



UNIVERSIDAD JOSÉ ANTONIO PÁEZ

**DISEÑO DE UNA MÁQUINA PARA EL
PROCESO DE CALANDRADO DE LÁMINAS
METÁLICAS, PARA LA EMPRESA ROLLERS
CONVEYORS S.A.**

Autores: Aguiar, Jorge

C.I.: 19.828.290

Leo, Angel

C.I.: 20.386.639

Urb. Yuma II, calle N° 3. Municipio San Diego
Teléfono: (0241) 8714240 (master) – Fax: (0241) 8712394

REPÚBLICA BOLIVARIANA DE VENEZUELA
UNIVERSIDAD JOSÉ ANTONIO PÁEZ
FACULTAD DE INGENIERÍA
ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA
CARRERA INGENIERÍA MECÁNICA

**DISEÑO DE UNA MÁQUINA PARA EL PROCESO DE CALANDRADO
DE LÁMINAS METÁLICAS, PARA LA EMPRESA ROLLERS CONVEYORS
S.A.**

Trabajo especial de grado presentado como requisito para optar al título de

INGENIERO MECÁNICO

Autores:

Aguiar, Jorge

C.I.: 19.828.290

Leo, Angel

C.I.: 20.386.639

Tutor: Ing. Tomas González

San Diego, abril de 2018



Universidad José Antonio Páez
Facultad de Ingeniería

FI-M-074-2018-1

Valencia, 25 de Enero de 2018.

Ciudadanos:

Aguir Jorge
C.I: 19.828.290
Leo Ángel
C.I: 20.386.639
Presente.-

Cumplo con informarle que la Comisión de Trabajo de Grado y Pasantías de la Facultad de Ingeniería en su reunión N° 1-2018 de fecha 25/01/2018 aprobó el proyecto de trabajo de grado titulado "DISEÑO DE UNA MÁQUINA PARA EL PROCESO DE CALANDRADO DE LÁMINAS METÁLICAS, PARA LA EMPRESA ROLLERS CONVEYORS S.A" presentado por usted(es) como requisito para optar al título de Ingeniero Mecánico.

Se ratifica la designación del Ing. Tomas González, C.I. 13.045.723 y la Ing. Alicia Yanez de Pizzella, C.I. 4.598.880 como Tutores Académicos que lo asesorarán en el desarrollo de este proyecto.

Atentamente,


Prof. Zulay Salcedo

Decana de la Facultad de Ingeniería



c. c. Coordinación de Pasantías y Trabajo de Grado (1).

ZS:fr


REPÚBLICA BOLIVARIANA DE VENEZUELA
UNIVERSIDAD JOSÉ ANTONIO PÁEZ
FACULTAD DE INGENIERÍA
ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA
CARRERA INGENIERÍA MECÁNICA

San Diego, marzo del 2018

ACEPTACIÓN DEL TUTOR

Quien suscribe, Ingeniero Tomas González portador de la cédula de identidad N° 13.045.723, en mi carácter de tutor del trabajo de grado presentado por los ciudadanos Angel Leo, portador de la cedula de identidad N° 20.386.639 y Jorge Aguiar, portador de la cedula de identidad N° 19.828.290 titulado **DISEÑO DE UNA MÁQUINA PARA EL PROCESO DE CALANDRADO DE LÁMINAS METÁLICAS, PARA LA EMPRESA ROLLERS CONVEYORS S.A.**, presentado como requisito parcial para optar al título de Ingeniero Mecánico, considero que dicho trabajo reúne los requisitos y méritos suficientes para ser sometido a la presentación pública y evaluación por parte del jurado examinador que se designe.

En San Diego, a los 14 días de marzo del año 2018


Ing. Tomás González

C.I.: 13.045.723

ÍNDICE

CONTENIDO	Pp
ÍNDICE DE FIGURAS	x
ÍNDICE DE TABLAS	xi
ÍNDICE DE GRÁFICOS	xi
ÍNDICE DE CUADROS	xi
RESUMEN	xii
INTRODUCCIÓN	1
CAPÍTULO	
I EL PROBLEMA	
1.1 Planteamiento del Problema	3
1.2 Formulación	4
1.3 Objetivos de la Investigación	4
1.3.1 Objetivo General	4
1.3.2 Objetivos Específicos	4
1.4 Justificación	5
1.5 Limitaciones	5
1.6 Alcance	6
II MARCO TEÓRICO	
2.1 Antecedentes	7
2.2 Bases Teóricas	8
2.2.1 Calandrado de metales	8
2.2.2 Calandria.....	9
2.2.2.1 Máquina de Rodillo Horizontal.....	9
2.2.3 Proceso de conformado por deformación en frío.....	10
2.2.4 Clasificación de las operaciones de Trabajo en Frío.....	11
2.2.4.1 Laminado.....	11
2.2.4.2 Cizallado.....	12
2.2.4.3 Punzonado.....	12
2.2.4.4 Perforado.....	12
2.2.4.5 Embutido.....	13
2.2.4.6 Doblado.....	13
2.2.5 Características de una curva esfuerzo-Deformación de un acero estructural	14
2.2.6 Rolado.....	16
2.2.7 Análisis y clasificación de los diferentes tipos de láminas requeridas para el proceso.....	17
2.2.8 Esfuerzos.....	18
2.2.8.1 Esfuerzos uniformemente distribuidos.....	18
2.2.8.2 Esfuerzos Normales por Flexión.....	19
2.2.9 Diseños de ejes sujetos a flexión totalmente alternante y torsión uniforme.....	24

2.2.10 Esfuerzos en Ejes.....	26
2.2.10.1 Factores de Diseño.....	27
2.2.10.2 Factores de Corrección de Marín.....	28
2.2.11 Factores de Seguridad.....	29
2.2.12 Teoría de Falla.....	30
2.2.13 Selección de Rodamiento.....	31
2.2.14 Diseño de engranes rectos.....	32
2.2.14.1 Relación de Transmisión.....	34
2.2.14.2 Esfuerzo de Fricción.....	35
2.2.14.3 Esfuerzos Superficiales.....	40
2.2.14.4 Materiales para engranajes.....	43
2.2.14.5 Resistencia a la fatiga por flexión AGMA de materiales para engranes.....	43
2.2.14.6 Resistencia a la fatiga superficial AGMA para materiales de engranes.....	46
2.2.15 Potencia.....	49
2.3 Definición de Términos Básicos.....	49

III MARCO METODOLÓGICO

3.1 Tipo de Investigación.....	56
3.2 Nivel de la Investigación.....	56
3.3 Diseño de la investigación.....	57
3.4 Población y muestra.....	57
3.5 Técnica e Instrumentos de recolección de datos.....	57
3.6 Fases de la Investigación.....	58

IV RESULTADOS

4.1 Evaluar el doblado de láminas realizado actualmente en la empresa.....	60
4.2 Presentar la propuesta en cuanto al diseño de la máquina más ajustada y evidenciar mediante cálculos los beneficios de su implementación.....	61
4.2.1 Cálculo de la fuerza necesaria para doblar la lámina.....	63
4.2.2 Cálculo de los rodillos.....	63
4.2.3 Cálculo de la potencia requerida por la máquina.....	73
4.2.4 Cálculo de Cuña.....	75
4.2.5 Cálculo del tornillo de Potencia.....	76
4.2.6 Selección del Reductor de Velocidad.....	78
4.2.7 Cálculo del sistema de transmisión de Potencia.....	79
4.2.8 Selección del Motor Eléctrico.....	85
4.2.8.1 Características necesarias para el diseño planteado.....	86
4.2.8.2 Diagrama del motor eléctrico doble vía.....	86
4.2.9 Selección del Rodamiento.....	87

4.3 Realizar un estudio de factibilidad económica del proyecto.....	87
4.4 Analizar costo-beneficio en la realización del proceso de calandrado dentro de la empresa ROLLERS CONVEYORS S.A.....	92.

V CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

5.1 Conclusiones.....	98
5.2 Recomendaciones.....	99

BIBLIOGRAFÍA.....	100
--------------------------	------------

ANEXOS

A Factor de corrección de Marin.....	102
B Selección del reductor.....	103
C Selección de Rodamiento.....	105
D Tamaño de la cuña.....	107

ÍNDICE DE FIGURA

FIGURA	Pp
1 Máquinas de rodillos horizontales.....	9
2 Curvado de bordes.....	10
3 Proceso de laminación, específicamente laminado plano.....	12
4 Perforadora : (a) Punzonado y (b) Perforado.....	13
5 (a) Doblado de lámina metálica (b) Elongación a la tensión y a la compresión.....	14
6 Curva esfuerzo contra deformación típica en el ensayo de tensión de un meta.....	15
7 Tipos de curvado.....	17
8 Elemento hecho de material elastoplástico	19
9 Momento flector para deformaciones elásticas.....	20
10 Momento flector para deformaciones plásticas.....	21
11 Descripción de un par de fuerzas.....	21
12 Distribuciones de esfuerzo en un elemento rectangular tridimensional	23
13 Base para la ecuación de diseño de ejes para tensión por esfuerzo de flexión inversa	25
14 Factor de Seguridad	31
15 Factores de ampliación K_a	36
16 Factores de distribución de carga	36
17 Números de calidad de engranes AGMA	37
18 Números de calidad de engranes AGMA	38
19 Factor geométrico J	39
20 Coeficiente elástico C_p	42
21 Factor de vida de resistencia K_L de AGMA	44
22 Porcentaje de confiabilidad K_R	45
23 Resistencia a la fatiga por fricción	46
24 Resistencia a la fatiga por flexión	47
25 Factor de resistencia a la fatiga superficial	48
26 Calandra manual	62
27 Distribución de los rodillos de arrastre	73
28 Fuerzas que actúan sobre el engrane	80
29 Diagrama eléctrico del motor	86
30 Diagrama eléctrico encendido/apagado	87

ÍNDICE DE TABLAS

TABLA		Pp
1	Propiedades físicas del rodillo	65
2	Material del rodillo	65
3	Resumen de resultados del rodillo	66
4	Propiedades físicas de la lámina	69
5	Resumen de resultados de la lámina	69

ÍNDICE DE GRÁFICAS

GRÁFICA		Pp
1	Tensión de Von Mises del rodillo lado izquierdo	66
2	Tensión de Von Mises del rodillo lado derecho.....	67
3	Desplazamiento del rodillo lado izquierdo.....	67
4	Desplazamiento del rodillo lado derecho.....	68
5	Factor de seguridad del rodillo lado derecho.....	68
6	Factor de seguridad del rodillo lado izquierdo.....	69
7	Desplazamiento de la lámina lado izquierdo.....	70
8	Desplazamiento de la lámina lado derecho.....	70
9	Tensión de Von Mises en el medio de la lámina.....	71
10	Tensión de Von Mises en el extremo de la lámina.....	71
11	Factor de seguridad en el medio de la lámina.....	72
12	Factor de seguridad en el extremo de la lámina.....	72

ÍNDICE DE CUADROS

CUADRO		Pp
1	Estadística de producción de una calandra en el mes de enero 2018..	89
2	Estadística de producción de una calandra en el mes de febrero 2018	90
3	Estadística de producción de una calandra en el mes de marzo 2018.	91
4	Costos no operacionales.....	92
5	Costos de los operarios.....	93
6	Costo Energético	93
7	Costos de mantenimiento.....	94
8	Utilidad neta del proyecto calculado a 60 meses.....	95
9	Utilidad neta del proyecto calculado a 12 meses.....	97



REPÚBLICA BOLIVARIANA DE VENEZUELA
UNIVERSIDAD JOSÉ ANTONIO PÁEZ
FACULTAD DE INGENIERÍA
ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA

DISEÑO DE UNA MÁQUINA PARA EL PROCESO DE CALANDRADO DE LÁMINAS METÁLICAS, PARA LA EMPRESA ROLLERS CONVEYORS S.A.

Autores: Aguiar F. Jorge H.

Leo G. Angel E.

Tutor: Ing González Tomas

Fecha: Abril 2018

RESUMEN

El hombre ha desarrollado diferentes maneras para realizar todo tipo de trabajo y al mismo tiempo evolucionar para establecer mejoras y con esto poder facilitar la realización de actividades que requieran mayores esfuerzos. La presente investigación tiene como finalidad diseñar un sistema de calandrado de láminas metálicas para la empresa ROLLERS CONVEYORS S.A. Esto debido a la necesidad de realizar este proceso elemental para la fabricación de los productos que realizan, actualmente no cuentan la maquinaria necesaria para realizar este proceso, por lo que se ven en la obligación de contratar a empresas externas que realicen este proceso, ocasionando aumento en los costos de fabricación. La metodología a la cual responde este texto es la de una investigación aplicada con modalidad de proyecto factible y nivel descriptivo, en este orden de ideas, la investigación se basa en describir la situación y las variables que afectan o que deben estudiarse en la empresa y como la propuesta de diseño influirá en la misma. Para cumplir con los objetivos propuestos de una manera ordenada el proyecto se estructura en cinco (5) fases específicas las cuales son: Evaluar el doblado de láminas realizado actualmente en la empresa, realizar estudios del proceso de doblado de láminas y proponer diseños adecuados a los procedimientos, efectuar el diseño de la propuesta seleccionada, realizar un estudio de factibilidad económica del proyecto, Analizar costo-beneficio de la implementación del diseño en la empresa ROLLERS CONVEYORS S.A

Descriptor: Diseño, Investigación

INTRODUCCIÓN

Con el transcurso del tiempo, el hombre ha desarrollado diferentes maneras para realizar todo tipo de trabajo y al mismo tiempo evolucionar para establecer mejoras, desde el inicio de los tiempos, en que el humano *homo sapiens* descubrió la rueda y le dio utilidad explotándola para mejorar su modo de vida en todo sentido, los descubrimientos de diferentes herramientas han dado pie al desarrollo de la tecnología de la humanidad. El diseño en la ingeniería se puede definir como el proceso general mediante el cual el ingeniero aplica sus destrezas, conocimientos y puntos de vista a la creación de un producto o un sistema, que permita solucionar un problema y satisfacer una necesidad, con suficientes detalles para permitir su realización.

Con lo anterior podemos ver que la ingeniería va de la mano con el diseño, debido a que el análisis, la aplicación de conceptos y habilidades se ven conjuntadas por una estructura de pensamiento que podemos denominar Ingeniería; de hecho, lo que distingue a los objetos con diseño en ingeniería de otros diseños son los conceptos y factores tecnológicos con que se realiza dicho diseño, implicando una optimización de los recursos, (humanos, tecnológicos, económicos, etc.). La esencia de la ingeniería es el diseño, es la función más importante por desarrollar por parte de un ingeniero, ya que de esta se derivan todos los demás procesos, como la producción, transformación, comercialización, entre otros.

La investigación está conformada por cuatro capítulos que tratan los siguientes aspectos.

El Capítulo I, El problema: Planteamiento del Problema, Formulación del Problema, Objetivos Generales y Específicos de la Investigación, e Importancia, Justificación y Alcance de la misma.

En el Capítulo II, se plantea el Marco Referencial que sirve de base documental para la realización del trabajo; en este capítulo se incluyen los antecedentes relacionados con la temática, objeto de estudio, las bases teóricas y bases legales.

En el Capítulo III se encuentra el Marco Metodológico, el cual comprende el nivel, diseño y método de la investigación; técnicas e instrumentos de recolección de información y el procedimiento empleado para analizar la información.

En el Capítulo IV se encuentra el desarrollo de los objetivos planteados en la presente investigación, con su análisis de resultados.

Finalmente se encuentra las conclusiones y recomendaciones de la investigación.

CAPÍTULO I

EL PROBLEMA

1.1 Planteamiento del problema

La empresa Rollers Conveyors S.A. ubicada en la ciudad de Valencia estado Carabobo, se dedica a la fabricación de tanques tipo pulmón para hidroneumáticos y tambores motrices empleados en la industria, de igual manera realizan rodillos para el transporte de materiales, todo esto en sus instalaciones, con equipos y personal calificado, realizando procesos de torneado, cortes y soldaduras.

El calandrado es una variación del proceso de laminación, proceso de conformado que consiste en hacer pasar un material sólido a presión entre rodillos de metal generalmente calientes que giran en sentidos opuestos y se cortan con una cuchilla para obtener el tamaño deseado. La finalidad puede ser obtener láminas de espesor controlado o bien modificar el aspecto superficial de la lámina. La calandria se compone de dos o más laminadores que se tocan y cuya presión se gradúa por contrapesos siendo varios los cilindros.

Este proceso se aplica a una gran variedad de materiales, incluyendo metales, fibras textiles, papel y polímeros. En la fabricación de tanques metálicos y tambores motrices, se necesita doblar láminas de acero para obtener cilindros perfectamente balanceados. Debido a esta necesidad se desea diseñar una calandria, esta debe poder doblar láminas de un ancho y espesor indicado. Este proceso se desea realizar con una calandra de tres rodillos, accionados dos de ellos por un motor eléctrico que entrega potencia y esta es transmitida mediante el acople de engranajes y cadenas a cada rodillo haciendo que estos giren a RPM deseados, el rodillo superior debe poder tener un desplazamiento vertical hacia abajo controlado, a la presión necesaria para que la lámina tome curvatura, de igual manera este rodillo se

debe retirar una vez finalizado el proceso permitiendo extraer el cilindro formado para su posterior balanceo.

El diseño y fabricación de esta máquina permite a la empresa Rollers Conveyors S.A. realizar el proceso de deformación plástica de las láminas, agilizando el tiempo de entrega del producto final ya que no depende de terceros la fabricación de estos.

1.2 Formulación del problema

¿Cómo se podría realizar el proceso de calandrado de las láminas dentro de la empresa Rollers Conveyors SA?

1.3 Objetivos de la investigación

1.3.1 Objetivo General

Diseñar una máquina para el proceso de calandrado de láminas metálicas, para la empresa Rollers Conveyors S.A

1.3.2 Objetivos Específicos.

- Evaluar el proceso de calandrado actual de las láminas metálicas el cual se realiza de manera manual por la empresa ROLLERS CONVEYORS S.A.
- Presentar la propuesta en cuanto al diseño de la máquina más ajustada y evidenciar mediante cálculos los beneficios de su implementación.
- Realizar un estudio de la factibilidad económica del proyecto.
- Analizar costo-beneficio en la implementación del diseño para la empresa ROLLERS CONVEYORS S.A.

1.4 Justificación de la investigación.

Este proyecto está enfocado en el diseño de una máquina de calandrado de láminas metálicas, con el fin de mejorar la eficiencia y poder realizar este proceso dentro de la empresa, dado que en la actualidad el proceso se realiza mediante la contratación de empresas externas originando así un aumento considerable en el costo del producto terminado y retrasando los tiempos estimados de entrega ya que depende exclusivamente de personas ajenas a la organización.

Por otro lado, se tiene que, al disponer de esta máquina dentro de la empresa, se podrá aumentar la gama de productos que se fabrican y la calidad de los productos, por lo que se podrá abarcar un mercado más amplio de posibles clientes y compradores.

1.5 Limitaciones

El tiempo de investigación está estipulado para ocho (8) meses, sin embargo, en el transcurso del desarrollo de la misma pueden surgir nuevas variables provenientes de ideas consolidadas o derivadas de la propuesta de solución, que puedan afectar el periodo de investigación. Para la fabricación del dispositivo mecánico, se tienen limitaciones que restringen a tomar opciones más complejas, como lo son: Un capital de Dólares CINCO MIL CON CERO CENTAVOS (\$5.000,00), así como también dispositivos y materiales recuperados con la finalidad de reducir al mínimo el costo de fabricación para la empresa.

En cuanto a la información suministrada del proceso de calandrado fue muy limitada, debido a que los especialistas en esta área de proceso son muy reservados en dar a conocer sus detalles, es por eso que se aplica una investigación experimental, que permita conseguir datos importantes para calcular los RPM requeridos del motor, así como la relación de transmisión de los engranes. Una de las limitantes específicas que nos suministró la empresa, es que el dispositivo debe ser capaz de trabajar con

láminas de UN METRO CON VEINTE CM (1,20) de ancho y con espesores variables entre UN (1) mm como mínimo y CINCO (5) mm como máximo.

1.6 Alcance

Este proyecto y sus resultados serán válidos solo para la implementación dentro de la empresa ROLLERS CONVEYORS S.A. Este trabajo de investigación abarca el análisis de las propuestas de diseños factibles y la adaptación de las zonas del área para mejorar el proceso, a fin de eliminar las ineficiencias anteriormente descritas, así como los potenciales riesgos que presenta el diseño.

CAPÍTULO II

MARCO TEÓRICO

Este aspecto viene referido al soporte principal del estudio. Ampliándose la descripción del problema, permitiendo integrar la teoría con la investigación y establecer sus interrelaciones, de manera coordinado, coherente de conceptos para abordan el problema.

2.1 Antecedentes.

Como primer trabajo a mencionar realizado por, Dalila P. y Hernán Sánchez para el año (2012), trabajo titulado **“Diseño y fabricación de máquina dobladora de láminas de acero desde veinte (20) calibre de espesor, para el sector herrero La Sabanita de Ciudad Bolívar, Estado Bolívar”**, del instituto Universitario de Tecnología del estado Bolívar (IUTEB), este trabajo se realizó bajo una investigación de tipo descriptiva con un diseño de campo, realizando una encuesta dirigida principalmente al sector herrero. Los datos fueron procesados mediante el análisis cuantitativo (diagrama de árbol y soluciones, Matriz FODA) y el análisis cualitativo (cuadro de frecuencia porcentual y gráfico de pastel).

Tomando de este trabajo el proceso de selección de materiales realizados el cual se basó en el estudio de esfuerzos y torque aplicado para el doblado de la lámina, verificando las propiedades de los aceros utilizados y haciendo un estudio del mercado actual para ese momento escogiendo de manera correcta el mejor material disponible con el menor costo posible. Dado que para este trabajo de grado como objetivo se tomó la factibilidad económica del diseño a presentar.

Es conveniente destacar el trabajo realizado por, Arias Andrés y Mena Mejía Ana María (2009), efectuaron un trabajo de investigación titulado **“Diseño y construcción de una máquina hidráulica dobladora de tubería redonda”**.

Universidad EAFIT, Medellín, Colombia El siguiente trabajo contiene el desarrollo del diseño y construcción de una máquina hidráulica dobladora de tubería redonda que realiza dobleces entre 0° y 180° en diferentes direcciones en el mismo tubo, que ofrezca confiabilidad en el proceso y tenga un mantenimiento sencillo.

En este proceso se puede observar la necesidad de conocer al material a doblar, tener en cuenta sus propiedades ya que de esto depende la selección de los elementos que formaran parte en el diseño de la máquina dobladora de láminas, comprendiendo que este trabajo se realizó para el doblado de tuberías, pero se incluye el proceso de doblado por rodillos que en ese caso realiza un trabajo similar, al tener tres rodillos siendo un móvil y los otros dos sirven como soporte y permiten el deslizamiento del tubo en ellos, el rodillo móvil es el encargado de ejercer la presión necesaria para así lograr el doblado, con este proceso en tuberías se logran curvaturas pronunciadas y serpentines, los rodillos utilizados en esta máquina son de menor longitud debido a que son tubos lo que se desea doblar.

2.2 Bases Teóricas.

2.2.1 Calandrado de metales

Es un proceso en el cual el metal es obligado a tomar una nueva forma, por flexión pura, pues la deformación plástica ocurre debido a la aplicación de momentos de flexión. Las operaciones de doblado o curvado se realiza en prensas, plegadoras, máquinas formadas de varios rodillos, enderezadoras y bancos de estirado. El doblado abarca al proceso de calandrado, el mismo que para su efecto utiliza rodillos. En el proceso de calandrado el doblado tiene una relación importante ya que el material a doblar es obligado a tomar la forma curva deseada por medio de tres o más rodillos con el fin de obtener piezas cilíndricas.

Actualmente las operaciones de calandrado son muy variadas, y su éxito depende de la tenacidad del material que ha de usarse. En operaciones simples de calandrado, un lado de la pieza de trabajo se deforma bajo tensión y el otro bajo compresión; pero en el doblado a nivel industrial generalmente se combina con compresión y alargamiento.

2.2.2 Calandria

Llamada también roladora de láminas, es una máquina herramienta que tiene como elementos de trabajo tres o cuatro rodillos que realizan el curvado de las chapas. Los principales elementos que constituyen esta máquina son: la bancada, pieza sobre la que descansa. el bastidor, pieza de hierro que se apoya sobre la bancada y soporta los rodillos. los rodillos, piezas cilíndricas de acero.

Los dos rodillos que se sitúan en el plano inferior, por el accionamiento de un motor, arrastran la chapa que pasa entre estos y el tercer rodillo, colocado sobre los anteriores. Éste último es regulable en altura al objeto de poder modificar la curvatura de dicha chapa.

2.2.2.1 Máquinas de Rodillos Horizontales:

Los dos rodillos de arrastre, fijos (sin traslación), están situados en un mismo plano horizontal. Se les imprime un movimiento de rotación en el mismo sentido. El rodillo curvador gira loco en sus cojinetes, en sentido inverso al de los precedentes, por la fricción con la chapa. Es móvil en traslación vertical (ver figura 1).

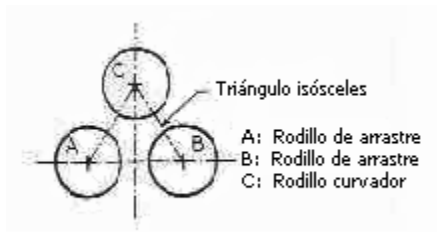


Figura 1: Máquinas de rodillos horizontales.
Fuente: Suarez-Zuleta-Guerra (2001)

Para extraer las chapas curvadas, completamente cerradas, una cabeza móvil bascula alrededor de una de sus bases. A este fin, el muñón del rodillo curvador solo está sujeto en su parte inferior por un gancho, que hace las veces de cojinete. En las máquinas de tres metros y más, se colocan contrarrodillos de apoyo que mantienen rectilíneos los rodillos de arrastre. El curvado general, normalmente se realiza en varias pasadas, apretando cada vez más el rodillo curvador. Las generatrices del

cilindro de chapa a fabricar deben presentarse siempre paralelamente al eje de los cilindros. Es preciso, por lo tanto, que la chapa penetre correctamente en la máquina y que los ejes de los rodillos de arrastre y del rodillo curvador se mantengan paralelos entre sí.

Entre las desventajas de esta máquina se destaca que la acción del rodillo curvador no se ejerce en el extremo de la chapa, por lo que queda una zona plana en cada extremo. Para conseguir el curvado total es preciso, por lo tanto, empezar por curvar los bordes. El curvado de bordes en chapas gruesas se realiza en una prensa, curvando la chapa entre una matriz y una peña de radio apropiado (ver figura 2 a), o entre una estampa y una peña redondeada (ver figura 2 b). El primero de estos utillajes permite realizar un trabajo más rápido y preciso que el segundo, pero es más costoso, por lo que solo se utiliza para trabajos en serie.

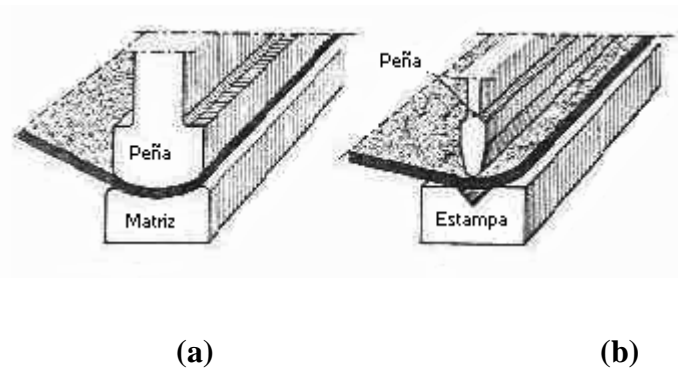


Figura 2: Curvado de bordes
Fuente: Suarez-Zuleta-Guerra (2001)

2.2.3 Procesos de conformado por deformación en frío

El metal trabajado en frío se conforma a la configuración deseada mediante la aplicación de presión a temperaturas inferiores a la temperatura crítica, y en su mayor parte, nominalmente a la temperatura ambiente. El trabajo en frío se efectúa principalmente para mantener tolerancias estrechas y producir acabados superficiales buenos, pero también para incrementar las propiedades físicas del material.

Para efectuar el trabajo en frío es necesario aplicar fuerzas relativamente intensas. Esto significa que el equipo que se utiliza tiene que ser proporcionalmente fuerte y potente, especialmente cuando la producción es veloz. Aun así, hay muchos productos que pueden terminarse mediante el trabajo en frío hasta límites de tolerancias estrechos impartiendo un buen acabado, a menor costo, que por otros medios. Los procesos de trabajo en frío desempeñan un papel importante y fundamental en la mayoría de las industrias de alta producción.

2.2.4 Clasificación de las operaciones de trabajo en frío

Los procesos de deformación descritos a continuación, realizan un cambio significativo en las partes de metal cuya forma inicial es más voluminosa que laminar. Las formas iniciales incluyen barras, tochos cilíndricos, tochos rectangulares y planchas, así como otras formas elementales.

Aunque existen numerosos procesos de deformación en frío, se hablará brevemente acerca del: Laminado, Cizallado, Punzonado, Perforado, Embutición y Doblado.

2.2.4.1 Laminado

El laminado es un proceso de deformación en el cual el espesor del material de trabajo se reduce mediante fuerzas de compresión ejercidas por dos rodillos opuestos. Los rodillos giran, como se ilustra en la figura 3, para jalar del material de trabajo y simultáneamente apretarlo entre ellos. La mayoría de los procesos de laminado involucran una alta inversión de capital, requieren piezas de equipo pesado llamados molinos laminadores o de laminación. El alto costo de inversión requiere que los molinos se usen para producción en grandes cantidades de artículos estándar como láminas y placas.

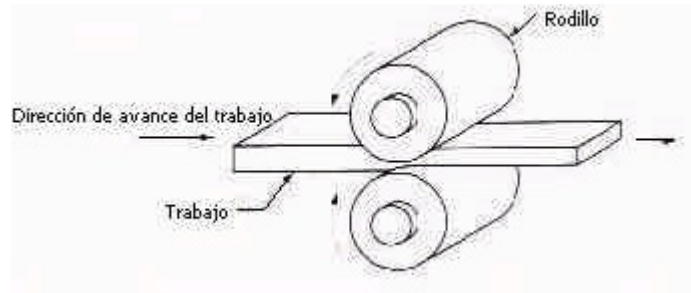


Figura 3: Proceso de laminación, específicamente laminado plano
Fuente: Groover (2007)

El laminado en frío hace más resistente el metal y permite unas tolerancias más estrechas del espesor. Además, la superficie del material laminado en frío está libre de incrustaciones o capas de óxido. Estas características hacen de las láminas, tiras y rollos laminados en frío el material ideal para estampados, paneles exteriores, y otros productos que van desde automóviles hasta utensilios y muebles de oficina.

2.2.4.2 Cizallado

El cizallado es la operación de corte de una lámina de metal a lo largo de una línea recta entre dos bordes de corte. El cizallado se usa típicamente para reducir grandes láminas a secciones más pequeñas para operaciones posteriores de prensado. Se ejecuta en una máquina llamada cizalla de potencia.

2.2.4.3 Punzonado

El punzonado implica el corte de una lámina de metal a lo largo de una línea cerrada en un solo paso para separar la pieza del material circundante, como se muestra en la figura 4 (a). La parte que se corta es el producto deseado en la operación y se designa como la pieza deseada.

2.2.4.4 Perforado

El perforado es muy similar al punzonado, excepto que la pieza que se corta se desecha y se llama pedacería. Véase figura 4 (b).

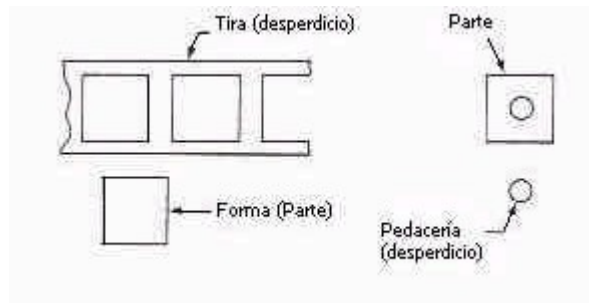


Figura 4: (a) Punzonado y (b) Perforado.
Fuente: Groover (2007)

2.2.4.5 Embutido

El embutido es una operación de formado de láminas metálicas que se usa para hacer piezas de forma acoplada, de caja y otras formas huecas más complejas. Se realiza colocando una lámina de metal sobre la cavidad de un dado y empujando el metal hacia la cavidad de éste con un punzón. Las piezas comunes que se hacen por embutido son latas de bebidas, casquillos de municiones, utensilios de cocina y partes para carrocería de automóviles.

2.2.4.6 Doblado

El doblado se define como la deformación del metal alrededor de un eje recto, como se muestra en la figura 5 (a). Durante la operación de doblado, el metal dentro del plano neutral se comprime, mientras que el metal por fuera del plano neutral se estira. Estas condiciones de deformación se pueden ver en la figura 5 (b). El metal se deforma plásticamente, así que el doblado toma una forma permanente al remover los esfuerzos que lo causaron.

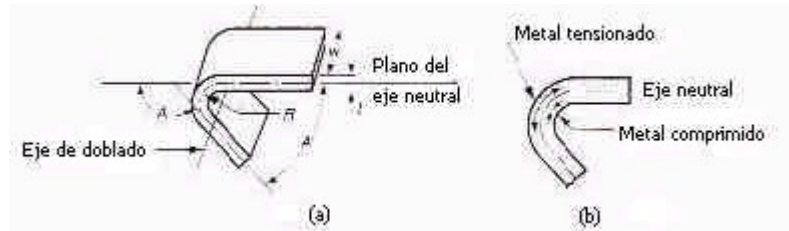


Figura 5: (a) Doblado de lámina metálica (b) Elongación a la tensión y a la compresión
Fuente: Groover (2007)

La fuerza que se requiere para realizar el doblado depende de la forma del punzón y del troquel, así como la resistencia, espesor y ancho de la lámina de metal que se dobla. La fuerza máxima de doblado se puede estimar por medio de la siguiente ecuación.

$$F = \frac{K_{bf}TSwt^2}{D} \quad (\text{Ec.1})$$

Donde:

F: fuerza de doblado, N (lb)

TS: resistencia a la tensión del metal en lámina, Mpa (lb/in^2)

w: ancho de la pieza en la dirección del eje del doblado, mm (in)

D: espacio entre los apoyos de la lámina a ser doblada, mm (in)

En mecánica, la ecuación 1 se basa en el doblado de una viga simple, y K_{bf} es una constante que considera las diferencias encontradas en un proceso real de doblado. Su valor depende del tipo de doblado; para dobla en V, $K_{bf} = 1,33$, y para doblado de bordes, $K_{bf} = 0,33$.

2.2.5 Características de una curva esfuerzo-deformación de un acero estructural

La curva de esfuerzo contra deformación es la relación básica que describe las propiedades mecánicas de los materiales. La relación esfuerzo – deformación de la figura 6 tiene dos regiones que indican dos formas distintas de comportamiento:

1) Elástico y 2) Plástico. En la región elástica, la relación entre esfuerzo y deformación es lineal, y el material exhibe un comportamiento elástico que recobra su longitud original cuando se libera la carga (esfuerzo). Esta relación se define por la Ley de Hooke:

$$s = Ee \quad (\text{Ec.2})$$

Donde

s =esfuerzo aplicado, $lb/pulg^2$ (MPa);

o e = deformación, $pulg/pulg$ (mm/mm)

El punto de fluencia marca la transición a la región plástica y el inicio de la deformación plástica del material. La relación entre el esfuerzo y la deformación no se rige en adelante por la Ley de Hooke. Al incrementarse la carga por encima del punto de fluencia continúa la elongación del material acompañada de una reducción uniforme del área en la sección transversal. Finalmente, la carga aplicada alcanza su valor máximo, y el esfuerzo calculado para este punto se llama **resistencia a la tensión o última resistencia a la tensión** del material a la cual denotamos por *TS*.

A la derecha de la resistencia a la tensión en la curva esfuerzo contra deformación, la carga empieza a descender, y el espécimen de prueba inicia un proceso típico de elongación localizada conocido como la **formación del cuello**. En lugar de seguir deformándose de manera uniforme a lo largo de toda su longitud, la deformación empieza a concentrarse en una pequeña sección del espécimen. El área de dicha sección se angosta significativamente (se estrangula) hasta que se rompe. La resistencia calculada inmediatamente antes de la rotura se conoce como **esfuerzo de fractura**.

La cantidad de deformación que el material puede soportar antes de romperse es también una propiedad mecánica de interés en muchos procesos de manufactura. La medida común de esta propiedad es la **ductilidad**, que es la capacidad de un material para deformarse plásticamente sin fracturarse.

2.2.6 Rolado

Curvar una chapa es darle, parcial o totalmente, una forma cilíndrica o cónica. El curvado puede ser abierto (Figura 7 a) o cerrado (Figura 7 b). El curvado de las chapas se consigue mediante una fuerza de flexión provocada ya sea por presión a mano o a máquina (curvadoras, prensas) (Figura 7 c), o por choques (martillos, mazos, destajadores)

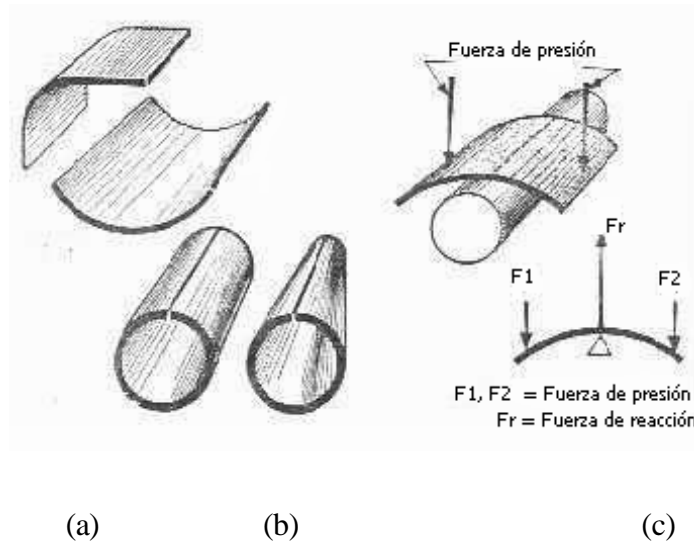


Figura 7: Tipos de curvado.
 Fuente: Suarez-Zuleta-Guerra (2001)

2.2.7 Análisis y clasificación de los diferentes tipos de láminas requeridas para el proceso

Una lámina metálica es un elemento estructural de forma plana con espesor definido y uniforme, con diferentes aplicaciones y empleo en estructuras metálicas, recipientes de almacenamiento, drenajes de tuberías, entre otros, que a través de innumerables estudios de laboratorios y pruebas físicas se ha logrado adquirir un conocimiento bastante acertado y datos que en la actualidad reposan tabulados en manuales que nos permiten registrar parámetros como son porcentajes de elementos químicos de composición, límite elástico, resistencia a la tracción, porcentaje de alargamiento, espesor y calibre, peso por metro cuadrado, designación técnica.

Para dar inicio al proceso se hace un estudio técnico de la lámina en cuestión, teniendo en cuenta su composición en porcentaje de carbono, resistencia, capacidad de absorción de esfuerzos que determinan las condiciones de doblado y rolado del metal.

Se considera que una lámina puede ser procesada si no excede el espesor límite de la máquina y si no se le ha realizado un tratamiento térmico que afecten su

dureza o maleabilidad. De esta forma también se identifica si la lámina es apta o no para ser sometida al proceso.

2.2.8 Esfuerzos.

Uno de los primeros problemas que enfrenta el ingeniero diseñador es tener la certeza de que la resistencia de la parte que se diseñe siempre sea mayor que el esfuerzo atribuido a cualquier carga que se le pueda aplicar. Por lo tanto, se debe diseñar tomando en cuenta este elemento para lograr un dispositivo seguro y confiable.

2.2.8.1 Esfuerzos Uniformemente Distribuidos.

Con frecuencia, en diseño se plantea la hipótesis de que hay una distribución uniforme de esfuerzo. Según (Budynas R. y Nisbett J. 2.008), el resultado obtenido con esa suposición se le llama tensión pura, compresión pura o cortante puro, dependiendo de cómo se aplique la carga externa al cuerpo en estudio. A veces se emplea el calificativo simple en vez de puro, para expresar que no hay otros efectos que compliquen la situación. Una barra en tensión es un ejemplo típico.

En este caso, una carga de tensión F se aplica mediante los pasadores que atraviesan los extremos de la barra. La hipótesis de esfuerzo uniforme significa que, si corta la barra en una sección transversal, alejada de ambos extremos, y se separa una de las mitades, es posible sustituir su efecto aplicando una fuerza uniformemente distribuida de magnitud σA en el extremo cortado. Entonces se dice que el esfuerzo es uniformemente distribuido y se calcula por la siguiente ecuación:

$$\sigma = \frac{F}{A} \quad (\text{Ec.3})$$

Donde F es la fuerza aplicada y A es el área de la sección transversal. Para justificar esta hipótesis de distribución uniforme del esfuerzo se requiere que:

1. La barra sea recta y de material homogéneo.
2. La línea de acción de la fuerza pase por el centroide de la sección.
3. La sección esté suficientemente alejada de los extremos y de cualquier discontinuidad o cambio en la sección transversal.

2.2.8.2 Esfuerzos Normales por Flexión.

Para deducir las relaciones correspondientes a los esfuerzos normales por flexión se harán las siguientes idealizaciones:

1. La viga se somete a flexión pura; esto significa que la fuerza cortante es cero y que no hay cargas axiales ni de torsión.
2. El material es isótropo y homogéneo.
3. La viga es inicialmente recta y su sección transversal es constante en toda su longitud.
4. La viga tiene un eje de simetría en el plano de la flexión.
5. Las dimensiones de la viga son tales que solo puede fallar por flexión y no por aplastamiento.
6. Las secciones transversales planas permanecen así durante la flexión.

Para generar una mejor visión de la conducta plástica de un material sujeto a flexión, se analizará el caso de un elemento hecho de material elastoplástico suponiéndose primero que el elemento es rectangular, ancho b y altura $2c$ (véase figura 8)

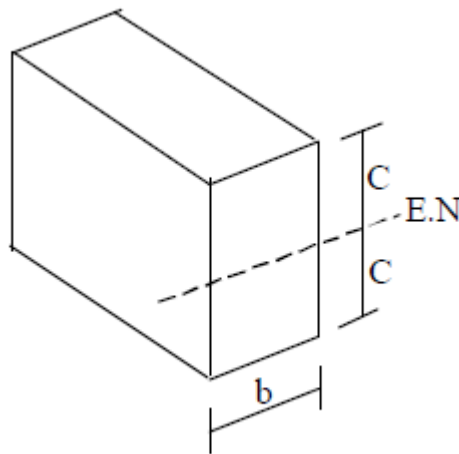


Figura 8: Elemento hecho de material elastoplástico
Fuente: Suarez-Zuleta-Guerra (2001)

Mientras s_x no excede el límite de fluencia s_y , se aplica la ley de Hooke, y la distribución de esfuerzos es lineal (véase la figura 9 a). El esfuerzo máximo es

$$s_{max} = \frac{Mc}{I} \quad (\text{Ec.4})$$

Cuando el momento flector aumenta, s_{max} alcanza eventualmente el valor de s_y (véase la figura 9 b). Sustituyendo este valor en la ecuación 4, y resolviendo para M , se obtiene el valor de M_y del momento flector en el inicio de la fluencia:

$$M_y = \frac{I}{c} s_y \quad (\text{Ec.5})$$



Figura 9: Momento flector para deformaciones elásticas
Fuente: Suarez-Zuleta-Guerra (2001)

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,

$$\frac{I}{c} = \frac{b(2c)^3}{12c} = \frac{2}{3}bc^2 \quad (\text{Ec.6})$$

luego la ecuación 5 se escribe

$$M_y = \frac{2}{3}bc^2s_y \quad (\text{Ec.7})$$

Si el momento flector sigue aumentando, se desarrollan zonas plásticas en el elemento uniformemente igual a $-s_y$ en la zona superior y $+s_y$ en la inferior (véase la figura 10 a). Entre las zonas plásticas subsiste un núcleo elástico en el cual s_x varia linealmente con y .

$$s_x = \frac{s_y}{Y_Y} y \quad (\text{Ec.8})$$

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 la figura 10 b)



Figura 10: Momento flector para deformaciones plásticas
Fuente: Suarez-Zuleta-Guerra (2001)

Recordando un poco sobre estática, se tiene 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. 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), el par M se expresa escribiendo que la suma de las componentes y de los momentos de las fuerzas elementales son iguales a las correspondientes y momentos del par M (ver figura 11):

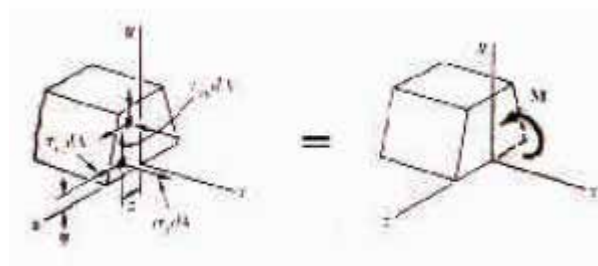


Figura 11: Descripción de un par de fuerzas
Fuente: Suarez-Zuleta-Guerra (2001)

Momentos con respecto al eje (z):

$$\int y s_x dA = M \quad (\text{Ec.9})$$

Considerando el caso particular de un elemento que tiene una sección rectangular de ancho b , el elemento de área en la ecuación 8 se expresa como $Da = bdy$ y se tiene:

$$M = b \int_{-c}^c y s_x dy \quad (\text{Ec.10})$$

La ecuación se escribe de la forma

$$M = 2b \int_0^c y s_x dy \quad (\text{Ec.11})$$

Se usara la ecuación para hallar el valor del momento flector M que corresponde a un espesor $2Y_y$ del nucleo elástico. Recordando que s_x está dado por la ecuación 7 para $0 \leq y \leq Y_y$, y es igual a $-s_y$ para $Y_y \leq y \leq c$

$$M = 2b \int_0^{Y_y} y \left(\frac{s_y}{Y_y} y \right) dy + 2b \int_{Y_y}^c y (-s_y) dy \quad (\text{Ec.12})$$

$$M = bY_y^2 s_y + bc^2 s_y - bY_y^2 s_y \quad (\text{Ec.13})$$

$$M = bc^2 s_y \left(1 - \frac{1}{3} \frac{Y_y^2}{c^2} \right) \quad (\text{Ec.14})$$

A partir de la ecuación 7

$$M = \frac{3}{2} M_Y \left(1 - \frac{1}{3} \frac{Y_y^2}{c^2} \right) \quad (\text{Ec.15})$$

donde M_Y es el máximo momento elástico. Se observa que cuando Y_y se aproxima a cero, el momento flector tiende a

$$M_p = \frac{3}{2} M_Y \quad (\text{Ec.16})$$

este valor del momento flector, que corresponde a una deformación completamente plástica (véase figura 10 b), es el momento plástico del elemento estudiado.

En la figura 12 se han representado, en tres dimensiones, las distribuciones de esfuerzos en un elemento rectangular, correspondientes, a un máximo momento elástico M_Y (figura 12 a) y al caso límite del momento plástico M_p (figura 12 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:

$$R_y = \frac{1}{2}bc s_y \quad R_p = bc s_y$$



Figura 12: Distribuciones de esfuerzo en un elemento rectangular tridimensional
Fuente: Suarez-Zuleta-Guerra (2001)

y que los momentos de los pares correspondientes son, respectivamente

$$M_Y = \left(\frac{4}{3}c\right) R_y = \frac{2}{3}bc^2 s_y \quad (\text{Ec.17})$$

$$M_p = cR_p = bc^2 s_y \quad (\text{Ec.18})$$

Así se demuestra que, para un elemento rectangular, $M_p = \frac{3}{2} M_Y$ como requería la ecuación 16.

La relación M_p/s_y , que se obtiene al dividir el momento plástico M_p del elemento por resistencia a la fluencia s_y del material, se conoce como modulo plástico de la sección y se representa por Z .

Reemplazando M_p de la ecuación 18

$$Z = \frac{M_p}{s_y} = \frac{bc^2 s_y}{s_y} = bc^2 = \frac{1}{4} b^2 \quad (\text{Ec.19})$$

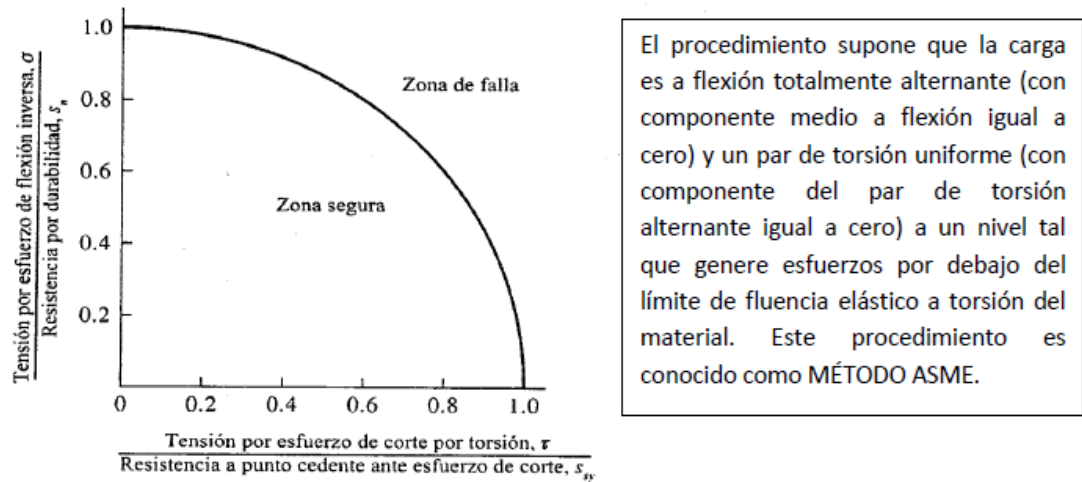
2.2.9 Diseños de ejes sujetos a flexión totalmente alternante y torsión uniforme.

Aquellos que soportan engranajes rectos o cilíndricos, poleas acanaladas o ruedas dentadas de cadena son ejemplos de flechas o ejes que solo se ven sujetos a flexión o torsión. La potencia que es transmitida genera torsión y las fuerzas transversales actúan en el mismo plano. En tales casos, primero se elabora las gráficas de momento de flexión para dos planos perpendiculares. Después, se calcula el momento de flexión resultante en cada punto que interesa.

Ahora se desarrolla una ecuación de diseño con base en el supuesto de que el esfuerzo o tensión por flexión en el eje es sucesivo e inverso conforme gira el eje, pero que la tensión por esfuerzo de corte por torsión es casi uniforme. La ecuación de diseño se basa en el principio que se muestra en la figura 13, en la que eje vertical es la relación del esfuerzo por tensión inverso con la resistencia a la fatiga del material. El eje horizontal es la relación de la tensión del esfuerzo de corte por torsión con la resistencia a punto cedente del material ante el esfuerzo de corte. Los puntos que tienen valor de 1.0 en estos ejes indican falla inminente ante flexión simple o tensión simple respectivamente.

La información basada en experimentos muestra que la falla ante combinaciones de flexión y torsión sigue, en general, la trayectoria de la curva que conecta estos dos puntos, ello obedece a la ecuación

$$\left(\frac{s}{s_n}\right)^2 + \left(\frac{\tau}{s_{yc}}\right)^2 = 1 \quad (\text{Ec.20})$$



El procedimiento supone que la carga es a flexión totalmente alternante (con componente medio a flexión igual a cero) y un par de torsión uniforme (con componente del par de torsión alternante igual a cero) a un nivel tal que genere esfuerzos por debajo del límite de fluencia elástico a torsión del material. Este procedimiento es conocido como MÉTODO ASME.

Figura13: Base para la ecuación de diseño de ejes para tensión por esfuerzo de flexión inversa sucesiva y tensión por esfuerzo de corte por torsión
Fuente: Tassoni (2009)

Utilizaremos $S_{yc} = \frac{S_y}{3}$ para la teoría de distorsión de la energía. A su vez, se puede introducir un factor de seguridad para cada termino en el lado izquierdo de la ecuación para obtener una expresión basada en tensiones de diseño:

$$\left(\frac{N_s}{S_n}\right)^2 + \left(\frac{\bar{3}N_\tau}{S_y}\right)^2 = 1 \quad (\text{Ec.21})$$

Ahora, se puede introducir un factor de concentración de esfuerzos correspondientes a flexión solo en el primer término, porque este esfuerzo o tensión es sucesivo. No se requiere factor alguno para el término de la tensión por esfuerzo de corte por torsión porque se supone que es constante y las concentraciones de tensión surten un efecto mínimo, o ninguno en absoluto, en el potencial de falla. Así,

$$\left(\frac{K_f N_s}{S_n}\right)^2 + \left(\frac{\bar{3}N_\tau}{S_y}\right)^2 = 1 \quad (\text{Ec.22})$$

Para ejes circulares sólidos, giratorios, la tensión por flexión debida a un momento de flexión M_f es

$$s = \frac{M_f D/2}{I} \quad (\text{Ec.23})$$

Donde $I = \pi D^4 / 64$ es el momento de inercia de la sección circular y $r = D / 2$. La tensión por esfuerzo de corte por torsión es

$$\tau = \frac{M_T D}{2 I_p} \quad (\text{Ec.24})$$

Donde $I_p = \pi D^4 / 32$ es el momento polar de la sección. Observe que $I_p = 2I$ y que por consiguiente,

$$\tau = M_T D / 4 I \quad (\text{Ec.25})$$

Sustituyendo en la ecuación 21 se obtiene

$$\left(\frac{K_f N M_f D}{2 I S_n} \right)^2 + \left(\frac{3 M_T D}{4 I S_y} \right)^2 = 1 \quad (\text{Ec.26})$$

Ahora, los términos N e I se pueden factorizar y los términos 3 y 2 se pueden sacar de los paréntesis en el término que corresponde a torsión y tomando raíz cuadrada a ambos lados:

$$\frac{N}{I} \sqrt{\left(\frac{K_f M_f D}{2 S_n} \right)^2 + \frac{3}{4} \left(\frac{M_T D}{S_y} \right)^2} = 1 \quad (\text{Ec.27})$$

Como $I = \pi D^4 / 32$

$$\frac{32 N}{\pi D^3} \sqrt{\left(\frac{K_f M_f}{S_n} \right)^2 + \frac{3}{4} \left(\frac{M_T}{S_y} \right)^2} = 1 \quad (\text{Ec.28})$$

Y, despejando el diámetro D

$$D = \left[\frac{32 N}{\pi} \sqrt{\left(\frac{K_f M_f}{S_n} \right)^2 + \frac{3}{4} \left(\frac{M_T}{S_y} \right)^2} \right]^{1/3} \quad (\text{Ec.29})$$

2.2.10 Esfuerzo en ejes

Los esfuerzos de flexión, torsión, o axiales pueden estar presentes tanto en componentes mecánicos como en alternantes. Para el análisis, es suficientemente simple combinar los diferentes tipos de esfuerzos en esfuerzos de von mises

alternantes y medios. Algunas veces es conveniente adaptar las ecuaciones específicamente para aplicaciones de ejes. En general, las cargas axiales son comparativamente muy pequeñas en ubicaciones críticas donde dominan la flexión y la torsión, por lo que pueden dejarse fuera de las siguientes ecuaciones. Los esfuerzos fluctuantes debidos a la flexión y a la torsión están dados por

$$\begin{aligned} s_a &= k_f \frac{M_a c}{I} & s_m &= k_f \frac{M_m c}{I} \\ \tau_a &= k_{fs} \frac{T_a c}{J} & \tau_m &= k_{fs} \frac{T_m c}{J} \end{aligned}$$

Donde M_a y M_m son los momentos flexionantes medio y alternante, T_m y T_a son los pares de torsión medio y alternante, y k_{fs} y k_f son los factores de concentración de esfuerzos por fatiga de la flexión y la torsión.

Si se supone un eje solido con sección transversal redonda, pueden introducirse términos geométricos apropiados para c , I y J , lo que resulta en

$$\begin{aligned} s_a &= k_f \frac{32M_a}{\pi d^3} & s_m &= k_f \frac{32M_m}{\pi d^3} \\ \tau_a &= k_{fs} \frac{16T_a}{\pi d^3} & \tau_m &= k_{fs} \frac{16T_m}{\pi d^3} \end{aligned}$$

Cuando se combinan estos esfuerzos de acuerdo con la teoría de falla por energía de distorsión los esfuerzos de von Mises para ejes giratorios, redondos y sólidos, sin tomar en cuenta las cargas axiales, están dados por

$$s'_a = (s_a^2 + 3\tau_a^2)^{1/2} \quad (\text{Ec.30})$$

$$s'_m = (s_m^2 + 3\tau_m^2)^{1/2} \quad (\text{Ec. 31})$$

2.2.10.1 Factores de diseño.

A veces la resistencia de un elemento en un sistema es un asunto muy importante para determinar la configuración geométrica y las dimensiones de dicho elemento. En tal caso, se dice que la resistencia es un factor importante de diseño. Cuando se utiliza la expresión: consideración de diseño; se está refiriendo a una característica que influye en el diseño de un elemento, quizá, en todo el sistema.

Generalmente se tienen que tomar en cuenta varios de estos factores en un caso de diseño determinado. (Budynas R. y Nisbett J. 2.008).

Algunos de los más importantes son los siguientes: Resistencia, confiabilidad, propiedades térmicas, corrosión, desgaste, fricción (o rozamiento), procesamiento, utilidad, costo, seguridad, peso, duración, ruido, estilización, forma, tamaño, flexibilidad, control, rigidez, acabado de superficies, lubricación, mantenimiento, volumen y responsabilidad legal. Algunos de estos factores se refieren directamente a las dimensiones, al material, al procesamiento o proceso de fabricación, o bien a la unión o ensamble de los elementos del sistema. Otros se relacionan con la configuración total del sistema.

2.2.10.2 Factores de corrección de Marín

Obedecen a la diferencia entre las dimensiones y las condiciones de trabajo de la pieza real, y aquellas de la probeta de ensayo Moore. El límite de fatiga real para materiales ferrosos (S_n), viene determinado por:

$$S_n = S'_n \prod_{i=1}^n C_i$$

S_n = límite de fatiga real (para materiales ferrosos)

1. $i = 1$, $C_1 = C_s$ = factor de corrección por acabado superficial

La primera etapa de la fatiga se inicia con una grieta microscópica que se va propagando, debido a esto es de suma importancia el acabado superficial de la pieza. Un rectificado o un mejor pulido dejara menos marcas a partir de las cuales podría iniciarse la grieta.(ver Anexo A)

$$C_s = A(S_u)^b; \text{ si } C_s > 1, \text{ tomar } C_s = 1$$

2. $i = 2$, $C_2 = C_d$ = factor de corrección por dimensión de la pieza

$$C_d = 1 \text{ para medidas de la sección transversal de hasta } 12.5 \text{ mm}$$

$$C_d = 0.85 \text{ para medidas de la sección transversal de } 12.5 \text{ mm} < d < 50 \text{ mm}$$

$$C_d = 0.75 \text{ para medidas de la sección transversal de } 50 \text{ mm} < d < 100 \text{ mm}$$

3. $i = 3$, $C_3 = C_{cf}$ = Confiabilidad funcional (Ccf)

$$\text{Confiabilidad funcional del } 50\% \text{ } C_{cf} = 1$$

$$\text{Confiabilidad funcional del } 99\% \text{ } C_{cf} = 0.83$$

$$\text{Confiabilidad funcional del } 99,99\% \text{ } C_{cf} = 0.72$$

4. $i = 4$, $C_4 = C_t$ = Temperatura de trabajo (C_t)

Para valores de temperatura cercanos a la temperatura ambiente $C_t = 1$

5. $i = 5$, $C_5 = C_a$ = **Corrección por carga axial (C_a)**: Si existe una carga axial variable que genere tensiones, alternativas, repetidas o fluctuantes, todas las fibras transversales estarán sometidas a dicha tensión y esto aumenta la posibilidad de falla por fatiga. **$C_a = 0.9$**

6. $i = 6$, $C_6 = C_c$ = **Corrección por carga de corte (C_c)**:

Cuando esté presente un sistema que introduzca tensiones de corte variables.

$C_c = 0,5$ para materiales dúctiles.

$C_c = 0,6$ para materiales medianamente dúctiles

$C_c = 0,8$ para materiales frágiles

2.2.11 Factor de Seguridad.

El coeficiente de seguridad también conocido como factor de seguridad N , es un número que se utiliza en ingeniería para los cálculos de diseño de elementos o componentes de maquinaria, estructuras o dispositivos en general, proporcionando un margen extra de prestaciones por encima de las mínimas estrictamente necesarias. (Budynas R. y Nisbett J. 2.008). Así, en los cálculos de resistencia mecánica, el factor de seguridad se aplica principalmente de dos maneras:

1. Multiplicando la dimensión del elemento resultante de los cálculos teóricos.
2. Dividiendo las propiedades favorables del material que determinan el diseño.

Es por ello que, en ambos casos, resulta en un dimensionamiento adicional del componente. Este sobredimensionamiento se justifica por variadas causas, como, por ejemplo: previsiones de desgaste o corrosión, posibles errores o desviaciones en las propiedades previstas de los materiales que se manejan, diferencias entre las propiedades tabuladas y las obtenibles en la realidad, tolerancias de fabricación o montaje, tolerancias por incertidumbre en las solicitaciones a que se someterá el

elemento, la propia incertidumbre del método de cálculo, etc. Estos factores de seguridad por lo general provienen de la experiencia empírica o práctica, por lo cual están tabulados y contemplados en las normas o la literatura, o bien se aplican según la experiencia personal del diseñador.

En general para el mismo tipo de elemento dependerá del tipo de uso o servicio que se le piense dar. Por ejemplo, para una máquina de uso continuo se usará un factor de seguridad mayor que para una de uso esporádico.

Finalmente se puede decir que en resistencia de materiales se aplica un coeficiente de seguridad superior o inferior dependiendo del uso del componente. Así, en el cálculo de dimensionamiento de sección de un cable para tender la ropa se utilizará un coeficiente de seguridad inferior al utilizado para ese mismo cable cuando se estudia su empleo para sustentar un ascensor. (Ver figura 14)

2.2.12 Teorías de falla.

Ahora que se sabe, como poner en evidencia la existencia de las tensiones máximas, tensiones principales, se deben relacionar con las posibilidades de falla (la pieza no cumpliría con la finalidad requerida para su funcionamiento) del elemento de máquina estudiado, con el objetivo de evitar que su falla se presente. Para ello se han formulado teorías, distintas a la expuesta al principio (conocida como de tensión normal máxima, la cual se utiliza comparando directamente s τ corte , propuesta por W.J.M. Rankine en 1.845), que se acercan definitivamente más a la predicción acertada de las condiciones de falla de un elemento de máquina, que esa primera teoría, quedando esta “primera teoría solamente para materiales frágiles”. Veamos, a continuación, algunas de las más importantes y más utilizadas en el diseño de piezas.

TIPO DE CARGA	Materiales dúctiles. Aceros.		Materiales frágiles. Fundición.	Madera
	N_u	N_y	N_u	N_u
Cargas muertas (Constantes)	2,6 - 4,2	1,25 - 2,0	4,5 - 6,5	6 - 8
Cargas repetidas, en una dirección. Choque moderado.	5 - 7	2,5 - 3,5	6,5 - 9,0	9 - 11
Cargas repetidas, invertidas. Choque moderado	7 - 9	3,5 - 5,0	10 - 13	13 - 16
Choques fuertes	10 - 15	5 - 8	15 - 20	15 - 20

Figura 14: Factores de Seguridad
Fuente: Molina M. (1.970)

2.2.13 Selección de Rodamientos

Cuando en un rodamiento se ejercen cargas radiales y de empuje, la carga equivalente es la carga radial constante que generaría la misma vida útil especificada para el rodamiento que la carga combinada. El método para calcular la carga equivalente P para tales casos se presenta en el catálogo de fabricantes y adopta la siguiente forma:

$$P = VXR + YT \quad (\text{Ec.32})$$

Dónde:

P=Carga equivalente.

V=Factor de rotación.

R=Carga radial aplicada.

T=Carga de empuje aplicada.

X=Factor radial.

Y=Factor de empuje.

Los valores de X y Y varían en función del diseño específico del rodamiento y de la magnitud de la carga de empuje con relación a la carga axial. Para indicar la carga de empuje límite, los fabricantes indican un factor al que le llaman e, si la relación $T/R > e$ se debe utilizar la ecuación (26) para calcular P, en cambio si $T/R < e$ se utiliza la siguiente ecuación:

$$P = VR \quad (\text{Ec.33})$$

2.2.14 Diseño de engranes rectos.

Para la selección de engranaje se debe realizar los siguientes cálculos:

En el sistema Si, que se aplica en engranes métricos, se define un parámetro conocido como modulo, que es recíproco del paso diametral, con el diámetro de paso d medido en milímetros.

$$M = \frac{d}{N} \quad (\text{Ec.34})$$

Una manera más práctica de definir el tamaño del diente es relacionándolo directamente con el diámetro d del círculo de paso, no con su circunferencia. El paso diametral pd es:

$$Pd = \frac{N}{d} \quad (\text{Ec.35})$$

La conversión entre el sistema modular y el sistema de paso diametral se realiza por medio de la expresión:

$$m = \frac{25.4}{Pd} \quad (\text{Ec.36})$$

El Paso circular se define como la distancia circular entre puntos correspondiente de los dientes adyacentes, medida sobre la circunferencia primitiva. Se denota por P_c y define el tamaño de los dientes de un engrane de dientes rectos. El paso circular se determina por la expresión:

$$P_c = \frac{\pi D}{N} \quad (\text{Pulg}) \quad (\text{Ec.37})$$

Donde:

N: número de dientes.

D: diámetro primitivo

Entre los dos pasos en el plano de rotación P_c y P_d existe una relación dada por:

$$Pd P_c = \pi \quad (\text{Ec.38})$$

Los diámetros de paso y los radios de paso del piñón y engrane se determinan a partir de las ecuaciones:

$$d = \frac{N}{P} \quad r = \frac{d}{2} \quad (\text{Ec.39})$$

La distancia nominal entre centros es la suma de los radios de paso:

$$C = r_p + r_g \quad (\text{Ec.40})$$

La profundidad total h_t es la suma de la altura de la cabeza y altura de la raíz:

$$h_t = a + b \quad (\text{Ec.41})$$

El diámetro exterior de cada engrane es el diámetro de paso más dos alturas de la cabeza:

$$D_{op} = dp + 2a \quad (\text{Ec.42})$$

En el caso de un piñón y rueda conectados, entendiendo que una de las condiciones que debe imperar es que ambos deben poseer el mismo paso diametral, se cumple que:

$$Pd = \frac{Np}{Dp} = \frac{Nr}{Dr} \quad (\text{Ec.43})$$

La relación de contacto se puede definir como la relación entre el arco de acción y el paso básico. La relación de contacto indica el promedio de los dientes en contacto para engranes conjugados, se denota por Rc y su valor se determina a través de:

$$Rc = \frac{z}{Pd} = \frac{z}{Pc \cos \theta} = \frac{zPd}{\pi \cos \theta} \quad (\text{Ec.44})$$

Con objeto de mantener condiciones adecuadas de funcionamiento, para los engranes de dientes rectos, se recomienda que los valores de Rc estén dentro del rango:

$$(\text{Ec.45})$$

2.2.14.1 Relación de transmisión

La relación de transmisión se define como la relación entre las velocidades angulares de piñón y rueda. Se denota por mt y se expresa por:

$$m_t = \frac{\omega_p}{\omega_r} = \frac{n_p}{n_r} = \frac{D_r}{D_p} = \frac{N_r}{N_p} > 1 \quad (\text{Ec.46})$$

Donde:

ω_r = velocidad angular de la rueda y el piñón, respectivamente (rad/seg)

n_r, n_p = velocidad angular de la rueda y el piñón, respectivamente (rpm)

En el caso de una pareja de engranes de dientes rectos, la relación de transmisión puede tomarse como una relación de diámetros primitivos o como una relación de número de dientes.

El par de torsión en la flecha del piño se determina a partir de la ecuación

$$T_p = \frac{P}{\omega_p} \quad (\text{Ec.47})$$

El par de torsión de salida es

$$T_g = M_g \quad T_p \quad (\text{Ec.48})$$

Los diámetros de paso son

$$dp = \frac{Np}{Pd} \quad dp = \frac{Ng}{Pd} \quad (\text{Ec.49})$$

La carga transmitida es la misma en los 2 engranes y se determina a partir del par de torsión y del radio de cualquiera de ellos

$$W_t = \frac{Tp}{dp/2} \quad (\text{Ec.50})$$

El componente radial de la carga es

$$W_r = W_t \tan \alpha \quad (\text{Ec.51})$$

La carga total es

$$W = \frac{W_t}{\cos \alpha} \quad (\text{Ec.52})$$

Las cargas repetidas sobre cualquier diente de piñón o del engrane son

$$W_{t \text{ alternante}} = \frac{W_t}{2} \quad W_{t \text{ medio}} = \frac{W_t}{2} \quad (\text{Ec.53})$$

2.2.14.2 Esfuerzos a fricción

Aunque la carga transmitida es igual para todos los engranes, los esfuerzos a fricción de los dientes de cada tamaño de engrane será distinta debido a que su geometría puede ser ligeramente diferente en el diente. La ecuación general para el esfuerzo de fricción viene dada por

$$\sigma_b = \frac{W_t P_d K_a K_m}{F J K_v} K_s K_B K_I \quad (\text{Ec.54})$$

W_t, P_d, K_a, K_m, K_v y K_s son comunes para todos los engranes en el conjunto, y J, K_b y K_i potencialmente distintos para cada uno de ellos.

Lo primero que hay que hacer, es calcular el ancho aproximado de la cara del engrane en función del paso diametral. Sabemos que $8 \text{ } pd < F < 16 \text{ } pd$, por lo que tomamos un valor entre ese rango recomendado

Si la maquina impulsora o impulsada tienen pares de torsión o fuerzas variando en el tiempo, entonces estas aumentaran la carga que sienten los dientes de engrane, en adición a los valores promedio.

En ausencia de una información definitiva sobre cargas dinámicas en máquinas impulsoras e impulsadas, se puede aplicar un factor de aplicación K_a . (Ver figura 15)

Factores de aplicación K_a			
Máquina impulsada	Máquina impulsora		
	Uniforme	Impacto moderado	Impacto severo
Uniforme (motor eléctrico, turbina)	1.00	1.25	1.75 o superior
Impacto ligero (motor multicilindro)	1.25	1.50	2.00 o superior
Impacto medio (motor de un solo cilindro)	1.50	1.75	2.25 o superior

Figura 15: Factores de aplicación K_a
Fuente: Tassoni (2008)

El factor de distribución de carga se estima a partir de la figura 15 con base al ancho de cara supuesto K_m (ver figura 16)

Factores de distribución de carga K_m		
Ancho de la cara in (mm)		K_m
<2 (50)		1.6
6 (150)		1.7
9 (250)		1.8
≥20 (500)		2.0

Figura 16: Factores de distribución de carga
Fuente: Tassoni (2008)

El factor de velocidad K_v se calcula a partir de la ecuación

$$K_v = \left(\frac{A}{A + \sqrt{v\ell}} \right)^B \quad (\text{Ec.55})$$

Donde

- V_t es la velocidad en la línea de paso del acoplamiento de engranes en pies por minuto (Estados Unidos) o en m/s (SI).
- El factor A viene determinado por la ecuación

$$A = 50 + 56(1 - B) \quad (\text{Ec.56})$$

- El factor B se determina mediante la ecuación

$$B = \frac{(12 - Q_v)^2}{4} \quad \text{para } 6 \leq Q_v \leq 11 \quad (\text{Ec.57})$$

En el cual Q_v es el índice de calidad del engrane de menor calidad en el acoplamiento. (Ver figura 17)

Números de calidad de engranes AGMA recomendados para varias aplicaciones	
Aplicación	Q_v
Transmisión del tambor de mezclador de cemento	3-5
Horno de cemento	5-6
Transmisiones de acerías	5-6
Cosechadora de maíz	5-7
Grúas	5-7
Prensa troqueladora	5-7
Transportador de minas	5-7
Máquina de cajas de papel	6-8
Mecanismo medidor de gas	7-9
Taladro mecánico pequeño	7-9
Lavadora de ropa	8-10
Impresora	9-11
Mecanismo de computadora	10-11
Transmisión de auto	10-11
Transmisión de antena de radar	10-12
Transmisión de propulsión marina	10-12
Transmisión de motor de aeronave	10-13
Giroscopio	12-14

Figura 17: Números de calidad de engranes AGMA

Fuente: Tassoni (2008)

AGMA todavía no ha establecido normas para factores de tamaño, y recomienda que el **factor K_s** , se defina con un valor de 1, a menos que el diseñador desee elevar su valor para tomar en consideración situaciones particulares, como por

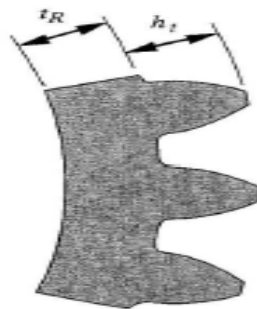
ejemplo dientes muy grandes. Un valor de 1.25 a 1.50 en dichos casos sería una hipótesis conservadora.

El factor de esmero de aro K_b fue agregado recientemente por AGMA, a fin de tomar en consideración situaciones en las cuales un engrane de gran diámetro, fabricado con aro y radios en vez de ser un disco sólido, tiene un aro de un peralte reducido, en comparación con la profundidad del diente. Estos diseños llegan a fallar a la fractura radial a través del aro, en vez de a través de la raíz de un diente. AGMA define la razón de respaldo m_B de la forma

$$m_B = \frac{t_R}{h_t} \quad (\text{Ec.58})$$

Donde

- t_R es el espesor del aro, a partir del diámetro de la raíz del diente hasta el diámetro interior del aro
- h_t es la profundidad total del diente (suma de altura de la cabeza y altura de la raíz) según se muestra en la figura 18



Parámetros para el factor de espesor del aro agma K_B

Figura 18: Números de calidad de engranes AGMA

Fuente: Tassoni (2008)

Esta razón sirve para definir el factor de peralte del aro a partir de la ecuación

$$K_B = 2m_B + 3,4 \quad m_B \quad (\text{Ec.59a})$$

$$K_B = 1 \text{ si } m_B \quad (\text{Ec.59b})$$

No se recomiendan relaciones de respaldo $< 0,5$. Los engranes de disco solido siempre tienen un $K_B = 1$

El **factor geométrico J** se calcula a partir de un algoritmo complicado, que se define en el estándar 908-B89 de AGMA. El mismo estándar también da las tablas de los factores J para dientes estándar, de profundidad total y para dientes de cabeza desigual a 25 y 50%, todos con ángulos de presión de 14.5, 20 y 25°. En estas tablas, los factores J son diferentes para el piñón y el engrane (identificados como P y G) de cada combinación de acoplamiento. Esto da como resultado niveles diferentes de esfuerzos a flexión en los dientes del piñón y en los dientes del engrane. La letra U en las tablas indica que hay rebaje con esa combinación, debido a interferencia entre la punta del diente del engrane y el flanco de la raíz del piñón. La elección entre factores J cargados en la punta o en el punto más elevado de contacto de un solo diente, deberá basarse en la precisión de manufactura del engranaje. Si las tolerancias de fabricación son pequeñas (engranes de alta precisión), entonces la distribución de carga entre dientes se puede suponer sin recurrir a tablas HPSTC. De lo contrario, lo probable es que, en el peor caso, solo un par de dientes tomara toda la carga en la punta. Según se observa en la figura 19

Factor geométrico J a flexión AGMA para dientes con cabeza larga de 25% de 20° con carga HPSTC																	
Dientes en el engrane	Dientes en el piñón																
	12		14		17		21		26		35		55		135		
	P	G	P	G	P	G	P	G	P	G	P	G	P	G	P	G	
12	U	U															
14	U	U	U	U													
17	U	U	U	U	0.36	0.24											
21	U	U	U	U	0.37	0.26	0.39	0.27									
26	U	U	U	U	0.37	0.29	0.39	0.29	0.41	0.30							
35	U	U	U	U	0.37	0.32	0.40	0.32	0.41	0.33	0.43	0.34					
55	U	U	U	U	0.38	0.35	0.40	0.36	0.42	0.36	0.44	0.37	0.47	0.39			
135	U	U	U	U	0.39	0.39	0.41	0.40	0.43	0.41	0.45	0.42	0.48	0.44	0.51	0.46	

Figura 19: Factor geométrico J

Fuente: Tassoni (2008)

Por lo tanto, el esfuerzo a fricción para los dientes del piñón es igual a

$$\sigma_b = \frac{W_t P_a K_a K_m}{F J K_v} K_s K_B K_I \quad (\text{Ec.60})$$

2.2.14.3 Esfuerzos superficiales

Debido a que los dientes de engrane acoplados sufren una combinación de rodamiento y deslizamiento en su interfaz, a continuación, se calcularán los esfuerzos superficiales. Los esfuerzos en la superficie del diente son esfuerzos de contacto hertziano, dinámicos, en combinación de rodamiento y deslizamiento. Viene dado por la siguiente ecuación

$$\sigma_c = C_p \sqrt{\frac{W_t C_a C_m C_s C_f}{F I d C_v}} \quad (\text{Ec.61})$$

Donde

W_t = Fuerza tangencial sobre el diente.

d = diámetro de paso.

F = El ancho de la cara

I = Factor geométrico superficial no dimensional para la resistencia a la picadura.

C_p = Coeficiente elástico que toma en consideración las diferencias constantes de los materiales del engrane y del piñón.

Los factores C_a, C_m, C_s, C_v son iguales, respectivamente a K_a, K_m, K_v, K_s según fueron definidos para la ecuación de esfuerzos a flexión (Ec.60)

El **factor de geometría superficial I** toma en consideración los radios de curvatura de los dientes del engrane y el ángulo de presión. AGMA define una ecuación para I:

$$I = \frac{\cos}{\left(\frac{1}{P_p} \pm \frac{1}{P_g}\right) dp} \quad (\text{Ec.62a})$$

Donde

P_p y P_g son los radios de curvatura del piñón y el engrane respectivamente.

ϕ es el ángulo de presión.

d_p es el diámetro de paso del piñón

El signo \pm toma en consideración engranajes externos e internos, siendo utilizado el signo superior para engranajes externos.

Los radios de curvatura de los dientes se calculan a partir de la geometría de acoplamiento:

$$\rho_p = \sqrt{\left(r_p + \frac{1+x_p}{P_d}\right)^2 - \left(r_p \cos \phi\right)^2} \frac{\pi}{P_d} \cos \phi \quad (\text{Ec.62b})$$

$$\rho_g = C \sin \phi \quad \rho_p \quad (\text{Ec.62c})$$

Donde

P_d es el paso diametral.

r_p es el radio de paso del piñón

ϕ es el ángulo de presión

C es la distancia entre centros del piñón y el engrane

x_p es el coeficiente de cabeza del piñón, que es igual al porcentaje de elongación de cabeza para dientes con desigual altura de cabeza. En el caso de dientes estándar de profundidad, $x_p = 0$. Para dientes con cabeza larga del 25%, $x_p = 0,25$, etc. En la ecuación 333c, utilice el signo superior para un engrane externo y el inferior para uno interno.

El coeficiente elástico C_p toma en consideración diferencias de materiales del diente y se determina a partir de

$$C_p = \sqrt{\frac{1}{\pi \left[\left(\frac{1-V_p^2}{E_p} \right) + \left(\frac{1-V_g^2}{E_g} \right) \right]}} \quad (\text{Ec.63})$$

Donde

E_p y E_g son respectivamente los módulos de elasticidad del piñón y el engrane.

V_p y V_g son sus relaciones de poisson respectivas.

Las unidades de C_p son $(psi)^{0.5}$ o $(Mpa)^{0.5}$

La figura 20 muestra valores de C_p para diversas combinaciones comunes de materiales engrane y piñón, con base en un $\nu=0,3$ supuesto para todos los materiales.

Coeficiente elástico AGMA C_p en unidades de $[psi]^{0.5}$ ($[MPa]^{0.5}$)*							
Material del piñón	E_p psi (MPa)	Material del engrane					
		Acero	Hierro maleable	Hierro nodular	Hierro fundido	Bronce al aluminio	Bronce al estaño
Acero	30E6 (2E5)	2 300 (191)	2 180 (181)	2 160 (179)	2 100 (174)	1 950 (162)	1 900 (158)
Hierro maleable	25E6 (1.7E5)	2 180 (181)	2 090 (174)	2 070 (172)	2 020 (168)	1 900 (158)	1 850 (154)
Hierro nodular	24E6 (1.7E5)	2 160 (179)	2 070 (172)	2 050 (170)	2 000 (166)	1 880 (156)	1 830 (152)
Hierro fundido	22E6 (1.5E5)	2 100 (174)	2 020 (168)	2 000 (166)	1 960 (163)	1 850 (154)	1 800 (149)
Bronce al aluminio	17.5E6 (1.2E5)	1 950 (162)	1 900 (158)	1 880 (156)	1 850 (154)	1 750 (145)	1 700 (141)
Bronce al estaño	16E6 (1.1E5)	1 900 (158)	1 850 (154)	1 830 (152)	1 800 (149)	1 700 (141)	1 650 (137)

* Los valores de E_p de esta tabla son aproximados, y se aplicó $\nu = 0.3$ como aproximación de la razón de Poisson para todos los materiales. De haber disponibles cifras más precisas para E_p y para ν , deberán aplicarse en la ecuación 11.23 para obtener C_p .

Figura 20: Coeficiente elástico C_p
Fuente: Tassoni (2008)

El **Factor de terminado superficial C_F** se aplica para tomar en consideración acabados superficiales anormalmente ásperos en los dientes de engrane. AGMA todavía no ha establecido normas para factores de acabado superficial y recomienda que C_f se defina igual a 1 para aquellos engranes que se fabriquen mediante métodos convencionales. Su valor se incrementa para tomar en consideración acabados superficiales extraordinariamente ásperos, o por la presencia conocida de esfuerzos residuales detrimentales.

2.2.14.4 Materiales para engranes

Solo un número limitado de metales y aleaciones son adecuados para engranes que transmitan potencia importante (ver figura 19). Los aceros, hierros fundidos y maleables y los hierros nodulares son las selecciones más comunes para engranes. Se recomienda un endurecimiento superficial o en la masa (en aquellas aleaciones que lo permitan) a fin de obtener resistencia mecánica suficiente y resistencia al desgaste. Donde se requiere una elevada resistencia a la corrosión, como en entornos marinos, a menudo se utilizan bronces. La combinación de un engrane de bronce y un piñón de acero tiene ventajas en términos de compatibilidad y conformidad de materiales, y a menudo esta combinación también se utiliza en aplicaciones no marinas.

2.2.14.5 Resistencia a la fatiga por flexión AGMA de materiales para engranes

La fórmula de corrección para la resistencia a la fatiga a flexion de los engranes es:

$$S_{fb} = \frac{KL}{KTKR} S_{fb'} \quad (\text{Ec.64})$$

Donde

S_{fb}' es la resistencia a la fatiga a flexion AGMA

S_{fb} es la resistencia corregida

Los factores K son los modificadores, que toman en consideración diversas condiciones.

Factor de vida K_L . Dado que los datos de prueba están preparados para una vida de $1E7$ ciclos, un ciclo de vida más breve o más largo requerirá la modificación de la resistencia a la fatiga a flexión, con base en la razón S-N del material. En este caso, el número de ciclos de carga se define como el número de contactos de acoplamiento bajo carga, del diente de engrane que se está analizando. La figura 21 muestra curvas S-N para resistencia a la fatiga a la tensión de los aceros con varias resistencias a la tensión diferentes, según quedan definidos por sus números de dureza Brinell. Las ecuaciones adecuadas a las curvas también aparecen en la figura para cada una de las líneas S-N. Estas ecuaciones son aplicables para calcular el factor K_L apropiado para el número requerido de ciclos de carga N .

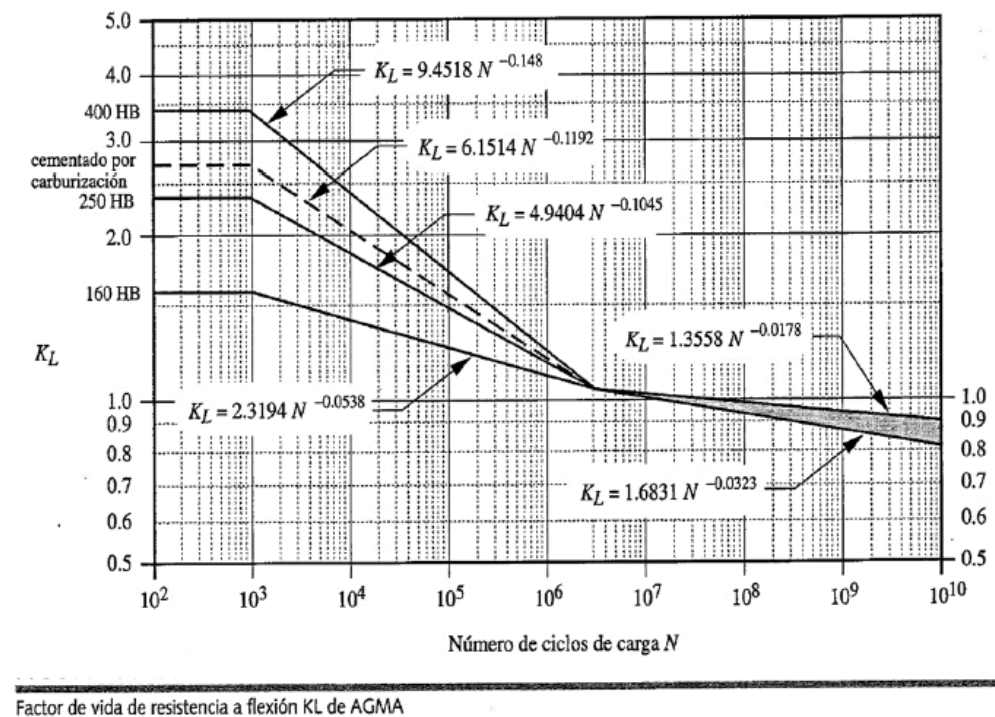


Figura 21: Factor de vida de resistencia K_L de AGMA
Fuente: Tassoni (2008)

Factor de temperatura K_T : La temperatura del lubricante es una medida razonable de la temperatura del engrane. Para acero con temperatura de aceite de hasta 250 °C, K_T puede ser igual a 1. Para temperaturas superiores se estima K_T a partir de

$$K_T = \frac{460 + T_F}{620} \quad (\text{Ec.65})$$

Donde T_F es la temperatura del aceite en °C.

Factor de confiabilidad K_R : Los datos de resistencia AGMA se basan en una posibilidad estadística 1 falla cada 100 muestras (es decir, una confiabilidad del 99%). Si esto es satisfactorio, deje a K_R igual a 1. Si lo que desea es un factor de confiabilidad superior o inferior, (ver figura 22).

Factor K_R de AGMA	
Porcentaje de confiabilidad	K_R
90	0.85
99	1.00
99.9	1.25
99.99	1.50

Figura 22: Porcentaje de confiabilidad K_R
Fuente: Tassoni (2008)

Datos de resistencia a la fatiga por flexión: La figura 22 muestra la resistencia a la fatiga por flexión AGMA para varios materiales para engranes de uso común. La norma AGMA también define las especificaciones de tratamiento térmico cuando son aplicables. En la figura 23 aparece un trazo, que muestra los rangos de resistencia a la fatiga por flexión AGMA para aceros, en función de su dureza Brinell.

Para conseguir los valores de resistencia de la figura 23 y 24, deberá especificarse el material que cumpla con dicho estándar.

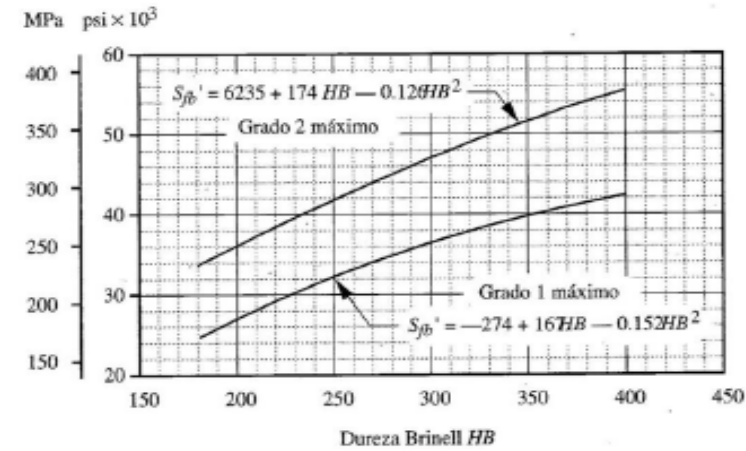
2.2.14.6 Resistencia a la fatiga superficial AGMA para materiales de engranes

Identificaremos los datos de resistencia a la fatiga superficial AGMA como S_{fc}' . A fin de obtener lo que nosotros designaremos como la resistencia a la fatiga superficial corregida para engranes S_{fc} es necesario aplicar cuatro factores de corrección a los datos AGMA publicados

$$S_{fc} = \frac{C_L C_H}{C_T C_R} S_{fc}' \quad (\text{Ec.66})$$

Resistencias a la fatiga por fricción S_{fb}' de AGMA para una selección de materiales de engrane*						
Material	Clase AGMA	Designación del material	Tratamiento térmico	Dureza superficial mínima	Resistencia a la fatiga por flexión	
					psi x 10 ³	MPa
Acero	A1-A5		Endurecido en la masa	≤ 180 HB	25-33	170-230
			Endurecido en la masa	240 HB	31-41	210-280
			Endurecido en la masa	300 HB	36-47	250-325
			Endurecido en la masa	360 HB	40-52	280-360
			Endurecido en la masa	400 HB	42-56	290-390
			Endurecido con llama o por inducción	Patrón de tipo A 50-54 HRC	45-55	310-380
			Endurecido con llama o por inducción	Patrón de tipo B	22	150
			Carburizado y cementado	55-64HRC	55-75	380-520
			AISI 4140 Nitruizado	84.6 15N	34-45	230-310
			AISI 4340 Nitruizado	83.5 15N	36-47	250-325
Nitralloy 135M Nitruizado	90.0 15N	38-48	260-330			
Nitralloy N Nitruizado	90.0 15N	40-50	280-345			
Cromo al 2.5% Nitruizado	87.5-90.0 15N	55-65	380-450			
Hierro fundido	20	Clase 20	como está fundido		5	35
	30	Clase 30	como está fundido	175 HB	8	69
	40	Clase 40	como está fundido	200 HB	13	90
Hierro nodular (dúctil)	A-7-a	60-40-18	Recocido	140 HB	22-33	150-230
	A-7-c	80-55-06'	Templado y revenido	180 HB	22-33	150-230
	A-7-d	100-70-03	Templado y revenido	230 HB	27-40	180-280
	A-7-e	120-90-02	Templado y revenido	230 HB	27-40	180-280
Hierro maleable (perlítico)	A-8-c	45007		165 HB	10	70
	A-8-e	50005		180 HB	13	90
	A-8-f	53007		195 HB	16	110
	A-8-i	80002		240 HB	21	145
Bronce	Bronce 2	AGMA 2C	Fundición en arena	Resistencia a la tensión 40 ksi mínima	5.7	40
	Al/Br 3	Aleación ASTM B-148 78 954	Con tratamiento térmico	Resistencia a la tensión 90 ksi mínimo	23.6	160

Figura 23: Resistencia a la fatiga por fricción
Fuente: Tassoni (2008)



Resistencias S_{fb}' a la fatiga por flexión AGMA para aceros*

Figura 24: Resistencia a la fatiga por flexión
Fuente: Tassoni (2008)

Donde

S_{fc}' es la resistencia a la fatiga superficial publicada

S_{fc} es la resistencia corregida

Los factores C_T y C_R son idénticos, respectivamente, a los factores K_T y K_R y se elige según se describió en la sección anterior.

El factor de vida C_L tiene la misma finalidad que K_L , pero hace referencia a un diagrama S-N diferente (ver figura 25)

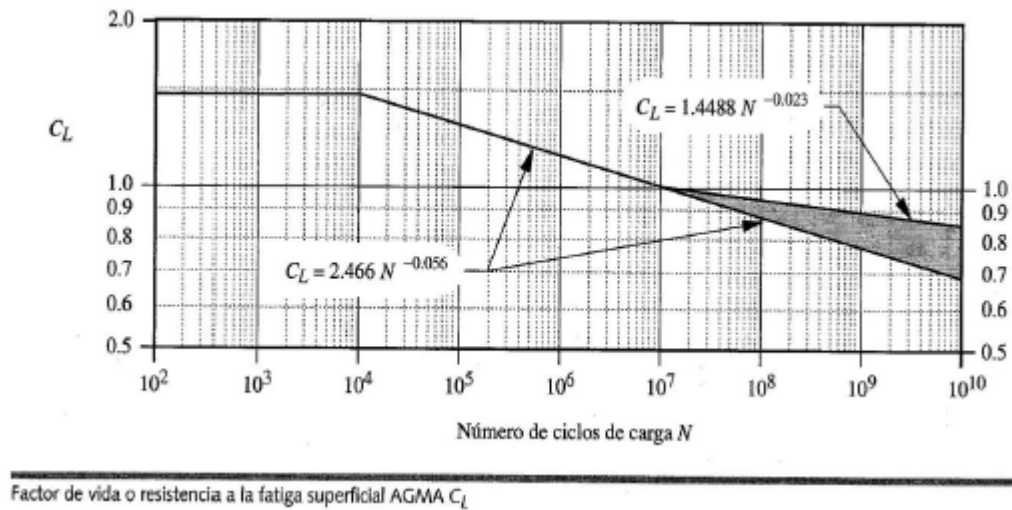


Figura 25: Factor de resistencia a la fatiga superficial
Fuente: Tassoni (2008)

Factor de dureza C_H : Este factor es función de la razón del engrane y de la dureza relativa del piñón y del engrane. C_H es el numerador de la ecuación 222 y siempre es ≤ 1 , por lo que actúa para incrementar la resistencia aparente del engrane. Toma en consideración situaciones en las cuales los dientes del piñón son más duros que los dientes del engrane, y, por lo tanto, durante el periodo de rodamiento endurecen por trabajo la superficie de los dientes del engrane. C_H solo se aplica a la resistencia de los dientes del engrane y no al piñón. Se sugieren en el estándar dos fórmulas para su cálculo. La elección de una o de la otra dependerá de la dureza relativa de los dientes del piñón o del engrane.

Para piñones endurecidos en su masa que operan contra engranes endurecidos en su masa:

$$C_H = 1 + A(M_G - 1) \tag{Ec.67a}$$

Donde M_G es la razón de engranes y A se determina a partir de

$$\text{Si } \frac{HB_P}{HB_G} < 1,2 \text{ entonces } A = 0 \tag{Ec.67b}$$

$$\text{Si } 1,2 \leq \frac{HB_P}{HB_G} \leq 1,7 \text{ entonces } A = 0,008 98 \frac{HB_P}{HB_G} - 0,008 29 \tag{Ec.67b}$$

$$\text{Si } \frac{HB_P}{HB_G} > 1,7 \text{ entonces } A = 0,00698 \tag{Ec.67d}$$

Donde HB_P y HB_g son las durezas Brinell del piñón y del engrane respectivamente.

Para piñones endurecidos superficialmente ($> 48 HRC$) que operan contra engranes endurecidos en su masa, C_H se determina a partir de

$$C_H = 1 + B(450 - HB_g) \quad (Ec.68)$$

2.2.15 Potencia

Por definición la potencia transmitida se obtiene entonces de:

$$Pot = \frac{2\pi Tn}{(33000)(12)} = \frac{W_t V}{33000} = \frac{Tn}{63000} \quad (Ec.69)$$

Donde:

Pot: potencia transmitida en hp.

W_t : en lb y la velocidad en ft/min-1

T: momento de torsión, lb/pulg

N: velocidad de rotación, rpm

V: velocidad periférica, Pie/min

2.3 Definición de términos básicos.

El módulo de Young o módulo de elasticidad longitudinal: es un parámetro que caracteriza el comportamiento de un material elástico, según la dirección en la que se aplica una fuerza.

Recocido: Cuando un material se trabaja en frío o en caliente, se inducen esfuerzos residuales; además el material suele adquirir una dureza mayor debido a estas operaciones de trabajo, que cambian la estructura del material de tal manera que ya no puede ser representado por el diagrama de equilibrio. El material que se va a recocer se calienta a una temperatura aproximadamente $100^\circ F$ por encima de la temperatura crítica. Se mantiene a esta temperatura durante un tiempo suficiente para dejar que el carbono se disuelva y se difunda a través del material. Luego se permite que el objeto tratado se enfríe lentamente, por lo general, en el horno en el cual se trató.

Templado: La rapidez de enfriamiento controlado se llama templado. El templado suave se obtiene al enfriar el acero al aire, lo que, como se ha visto, se obtiene mediante el proceso de normalizado. Los medios más usados para el templado son el aire y el aceite. El templado en aceite resulta muy lento, pero evita las grietas de templado causadas por la rápida dilatación del elemento tratado. El templado en agua se usa para aceros al carbono y para aceros al medio carbono de baja aleación.

Revenido: Los esfuerzos internos pueden eliminarse mediante el proceso de bajo calentamiento llamado alivio de esfuerzos, o por medio de una combinación de alivio de esfuerzos y suavizado que recibe el nombre de revenido o regulación. Después que la pieza se ha endurecido completamente al templarse por encima de la temperatura crítica, se recalienta hasta determinada temperatura menor que la crítica durante un cierto tiempo y luego se permite que se enfríe en aire quieto.

Radios de curvatura: Es una magnitud que mide la curvatura de un objeto geométrico tal como una línea curva, una superficie o más en general una variedad diferenciable embebida en un espacio euclídeo.

La fibra neutra, línea neutra o eje neutro: es la superficie material curva, de una pieza alargada o de una placa, deformada por flexión, que separa la zona comprimida de la zona traccionada.

Un diagrama de cuerpo libre: es un boceto de un objeto de interés despojado de todos los objetos que lo rodean y mostrando todas las fuerzas que actúan sobre el cuerpo.

Tamaño nominal: Tamaño para designar un elemento. Por ejemplo, se especifica un tubo de 112 pulg o un perno de 12 pulg. El tamaño teórico o el tamaño real medido pueden ser muy diferentes. El tamaño teórico de un tubo de 112 pulg tal vez sea 1.900 pulg en su diámetro exterior. Y el diámetro del perno de 12 pulg, en realidad puede medir 0.492 pulg.

Límites: Dimensiones máximas y mínimas establecidas.

Tolerancia: Diferencia entre los dos límites.

Tolerancia bilateral: Variación en ambas direcciones a partir de la dimensión básica. Es decir, el tamaño básico se encuentra entre los dos límites; por ejemplo, 1.005 ± 0.002 pulg. No es necesario que las dos partes de la tolerancia sean iguales.

Tolerancia unilateral: Dimensión básica que se toma como uno de los límites, de la cual se permite una variación sólo en una dirección.

Holgura: Término general que se refiere al acoplamiento de partes cilíndricas como un perno y un agujero. La palabra “holgura” sólo se emplea cuando el diámetro del elemento interno es menor que el del elemento externo. La holgura diametral es la diferencia medida en los dos diámetros. La holgura radial es la diferencia entre los dos radios.

Interferencia: Es lo opuesto de la holgura, para el acoplamiento de partes cilíndricas, donde el elemento interno es mayor que el elemento externo.

Margen: Es la holgura mínima o la interferencia máxima establecida para partes ensambladas. Cuando se ensamblan varias partes, la holgura (o interferencia) depende de las dimensiones y tolerancias de las partes individuales.

Esfuerzos de contacto: Cuando dos cuerpos con superficies curvas se presionan entre sí, el contacto puntual o lineal cambia a un área de contacto, y los esfuerzos que se desarrollan en los dos cuerpos son tridimensionales. Los problemas del esfuerzo de contacto se originan en el contacto de una rueda y un riel, en el árbol de levas y los balancines, en los dientes de engranes acoplados y en la acción de los cojinetes de bolas. Las fallas usuales se ven como grietas, picaduras o escamado en la superficie del material. El caso más general del esfuerzo de contacto ocurre cuando cada cuerpo en contacto tiene un radio de curvatura doble; es decir, cuando el radio del plano de rodamiento es diferente del radio de un plano perpendicular y ambos planos pasan por el eje de la fuerza de contacto. Aquí sólo se consideran los dos casos especiales de esferas y cilindros en contacto. Los resultados que se presentan fueron obtenidos por Hertz y, por lo tanto, con frecuencia se les conoce como esfuerzos hertzianos.

Flecha: Una flecha es un elemento rotatorio, por lo general de sección transversal circular, que se emplea para transmitir potencia o movimiento. Ella constituye el eje de rotación u oscilación de elementos como engranes, poleas, volantes de inercia, manivelas, catarinas y miembros similares y, además, controla la geometría de su movimiento.

Transmisión de par de torsión: Muchas flechas sirven para transmitir un par de torsión de un engrane o polea de entrada, a través del eje, a un engrane o polea de salida. Por supuesto, el eje debe tener el tamaño adecuado para soportar el esfuerzo y la deflexión por torsión. También es necesario proporcionar un medio para transmitir el par de torsión entre el eje y los engranes. Los elementos comunes para transmitir el par de torsión son:

- Cuñas
- Ejes estriados
- Tornillos de fijación
- Pasadores

- Ajustes a presión o por contracción

- Ajustes ahusados

Además de transmitir el par de torsión, muchos de estos dispositivos están diseñados para fallar si el par de torsión excede ciertos límites de operación aceptables, con lo que se protege a los componentes más caros.

Componentes diversos de los ejes

Tornillos de fijación: A diferencia de los pernos y de los tornillos de cabeza que dependen de la tensión para desarrollar una fuerza de sujeción, los tornillos de fijación se basan en la compresión para desarrollar tal fuerza. La resistencia al movimiento axial de un collarín o de una masa con relación al eje se llama capacidad de sujeción. Dicha capacidad de sujeción, que en realidad es una fuerza de

resistencia, se debe a la resistencia de fricción de las partes en contacto del collarín y del eje, así como a cualquier penetración ligera del tornillo de fijación en el eje.

Cuñas y pasadores: Las cuñas y los pasadores se utilizan sobre ejes para fijar elementos rotatorios, como engranes, poleas o ruedas. Las cuñas se emplean para permitir la transmisión del par de torsión del eje al elemento que soporta. Los pasadores se usan para posicionar axialmente y para transferir el par de torsión o empuje, o ambos.

Anillos de retención: Con frecuencia se emplea un anillo de retención, en lugar de un hombro de eje o un manguito, para posicionar axialmente un componente sobre un eje o en un agujero de alojamiento.

Límites y ajustes

Tamaño básico: es el tamaño al cual se asignan límites o desviaciones y es el mismo para ambos elementos del ajuste.

Desviación: es la diferencia algebraica entre un tamaño y el tamaño básico correspondiente.

Desviación superior: es la diferencia algebraica entre el límite máximo y el tamaño básico correspondiente.

Desviación inferior: es la diferencia algebraica entre el límite mínimo y el tamaño básico correspondiente.

Desviación fundamental: es la desviación superior o inferior, en función de cuál se aproxime más al tamaño básico.

Tolerancia: es la diferencia entre los límites de tamaño máximo y mínimo de una parte.

Grado de tolerancia internacional: es el conjunto de números IT (siglas en inglés de la tolerancia internacional) que designan grupos de tolerancia tales que las tolerancias de un número IT en particular tengan el mismo nivel relativo de exactitud, pero varíen según el tamaño básico.

Agujero base: representa un sistema de ajustes correspondientes a un tamaño de agujero básico.

Árbol base: representa un sistema de ajustes correspondiente a un tamaño de eje básico. La desviación fundamental es h. Aquí no se incluye al sistema de eje base.

Normas y definiciones de roscas

El paso: es la distancia entre dos cuerdas adyacentes, medida en forma paralela al eje de la rosca. El paso en unidades inglesas es el recíproco del número de cuerdas por pulgada N.

El diámetro mayor d: es el diámetro más grande de una rosca de tornillo.

El diámetro menor (o raíz) dr: es el diámetro más pequeño de una rosca de tornillo.

El diámetro de paso dp: es un diámetro teórico entre los diámetros mayor y menor.

Tornillo de Potencia: Un tornillo de potencia es un dispositivo que se utiliza en maquinaria para cambiar el movimiento angular a movimiento lineal y, por lo general, para transmitir potencia. Entre las aplicaciones familiares se incluyen los tornillos de tornos y los tornillos para prensas de banco, prensas de sujeción y gatos.

Los engranes rectos: Tienen dientes paralelos al eje de rotación y se emplean para transmitir movimiento de un eje a otro eje paralelo. De todos los tipos, el engrane recto es el más sencillo, razón por la cual se usará para desarrollar las relaciones cinemáticas básicas de la forma de los dientes.

El círculo de paso: Es un círculo teórico en el que por lo general se basan todos los cálculos; su diámetro es el diámetro de paso. Los círculos de paso de un par de engranes acoplados son tangentes entre sí.

Un piñón: Es el menor de dos engranes acoplados; a menudo, el mayor se llama rueda.

El paso circular p: Es la distancia, medida sobre el círculo de paso, desde un punto en un diente a un punto correspondiente en un diente adyacente. De esta manera, el paso circular es igual a la suma del espesor del diente y del ancho del espacio.

El módulo m: Representa la relación del diámetro de paso con el número de dientes. La unidad de longitud que suele emplearse es el milímetro. El módulo señala el índice del tamaño de los dientes en unidades SI.

El paso diametral P: Está dado por la relación del número de dientes en el engrane respecto del diámetro de paso. Por lo tanto, es el recíproco del módulo. Debido a que el paso diametral se utiliza sólo con unidades del sistema inglés, se expresa en dientes por pulgada.

El círculo del claro: Es un círculo tangente al círculo de la raíz del engrane acoplado. El claro c está dado por la cantidad por la que la raíz en un engrane dado excede la cabeza de su engrane acoplado. El huelgo se determina mediante la cantidad por la cual el ancho del espacio de un diente excede el grosor o espesor del diente de acoplamiento medido en los círculos de paso.

CAPÍTULO III

MARCO METODOLÓGICO

En cada trabajo se debe evidenciar un marco metodológico, lo que permite definir los pasos y procedimientos que se realizarán para el cumplimiento y garantizar los objetivos que se cumplirán. En la metodología se incluye el tipo de investigación y todos los elementos que serán usados para realizar dicha investigación, es un proceso mediante el cual se dará respuesta a la situación problemática planteada.

3.1 Tipo de investigación

La investigación por realizar será del tipo “proyecto factible”, puesto que en este trabajo se plantea el diseño de una máquina para doblar laminas, en el proceso de fabricación de rodillos y tambores motrices en la empresa ROLLERS CONVEYORS S.A., ubicada en Guacara, Edo. Carabobo. Con el propósito de mejorar las condiciones de trabajo.

Según Pardo (2003) el abordar de forma apropiada este tipo de investigación permite realizar un análisis interpretativo del escenario, para obtener resultado en una propuesta de diseño en base a un plan de “proyecto factible” orientado a resolver un problema. Se necesita revisar y observar el proceso de calandrado existente en la empresa y estudios similares para el doblado de láminas, y todo lo referente con el proceso.

El “proyecto factible” tendrá apoyo en una investigación de tipo documental, de campo, o en un esquema que contenga ambas modalidades.

3.2 Diseño de la investigación

Según Fidias Arias (2004) “El nivel de investigación se refiere al grado de profundidad con que se elabora un fenómeno u objeto de estudio” (p.21). Siendo la investigación de campo la que se llevara a cabo para la elaboración y desarrollo de este trabajo.

La investigación de campo y la documental, se pueden realizar a nivel exploratorio, descriptivo y explicativo, según Ramírez, (1999) “la investigación de campo puede ser extensiva, cuando se realiza en muestras o en poblaciones enteras, e intensiva cuando se concentra en casos particulares, sin la posibilidad de generalizar resultados” (p.49).

3.3 Nivel de la Investigación

“Es el grado de profundidad con el que se realiza el estudio, en este sentido la investigación podrá ser: exploratoria, descriptiva o explicativa” (Arias, 2006). De acuerdo con esto, el nivel del presente trabajo se corresponde al descriptivo, el cual “consiste en describir y analizar sistemáticamente características homogéneas de los fenómenos estudiados según la realidad, esto va más a la búsqueda de aquellos aspectos que desean conocer y de los que se pretende obtener respuestas” (Bavaresco, 2002). Es por ello, que la actual investigación busca realizar el diseño de una máquina para el proceso de calandrado de láminas metálicas, para la empresa Rollers Conveyors S.A generando así conclusiones y recomendaciones específicas para la posible construcción de la maquinaria.

3.4 Población y Muestra

Todo estudio implica, en la fase de diseño, la determinación del tamaño poblacional y muestra necesario para su ejecución. Así mismo, Stracuzzi (2003), define a la población de una investigación como el conjunto de unidades de las que se desea obtener información y sobre las que se van a generar conclusiones. La población puede ser definida como el conjunto finito o infinito de elementos, personas o cosas pertinentes a una investigación y que generalmente suele ser inaccesible. Por lo tanto, la población que se va estudiar estaría constituida por todos aquellos expertos que forman parte en el proceso de doblado.

3.5 Técnicas e instrumentos de recolección de datos

Para llevar a cabo la investigación se utilizaron tres instrumentos fundamentales, uno de ellos es la revisión documental, la cual “se trata del acopio de los antecedentes relacionados con la investigación, se realiza por la consulta de

documentos escritos, sean formales o no, en los que se plasmará un conocimiento que fue avalado por autores que realizaron una investigación previa” (Delgado de Smith. 2013).

Además, se utilizará la entrevista: la cual “consiste en la obtención de los datos de manera verbal por parte de un sujeto informante” Bavareso (1994), (p.86). con estas entrevistas logramos obtener las opiniones de las personas involucradas con el proceso con la realización de preguntas, y poder obtener la mayor información posible.

3.6 Fases de la investigación

Rodríguez, Yajaira (2003), describe que, los procedimientos a seguir para el logro de los objetivos planteados se pueden organizar en fases o etapas, lo que permitirá el procesamiento de los datos en forma organizada. Para ello fue necesario realizar las siguientes fases:

Fase I: Evaluar el doblado de láminas realizado actualmente en la empresa

- Observar e identificar todos los componentes del equipo utilizado para el doblado de láminas.
- Realizar entrevistas no estructuradas a todo el personal involucrado en el doblado de laminas
- Observar el procedimiento para la fabricación de los rodillos y tambores motrices

Fase II: Realizar estudios del proceso de doblado de láminas y proponer diseños adecuados a los procedimientos.

- Calcular la fuerza necesaria para el doblado de la máquina.
- Calcular la potencia del motor a emplear.
- Realizar el estudio de los elementos de transmisión de potencia presentes.
- Estructurar el cuerpo de la máquina.
- Presentar propuestas de diseño.

Fase III Efectuar el diseño de la propuesta seleccionada.

- Calcular los beneficios que se logran con este diseño en la realización de este diseño.

Fase IV: Realizar un estudio de factibilidad económica del proyecto.

- Estudiar el costo actual en el mercado, de los materiales a utilizar en la fabricación.
- Comparar los costos de fabricación estimados con el presupuesto inicial indicado.

Fase V: Analizar costo-beneficio en la realización del proceso de calandrado dentro de la empresa ROLLERS CONVEYORS S.A

Analizar los beneficios obtenidos por la empresa al realizar el proceso de doblado de láminas en sus instalaciones utilizando la maquina diseñada.

CAPÍTULO IV

RESULTADOS

En este capítulo se presentan los resultados obtenidos, luego de aplicar la investigación de tipo proyecto factible. El desarrollo fue llevado a cabo cumpliendo con todas de las fases descritas para lograr cada objetivo.

A la hora de diseñar una calandria, hay que tener en cuenta, que este proceso no es está estandarizado, se podría decir que es una mezcla entre el proceso de laminación, donde hacemos pasar láminas con cierto espesor, de por ejemplo acero, a través de una cantidad determinada de rodillos que se encuentran cada vez más juntos para ir reduciendo su espesor, y de un proceso de doblado de láminas, donde con la ayuda de un punzón, se le aplica la fuerza necesaria para pasar el límite elástico de un material para que se deforme y mantenga la posición deseada. Debido a esto pueden existir muchas formas diferentes sobre como diseñar esta máquina, pero con este diseño se ha tratado de que sea la forma más completa posible y que presente los resultados más ajustados a las necesidades de la empresa Rollers Conveyors S.A.

4.1 Evaluar el doblado de láminas realizado actualmente en la empresa

Actualmente en la empresa Rollers Conveyors existe una calandra, la cual realiza el proceso de calandrado de manera manual, para su funcionamiento es necesario un numero de dos operadores, esta máquina es pequeña y solo puede hace el doblado de láminas de hasta 2 mm de espesor, esto debido a sus limitaciones por diseño y materiales utilizados. Hoy en día solo se utiliza para dar cierto doblez a piezas pequeñas.

Esta máquina (ver figura 26) está compuesta por una serie de elementos más simples, pudiendo definir como elementos de máquinas todas aquellas piezas o elementos más sencillos que correctamente ensamblados constituyen una máquina completa y en funcionamiento.

Estos elementos de máquinas no tienen que ser necesariamente sencillos, pero si ser reconocibles como elemento individual, fuera de la máquina de la que forma parte, o de las máquinas de las que puede formar parte.

Identificando y observando la maquina utilizada para el proceso de calandrado dentro de la empresa Roller conveyors C.A. se pudo evidenciar que esta es de fabricación artesanal, con materiales nada apropiados, realizando un calandrado de láminas con muchos defectos.

Para el reconocimiento de los elementos que componen esta máquina se consultó con los operadores de esta indicando los siguientes elementos:

Como principal elemento tenemos tres rodillos, un rodillo superior y dos rodillos inferiores.

Rodamiento, estos soportan los rodillos y cargas ejercidas sobre ellos.

Un sistema de transmisión de potencia compuesto por: piñón, catalina, cadenas

Palanca de accionamiento manual, en esta se aplica la fuerza que será transmitida a los rodillos.

Bastidor, estructura compuesta de vigas longitudinales y transversales unidas entre sí, permitiendo fijar en ella los demás elementos de la maquina soportando las cargas ejercidas.

4.2 Presentar la propuesta en cuanto al diseño de la máquina más ajustada y evidenciar mediante cálculos los beneficios de su implementación

El sistema de transmisión de fuerza para doblar la lámina de hierro negro está compuesto por un soporte tensor de rodamientos de bolas el cual se desplaza por el riel del bastón, este soporte tensor se desplaza debido a un tornillo que ejerce la fuerza así graduando la altura del rodillo superior para lograr el radio de curvatura deseado. De igual manera se debe aplicar potencia a los rodillos inferiores para que estos giren y realicen el desplazamiento de la lámina logrando que esta se deforme en su totalidad.



Figura 26: Calandra manual
Fuente: Aguiar-Leo (2018)

En el sistema se analizaron aquellos componentes que realizan una transmisión de fuerza, esta fuerza será transmitida a la lámina de acero, que se le realizará un proceso de calandrado. Como primer componente se tienen un par de rodillos de arrastre los cuales generan una fuerza de rodadura en el sistema y un rodillo superior que debido a su accionar permite la forma cilíndrica de la lámina.

Los rodillos inferiores al arrastrar la lámina producen una fuerza de roce en el sistema. Además, cuando la lámina es sometida a la acción del cilindro curvador para adoptar la forma cilíndrica

Donde

$$F_1 = \text{Fuerza por unidad de longitud}$$

La presión ejercida debe ser superior al esfuerzo de fluencia de la lámina con esto se logra la deformación permanente, para garantizar tal deformación

El material seleccionado para la elaboración de los rodillos es un acero AISI 4340, debido a su alta resistencia siendo este el más utilizado en los procesos de construcción de ejes.

Las propiedades de interés en este tipo de acero son las siguientes:

- $E= 207. \text{ GPa}$
- $S_y=1076 \text{ MPa}$

4.2.1 Cálculo de fuerza necesaria para doblar la lámina

Para calcular la fuerza necesaria para doblar una lámina, se decidió realizar los cálculos con una lámina de acero AISI 1030, ya que sería uno de los aceros más fuertes a ser trabajados con esta máquina, y porque además presenta unas características físicas y mecánicas que dan a entender que la fuerza obtenida es crítica, debido a su alto límite elástico y su resistencia máxima a la tensión. Las características de la lámina a estudiar son las siguientes:

- $E= 207. \text{ GPa}$
- $S_y=454 \text{ MPa}$
- Ancho: 2400 mm
- Largo: 1200 mm
- Espesor máximo: 5 mm

Sustituyendo estos valores en la ecuación 1

Siendo

- $l = 80 \text{ mm}$
- $K_{bf} = 1.3$ (ya que lo analizaremos como un doblado en V)

Se obtiene.

$$F=442.650 \text{ N}$$

4.2.2 Cálculo de los rodillos

Para la longitud de los rodillos se debe conocer las dimensiones comerciales de las láminas. Nos encontramos con una longitud máxima de 2400 mm, por lo que asumimos una longitud considerable de 200 mm mayor para dejar cierto margen a cada lado de la lámina para que su manejo no tenga que ser tan exacto a la hora de colocarla dentro de la máquina. La longitud la total del rodillo será de 3000 mm y la

indicada anteriormente será la longitud efectiva del rodillo, la que estará en contacto con la lámina.

El diseño de ejes tradicional se realiza mediante la siguiente ecuación 29

$$D = \left[\frac{32N}{\pi} \sqrt{\left(\frac{K_t M_f}{S_n}\right)^2 + \frac{3}{4} \left(\frac{M_T}{S_y}\right)^2} \right]^{\frac{1}{3}}$$

Donde la potencia que es transmitida genera torsión y las fuerzas transversales actúan en el mismo plano. En tales casos, primero se elabora las gráficas de momento de flexión para dos planos perpendiculares. Después, se calcula el momento de flexión resultante en cada punto de interés.

Para este proceso en particular, en los rodillos no se producen momentos totalmente alternantes, debido a que la carga necesaria para doblar la lámina se puede considerar como una carga estática porque la velocidad de rotación del rodillo es muy lenta. Sumado a esto, el torque que se produce en estos rodillos se genera por la fuerza de roce que existe entre las superficies de contacto de los rodillos y la lámina que se está trabajando, por lo que la fatiga que se pueda generar a los rodillos es muy poca o nula.

Por esta razón, se decidió utilizar la herramienta de diseño asistido por computadora (CAD) Autodesk Inventor, ya que nos permite diseñar un eje cuyas dimensiones son las siguientes:

- 100 mm de largo desde el inicio hasta el primero apoyo y aumento del área del rodillo.
- 2600 mm que se distribuyen de la siguiente forma, 2400 mm de longitud efectiva (longitud que estará en contacto con la lámina) y 200 mm como tolerancia para el operador al momento de ingresar la lámina.
- 100 mm desde el final de la longitud de trabajo del rodillo hasta el segundo apoyo.

- 200 mm desde el apoyo hasta el final del eje, que es donde se colocaría el engrane.

En el camino se podrán obtener diferentes resultados y con ello extender el estudio según sea el caso. Si el estudio computarizado no arroja resultados concluyentes se procederá a disminuir el diámetro del eje de manera que posea una vida de 10^5 ciclos para poder comparar el factor de seguridad con el estudio a fatiga por elementos finitos.

Luego de tener establecidas estas longitudes, se procede a simular el efecto que produce la carga necesaria para doblar la lámina sobre la misma, y sobre los rodillos, para así proceder a evaluar los esfuerzos de Von Mises y el factor de seguridad. (ver tablas 1 al 5 y gráfica 1 a la 12)

Tabla 1: Propiedades físicas del rodillo

Propiedades físicas

Masa	98,6295 kg
Área	701551 mm ²
Volumen	12564300 mm ³
Centro de gravedad	x=1395,98 mm y=206,874 mm z=0 mm

Fuente: Aguiar-Leo (2018)

Tabla 2: Material del rodillo

Material(es)

Nombre	Acero AISI 4340 350A RT	
General	Densidad de masa	7,85 g/cm ³
	Límite de elasticidad	1102 MPa
	Resistencia máxima a tracción	1171 MPa
Tensión	Módulo de Young	207 GPa
	Coefficiente de Poisson	0,33 su
	Módulo cortante	77,8195 GPa
Nombre(s) de pieza	Eje	

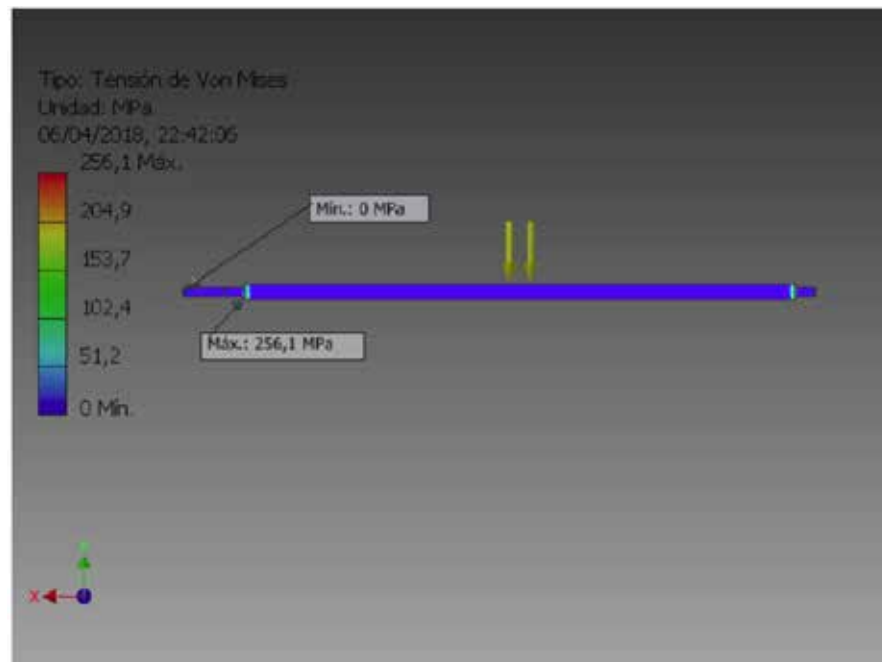
Fuente: Aguiar-Leo (2018)

Tabla 3: Resumen de resultados del rodillo

Resumen de resultados

Nombre	Mínimo	Máximo
Volumen	12564300 mm ³	
Masa	98,6295 kg	
Tensión de Von Mises	0,00000311133 MPa	256,115 MPa
Primera tensión principal	-135,405 MPa	79,3978 MPa
Tercera tensión principal	-409,124 MPa	0,0660792 MPa
Desplazamiento	0 mm	0,0266002 mm
Coficiente de seguridad	4,30275 su	15 su

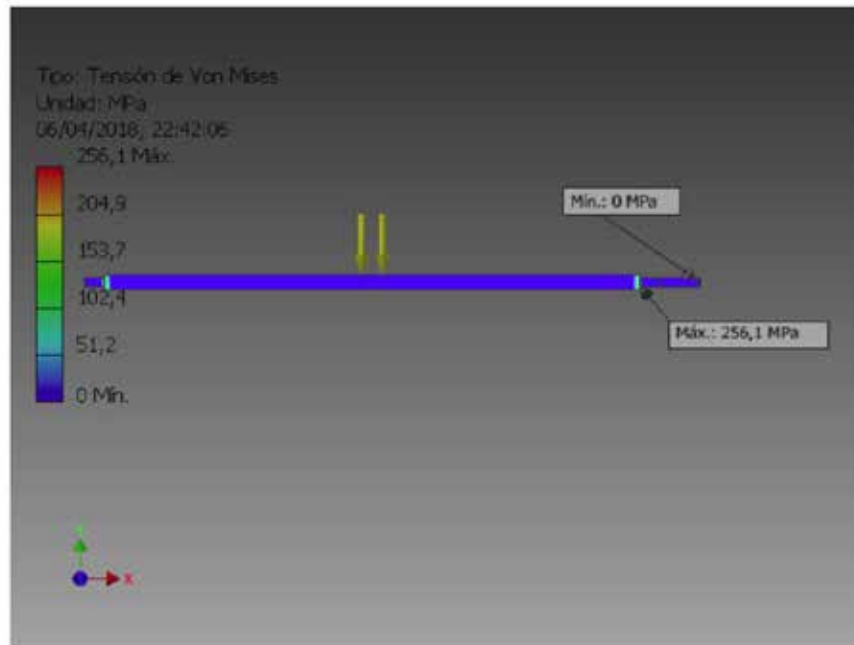
Fuente: Aguiar-Leo (2018)



Gráfica 1: Tensión de Von Mises del rodillo lado izquierdo

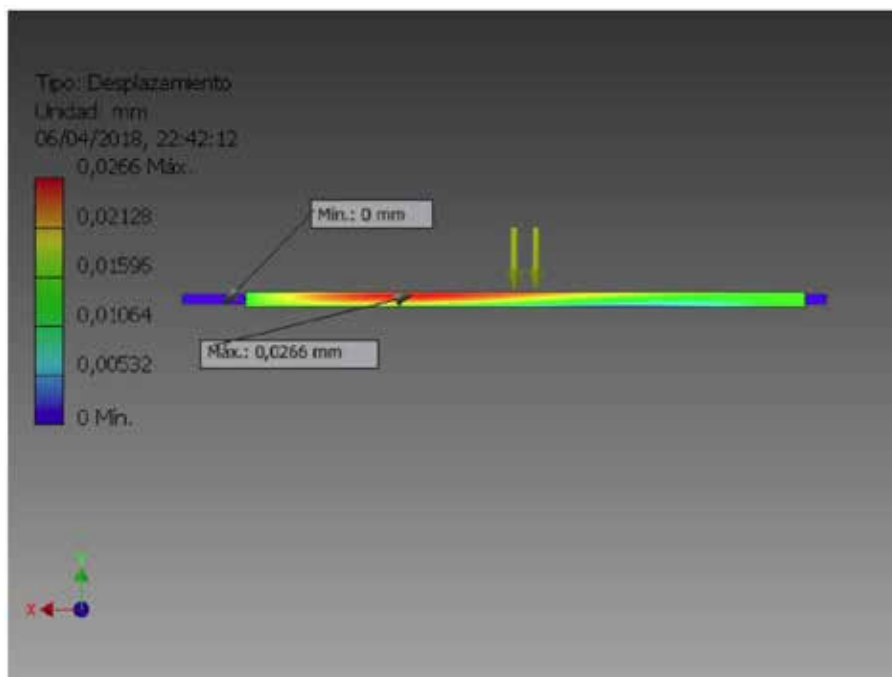
Fuente: Aguiar-Leo (2018)

☐ Tensión de Von Mises



Gráfica 2: Tensión de Von Mises del rodillo lado derecho

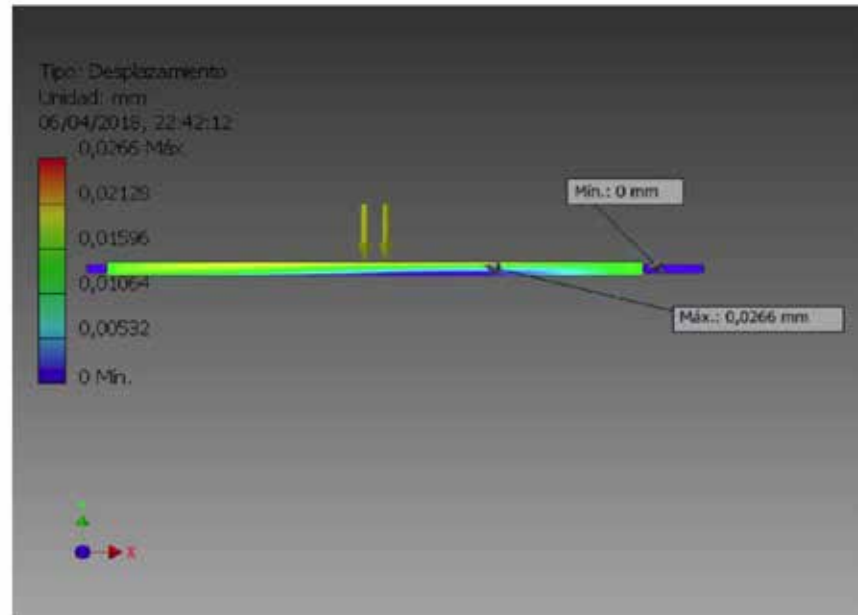
Fuente: Aguiar-Leo (2018)



Gráfica 3: Desplazamiento del rodillo lado izquierdo

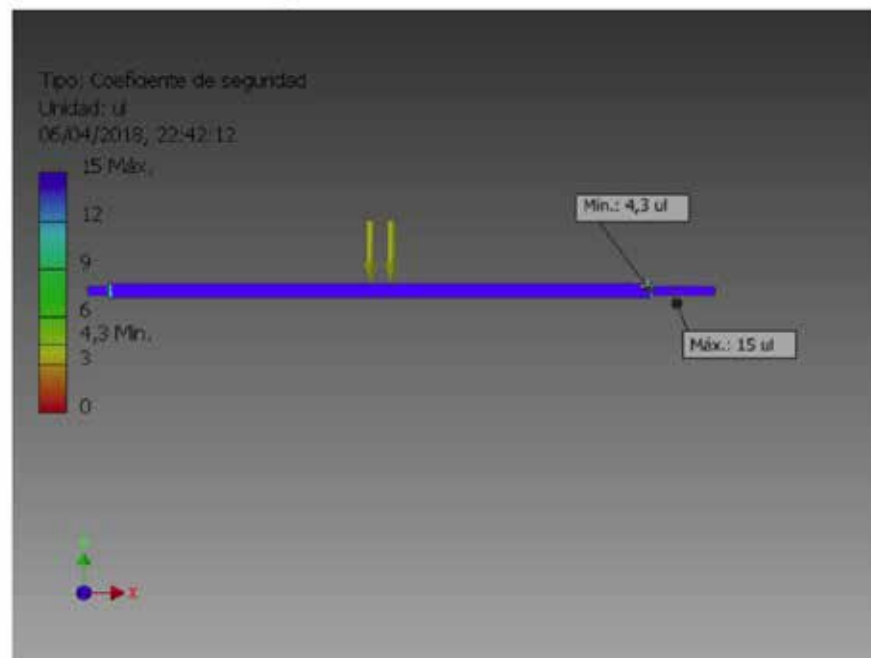
Fuente: Aguiar-Leo (2018)

Desplazamiento

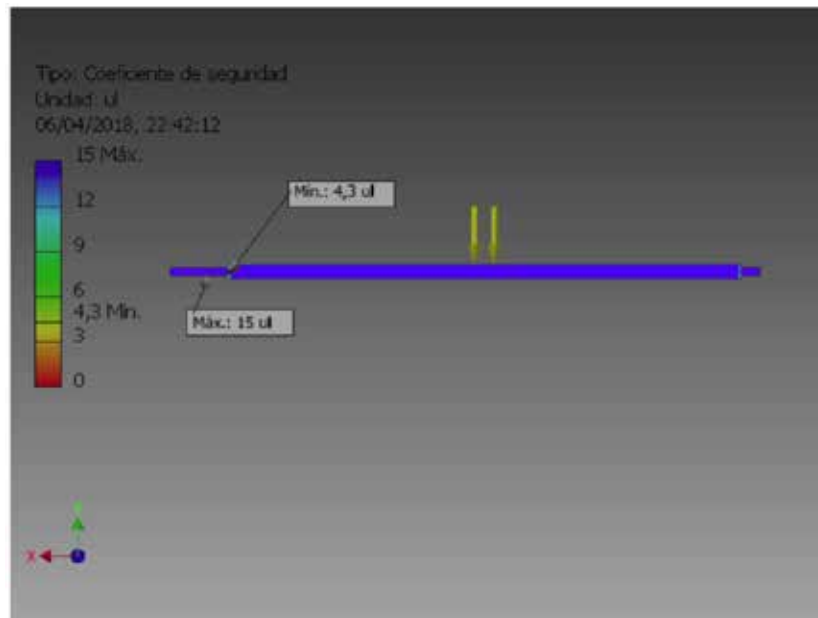


Gráfica 4: Desplazamiento del rodillo lado derecho
Fuente: Aguiar-Leo (2018)

Coefficiente de seguridad



Gráfica 5: Factor de seguridad del rodillo lado derecho
Fuente: Aguiar-Leo (2018)



Gráfica 6: Factor de seguridad del rodillo lado izquierdo
 Fuente: Aguiar-Leo (2018)

Tabla 4: Propiedades físicas de la lámina

Propiedades físicas

Material	Acero AISI 1045 225 RECO
Densidad	7,85 g/cm ³
Masa	115,112 kg
Área	5797180 mm ²
Volumen	14664000 mm ³
Centro de gravedad	x=0 mm y=0 mm z=2,55409 mm

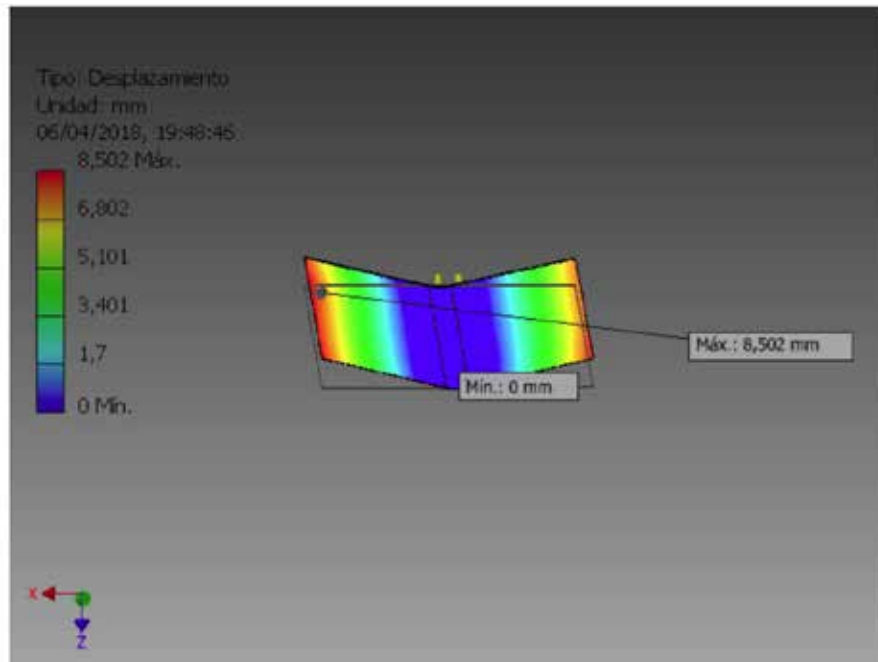
Fuente: Aguiar-Leo (2018)

Tabla 5: Resumen de resultados de la lámina

Resumen de resultados

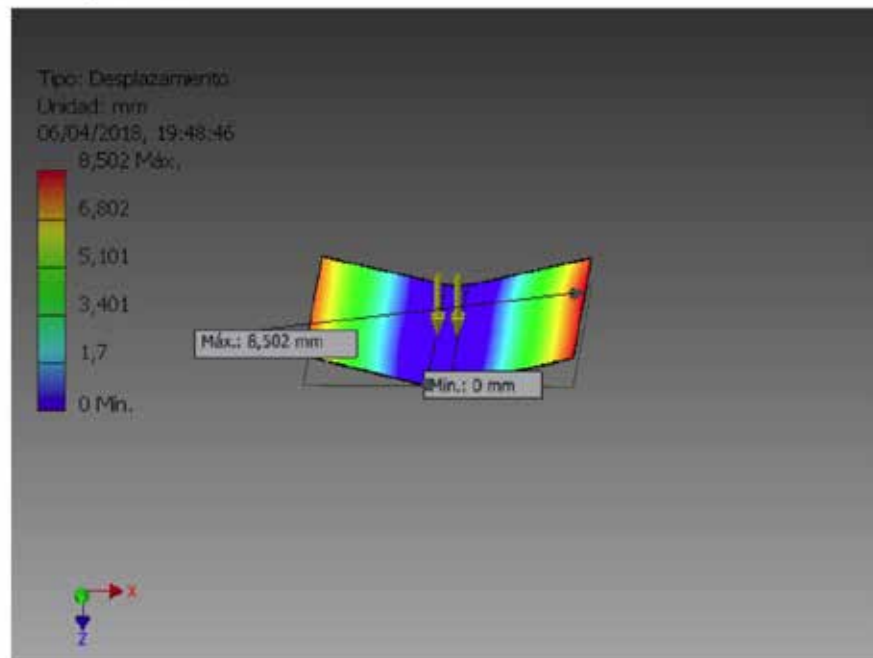
Nombre	Mínimo	Máximo
Volumen	14664000 mm ³	
Masa	115,406 kg	
Tensión de Von Mises	0,0346659 MPa	344,775 MPa
Primera tensión principal	-58,0576 MPa	391,4 MPa
Tercera tensión principal	-139,291 MPa	152,176 MPa
Desplazamiento	0 mm	8,50194 mm
Coeficiente de seguridad	1,15994 su	15 su

Fuente: Aguiar-Leo (2018)



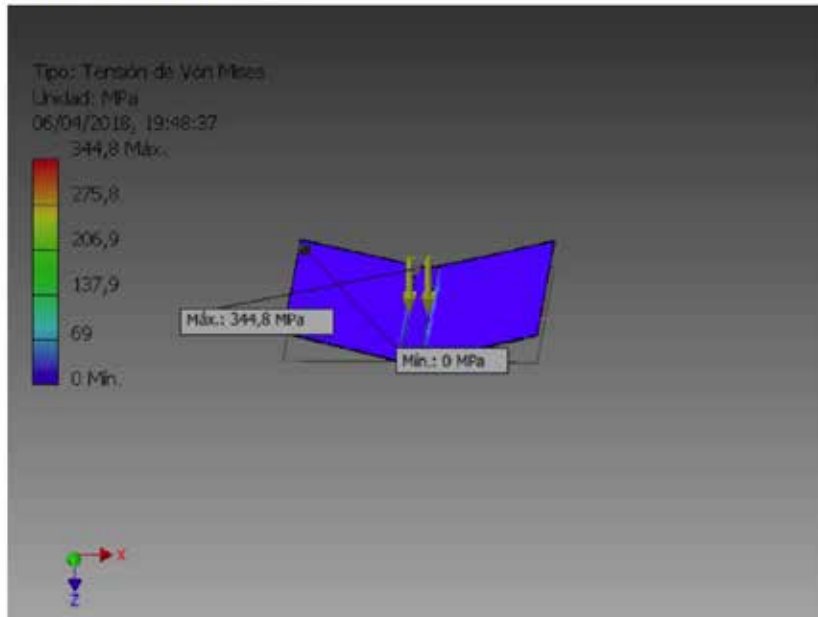
Gráfica 7: Desplazamiento de la lámina lado izquierdo
 Fuente: Aguiar-Leo (2018)

▣ **Desplazamiento**

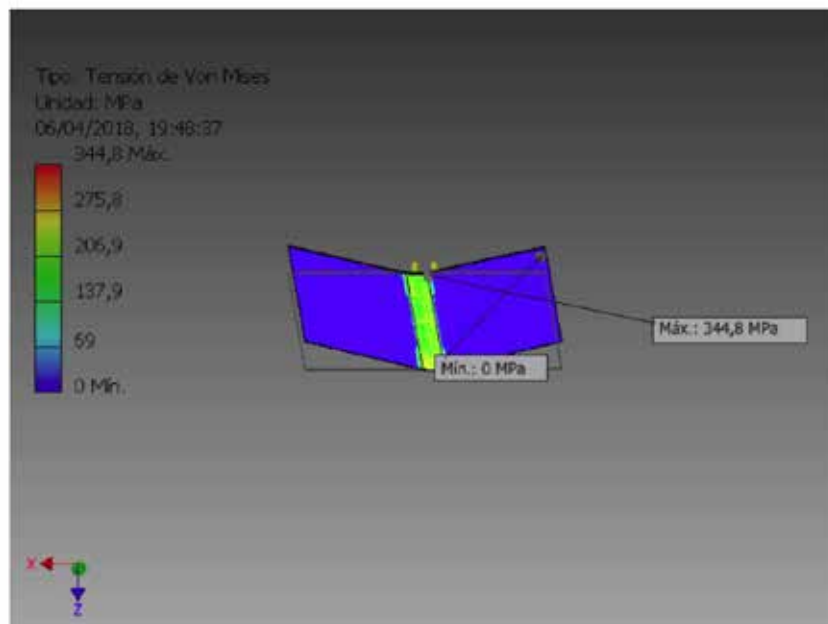


Gráfica 8: Desplazamiento de la lámina lado derecho
 Fuente: Aguiar-Leo (2018)

☐ Tensión de Von Mises

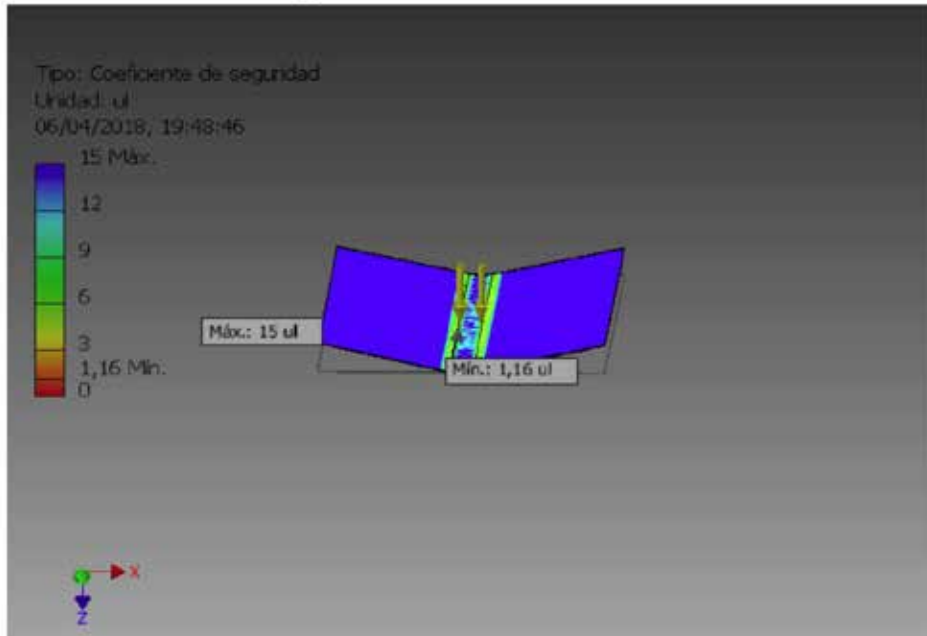


Gráfica 9: Tensión de Von Mises en el medio de la lámina
Fuente: Aguiar-Leo (2018)

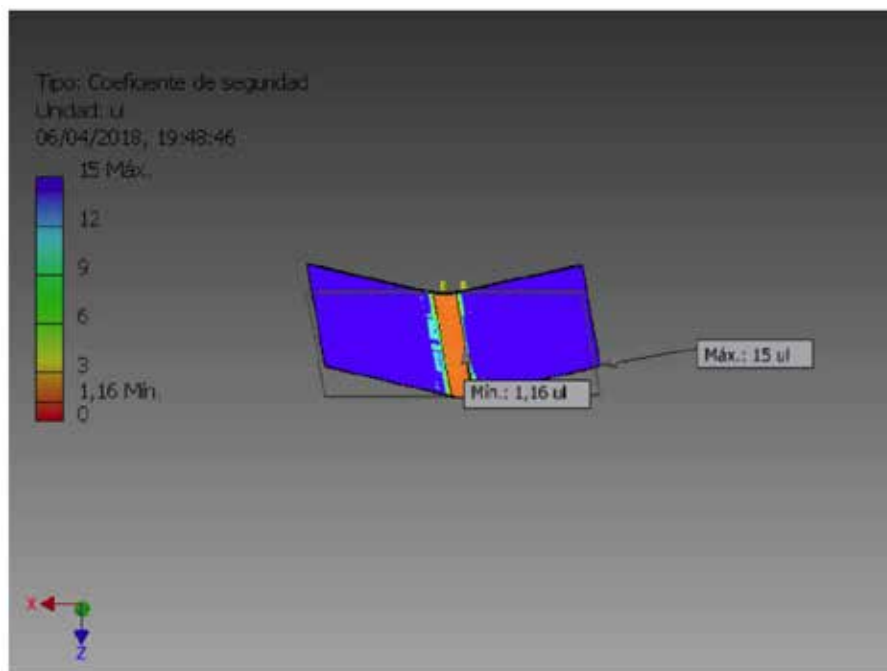


Gráfica 10: Tensión de Von Mises en el extremo de la lámina
Fuente: Aguiar-Leo (2018)

☐ Coeficiente de seguridad



Gráfica 11 Factor de seguridad en el medio de la lámina
Fuente: Aguiar-Leo (2018)



Gráfica 12: Factor de seguridad en el extremo de la lámina
Fuente: Aguiar-Leo (2018)

4.2.3 Cálculo de la potencia requerida por la máquina

Para el cálculo de la potencia de la máquina se debe tener en cuenta el Torque debido a las fuerzas que actúan en los rodillos de arrastre y el Torque necesario para vencer la Inercia en el sistema. (ver figura 27)

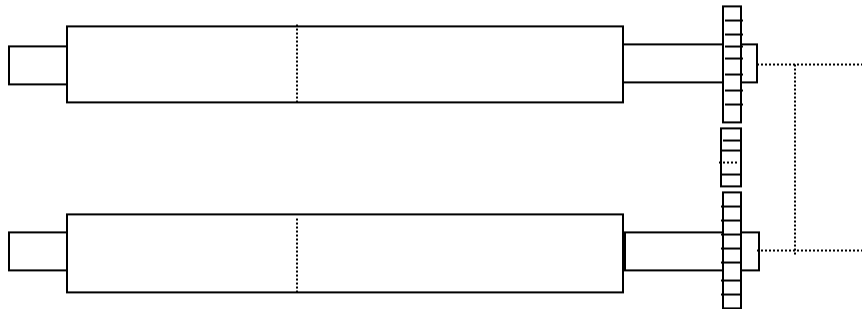


Figura 27: Distribución de los rodillos de arrastre
Fuente: Aguiar-Leo (2018)

Recordando un poco el concepto de torque, se puede definir como “la capacidad que tiene una fuerza para producir un giro o rotación alrededor de un punto”. En este caso específico, donde se necesitan mover 2 rodillos, que son los que impulsan la lámina dentro del sistema, la ecuación de torque vendría dada por

$$T_R = T_F + T_I$$

Donde

T_F : Torque debido a las fuerzas en ambos rodillos.

T_I : Torque debido a la inercia.

Para obtener la fuerza que actúa sobre ambos rodillos, es necesario aplicar la ecuación

$$T_F : 2P_1 \quad D/2$$

Donde

P_1 : fuerza que actúa sobre cada rodillo

$D/2$: radio de acción de la fuerza

Obteniendo como resultado

$$T_F = 1.493.943,75 \text{ N.mm} = 1493,94 \text{ N.m}$$

Después que se consigue el torque ejercido por la fuerza P_1 , se procede a calcular el torque debido a la inercia, utilizando la siguiente ecuación

$$T_I : I \alpha$$

Donde

T_I : Torque debido a la inercia.

$$I = I_{II} + (I_I + m_1 l^2) = 0,752 \text{ Kg.m}^2$$

Una lámina de 2,4 metros de longitud se estaría rolando en un tiempo de 160 segundos aproximadamente, correspondientes a cuatro pasadas de 40 segundos. La velocidad lineal de la lámina es la misma que la de los rodillos.

$$V = \frac{2,4 \text{ m}}{40 \text{ seg}} = 0,06 \text{ m/seg} \quad 4 \text{ m/min}$$

Luego de haber conseguido cual es la velocidad lineal con la que se mueve la lámina, se procede a calcular cual serían los rpm del rodillo, utilizando la siguiente ecuación

$$n = \frac{4}{\pi \times 0.07} = 18,18 \text{ rpm}$$

El siguiente paso luego de obtener los rpm del rodillo, es hacer la conversión entre revoluciones por minuto a radianes por segundo, obteniendo un resultado de

$$\omega = 1,90 \text{ rad/seg}$$

Para luego proceder a calcular la aceleración angular del sistema. Asumiendo $t = 2$ seg como el tiempo necesario para vencer la inercia.

$$\alpha = \frac{1,90}{2} = 0,80 \text{ rad/seg}^2$$

Obteniendo como resultado que

$$T_1 = 0,60 \text{ N.m}$$

Y por último, se calcula la potencia total requerida para mover los rodillos según la ecuación

$$P = T_R \cdot \omega = 2.839,62 \text{ W} \quad 2,83 \text{ kW}$$

$$P = 3,79 \text{ Hp} \quad 4 \text{ HP}$$

4.2.4 Cálculo de cuñas

Después que se tienen las fuerzas que generan los engranes sobre los rodillos de arrastre, se procede a seleccionar las cuñas que mantendrán los engranes en su lugar. El tipo más común de cuñas para ejes de hasta 6 1/2" de diámetro es la cuña cuadrada. La cuña rectangular, se sugiere para ejes largos y se utiliza en ejes cortos donde puede tolerarse una menor altura. Tanto la cuña cuadrada como la rectangular se denominan cuñas paralelas porque la parte superior, la inferior y los lados de la cuña son todos paralelos. La fuerza que soportara la cuña, es el resultado de la siguiente ecuación

$$F = \frac{T}{D/2}$$

Donde

D: diámetro del rodillo

T: torque total en los rodillos de arrastre

Obteniendo como resultado

$$F = 66.397,33 \text{ N}$$

Para saber la longitud de la cuña, es necesario conocer el material del cual se fabricará, por lo que se ha elegido un acero AISI 1020 laminado en frío, cuya resistencia a la fluencia es de 393 MPa. Según la figura (ver anexo D), para ejes entre

1^{3/4}” y 2^{1/4}”, espesor más adecuado para la cuña es de 1/2” y la longitud se determina según la siguiente ecuación

$$L = \frac{4Tn}{DwSy}$$

Donde

T: torque total en los rodillos de arrastre

N: factor de seguridad

D: diámetro del rodillo

W: espesor de la cuña

Sy: resistencia a la fluencia

$$L = 266 \text{ mm} = 2,66 \text{ cm}$$

4.2.5 Cálculo del tornillo de potencia

Otro de los componentes necesarios para la elaboración de una calandra, es el tornillo de potencia. Estos tornillos al girar, convierten su desplazamiento angular en un desplazamiento rectilíneo y transmite así, la fuerza necesaria para producir la deformación permanente en las láminas.

La fuerza que tiene que soportar el tornillo de potencia es la misma que se necesita para doblar la lámina, pero en este caso, como se coloca un tornillo de potencia a ambos lados de la máquina, la fuerza por cada tornillo viene dada por la siguiente ecuación

$$F = \frac{F1}{2} = 221325 \text{ N}$$

Es necesario conocer el torque que ejercerá el tornillo, por lo que suponemos una longitud de 250 mm, radio de 30 mm y una longitud de contacto entre el tornillo y la rosca de 25 mm. El torque viene dado por

$$\tau_{Tornillo} = \frac{P n}{\pi r L} = 281,79 \text{ MPa}$$

Donde

P: carga aplicada al tornillo

N: factor de seguridad

R: radio del tornillo

L: longitud de contacto entre la rosca y el tornillo

Lugo de conocer cuál es la tensión a la que será sometido el tornillo, y debido a su longitud, procedemos a realizar un análisis de la pieza sometida a compresión, para de esta manera obtener el coeficiente de esbeltez, que nos permitirá saber si el elemento fallará a compresión o no.

$$\frac{h}{r_{Limite}} = \pi \sqrt{\frac{2nE}{S_{Ycomp}}} = 75,36$$

Para determinar cuál es en realidad el radio del tornillo de potencia, se utiliza la siguiente ecuación

$$R = \sqrt{\frac{\frac{\pi(D)^4}{64}}{\frac{\pi(D)^2}{4}}} = 10 \text{ mm}$$

Seguidamente se verifica el coeficiente de esbeltez (h/R) con este nuevo radio y para verificar que aún está dentro de los parámetros aceptables

$$\frac{h}{R} = \frac{250 \text{ mm}}{10 \text{ mm}} = 25$$

Como (h/R) real está por encima del valor de esbeltez de 20, pero a su vez es menor que el valor de esbeltez limite, se aplica la ecuación de Johnson para de esa forma obtener el valor final del diámetro del tornillo.

$$\frac{P_{cr}}{A} = S_{ycomp} \left(\frac{S_{ycomp}}{2\pi} \right)^2 \frac{1}{nE} \left(\frac{h}{R} \right)^2 = 59,51 \text{ mm}$$

Después, se procede a calcular el torque necesario para poder mover el tornillo de potencia, según la ecuación

$$T = \frac{F D}{2} \left(\frac{\pi \mu (D l)}{\pi D + \mu l} \right) = 156,50 Nm$$

A través de estudios realizados se ha determinado que una persona podrá aplicar una fuerza equivalente aproximadamente a su propio peso; por tanto, se asume para este caso un operador de 60 kg, con el fin de determinar la palanca necesaria para vencer el torque.

$$T = P * r$$

$$R = \frac{T}{60 \cdot 9.81} = 0,2659 m \quad 265,9 mm$$

4.2.6 Selección del reductor de velocidad

Debido a que la velocidad de salida del motor es de 1750 rpm, es necesario seleccionar un reductor que lleve esos rpm de salida del motor, a la velocidad con la que trabajara la máquina. En este caso, la velocidad de salida del reductor tiene que ser de 18 rpm. Los parámetros que se muestran a continuación, son los que se requieren para elegir un reductor según la casa FALK.

- Aplicación: Calandra (Maquina roladora de láminas.)
- Ciclo de trabajo: de 3 a 8 horas al día.
- Condición de operación: Aire libre bajo techo.
- Accionado por motor eléctrico de 1750 rpm
- Velocidad de entrada al reductor: $n_e = 1750 rpm$
- Velocidad de salida del reductor: $n_s = 18 rpm$
- Potencia de diseño: $P = 4 Hp$
- Relación de velocidad: $M_w = 97,22$

Para mayor detalle de dimensiones (ver anexo B)

El primer paso es conseguir el factor de servicio según el tipo de industria donde es empleado el motor con el reductor. En este caso el factor de servicio =1,50

Luego hay que multiplicar la potencia del motor obtenida anteriormente, con el factor de servicio mecánico, para de esta forma obtener la potencia equivalente.

$$4 \text{ HP} \cdot 1,50 = 6 \text{ HP}$$

El siguiente paso es obtener el radio nominal de velocidades, dividiendo la velocidad de salida del motor, entre la velocidad que se desea obtener a la salida del reductor

$$\frac{1750}{18,18} = 96,25$$

Usando la potencia equivalente obtenida en el paso anterior, y el radio nominal de velocidades, se busca en el catálogo de reductores de la marca Falk, cuál es el modelo de reductor que más se adapta al diseño, dando como resultado que debido a la gran disminución de velocidad que se requiere, el modelo a elegir tiene que ser un reductor de triple reducción.

Según la tabla 6 (ver anexo c) el radio nominal más cerca es 100, cuya velocidad de salida es de 18 rpm y coincide perfectamente con los cálculos. Por lo que el modelo de reductor es el siguiente:

- Modelo: VR3 Angulo recto
- Numero: 107
- Velocidad de entrada: 1750 RPM
- Velocidad de salida: 18 RPM

4.2.7 Cálculo del sistema de transmisión de potencia

También es necesario hacer el diseño del sistema de transmisión de potencia, por lo que se procede a calcular un par de engranes de evolvente 20°, altura completa, para

transmitir 4 Hp a 1750 rpm. La relación de transmisión es 3:1, el piñón tiene 17 dientes y el modulo es de 7.

Datos:

Evolvente 20°, altura total

Potencia 4 Hp

$$W_p = 18 \text{ rpm}$$

$$M_g = 3$$

Lo primero que hay que hacer es conseguir el tamaño del engrane, por lo que

$$N_g = M_g N_p = 3 \cdot 17 = 51 \text{ dientes}$$

El par de torsión en la flecha del piño se determina a partir de la ecuación

$$T_p = \frac{P}{\omega_p} = 1427,54 \text{ N.m}$$

El par de torsión de salida es

$$T_g = M_g T_p = 4282,52 \text{ N.m}$$

Los diámetros de paso son

$$d_p = \frac{N_p}{m} = \frac{17}{7} = 2,42 \quad d_g = \frac{N_g}{m} = \frac{51}{7} = 7,28$$

La carga transmitida es la misma en los 2 engranes y se determina a partir del par de torsión y del radio de cualquiera de ellos

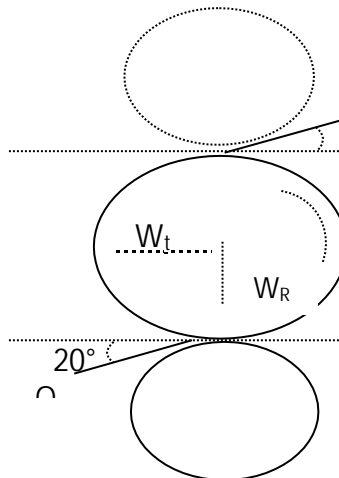


Figura 28: Fuerzas que actúan sobre el engrane
 Fuente: Aguiar-leo (2018)

$$W_t = \frac{T_p}{d_p/2} = \frac{1427,54}{2.42/2} = 1179,78 \text{ Nm}$$

El componente radial de la carga es

$$W_r = W_t \tan \alpha = 1179,78 \tan 20^\circ = 429,40 \text{ Nm}$$

La carga total es

$$W = \frac{W_t}{\cos \alpha} = \frac{1179,78}{\cos 20} = 1255,49 \text{ Nm}$$

Las cargas repetidas sobre cualquier diente de piñón o del engrane son

$$W_{t \text{ alternante}} = \frac{W_t}{2} = 627,74 \quad W_{t \text{ medio}} = \frac{W_t}{2} = 627,74$$

Aunque la carga transmitida es igual para todos los engranes, los esfuerzos a fricción de los dientes de cada tamaño de engrane será distinta debido a que su geometría puede ser ligeramente diferente en el diente. La ecuación general para el esfuerzo de fricción viene dada por

$$\sigma_b = \frac{W_t P_d K_a K_m}{F J K_v} K_s K_B K_I$$

W_t, P_d, K_a, K_m, K_v y K_s son comunes para todos los engranes en el conjunto, y J, K_b y K_i potencialmente distintos para cada uno de ellos.

Lo primero que hay que hacer, es calcular el ancho aproximado de la cara del engrane en función del paso diametral. Sabemos que $8 \text{ } pd < F < 16 \text{ } pd$, por lo que tomamos un valor entre ese rango recomendado

$$F = \frac{14}{Pd} = \frac{14}{7} = 2 \text{ pulg} \quad 50 \text{ mm}$$

Con base a la hipótesis de una carga y fuentes uniformes, es posible establecer el factor de aplicación K_a igual a 1 (ver figura 15).

El factor de distribución de carga se estima a partir de la Figura 16 con base al ancho de cara supuesto $K_m = 1.6$

El factor de velocidad K_v se puede calcular a partir de la ecuación

$$K_v = \left(\frac{A}{A + \sqrt{Vt}} \right)^B = 0,94$$

Para los 2 engranes el factor de tamaño según recomendación de la norma AGMA. $K_s = 1$

Como son engañes muy pequeños para fabricarlos con aro y rayos el factor $K_b = 1$

El factor geométrico a la fricción J para un piñón de 17 dientes de 20° acoplado al engrane se determina a partir de la Figura 19 como $J_{\text{piñon}} = 0.32$

Por lo tanto, el esfuerzo a fricción para los dientes del piñón es igual a

$$\sigma_b = \frac{W_t P_a K_a K_m}{F J K_v} K_s K_B K_I = 720.869,39 \text{ N}$$

Debido a que los dientes de engrane acoplados sufren una combinación de rodamiento y deslizamiento en su interfaz, a continuación, se calcularan los esfuerzos superficiales. Los esfuerzos en la superficie del diente son esfuerzos de contacto hertziano, dinámicos, en combinación de rodamiento y deslizamiento. Viene dado por la siguiente ecuación

$$\sigma_c = C_p \sqrt{\frac{W_t C_a C_m C_s C_f}{F l d C_v}}$$

Para evaluar el esfuerzo en la superficie, hay que estimar el ancho de la cara del engrane, como se realizó en el paso anterior

$$F \frac{14}{Pd} = \frac{14}{7} = 2 \text{ pulg} \quad 50 \text{ mm}$$

Con base a la hipótesis de una carga y fuentes uniformes, es posible establecer el factor de aplicación C_a igual a 1 (ver figura 15).

El factor de distribución de carga se estima a partir de la Figura 16 con base al ancho de cara supuesto $C_m = K_m = 1.6$

El factor de velocidad K_v se puede calcular a partir de la ecuación

$$K_v = \left(\frac{A}{A + \sqrt{Vt}} \right)^B = 0,94$$

Para los 2 engranes el factor de tamaño según recomendación de la norma AGMA. $C_s = 1$

El factor superficial $C_f = 1$ para engranes de buen acabado, fabricado con métodos convencionales.

A continuación, se procede a buscar en la Figura 20 el coeficiente elástico C_p aproximado según el material del engrane

$$C_p = 2300$$

El factor geométrico de picadura I se calcula para un par de engranes acoplados, utilizando las ecuaciones

$$\rho_1 = \sqrt{\left(r_1 + \frac{1}{P_d}\right)^2 - (r_1 \cos \alpha)^2} \frac{\pi}{P_d} \cos \alpha = 13,69 \text{ mm}$$

$$\rho_2 = C \sin \alpha \quad \rho_1 = 41,88 \text{ mm}$$

$$I_{pi} = \frac{\cos \alpha}{\left(\frac{1}{\rho_1} + \frac{1}{\rho_2}\right) d_1} = 0,091$$

El esfuerzo superficial para el acoplamiento del par de engranes es entonces

$$\sigma_{c_p} = C_p \sqrt{\frac{W_t C_a C_m C_s C_f}{F I_{pi} d_p C_v}} = 148.150,0268 \text{ N}$$

Y, por último, se selecciona el material de los engranes y se evalúa su resistencia a la fatiga. Solo un número limitado de metales y aleaciones son adecuados para engranes que transmitan potencia importante. La Figura 23 muestra algunos de ellos.

A partir de las curvas de la figura 24 es posible hacer una estimación de la resistencia a la fatiga por flexión sin corregir. Probaremos con un acero grado 5 de AGMA, endurecido en su masa a 400HB. La resistencia a la fatiga sin corregir se determina a partir de la curva superior de la figura.

$$S_{fb'} = 6235 + 175HB \quad 0,126Hb^2 = 56075$$

Es necesario corregir ese valor, de acuerdo a varios factores, uno de los cuales es el factor K_L (ver figura 21) para cual es necesario estimar el ciclo de vida del engrane para luego realizar el cálculo según la ecuación

$$K_L = 1,3558N^{-0,0178} = 0,8904$$

El factor de temperatura $K_t = 1$

El nivel de confiabilidad seleccionado es de 99%, por lo que el factor $K_R = 1$ (ver figura 22)

Por lo tanto, la resistencia a la fatiga por flexión corregida viene dada por

$$S_{fb} = \frac{K_L}{K_{TKR}} S_{fb'} = 51788,855 \text{ N}$$

A partir de la siguiente ecuación, es posible efectuar una estimación de la resistencia a la fatiga superficial sin corregir

$$S_{fc'} = 27000 + 364HB = 172.600 \text{ N}$$

Es necesario corregir este valor en función de ciertos factores, mediante la ecuación

$$S_{fc} = \frac{C_L C_H}{C_T C_R} S_{fc'}$$

El factor de vida CL se determina en base al número de ciclos que trabajara nuestro engrane mediante la ecuación

$$C_L = 1,4488N^{-0,023} = 0,8904$$

Los factores $C_T = K_T$ y $C_R = R_R = 1$

En vista de que en este caso, tanto el engrane como el piñón están fabricados del mismo material con una misma dureza, $C_H=1$

La resistencia superficial corregida es entonces

$$S_{fc} = \frac{C_L C_H}{C_T C_R} S_{fc'} = 153.683,04 N$$

El factor de seguridad contra la falla por flexión se determina al comparar la resistencia a la fricción corregida con el esfuerzo a la tensión para cada engrane en acoplamiento

4.2.8 Selección del motor eléctrico

Es bien sabido que el motor eléctrico es una máquina que transforma energía eléctrica recibida de la red en energía mecánica rotacional en el eje. De esta forma se puede accionar cualquier tipo de carga mecánica, siempre y cuando tengamos disponibilidad de una red eléctrica. También sabemos que, dentro del universo del motor eléctrico, el motor de inducción es el más común y prácticamente todas las aplicaciones industriales pueden realizarse con este motor, generalmente el tipo Jaula de Ardilla, o con rotor en cortocircuito.

Dentro del universo de motores eléctricos, el motor jaula de ardilla es el más común y de uso más generalizado por diversas razones:

Bajo costo

Bajo mantenimiento
Fácil de adquirir
Alto grado de protección
Pocos componentes
Robusto

4.2.8.1 Características necesarias para el diseño planteado

Modelo: Motor eléctrico jaula de ardilla

Potencia: 4 HP

Velocidad de salida: 1750 RPM

4.2.8.2 Diagrama del motor eléctrico doble vía

Estos diagramas se muestran en las figuras 29 y 30

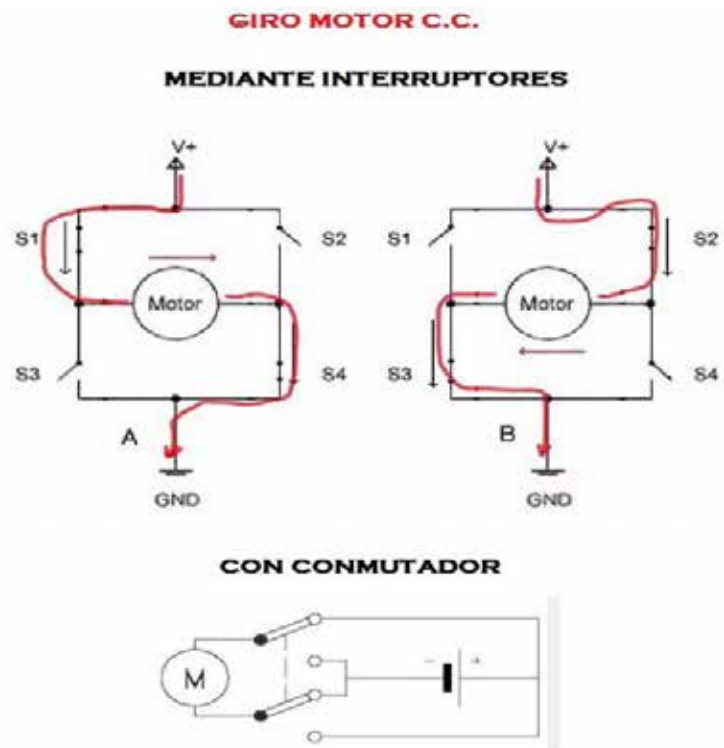


Figura 29: Diagrama eléctrico del motor
Fuente: Suarez-Zuleta-Guerra (2001)

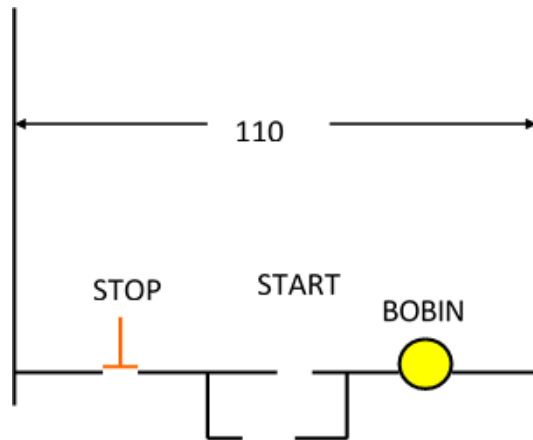


Figura 30: Diagrama eléctrico encendido/apagado
Fuente: Suarez-Zuleta-Guerra (2001)

4.2.9 Selección de rodamientos

Se selecciona un rodamiento de bola, de manera que sea capaz de soportar una carga radial de 100 kg de un eje que gira a 18 RPM, el cual es parte de una calandra. Según el anexo C1 se selecciona la vida útil del rodamiento más apropiada para el diseño, el cual se ha establecido en 30.000 horas, por consiguiente, utilizando la ecuación

$$L_d = 30.000 \text{ h} \times 18 \text{ rpm} \times 60 \frac{\text{min}}{\text{h}} = 3,24 \times 10^7 \text{ revoluciones}$$

Luego, según la ecuación

$$C = F_d \left(\frac{L_d}{10^6} \right)^{1/a} = 100 \left(\frac{3,24 \times 10^7}{10^6} \right)^{1/3} = 318,79 \text{ kg}$$

Y según el anexo C2 del catálogo de rodamientos SKF se pudo determinar que el rodamiento más apropiado es el 61809

4.3 Realizar un estudio de factibilidad económica del proyecto.

La factibilidad económica o rentabilidad, es un modelo o indicador que permite conocer de manera anticipada el resultado global de la operación de un proyecto desde el punto de vista económico.

Para poder comparar los proyectos, una vez que se estiman los costos e ingresos asociados a cada uno de ellos, es necesario resumir de alguna manera el atractivo económico de los mismos. De allí, la importancia de determinar la rentabilidad de los proyectos en la realización de los estudios económicos.

Como todo indicador de eficiencia que relaciona los recursos utilizados en un proceso con la producción obtenida, en los modelos de rentabilidad se relacionan los recursos monetarios utilizados (costos) con las cantidades de dinero generadas (ingresos), con el objeto de cuantificar los potenciales beneficios o las pérdidas.

Para este análisis se utilizará como herramienta datos estadísticos seleccionados entre los meses de Enero (ver cuadro 1), Febrero (ver cuadro 2) y Marzo (ver cuadro 3) de la producción mensual de una calandria, en un reconocido taller industrial de la ciudad de Valencia.

La forma de estimar el precio en dólares por kilogramo de lo que costaba realizar el trabajo de calandrado fue la siguiente:

1. Conseguir el precio en Bs de lo que costaba el trabajo de calandrado, que para ese momento era en promedio de Cinco millones de Bs (5.000.000,00)
2. Conseguir el peso promedio de una lámina (125 kg)
3. Dividir el costo total del trabajo entre el peso de la lamina

$$\text{costo por kg} = \frac{5.000.000,00}{125 \text{ kg}} = 40.000,00 \text{ Bs}$$

4. Dividir el costo en Bs entre lo que estaba el \$ en ese momento (aprox. 240.000,00 Bs)

$$\text{precio en \$} = \frac{40.000,00 \text{ Bs}}{240.000,00 \text{ Bs}} = \$ 0.166 \quad \$0.17$$

Cuadro 1. Estadística de producción de una calandra en el mes de enero de 2018

DIA		KG / DIA	VALOR KG	VR.TOTAL
LUNES	1	430	\$ 0,17	\$ 73,10
MARTES	2	225	\$ 0,17	\$ 38,25
MIÉRCOLES	3	52	\$ 0,17	\$ 8,84
JUEVES	4	4000	\$ 0,17	\$ 680,00
VIERNES	5	1230	\$ 0,17	\$ 209,10
LUNES	8	380	\$ 0,17	\$ 64,60
MARTES	9	533	\$ 0,17	\$ 90,61
MIÉRCOLES	10	10	\$ 0,17	\$ 1,70
JUEVES	11	0	\$ 0,17	\$ -
VIERNES	12	23	\$ 0,17	\$ 3,91
LUNES	15	90	\$ 0,17	\$ 15,30
MARTES	16	267	\$ 0,17	\$ 45,39
MIÉRCOLES	17	0	\$ 0,17	\$ -
JUEVES	18	634	\$ 0,17	\$ 107,78
VIERNES	19	38	\$ 0,17	\$ 6,46
LUNES	22	229	\$ 0,17	\$ 38,93
MARTES	23	0	\$ 0,17	\$ -
MIÉRCOLES	24	47	\$ 0,17	\$ 7,99
JUEVES	25	29	\$ 0,17	\$ 4,93
VIERNES	26	52	\$ 0,17	\$ 8,84
LUNES	29	25	\$ 0,17	\$ 4,25
MARTES	30	80	\$ 0,17	\$ 13,60
MIÉRCOLES	31	183	\$ 0,17	\$ 31,11
TOTAL PRODUCCIÓN MENSUAL EN BS				\$ 1.454,69

Fuente: Aguiar-Leo (2018)

Cuadro 2. Estadística de producción de una calandra en el mes de febrero de 2018

DIA		KG / DIA	VALOR KG	VR.TOTAL
JUEVES	1	75	\$ 0,17	\$ 12,75
VIERNES	2	40	\$ 0,17	\$ 6,80
LUNES	5	3125	\$ 0,17	\$ 531,25
MARTES	6	43	\$ 0,17	\$ 7,31
MIÉRCOLES	7	420	\$ 0,17	\$ 71,40
JUEVES	8	322	\$ 0,17	\$ 54,74
VIERNES	9	191	\$ 0,17	\$ 32,47
LUNES	12	0	\$ 0,17	\$ -
MARTES	13	0	\$ 0,17	\$ -
MIÉRCOLES	14	15	\$ 0,17	\$ 2,55
JUEVES	15	1027	\$ 0,17	\$ 174,59
VIERNES	16	24	\$ 0,17	\$ 4,08
LUNES	19	732	\$ 0,17	\$ 124,44
MARTES	20	0	\$ 0,17	\$ -
MIÉRCOLES	21	31	\$ 0,17	\$ 5,27
JUEVES	22	223	\$ 0,17	\$ 37,91
VIERNES	23	1538	\$ 0,17	\$ 261,46
LUNES	26	1741	\$ 0,17	\$ 295,97
MARTES	27	0	\$ 0,17	\$ -
MIÉRCOLES	28	19	\$ 0,17	\$ 3,23
TOTAL PRODUCCIÓN MENSUAL EN BS				\$ 1.626,22

Fuente: Aguiar-Leo (2018)

Cuadro 3. Estadística de producción de una calandra en el mes de marzo 2018

DIA		KG / DIA	VALOR KG	VR. TOTAL
JUEVES	1	443	\$ 0,17	\$ 75,31
VIERNES	2	93	\$ 0,17	\$ 15,81
LUNES	5	2150	\$ 0,17	\$ 365,50
MARTES	6	1848	\$ 0,17	\$ 314,16
MIÉRCOLES	7	715	\$ 0,17	\$ 121,55
JUEVES	8	646	\$ 0,17	\$ 109,82
VIERNES	9	85	\$ 0,17	\$ 14,45
LUNES	12	349	\$ 0,17	\$ 59,33
MARTES	13	1635	\$ 0,17	\$ 277,95
MIÉRCOLES	14	712	\$ 0,17	\$ 121,04
JUEVES	15	840	\$ 0,17	\$ 142,80
VIERNES	16	0	\$ 0,17	\$ -
LUNES	19	0	\$ 0,17	\$ -
MARTES	20	941	\$ 0,17	\$ 159,97
MIÉRCOLES	21	116	\$ 0,17	\$ 19,72
JUEVES	22	149	\$ 0,17	\$ 25,33
VIERNES	23	185	\$ 0,17	\$ 31,45
LUNES	26	589	\$ 0,17	\$ 100,13
MARTES	27	941	\$ 0,17	\$ 159,97
MIÉRCOLES	28	468	\$ 0,17	\$ 79,56
JUEVES	29	1368	\$ 0,17	\$ 232,56
VIERNES	30	1085	\$ 0,17	\$ 184,45
TOTAL PRODUCCIÓN MENSUAL				\$ 2.610,86

Fuente: Aguiar-Leo (2018)

4.4 Analizar costo-beneficio en la realización del proceso de calandrado dentro de la empresa ROLLERS CONVEYORS S.A

A continuación, se realiza el estudio de relación beneficio – costo (b/c). Que es un método de evaluación de proyecto donde se relacionan los beneficios obtenidos, con los costos del proyecto.

$$B/C = \frac{\text{Beneficios} - \text{Costos no operacionales}}{\text{Costos}}$$

BENEFICIOS: Son ventajas en términos de dinero que recibe el proyecto. Se utilizará para este caso un valor promedio correspondiente a la media aritmética de la producción de una calandra en los meses seleccionados anteriormente; por tanto, realizando dicha operación se obtiene una cantidad de beneficios por un valor de \$ **1.897,26**

COSTOS NO OPERACIONALES: Comprende las desventajas diferentes a los costos de operación, mantenimiento, y a las inversiones que son propias del proyecto.

Cuadro 4. Costos no operacionales

SECRETARIA	
Salario Básico (SB)	Bs. 392.000,00
Ley del Seguro Social(10%*SB)	Bs. 39.200,00
Régimen Prestacional de Empleo(2%*SB)	Bs. 7.840,00
Régimen Prestacional de Vivienda y Hábitat(2%*SB)	Bs. 7.840,00
INCE(2%*SB)	Bs. 7.840,00
Contador	Bs. 1.000.000,00
Papelería	Bs. 500.000,00
Línea telefónica	Bs. 5.000,00
Total costos no operacionales	BS 1.959.720,00
Total costos no operacionales en \$	\$ 8,165

Fuente: Aguiar-Leo (2018)

COSTOS: Corresponden a las inversiones, costos operativos, costos de mantenimiento, etc.

Cuadro 5: Costos de los operarios

OPERADOR	
Salario Básico (SB)	Bs. 550.000,00
Bono por producción (30% *SB)	Bs. 165.000,00
Ley del Seguro Social (10% *SB)	Bs. 55.000,00
Régimen Prestacional de Empleo(2% *SB)	Bs. 11.000,00
Régimen Prestacional de Vivienda y Hábitat(2% *SB)	Bs. 11.000,00
INCE(2% *SB)	Bs. 11.000,00
Total	Bs. 800.000,00
Total en \$	\$ 3,33
AYUDANTE OPERADOR	
Salario Básico (SB)	Bs. 400.000,00
Bono por producción (30% * SB)	Bs. 120.000,00
Ley del Seguro Social(10% *SB)	Bs. 40.000,00
Régimen Prestacional de Empleo(2% *SB)	Bs. 8.000,00
Régimen Prestacional de Vivienda y Hábitat(2% *SB)	Bs. 8.000,00
INCE(2% *SB)	Bs. 8.000,00
Total	Bs. 584.000,00
Total en \$	\$ 2,43

Fuente: Aguiar-Leo (2018)

Cuadro 6: Costo Energético

ENERGÍA	
Consumo mensual 11.1855 Kw-h * 8 Horas * 30 Dias =	2684.52 Kw-h
Tarifa Industrial Kw-h =	Bs 0.7594
Total, valor Energía	Bs 2038.62
Total en \$	\$0,00849

Fuente: Aguiar-Leo (2018)

Cuadro 7: Costos de mantenimiento

Gastos de Mantenimiento	
Grasa	Bs. 300.000,00
Pintura Acabado	Bs. 3.000.000,00
Pintura Anticorrosiva Cromato de Zinc	Bs. 4.600.000,00
Disco de Pulir	Bs. 1.500.000,00
Pintor	Bs. 600.000,00
Mantenimiento Eléctrico	Bs. 1.500.000,00
Total de Costos	Bs. 12.886.038,00
Total de Costos	\$53,69

Fuente: Aguiar-Leo (2018)

$$B/C = \frac{384.600.000 - 1.959.720}{12.886.038} = 29,69$$

$$B/C = \frac{1897,26 - 8,165}{53,69} = 35,18$$

$(B/C) > 1$ El proyecto es económicamente ventajoso.

4.4.1 Cálculo del tiempo de recuperación de la inversión

Estos conceptos de matemática financiera nos facilitan conocer el manejo que debemos darle a la inversión, permitiéndonos calcular en que tiempo se cancelan los créditos, cuáles son sus intereses y cuanto es el monto mensual a pagar, estimado por el sector bancario. En este caso, que se tiene pensado hacer una inversión máxima de Bs 1.200.000.000,00 (\$5000,00), se realizará un análisis hipotético, suponiendo que el capital se obtendrá mediante un crédito bancario. Se asume como tiempo estipulado para cancelar la inversión al banco de 60 meses, con una tasa máxima de interés de 24% anual o 2% mensual.

Analizando estas condiciones del banco, se calculará la cuota mensual que se debe pagar por el préstamo mediante la siguiente formula:

$$A = P \frac{i(1+i)^n}{(1+i)^n - 1}$$

Donde:

A = cuota mensual a pagar en el banco

P = capital cedido por el banco

i = tasa de interés mensual

n = periodo en meses

$$A = 1.200.000.000 \frac{0.02(1 + 0.02)^{60}}{(1 + 0.02)^{60} - 1}$$

A = Bs 34.521.558,99

$$A = \$5000,00 \frac{0.02(1 + 0.02)^{60}}{(1 + 0.02)^{60} - 1}$$

A= \$143,84

Cuota mensual fija de Bs 34.521.558,99 (durante un periodo de 60 meses).

Si se evalúa el proyecto teniendo en cuenta el préstamo bancario, las condiciones financieras del proyecto serán las siguientes:

Cuadro 8: Utilidad neta del proyecto calculado a 60 meses

Ingresos Brutos mensuales promedio	Bs. 384.600.000,00
(-) costos fijos y variables mensuales	Bs. 49.367.731,17
Utilidad Bruta antes de impuestos	Bs. 335.232.268,80
(-) Impuesto del valor agregado (12%*IB)	Bs. 40.227.872,26
Utilidad neta	Bs. 295.004.396,50
Ingresos Brutos mensuales promedio	\$1897,26
(-) costos fijos y variables mensuales	\$205,70
Utilidad Bruta antes de impuestos	\$1691,57
(-) Impuesto del valor agregado (12%*IB)	\$202,99
Utilidad neta	\$1488,58

Fuente: Aguiar-Leo (2018)

A continuación, se determinará el costo real que se pagará por la inversión en el plazo que se había estipulado anteriormente de 60 meses.

$$F = A \frac{(1 + i)^n - 1}{i}$$

$$F = 34.521.558,99 \frac{(1 + 0.02)^{60} - 1}{0.02}$$

$$F = \$143,84 \frac{(1 + 0.02)^{60} - 1}{0.02}$$

F= Bs. 3.937.236.946,00

F=\$16.405,17

El costo financiero al terminar los 5 años será de Bs. 3.937.236.946,00 (\$16.406,17) pero tomando en cuenta las condiciones de inflación actual que existen en Venezuela, los bancos no están dando plazos tan largos, por lo que estos montos se considerarían ideales.

A continuación, se presenta un cálculo más ajustado a la realidad, con un plazo de 12 meses como máximo para terminar de pagar el crédito.

$$A = 1.200.000.000 \frac{0.02(1 + 0.02)^{12} - 1}{(1 + 0.02)^{12} - 1}$$

$$A = \$5000 \frac{0.02(1 + 0.02)^{12} - 1}{(1 + 0.02)^{12} - 1}$$

A = Bs 113.471.515,9

A= \$472,80

Cuota mensual fija de Bs 113.471.515,9 (\$472,80) durante un periodo de 12 meses.

Si se evalúa el proyecto teniendo en cuenta el préstamo bancario, las condiciones financieras del proyecto serán las siguientes:

Cuadro 9: Utilidad neta del proyecto calculado a 12 meses

Ingresos Brutos mensuales promedio	Bs. 384.600.000,00
(-) costos fijos y variables mensuales	Bs. 128.317.273,90
Utilidad Bruta antes de impuestos	Bs. 256.282.726,10
(-) Impuesto del valor agregado (12%*IB)	Bs. 30.753.927,13
Utilidad neta	Bs. 225.528.799,00
Ingresos Brutos mensuales promedio	\$1897,26
(-) costos fijos y variables mensuales	\$534,66
Utilidad Bruta antes de impuestos	\$1362,605
(-) Impuesto del valor agregado (12%*IB)	\$163,51
Utilidad neta	\$1199,09

Fuente: Aguiar-Leo (2018)

Luego se procede a calcular nuevamente cual sería el monto total a cancelarle al banco transcurrido los 12 meses.

$$F = 113.471.515,9 \frac{(1 + 0.02)^{12} - 1}{0.02}$$

$$F = \$472,80 \frac{(1 + 0.02)^{12} - 1}{0.02}$$

F= Bs. 1.521.890.153,00

F= \$6341,20

Como se puede apreciar, independientemente de que el plazo para cancelar el crédito es mucho menor, y las cuotas mensuales son más elevadas, es más rentable cancelarlo en el transcurso de 12 meses que de 60 meses, ya que se pagarían intereses por menos tiempo.

CAPÍTULO V

CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

5.1 Conclusiones

La forma en la que se realiza el proceso actualmente no es la más indicada, debido a que por las características que tiene la máquina que se encuentra en la empresa, este se realiza de forma muy ineficiente, es de fabricación artesanal y no cuenta con los estudios de diseño necesarios para que funcione a la perfección, por lo que el producto terminado que sale de ella no es de la mejor calidad que se pueda conseguir en el mercado. Debido a esto, la empresa se ve en la necesidad de subcontratar a alguien más a la hora de tener que fabricar un diseño con cierto grado de complejidad y cuya calidad tenga que ser excepcional.

Como este proceso no está normalizado, sino que es una combinación de varios procesos de conformado de metales (doblado de metales, laminación), no existe una única forma de realizar el diseño. Por lo que surge la necesidad de aplicar diferentes métodos para realizar los cálculos y elegir el que más se adapte a nuestros requerimientos. En este caso el diseño de los rodillos no se pudo realizar por el método de fatiga, debido a que el esfuerzo aplicado al rodillo no es muy alto, y además las revoluciones a las que gira son muy bajas, por lo que, al aplicar este método, el diámetro resultante era muy grande. Como consecuencia de esto, el diseño de la calandra fue en base al método iterativo, donde conociendo el factor de seguridad mínimo que se deseaba obtener, se pudo conocer el diámetro del rodillo que se necesitaba mediante el uso del programa Inventor.

Debido a la situación inflacionaria en la que se encuentra Venezuela actualmente, es muy difícil determinar hasta qué punto un proyecto es factible o no, ya que el valor del dólar en el mercado varía en cuestión de horas. Sin embargo, hasta el momento en que se realizó el estudio económico presentado en este trabajo de grado (marzo 2018), se puede concluir que si es rentable.

Con el estudio económico realizado en esta investigación, se logró determinar que los beneficios que le generará esta máquina a la empresa son mucho mayores que los costos que vienen asociados con su funcionamiento.

Finalmente, este proyecto permitió experimentar de cerca el trabajo que realiza un ingeniero mecánico dentro del campo laboral, puesto que se tuvo que llevar a la práctica todos los conocimientos adquiridos a lo largo de la carrera universitaria para lograr realizar este diseño.

5.2 Recomendaciones

Implementar este diseño a la brevedad posible para aumentar la efectividad y la calidad de la empresa en el proceso de calandrado y de esta forma evitar que la tener que seguir subcontratando a terceros para lograr el mismo resultado.

Normalizar el proceso de calandrado, para que en el futuro se pueda construir un procedimiento especificando los pasos a seguir para facilitar el proceso de diseño.

Siempre realizar los presupuestos en dólares para evitar tener que recalcular constantemente debido a la gran devaluación de la moneda que se presenta actualmente en nuestro país.

En el caso de necesitar financiamiento para la realización del proyecto, pagarlo en la menor cantidad de tiempo posible para evitar que los intereses aumenten el costo total del mismo.

REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- Arias A. & Mena A (2009) **Diseño y construcción de una máquina hidráulica dobladora de tubería redonda.**
- Arias F. (2004) **El Proyecto de Investigación**, Caracas-Venezuela, Editorial Episteme, Quinta Edición.
- Balestrini M. (2002) **Como se elabora el proyecto de investigación**, Caracas-Venezuela, Editorial BL Consultores Asociados, Quinta Edición.
- Bavaresco A. (2002) **Proceso metodológico en la investigación (Cómo hacer un diseño de investigación)**. Maracaibo, Venezuela, Editorial Ediluz.
- Budynas R. y Nisbet K (2008) **Diseño en Ingeniería Mecánica de Shigley**, Editorial McGraw-Hill. 8va Edición. D.F. México.
- Dalila P. & Hernán Sánchez (2012) **Diseño y fabricación de maquina dobladora de láminas de acero desde veinte (20) calibre de espesor, para el sector herrero La Sabanita de Ciudad Bolívar, Estado Bolívar.**
- Groover M. (2007) **Fundamentos de manufactura moderna**. Editorial McGraw-Hill. 3ra Edición. D.F. México.
- Molina, M. (1970). *Elementos de Máquinas I*. Valencia: Facultad de Ingeniería. Universidad de Carabobo.
- Ochoa A. Oñate E. & Vásquez L. (2001) **Diseño de una máquina para procesos de rolado y doblado de láminas comerciales**. Cartagena de Indias. Colombia.
- Tassoni D. (2008). **Elementos de Máquina**. Universidad de Carabobo. Valencia. Venezuela

ANEXOS

Anexo A

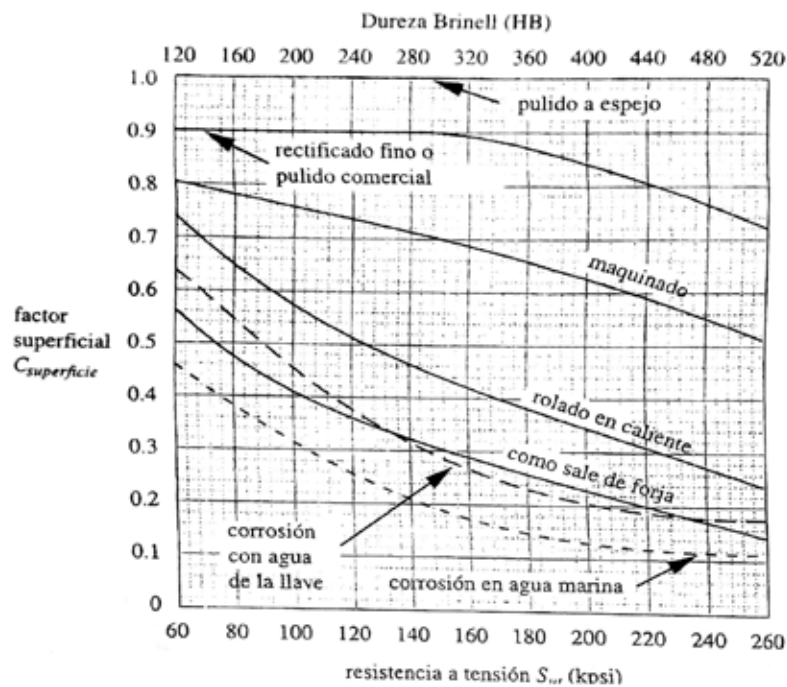


Figura B-1: Factores superficiales para diversos acabados en aceros

Acabado superficial	MPa		kPsi	
	A	b	A	b
Rectificado	1,58	-0,085	1,34	-0,085
Maquinado o estrado en fino	4,51	-0,265	2,7	-0,265
Laminado en caliente	57,7	-0,718	14,4	-0,718
Forjado	272	-0,995	39,9	-0,995

Tabla B-1: Coeficientes para la ecuación del factor superficial $C_s = A(S_u)^b$.

Anexo B

B1

Mechanical Service Factors listed by Industry

For electric motor, steam turbine or hydraulic motor drives, recommendations are MINIMUM and normal conditions are assumed.

Industry	Service		Industry	Service	
	3 to 10 Hour	Over 10 Hour		3 to 10 Hour	Over 10 Hour
BOTTLING AND BREWING			Foundriner Rolls—		
Bottling Machinery	1.25	1.25	Lumpbreaker, Wire Turning		1.50
Brew Kettles, Continuous Duty	1.25	1.25	Dandy & Return Rolls		1.50
Can Filling machines	1.25	1.25	Jordan		1.50
Cookers—Continuous Duty	1.25	1.25	Kiln Drive		1.50
Mash Tubs—Continuous Duty	1.25	1.25	Mt. Hope & Paper Rolls		1.25
Scale Hoppers—Frequent Starts	1.25	1.50	Platter		1.50
CLAY WORKING INDUSTRY			Pressas (Felt & Suction)		1.25
Brick Press	1.75	2.00	Pulper (Continuous)		2.00
Briquette Machines	1.75	2.00	Repulper (Heavy Shock)		2.00
Clay Working Machinery	1.25	1.50	Reel (Surface Type)		1.25
Pug Mills	1.25	1.50	Screens		
DISTILLING			Chip & Rotary		1.50
See Brewing			Vibrating		2.00
DREDGES			Size Press		1.25
Cable Reels, Conveyors	1.25	1.50	Super Calenders ■		1.25
Cutter Head, Jig Drives & Pumps	2.00	2.00	Thickener & Washer		
Maneuvering Winches	1.75	2.00	AC Motor		1.50
Screen Drives	1.75	2.00	DC Motor		1.25
Stackers, Utility Winches	1.25	1.50	Vacuum Pumps		1.50
FOOD INDUSTRY			Wind & Unwind Stand		1.25
Beet Slicers	1.25	1.50	Winders (Surface Type)		1.25
Bottling, Can Filling Machine	1.25	1.25	◆ Yankee Dryers		1.25
Cereal Cookers	1.25	1.25	PLASTIC INDUSTRY		
Dough Mixers, Meat Grinders	1.25	1.50	Batch Drop Mill, 2 smooth rolls	1.25	1.25
LUMBER INDUSTRY			Calenders	1.50	1.50
Barkers—Spindle Feed	1.25	1.50	Compounding Mills	1.25	1.25
Barkers—Main Drive	1.75	1.75	Continuous Feed, Holding & Blend Mill	1.25	1.25
Carnage Drive	Refer to Factory		Extruders	1.50	1.50
Conveyors			Variable Speed Drive	1.50	1.50
Burner	1.25	1.50			
Main or Heavy Duty	1.50	1.50			

Type VR3 Right Angle
Power Ratings – Hp/Triple Reduction

High-Speed Shaft rpm	Nom Ratio	Approx LS Shaft rpm	DRIVE SIZE																	
			107	117	127	133	137	143	145	147	153	155	157	163	165	167	173	175	177	187
1750	12.5	140															1292	1395	1502	
	14.0	125	119	181	310	316	372	432	478	528	601	671	759	873	999	1108	1292	1395	1502	1502
	16.0	109	119	181	307	316	372	432	478	528	601	671	759	873	999	1108	1292	1395	1502	1502
	18.0	97	119	170	281	316	372	432	478	528	601	671	759	873	999	1108	1226	1324	1426	1502
	20.0	88	102	157	253	295	347	398	441	486	583	651	737	800	916	1015	1046	1129	1216	1483
	22.4	78	101	141	222	272	320	355	393	434	514	573	649	714	817	906	993	1073	1155	1320
	25.0	70	91	123	211	256	301	323	357	394	449	501	567	643	736	816	908	981	1056	1231
	28.0	63	74	103	172	231	271	294	325	359	417	465	526	579	663	734	774	836	900	1090
	31.5	56	72	103	152	197	232	264	292	322	367	409	463	516	591	655	734	793	854	977
	35.5	49	64	89	145	185	218	239	265	293	320	357	404	465	532	589	649	701	755	910
	40.0	44	58	80	127	166	195	218	241	266	292	326	369	407	466	516	552	597	642	761
	45.0	39	51	72	110	140	165	192	212	234	257	286	324	363	415	460	524	566	609	698
	50.0	35	45	63	104	132	155	174	192	212	224	250	283	326	373	414	465	503	541	649
	56.0	31	31	58	86	105	124	146	162	179	197	220	249	293	336	372	396	428	461	563
	63.0	28	31	45	74	97	114	135	149	164	188	210	237	261	299	331	375	405	436	500
	71.0	25	31	45	74	94	110	122	135	149	164	183	207	235	269	298	304	328	353	465
	80.0	22	27	36	62	78	92	106	118	130	132	147	166	205	235	260	287	310	334	369
90.0	19	26	35	59	73	86	97	107	118	127	141	160	184	211	234	255	276	297	356	
	100	18	19	30	48	59	70	79	88	97	113	126	143	166	189	210	217	234	252	309
	112	16	19	24	41	53	63	75	83	92	106	118	134	147	169	187	205	222	239	274
	125	14	18	24	41	52	61	68	75	83	93	103	117	132	152	168				255

Anexo C

C1

<i>Uso</i>	<i>Vida útil de diseño</i> <i>L₁₀, h</i>
Aparatos domésticos	1 000–2 000
Motores para aviones	1 000–4 000
Automotriz	1 500–5 000
Equipo agrícola	3 000–6 000
Elevadores, ventiladores industriales, engranes de uso múltiple	8 000–15 000
Motores eléctricos, ventiladores industriales con tolva, máquinas industriales en general	20 000–30 000
Bombas y compresoras	40 000–60 000
Equipo crítico en operación continua las 24 horas	100 000–200 000

Fuente. Eugene A. Avallone y Theodore Baumeister III, eds. *Marks' Standard Handbook for Mechanical Engineers*, 9ª edición. Nueva York: McGraw-Hill Book Company, 1986.

C2

Dimensiones principales			Capacidad de carga básica		Carga límite de fatiga P_u	Velocidades		Masa	Designación
d	D	B	dinámica C	estática C_0		Velocidad de referencia	Velocidad límite		
mm			kN		kN	rpm		kg	-
40	52	7	4,94	3,45	0,19	26 000	16 000	0,034	61808
	62	12	13,8	10	0,43	24 000	14 000	0,12	61908
	68	9	13,8	9,15	0,44	22 000	14 000	0,13	*6008
	68	15	17,8	11,6	0,49	22 000	14 000	0,19	*6008
	80	18	32,5	19	0,80	18 000	11 000	0,37	*6208
	80	18	35,8	20,8	0,88	18 000	11 000	0,34	6208 ETN9
	90	23	42,3	24	1,02	17 000	11 000	0,63	*6308
	110	27	63,7	36,5	1,53	14 000	9 000	1,25	6408
45	58	7	6,63	6,1	0,26	22 000	14 000	0,040	61809
	68	12	14	10,8	0,47	20 000	13 000	0,14	61909
	75	10	16,5	10,8	0,52	20 000	12 000	0,17	*6009
	75	16	22,1	14,6	0,64	20 000	12 000	0,25	*6009
	85	19	35,1	21,6	0,92	17 000	11 000	0,41	*6209
	100	25	55,3	31,5	1,34	15 000	9 500	0,83	*6309
	120	29	76,1	45	1,90	13 000	8 500	1,55	6409

Anexo D

<i>Diámetro nominal de la flecha</i>		<i>Tamaño nominal de la cuña</i>		
<i>Más de</i>	<i>Hasta (incluso)</i>	<i>Espesor, W</i>	<i>Altura, H</i>	
			<i>Cuadrada</i>	<i>Rectangular</i>
3/16	7/16	3/32	3/32	
7/16	9/16	1/8	1/8	3/32
9/16	7/8	3/16	3/16	1/8
7/8	1 1/4	1/4	1/4	3/16
1 1/4	1 3/8	5/16	5/16	1/4
1 3/8	1 3/4	3/8	3/8	1/4
1 3/4	2 1/4	1/2	1/2	3/8
2 1/4	2 3/4	5/8	5/8	7/16
2 3/4	3 1/4	3/4	3/4	1/2
3 1/4	3 3/4	7/8	7/8	5/8
3 3/4	4 1/2	1	1	3/4
4 1/2	5 1/2	1 1/4	1 1/4	7/8
5 1/2	6 1/2	1 1/2	1 1/2	1
6 1/2	7 1/2	1 3/4	1 3/4	1 1/2
7 1/2	9	2	2	1 1/2
9	11	2 1/2	2 1/2	1 3/4
11	13	3	3	2
13	15	3 1/2	3 1/2	2 1/2
15	18	4		3
18	22	5		3 1/2
22	26	6		4
26	30	7		5

Nota: Se recomiendan los valores que no aparecen en las áreas sombreadas. Las dimensiones están en pulgadas.