación: el alambión es colocado en la línea de trefilación pasando primero por una descascarilladora (decapado mecánico), para desprender la capa de óxido de fiero y CO producidos en la laminación en caliente. Luego, entra a la primera caja portadado donde el alambión hace su primer contacto con el jabón sólido. Después de pasar por el primer dado o hilera es pasado al segundo dado, luego al tambor donde se realizará un enfriamiento con el aire del medio ambiente y después pasará a la tercera hilera que está asociada a su respectivo tambor. Así sucesivamente. Como se mostró en el esquema arriba mostrado, toda hilera está insertada en un portadado de manera que siempre el alambre estará en contacto con el jabón lubricante sólido, antes de ser reducido de diámetro.

Cuando se trata de acero de alto carbono (SAE 1070 0 1080) se requiere un decapado químico en ácido diluido, seguido de un baño de cal y un posterior fosfatado (un baño de fosfato en agua) que prepara la superficie para una mejor adherencia del lubricante sólido.

3.2.5 factores que modifican las propiedades del alambre debido a la reducción del diámetro: el grano se deforma en la dirección de trefilado aumentando su acritud, con lo cual aumenta su resistencia a la tracción pero disminuye su ductilidad. A mayor grado de reducción mayor acritud. Paralelamente, un metal con más acritud es menos dúctil y menos deformable. Por ello, conforme el grado de reducción aumenta, el metal se hace más difícil de trefilar, hasta que la operación de trefilado en casos extremos genere la rotura del alambre; antes de que esto se produzca debe realizarse un recocido. El recocido es frecuente en aceros al carbono, cuando se debe producir alambres de diámetro menor a 1.5 mm. El cuadro adjunto nos muestra el caso de un alambón de acero SAE 1008, producido por Corporación Aceros Arequipa, para su línea de clavos.

Los aceros de bajo carbono pueden soportar reducciones más fuertes. Reducciones de hasta 35 % en algunas trefiladoras, sobre todo cuando el alambre solo va a sufrir dos o tres pases. Cuando son más los pases a aplicar (en otras palabras el diámetro final es más pequeño, como 2 o 1,6 mm por ejemplo) y la reducción total es mayor, se aplican reducciones mas

moderadas. Un acero de mayor contenido de carbono deberá ser trefilado con reducciones menores debido a la acritud que el mayor contenido de carbono le confiere a este acero.

Tabla 1. Composición y propiedades del alambren

SECUENCIA DE REDUCCIONES Y SU EFECTO SOBRE RESISTENCIA A LA TRACCION EN EL TREFILADO

COMP. QUIMICA: %C 0.06 %Mn 0.28 %Si 0.12 %V 0.002
 %Cr 0.05 %Ni 0.04 %Cu 0.12 %Sn 0.01
 %P 0.020 %S 0.031 %Al 0.011

PASO	DIAMETRO mm	REDUCCION PARCIAL %	REDUCCION TOTAL %	RESISTENCIA A TRACCION Kg/mm ²
Alambrón	5.7	0	0	41.8
1	4.63	34.0	34.0	60
2	4.05	23.5	49.5	73.1
3	3.66	18.3	58.8	75
4	3.14	26.4	69.7	77.5
5	2.7	26.1	77.6	85.6
6	2.4	21.0	82.3	87.8
7	2.14	20.5	85.9	89.7
8	1.9	21.2	88.9	95.1
9	1.61	28.2	92.0	104.4

Internet

Acritud significa mayor endurecimiento con la mayor deformación en frío. En general los elementos intersticiales (diámetro atómico menor al del hierro) que están presentes en el

acero suelen conferirle mayor acritud al ser deformados en frío, pues constituyen obstáculos al flujo del material durante la deformación. Otros actúan por el mecanismo llamado strain ageing como lo hace el nitrógeno, produciéndose envejecimiento (endurecimiento con el transcurso del tiempo) activado por la energía introducida durante la deformación.

La condición básica es que el grano esté recristalizado para tener facilidad de reducción. Un tamaño de grano más grande debe producir menos acritud durante la trefilación. Sin embargo muchas veces se recomienda un grano más fino (pero recristalizado) para hacer frente a las tensiones de trefilado, pues un grano más fino será capaz de soportar las fuerzas de trefilado en mejores condiciones.

Por supuesto un acero se endurecerá más rápido que un cobre. La facilidad de un material a ser deformado se expresa por el llamado coeficiente de deformación. Este coeficiente es propio de cada material (que varía con su composición y su micro estructura, principalmente; y en menor medida, con su espesor inicial).

3.3 TIPOS DE TREFILADO

3.3.1 Trefiladora manual: reduce el diámetro del alambre a diámetros requeridos . Se usa en pequeños talleres. Al igual que una motorizada acepta dados de todas las medidas.

Tabla 2. Dimensiones de la Trefiladora manual

ESPECIFICACIONES	
CODIGO	ML8068
Alto	18 cm
Ancho	38 cm
Fondo	33 cm

Internet

Figura 12. Trefiladora manual



Internet

3.3.2 Trefiladora motorizada de una pasada: es Italiana. Esta máquina reduce el alambre grueso a diámetros más delgados. Utiliza dados de acero o de diamante.

Tabla 3. Especificaciones de la Trefiladora motorizada de una pasada

ESPECIFICACIONES	
CODIGO	ML8072
Diámetro Máx. A trefilar	2 mm
Motor	Monofásico 220 voltios, 1/3 HP
Velocidad de Trefilado	Variable, de 30 a 55 m/min.
Alto	22 cm
Ancho	44 cm

Fondo	48 cm
3 Velocidades, con cambio de bandas	

Internet

Figura 13. Trefiladora motorizada de una pasada



Internet

DADOS DE CARBURO DE TUNGSTENO

Diseñados para resolver todas las necesidades de trefilado, , muy durables, calibrados con precisión y acabados a alto brillo.

Tabla 4. especificaciones de los dados

CODIGO	CALIBRE
HE0900-080	N° 8
HE0900-090	N° 9

HE0900-100	N° 10
HE0900-110	N° 11
HE0900-120	N° 12
HE0900-130	N° 13
HE0900-140	N° 14
HE0900-150	N° 15
HE0900-160	N° 16
HE0900-170	N° 17
HE0900-180	N° 18
HE0900-190	N° 19
HE0900-200	N° 20
HE0900-210	N° 21
HE0900-220	N° 22
HE0900-230	N° 23
HE0900-240	N° 24
HE0900-250	N° 25
HE0900-260	N° 26
HE0900-270	N° 27
HE0900-280	N° 28
HE0900-290	N° 29

HE0900-300	N° 30
HE0920	REGULABLE

Internet

Figura 14. Dados de carburo de tungsteno



Internet

3.3.3 Banco de estirar: permite obtener el diámetro del alambre requerido este robusto y preciso banco CAVALLIN importado que estira por medio de hileras , da perfiles redondos , cuadrados, madia caña, etc. Se ensambla rápidamente.

Tabla 5. Especificaciones de Banco de estirar

ESPECIFICACIONES	
CODIGO	ML9076-135
Alto	80 cm
Largo	1.70 cm

Ancho	45 cm
Largo útil	135 cm
Peso	60 Kg
Grueso máximo	10mm

Internet

Figura 15. Banco de estirar



Internet

3..3.4 Hileras de acero templado: se usan para estirar alambre, con orificios en tres formas. El rango es en milímetros ,”F” significa tan pequeño que no se expresa medida.

4. HISTORIA DEL PLÁSTICO

El desarrollo de estas sustancias se inició en 1860, cuando el fabricante estadounidense de bolas de billar Phelan and Collander ofreció una recompensa de 10.000 dólares a quien consiguiera un sustituto aceptable del marfil natural. Una de las personas que optaron al premio fue el inventor estadounidense Wesley Hyatt, quien desarrolló un método de procesamiento a presión de la piroxilina, un nitrato de celulosa de baja nitración tratado previamente con alcanfor y una cantidad mínima de disolvente de alcohol. Si bien Hyatt no ganó el premio, su producto, patentado con el nombre de celuloide, se utilizó para fabricar diferentes objetos, desde placas dentales a cuellos de camisa. El celuloide tuvo un notable éxito comercial a pesar de ser inflamable y de su deterioro al exponerlo a la luz.

Durante las décadas siguientes aparecieron de forma gradual más tipos de plásticos. Se inventaron los primeros plásticos totalmente sintéticos: un grupo de resinas desarrollado hacia 1906 por el químico estadounidense de origen belga Leo Hendrik Baekeland, y comercializado con el nombre de baquelita. Entre los productos desarrollados durante este periodo están los polímeros naturales alterados, como el rayón, fabricado a partir de Productos de celulosa.

4.1 El avance de la química de los plásticos

En 1920 se produjo un acontecimiento que marcaría la pauta en el desarrollo de materiales plásticos. El químico alemán Hermann Staudinger aventuró que éstos se componían en realidad de moléculas gigantes. Los esfuerzos dedicados a probar esta afirmación iniciaron numerosas investigaciones científicas que produjeron enormes avances en esta parte de la química. En las décadas de 1920 y 1930 apareció un buen número de nuevos productos, como el etanoato de celulosa (llamado originalmente acetato de celulosa), utilizado en el moldeo de resinas y fibras; el cloruro de polivinilo (PVC), empleado en tuberías y recubrimientos de vinilo, y la resina acrílica, desarrollada como un pegamento para vidrio laminado.

Uno de los plásticos más populares desarrollados durante este periodo es el metacrilato de metilo polimerizado, que se comercializó en Gran Bretaña con el nombre de Perspex y como Lucite en Estados Unidos, y que se conoce en español como plexiglás. Este material tiene unas propiedades ópticas excelentes; puede utilizarse para gafas y lentes, o en el alumbrado público o publicitario. Las resinas de poli estireno, comercializadas alrededor de 1937, se caracterizan por su alta resistencia a la alteración química y mecánica a bajas temperaturas y por su muy limitada absorción de agua. Estas propiedades hacen del poli estireno un material adecuado para aislamientos y accesorios utilizados a bajas temperaturas, como en instalaciones de refrigeración y en aeronaves destinadas a los vuelos

a gran altura. El PTFE (politetrafluoretileno), sintetizado por primera vez en 1938, se comercializó con el nombre de teflón en 1950. Otro descubrimiento fundamental en la década de 1930 fue la síntesis del nailon, el primer plástico de ingeniería de alto rendimiento.

Durante la II Guerra Mundial, tanto los aliados como las fuerzas del Eje sufrieron reducciones en sus suministros de materias primas. La industria de los plásticos demostró ser una fuente inagotable de sustitutos aceptables. Alemania, por ejemplo, que perdió sus fuentes naturales de látex, inició un gran programa que llevó al desarrollo de un caucho sintético utilizable. La entrada de Japón en el conflicto mundial cortó los suministros de caucho natural, seda y muchos metales asiáticos a Estados Unidos. La respuesta estadounidense fue la intensificación del desarrollo y la producción de plásticos. El nailon se convirtió en una de las fuentes principales de fibras textiles, los poliésteres se utilizaron en la fabricación de blindajes y otros materiales bélicos, y se produjeron en grandes cantidades varios tipos de caucho sintético.

El auge de la posguerra

Durante los años de la posguerra se mantuvo el elevado ritmo de los descubrimientos y desarrollos de la industria de los plásticos. Tuvieron especial interés los avances en plásticos técnicos, como los poli carbonatos, los acetatos y las poliamidas. Se utilizaron otros materiales sintéticos en lugar de los metales en componentes para maquinaria, cascos de seguridad, aparatos sometidos a altas temperaturas y muchos otros productos empleados

en lugares con condiciones ambientales extremas. En 1953, el químico alemán Karl Ziegler desarrolló el polietileno, y en 1954 el italiano Giulio Natta desarrolló el polipropileno, que son los dos plásticos más utilizados en la actualidad. En 1963, estos dos científicos compartieron el Premio Nobel de Química por sus estudios acerca de los polímeros.

4.2 Tipos de plásticos

Puede establecerse la siguiente clasificación de los plásticos: por el proceso de polimerización, por la forma en que pueden procesarse y por su naturaleza química.

4.3 CRONOLOGÍA DE LA CONTRIBUCIÓN DE LOS PLÁSTICOS

DECADA

1862

Alexander Parkes inventa el primer plástico fabricado por el Hombre: Parkesine

1866

John Wesley Hyatt inventa el celuloide que permite reemplazar al marfil para fabricar las bolas de billar

1872

Se realiza en laboratorio la primer polimerización del Cloruro de Vinilo obteniendo así el **PVC - Policloruro de Vinilo** (Baumann)

1891

Charels Topham produce el Rayon.

1900

El Dr. Jacques Edwín Brandenberger descubre el celofán.

1907

Creación de la Baquelita: el primer plástico completamente sintético, termorígido, resistente a la electricidad, químicamente inerte, resistente al calor, irrompible. Es descubierto por Leo Baeckland.

1912

Klatte (USA) patentó el 1º proceso de polimerización del PVC por método de emulsión

1913

Producción en masa del celofán despierta el furor por el plástico.

1913

Henry Ford organiza la primer línea de montaje para los Ford T.

1920

Herman Staudinger desarrolla la teoría de las macromoléculas, más conocidas como "polímeros".

1927

Comienza la producción de PVC a escala mundial.

1927

Charles Lindbergh: Por primera vez el Océano Atlántico es cruzado en avión.

1933

Se descubre el segundo gran termoplástico: **Polietileno - PE.**

1938

El Teflon, descubierto por Roy Plunkett, permite la producción de ollas y sartenes para que no se pegue la comida

1939

Las medias de Nylon revolucionan la moda.

1939

Se inventa el tercer gran termoplástico: **Poliestireno - PS.**

1942

Aparece la primer Computadora.

1947

Primeros discos de vinilo permiten la difusión a gran escala de la música.

1948

Científicos inventan el transistor.

1953

Herman Staudinger obtiene el Premio Nobel por su teoría de los Polímeros.

1954

Polipropileno - **PP**: el cuarto gran termoplástico hace su aparición.

1957

Producción en masa del velcro.

1957

Celdas solares fotovoltaicas son desarrolladas a partir de la silicona y utilizadas por la industria espacial

1958

Se inventa el Chip de computadora.

1959

Apollo XI: el hombre llega a la luna.

1969

Se inventa el Disquete hecho con film metalizado de poliéster.

1971

El quinto gran termoplástico, **PET**, **Polietilentereftalato**. Su aplicación en botellas para gaseosas es inventada por Nathaniel C. Wyeth.

1975

Se lanzan al mercado las primeras PC a escala masiva.

1977

Aparecen los primeros CD's hechos con Policarbonato.

1983

La World Wide Web revoluciona Internet.

1998

Se descubre el metaloceno, usado como catalizador en la producción de nuevas poliolefinas.

El plástico es considerado uno de los 50 grandes inventos hechos durante el siglo XX según la revista Newsweek.

5. ANALISIS DE ESFUERZO DE FLEXION DEL ALAMBRE

Un alambre de bajo carbono SAE 1010, de calibre 10 con un diámetro de $d = 3.4\text{mm}$ se dobla alrededor de una platina de bordes redondeados “Ro” Determinar el momento flexionante M y el esfuerzo de flexión máximo σ_{max} , consideremos $R_o = 20,6375\text{ mm}$.

El acero tiene módulo de elasticidad $E = 207 \text{ GPa}$ y una resistencia de fluencia estirado en frío (CD. $S_y = 300 \text{ Mpa}$).

SOLUCION : el primer paso en este ejercicio es determinar el radio de curvatura ρ del alambre doblado. Luego, conocido ρ , podemos encontrar el momento flexionante y los esfuerzos máximos .

Radio de curvatura, el radio de curvatura del alambre doblado es la distancia desde el centro de la platina hasta el eje neutro de la sección transversal del alambre.

$$\rho = R_o + d/2$$

Momento flexionante . El momento flexionante en el alambre puede encontrarse a partir de la relación momento curvatura.

$$M = \frac{E * I}{r} \quad \text{reemplazamos "p"}$$

$$M = \frac{E * I}{\left(R_o + \frac{d}{2}\right)} = \frac{2 * E * I}{2 * R_o + d}$$

En donde I es el momento de inercia del área de la sección transversal de alambre.

Siendo $I = \frac{\mathbf{p} * d^4}{64}$

Remplazando $M = \frac{E * I}{\left(Ro + \frac{d}{2}\right)} = \frac{2 * E * I}{2 * Ro + d} = \frac{\mathbf{p} * E * d^4}{32 * (2 * Ro + d)}$

Este resultado se obtuvo sin considerar el signo del momento flexionante ya que la dirección de la flexión es obvia en la figura.

Esfuerzo máximos de flexión , los esfuerzos máximos de tensión y compresión , que son numéricamente iguales, se obtienen con la formula de la flexión.

$$\mathbf{s}_{\max} = -\frac{M * c}{I} = -\frac{M}{S}; \text{ donde } \Rightarrow S = \frac{I}{c}$$

donde S es el modulo de sección para una sección transversal circular

$$S = \frac{\mathbf{p} * d^3}{32}$$

Si sustituimos el valor de M

$$s_{\max} = -\frac{M}{S} = \frac{\left(\frac{\mathbf{p} * E * d^4}{32 * (2 * Ro + d)} \right)}{\left(\frac{\mathbf{p} * d^3}{32} \right)}$$

$$s_{\max} = \frac{E * d}{2 * Ro + d}$$

Si estudiamos la figura vemos que el esfuerzo es de compresión en la parte inferior (o interior del alambre) y de tensión en la parte superior (o exterior).

Remplazamos los valores numéricos en la ecuación de Momento y en la de esfuerzo y obtenemos los siguientes resultados:

$$M = \frac{\mathbf{p} * E * d^4}{32 * (2 * Ro + d)} = \frac{\mathbf{p} * (207 * 10^9 \text{ N / m}^2) * (0.0034 \text{ m})^4}{32 * (2 * (0.02063 \text{ m}) + 0.0034 \text{ m})}$$

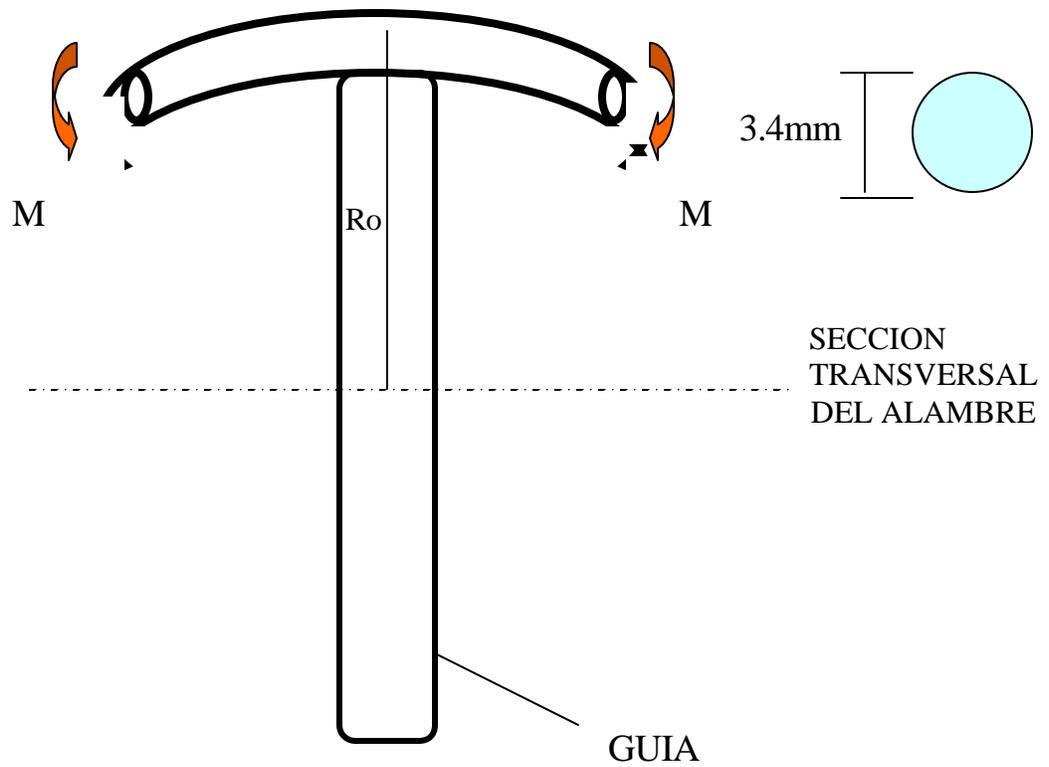
$$M = 60.7884 \text{ N} * \text{m}$$

$$s_{\max} = \frac{E * d}{2 * R_o + d} = \frac{(207 * 10^9 * N / m^2) * (0.0034 \text{ m})}{2 * (0.0206375 \text{ m}) + 0.0034 \text{ m}}$$

$$\sigma_{\max} = 15753 \text{ MPa} = 15.75 \text{ GPa}$$

Figura 22. Diagrama de flexión del alambre sobre la guía

ALAMBRE
66



6. DISEÑO DE LA MAQUINA PARA HACER MALLAS

6.1 PERDIDA DE POTENCIA DEBIDO A LA INERCIA DE LA PLATINA

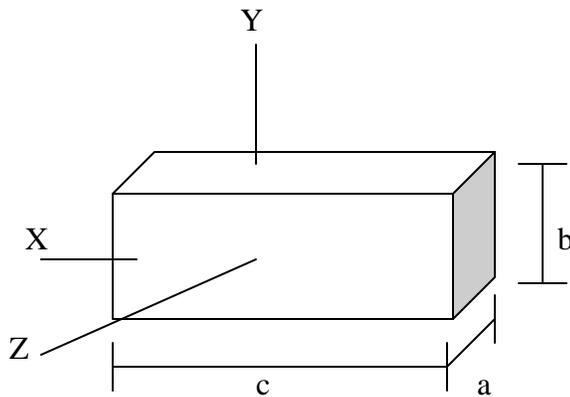
$$Pot = \frac{Tn}{63000} \quad T \text{ (in*lbft)} \quad n \text{ (rev / min)}$$

Ecuación 16

$$T = I * \alpha$$

Ecuación 17

Figura 23 . Guia



$$\begin{aligned} a &= 0.25'' = 0.00635 \text{ m} \\ b &= 1.625 = 0.041275 \text{ m} \\ c &= 16'' = 0.4064 \text{ m} \end{aligned}$$

$$\mathbf{a} = \frac{\mathbf{w}}{t}$$

Ecuacion18

$$\mathbf{w} = n \frac{2\mathbf{p}}{60} = 486.11 \left(\frac{\text{rev}}{\text{min}} \right) \left(\frac{2\mathbf{p}}{\text{rev}} \right) \left(\frac{1 \text{ min}}{60 \text{ seg}} \right)$$

$$\mathbf{w} = 50.9 \frac{\text{rad}}{\text{seg}}$$

El tiempo estimado para romper la Inercia por el motor esta entre 2 a 3 seg, nosotros tomaremos 2 seg.

$$\mathbf{a} = \frac{\mathbf{w}}{t} = \frac{50.9 \text{ rad} / \text{seg}}{2 \text{ seg}} = 25.45 \text{ rad} / \text{seg}^2$$

Nota : para determinar el momento de inercia no se tendrán en cuenta las dimensiones del alambre como tampoco su masa.

$$I_x = \frac{m}{12}(a^2 + b^2) \quad ; \quad m = \frac{v\mathbf{r}}{g} \quad ; \quad v = a*b*c;$$

Ecuación 19

$$\rho = 76.5 \text{ kN/m}^3 \quad \text{Acero común;}$$

$$g = 9.81 \text{ m/seg}^2$$

$$v = a * b * c = (0.00633\text{m})(0.041275\text{m})(0.4064\text{m}) \quad ; v = 1.065 * 10^{-4} \text{ m}^3$$

$$m \frac{v r}{g} = \frac{(1.065 * 10^{-4} \text{ m}^3) * (76.5 \text{ kN / m}^3)}{9.81 \text{ m / seg}^2} = 0.830628 \frac{\text{n} * \text{seg}^2}{\text{m}}$$

$$m = 0.830628 \text{ kg}$$

$$I_x = \frac{m}{12} (a^2 + b^2) = \frac{0.830628 \text{ kg}}{12} ((0.00635\text{m})^2 + (0.041275\text{m})^2)$$

$$I_x = 1.20714 * 10^{-4} \text{ kg} * \text{m}^2$$

$$T = I_x * \alpha = 1.20714 * 10^{-4} \text{ kg} * \text{m}^2 (25.45 \text{ rad / seg}^2)$$

$$T = 3.0717 * 10^{-3} \text{ kg} * \text{m}^2 = 3.0717 * 10^{-3} \text{ m} * \text{N} = 2.7187 \text{ in} * \text{lbf}$$

$$P_{ot} = \frac{Tn}{63000} = \frac{(2.7187 \text{ in} * \text{lbf})(486.11 \text{ rev / min})}{63000} = 2.1 * 10^{-4} \text{ hp} = 0.00021 \text{ hp}$$

potencia a 1750rpm del motor

$$Pot = \frac{Tn}{63000} = \frac{(2.7187in * lbf)(1750rev / min)}{63000} = 7.552 * 10^{-4} hp = 0.000755hp$$

6.2 MEDISION DE LA TENSION PREVIA DEL ALAMBRE

Condiciones de funcionamiento. El alambre se encuentra en el porta alambre en forma de rollo, el trabajador se va a encargar de girar el alambre por la torre y que pase por la parte superior de la polea loca que se encuentra en la parte superior de la torre, luego el alambre pasara por la parte inferior de una polea más grande que le da la orientación final para que el alambre llegue al enderezador de alambre que consta de cuatro poleas locas que son las encargadas de enderezar cualquier curvatura que tenga el alambre. Después de todo este proceso el alambre queda con una tensión previa que es la que se va a oponer al movimiento circular de la guía “platina” esta tensión es la encargada de ayudar a dar la forma de malla al alambre.

Procedimiento: Se tomo un dinamómetro y se amarro a la punta del alambre después que este pasó por las poleas enderezadoras, del otro extremo una persona

jalo el dinamómetro hasta que el alambre comenzó a moverse, justo en el momento en que el alambre se va a mover se toma la lectura del dinamómetro.

Este procedimiento se realizo 10 veces para cada calibre de alambre galvanizado y para el alambre galvanizado forrado en plástico calibre # 10 por ser él mas comercializado.

A continuación aparece una tabla con los resultados obtenidos.

Tabla 7. Alambre galvanizado

Calibre	Diámetro		Sección Mm ²	Tensión kg	fuerza Lbf	Potencia Hp
	Mm	pulg				
8	4.19	0.165	13.79	23	50.706	0.3912
9	3.76	0.148	11.10	18	39.683	0.3061
10	3.4	0.134	9.08	14.5	31.967	0.2466
11	3.05	0.120	7.30	10.5	23.1485	0.1786
12	2.77	0.109	6.02	6.0	13.227	0.1020
ALAMBRE GALVANIZADO FORRADO EN PLASTICO						
10	3.4	0.134	9.08	9	19.84	0.1530

Medición de tensión del alambre

Esta lectura de tensión se afectara por un factor de servicio de $n = 3$ que representa los diversos factores de deformación previa del alambre y a los posibles enredos del alambre en el proceso, estos últimos producen un aumento en la potencia requerida.

En los cálculos futuros se seleccionara la tensión máxima de operación multiplicada por el factor de servicio ya determinado.

Tensión máxima = $50.7\text{lb} \cdot 3 = 152.1\text{lb}$.

Potencia máxima = $1.1736\text{hp} = 1.2\text{hp}$.

6.3. POTENCIA REQUERIDA POR LA MAQUINA.

La potencia que requiere de la maquina es la suma de la potencia perdida por la inercia mas la potencia necesaria para doblar el alambre.

$$\text{Pot} = \text{Pot}_{\text{inercia}} + \text{Pot}_{\text{doblar el alambre}}$$

Ecuación 20.

$$\text{Pot} = 0.000755\text{hp} + 1.2\text{hp}$$

$$\text{Pot} = 1.200755 \text{ hp}$$

6.4 ANALISIS DE TORSION DE LA GUIA.

Torsión de elementos no circulares.

$$t_{MAX} = \frac{T}{c_1 * a * b^2}$$

Ecuación 21

$$f = \frac{T * L}{c_2 * a * b^3 G}$$

Ecuación 22

En los estudios realizados para materiales elásticos para barras rectas con secciones uniformes rectangulares.

Llamando L la longitud de la barra, a y b el lado más ancho y el más angosto, respectivamente, de la sección transversal y T la magnitud de los torques aplicados a la barra, y es igual a la ecuación 1.

De otro lado, el ángulo de torsión puede expresarse como ϕ ecuación 2.

Los coeficientes c_1 y c_2 dependen solo de la relación a / b y se presentan en la tabla 3.1 valores de dicha relación.

Figura 24. Barra sometida a tensión.

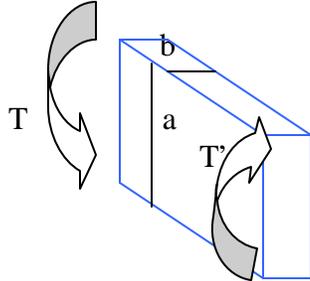


Tabla 8. Coeficiente para barras rectangulares.¹²

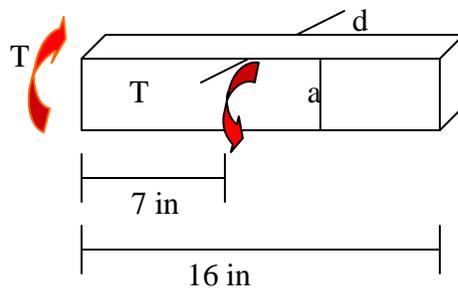
a/b	C₁	C₂
1.0	0.208	0.1406
1.2	0.219	0.1661
1.5	0.231	0.1958
2.0	0.246	0.229
2.5	0.258	0.249
3.0	0.267	0.263
4.0	0.282	0.281
5.0	0.291	0.291
10.0	0.312	0.312
α	0.333	0.333

Nota : para valores de $a/b \geq 5$ los coeficientes C_1 y C_2 son iguales puede demostrarse que tales valores de a/b se tiene $C_1 = C_2 = 1/3(1 - 0.630 b/a)$.

¹² BEER, Ferdinand P. y JOHNSTON junior, E. Russel. Mecánica de Materiales. 2° ed. Santa Fé de Bogotá: Mc-Graw Hill, 1999. p .162

Para nuestro caso en particular tenemos una barra de $L_t = 16''$ pero el troqué es aplicado a una distancia $L = 7''$ $a = 1 \frac{5}{8}''$ y $b = \frac{1}{4}''$ $G = 11.5 \text{ Mpsi}$ $T = 152.1 \text{ Lb}\cdot\text{in}$

Figura 25. Barra sometida a tensión ¹³



$$t_{MAX} = \frac{T}{C_1 * a * b^2} \quad \text{Para } \frac{a}{b} = \frac{1 * 5/8''}{1/4''} = 6.5$$

$$C_1 = C_2 = \frac{1}{3} (1 - 0.630(1/3.5)) = 0.301$$

$$t_{MAX} = \frac{T}{C_1 * a * b^2} = \frac{152.1 * \text{Lbf} * \text{in}}{(0.301)(1.625)(0.25)^2}$$

¹³ BEER, Ferdinand P. y JOHNSTON junior, E. Russel. Mecánica de Materiales. 2° ed. Santa Fé de Bogotá:

Mc-Graw Hill, 1999. p .162

$$t_{MAX} = 4.975 * 10^3 \text{ Psi}$$

$$f = \frac{T * L}{C_2 * a * b^3 * G} = \frac{(152.1 \text{ Lbf} * \text{in}) * (7 \text{ in})}{(0.301)(1.625 \text{ in})(0.25 \text{ in})^3 (11.5 * 10^6 \text{ Lb/in}^2)} = 0.0121 \text{ Rad} = 0.694^\circ$$

6.4.1 Resistencia a la fatiga en torsión en el caso de esfuerzo pulsantes.

Extensos ensayos realizados por smith proporcionan algunos resultados muy interesantes sobre fatiga por torsión pulsante. El primer resultado obtenido por smith, basado en 72 pruebas, demuestra que la existencia de un esfuerzo torsional, no mas que la resistencia de fluencia en torsión, no tiene efecto alguno en él limite de fatiga torsional siempre que el material sea dúctil, pulido, libre de mellas y cilíndricas.

El segundo resultado obtenido por smith se aplica a materiales con concentración de esfuerzos, mellas o imperfecciones en la superficie.

En este caso determina que él limite de fatiga por torsión disminuye en forma sostenida con el esfuerzo medio por torsión si difiere con la línea de Goodman. Como la gran mayoría

de las piezas tendrán superficies con algunas imperfecciones, este resultado indica que la teoría de Goodman modificada se aplica también a la torsión.

Joerres , de Associated Spring – Barnes Group, confirma los resultados obtenidos por smith y recomienda también el uso de la relación de Goodman modificada en el caso de esfuerzo pulsantes. Al construir el diagrama de Goodman Joerres emplea.

$$S_{su} = 0.67 S_{ut}$$

Ecuación 23

Así mismo, en el capítulo 6 $S_{sy} = 0.577 s_{yt}$, por la teoría de la energía de la distorsión y el factor de carga K_c esta dado por la ecuación como 0.577 en el caso de torsión.

6.4.2. Análisis de resistencia a la fatiga en torsión de la guía

Figura 26. Vista frontal de platina

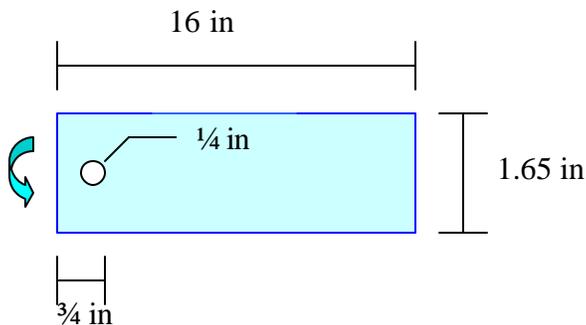
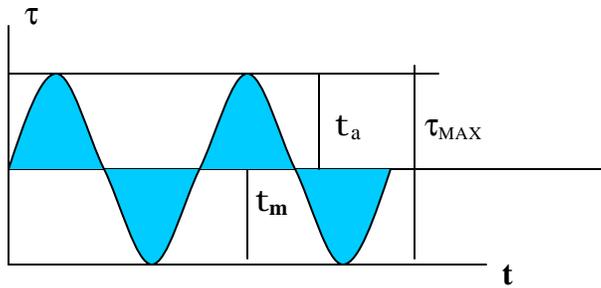


Figura 27. Torsión fluctuante.



$$t_{min} = 0$$

$$t_m = \frac{t_{max} + t_{min}}{2}$$

$$t_m = \frac{t_{max}}{2}$$

$$t_a = \frac{t_{max} - t_{min}}{2}$$

$$t_a = t_m = \frac{t_{max}}{2}$$

Para :

$n = 486.11$ RPM

Material AISI 1030 CD

$S_{ut} = 520$ MPa ó 76 Kpsi

$S_y = 440$ MPa ó 64 Kpsi

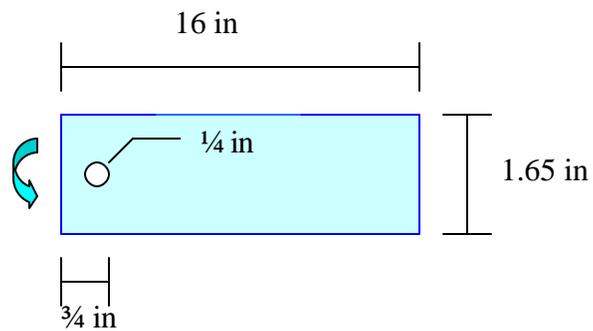
$$\tau_{\max} = 4.975 \cdot 10^3 \text{ Psi}$$

Goodman modificado

$$\frac{t_a}{S_{SR}} + \frac{t_m}{S_{Su}} = \frac{1}{n}$$

Ecuación 24

$$\frac{t_a}{0.577 S_e} + \frac{t_m}{0.67 S_{ut}} = \frac{1}{n}$$



$$S_e = K_a \cdot K_b \cdot K_c \cdot K_d \cdot K_e \cdot S_e'$$

Ecuación 15

K_a = factor de servicio

K_b = factor de tamaño

K_c = factor de carga

K_d = factor de temperatura

K_e = factor de efectos diversos

S_e' = Límite de resistencia a la fatiga de la muestra de la viga rotatoria

$$K_a = aS_{ut}^b$$

Factor de superficie

$$K_a = a S_{ut}^b$$

Ecuación 26

Acabado de superficie

Maquinado o estirado en frío

Factor $a = 2.7$

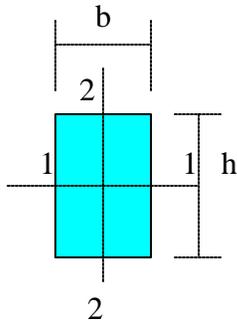
Exponente $b = -0.265$

$$K_a = 2.7 * (76 \text{ Kpsi})^{-0.265} = 0.8569$$

Factor de tamaño

K_b = Primero se debe determinar un diámetro equivalente por ser la sección rectangular

Figura 28 . Sección de viga rectangular¹⁴



$$d_e = 0.808 (h*b)^{1/2}$$

Ecuación 27

$$d_e = 0.808 (1.625*0.25)^{1/2}$$

$$d_e = 0.515 \text{ in } \text{ por estar dentro del rango } 0.11 \text{ in} \leq d \leq 2 \text{ in}$$

$$Kb = \left(\frac{d}{0.3} \right)^{-0.1133} \text{ in} = \left(\frac{0.515}{0.3} \right)^{-0.1133} = 0.94$$

Ecuación 28

¹⁴SHIGLEY, Joseph Edward y MISCHKE, Charles R. Diseño en ingeniería mecánica. 5° ed. México: McGraw Hill, 1980. p 319

Factor de carga

$K_c = 0.577$ para carga torsión y cortante Pág. 320

Factor de temperatura

$K_d = 1$ la guía esta trabajando a temperatura ambiente diagramas de concentración de esfuerzo .

Factor de efectos diversos

$K_e = 1 / K_f$

Ecuación 29

Sensibilidad a la muesca o entalladura

$K_f = 1 + q (K_t - 1) = 1$

Ecuación 30

no se tiene en cuenta por estar insertada la platina en una ranura que tiene el eje circular.

$S_e' = 0.504 S_{ut}$ porque $S_{ut} \leq 200 Kpsi (1400 Mpa)$

Ecuación 31

$$Se' = 0.504Sut = 0.504 (76 \text{ Kpsi}) = 38.3 \text{ Kpsi}$$

$$Se = 0.8569 \cdot 0.940577 \cdot 38.3 \text{ Kpsi}$$

$$Se = 17.8 \text{ Kpsi}$$

Reemplazando en la ecuación 24

$$\frac{t_a}{0.577Se} + \frac{t_m}{0.67Sut} = \frac{1}{n}$$

$$\frac{\frac{4.975}{2}}{0.577 \cdot 17.8} + \frac{\frac{4.975}{2}}{0.67 \cdot 76} = \frac{1}{n}$$

$$n = 3.43$$

7. CALCULOS

7.1 SELECCIÓN DE CORREA

Calculo teórico de correa

DATOS :

$$D_1 = 2.5''$$

$$D_2 = 9''$$

$$n_1 = 1750$$

$$n_2 = 486.11$$

$$Hp_{\text{motor}} = 3 \text{ hp}$$

Correas en V

$$Hp_{\text{proy}} = HP_{\text{requerida}} (Nsf)$$

Ecuación 32

El Nsf se halla de la tabla 17.7 de faires (Ver anexo) según el tipo de motor ,
maquina a utilizar y tiempo de servicio .

En nuestro caso es para un motor de corriente alterna y una maquina herramienta para un servicio completamente intermitente .

$$N_{sf} = 1.4 - 0.2 = 1.2$$

Luego él

$$H_{p_{proy}} = 3hp * 1.2 = 3.6hp$$

Con

$$\left. \begin{array}{l} n_1 = 1750 \\ H_{p_{proy}} 3.6hp \end{array} \right\}$$

Se va a la figura 17.14 de faires (Ver Anexo A)

Y seleccionamos una sección A

En la tabla 17.3 de faires (Ver Anexo B) de acuerdo a la sección A se tiene un diámetro mínimo de 3 pulg y valores para constantes para potencia nominal :

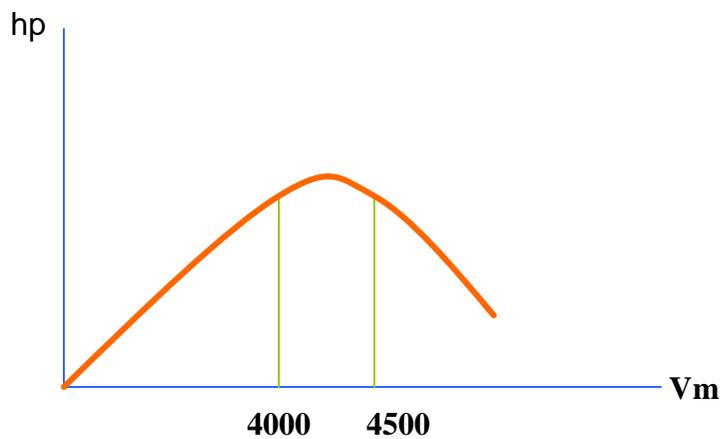
$$a = 2.684 \quad , \quad b = 5.326 \quad , \quad e = 0.0136$$

se calcula la velocidad de la correa

$$v_m = \mathbf{p} \frac{d}{12} n = \mathbf{p} \frac{3in}{12} (1750) = 1374.44$$

como la velocidad de la correa queda fuera del rango optimo se asume una velocidad entre el rango de $4000 < V_m < 4500$

Figura 29 . Curva característica de Rango optimo de potencia contra velocidad



Asumo 4300

Calculo el diámetro para esta velocidad

$$4300 = \mathbf{p} \frac{d}{12} 1750 \Rightarrow d = 9.38in$$

$d = 9in$ estandarizado

recalculo la velocidad para este diámetro

$$v_m = \mathbf{p} \frac{d}{12} n = \mathbf{p} \frac{9in}{12} (1750) = 4123.34$$

La relación de $m_w = N_1 / N_2 = 3.6$

$$N_1 D_1 \pi = N_2 D_2 \pi$$

$$\frac{N_1}{N_2} = \frac{D_2}{D_1} = \frac{1750}{486.11} = \frac{D_2}{9in} \Rightarrow D_2 = 32.4in$$

$$C = \frac{D_1 + D_2}{2} + D_1 = \frac{9 + 32.4}{2} + 9 = 29.7in$$

$$q = p - \frac{D_2 - D_1}{C} = 2.3537r = 134.8578^\circ$$

Lo cual cumple la condición que el Angulo de abrasamiento debe ser igual o mayor a 120°

Kd se halla de la tabla con los diámetros

Tabla 9. Coeficientes de diámetros pequeño k_d ¹⁵

D₂ / D₁	K_d
1.000 – 1.019	1.00
1.020 – 1.032	1.01
1.033 – 1.055	1.02
1.056 – 1.081	1.03
1.082 – 1.109	1.04
1.110 – 1.142	1.05
1.143 – 1.178	1.06
1.179 – 1.222	1.07
1.223 – 1.274	1.08
1.275 – 1.340	1.09
1.341 – 1.429	1.10
1.430 – 1.562	1.11
1.563 – 1.814	1.12
1.815 – 2.948	1.13
2.949 y más	1.14

¹⁵ FAIRES, Virgil Moring. Diseño de elementos de máquinas. 4° ed. México: Limusa, 1994. p 600

$$\frac{D_2}{D_1} = \frac{32.4}{9} = 3.6 \quad Kd = 1.14$$

$$Pot_{NOMINAL} = \left[a \left(\frac{10^3}{Vm} \right)^{0.09} - \frac{c}{Kd * D_1} - e \frac{Vm^2}{10^6} \right] \frac{Vm}{10^3}$$

Ecuación 33

$$Pot_{NOMINAL} = \left[2.684 \left(\frac{10^3}{4123.34} \right)^{0.09} - \frac{5.326}{1.14 * 9} - 0.0136 \frac{4123.34^2}{10^6} \right] \frac{4123.34}{10^3}$$

$$Pot_{NOMINAL} = 0.9749hp$$

Tabla 10. Coeficientes de arco de contacto k_θ ¹⁶

$D_2 - D_1 / C$	K_q	
	VV	V-plana
0.00	1.00	0.75
0.10	0.99	0.76
0.20	0.97	0.78
0.30	0.96	0.79
0.40	0.94	0.80
0.50	0.93	0.81
0.60	0.91	0.83

¹⁶ FAIRES, Virgil Moring. Diseño de elementos de máquinas. 4° ed. México: Limusa, 1994. p .600

0.70	0.89	0.74
0.80	0.87	0.85
0.90	0.85	0.85
1.00	0.82	0.82
1.10	0.80	0.80
1.20	0.77	0.77
1.30	0.73	0.73
1.40	0.70	0.70
1.50	0.65	0.65

$$\frac{D_2 - D_1}{C} = \frac{32.4in - 9in}{29.7in} = 0.7878$$

Como es VV interpolamos

$$K_\theta = 0.87244$$

$$H_p \text{ nominal ajustada} = K_\theta * K_L * H_p \text{ nominal}$$

Ecuación 34

El K_L se halla de la tabla sobre la base de la longitud

Tabla 11. Factores de corrección de longitud k_l ¹⁷

DESIGNACIÓN DE LA LONGITUD NORMALIZADA		SECCION TRANSVERSAL DE LA CORREA				
cm	pulg	A	B	C	D	E
66.0	26	0.81
78.7	31	0.84
88.9	35	0.87	0.81
96.5	38	0.88	0.83
106.6	42	0.90	0.85
116.8	46	0.92	0.87	0.80
129.5	51	0.94	0.89
139.7	55	0.96	0.90	0.82
152.4	60	0.98	0.92	0.85
172.7	68	1.00	0.95	0.87

¹⁷ FAIRES, Virgil Moring. Diseño de elementos de máquinas. 4° ed. México: Limusa, 1994. p .601

190.5	75	1.02	0.97
203.2	80	1.04	0.89
205.7	81	0.98	0.90
215.9	85	1.05	0.99	0.91
228.6	90	1.06	1.00	0.92
243.8	96	1.08	1.02
246.3	97	1.04	0.94
266.7	105	1.10	1.05	0.95
284.5	112	1.11	1.07	0.97
304.8	120	1.13	1.08	0.98	0.86
325.1	128	1.14	1.11	1.00	0.87
365.8	144	1.13	1.02	0.90
401.3	158	1.15	1.04	0.92
439.4	173	1.16	1.05	0.94
457.2	180	1.18	1.07	0.96
495.3	195	1.19	1.08	0.96
533.4	210	1.22	1.11	1.00
609.6	240	1.25	1.14	1.03	0.96
685.8	270	1.27	1.16	1.05	0.99
762.0	300	1.19	1.07	1.01
838.2	330	1.21	1.09	1.03
914.4	360	1.23	1.11	1.05
990.6	390	1.24	1.12	1.07
1066.8	420	1.16	1.09
1219.2	480	1.18	1.12
1371.6	540	1.20	1.14
1524.0	600	1.23	1.17
1676.4	660	1.19

Con la longitud

$$L = 2C + 1.57(D_2 + D_1) + \frac{(D_2 - D_1)^2}{4C}$$

Ecuación 35

$$L = 2 * 29.7 + 1.57(32.4 + 9) + \frac{(32.4 - 9)^2}{4 * 29.7}$$

L = 138.825 in pero como sección A no hay para esta longitud se toma

L = 128 in

$K_L = 1.14$

Hp nominal ajustada = $0.87244 * 1.14 * 0.974$

Hp nominal ajustada = 0.968724hp

$$\# \text{Correas} = \frac{Pot_{PROY}}{Pot_{NOMINAL-AJUSTADA}} = \frac{3.6}{0.9687224} = 3.7 \approx 4 \text{correas}$$

Ecuación 36

7.2 CALCULOS POR CATALOGOS DE CORREA Y POLEAS

CATALOGO DE MASKA (Ver Anexo)

Motor	Aplicación
RPM 1750	RPM (470 a 490) rango
Hp 3hp	RPM 486.11
Diámetro eje 1.1250 pulg.	Diámetro del eje 1.1250

Factor de servicio requerido 1.3

Obtenido 1.6

Distancia entre centros requerido 24 pulg.

Obtenido 24.3 pulg.

Hp correas 2.37

Correas A , AX , BX

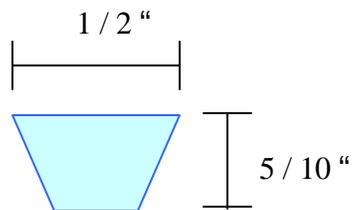
Después de observar los datos la selección queda

Poleas acanaladas dos canales

Polea impulsora $D = 3.45$ ref. 2MAL3

Polea impulsada $D = 12.75$ ref. 2MBL127

Figura 30. Sección transversal de una correa en V



Correa VBA73

CATALOGO DE MASKA (Ver Anexo)

Motor	Aplicación
RPM 1750	RPM (470 a 490) rango
Hp 3hp	RPM 486.11
Diámetro eje 1.1250 pulg.	Diámetro del eje 1.1250

Factor de servicio requerido 1.3

Obtenido 1.4

Distancia entre centros requerido 24 pulg.

Obtenido 24.5 pulg.

Hp correas 4.21

Correas A , AX , BX

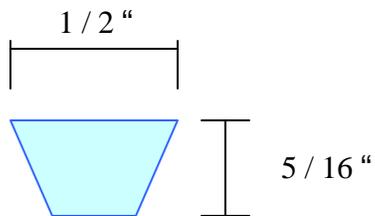
Después de observar los datos la selección queda

Poleas acanaladas un solo canal

Polea impulsora $D = 4.95$ ref. MAL49

Polea impulsada $D = 18.25$ ref. MBL182

Figura 31. Sección transversal de una correa en V



Correa VBA86

7.3. DETERMINACIÓN DEL ACOPLER POR CATALOGO

(Ver Anexo C)

Para los siguientes cálculos nos basamos en los datos del fabricante “ZCP CARCOPLES LTDA. Acopler flexibles para transmisión de potencia (Ver Anexo C)

Se utiliza un acopler de cruceta

DATOS CONOCIDOS:

$$Hp_{\text{motor}} = 3\text{hp}$$

$$\text{RPM} = 1750$$

Factor F_m según maquina motriz = motores eléctricos

$$F_m = 0.25$$

Factor F_o determinado según esfuerzo de maquina que recibe movimiento =

Para : funcionamiento con masas de aceleración muy bajas o bajas. (Ver Anexo C)

$$F_o = 1.2$$

Diámetro de ejes = 1 1/8 “

Factor total : F_t

$$F_t = F_m + F_o$$

$$F_t = 0.25 + 1.2$$

$$F_t = 1.45$$

Se multiplica los factores $H_p * F_t = 3 \text{ hp} * 1.45 = 4.35 \text{ hp}$

Con este valor de 4.35 hp buscamos en la tabla de potencias y selecciona el acople correcto. En acople de cruceta es AFC – 100.

Tabla 12. Acople flexibles de cruceta

RPM REF.		RPM						Maxi Eje	φMenor m / m	φMayor m / m	Largo	Peso Kg Aprox.
		100	600	1200	1800	2400	3600					
AFC-100	HP	0.8	2.7	5.0	7.5	9.5	11.0	1.1/4"	58	63	82	1.5

Según la tabla anterior se intercepto la RPM con El Hp

En nuestro caso escogimos un acople AFC – 100 Debido a que era el que actualmente estaba en el comercio y que cumplía con nuestras especificaciones:

El elegido entonces queda:

AFC - 100

HP = 7.5

RPM = 1800

Máximo Eje = 1. ¼ “

ϕ Menor m / m = 58

ϕ Mayor m / m = 63

Largo = 82

Peso Kg. Aproximado = 1.5

7.4. CALCULO TEORICO DEL ACOUPLE TIPO ARAÑA

Sobre la base de la geometría del acople y de las propiedades de los materiales que aquí intervienen se calcula la potencia máxima a transmitir por estos elementos.

Datos del acople:

$\eta = 1750$ rpm

$D_{ext} = 6.1$ cm = 2.4 in

$D_{int} = 3.1$ cm = 1.22 in

Diámetro de la manzana = 2 3 / 16 in

Diámetro de los ejes a acoplar = 1 1 / 8 in

Material del acople fundición gris ASTM 25 $S_y = 47$ K Psi

Datos de la chaveta:

Chaveta cuadrada = 3/16 in * 3/16 in

Material = acero AISI 1010 acabado en frío

$S_y = 180 \text{ M Pa (26 K Psi)}$

$S_{ut} = 320 \text{ M Pa (47K Psi)}$

Longitud de la chaveta, es la misma longitud que se puede mecanizar en el acople

$L = 1 \text{ in} = 2.54 \text{ cm}$

$N = 4.5$ para carga de choque severas o importantes, especialmente para cuando la carga se invierte durante el funcionamiento. Faire pag =367.

$$Hp = \frac{T * h}{63000}$$

Análisis de la chaveta del acople

Por aplastamiento:¹⁸

$$T = \frac{L_c * D * t}{4} * \left(\frac{S_y}{N} \right)$$

Ecuacion37

Donde:

T = torque a transmitir

L_c = longitud por aplastamiento

¹⁸ FAIRES, Virgil Moring. Diseño de elementos de máquinas. 4° ed. México: Limusa, 1994. pág.366

D = diámetro del eje a acoplar

t= b = altura o base de la chaveta

S_y = resistencia a la fluencia

N = factor de seguridad

$$T = \frac{1\text{in} * (1\frac{1}{8}) * \frac{3}{16}}{4} * \left(\frac{26\text{KPsi}}{4.5} \right) = 304.68\text{lb} * \text{in}$$

Potencia a transmitir

$$Hp = \frac{(304.68\text{lb} * \text{in}) * (1750\text{rpm})}{63000} = 8.46\text{hp}$$

Por cizalladura ¹⁹

$$L_s = \frac{2 * T}{Db} \left(\frac{N}{S_{sy}} \right) \Rightarrow L_s = \frac{2T}{Db} \left(\frac{N}{0.5S_y} \right)$$

Ecuación 38

$$T = \frac{L_s * D * b}{2} \left(\frac{0.5S_y}{N} \right) = \frac{1'' * (11/8'') * (3/16)}{2} \left(\frac{0.5 * 26\text{Kpsi}}{4.5} \right) \Rightarrow T = 304.68\text{Lb} * \text{in}$$

$$Hp = \frac{304.68\text{Lb} * \text{in} * (1750\text{rpm})}{63000} = 8.46\text{hp}$$

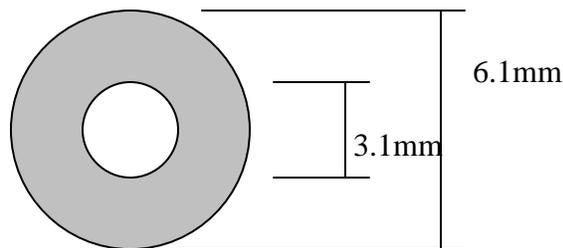
¹⁹ FAIRES, Virgil Moring. Diseño de elementos de máquinas. 4° ed. México: Limusa, 1994. pág.366

Nota : en la chaveta no fallara la transmisión de potencia porque la potencia a transmitir es del motor seleccionado es de 3hp y las potencias que puede transmitir la chaveta es de 8.46 hp que es superior a la requerida.

Calculo de potencia transmitir como eje hueco

Para la mordaza “ calculo de potencia a transmitir como si fuera un eje hueco en la parte donde se enfrentan las mordazas.

Figura 32. Eje hueco



$$Hp = \frac{T * n}{63000}$$

$$Ss = \frac{Tc}{J}$$

$$J = \frac{p}{32}(Dext^4 - Dint^4)$$

$$S_s = \frac{T * D_{ext}}{\frac{P}{16}(D_{ext}^4 - D_{int}^4)}$$

$$\frac{0.5S_y}{N} = \frac{T * D_{ext}}{\frac{P}{16}(D_{ext}^4 - D_{int}^4)}$$

$$T = \frac{0.5 * S_y}{N} * \left(\frac{P}{16}\right) * \frac{(D_{ext}^4 - D_{int}^4)}{D_{ext}}$$

$$T = \frac{0.5 * 47 \text{ Kpsi}}{8} * \left(\frac{P}{16}\right) * \frac{(2.4 \text{ in}^4 - 1.27 \text{ in}^4)}{2.4 \text{ in}^4}$$

$$T = 7440.39 \text{ Lb*in}$$

$$Hp = \frac{T * n}{63000} = \frac{(7440.39 \text{ Lb*in}) * (1750 \text{ rpm})}{63000} = 206.69 \text{ hp}$$

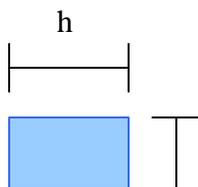
Este será la potencia máxima que puede transmitir un eje hueco de esas características.

Calculo por Aplastamiento:

N = 8 considerando un manejo rudo, en resistencia máximas y por el factor de incertidumbre del acople en sí mordazas hechas en fundición gris ASTM 25 Sy = 45

Kpsi

Figura 33 sección de aplastamiento de la mordaza del acople



$$b \quad A = h*b$$

$$b = \frac{D_{ext} - D_{int}}{2} = \frac{2.4in - 1.22in}{2} = 0.59in$$

$$h = \frac{1}{2} \text{ "}$$

$$S_y = \frac{F}{A} \Rightarrow F = S_y * A$$

$$T = FD = \frac{S_y * A * D}{N}$$

A' = numero de mordazas * A

$$A' = 3 (h*b)$$

$$T = \frac{3S_yhb \left(\frac{D_{int}}{2} + \frac{b}{2} \right)}{N} = \frac{3S_y * h * b (D_{int} + b)}{2N}$$

$$T = \frac{3 * 45Kpsi * (0.5in) * (0.59in) * (1.22 + 0.59)in}{2 * 8} = 4505.20Lb * in$$

$$Hp = \frac{Tn}{63000} = \frac{4505.2 * 1750}{63000} = 125.14hp \text{ teórico}$$

Por consiguiente el limitante será la cuña que soporta una carga de 8.46hp que es mayor de la carga que puede generar el motor de 8hp

7.5. DISEÑO DEL EJE

7.5.1 Análisis de carga estática, generalidades.

La determinación de las dimensiones de un eje es un problema mucho más simple cuando sólo actúan cargas estáticas que cuando las cargas son dinámicas. Y aun en este caso, es decir, con cargas de fatiga, una estimación preliminar de las dimensiones es necesaria muchas veces para lograr un buen inicio en la resolución del problema. En este sentido el contenido de ésta y de la siguiente sección será útil para obtener una primera estimación de las dimensiones de eje para cualquier clase de cargas.

Los esfuerzos en un punto de la superficie de un eje redondo macizo de diámetro d , que se someten a cargas de flexión, axiales y de torsión son

$$s_x = \frac{32M}{p * d^3} + \frac{4F}{p * d^2}$$

Ecuación 39

$$s_{xy} = \frac{16T}{p * d^3}$$

Ecuación 40

7.5.2 CARGA ESTÁTICA – FLEXIÓN Y TORSIÓN

En muchos casos, la componente axial F en las ecuaciones

$$t_{MAX} = \frac{2}{p * d^3} [(8M + F * d)^2 + (8T)^2]^{1/2}$$

Ecuación 41

$$t' = \frac{4}{p * d^3} [(8M + F * d)^2 + (48T)^2]^{1/2}$$

ecuación 42

Es nula o tan pequeña que puede ser despreciada. Con $F = 0$ las ecuaciones anteriores se convierten en

$$t_{MAX} = \frac{16}{p * d^3} [(M^2 + T^2)]^{1/2}$$

ecuación 43

$$t' = \frac{16}{p * d^3} [(4M^2 + 3T^2)]^{1/2}$$

ecuación 44

Es más fácil resolver estas ecuaciones para evaluar el diámetro que las ecuaciones ecuación 1 y 2 introduciendo los valores de los esfuerzos permisibles a partir de las ecuaciones

$$t_{adm} = \frac{Ssy}{n} = \frac{Sy}{2n}$$

$$t'_{adm} = \frac{Sy}{2n}$$

Ecuación 45

se obtiene que

$$d = \left[\frac{32n}{p * Sy} \left[(4M^2 + 3T^2) \right]^{1/2} \right]^{1/3}$$

7.5.3. DETERMINACIÓN DE LAS CARGAS QUE ACTÚAN SOBRE EL EJE

Todos los cálculos se harán en función del motor suministrado de 3 hp.

$$Hp = \frac{Tn}{63000} \Rightarrow 3 = \frac{T(1750)}{63000}$$

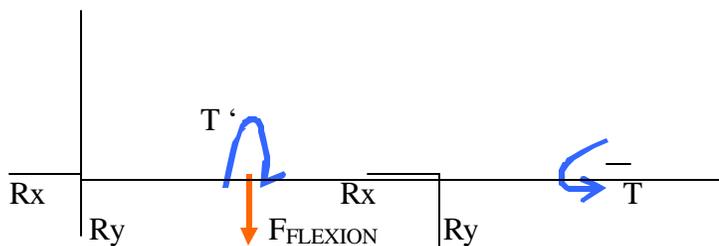
$$T = 108 \text{ lb.} * \text{ in}$$

$$T = (F_1 - F_2) r_s$$

$$108 = (F_1 - F_2) * 1.725$$

$$(F_1 - F_2) = 62.6 \text{ lb.}$$

Figura 34 Diagrama del eje



Para hallar flexión debido a la correa $F_b = F_1 + F_2$

$$\frac{F_1}{F_2} = e^{f \cdot q} \Rightarrow F_1 = F_2 * e^{f \cdot q}$$

Para polea de hierro $f = 0.3$

$$q_1 = p - \frac{D_2 - D_1}{C} \text{ radianes}$$

$$D_1 = 3.45''$$

$$D_2 = 12.75''$$

$$C = 24.3''$$

$$q_1 = p - \frac{12.75in - 3.45in}{24.3in}$$

$\theta = 2.7588 \text{ rad} = 158.071^\circ > 120^\circ$ que es el ángulo mínimo de abrazamiento

recomendado

$$F_1 = F_2 * e^{2.788*0.3}$$

$$F_1 = 2.29 F_2$$

Reemplazo en la ecuación 1

$$2.29F_2 - F_2 = 62.6 \text{ Lb}$$

$$F_2 (2.29 - 1) = 62.6 \text{ Lb}$$

$$F_2 = 48.533 \text{ Lb}$$

$$F_1 = 111.14 \text{ Lb}$$

$$F_b = F_1 + F_2$$

$$F_b = 111.14 \text{ Lb} + 48.533 \text{ Lb}$$

$$F_b = 159.67 \text{ Lb}$$

$$F_b = 160 \text{ Lb}$$

7.5.4.CALCULOS DEL DIÁMETRO DEL EJE POR CARGA ESTÁTICA -FLEXIÓN Y TORSIÓN.

Condiciones:

Materiales a utilizar según el diámetro del eje:

ϕ 0 - 3 ¾ “ → estirado en frío

ϕ 3 ¾ - 5 ” → estirado en caliente

ϕ > 5 “ → obtenidos por forja

Aceros al carbono simple

AISI 1045

$$S_y = 77 \text{ Kpsi}$$

$$S_{ut} = 91 \text{ Kpsi}$$

Cálculos :

$$(\rightarrow +) \Sigma F_x = 0$$

$$R_{ax} + R_{cx} = 0$$

No hay fuerzas que actúen en el eje X por consiguiente las reacciones

$$R_{ax} = R_{cx} = 0$$

$$(\uparrow +) \Sigma F_y = 0$$

$$R_{ay} + R_{cy} = F_b$$

$$R_{ay} + R_{cy} = 160 \text{ Lb}$$

$$\curvearrowright (+) \Sigma M_a = 0$$

$$25 \times 160 = R_{cy} (50)$$

$$R_{cy} = 80 \text{ Lb}$$

$$R_{ay} = 80 \text{ Lb}$$

El punto mas critico es “B” por teoría del esfuerzo cortante máximo

$$t_{MAX} = \frac{16}{\mathbf{p} * d^3} (M^2 + T^2)^{1/2}$$

$$d = \left[\frac{32n}{\rho * S_y} \left[(M^2 + T^2) \right]^{1/2} \right]^{1/3}$$

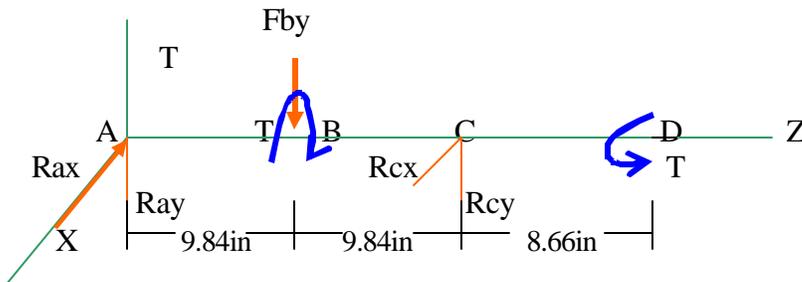
Ecuación 46

Asumo $n = 3$

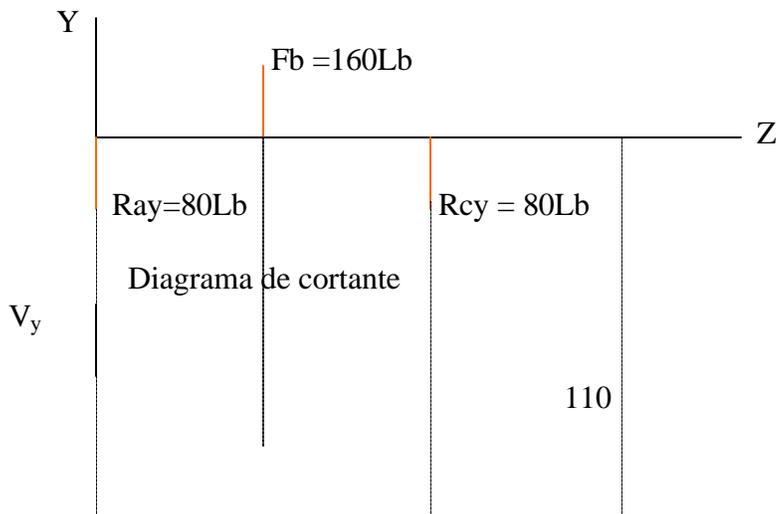
$$d = \left[\frac{32 * 3}{\rho * 77 \text{ Kpsi}} \left[(787.4 \text{ Lb} * m)^2 + (420 \text{ Lb} * in)^2 \right]^{1/2} \right]^{1/3}$$

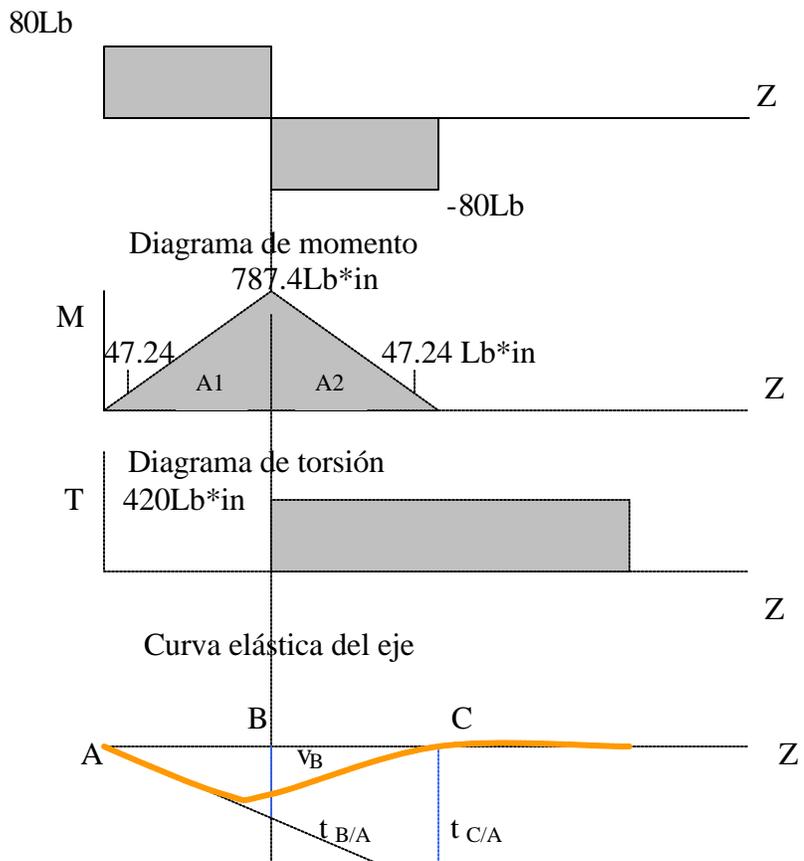
$$d = 0.707 \text{ in} = \frac{3}{4} \text{ ''}$$

Diagrama de cortante y momento flector



Planos YZ





7.5.5. CALCULO DEL EJE POR DEFLEXIÓN

METODO DE AREA MOMENTO

$$\frac{t_{C/A}}{AC} = \frac{V_B + t_{B/A}}{AB}$$

Donde

$$E * I * t_{C/A} = A_1 * \bar{X}_1 + A_2 * \bar{X}_2$$

$$A_1 = \frac{b * h}{2} = \frac{(9.84) * (787.4)}{2} = 3874 Lb * in^2$$

$$A_2 = \frac{b * h}{2} = \frac{(9.84) * (787.4)}{2} = 3874 Lb * in^2$$

$$E * I * t_{C/A} = \left[(3874) \left(\frac{1}{3} (9.84) + 9.84 \right) + (3874) \left(\frac{2}{3} (9.84) \right) \right] Lb * in^3$$

$$t_{C/A} = \frac{76240.32 Lb * in^3}{E * I}$$

$$E * I * t_{B/A} = A_1 * \bar{X}_1$$

$$E * I * t_{B/A} = 3874 * \left(\frac{2}{3} (9.84) \right)$$

$$t_{B/A} = \frac{25413.44 Lb * in}{E * I}$$

$$I = \frac{P * d^4}{64} \quad \text{Para aceros } E = 30 \text{ Mpsi}$$

$$\frac{t_{C/A}}{AC} = \frac{V_B + t_{B/A}}{AB}$$

$$V_B = \left(\frac{AB}{AC} \right) t_{C/A} - t_{B/A}$$

$$V_B = \left(\frac{1}{E * I} \right) \left[\left(\frac{9.84 in}{19.68 in} \right) 76240.32 Lb * in^3 - 25413.44 Lb * in^3 \right]$$

$$V_B = \frac{1}{30 * 10^6 \left(\frac{p * d^4}{64} \right)} [12706.72 Lb * in^3]$$

$$V_B = \delta$$

Para ejes de transmisión se recomienda que la deflexión sea

$$\delta \leq 0.01 \text{ in/ft}$$

La longitud a deflectar es 1.64 ft

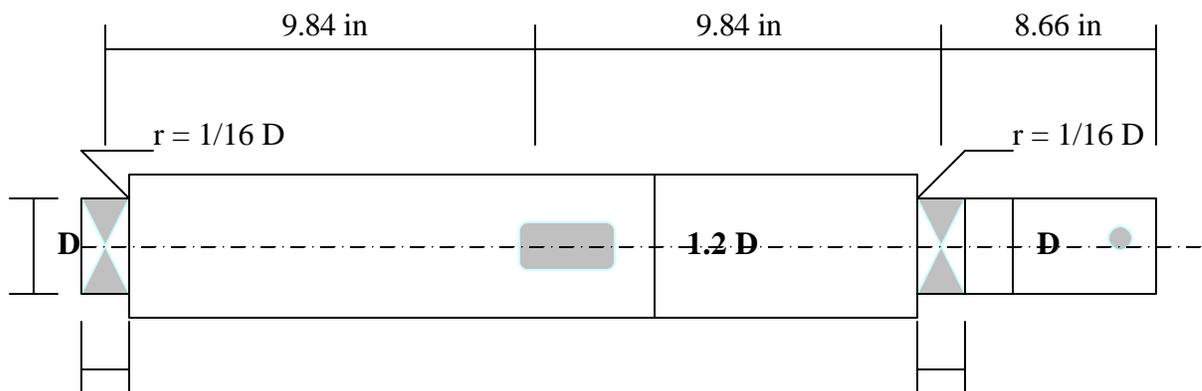
$$0.01 \frac{\text{in}}{\text{ft}} (1.64 \text{ ft}) = \frac{1}{30 * 10^6 \left(\frac{p * d^4}{64} \right)} (12706.72 Lb * in^3)$$

$$d = 0.8516 \text{ in} = 7/8''$$

7.5.6 DISEÑO DEL EJE POR FATIGA

Fatiga : en base las distancias del diseño y por el elemento que se colocan en el eje se toman la siguiente configuración.

Figura .35. Configuración del eje

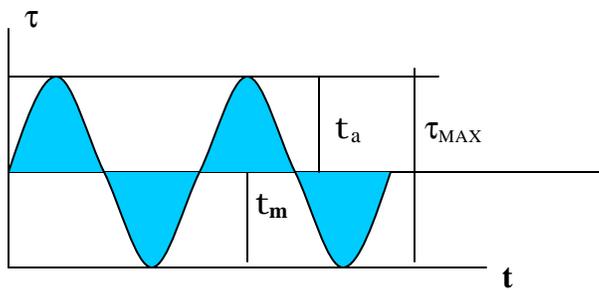


0.59 in

0.59 in

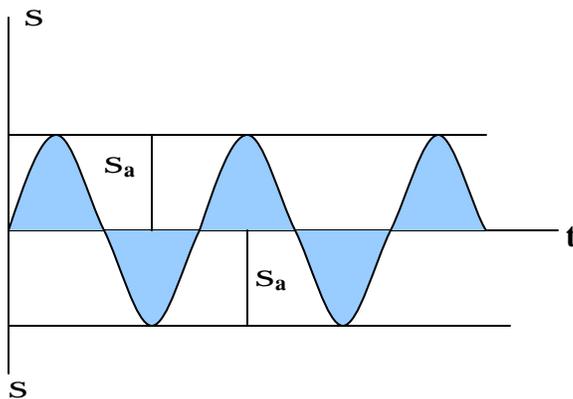
En el diseño del eje por fatiga, se presenta una combinación de cargas como son de flexión con inversión completa, torsión que varía de un troqué nulo a un troqué máximo.

Figura. 36. Torsión fluctuante.



$$\frac{t_{\max}}{2} = t_a = t_m = \frac{T * c}{j * 2} = \frac{T * \left(\frac{d}{2}\right)}{\frac{p * d^4}{32} * 2} = \frac{8 * T_{\max}}{p * d^3}$$

Figura .37. Flexión con inversión completa



Desarrollo

$$S_e = K_a * K_b * K_c * K_d * S_e'$$

K_a = factor de servicio

K_b = factor de tamaño

K_c = factor de carga

K_d = factor de temperatura

K_e = factor de efectos diversos

S_e' = Límite de resistencia a la fatiga de la muestra de la viga rotatoria

$$K_a = a S_{ut}^b$$

$$S_e' = 0.504 S_{ut} = 0.504 (91 \text{ Kpsi}) = 45.864 \text{ Kpsi}$$

Factor de superficie

$$K_a = a S_{ut}^b$$

Acabado de superficie

Maquinado o estirado en frío

Factor $a = 2.7$

Exponente $b = -0.265$

$$K_a = 2.7 * (91 \text{ Kpsi})^{-0.265} = 0.817$$

Factor de tamaño

$K_b = 0.85$ cuando se calcula el diámetro del eje se asume el valor de 0.85 para K_b

, al movimiento de conocerse el diámetro del eje se recalcula el K_b

Factor de carga

$K_c = 1$ para carga de flexión y torsión

Factor de temperatura

$K_d = 1$ el eje esta trabajando a temperatura ambiente diagramas de concentración de esfuerzo

Factor de efectos diversos

$K_e = 1$ se asume Para cargas combinadas

Para A y C

$$\frac{r}{d} = \frac{1/16 * D}{D} = 1/16$$

$$\frac{D}{d} = \frac{1.2D}{D} = 1.2$$

$$K_{ts} = 1.6$$

Para B

K_f para chaveteros de patín recocido

Flexión = 1.6

Torsión 1.3

Para D

Figura A – 15 – 11 Faires (ver anexo)

$$K_t = 2.3$$

Figura A – 15 – 10 Faires (Ver anexo)

$$K_{ts} = 1.7$$

Sensibilidad a la muesca o entalladura

$$K_f = 1 + q (K_t - 1)$$

Q = se asume como 1 para calcular el diámetro por consiguiente

$$K_f = K_t \text{ y } K_{fs} = K_{ts}$$

Tabla .13. Factores de concentración de esfuerzos

FACTOR	A	B	C ‘	D
Ka	0.817	0.817	0.817	0.817
Kb	0.85	0.85	0.85	0.85
Kc	1	1	1	1
Kd	1	1	1	1
Ke	1	1	1	1
Kt	1.7	--	1.7	2.3
Kts	1.6	---	1.6	1.7
Q	1	1	1	1
Kf	1.7	1.6	1.7	2.3
Kfs	1.6	1.3	1.6	1.7
Se ‘	45.864	45.864	45.864	45.864
Se	31.85	31.85	31.85	31.85

Tabla 14. Calculo de esfuerzos

ESFUERZO	A ‘	B	C ‘	D
$s_{xa} = \left(\frac{32 * M}{p * d^3} \right) K_f$	$\left(\frac{818.01}{d^3} \right)$	$\left(\frac{12832.624}{d^3} \right)$	$\left(\frac{818.01}{d^3} \right)$	0
$t_{xya} = \left(\frac{8 * T}{p * d^3} \right) K_f s$	0	$\left(\frac{1390.3775}{d^3} \right)$	$\left(\frac{1711.235}{d^3} \right)$	$\left(\frac{1818.185}{d^3} \right)$
$s_{xym} = \left(\frac{8 * T}{p * d^3} \right)$	0	$\left(\frac{1069.52}{d^3} \right)$	$\left(\frac{1069.52}{d^3} \right)$	$\left(\frac{1069.52}{d^3} \right)$

El punto mas critico es B por consiguiente se analizo VON MISES GENERALIZADO

$$s_{a'} = \sqrt{s_{xa}^2 + s_{xa} s_{ya} + s_{ya}^2 + 3t_{xya}^2}$$

$$s_{m'} = \sqrt{s_{xm}^2 + s_{xm} s_{ym} + s_{ym}^2 + 3t_{xym}^2}$$

Para nuestro análisis por ser en un solo plano y por las condiciones de carga ya antes establecidas nos queda.

$$s_{a'} = \sqrt{s_{xa}^2 + 3t_{xya}^2}$$

$$s_{m'} = \sqrt{3t_{xym}^2}$$

Remplazando en la ecuación de GOODMAN

Para un factor de diseño de $n_d = 1.8$

$$\frac{s_{a'}}{S_e} + \frac{s_{m'}}{S_{ut}} = \frac{1}{n}$$

$$s_a = \sqrt{\left(\frac{12839.133}{d^3}\right)^2 + 3 * \left(\frac{1069.52}{d^3}\right)^2}$$

$$s_a = \frac{12972.083}{d^3}$$

$$s_m = \sqrt{3} * \left(\frac{1069.52}{d^3}\right) = \frac{1852.46}{d^3}$$

En la ecuación de GOODMAN

$$\frac{\left(\frac{12972.083}{d^3}\right)}{31.85 \text{ KPsi}} + \frac{\left(\frac{1852.46}{d^3}\right)}{91 \text{ KPsi}} = \frac{1}{1.8}$$

$$\frac{0.40728677}{d^3} + \frac{0.020356}{d^3} = \frac{1}{1.8}$$

$$\left(\frac{0.4276435}{d^3}\right) = \frac{1}{1.8}$$

$d = 0.9164$ “

estandarizado el diámetro

$d = 1$ ”

por criterio de fluencia

$$\frac{(s_a + s_m)}{S_y} = \frac{1}{3}$$

$$\frac{\left(\frac{12972.083}{d^3} + \frac{1852.46}{d^3}\right)}{77 \text{ KPsi}} = \frac{1}{1.8}$$

$$d = 0.7024''$$

estandarizado el diámetro

$$d = \frac{3}{4}''$$

se escoge el mayor de los diámetros calculados

Para carga estática-flexión y torsión, teoría del esfuerzo cortante máximo

$$d = 3/4''$$

Por deflexión

$$d = 7/8''$$

Por fatiga

Criterio de Goodman

$$d = 1''$$

Criterio de fluencia

$$d = \frac{3}{4}''$$

Por consiguiente se elige el de $d = 1''$

Recalcula

Para el punto B

$$S_e = K_a K_b K_c K_d K_e S_e'$$

$$K_a = .817$$

$$K_b = \begin{cases} \left(\frac{d}{0,3}\right)^{-0,1133} & \text{in } 0,11 \leq d \leq 2 \text{ in} \\ \left(\frac{d}{7,62}\right)^{-0,1133} & \text{mm } 2,79 \leq d \leq 51 \text{ mm} \end{cases}$$

$$K_b = \begin{cases} \left(\frac{d}{0,3}\right)^{-0,1133} & \text{in } 0,11 \leq d \leq 2 \text{ in} \end{cases}$$

$$K_b = 0.8546$$

$$K_c = 1$$

$$K_d = 1$$

$$K_e = 1$$

$$S_e' = 45.64 \text{ K Psi}$$

$$S_e = 31.866 \text{ K Psi}$$

$$s_a = \frac{12972.083}{d^3} = 12972.083 \text{ Psi}$$

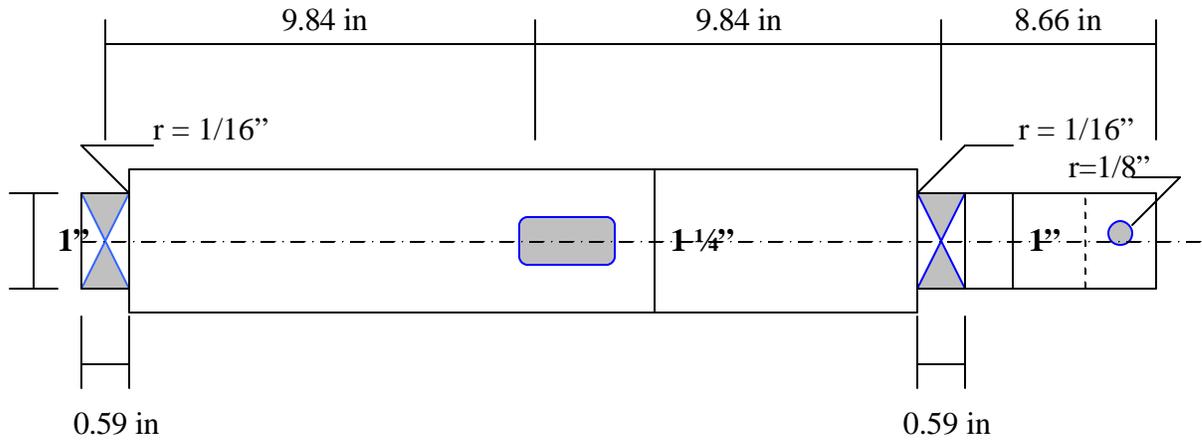
$$s_m = \sqrt{3} * \left(\frac{1069.52}{d^3}\right) = \frac{1852.46}{d^3} = 1852.46 \text{ Psi}$$

$$\frac{12972.83 \text{ Psi}}{31.866 \text{ K Psi}} + \frac{1852.46 \text{ Psi}}{91 \text{ K Psi}} = \frac{1}{n}$$

$$n = 2.339$$

7.5.7. CONFIGURACIÓN DEL EJE DEFINITIVA.

Figura 38 Configuración del eje definitivo.



7.5.8. SELECCION DE RODAMIENTO

Según catalogo SKF

Condiciones de operación

- Tipo de carga

Rodamiento rígido de bolas de una hilera, con placa (s) de protección o de obturación.

- Espacio disponible.

Al menos una de las dimensiones principales del rodamiento vienen determinada por las características del diseño de la maquina a la que va destinada.

Para ejes pequeños, rodamientos rígidos de bola.

Dint = 1 “

- Cargas

Magnitud de la carga: Es el factor más importante para determinar el tamaño del rodamiento. Para una misma principal los rodamientos de rodillo pueden soportar mayor carga que los rodamientos de bola.

En nuestro caso se elige un rodamiento de bola

- Dirección de la carga

Carga radial: El rodamiento de bolas soporta cargas radiales y combinadas.

- Limite de velocidad

Se pueden obtener las máximas velocidades de rotación empleando rodamientos rígidos de bolas o de rodillos cilíndricos, y para cargas combinadas empleando rodamientos de bolas con contacto angular.

RODAMIENTO DE BOLA

$$D_{\text{int}} = 1'' = 25.4\text{mm}$$

En catálogo se encuentran diámetros de $d=25\text{mm}$ y $d = 30\text{mm}$

$$\text{Fuerza radial} = 355.86 \text{ N} = 80 \text{ Lb}$$

1 paso calculo de la duración

Catálogo SKF pag 28

$$L_{10} = \left(\frac{C}{P} \right)^P$$

L_{10} = duración nominal en millones de revoluciones

C = capacidad d carga dinámica, en (N)

P = carga dinámica equivalente sobre el rodamiento en (N) (Ver Anexo D)

$$P = XFr + Yfa$$

Fr = carga radial real, en n

Fa = Carga axial real, en N

X = factor radial

Y = factor axial

P = exponente de la fórmula de la duración siendo

P = 3 para los rodamientos de bolas.

P = 10/3 para los rodamientos de rodillos.

Desarrollo

$$P = 3$$

$$n = 486.11 \text{ rev/min} = 470 \text{ rev/min}$$

L_{10h} = duración nominal en horas de servicio (Ver Anexo D)

$$L_{10h} = 6 \text{ meses} * 26 \frac{\text{dias}}{\text{mes}} * 8 \frac{\text{horas}}{\text{dias}} = 1248 \text{ horas}$$

en los monogramas de cálculos de la duración

$$\left. \begin{array}{l} n=470 \text{ rev/min} \\ L_{10h} = 1248 \text{ horas} \end{array} \right\} \begin{array}{l} L_{10h} = 35 * 10^6 \\ \text{reemplazamos} \end{array}$$

$$35 * 10^6 = \left(\frac{C}{355.86} \right)^3 \Rightarrow C = 116404.1657$$

Seleccionamos en el catalogo en función de

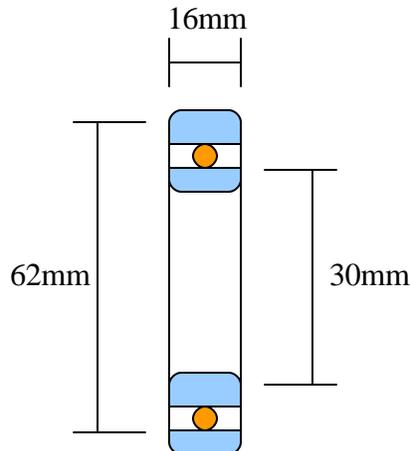
$$C = 116404.1657 \left. \vphantom{C} \right\} 6206$$

$D = 30 \text{ mm}$

Catalogo SKF pag 134

Limite de velocidad lubricación con grasa = 10.000 rev/min Aceite = 13.000 rpm.

Figura 39. Rodamiento de bola 6206



ENDERESADOR DE ALAMBRE

Su función es ofrecerle una resistencia al alambre que sea variable con el fin de ir ajustando la presión dependiendo del calibre del alambre , tamaño del ojo de la malla , y del material en que se trabaja.

El enderezador consta de cinco poleas las cuales están dispuestas de la siguiente forma , tiene tres poleas que están colocadas en la parte inferior del enderezador los cuales tiene el movimiento vertical y horizontal limitado no obstante son poleas lacas que giran en el mismo sitio.

Las dos poleas restantes se encuentran en un mecanismo que las deja moverse de arriba hacia abajo por medio de unas ranuras en las cuales ellos se pueden mover verticalmente y al momento de conseguir su posición de trabajo son sujetados por dos tornillos de fijación.

PRENSA AUTO CENTRANTE.

Esta diseñada para que al momento de cambiar cualquier matriz de diámetro diferente , pueda apretarla y ubicarla en el centro de esta, que a su vez coinciden con la línea de eje del porta platina , con esto se logra un auto centrado.

La prensa esta construida con un tornillo que posee la misma longitud de rosca izquierda que de rosca derecha. En su elaboración se utilizo acero AISI 1045 por sus magnificas propiedades mecánicas como son buena resistencia a la fatiga , alto esfuerzo ultimo , resistencia tanto a tensión como a compresión.

Las roscas son de ocho hilos por pulgadas con una inclinación de 60°.

La prensa consta de dos guías en forma de cilindro que son los encargados de que las mordazas se muevan libremente longitudinalmente y evitan que estas cambien su posición , esta prensa esta sujeta a la estructura por medio de pernos los cuales le permiten variar de posición.

Freno

Freno de disco : Se componen de un disco montado sobre el cubo de la rueda, y una mordaza colocada en la parte externa con pastillas de fricción en su interior, de forma que, al aplicar los frenos, las pastillas presionan ambas caras del disco a causa de la presión ejercida por una serie de pistones deslizantes situados en el interior de la mordaza. La mordaza puede ser fija y con dos pistones, uno por cada cara del disco. Pero también existen mordazas móviles, que pueden ser oscilantes, flotantes o deslizantes, aunque en los tres casos funcionan de la misma manera: la mordaza se mueve o pivota de forma que la acción de los pistones, colocados sólo a un lado, desplaza tanto la mordaza como la pastilla. Son más ligeros que los frenos de tambor y disipan mejor el calor, pues los discos pueden ser ventilados, bien formados por dos discos unidos entre sí dejando en su interior tabiques de refrigeración, bien con taladros transversales o incluso ambas cosas.

Freno de tambor : Consta de un tambor, por lo general realizado en hierro fundido, solidario al cubo de la rueda, en cuyo interior, al pisar los frenos, se expanden unas zapatas de fricción en forma de "C" que presionan contra la superficie interna del tambor. Ya no se utilizan en el tren delantero de los coches modernos, que es el que soporta el mayor esfuerzo en la frenada, porque presentan desventajas a la hora de disipar el calor, y porque al ser más pesados que los frenos de disco pueden producir efectos negativos en la dirección del vehículo. Sí se utilizan con frecuencia en el eje posterior de muchos vehículos, combinados con discos delanteros.

Para la fabricación de la maquina, la empresa segurimalla proporciono un freno electromagnético que tiene las siguientes especificaciones:

LISTED 763 R IND. CONT CD

WARNER. ELEC. EM 210 - 20

BRAKE

MAX RPM 3600 UL

DC. VOLTS 90 SA

MAX WATTS 34

NEMA 182 TC –184 TC

8907 5371- 169 –0.23

WARNE ELECTRO

MODULE

WARNE ELECTRIC

BRAKE A CLUTCH CD.

SOUTH BELOIT , IL USA

—— OUT PUT.

Embrague :

Es un implemento de rozamiento que permite la conexión desconexión de ejes. El diseño de los embragues y los frenos es comparables en muchos aspectos.

Esto se ilustra bien mediante un embrague múltiples discos , el cual se usa también como freno. Un problema de diseño mas evidente en el diseño de frenos comparado con el diseño de embragues es el de la generación y disipación de calor. Los embragues de rozamiento generan calor como resultado del movimiento relativo entre las partes , pero normalmente la cantidad de deslizamiento no es tan grande como la de un freno . En el análisis de un embrague es muy frecuente imaginar que las partes no se mueven entre sí , a un cuando no se deben pasar por alto el hecho que la transmisión de potencia por rozamiento generalmente envuelve algún deslizamiento . Por esta razón , cuando se necesita tener transmisión positiva de potencia debe apelarse a un implemento positivo tal como un embrague de mandíbula.

Los diferentes tipos de embragues son:

- Embragues de múltiples discos
- Embragues cónico.
- Embrague electromagnético.

8. RENTABILIDAD DE LA MAQUINA PARA HECER MALLAS

Se analiza la maquina para hacer mallas que funcionan con un motor de 3 hp el cual consume 9 Kw/hr.

Para determina el costo mensual de la maquina, sabiendo que el valor de la energía eléctrica es de 184.69 (\$/KWh) en el sector, esto genera un gasto mensual.

El motor

Consumo de energía = 9 Kw/h

Valor de energía = 184.69 (\$/KWh)

Valor de energía / día = (9 Kw/h) x (\$ 184.69 /Kw) x (8h/día) = \$ 13297.68/ día

El valor total al mes es = (\$13297.68 / día) x (20días/mes) = \$ 265953.6/ mes

Costo de mano de obra del operario.

Valor día laborado = \$ 50.000 Producción / día

Valor mes = (\$ 50.000)*(20 días) = \$1.000 .000 / mes

Gastos por mantenimiento.

Valor de mantenimiento = \$ 50.000 / mes.

Costo de la materia prima

1 Kilo de alambre galvanizado cuesta \$2300

1 metro cuadrado de malla pesa 2 Kilogramos

Diariamente se fabrican 250 m² de malla que consumen 500 Kilogramos de alambre lo que daría un costo por materia prima diario de \$1.150.000

Consumo de materia prima por mes en 20 días al mes = \$ 23.000.000

Los gastos totales en un mes:

Valor total de energía -----	\$ 265.953,6
Valor por mano de obra-----	\$ 1.000.000
Gastos por mantenimiento-----	\$ 50.000
Costo de la materia prima-----	\$ 23.000.000
TOTAL GASTOS MENSUALES	<u>\$ 24.315.953,6</u>

Los ingresos promedian por fabricación de metros cuadrados de mallas, 250 m² por día, sabiendo que se manejan varios calibres de alambre, forrado o no-forrado y por consiguiente diferentes precios, valor por metro cuadrado de: \$ 12.000

Para 250 m² / DIA se obtiene un ingreso de: \$ 3.000.000 / día.

TOTAL INGRESO MENSUAL = (\$ 3.000.000 / DIA)x (20 días) = \$60.000.000

Según los cálculos realizados la utilidad se da restando ingresos y egresos mensuales

Total ingresos-----	\$ 60.000.000
Total egresos -----	<u>\$ 24.315.953,6</u>
Utilidad -----	\$ 35.684.047

El presupuesto para el desarrollo del proyecto es de: \$ 9.268.250.2 (Ver Anexo E)

Tiempo estipulado para recupera la inversión seria:

$$I = F \left[\frac{(1+i)^n - 1}{(1+i)^n * i} \right]$$

Ecuación 47.

donde:

F = es la utilidad que recibe la empresa mensualmente

F = \$ 35.684.047/mes

I = es la inversión para el desarrollo del proyecto

I = \$9.268.250.2

i = es el interés mensual (se recomienda un 35% de interés anual nominal)

n = son los meses del año.

Como el interés es anual e debe pasar a mensual, para ello se utiliza la siguiente formula:

$$i = (1+i_a)^{1/12} - 1$$

Ecuación 48

i_a = interés nominal anual que es del 35%

reemplazando en la formula anterior tenemos que:

i = 0,0253240 mensual.

Entonces ,

$n = 1$ meses.

Esto quiere decir que la inversión se recuperara aproximadamente en un meses siempre y cuando el flujo de trabajo sea constante.

9. MANUAL DE MANTENIMIENTO Y OPERACIÓN DE LA MAQUINA PARA HACER MALLAS.

9.1 MANUAL DE OPERACIÓN .

9.1.1. GUIA DE OPERACIONES. Para obtener un procedimiento correcto de funcionamiento de la máquina de fabricación de mallas. Se debe planear, establecer un método obligatorio para manejar actividades describiendo de manera exacta en que debe realizarse ciertas actividades como son:

1. Revisar que el motor y los controles eléctricos estén funcionando correctamente.
2. Inspeccionar que el sistema de lubricación de la matriz este funcionando correctamente.
3. Verificar alineación de la matriz con la guía, seleccionar la abertura correcta teniendo en cuenta el tamaño del ojo de la malla y el espesor de alambre a utilizar. Si es recubierto o no.
4. El alambre debe quedar dispuesto de tal manera que permita introducir el mismo en la matriz al momento de iniciar el proceso.
5. Luego se realiza el doblado con la ayuda de la matriz y la guía.
6. El operario debe supervisar el proceso para evitar que se distorsione el alambre o se desvíe de su recorrido normal.

9.2. MANUAL DE MANTENIMIENTO.

Para el correcto funcionamiento de equipo se necesitan realizar algunas actividades de mantenimiento para lograr mantener los equipos en perfecto estado y así prolongar su vida útil.

En el caso del equipo utilizado para la fabricación de mallas es necesario un mantenimiento estructural debido a que el cuerpo de la máquina está fabricado de acero y acero galvanizado este necesita que se le aplique anticorrosivo y su pintura de acabado para así proteger la estructura del medio ambiente.

Para el conjunto de elementos de transmisión de potencias deben tenerse en cuenta los siguientes factores:

- Verificación del estado del motor eléctrico.
- Revisar que el motor se encuentre anclado perfectamente a la estructura metálica.
- Determinar el desgaste de las correas y que no se encuentren sucias de grasa.
- Fijarse que las guardas de las poleas estén bien colocadas.
- Determina semestralmente el balanceo y alineación de la maquina para proteger los ejes de transmisión.

Para suplir las necesidades de mantenimiento de la empresa y facilitando la planeación, presupuesto, programación y seguimiento de todas las actividades.

Se deben realizar cronogramas que permitan visualizar los posibles daños que se pueden presentar en los equipos.

Para realizar un verdadero plan de mantenimiento es necesario hacer un seguimiento minucioso de los problemas presentados diariamente para esto se utilizan las **Solicitudes de Servicio** son modelo de atención a los equipos, implantado para dar pronta solución a los diferentes problemas que tengan los equipos.

Permite llevar un historial de las diferentes solicitudes que la empresa ha reporta, al igual que hacer una completa base de datos de problemas-solución. En el programa de mantenimiento.

Sobre la base de las solicitudes de servicio se procede a generar las ordenes de trabajo:

9.2.1. Orden de trabajo. Las ordenes de trabajo son peticiones escritas de servicio a cumplir por el departamento de mantenimiento o en nuestro caso por un operario calificado.

Establece tanto para el mantenimiento como para la dirección, la información de que ha de hacerse un trabajo. Proporcionando un registro del costo de estos servicio. Proporcionan los datos sobre los cuales se preparan las demandas de material, se entregan instrucciones de trabajo individual y se hacen asignaciones de tareas al personal y al equipo cuando ha sido completado el trabajo y se ha hecho todas las anotaciones, comprenden los informes que sirven al departamento de mantenimiento en su actividad de control y al departamento de costo en la distribución de gastos.

La eficiencia en el uso y el tiempo de vida de maquinaria, equipos y facilidades, y que reducen sus costos de mantenimiento.

Beneficios

La organización de Mantenimiento produce los siguientes beneficios a la empresa:

- Reducción de los costos totales de mantenimiento.
- Reducción de los tiempos improductivos generados por mantenimiento.
- Reducción de los eventos de paro en Producción.
- Incremento de la capacidad productiva del equipamiento.
- Satisface los requerimientos básicos sobre Mantenimiento para Certificación bajo normas ISO 9000, QS 9000, TPM y otros.

9.2.2. Para la instalación del motor se tuvieron en cuenta las siguientes observaciones. Después de desembalar el motor, examine los datos en la placa del motor para verificar que sí coincide con el circuito de alimentación eléctrica al cual se conectará. Se garantiza que el motor funcionará con éxito a una frecuencia no mayor del 5%, y a una tensión no mayor del 10%, por encima o por debajo de las capacidades nominales indicadas en la placa de datos, o una variación combinada de tensión y frecuencia máxima del 10% por encima o por debajo de las capacidades nominales indicadas en la placa de datos. La eficiencia, el factor de potencia y la corriente pueden variar respecto a la información indicada en la placa de datos. Si el motor es de tipo totalmente cerrado, enfriado por ventilador y está equipado con tapones de drenaje de condensado será necesario retirar dichos tapones para permitir el escape de la humedad. El tapón de drenaje está ubicado en la escuadra de soporte del reborde. Ciertos motores se suministran con drenajes en "T" con cabeza hexagonal, los cuales deben dejarse en posición. Algunos motores a prueba de explosión están equipados con drenajes a prueba de explosión, los cuales deben permanecer en posición. El motor se envía listo para comenzar a prestar servicio. Si el motor ha estado en almacenamiento durante un período prolongado o si ha estado sujeto a condiciones adversas de humedad, verifique la resistencia del aislamiento del bobinado del estator con un megóhmetro o medidor de resistencia de aislamiento antes del arranque inicial. Si la resistencia del aislamiento fuera menor que la calculada por medio de la fórmula en la sección de mantenimiento, será necesario secar el bobinado en una de las dos maneras.

1. Seque en horno a una temperatura que no exceda 90°C (200°F) hasta que la resistencia del aislamiento se vuelva constante. Si se realiza el secado en horno, se recomienda volver a lubricar la unidad antes de la reinstalación.
2. Con el rotor bloqueado, aplique una tensión baja y aumente gradualmente la corriente a través de los bobinados hasta que la temperatura en el termómetro alcance 90°C. No se debe exceder esta temperatura.

Manual de mantenimiento. El principio fundamental del mantenimiento eléctrico consiste en mantener el motor limpio y seco. Esto requiere la inspección periódica del motor, la frecuencia dependiendo del tipo de motor y el servicio destinado.

Se recomienda inspeccionar los aspectos siguientes a intervalos regulares:

1. Los bobinados deben estar secos y sin polvo. Se pueden limpiar los bobinados con limpiadores por succión o frotándolos. Las boquillas en los limpiadores por succión deben ser no metálicas. Se puede eliminar los depósitos gomosos de suciedad y grasa con solventes minerales. No use gasolina ni otro tipo de solventes inflamables.
2. Se deben apretar las conexiones de terminales, los tornillos, los pernos y las tuercas de ensamblaje. Éstas pueden aflojarse si el motor no está fijamente montado y tiende a vibrar.

3. El almacenamiento prolongado o las condiciones inusuales de funcionamiento pueden causar que el aislamiento del motor absorba humedad. Por lo tanto, se recomienda utilizar un megóhmetro para verificar la resistencia del aislamiento del motor a tierra. Se recomienda medir periódicamente la resistencia del aislamiento a aproximadamente las mismas condiciones de temperatura y humedad para determinar el posible deterioro del aislamiento. Las normativas de IEEE recomiendan que el aislamiento de los bobinados del estator de las máquinas secas y limpias a temperatura ambiente (aproximadamente 77°F o 25°C) no debe ser menor de:

Resistencia del Aislamiento = Tensión nominal del motor + 1000 (megohmios) / 1000 Si la resistencia es menor que este valor, siga el procedimiento correctivo descrito en la sección de instalación.

4. Los motores totalmente cerrados, enfriados por ventilador requieren muy pocos cuidados. Asegúrese que la cámara externa de aire de estos motores no se obstruya con materia extraña que restrinja el paso del aire.

5. Usualmente, los rotores en jaula de ardilla son robustos, y ocasionan muy pocos problemas. El primer síntoma de un rotor defectuoso es la falta de par torsor. Esto puede ocasionar una disminución de velocidad acompañada de un ruido sordo o quizá no pueda poner en marcha la carga.

Esto puede deberse a una junta abierta o de alta resistencia en el circuito de barra del rotor. Dicha condición usualmente puede detectarse al ver la evidencia del calor localizado. Sólo personas competentes deben reparar los anillos extremos.

Se recomienda consultar a un representante del fabricante antes de intentar realizar este trabajo.

DESENSAMBLAJE : Si fuera necesario desensamblar el motor, se debe tener cuidado de no dañar los bobinados del estator ya que se puede estropear el aislamiento mediante el manejo indebido o rudo. Se recomienda observar las precauciones para mantener limpios los rodamientos. Retire los tornillos del cartucho del rodamiento antes de retirar los tornillos de la pantalla extrema. Las marcas en las pantallas extremas de posición relativa en el bastidor permitirán realizar el reensamblaje con más facilidad. No se recomienda retirar los rodamientos a menos que se piense reemplazarlos. Cuando el reemplazo sea necesario, se recomienda utilizar una instalación de reparación autorizada de Reliance Electric.

Los sistemas de rodamientos de empuje empleados en los motores Duty Master de Reliance pueden ser de varios tipos y dependerán de los requisitos de la aplicación. La instalación de reparación autorizada de Reliance Electric está mejor equipada para brindar mantenimiento a estos sistemas de rodamientos.

LUBRICACIÓN : Estos motores reciben lubricación apropiada al momento de su fabricación y no es necesario lubricarlos al momento de instalarlos.

Si el motor ha estado almacenado durante seis meses o más, lubríquelo antes de ponerlo en marcha.

La lubricación de los rodamientos antifricción debe hacerse como parte de un programa planificado de mantenimiento. Se recomienda utilizar como guía el intervalo recomendado para establecer dicho programa. La limpieza es importante en la lubricación. Cualquier grasa utilizada para lubricar cojinetes antifricción debe ser fresca y sin contaminación. De manera similar, se debe tener cuidado de limpiar el área de entrada de la grasa del motor a fin de evitar la contaminación de la grasa.

LUBRICANTE RECOMENDADO: Para los motores que funcionen en temperaturas ambiente según se indica a continuación, use los lubricantes siguientes o sus equivalentes:

Temperatura de Funcionamiento -25°C (-15°F) a 50°C (120°F)

* CHEVRON OIL SRI No. 2 SHELL OIL CO. DOLIUM R

Temperatura Mínima de Arranque -75°C (-100°F)

SHELL OIL CO. AEROSHELL #7

* Lubricante de Reliance Standard

APLICACIONES ESPECIALES: Quizá sea necesaria la grasa de silicona en aplicaciones especiales de alta temperatura. Consulte al representante de Reliance Electric en su localidad.

PRECAUCIÓN : No se recomienda mezclar lubricantes debido a posibles incompatibilidades. Si se desea cambiar de lubricante sin desensamblar el motor, siga las instrucciones de lubricación y repita la lubricación por segunda vez después de 100 horas de servicio. Es necesario tener cuidado para detectar signos de incompatibilidad de lubricantes, como viscosidad excesiva visible en el área de drenaje de alivio de grasa o en la abertura del eje. El no seguir esta precaución puede dar como resultado daño o la destrucción del equipo.

FRECUENCIA DE LUBRICACIÓN: Rodamientos esféricos y rodamientos de rodillo.

PROCEDIMIENTO DE LUBRICACIÓN: La lubricación de los cojinetes antifricción Reliance puede efectuarse con el motor en funcionamiento o estacionario, sin embargo, se recomienda hacerlo con el motor caliente y estacionario.

1. Localice la grasera, limpie el área y reemplace el tapón de la tubería con una grasera, si el motor no estuviera equipado con graseras.

2. Si el motor estuviera equipado con un tapón de drenaje de grasa, retire el tapón y elimine cualquier grasa que pudiera bloquear el drenaje.
3. Con una grasera de pistola manual, añada el volumen recomendado del lubricante apropiado.
4. Haga funcionar el motor durante dos horas.
5. Reemplace el tapón de drenaje de grasa.
6. Reemplace el tapón de tubería en la entrada de grasa. Condiciones Estándar: Ocho horas al día; carga normal o liviana, entorno limpio, a 40°C (100°F) de temperatura ambiente máxima. Condiciones Rigurosas: Funcionamiento las veinticuatro horas del día o cargas de impacto, vibración, aire ambiente contaminado con suciedad o polvo a 40-50°C (100-120°F. Condiciones Extremas: Impactos, vibración fuertes o polvo Condiciones en
Potencia Estándar Rigurosas Extremas 1 a 7-1/2 HP, 1800 RPM 2 Años 6 Meses 1 Mes
y más lentos 10 a 75 HP, 1800 RPM 1 Año 3 Meses 1 Mes
y más lentos 100 y más HP, 1800 RPM 1 Año 3 Meses 1 Mes
y más lentos Cualquier potencia, más de 1800 RPM 6 Meses 2 Meses 1 Mes

9.2.3. GUÍA DE DESCRIPCIÓN DE PARTES

1 BASTIDOR

2 ESTATOR

3 ROTOR

4 ESCUADRA DE SOPORTE DE EXTREMO POSTERIOR

- 5 ESCUADRA DE SOPORTE DE EXTREMO FRONTAL
- 6 EJE
- 7 TAPA INTERIOR DE EXTREMO POSTERIOR
- 8 RODAMIENTO ESFÉRICO DEL EXTREMO POSTERIOR
- 9 TUERCA Y ARANDELA DE SEGURIDAD DEL RODAMIENTO
- 10 PERNOS DE ESCUADRA DE SOPORTE DE EXTREMO POSTERIOR
- 11 CUBIERTA DEL VENTILADOR GUÍA NO. DESCRIPCIÓN DE PARTES
- 12 VENTILADOR EXTERIOR
- 13 ABRAZADERA DEL VENTILADOR
- 14 CUBIERTA DE GOTEÓ
- 15 PERNOS DE CUBIERTA DE GOTEÓ
- 16 ENTRADA DE GRASA EN EXTREMO POSTERIOR
- 17 RODAMIENTO ESFÉRICO DE EMPUJE, EMPUJE INTERMEDIO
- 18 RODAMIENTO ESFÉRICO DE EMPUJE, EMPUJE NORMAL
- 19 ENTRADA DE GRASA EN EXTREMO FRONTAL 20 PLACAS DE IZADO
- 21 CAJA DE CONDUCTOS
- 22 DRENAJE DE GRASA
- 23 DRENAJE DE GRASA

CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

Se construyó una máquina para fabricar mallas metálicas con recubrimiento plástico para la empresa Segurimallas del Caribe; teniendo en cuenta todos los conocimientos adquiridos en los estudios de Ingeniería Mecánica, realizados en la Corporación Universitaria Tecnológica de Bolívar, consiguiendo obtener un mejoramiento en la cantidad y calidad del sistema de operación en la nueva máquina.

Se analizó el proceso de fabricación y elaboración de las mallas tipos ciclón.

Se detalló el proceso de fabricación de las mallas para así tener un mejor conocimientos de los efectos físicos que ocurren en la máquina y sus elementos.

En este proyecto se consideraron las posibles fallas por fatiga, deflexión torsión y momentos que se presenta en los elementos de la máquina, con el fin de darle una confiabilidad en la fabricación de las piezas.

En la máquina para hacer mallas se observó un mejoramiento en la transmisión de potencia y en la velocidad transmitida por el Clochs.

El sistema de freno y clochs electromagnético mejora en un alto rango la velocidad de reacción de la máquina para hacer mallas , comparándola con la máquina anterior , que utilizaba un clochs mecánico, en el cual la potencia transmitida no es constante, como también ocurre con la velocidad que se transmite.

En muchas ocasiones el Ingeniero Mecánico debe hacer un cálculo más real en el momento de estimar los tiempos de elaboración de las diferentes piezas de una máquina, como también el verificar que los precios de mecanizado de una pieza depende del material de elaboración de las piezas y de la precisión de éstas.

RECOMENDACIONES

Se recomienda a la empresa colocar un sistema , el cual permita determinar el numero de vueltas necesarias para realizar un tramo de malla de acuerdo a la medida requerida por el cliente .

Este sistema existe se trata de un contador de vueltas el cual trabaja con un sistema muy sencillo de sensores . Los cuales detectan el numero de vueltas que al completar las predeterminadas el manda una señal que detiene el movimiento logrando así aumentar la eficiencia de la máquina.

Anexo A

(1) potencia nominal =

$$= \left[4737 \left(\frac{10^3}{v_m} \right)^{0.09} - \frac{13,962}{K_t D_t} - 0,0234 \frac{v_m^2}{10^3} \right] \frac{v_m}{10^3} \text{ CV,}$$

y los valores de a , c y e para las secciones A , C y D están indicados en la tabla 17.3 debajo de las columnas de las longitudes normalizadas.

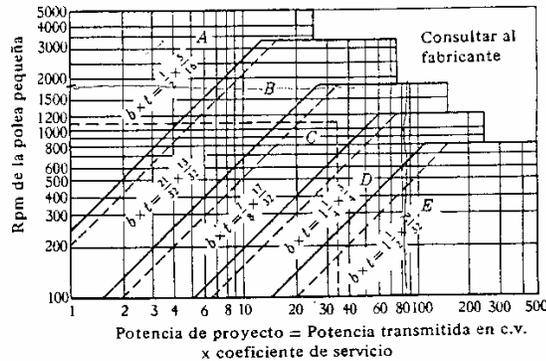


Fig. 17.14 Secciones de correa según la potencia y la velocidad. La potencia de proyecto es igual a la potencia transmitida multiplicada por el coeficiente de servicio. Las rectas diagonales continuas son según ASA⁽¹⁷⁻¹¹⁾; las rectas diagonales de trazos concuerdan estrechamente con las de catálogo de la mayoría de fabricantes⁽¹⁷⁻¹²⁾ *.

Los catálogos de fabricantes tienen tablas voluminosas con las potencias nominales ya calculadas, pero nosotros no podemos incluirlas por limitaciones de espacio. En cualquier caso, la primera operación es calcular la *potencia de proyecto* multiplicando la potencia a transmitir (o la potencia indicada en la placa de características del motor) por un adecuado coeficiente de servicio N_{sf} . Los coeficientes de servicio son una conse-

* Las dimensiones $b \times t$ indicadas en esta figura corresponden a las de la sección transversal de la correa (véase figura 17.13) normalizadas en Norteamérica. Sus equivalencias en unidades métricas son las siguientes:

$$b \times t, \text{ pulgadas} = \frac{1}{2} \times \frac{5}{16} ; \frac{21}{32} \times \frac{13}{32} ; \frac{7}{8} \times \frac{17}{32} ; 1 \frac{1}{4} \times \frac{3}{4} ; 1 \frac{1}{2} \times \frac{29}{32}$$

$$b \times t, \text{ milímetros} = 12,7 \times 7,9 \quad 16,6 \times 10,3 \quad 22,2 \times 13,5 \quad 31,7 \times 19,0 \quad 38,1 \times 23,0$$

Y las más aproximadas normalizadas en España son:

$$b \times t, \text{ milímetros} = \begin{matrix} 13 \times 8 & 17 \times 11 & 22 \times 14 & 32 \times 19 & 38 \times 25 \\ \text{Denominación: } & A & B & C & D & E \end{matrix}$$

Existiendo además otro perfil de correa de dimensiones 10×6 mm (denominación Z). (N. del T.)

How to Select the Correct V-Belt Drive Using Stock Sheaves and Belts

The selection tables for two-sheave speeddown drives, using standard electric motors, start on Page 16. Information includes driveN speed, sheave diameters, speed ratios, belt length, center distance and belt horsepower ratings.

Before Selecting a V-Belt Drive, You Need to Know Only These Four Things:

1. The type of application, machine, or work being done.
2. The horsepower rating and speed (RPM) of the driveR.
3. The speed (RPM) of the driveN machine or the required speed ratio.
4. The approximate center distance required.

CLUTCHING DRIVES

Refer all clutching drive applications to the Product Application Department, The Gates Rubber Company, Denver, Colorado. V-belt drives which use the belt as a clutch require special consideration because the heat generated by belt slip (during engagement and disengagement) on some clutching applications can cause some V-Belt tensile materials to shrink in length. The shrinkage may cause a belt, which is already engaged and driving, to not declutch,

To Design a Drive, Follow These Three Steps.

Step 1 Find the Design Horsepower

Design Horsepower = (Service Factor) x (Horsepower Requirement)

- A. Select the proper **Service Factor** from Table No. 2. If your driveN machine is not listed and you cannot find a machine with comparable starting, running and shock load characteristics, turn to Page 216 for assistance in selecting a Service Factor.
- B. The **horsepower requirement** of the drive is usually taken as the nameplate rating of the driveR. The actual load requirement of the driveN machine may be used as the horsepower requirement if it is known. This load must be used in those applications where a small auxiliary machine is being driven from a large motor or engine.
- C. Find **design horsepower** by multiplying the horsepower requirement of the drive by the Service Factor.

or a declutched belt may engage itself and start driving the machine unexpectedly. Depending on the machine and circumstances, either situation could prove dangerous to the machine operator or bystanders.

Belts specially designed to minimize or eliminate heat shrinkage may be required.

Table No. 2 — Service Factors

DriveN Machine	DriveR					
	AC Motors: Normal Torque, Squirrel Cage, Synchronous, Split Phase. DC Motors: Shunt Wound. Engines: Multiple Cylinder Internal Combustion.*			AC Motors: High Torque, High Slip, Repulsion-Induction, Single Phase, Series Wound, Slip Ring. DC Motors: Series Wound, Compound Wound. Engines: Single Cylinder Internal Combustion.* Line shafts Clutches		
	Intermittent Service 3-5 Hours Daily or Seasonal	Normal Service 8-10 Hours Daily	Continuous Service 16-24 Hours Daily	Intermittent Service 3-5 Hours Daily or Seasonal	Normal Service 8-10 Hours Daily	Continuous Service 16-24 Hours Daily
The machines listed below are representative samples only. Select the group listed below whose load character is closest most closely approximate those of the machine being considered. See Page 216 for additional help in selecting Service Factors.						
Agitators for Liquids Blowers and Exhausters Centrifugal Pumps & Compressors Fans up to 10 Horsepower Light Duty Conveyors	1.0	1.1	1.2	1.1	1.2	1.3
Belt Conveyors For Sand, Grain, Etc. Bough Mixers Fans Over 10 Horsepower Generators Lath Shafts Laundry Machinery Machine Tools Punches-Presses-Shears Printing Machinery Positive Displacement Rotary Pumps Revolving and Vibrating Screens	1.1	1.2	1.3	1.2	1.3	1.4
Brick Machinery Bucket Elevators Exciters Piston Compressors Conveyors (Drag-Pan-Screw) Hammer Mills Paper Mill Beaters Piston Pumps Positive Displacement Blowers Pulverizers Saw Mill and Woodworking Machinery Textile Machinery	1.2	1.3	1.4	1.4	1.5	1.6
Crushers (Gyratory-Jaw-Roll) Mills (Ball-Rod-Tube) Hoists Rubber Calenders-Extruders-Mills	1.3	1.4	1.5	1.5	1.6	1.8

*Apply indicated Service Factor to continuous engine rating. Deduct 0.2 (with a minimum Service Factor of 1.0) when applying to maximum intermittent rating. The use of a Service Factor of 2.0 is recommended for equipment subject to choking. For Grain Milling and Elevator Equipment, see Mill Mutual Bulletin No. VB-601-62. For Oil Field Machinery, see API specifications for Oil Field V-Belt, API Standard 18.



How to Select the Correct V-Belt and PowerBand® Drive Using Stock Sheaves and Belts — continued

Step 2 Select the Proper V-Belt Section

Speed and Design Horsepower Determine the Proper Cross Section

- A. At the bottom of the appropriate Cross Section Selection Charts below, and on page 10 and 11, read across to the design horsepower of the drive, interpolating if necessary.
- B. Read straight up to the rpm of the faster shaft. Interpolate if necessary.
- C. The cross section in the area surrounding the point of intersection which you located is the proper belt cross section to use.

NOTE:

If your point is near one of the lines, a good drive can be designed with the cross section on either side of the line. Design drives using both cross sections and select the most economical drive consistent with your other requirements.

Cross Section Selection Chart
(For Super HC® V-Belts, Super HC Molded Notch V-Belts and Super HC PowerBand® Belts)

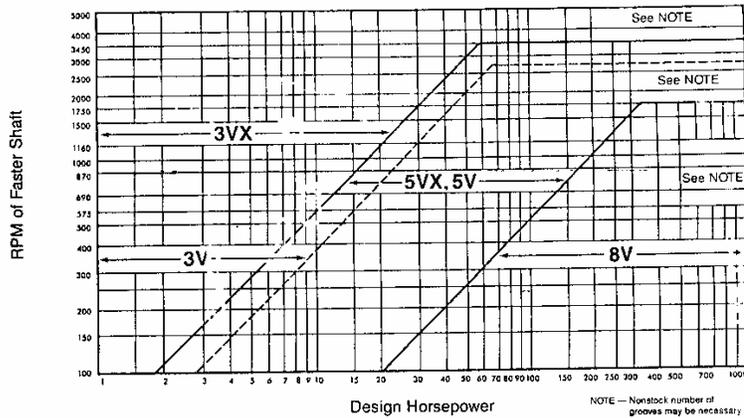


Figure No. 1

Cross Section Selection Chart
(For Hi-Power® II V-Belts, Hi-Power II PowerBand Belts and Tri-Power® Molded Notch V-Belts)

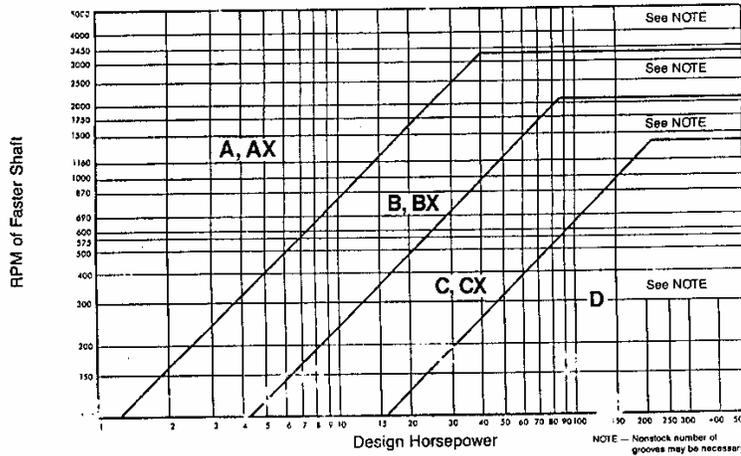


Figure No. 2



The world's most trusted name in belts and hose.

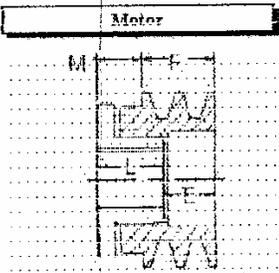


100, Boul. Guzman
San-Luis, (Q)
CARR 2170
(418) 883-3332
(418) 883-5015
sales@maskpulley.com

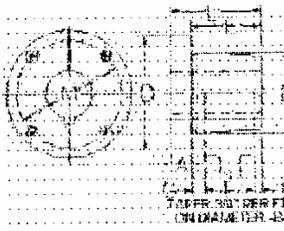
Project #



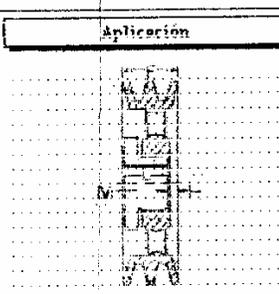
Parámetros de la Selección - Barreno fijo & de buje para Trabajo liviano		
Motor	Aplicación	Factor de Servicio Requerido: 1.3
RPM: 1750	Min. Rpm Requerido: 470	Obtenido: 1.6
HP Requerido: 3.00	Max. Rpm Requerido: 490	Distancia centros Requerido: 24.00 (Pulgada)
RPM Obtenido: 1579	RPM Obtenido: 487	Obtenido: 24.3
Diámetro del eje: 1.1250 Pulgada	Diámetro del eje: 1.1250 Pulgada	H.P. / Correas: 2.27
		Correas A, AX, BK, Requerido:
		Obtenido: 4 Qty: 2



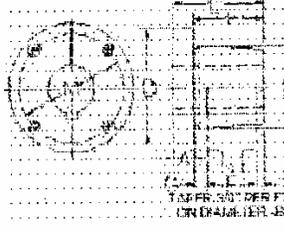
Polea impulsora: 2MALS
R: 24/32
F: 1 3/8
L: 1 11/32
M: 11/16
OD: 2.45
Weight: 1.85 Lb
Price: 27.78\$



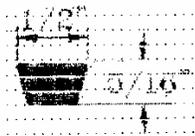
Buje impulsor: 1X1-108
A: 11/32
R: 1 5/8
D: 2 1/2
R: 1
F: 29/32
G: 3/16
H: 3/32
I: 1 11/32
L: 2
Weight: 0.65 Lb
Price: 9.00\$



Polea impulsada: 2MBL127
E: 1/10
F: 1 2/4
L: 1 11/32
M: 11/32
OD: 1.70
Weight: 14.1 Lb
Price: 115.64\$



Buje impulsado: 1X1-108
A: 11/32
R: 1 5/8
D: 2 1/2
R: 1
F: 29/32
G: 3/16
H: 3/32
I: 1 11/32
L: 2
Weight: 0.65 Lb
Price: 9.00\$



Correas: VB, A74
Weight: 0.4 Lb
Price: 19.60\$
Qty: 2

Las selecciones de transmisiones recomendadas están diseñadas para trabajar con el uso de componentes Mask (poleas, bujes y correas en V) los cuales son conformes a los mejores que las normas exigidas por el NPTA & FMA. La utilización de componentes de menor calidad puede afectar el tiempo de vida del mecanismo.

Esta versión del programa no tiene en cuenta el balanceo dinámico. Refiérase al catálogo Mask.

Las selecciones y sus precios son tan precisos como posibles; aun así Mask no será responsable de NINGUN error de precio o de fabricación.



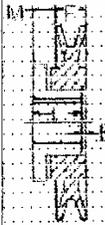
100, Boul. Gagnon
 Ste-Lucie, QC
 G0R 2V9
 (418) 883-3333
 (418) 883-3015
 sales@maskapulleys.com

Project #

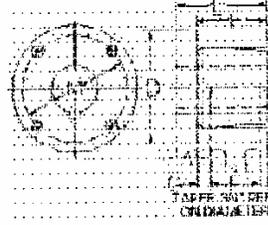


Parámetros de la Selección - Barreno fijo & de buje para Trabajo liviano		
Motor	Aplicación	Factor de Servicio Requerido: 1,3
RPM: 1750	Min. Rpm Requerido 470	Obtenido: 1,4
HP Requerido: 3,00	Max. Rpm Requerido 490	Distancia centros Requerido: 24,00
RPM 2255	RPM Obtenido 474	(Pulgada): Obtenido: 24,5
Diámetro del eje : 1,1250 Pulgada	Diámetro del eje : 1,1250 Pulgada	H.P. / Correas: 4,21
		Correas A, AX, BX, Requerido: Obtenido: A Qty: 1

Motor

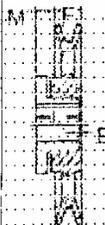


Poles impulsora :
 MAL49
 E : 3/32
 F : 3/4
 L : 1 11/32
 M : 11/16
 OD : 4,55
 Weight : 2,35 Lb
 Price : 22,20\$

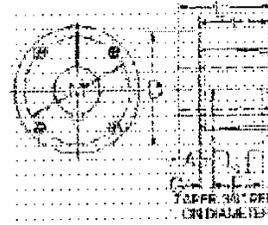


Buje impulsor : LXM1-1/8
 A : 11/32
 B : 1 5/8
 D : 2 1/2
 E : 1
 F : 29/32
 G : 3/16
 H : 3/32
 L : 1 11/32
 M : 2
 Weight : 0,6 Lb
 Price : 5,00\$

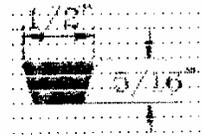
Aplicación



Poles irguizada :
 MAL162
 E : 3/32
 F : 3/4
 L : 1 11/32
 M : 11/16
 OD : 18,25
 Weight : 10,15 Lb
 Price : 88,00\$



Buje impulsado : LXM1-1/8
 A : 11/32
 B : 1 5/8
 D : 2 1/2
 E : 1
 F : 29/32
 G : 3/16
 H : 3/32
 L : 1 11/32
 M : 2
 Weight : 0,6 Lb
 Price : 5,00\$



Correas : VBA56
 Weight : 0,4 Lb
 Price : 23,52\$
 Qty : 1

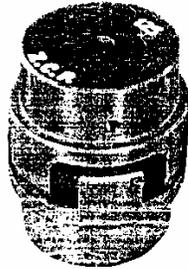
Las selecciones de transmisiones recomendadas están diseñadas para trabajar con el uso de componentes Maska (gubias, bujes y correas en V) los cuales son conformes o mejores que las normas exigidas por el MBTA & RMA. La utilización de componentes de menor calidad pueda afectar el tiempo de vida del mecanismo.
 Esta versión del programa no toma en consideración al balanceo dinámico. Referirse al catálogo Maska.
 Las selecciones y sus precios son tan precisos como posibles, aún así Maska no será responsable de NINGUN error de precio o de especificación 2.1.5

Anexo B

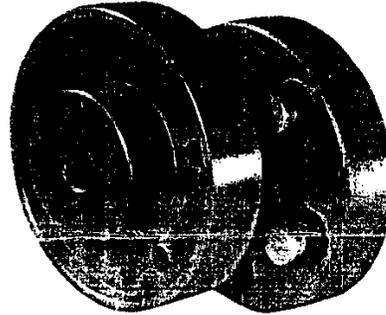
Anrxo C



ACOPLES FLEXIBLES PARA TRANSMISION DE POTENCIA



CRUCETA



PASADOR

Factor F_m = Máquina motriz
 Factor F_o = Máquina que recibe movimiento
 Factor Total: F_t = $F_m + F_o$

FACTORES F_m PARA FUNCIONAMIENTO

	F_m
Motores eléctricos	0,25
Turbinas de vapor	0,30
Turbinas Hidráulicas	0,50
Máquinas de vapor	0,75
Motores de explosión diesel y a gasolina	
Motores con 6 cilindros	0,4
Motores con 4 cilindros	0,5
Motores con 3 cilindros	0,6
Motores con 2 cilindros	0,8
Motores con 1 cilindro	1,2

FACTORES F_o PARA FUNCIONAMIENTO

	F_o
1) Con masas de aceleración muy bajas o bajas. Como: Ventiladores pequeños, bombas centrífugas, máquinas pequeñas de labrar madera, máquinas herramientas ligeras, cintas transportadoras, elevadores, turbocompresores, etc.	1,2
2) Con masas medianas de aceleración. Como: Máquinas de hilar, lavadoras, mezcladoras, ferrocarriles aéreos, montacargas, prensas, compresores, cizalladoras, amasadoras, punzonadoras, estampadoras, etc.	1,4
3) Con masas medianas de aceleración y sacudidas. Como: Telares, mezcladoras de cemento, molinos centrífugos, cepilladoras para metales, generadores para soldadura, martillos de caída, etc.	1,6
4) Con masas grandes de aceleración y sacudidas fuertes. Como: Prensas de forjar, dragadoras, gruas, ascensores, molinos de cemento, martillos, hornos rotativos, estiradoras de alambre, percutores, etc.	2,0
5) Máquinas con masas grandes de aceleración y sacudidas muy fuertes. Como: Laminadoras para goma, secadores y calandrias de papeles, laminadoras de metales, etc.	2,8

De acuerdo a los factores F_m y F_o seleccionados, sumamos estos valores y los multiplicamos por la potencia en HP de la máquina motriz, seguidamente vamos a la Tabla de los acoples y de acuerdo a la velocidad (RPM) requerida hacemos la selección del acople.

DETERMINACION DEL TAMAÑO DEL ACOPLE

Datos necesarios que deben conocerse:

Potencia del Motor

RPM

Factor Fm determinado según la clase de máquina motriz.

Factor Fo determinado según esfuerzo de máquina que recibe movimiento.

Diámetros de los ejes

Ejemplo:

Potencia del motor 20 HP

RPM = 1800

Fm = 0,25

Fo = 1,2

d1 = 028 m.m. - d2 = 040 m.m.

Entonces Ft = 0,25 + 1,2 = 1,45

Multiplicamos los HPxFt = 20x1,45 = 29HP

Con este valor de 29 HP buscamos en la Tabla de potencias y seleccionamos el acople correcto. En acople de cruceta es: AFC - 190. En acople de pasador es: 180x8

ACOPLES FLEXIBLES DE CRUCETA

REF.	RPM	100	600	1200	1800	2400	3600	Máximo Eje	# Menor m/m	# Mayor m/m	Largo	Peso Kg. Aproxim.
AFC - 75	H.P.	0,1	0,4	0,7	1,0	1,3	2,0	3/4"	35	45	53	0,4
AFC - 95	H.P.	0,4	1,2	2,2	3,0	4,0	5,4	1"	48	53	68	0,8
AFC-100	H.P.	0,8	2,7	5,0	7,5	9,5	11,0	1.1/4"	58	63	82	1,5
AFC-125	H.P.	1,0	4,5	8,5	12,0	15,0	19,0	1.1/2"	68	78	94	2,5
AFC-150	H.P.	1,5	7,5	15,0	20,0	24,0	30,0	1.5/8"	80	94	108	4,0
AFC-190	H.P.	2,5	11,0	22,0	30,0	37,0	45,0	2"	96	110	125	6,5
AFC-225	H.P.	4,0	15,0	30,0	40,0	50,0	60,0	2.1/4"	108	125	135	9,5

H.P. Caballos de Fuerza

TABLA DE DIMENSIONES EN (m.m.) Y POTENCIA TRANSMITIDA EN HP SEGUN R.P.M.
PARA LOS ACOPLES DE PASADOR Y BUJE EN CAUCHO

Referencia	RPM máx	900	1000	1100	1200	1750	1800	3000	3500	3600	3800	4000	4500	Diámetro d1 mín.	d2 máx	D # mayor	No. N. pa-sador	# man-sana	Largo Total	Peso Kg. aprox
125x4	5000	3	3,33	3,6	4	5,8	6,0	10	11,6	12	12,5	13,3	15	18	28	125	4	50	90	4
140x6	5000	6,0	6,6	7,3	8	11,6	12	20	23	24	25	26	28	20	35	140	6	63	100	6
160x8	4200	9	10	11	12	17,5	18	30	33	34	36	38		25	45	160	8	80	112	8
180x8	3600	15	16,6	18	20	29	30	48	55	59				28	50	180	8	90	126	10
200x8	3100	30	33	36	40	58	60	95						32	56	200	8	100	142	16
224x8	2400	100	112	120	135	196	202							35	63	224	8	112	160	20

Para acoplos de más capacidad, Favor consultar al Departamento Técnico de CARCOPLES LTDA.

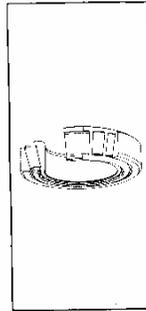
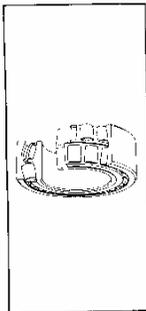
Anexo D

Tipos de rodamientos



Rodamientos radiales

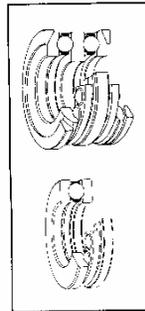
Rodamientos de rodillos a rótula de dos hileras
 con agujero cilíndrico <
 con agujero cónico
 con manguito de fijación
 con manguito de desmontaje



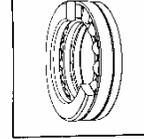
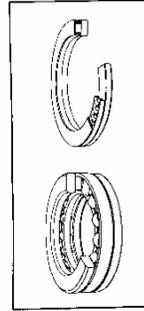
Rodamientos de rodillos cónicos de una hilera

Rodamientos axiales

Rodamientos axiales de bolas de simple efecto
 con arandela de soporte plana < <
 con arandela de soporte esférica (y contraplaca esférica)
 de doble efecto
 con arandelas de soporte planas
 con arandelas de soporte esféricas (y contraplacas esféricas) <



Rodamientos axiales de rodillos cilíndricos < <
 Rodamientos axiales de agujas <



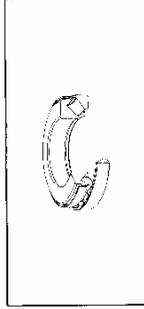
16



Tipos de rodamientos

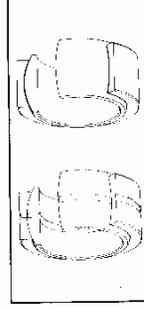
Rodamientos axiales

Rodamientos axiales de rodillos a rótula

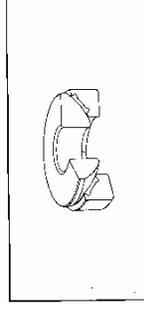


Rótulas

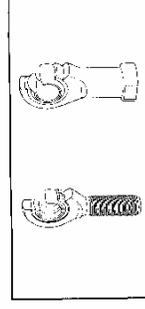
Radiales
 > acero-acero
 con obturaciones
 con aro interior ancho
 > libres de mantenimiento



Axiales
 libres de mantenimiento



Cabezas de articulación
 acero-acero
 con rosca hembra
 > con rosca macho
 libres de mantenimiento
 > con rosca hembra
 > con rosca macho



17



Selección del tipo de rodamiento

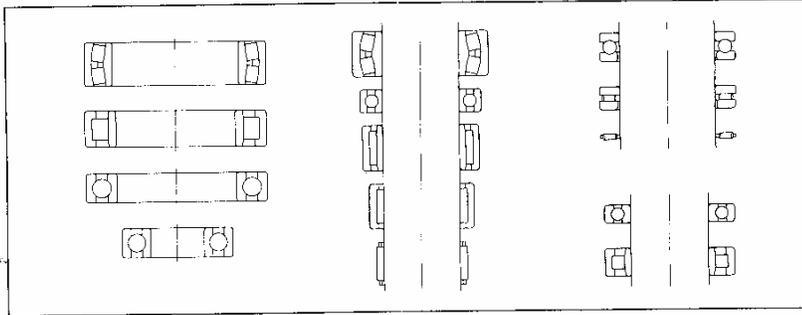
Cada tipo de rodamiento tiene propiedades características que lo hacen particularmente adecuado para ciertas aplicaciones. Sin embargo, no es posible establecer reglas rígidas para la selección del tipo de rodamiento, pues para ello se han de considerar diversos factores. Las recomendaciones que se dan a continuación servirán para indicar, en una aplicación determinada, los detalles de máxima importancia para poder decidir acerca del tipo de rodamiento más adecuado.

Espacio disponible

Hay muchos casos en que al menos una de las dimensiones principales del rodamiento, generalmente el diámetro del agujero, viene determinada por las características de diseño de la máquina a la que va destinado. Normalmente se seleccionan rodamientos rígidos de bolas para ejes de pequeño diámetro, mientras que para ejes de grandes diámetros se pueden considerar los rodamientos rígidos de bolas, los de rodillos cilíndricos y los de rodillos a rótula.

Cuando el espacio radial disponible es limitado, deberán seleccionarse rodamientos de pequeña sección, por ejemplo coronas de agujas, rodamientos de agujas con o sin aro interior, ciertas series de rodamientos rígidos de bolas y de rodamientos de rodillos a rótula.

Cuando la limitación es en sentido axial y se requieren rodamientos particularmente estrechos, pueden usarse algunas series de rodamientos de una hilera de rodillos cilíndricos o rígidos de bolas para cargas radiales y combinadas y, para cargas axiales coronas de agujas, rodamientos axiales de agujas y algunas series de rodamientos axiales de bolas.

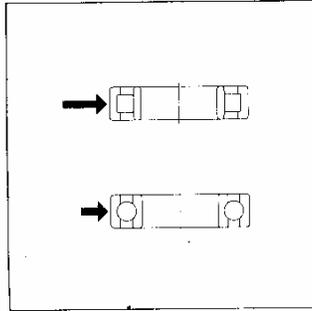


Selección del tipo de rodamiento

Cargas sobre el rodamiento

Magnitud de la carga

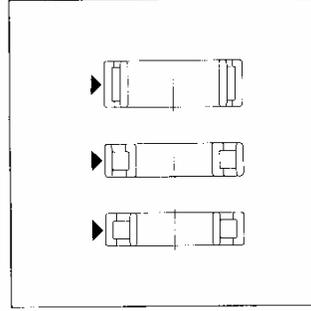
Este es normalmente el factor más importante para determinar el tamaño del rodamiento (véase pág. 27). En general, para unas mismas dimensiones principales los rodamientos de rodillos pueden soportar mayores cargas que los rodamientos de bolas. Estos últimos se usan principalmente para soportar cargas pequeñas o medias, mientras que los rodamientos de rodillos son en muchas ocasiones la única elección posible para cargas pesadas y ejes de grandes diámetros.



Dirección de la carga

Carga radial

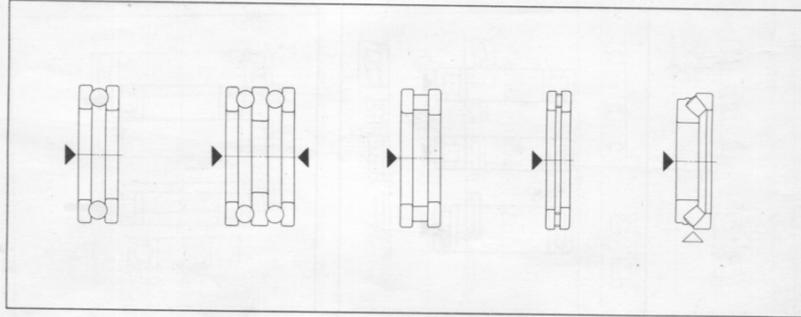
Los rodamientos de rodillos cilíndricos con un aro sin pestañas (tipos NU y N) y los rodamientos de agujas, solamente pueden soportar cargas radiales. Todos los demás tipos de rodamientos radiales pueden soportar cargas tanto radiales como axiales (véase el párrafo "Carga combinada").



Selección del tipo de rodamiento



Carga axial
 Los rodamientos axiales de bolas pueden soportar sólo moderadas cargas axiales puras. Los rodamientos axiales de bolas de simple efecto pueden soportar cargas axiales en un sentido, y los de doble efecto, cargas axiales en ambos sentidos. Los rodamientos axiales de rodillos cilíndricos y los axiales de agujas (con o sin arandelas) pueden soportar elevadas cargas axiales en un sentido. Los rodamientos axiales de rodillos a rótula pueden soportar, además de cargas axiales muy elevadas, cargas radiales de una cierta magnitud actuando simultáneamente.

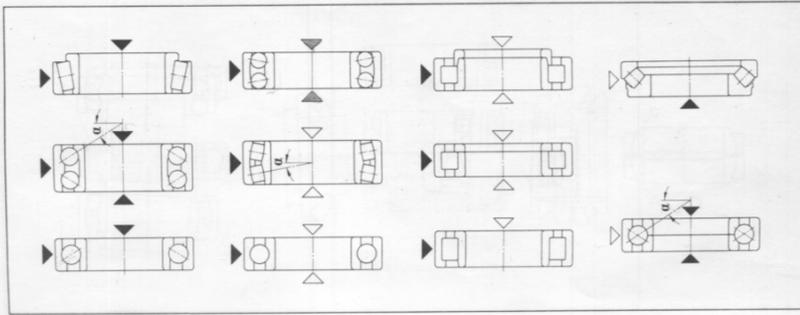


Selección del tipo de rodamiento



MUNDIAL DE RODAMIENTOS LTDA.

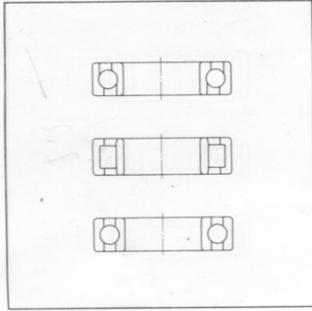
Carga combinada
 Una carga combinada consta de una carga radial y una carga axial que actúan simultáneamente.
 La característica más importante que afecta a la capacidad de un rodamiento para soportar una carga axial, es su ángulo de contacto α . Cuanto mayor es este ángulo, tanto más adecuado es el rodamiento para soportar carga axial. El factor axial Y (véanse las tablas de rodamientos) disminuye al aumentar el ángulo de contacto, proporcionando una indicación de la capacidad relativa de un rodamiento para soportar cargas axiales. El ángulo de contacto de los rodamientos rígidos de bolas, y por lo tanto su capacidad de carga axial, está influenciado por el juego radial interno, véase pág. 131.
 Para soportar cargas combinadas se usan principalmente los rodamientos de bolas con contacto angular de una o de dos hileras, y los rodamientos de rodillos cónicos. También se usan los rodamientos rígidos de bolas y los rodamientos de rodillos a rótula. Pueden también usarse con ciertas limitaciones, los rodamientos de bolas a rótula y los rodamientos de rodillos cilíndricos (de los tipos NJ, NUP y NJ con arco angular H) (véase en la pág. 42 la carga axial admisible en los rodamientos de rodillos cilíndricos). Los rodamientos de bolas de cuatro puntos de contacto y los rodamientos axiales de rodillos a rótula sólo deberán ser considerados cuando predominen las cargas axiales.
 Los rodamientos de una hilera de bolas con contacto angular, los de rodillos cónicos, los de rodillos cilíndricos del tipo NJ y los axiales de rodillos a rótula pueden soportar cargas axiales en un sentido sólo. Cuando varía el sentido de carga, deberán usarse los de tales rodamientos, dispuestos para soportar cargas axiales de sentidos opuestos.
 Cuando la componente axial representa una gran proporción de la carga combinada,





Selección del tipo de rodamiento

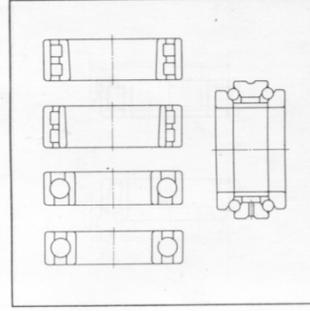
Límites de velocidad
La velocidad de rotación de un rodamiento viene limitada por la temperatura máxima de funcionamiento permisible (véase pág. 48). Los rodamientos de bajo rozamiento dan lugar a una escasa generación interna de calor y son los más adecuados para altas velocidades de rotación. Con cargas radiales se pueden obtener las máximas velocidades de rotación empleando rodamientos rígidos de bolas o de rodillos cilíndricos, y para cargas combinadas empleando rodamientos de bolas con contacto angular.



Precisión
Se requieren rodamientos de grado de precisión mayor que el normal para ejes que hayan de funcionar con rigurosas exigencias de exactitud, por ejemplo, para husillos de máquinas-herramienta y generalmente también para ejes que giren a velocidades muy elevadas.

Los rodamientos relacionados en este catálogo pueden suministrarse con la precisión que se indica en el texto que precede a las diversas tablas de rodamientos.

En el catálogo "SKF Precision bearings" se presenta con detalle una gama completa de rodamientos para aplicaciones de precisión. En esta gama se incluyen los rodamientos de dos hileras de rodillos cilíndricos y los axiales de dos hileras de bolas con contacto angular los cuales no se detallan en este Catálogo general.



Selección del tipo de rodamiento

puede disponerse un rodamiento axial separado para soportar la carga axial, independientemente de la carga radial. Además de los rodamientos axiales, para soportar cargas puramente axiales, pueden también usarse rodamientos radiales adecuados, por ejemplo rodamientos rígidos de bolas o rodamientos de bolas de cuatro puntos de contacto. Para tener la seguridad de que esos rodamientos son sometidos solamente a carga axial, losaros exteriores deben montarse con holgura radial en sus alojamientos.

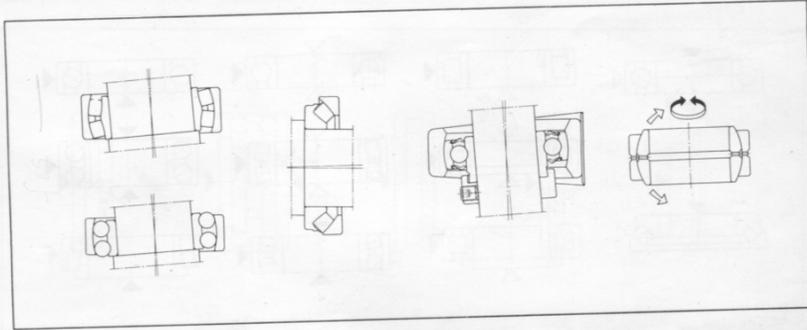
Desalineación angular

Cuando existe la posibilidad de desalineación del eje con respecto al soporte, se necesitan rodamientos capaces de absorber tal desalineación, es decir, rodamientos de bolas a rótula, rodamientos de rodillos a rótula y rodamientos axiales de rodillos a rótula. La desalineación puede ser originada, por ejemplo, por flexión del eje al ser sometido a carga, cuando los rodamientos están montados en soportes situados sobre bases separadas y a gran distancia entre sí, o bien cuando no haya sido posible mecanizar en una sola operación los asientos de los alojamientos.

Los valores máximos permisibles de desalineación, para los diversos tipos de rodamientos, figuran en el texto que precede a las respectivas tablas de rodamientos. Cuando exista peligro de que pueda ser excedida la desalineación admisible, se deberá consultar a SKF.

Los rodamientos Y tienen losaros exteriores esféricos para compensar los errores de alineación durante el ajuste inicial, por ejemplo en las máquinas agrícolas.

Las rótulas son adecuadas para movimientos oscilatorios tanto sobre su eje de rotación como sobre cualquier eje perpendicular a éste.



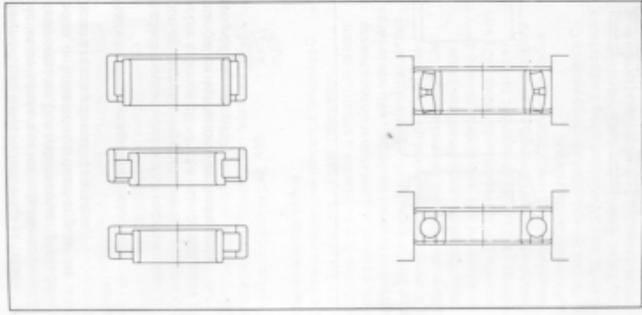


Selección del tipo de rodamiento

Desplazamiento axial
 La disposición normal de los rodamientos en un eje u otro elemento de maquinaria consiste en un rodamiento posicionador o fijo y uno o más rodamientos libres (véase pág. 78).
 Un rodamiento libre puede desplazarse axialmente evitando así un contraste recíproco entre los rodamientos, por ejemplo por dilatación o contracción del eje.

Como rodamientos libres, son particularmente adecuados los rodamientos de rodillos cilíndricos que tienen uno de los aros sin pestañas (tipos NU y N) o los rodamientos de agujas, ya que su construcción interna permite el desplazamiento axial de los aros interior y exterior en ambos sentidos (véase en las tablas de rodamientos el desplazamiento axial admisible). Los aros interior y exterior pueden por tanto montarse con ajustes de apriete.

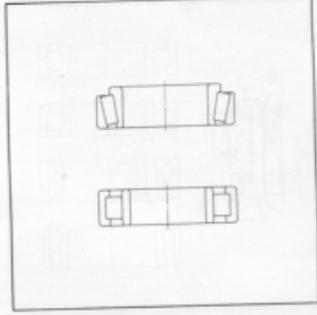
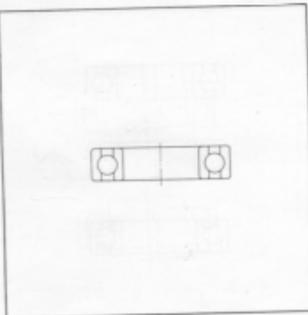
Cuando se usa como rodamiento libre un rodamiento no desmontable, por ejemplo un rodamiento rígido de bolas o un rodamiento de rodillos a rótula, deberá montarse de modo que permita su desplazamiento axial, ya sea sobre su asiento en el eje o en el alojamiento (véase pág. 81).



Selección del tipo de rodamiento

Funcionamiento silencioso
 Aunque el ruido provocado por el funcionamiento de los rodamientos, en general puede considerarse como muy débil, existen ciertas aplicaciones, por ejemplo motores eléctricos, donde el funcionamiento silencioso puede constituir una condición importante. Cuando las exigencias sobre este respecto sean particularmente severas, se recurrirá sobre todo a los rodamientos rígidos de bolas.

Rigidez
 La deformación elástica de un rodamiento cargado es muy pequeña y, en la mayoría de los casos, despreciable. No obstante, en algunos casos la rigidez del rodamiento es factor importante, por ejemplo para husillos de máquinas-herramienta.
 Debido a la mayor superficie de contacto entre los elementos rodantes y los caminos de rodadura, los rodamientos de rodillos (por ejemplo, los rodamientos de rodillos cilíndricos o los rodamientos de rodillos cónicos), se deforman menos que los rodamientos de bolas al ser sometidos a carga. Puede aumentarse la rigidez de los rodamientos aplicando una precarga adecuada.



Selección del tipo de rodamiento



Montaje y desmontaje

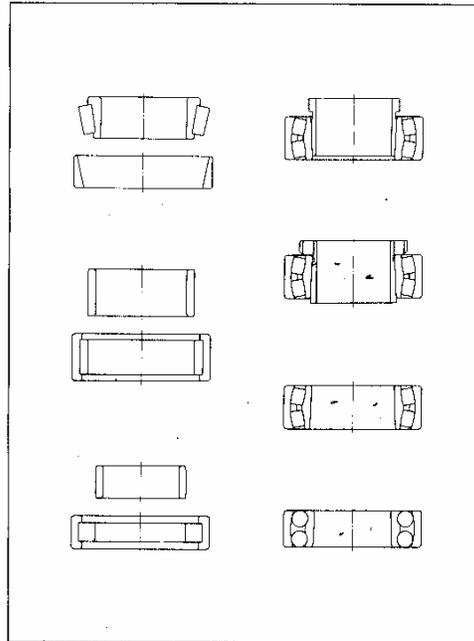
Rodamientos con agujero cilíndrico

Los arros o arandelas de los rodamientos desmontables, (rodamientos de rodillos cilíndricos, rodamientos de agujas, rodamientos de rodillos cónicos y todos los tipos de rodamientos axiales) se montan y desmontan separadamente. Así, cuando se ha de usar un ajuste fuerte para ambos arros, el interior y el exterior, o cuando se prevé la necesidad de tener que efectuar frecuentes montajes y

desmontajes, estos rodamientos son más fáciles de instalar que los rodamientos no desmontables. (los rodamientos rígidos de bolas, de bolas con contacto angular, de bolas a rótula y de rodillos a rótula).

Rodamientos con agujero cónico

Es fácil montar o desmontar rodamientos con agujero cónico sobre asientos cónicos, o sobre asientos cilíndricos usando entonces manguitos de fijación o de desmontaje (véanse págs. 82 y 117).



Selección del tamaño del rodamiento

Capacidad de carga y duración



El tamaño del rodamiento para una determinada aplicación se selecciona en base a su capacidad de carga, respecto a las cargas que ha de soportar y a los requisitos sobre duración y fiabilidad. En los cálculos se usa un valor numérico, denominado capacidad de carga para expresar aquella cualidad del rodamiento para soportar cargas. En las tablas de rodamientos se indican los valores de las capacidades de carga dinámica C_y y estática C_0 .

Los procedimientos que se exponen a continuación se refieren únicamente a los rodamientos. Información relativa a las rótulas se da en la pág. 435.

Capacidad de carga

Se usa la capacidad de carga dinámica C_y para los cálculos en que intervienen rodamientos sometidos a esfuerzos dinámicos, es decir, al seleccionar un rodamiento giratorio sometido a carga, y expresa la carga que puede soportar el rodamiento alcanzando una duración nominal (definida más abajo) de 1.000.000 de revoluciones. Las capacidades de carga dinámicas de los rodamientos SKF se han determinado de acuerdo con las recomendaciones ISO y son válidas para cargas constantes, tanto en magnitud como en dirección, radiales para rodamientos radiales, y axiales centradas para rodamientos axiales.

Se usa la capacidad de carga estática C_0 cuando los rodamientos giran a velocidades muy bajas, están sometidos a movimientos lentos de oscilación o están estacionarios bajo carga durante ciertos periodos. También ha de tomarse en consideración cuando sobre un rodamiento giratorio (sometido a esfuerzos dinámicos), actúan elevadas cargas de choque, de corta duración. Se define como capacidad de carga estática la carga que produce una deformación permanente total, del elemento rodante y del camino de rodadura, en el punto de contacto más

cargado, igual a 0,0001 del diámetro del elemento rodante.

Duración

La duración de un rodamiento se define como el número de revoluciones (o de horas a una velocidad constante determinada) que el rodamiento puede dar antes de que se manifieste el primer signo de fatiga (desconchado) en uno de sus arros o de sus elementos rodantes.

Los ensayos de laboratorio y la experiencia obtenida de la práctica han puesto de manifiesto que rodamientos aparentemente idénticos, funcionando en idénticas condiciones, tienen duraciones diferentes. Es por tanto esencial, para el cálculo del tamaño del rodamiento, una definición clara del término "duración". Toda la información que presenta SKF sobre capacidades de carga dinámicas está basada en la duración alcanzada o sobrepasada por el 90 % de los rodamientos aparentemente idénticos de un grupo suficientemente grande. A esta duración se la denomina duración nominal y esta de acuerdo con la definición ISO. La mayoría de los rodamientos SKF alcanzan una duración mucho mayor que esa, siendo la duración media aproximadamente cinco veces la duración nominal.

Selección del tamaño del rodamiento

Capacidad de carga y duración



Selección del tamaño del rodamiento

Capacidad de carga y duración

MUNDIAL DE RODAMIENTOS LTDA.

Fórmula de la duración

La relación existente entre la duración nominal, la capacidad de carga dinámica y la carga aplicada al rodamiento, viene expresada por la ecuación:

$$L_{10} = \left(\frac{C}{P}\right)^p \text{ ó } \frac{C}{P} = L_{10}^{1/p}$$

L_{10} = duración nominal, en millones de revoluciones

C = capacidad de carga dinámica, en N

P = carga dinámica equivalente sobre el rodamiento (véase pág. 38), en N

p = exponente de la fórmula de la duración, siendo:

$p = 3$ para los rodamientos de bolas

$p = 10/3$ para los rodamientos de rodillos

En el abaco de la derecha se dan los valores de la seguridad de carga C/P en función de la duración L_{10} .

Para rodamientos que funcionan a velocidad constante, es más conveniente expresar la duración nominal en horas de servicio usando para ello la ecuación:

$$L_{10h} = \frac{1\,000\,000}{60n} \left(\frac{C}{P}\right)^p$$

L_{10h} = duración nominal en horas de servicio
 n = velocidad constante de rotación, en r/min

La duración L_{10h} en función de C/P y n puede obtenerse también del abaco de la derecha.

Al seleccionar el tamaño de un rodamiento se deberá usar la duración nominal L_{10} ó L_{10h} .

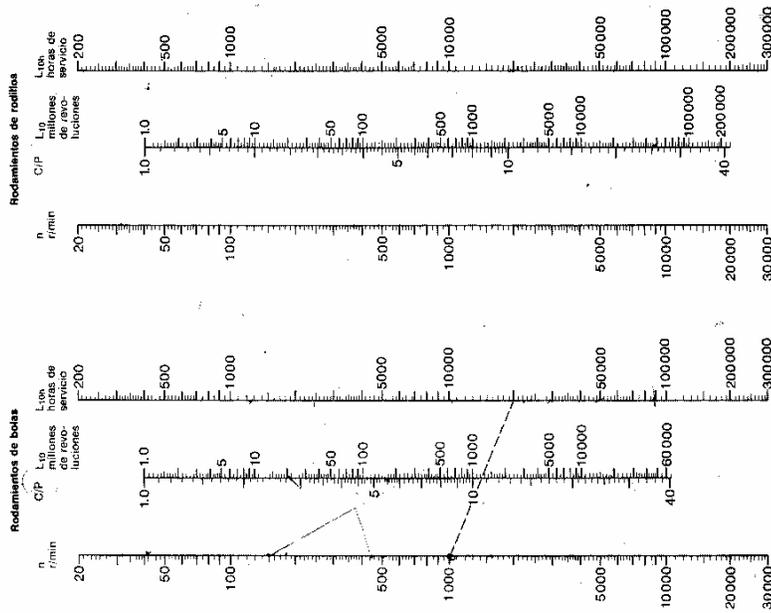
Ejemplo de cálculo

Se busca un rodamiento rígido de bolas para una velocidad de $n = 1\,000$ r/min bajo una carga radial constante de $F_r = 5\,000$ N y para una vida nominal L_{10h} mínima de 20,000 horas de servicio. ¿Cuál será el tamaño del rodamiento?

En el abaco de la derecha encontramos que el valor de la seguridad de carga C/P es de 10,6 (véase la línea de trazos). Puesto que la carga es radial (pura, tenemos $P = F_r$ (véase pág. 36). Por lo tanto, se requiere un rodamiento que tenga una capacidad de carga dinámica $C \geq 10,6P = 10,6 \times 5\,000 = 53\,000$ N.

En las tablas de rodamientos se puede ver que los rodamientos 6311 con $C = 55\,000$ N y 6216 con $C = 54\,000$ N son los adecuados. La elección final está determinada por el diámetro del eje.

Cálculo de la duración



Selección del tamaño del rodamiento

Capacidad de carga y duración



Duración requerida para un rodamiento
 Para determinar el tamaño de un rodamiento, es esencial conocer la duración requerida para el rodamiento en la aplicación prevista. La duración depende generalmente del tipo de máquina y de las exigencias en lo referente a clase de servicio y a fiabilidad. Si no se tiene experiencia anterior, pueden usarse los valores dados en la tabla 1 como guía para el cálculo.
 La duración de los rodamientos para vehículos de carretera y de ferrocarril, y en particular la de los rodamientos para los cubos de las ruedas y para las cajas de grasa.

Tabla 1 Guía para los valores de la duración L_{10} para diferentes clases de máquinas

Clase de máquina	L_{10} horas de servicio
Electrodinámicos, máquinas agrícolas, instrumentos, aparatos bécnicos para uso médico	300 a 3 000
Máquinas de uso intermitente o por corto periodo: máquinas para el mantenimiento y reparaciones en talleres, máquinas para la construcción	3 000 a 8 000
Máquinas para trabajo con alta fiabilidad de funcionamiento: Ascensores, grúas para mercancías embaladas	8 000 a 12 000
Máquinas para 8 horas de trabajo, no totalmente utilizadas: Trasmisiones por engranajes para uso general, motores eléctricos para uso industrial, machacadoras giratorias	10 000 a 25 000
Máquinas para 8 horas de trabajo de trabajo totalmente utilizadas: Máquinas-herramienta, máquinas para trabajar la madera, grúas para materiales a granel, ventiladores, cintas transportadoras, equipos de imprimir, centrifugas y separadoras	20 000 a 30 000
Máquinas para trabajo continuo: 24 horas al día: Cajas de engranajes para transmisiones, bombas eléctricas de agua, bombas, maquinaria textil	40 000 a 50 000
Máquinas para abastecimiento de agua, hornos giratorios, máquinas cabezadoras, maquinaria papelesera para transalámicos	60 000 a 100 000
Máquina para la fabricación de papel y pasta de papel, máquinas para el procesamiento de papel, bombas y ventiladores para minas, rodamientos para la línea de ejes de transalámicos	= 100 000

Selección del tamaño del rodamiento

Capacidad de carga y duración

es preferible expresarla en kilómetros recorridos. Esta duración puede determinarse usando las siguientes ecuaciones:

$$L_{10} = \frac{1000}{\pi \cdot D} \cdot L_{10s} \quad \text{o bien} \quad L_{10s} = \frac{\pi \cdot D}{1000} \cdot L_{10}$$

L_{10s} = duración nominal en millones de km
 D = diámetro de la rueda, en mm

En la tabla 2 se dan los valores generalmente admitidos para L_{10s} .

Influencia de la temperatura en el material del rodamiento

Los rodamientos SKF pueden usarse a temperaturas de hasta 120 °C, a menos que se exprese otra cosa. Cuando los rodamientos tienen que funcionar a temperaturas más elevadas, deben ser sometidos a un tratamiento térmico especial (de estabilización) para evitar que se produzcan cambios dimensionales inaceptables como consecuencia

de alteraciones estructurales del material. Cuando se precisen rodamientos estabilizados, se recomienda consultar a SKF.

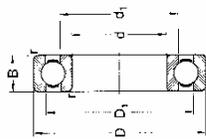
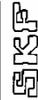
A temperaturas elevadas disminuye la dureza del material del rodamiento y, por consiguiente, se reduce la capacidad de carga del mismo. El tratamiento térmico especial para conseguir estabilidad dimensional se traduce en una disminución de la dureza, por lo que no deberán usarse rodamientos que hayan sido estabilizados para una temperatura más elevada que la realmente requerida para la aplicación prevista. La disminución de la capacidad de carga para las diferentes temperaturas viene considerada multiplicando la capacidad de carga C por un factor de temperatura obtenido de la siguiente tabla.

Temperatura del rodamiento (°C)	150	200	250	300
Coefficiente de temperatura	1,00	0,90	0,75	0,60

Tabla 2 Guía para los valores de la duración nominal L_{10s}

Tipo de vehículo	L_{10s} millones de km
Rodamientos en cubos de ruedas para vehículos de carretera:	
Coches	0,1
Camiones, autobuses	0,2 a 0,3
Rodamientos para cajas de grasa en vehículos ferroviarios:	
Vehículos de mercancías (de acuerdo con la especificación de SKF para el tipo de aplicación máxima)	0,8
Material móvil de mercancías, tranvías	1,5
Coches de pasajeros para grandes líneas	3 a 4
Coches de pasajeros para líneas menores	3 a 5
Locomotoras diesel y eléctricas para grandes líneas	3 a 5

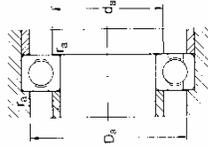
Rodamientos rígidos de bolas
d 17-40 mm



Dimensiones principales	Capacidad de carga dinám. C	Capacidad de carga estát. Co	Límite de velocidad Lubricación con aceite	Masa	Designación
17	26	8	315	24,000	61803
	35	10	2800	19,000	61802
	35	10	2800	19,000	61803
	40	12	4500	17,000	6303
	40	12	4500	20,000	6303
	47	14	7500	15,000	6403
	62	17	17,000	15,000	6403
20	32	7	2,040	19,000	61804
	42	12	4,500	17,000	6304
	47	14	9,500	15,000	6404
	52	15	12,800	13,000	6504
	72	19	23,000	10,000	6804
25	37	7	2,280	17,000	61805
	47	12	5,500	15,000	6305
	52	15	10,800	13,000	6405
	62	17	17,300	11,000	6505
	80	21	27,500	9,000	6805
30	42	7	2,280	18,000	61806
	55	9	5,850	15,000	6306
	62	12	10,000	13,000	6406
	72	15	16,000	11,000	6506
	90	23	33,500	8,500	6806
35	47	7	2,960	20,000	61807
	62	9	6,500	16,000	6307
	72	12	12,200	13,000	6407
	86	15	18,000	10,000	6507
	100	25	42,500	8,500	6807
40	52	7	3,450	22,000	61808
	68	9	10,200	18,000	6308
	78	12	18,000	15,000	6408
	90	18	23,000	12,000	6508
	110	27	49,000	9,000	6808



Rodamientos rígidos de bolas
d 17-40 mm



Carga equivalente estática
 $P_0 = X F_r + Y F_a$
 $P_0 = 0,6 F_r + 0,5 F_a$
 Si $F_a > F_r$, se toma $P_0 = F_a$

Otras dimensiones	Dimensiones de resaltes				Factores de carga						
	d	d ₁	r	r _s máx	d _a min	d _a máx	F _r /C ₀	F _a /C ₀	F _r /F _a	X	Y
17	20,2	23	0,5	19	24	0,3	0,025	0,22	1	0	0,56
	22,1	25,8	0,5	19	24	0,3	0,04	0,24	1	0	0,56
	23,1	26,2	0,5	19	24	0,3	0,07	0,26	1	0	0,56
	23,1	26,2	0,5	19	24	0,3	0,13	0,31	1	0	0,56
	26,5	37,6	1,5	22	42	1,0	0,25	0,37	1	0	0,56
	32,4	47,4	2	23,5	55,5	1	0,5	0,44	1	0	0,56
20	24	28	0,5	22	30	0,3					
	26,5	34,5	0,5	22	40	0,3					
	27,2	35,1	1	24	38	0,6					
	29,5	42,1	1,5	26,5	45,5	1					
	37,1	55,6	2	28,5	65,5	1					
25	29	35	0,5	27	35	0,3					
	32,9	40,9	0,5	27	45	0,3					
	32	40,3	1	29	43	0,6					
	34,6	44,2	1,5	30	47	1					
	45,4	63,8	2,5	33	72	1,5					
30	33,5	39,2	0,5	32	40	0,3					
	38,2	47,1	1,5	35	50	1,3					
	40,3	52,1	1,5	35	57	1					
	44,7	58,9	2,5	38,5	62,5	1,5					
	50,3	70,7	2,5	38	82	1,5					
35	38,8	43,2	0,5	37	45	0,3					
	43,7	53,2	0,5	40	57	1,3					
	46,9	60,6	2	41,5	65,5	1					
	49,5	66,1	2,5	43	72	1,5					
	57,4	80,6	2,5	43	92	1,5					
40	43,8	48,2	0,5	42	50	0,3					
	49,4	58,6	0,5	42	66	0,3					
	52,6	67,9	1,5	46,5	73,5	1					
	56,1	74,7	2,5	48	82	1,5					
	62,8	88	3	49	101	2					

Alambre Galvanizado *Proalco*

CARACTERISTICAS

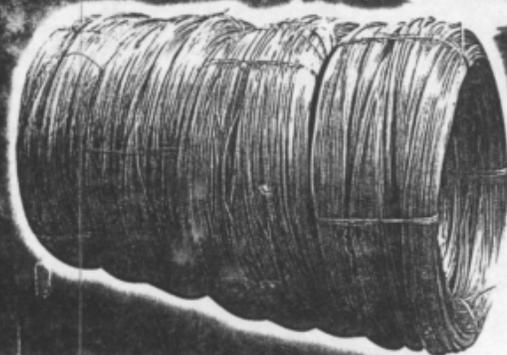
- Capa de galvanizado simple.
- Fabricado en acero norma SAE 1006 1008 - 1010 - 1015.
- Posee uniformidad en el diámetro y en el recubrimiento de zinc.

USOS

- Fabricación de mallas y gaviones.
- Cultivos de flores, hortalizas y frutas.
- Diversas aplicaciones artesanales e industriales.

VENTAJAS Y BENEFICIOS

- Resistente a la corrosión.
- Uniformidad en el diámetro y en el recubrimiento de zinc.
- Diversidad de aplicaciones.



Productora de Alambres Colombianos S.A.

ALAMBRE GALVANIZADO

CALIBRE BWG	DIAMETRO (mm)	TOLERANCIA (mm) (+ , -)	CAPA DE ZINC (g/m ²)	RESISTENCIA TRACCION (kgf/mm ²)	METROS/ TONELADA Aprox.	PESO APROX. (Kilos)
6	5,16	0.04	60	39 - 47	6.094	90
8	4,19	0.04	60	39 - 47	9.242	90
9	3,76	0.04	60	39 - 47	11.476	90
10	3,40	0.04	80	39 - 47	14.035	90
11	3,05	0.04	70	39 - 47	17.442	90
12	2,77	0.04	70	39 - 47	21.146	90
13	2,41	0.04	60	39 - 47	27.935	90
14	2,11	0.04	60	39 - 47	36.443	90
15	1,83	0.04	60	39 - 47	48.449	90
16	1,65	0.04	60	39 - 47	59.596	90
18	1,24	0.04	40	39 - 47	105.486	90

ALAMBRE GALVANIZADO -Retrefilado

CALIBRE BWG	DIAMETRO (mm)	TOLERANCIA (mm) (+ , -)	CAPA DE ZINC (g/m ²)	RESISTENCIA TRACCION (kgf/mm ²)	METROS/ TONELADA Aprox	PESO APROX. (kilos)
14	2,10	0.02	40	50 - 70	36,779	25
16	1,65	0.02	40	50 - 70	59,576	25
18	1,25	0.02	40	50 - 70	103,805	25
20	0,89	0.02	40	50 - 70	204,767	25

VG: Birmingham Wire Gauge

Norma NTC No. 2403 Industria Colombiana



Manizales: Calle 6 N° 10 - 82 Parque Industrial Villamaria - Caldas
 Teléfono: (6)8 77 01 12 Fax: (6)8 77 01 95
 Bogotá: Autopista Sur Kilometro 25 Vía Sibaié Zona Industrial Muña
 PBX: (1)7 19 88 99 FAX: (1)7 19 89 17 E-mail: proalco@proalco.com.co



TREFILERIA COLOMBIANA TREFILCO S.A.

HIJOS DE JOSE A. YACAMAN
AV. CRISANTO LOPEZ No. 24-17
DIRECCION - TELERANCA
"YACAMAN" CARTAGENA

ESPECIFICACIONES DE LOS PRODUCTOS

ALAMBRES LISOS - BAJO CARBONO					
TIPOS: BRILLANTES - RECOCIDOS					
CALIBRE BWG	DIAMETRO mm.	SECCION mm ²	LONGITUD Y PESO m / Kg	Gr / m	
1	7.62	300	45.60	2.79	358
2	7.21	284	40.83	3.12	321
3	6.55	258	34.00	-3.74	267
4	6.35	250	31.67	4.02	249
5	6.04	238	28.65	4.44	225
6	5.99	220	24.54	5.20	193
7	5.50	217	23.75	5.38	186
8	5.16	200	20.91	6.10	164
9	4.57	180	18.40	7.77	129
10	4.19	165	13.79	9.24	106
11	3.76	148	11.10	11.47	87
12	3.60	141	10.18	12.51	80
13	3.40	134	9.08	14.02	71
14	3.05	120	7.30	17.45	57
15	2.77	109	6.02	21.16	47
16	2.50	98	4.91	25.94	38
17	2.41	95	4.55	27.53	36
18	2.11	82	3.50	36.39	27
19	1.83	72	2.85	43.43	21
20	1.66	65	2.14	59.52	17
21	1.47	55	1.70	74.53	13
22	1.24	48	1.20	105.15	9
23	1.07	42	0.90	141.54	7
24	0.95	35	0.62	205.46	5
25	0.81	28	0.51	249.78	4
26	0.71	22	0.40	319.47	3
27	0.63	18	0.31	408	2.05
28	0.56	15	0.25	517	2
29	0.50	12	0.20	649	1.5
30	0.45	10	0.16	789	1.3
31	0.40	8	0.13	1000	1.0
32	0.36	6	0.10	1250	0.8
33	0.33	5	0.08	1429	0.7
34	0.30	4	0.07	2000	0.6
35	0.28	3	0.05	2593	0.5
36	0.26	2	0.04	3065	0.45

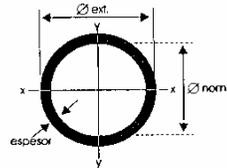
ALAMBRES LISOS - ALTO CARBONO					
TIPOS: BRILLANTES Y RECOCIDOS-BRILLANTES					
CALIBRE BWG	DIAMETRO mm.	SECCION mm ²	LONGITUD Y PESO m / Kg	Gr / m	
6	4.88	182	18.70	6.81	146
7	4.50	177	15.90	8.01	124
8	4.12	162	13.33	9.55	104
9	3.77	148	11.16	11.41	87
10	3.43	135	9.24	13.78	72
11	3.06	120	7.35	17.32	57
12	2.68	105	5.64	22.58	44
13	2.32	91	4.22	30.13	33
14	2.18	85	3.73	34.12	29
15	2.03	80	3.23	39.35	25
16	1.83	72	2.63	49.43	20
17	1.59	62	1.96	64.15	15
18	1.37	53	1.47	86.41	11
19	1.21	47	1.15	110.78	9
20	1.04	40	0.85	149.95	7
21	0.88	34	0.61	209.44	5

FABRICADOS SEGUN NORMA ICONTEC 195			
TIPOS:	COSTENO	CARIBE	LLANERO
CALIBRE	12/12	BWG 14	BWG 15
ACABADO	MATE	MATE	MATE
CORDON	2.5 mm.	2.1 mm.	1.83 mm.
PUA	2.1 mm.	2.1 mm.	1.83 mm.
ENTRE PUAS	100 mm.	100 mm.	100 mm.
LONGX. KILO	9.5 m.	12.5 m.	16.5 m.
RESISTENCIA	350 kg.	260 kg.	250 kg.

LONGITUD POR ROLLO (APROX.)	
COSTENO	12 1/2 x 30 = 285 m. 12 1/2 x 36 = 361 m. 12 1/2 x 40 = 380 m.
CARIBE	14 x 14 = 175 m. 14 x 20 = 259 m. 14 x 25 = 312 m. 14 x 30 = 375 m. 14 x 38 = 475 m. 14 x 40 = 500 m.
LLANERO	15 x 15 = 247 m. 15 x 20 = 330 m. 15 x 25 = 413 m. 15 x 30 = 495 m. 15 x 40 = 660 m.

Perimetro $P = \pi d$ (mm) Area $A = \pi r^2$ (mm²)
 Peso $P = (\rho^2 T)$ (densidad hierro) densidad = 7.85gr/cm³

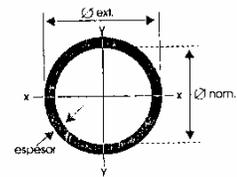
Alambres sometidos a un riguroso control de calidad cuyos ensayos físico - mecánicos y químicos incluyen: Pruebas de tensión, esfuerzo a la tracción, elongación, flexión, torsión, enrollamiento, capa de zinc, adherencia del zinc, etc.



TUBERIA DE ACERO CARBON

CALIDADES	Composición Química					Características Mecánicas			
	C	Mn	Si	P	S	Limite	Elásticas	Resistencia a la tracción	
API - 5L x 42	0.29	1.35	-	0.04	0.05	42.000 PSI	289 MPA	60.000 PSI	413 MPA
ASTM - A 53 GR A	0.25	0.90	-	0.05	0.06	30.000 PSI	207 MPA	48.000 PSI	331 MPA
ASTM - A 53 GR B	0.30	1.20	-	0.05	0.06	35.000 PSI	241 MPA	60.000 PSI	413 MPA
ASTM - A 106 GR B	0.30	0.29/106	0.1	0.048	0.058	35.000 PSI	241 MPA	60.000 PSI	413 MPA

Nominal	DIAMETRO		Espesor Pared		Peso Nominal		Weigh Class	Schedule
	Pulg.	MM	Pulg.	MM	L/P	Kg/m		
2 1/2"	2.875	73.00	0.276	7.01	7.66	11.41	XS	80
	2.875	73.00	0.375	9.53	10.01	14.92		
3"	3.500	88.90	0.216	5.49	7.58	11.29	STD	40
3"	3.500	88.90	0.300	7.62	10.25	15.27	XS	80
3"	3.500	88.90	0.438	11.13	14.32	21.35		160
4"	4.500	114.30	0.237	6.02	10.79	16.07	STD	40
4"	4.500	114.30	0.337	8.56	14.98	22.32	XS	80
4"	4.500	114.30	0.531	13.49	22.51	33.54		160
5"	5.563	141.30	0.258	6.55	14.62	21.77	STD	40
5"	5.563	141.30	0.375	9.53	20.78	30.97	XS	80
5"	5.563	141.30	0.625	15.88	32.96	49.11		160
6"	6.625	168.30	0.280	7.11	18.97	28.26	STD	40
6"	6.625	168.30	0.432	10.97	28.57	42.56	XS	80
6"	6.625	168.30	0.719	18.26	45.35	67.56		160
8"	8.625	219.10	0.322	8.18	28.55	42.55	STD	40
8"	8.625	219.10	0.500	12.70	43.39	64.64	XS	80
8"	8.625	219.10	0.906	23.01	74.69	111.27		160
10"	10.750	273.10	0.365	9.27	40.48	60.31	STD	40
10"	10.750	273.10	0.594	15.09	64.43	96.01	XS	80
12"	12.750	323.90	0.406	10.31	53.52	79.70	STD	40
14"	14.875	377.90	0.440	11.13	63.51	94.49	STD	40
16"	17.000	431.80	0.500	12.70	82.86	123.29	STD	40
18"	19.125	485.80	0.506	14.27	104.78	155.91	STD	40
20"	21.185	538.20	0.590	15.08	123.03	183.05	STD	40
24"	25.375	644.50	0.690	17.48	171.49	255.14	STD	40



TUBERIA DE ACERO GALVANIZADO

ESPECIFICACIONES TECNICAS
TUBO AGUA GALVANIZADO "CALIDAD COMERCIAL" LARGO 6.00 mts.

DIAMETRO NOMINAL	DIAMETRO EXTERIOR				ESPESOR DE PARED		PESO NOM kg/ tubo		LARGO DE ROSCA		DIAMETRO NOMINAL
	mm	pulg.	mm	pulg.	mm	pulg.	NEGRO	GALVA	mm	pulg.	
1/4"	13.30	0.524	13.61	0.536	1.80	0.071	3.096	3.439	15.10	0.594	1/4"
3/8"	16.76	0.66	17.06	0.672	1.80	0.071	4.014	4.459	15.25	0.600	3/8"
1/2"	20.54	0.809	20.85	0.821	2.00	0.079	5.520	6.072	19.85	0.781	1/2"
3/4"	25.95	1.022.00	26.26	1.034.00	2.00	0.079	7.116	7.827	20.15	0.793	3/4"
1"	33.35	1.313.00	33.65	1.325.00	2.66	0.105	12.150	13.061	25.00	0.984	1"
1 1/4"	42.08	1.657.00	42.39	1.669.00	2.94	0.116	17.106	18.265	25.40	1.000	1 1/4"
1 1/2"	48.10	1.894.00	48.41	1.906.00	2.94	0.116	19.722	21.059	26.03	1.025	1 1/2"
2"	59.84	2.356.00	60.14	2.368.00	3.25	0.128	27.258	28.934	26.87	1.058	2"
2 1/2"	72.23	2.844.00	72.54	2.856.00	3.81	0.150	38.604	40.626	39.9	1.571	2 1/2"
3"	88.08	3.468.00	88.39	3.480.00	3.81	0.150	47.532	50.022	41.49	1.633	3"
4"	113.33	4.462.00	113.63	4.474.00	4.19	0.165	67.686	70.907	44.03	1.733	4"

NOMBRE DEL PROYECTO: MÁQUINA PARA HACER MALLAS

METALICAS CON RECUBRIMIENTO PLASTICO

LUGAR Y FECHA: CARTAGENA, OCTUBRE 16 DEL 2002

NOMBRE PIEZA	MATERIALES	UND	CANT.	VR. UNIT.	VR. TOTAL
ESTRUCTURA DE SOPORTE DE MALLA	TUBO GALVANIZADO d =2"	6mt	5	39.000,0	195.000,0
BANCO DEL MOTOR	ANGULO DE 2 1/2 " X 2 1/2 " X 3/16"	6mt	2,5	38.000,0	95.000,0
MOTOR ELÉCTRICO 1750 RPM (3 HP)	MARCA US MOTORS MADE IN U.S.A	Und	1	3.000.000,0	3.000.000,0
FRENO MAGNETICO	MARCA US MOTORS MADE IN U.S.A	Und	1	1.500.000,0	1.500.000,0
CLOCHS MAGNETICO	MARCA US MOTORS MADE IN U.S.A	Und	1	1.500.000,0	1.500.000,0
PLATINA GUIA	LAMINA DE ACERO AISI 1030 DE 16" X 1 5/8 " X 1/4"	41cm	1	5.000,0	5.000,0
MATRIZ	TUBO DE ACERO DE HERRAMIENTA Dext =2 5/16 " Dint= 1 11/16 " L=26,6cm	27cm	1	350.000,0	350.000,0
EJE PORTA PLATINA	ACERO AISI 1045 CD L= 80 cm D=1 1/4"	63cm	1	90.000,0	90.000,0

CHUMACERA	FUNDIDO GRIS	Und	2	15.000,0	30.000,0
RODAMIENTO DE BOLA NUMERO 6206		Und	2	5.000,0	10.000,0
POLEA CONDUCTORA EN V TIPO =A CON DOS RANURAS D=3.45	FUNDIDO GRIS	Und	1	17.000,0	17.000,0
POLEA CONDUCTORA EN V TIPO =A CON DOS RANURAS D= 12,75"	FUNDIDO GRIS	Und	1	125.000,0	125.000,0
CORREA TIPO A 73		Und	2	7.000,0	14.000,0
ACOPLE TIPO ARAÑA D = 1 1/8 "	FUNDIDO GRIS	Und	1	48.000,0	48.000,0
BASE DEL MOTOR	ANGULO DE HIERRO 2 1/2 X2 1/2 X1/4 L =102 cm	Und	2	15.000,0	30.000,0
TORNILLO DE PRENSA D = 1 1/64 " L= 56 cm	ACERO AISI 1045 CD L= 80 cm D=1 1/4"	Und	1	20.000,0	20.000,0
VARILLAS REDONDA PARA LA PRENSA	ACERO AISI 1020 CD 1" X 1" L= 43 cm	Und	2	3.000,0	6.000,0
ANGULO PARA LA PRENSA	ANGULO DE HIERRO 2 1/2 X2 1/2 X1/4 L =18,5 cm	Und	2	2.600,0	5.200,0

PLATINA DE LA PRENSA PARA SUJECIÓN DE LA MATRÍZ	PLATINA 18,58cm X 10 cm X 2,54 cm LAMINA DE ACERO AISI 1030	Und	2	2.100,0	4.200,0
TUERCA ASME ROSCA FINA UNA CON ROSCA IZQUIERBA Y OTRA CON DERECHA	TUERCA ASME ROSCA FINA D = 1 1/64" ACERO AISI 1030	Und	2	5.000,0	10.000,0
LAMINA PLANA 25 X 15 X 0,9 cm ACERO AISI 1030		Und	1	1.500,0	1.500,0
LAMINA PLANA 25 X 5 X 0,9 cm ACERO AISI 1030		Und	1	2.000,0	2.000,0
LAMINA PLANA 7,3 X 4 X 0,9 cm ACERO AISI 1030		Und	1	1.800,0	1.800,0
POLEA LOCA DIRECCIONAL DE TORRE PORTA ALAMBRE	ALUMINIO DE d=30cm	Und	1	40.000,0	40.000,0
POLEA LOCA DE TORRE PORTA ALAMBRE	ALUMINIO DE d=3cm	Und	1	20.000,0	20.000,0
POLEAS LOCAS DEL ENDERESADOR DE ALAMBRE	ACERO AISI 1030 DE d = 6cm	Und	4	15.000,0	60.000,0
BRAZO DE LA POLEA DE GUIA	TUBO DE ACERO GALVANIZADO d = 2" L= 45 cm	1mt	0,45	5.667,0	2.550,2

DUCTO PORTA ALAMBRE	TUBO ACERO GALVANIZADO DE d= 3" L = 60cm	60cm	1	6.000,0	6.000,0
POSTE DE TORRE PORTA ALAMBRE	TUBO ACERO GALVANIZADO D = 4 " Y L= 220 cm	220 cm	1	10.000,0	10.000,0
SOLDADURA OERLIKON 6011 (1/8")		Kg	30	4.900,0	147.000,0
ACEITE SOLUBLE " REFRIGERANTE"		GL	1	60.000,0	60.000,0
DISCO DE PULIR		Und	2	9.000,0	18.000,0
TORNILLOS ,TUERCAS HEXAGONAL Y ARANDELAS	GRADO SAE 8 DIAMETRO 1/2"	Und	50	600,0	30.000,0
PINTURA ACABADO EPÓXICA		GL	2	75.000,0	150.000,0
PINTURA ANTICORROSIVA CROMATO DE ZINC VERDE		GL	2	60.000,0	120.000,0

TOTAL 7.723.250,2

MANO DE OBRA	NÚMERO TRABAJ.	DIAS DE TRABAJO	SALARIO DIARIO	VR.TOTAL
SOLDADOR 1	1	10	30.000,0	300.000,0
METALISTA 1	1	1	15.000,0	15.000,0
ELECTRICISTA	1	2	25.000,0	50.000,0

PINTOR		1	3	20.000,0	60.000,0
AYUDANTE		1	10	10.000,0	100.000,0
SUBTOTAL					\$ 305.000,0

EQUIPOS Y HERRAMIENTAS	CANT.	TARIFA EQUIPO	No. DIAS	VR.TOTAL	
PULIDORA	1	7.000,0	2	14.000,0	
EQUIPO DE OXICORTE	1	20.000,0	1	20.000,0	
MÁQUINA DE SOLDAR	1	15.000,0	10	150.000,0	
HERRAMIENTAS MENORES	1	5.000,0	10	50.000,0	
				-	
SUBTOTAL					\$ 234.000,0

TRANSPORTE Y SEGURO	VR.TOTAL
TRANSPORTE DE EQUIPOS	30.000,0
SEGUROS DE PERSONAL	50.000,0
TRANSPORTE DE PERSONAL ESPECIAL	60.000,0
TRANSPORTE DE MATERIALES	50.000,0
ADICIONAL	60.000,0
SUBTOTAL	\$ 250.000,0

TRABAJO EN TALLERES DE TORNO Y FRESADORA	VR.TOTAL
MECANIZADO DE TORNILLO DE PRENSA	85.000,0
FABRICACIÓN PLATINA DE GUIA	30.000,0
FABRICACIÓN DE POLEAS LOCAS	80.000,0
ELABORACIÓN DE LA MATRIZ	1.200.000,0
FABRICACIÓN DEL EJE DE TRANSMISION DE POTENCIA	150.000,0
SUBTOTAL	\$ 1.545.000,0