



UNIVERSIDAD TÉCNICA DE AMBATO

FACULTAD DE INGENIERÍA CIVIL Y MECÁNICA

PROYECTO DE INVESTIGACIÓN

PREVIO A LA OBTENCIÓN DEL TÍTULO DE

INGENIERO MECÁNICO

TEMA:

“ANÁLISIS DEL PROCESO DE CURVADO DE PERFILES PARA DETERMINAR LAS DEFORMACIONES Y ESFUERZOS EN SECCIONES DEL CERCHADO EN LA FABRICACIÓN DE BUS TIPO EN LA EMPRESA CARROCERÍAS PAPER´S EN LA CIUDAD DE AMBATO”

AUTOR: LUIS ROLANDO AGUALONGO YANSAPANTA

TUTOR: ING. CHRISTIAN CASTRO

Ambato – Ecuador

2015.

APROBACIÓN DEL TUTOR DEL TRABAJO DE GRADUACIÓN O TITULACIÓN

En mi calidad de Tutor del trabajo de investigación, bajo el tema “ANÁLISIS DEL PROCESO DE CURVADO DE PERFILES PARA DETERMINAR LAS DEFORMACIONES Y ESFUERZOS EN SECCIONES DEL CERCHADO EN LA FABRICACIÓN DE BUS TIPO EN LA EMPRESA CARROCERÍAS PAPER´S EN LA CIUDAD DE AMBATO” elaborado por el señor: Luis Rolando Agualongo Yansapanta, egresado de la facultad de Ingeniería Civil y Mecánica de la Universidad Técnica de Ambato.

Certifico:

- Que la presente tesis es original de su autor.
- Ha sido revisada en cada uno de sus capítulos.
- Está concluida y puede continuar con el trámite correspondiente.

Ambato, Mayo del 2015

.....
Ing. CHRISTIAN CASTRO
TUTOR

AUTORÍA DEL TRABAJO DE INVESTIGACIÓN

Declaro que los criterios expresados en la investigación denominada “ANÁLISIS DEL PROCESO DE CURVADO DE PERFILES PARA DETERMINAR LAS DEFORMACIONES Y ESFUERZOS EN SECCIONES DEL CERCHADO EN LA FABRICACIÓN DE BUS TIPO EN LA EMPRESA CARROCERÍAS PAPER´S EN LA CIUDAD DE AMBATO”, así como también las ideas, análisis, conclusiones y propuesta original son auténticas y de exclusiva responsabilidad de su autor.

Ambato, Mayo del 2015

EL AUTOR

Luis Rolando Agualongo Yansapanta
C.I. 180449448-0

DEDICATORIA

El presente trabajo de investigación está dedicado a Dios todo poderoso, grande y majestuoso por darme la oportunidad de cumplir mis metas y objetivos, por brindarme salud, vida y las fuerzas necesarias para mantenerme en pie y seguir luchando a pesar de las adversidades por un futuro mejor para mi familia.

Con todo mi cariño y corazón a mis padres Luis Gilberto Agualongo y Bélgica Noemí Yansapanta por darme la oportunidad de vivir. Por su ejemplo y apoyo incondicional durante toda mi vida estudiantil.

A mis hermanos que siempre estuvieron junto a mí, brindándome sus sabios consejos y su apoyo, por ser las manos que me han ayudado a levantarme en los momentos de adversidad.

A mis sobrinos y sobrinas que cada día van creciendo y que algún día verán este trabajo.

Luis Rolando

AGRADECIMIENTO

A Dios y a la Virgen por brindarme salud, vida y las fuerzas necesarias para cumplir mis metas y realizar uno de mis sueños más preciados.

A mis padres quienes creyeron en mí y supieron darme la oportunidad de superarme, y ser mejor persona cada día.

A mi tutor de tesis Ing. Christian Castro por guiar este trabajo de investigación hasta su exitosa culminación.

A los docentes de la Facultad de Ingeniería Civil y Mecánica de la Universidad Técnica de Ambato por brindarme sus conocimientos para poder desenvolverme en el campo profesional.

Luis Rolando

ÍNDICE GENERAL DE CONTENIDOS

APROBACIÓN DEL TUTOR DEL TRABAJO DE GRADUACIÓN O TITULACIÓN.....	II
AUTORÍA DEL TRABAJO DE INVESTIGACIÓN.....	III
DEDICATORIA	IV
AGRADECIMIENTO	V
ÍNDICE GENERAL DE CONTENIDOS.....	VI
ÍNDICE DE TABLA.....	XI
ÍNDICE DE FIGURAS.....	XIII
RESUMEN EJECUTIVO	1
CAPÍTULO I.....	2
EL PROBLEMA DE INVESTIGACIÓN.....	2
1.1 TEMA DE INVESTIGACIÓN	2
1.2. PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA	2
1.2.1. Contextualización.....	2
1.2.2. Análisis crítico	3
1.2.3. Prognosis	4
1.2.4. Formulación del problema	4
1.2.5. Preguntas directrices	4
1.2.6. Delimitación.....	4
1.2.6.1. Delimitación de contenido	4
1.2.6.2. Delimitación espacial	5
1.2.6.3. Delimitación temporal.....	5
1.3. JUSTIFICACIÓN.....	5
1.4. OBJETIVOS.....	5
1.4.1. Objetivo general	5
1.4.2. Objetivos específicos	6
CAPÍTULO II	7
MARCO TEÓRICO.	7

2.1. ANTECEDENTES INVESTIGATIVOS.....	7
2.2. FUNDAMENTACIÓN FILOSÓFICA.	9
2.3. FUNDAMENTACIÓN LEGAL.	9
2.4. CATEGORÍAS FUNDAMENTALES.....	10
2.4.1. Diseño mecánico	11
2.4.1.1 Parámetros de diseño.....	11
a) Materiales.....	11
b) Resistencia	11
c) Costos.....	12
d) Tiempo	12
e) El peso.....	12
2.4.2 Sistemas mecánicos.....	12
2.4.2.1 Características de los sistemas mecánicos	12
2.4.2.2 Motor.....	13
2.4.2.3 Motorreductores	14
2.4.2.4 Características de operación de un motorreductor	14
2.4.3 Curvado o doblado	15
2.4.3.1 Curvado de tubos	15
2.4.3.2 Métodos más comunes de curvado	16
a) Curvado por estiramiento o escurrido	16
b) Curvado por compresión o contorneado.....	17
c) Curvado por rodillos	17
d) Curvado a tracción	19
2.4.3.3 Principales problemas presentes en el doblado.....	19
2.4.3.4 Recuperación elástica.....	20
2.4.3.5 Parámetros de doblado	22
a) Relación radio de doblado-espesor	22
b) Fuerza de doblado.....	23
c) Capacidad del ángulo de giro.....	25
d) Radio mínimo de doblado.....	25
e) Influencia del radio de doblado.....	26
2.4.3.6 Proceso de fabricación de carrocerías	26

a) Levantamiento de cerchas	27
2.4.4 Ingeniería de materiales	28
2.4.5 Propiedades de los aceros.....	29
2.4.6 Deformación y esfuerzo	32
2.4.6.1 Deformación.....	32
a) La teoría de la deformación máxima.....	32
b) Deformación simple.....	32
c) Deformación unitaria	33
2.4.6.2 Energía de deformación (W).....	33
2.4.6.3 Módulo de deformación	34
2.4.6.4 Esfuerzo.....	34
a) Esfuerzo de tensión	34
b) Esfuerzo de compresión.....	35
c) Esfuerzo cortante.....	36
d) Esfuerzo a tracción.....	36
e) Esfuerzo a compresión	37
2.4.6.5 Diagrama esfuerzo – deformación	37
a) Elementos de diagrama esfuerzo – deformación	38
2.5 HIPÓTESIS	40
2.6 SEÑALAMIENTO DE VARIABLES	40
2.6.1 Variable independiente	40
2.6.2 Variable dependiente.....	40
2.6.3. Término de relación	40
CAPITULO III.....	41
METODOLOGÍA.	41
3.1 ENFOQUE	41
3.2 MODALIDAD BÁSICA DE LA INVESTIGACIÓN.....	41
3.2.1 Investigación de campo.....	41
3.2.2 Investigación bibliográfica.....	41
3.2.3. Experimental	41
3.3 NIVEL O TIPO DE INVESTIGACIÓN.....	42

3.3.1 Exploratoria.....	42
3.3.2 Descriptivo	42
3.4. POBLACIÓN Y MUESTRA	42
3.4.1. Población o universo	42
3.4.2. Muestra.....	42
3.5. OPERACIONALIZACIÓN DE VARIABLES	44
3.5.1. Variable independiente	44
3.5.2. Variable dependiente:.....	45
3.5.1. Variable independiente	45
3.6 TÉCNICAS DE RECOLECCIÓN DE INFORMACIÓN	45
3.7 PLAN DE PROCESAMIENTO DE LA INFORMACIÓN	45
3.8 PLAN DE PROCESAMIENTO DE LA INFORMACIÓN	45
CAPITULO IV	46
ANÁLISIS E INTERPRETACIÓN DE RESULTADOS.....	46
4.1 MÉTODOS DE CURVADO.....	46
4.1.1 Alternativa 1. Dobladora por compresión.....	46
4.1.2 Alternativa 2. Dobladora por tracción.....	48
4.1.3 Alternativa 3. Dobladora por rodillos manual	51
4.1.4 Alternativa 4. Dobladora por rodillos electromecánica	53
4.1.5 Alternativa 5. Dobladora por rodillos CNC	55
4.1.6 Diseño concurrente.....	57
4.1.7 Determinación de los factores de evaluación.....	57
4.1.8 Selección de alternativas	58
4.2 MECANISMOS	60
4.2.1 Levas	60
4.2.2 Engranajes	62
4.2.3 Tornillo de potencia-tuerca	63
4.2.4 Transmisión por cadena.	64
4.3 ACCIONAMIENTOS	68
4.3.1 Accionamiento mecánico	68
4.3.2 Accionamiento eléctrico.....	69

4.3.3 Accionamiento neumático.....	74
4.3.4 Accionamiento hidráulico	77
4.4 VERIFICACIÓN DE LA HIPÓTESIS.....	132
CAPÍTULO V.....	137
CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES.....	137
5.1 CONCLUSIONES	137
5.2 RECOMENDACIONES	138
CAPÍTULO VI.....	139
PROPUESTA	139
6.1 DATOS INFORMATIVOS.....	139
6.1.1 Tema.....	139
6.1.1 Autor	139
6.1.2 Beneficiario	139
6.1.3 Ubicación	139
6.1.4 Equipo técnico responsable.....	139
6.2 ANTECEDENTES DE LA PROPUESTA.....	139
6.3 JUSTIFICACIÓN.....	140
6.4 OBJETIVOS.....	141
6.4.1 Objetivo general	141
6.4.2 Objetivos específicos	141
6.5 ANÁLISIS DE FACTIBILIDAD.....	141
6.6 FUNDAMENTACIÓN	141
6.6.1 Definición de mantenimiento.....	141
6.6.2 Misiones del mantenimiento	142
6.6.3 Objetivos del mantenimiento	142
6.6.4 Mantenimiento preventivo	142
6.7 ANÁLISIS AMFE.....	143
6.7.1 Índice de prioridad de riesgo (IPR).....	144
6.7.2 Gravedad	144
6.7.3 Frecuencia	146

6.7.4 Detectabilidad	147
6.7.5 Acciones correctivas	148
6.7.6 Sistema	148
6.7.6.1 Subsistema	149
6.7.6.2 Componente	149
6.8 MATRIZ AMFE PARA ROLADORA ELECTROMECAÁNICA	157
6.9 CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES DE LA PROPUESTA	161
6.9.1 Conclusiones	161
6.9.2 Recomendaciones.....	161
6.10 ADMINISTRACIÓN	162
6.10.1 Análisis de costos	162
6.10.1.1 Costos Directos	162
6.10.1.2 Costos Indirectos	163
6.10.1.3 Costos Total de Inversión	164
6.11 PREVISIÓN DE LA EVALUACIÓN.....	164
7. BIBLIOGRAFÍA.....	165

ÍNDICE DE TABLA

Tabla 2. 1 Relación radio de doblez-espesor.....	23
Tabla 3. 1 Operalización de Variable Independiente.....	44
Tabla 3. 2 Operalización de Variable Dependiente.....	45
Tabla 4.1 Valoración de parámetros para la selección de alternativas.....	58
Tabla 4. 2 Evaluación de criterio “Mantenimiento”.....	59
Tabla 4. 3 Evaluación del criterio “precio”.....	59
Tabla 4. 4 Evaluación del criterio “Consumo energético”.....	59
Tabla 4. 5 Evaluación del criterio “Disponibilidad de materiales en el mercado”.....	60
Tabla 4. 6 Valoración de parámetros.....	60
Tabla 4. 7 Valoración de parámetros para la selección de alternativas.....	66
Tabla 4. 8 Evaluación del criterio “Rendimiento en transmisión”.....	66
Tabla 4. 9 Evaluación del criterio “Precio”.....	67
Tabla 4. 10 Evaluación del criterio “Facilidad de Construcción”.....	67
Tabla 4. 11 Evaluación del criterio “Lubricación”.....	67
Tabla 4. 12 Valoración de parámetros.....	68
Tabla 4. 13 Características de los distintos tipos de actuadores.....	80
Tabla 4. 14 Valoración de parámetros para la selección de alternativas.....	80
Tabla 4. 15 Evaluación del criterio “Costo”.....	81
Tabla 4. 16 Evaluación del criterio “Velocidad de operación”.....	81
Tabla 4. 17 Evaluación del criterio “Mantenimiento”.....	81
Tabla 4. 18 Valoración de parámetros.....	82
Tabla 6. 1 Clasificación de la gravedad de la causa de fallo.....	145
Tabla 6. 2 Clasificación de la frecuencia de la causa de fallo.....	146
Tabla 6. 3 Clasificación de la detectabilidad de la causa de fallo.....	147
Tabla 6. 4 Codificación del sistema.....	148
Tabla 6. 5 Codificación de subsistema.....	149
Tabla 6. 6 Codificación de componentes.....	149
Tabla 6. 7 Sistema, subsistema y componentes mecánicos.....	150
Tabla 6. 8 Sistema, subsistema y componentes eléctricos.....	150
Tabla 6. 9 Tabla AMFE Motor - Juego tensor.....	157

Tabla 6. 10	Tabla AMFE Sistema Mecánico.....	158
Tabla 6. 11	Tabla AMFE Sistema Electrico.....	160
Tabla 6. 12	Cuadro de acciones correctivas de la Roladora Electromecánica...	161
Tabla 6. 13	Plan de Mantenimiento Preventivo.....	161
Tabla 6. 14	Plan de Mantenimiento General de Equipo	163
Tabla 6. 15	Orden de trabajo.....	158
Tabla 6. 16	Orden de compra de material y repuestos.....	159
Tabla 6. 17	Ficha de ejecución.....	160
Tabla 6. 18	Costos Directos	162
Tabla 6. 19	Costos Mano de Obra.....	163
Tabla 6. 20	Costos Varios	163

ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 2. 1 Categorías Fundamentales	10
Figura 2. 2 Fibras Neutras.....	15
Figura 2. 3 Doblado por estiramiento.	17
Figura 2. 4 Doblado por comprensión.	17
Figura 2. 5 Doblado con rodillos.	18
Figura 2. 6 Doblado a tracción.....	19
Figura 2. 7 Principales problemas presentes en el doblado e un tubo.	20
Figura 2. 8 Recuperación elástica.	21
Figura 2. 9 Diagrama de cuerpo libre de una viga empotrada en un extremo.	23
Figura 2. 10 Diagrama de fuerza cortante y momento flector.	24
Figura 2. 11 Radio de doblado.	26
Figura 2. 12 Tubo de acero doblado (Cerchas).....	27
Figura 2. 13 Deformación unitaria.....	33
Figura 2. 14 Esfuerzo de Tensión.	35
Figura 2. 15 Esfuerzo de Tensión.	35
Figura 2. 16 Esfuerzo de Tensión.	36
Figura 2. 17 Esfuerzo de tracción (+).	36
Figura 2. 18 Esfuerzo de compresión (-).	37
Figura 2. 19 Diagrama Esfuerzo – Deformación.	39
Figura 4. 1 Dobladora por comprensión.....	46
Figura 4. 2 Dobladora por tracción.	49
Figura 4. 3 Dobladora por rodillos manual.	51
Figura 4. 4 Dobladora por rodillos electromecánica.	53
Figura 4. 5 Dobladora por rodillos CNC.	55
Figura 4. 6 Leva-seguidor.	61
Figura 4. 7 Transmisión por Engranajes.	62
Figura 4. 8 Tornillo de potencia.....	63
Figura 4. 9 Transmisión por cadena.....	65
Figura 4. 10 Accionamiento Mecánico.	68
Figura 4. 11 Cilindro simple efecto.	74
Figura 4. 12 Cilindro doble efecto.	75

Figura 4. 13 Cilindro simple efecto.	78
Figura 4. 14 Cilindro doble efecto.	79
Figura 4. 15 Diagrama de fuerzas y momentos flectores.....	82
Figura 4. 16 Flexión de la viga.	83
Figura 4. 17 Segmento de la viga antes y después de la deformación.....	83
Figura 4. 18 Superficie neutra.....	84
Figura 4. 19 Secciones transversales extremas de la viga.....	84
Figura 4. 20 Superficie neutra y superficie en estudio antes y después de la deformación.....	86
Figura 4. 21 Variación de la deformación para momento positivo y negativo....	88
Figura 4. 22 Esfuerzo normal a la sección	88
Figura 4. 23 Distribucion de esfuerzos	89
Figura 4. 24 Momento flector	90
Figura 4. 25 Momento flector actuante.....	90
Figura 4. 26 Diferencial de área de la sección transversal.....	91
Figura 4. 27 Esquemático de un tubo cuadrado.....	94
Figura 4. 28 Diagrama apoyos simples con carga central.....	94
Figura 4. 29 Reacciones generada por lo rodillos inferiores.....	95
Figura 4. 30 Deformacion de perfil.....	96
Figura 4. 31 Radio de curvatura maximo.....	97
Figura 4. 32 Esquema el sistema de rolado.....	104
Figura 4. 33 Diagrama general de fuerza del eje del rodillo superior.....	104
Figura 4. 34 Diagrama de carga del eje en el plano XY.	105
Figura 4. 35 Diagrama de fuerza cortante de eje en el plano XY.	105
Figura 4. 36 Diagrama de momento del eje en el plano XY.....	106
Figura 4. 37 Diagrama de carga del eje en el plano XZ.....	107
Figura 4. 38 Diagrama de fuerza cortante del eje en el plano XZ.	107
Figura 4. 39 Diagrama de momento del eje en el plan XZ.	107
Figura 4. 40 Esquema del eje y sus elementos.....	109
Figura 4. 41 Tornillo de potencia.....	114
Figura 4. 42 Estructura de la máquina.	118
Figura 4. 43 Tramo A.....	119

Figura 4. 44	Diagrama de carga del tramo A.....	119
Figura 4. 45	Diagrama de fuerza cortante del tramo A.....	120
Figura 4. 46	Diagrama de momento flector del tramo A.....	120
Figura 4. 47	Perfil de tramo A	120
Figura 4. 48	Tramo B.....	123
Figura 4. 49	Reacciones en el tramo B	123
Figura 4. 50	Diagrama e fuera cortante del tramo B.....	124
Figura 4. 51	Diagrama de momento flector del tramo B.....	124
Figura 4. 52	Perfil del Tramo B.....	125
Figura 4. 53	Tramo C.....	126
Figura 4. 54	Diagrama de carga del tramo longitudinal B.....	127
Figura 4. 55	Diagrama de fuerza cortante del tramo C.....	127
Figura 4. 56	Diagrama de momento flector del tramo C.....	127
Figura 4. 57	Perfil del tramo C.....	128
Figura 4. 58	Perfil del tramo D.....	130

RESUMEN EJECUTIVO

El presente trabajo investigativo, tiene como tema: “Análisis del proceso de curvado de perfiles para determinar las deformaciones y esfuerzos en secciones del cerchado en la fabricación de bus tipo en la empresa carrocerías PAPER´S en la ciudad de Ambato”. Se la realizo debido a la importancia de efectuar el análisis del proceso de curvado para determinar las deformaciones y esfuerzos producidos en el perfil durante el cerchado para la fabricación de Bus Tipo.

Como primera parte, se recopiló información básica acerca del proceso de curvado, los tipos de máquinas existentes y las bases teóricas que ayudan a la comprensión de su funcionamiento, comportamiento al momento de realizar el curvado del perfil.

Para seleccionar la máquina adecuada se realizó las ponderaciones tomando en cuenta las siguientes características: mantenimiento, precio, consumo energético, disponibilidad de material en el mercado. Finalmente se determinó la opción acorde a nuestras necesidades se procede al diseño y a la selección de los elementos que conforman la máquina que ayudara a reducir deformaciones y obtener un cerchado con mayor uniformidad.

Para determinar las deformaciones y esfuerzos se realizó los cálculos correspondientes partiendo de la fórmula de flexión pura en una viga

Para un buen manejo y uso de la máquina roladora electromecánica se realizó un plan de mantenimiento inicial preventivo detallando los componentes en una matriz AMFE los componentes más susceptibles al fallo, y posteriormente se efectuó la matriz de acciones correctivas para los mismos.

CAPÍTULO I

EL PROBLEMA DE INVESTIGACIÓN

1.1 Tema de investigación

ANÁLISIS DEL PROCESO DE CURVADO DE PERFILES PARA DETERMINAR LAS DEFORMACIONES Y ESFUERZOS EN SECCIONES DEL CERCHADO EN LA FABRICACIÓN DE BUS TIPO EN LA EMPRESA CARROCERÍAS PAPER´S EN LA CIUDAD DE AMBATO.

1.2. Planteamiento del problema.

1.2.1. Contextualización

Latinoamérica es reconocida por la producción de autobuses, un ejemplo de esto es Brasil en donde las fábricas en los últimos años han exportado sus autobuses a más de 60 países como Argentina, Uruguay, Colombia, México, Egipto, India, Portugal y Sudáfrica, debido a la calidad de los mismos utilizando procesos de fabricación tecnificados y maquinaria de última generación, que los hacen únicos e inigualables para satisfacer las necesidades de los clientes.

En el Ecuador durante años las empresas que se dedican a la producción de autobuses han tenido un avance poco notable en comparación a otros países latinoamericanos, esto debido al poco interés de las mismas en tecnificar los procesos de producción.

Una de las provincias más fructíferas en la producción de autobuses es sin duda la provincia de Tungurahua, que cuenta con grandes empresas con gran prestigio dedicadas a construcción de autobuses como es PAPER´S, CEPEDA, IBIMCO,

MIRAL entre otros, de manera que este campo es de mucha importancia en nuestra provincia.

En la provincia de Tungurahua la mayoría de empresas que se dedican a la producción de autobuses, sus procesos no han avanzado debido a la falta de información de nuevos procesos tecnológicos y a estudios en los cuales se pueda mejorar los procesos que conlleva la producción de carrocerías.

1.2.2. Análisis crítico

En nuestro país al no tener suficiente información sobre el desarrollo de nuevas tecnologías en lo que se refiere a la producción de autobuses, ha provocado que exista un deficiente desarrollo tecnológico en el proceso de producción, por lo que se debe realizar investigaciones sobre la factibilidad de implementar un sistema para curvar perfiles para mejorar la producción de autobuses.

El bajo interés en implementar nuevas tecnologías en los procesos de producción provoca que el nivel de producción sea siempre el mismo y haya demora en la entrega del producto causando molestias entre sus principales clientes.

El desconocimiento de maquinaria tecnificada en empresas que se dedican a la producción de autobuses, es un problema ya que en ciertas etapas en el proceso de producción hay demoras provocando que determinado personal tenga tiempos improductivos demorando así la entrega final del producto.

Uno de los factores fundamentales que impiden el desarrollo de las empresas que se dedican a la producción de auto buses, es debido al desinterés de sus propietarios en investigar sistemas nuevos y tecnificados que mejoren el proceso ayudando a las empresas a producir unidades de mejor calidad.

1.2.3. Prognosis

Al no realizar un análisis sobre los procesos del curvado de perfiles no se podrá contar con la información necesaria que ayude a determinar las causas que originan la presencia de deformaciones y esfuerzos en secciones del cerchado en la empresa carrocerías PAPER´S.

1.2.4. Formulación del problema

Las deformaciones en las paredes de tubo cuadrado 50x50x2mm al momento del curvado de cerchas en la fabricación de bus tipo en la empresa carrocerías PAPER´S.

1.2.5. Preguntas directrices

¿Cuáles son los tipos de curvado de perfiles que existen?

¿Cuál es el tipo de curvado que se realiza en la empresa carrocerías PAPER´S?

¿Qué tipo de deformaciones y esfuerzos se presentan en las secciones al momento del cerchado?

¿Cuáles son las causas que originan la presencia de deformaciones durante el cerchado?

¿Cuáles son los parámetros que influyen en un proceso para el curvado de perfiles?

1.2.6. Delimitación

1.2.6.1. Delimitación de contenido

- Diseño de Elementos Mecánicos
- Sistemas de Medición y Control I y II

- Diseño de Proyectos de Investigación
- Diseño de Elementos Finitos

1.2.6.2. Delimitación espacial

El proyecto se desarrollará en la ciudad de Ambato en la provincia de Tungurahua, especialmente en la Empresa Carrocerías “PAPER´S”.

1.2.6.3. Delimitación temporal

El presente estudio investigativo tiene una duración de 6 meses a partir de la fecha de aprobación durante el período Septiembre del 2014 a Marzo del 2015.

1.3. Justificación

El objetivo de este proyecto es conocer, buscar soluciones, mejorar el proceso de curvado de perfiles en la producción de autobuses, sabiendo que por medio de este se va a obtener mayor calidad en el proceso fabricación de autobuses, lo que llevará a obtener una mayor confiabilidad por parte de los clientes hacia la empresa, se ha optado en profundizar la investigación en el análisis del proceso de curvado de perfiles en la empresa carrocerías PAPER´S. De esta forma se pretende garantizar la mejora del curvado de perfiles.

1.4. Objetivos

1.4.1. Objetivo general

Analizar el proceso de curvado de perfiles para determinar las deformaciones y esfuerzos en las secciones del cerchado en la fabricación de bus tipo en la empresa carrocerías PAPER´S?

1.4.2. Objetivos específicos

- Analizar los tipos de curvado de perfiles.
- Identificar los tipos de curvado que se realizan en la empresa carrocerías PAPER 'S.
- Analizar el tipo de deformaciones y esfuerzos que se presentan en las secciones al momento del curvado.
- Determinar las causas que originan las deformaciones durante el cerchado.
- Investigar los parámetros que influyen en un proceso para el curvado de perfiles.

CAPÍTULO II

MARCO TEÓRICO.

2.1. Antecedentes investigativos.

Los sectores manufacturero, industrial y artesanal demandan máquinas que posean mejoras tecnológicas para incrementar la calidad y la velocidad en las operaciones de producción.

Allanándose a esta necesidad de mejoras, la mayor parte del sector carrocerero busca cambiar el proceso tradicional de curvado de tubos estructurales, que se lo realizaba de forma manual, mediante golpes. Este proceso manual no posee ningún control y no garantiza la integridad estructural del cerchado para la fabricación de carrocerías.

Este proyecto se apoya en investigaciones realizadas con anterioridad por otros autores, a continuación se presenta una referencia respecto al tema de trabajo: “Diseño y Construcción de una roladora eléctrica semiautomática de doblez de tubo redondo para disminuir las marcas al momento de realizar la conformación”

Fuente: Tesis

Autor: López Sánchez Fabián Augusto

Año: 2010.

Lugar: Universidad Técnica de Ambato

Conclusión:

Luego de las pruebas y resultados obtenidos se concluye que la roladora permite realizar varios tipos de radios de curvatura según la conformación deseada.

Para el accionamiento de la roladora se utilizó pulsadores de tal manera que para el operador sea de fácil manipulación.

“Diseño de una estructura de carrocería de bus por software de computador bajo normas técnicas internacionales”

Fuente: Tesis

Autores:

Marco Andrés Orozco Salcedo

Juan Carlos Velásquez Benalcázar

Año: 2005.

Lugar: Escuela Politécnica del Ejército sede Latacunga

Conclusión:

Mediante la realización de este proyecto, se estudia todos los factores que deben ser tomados en cuenta para brindar seguridad a personas que utilizan el servicio del transporte, diseñando una estructura, calculada para que la superestructura no sufra ninguna clase de deformación.

Se ha analizado la estructura que PATRICIO CEPEDA fabrica, y se ha determinado que la zona crítica se ubica en las cerchas principales, a la altura de las ventanas y por debajo de la parrilla, ya que en esta parte se ubican más cargas generadas por los equipajes, debido a que las eficiencias superan lo permisible (< 1), tal es el caso del elemento 2023, analizado por completo en el capítulo IV, en el que su eficiencia al estar con la combinación de todas las cargas es de 4,261.

“Estudio de aceros estructurales para la construcción de carrocerías para buses”

Fuente: Tesis

Autores:

Aranda Pazmiño Diego Oswaldo

Dután Amay Verónica Patricia

Año: 2009.

Lugar: Escuela Politécnica Nacional

Conclusión:

El material más empleado en la fabricación de estructuras para carrocerías metálicas es el acero ASTM A-36 debido a su disponibilidad en el mercado, a su costo y, especialmente, por el hecho de que no ha existido un estudio sobre materiales para esta aplicación su uso se ha vuelto una tradición.

El material más resistente entre los empleados en las estructuras de las carrocerías y, consecuentemente, la menor deformación alcanza al ser sometido a combinaciones de cargas es el acero ASTM A-514 Gr. B.

2.2. Fundamentación filosófica.

La presente investigación está ubicada en el paradigma crítico - propositivo; Crítico puesto que el estudio parte de problemas reales que se presentan en nuestro medio que involucra la producción de carrocerías para autobuses, y propositivo porque se buscará plantear una alternativa de solución al problema de esta investigación.

2.3. Fundamentación legal.

El desarrollo de la presente investigación estará basado en las siguientes normas técnicas.

NOM-112-STPS-1994 Seguridad en máquinas-herramientas denominadas roladoras, formadoras y curvadoras.

NTE INEN 134:2009 Ensayo de doblado para tubos de acero de sección circular.

NTP 131 Cilindros curvadores de chapa

NTE INEN 110:1975 Ensayo de doblado para el acero.

NTE INEN 1 623:2009 Aceros. Perfiles estructurales conformados en frío. Requisitos e inspección.

NCh201.Of68 Acero-Ensayo de doblado de planchas superior o igual a 3 mm, barras y perfiles.

2.4. Categorías fundamentales

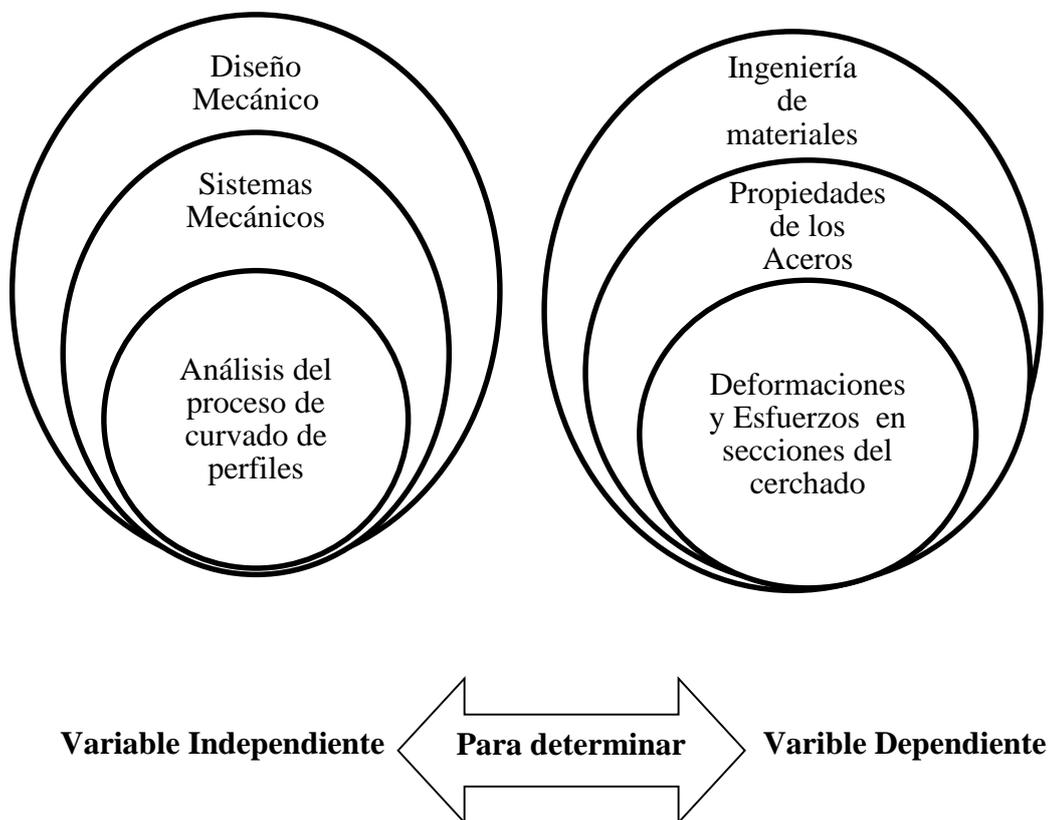


Figura 2. 1 Categorías Fundamentales

Elaborado por: Luis Agualongo

2.4.1. Diseño mecánico

Según Yáñez F. (2011). Estudio del sistema mecánico aplicado al desgranado de maíz suave seco para mejorar tiempos de producción en el cantón San Miguel provincia de Bolívar (Tesis de Pregrado). Universidad Técnica de Ambato, Ambato, Ecuador.

El diseño es una actividad mental, una actividad fruto del intelecto mediante la cual se generan una serie de ideas respecto a la solución práctica de un problema que requiere del desarrollo o construcción de una máquina, mecanismo, dispositivo o la creación de un proceso.

En ingeniería el diseño mecánico es el resultado de investigaciones sobre el límite de fluencia de los materiales, valor de esfuerzo aplicado en que el material comienza a deformarse permanentemente adquiriendo propiedades diferentes a las que tenía antes de someterlo a una fuerza. Para lograr un diseño adecuado, se debe llegar a un consiente límite de fluencia fuerza aplicada, en la manera más sencilla de presentarlo mayor a la unidad.

2.4.1.1 Parámetros de diseño

a) Materiales

Los materiales a emplear en la fabricación de los componentes, los cuales tienen diferentes características en cuanto a sus propiedades mecánicas, físicas y químicas. Además de los aspectos relacionados con su costo, fabricación, manipulación y disponibilidad., entre otros.

b) Resistencia

Se requiere resistencia en los diferentes componentes dados las soluciones de carga a las que va ser sometidas, las condiciones de operación, incluyendo el entorno y la vida esperada del mismo.

c) Costos

Costos en los que se debe incurrir para el desarrollo del proyecto, la materialización del diseño. Estos costos están relacionados con los materiales, los procesos de fabricación, ensamblaje, las pruebas técnicas y demás recursos requeridos durante la etapa de construcción, prueba y optimización.

d) Tiempo

El tiempo disponible para la realización del proyecto, desde la fase de concepción hasta la entrega.

e) El peso

Peso de la estructura, puede ser un factor determinante en el diseño, y usualmente debe tenerse especial cuidado al momento de realizar los cálculos de los esfuerzos a los que está sometido el material. En ocasiones debe analizarse la relación resistencia mecánica peso como un criterio adicional para la selección del material a emplear en la construcción de la máquina, estructura o componente mecánico.

2.4.2 Sistemas mecánicos

Los sistemas mecánicos son aquellos constituidos fundamentalmente por componentes, dispositivos o elementos que tienen como función específica transformar o transmitir el movimiento desde las fuentes que lo generan, al transformar distintos tipos de energía.

2.4.2.1 Características de los sistemas mecánicos

Se caracterizan por presentar elementos o piezas sólidas, con el objeto de realizar movimientos por acción o efecto de una fuerza, en ocasiones, pueden asociarse con sistemas eléctricos y producir movimiento a partir de un motor accionado por la

energía eléctrica, en general la mayor cantidad de sistemas mecánicos usados actualmente es propulsado por motores de combustión interna.

En los sistemas mecánicos, se utilizan distintos elementos relacionados para transmitir un movimiento, como el movimiento tiene una intensidad y una dirección, en ocasiones es necesario cambiar esa dirección y aumentar la intensidad, y para ello se utilizan mecanismos. En general el sentido de movimiento puede ser circular (movimiento de rotación) o lineal (movimiento de translación) los motores tienen un eje que genera un movimiento circular.

2.4.2.2 Motor

Un motor es la parte de una máquina capaz de transformar cualquier tipo de energía (eléctrica, de combustibles fósiles, etc.), en energía mecánica capaz de realizar un trabajo. En los automóviles este efecto es una fuerza que produce el movimiento.

Existen diversos tipos, siendo de los más comunes los siguientes:

Motores térmicos: cuando el trabajo se obtiene a partir de energía calórica.

Motores de combustión interna: son motores térmicos en los cuales se produce una combustión del fluido del motor, transformando su energía química en energía térmica, a partir de la cual se obtiene energía mecánica. El fluido motor antes de iniciar la combustión es una mezcla de un comburente (como el fuego) y un combustible, como los derivados del petróleo y gasolina, los del gas natural o los biocombustibles.

Motores de combustión externa: son motores térmicos en los cuales se produce una combustión en un fluido distinto al fluido motor. El fluido motor alcanza un estado térmico de mayor fuerza posible de llevar es mediante la transmisión de energía a través de una pared.

Motores eléctricos: cuando el trabajo se obtiene a partir de una corriente eléctrica.

2.4.2.3 Motorreductores

Los Reductores o Motor reductores son apropiados para el accionamiento de toda clase de máquinas y aparatos de uso industrial, que necesitan reducir su velocidad en una forma segura y eficiente.

Las transmisiones de fuerza por correa, cadena o trenes de engranajes que aún se usan para la reducción de velocidad presentan ciertos inconvenientes.

Al emplear reductores o motorreductores se obtiene una serie de beneficios sobre estas otras formas de reducción. Algunos de estos beneficios son:

- Una regularidad perfecta tanto en la velocidad como en la potencia transmitida.
- Una mayor eficiencia en la transmisión de la potencia suministrada por el motor.
- Mayor seguridad en la transmisión, reduciendo los costos en el mantenimiento.
- Menor espacio requerido y mayor rigidez en el montaje.
- Menor tiempo requerido para su instalación.

Los motor reductores se suministran normalmente acoplado a la unidad reductora un motor eléctrico normalizado asíncrono tipo jaula de ardilla, totalmente cerrado y refrigerado por ventilador para conectar a redes trifásicas de 220/440 voltios y 60 Hz.

Para proteger eléctricamente el motor es indispensable colocar en la instalación de todo Motor reductor un guarda motor que limite la intensidad y un relé térmico de sobrecarga. Los valores de las corrientes nominales están grabados en las placas de identificación del motor.

2.4.2.4 Características de operación de un motorreductor

- Potencia (HP tanto de entrada como de salida)
- Velocidad (RPM de entrada como de salida)

- Torque (par) máximo a la salida en kg-m.
- Relación de reducción (I).

2.4.3 Curvado o doblado

Se entiende por curvar o doblar un material, producir en éste una deformación en la que las fibras exteriores resultan estiradas y las interiores, por el contrario, se comprimen. Entre ambas capas de fibras se encuentra la llamada capa de fibras neutras, cuyas longitudes permanecen invariables con el curvado o doblado. Las fibras neutras se hallan dispuestas en el caso de radio grande de curvatura aproximadamente hacia la mitad del material, y cuando la curvatura es más forzada esas fibras neutras se hallan más pronto hacia el lado interior de la pieza. (Lloacana, 2010,p.42)

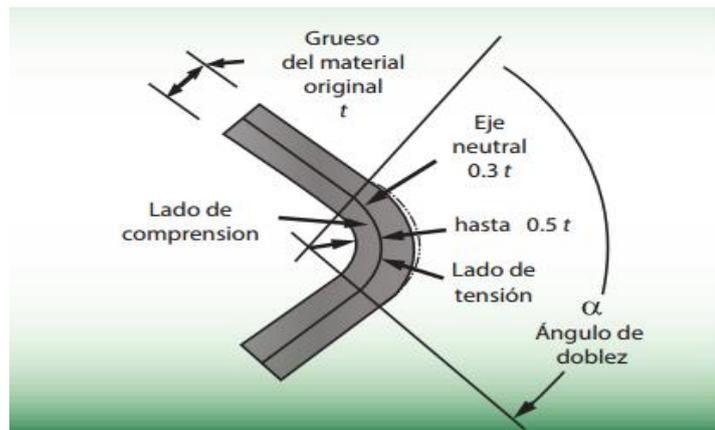


Figura 2. 2 Naturaleza del dobles metálico.

Fuente: DOYLE, 1980, p. 336

2.4.3.1 Curvado de tubos

Los tubos que se emplean en la construcción pueden ser sin soldadura o soldados, para curvar tubos con soldadura o sin soldadura se siguen distintos métodos en función del diámetro y espesor del tubo y el tipo de material con que son fabricados.

Los tubos se pueden doblar por algunos métodos, los mismos que pueden ser accionados por mecanismos mecánicos, neumáticos, hidráulicos, eléctricos, o

mixtos y estos a su vez pueden ser manuales, semiautomáticos y automáticos. (Lloacana, 2010, p.43)

2.4.3.2 Métodos más comunes de curvado

Existen algunos métodos para doblar perfiles en general independientemente de su forma, estos métodos varían de acuerdo al mecanismo mediante el cual son accionados sean estos mecánicos, neumáticos, hidráulicos, eléctricos, o mixtos y estos a su vez pueden ser manuales, semiautomáticos o automáticos; Los métodos comunes de doblado de perfiles son:

- Curvado por estiramiento o escurrido
- Curvado por compresión o contorneado
- Curvado por rodillos
- Curvado a tracción

a) Curvado por estiramiento o escurrido

En este método, la pieza de trabajo es sujeta por una abrazadera contra el bloque formador rotativo y el resto del tubo se apoya en la barra de presión, y la forma se obtiene al girar el bloque formador rotativo contra la barra de presión.

La barra de presión se encuentra asociado a la estructura de la máquina, pero puede desplazarse en el sentido del eje longitudinal del tramo del perfil que no está siendo doblado, mientras la abrazadera que aprisiona al perfil contra el bloque formador rotativo gira solidaria a ésta, provocando la deformación plástica que hace que el perfil tome la geometría deseada (Quinga y Taco. 2009, p.18).

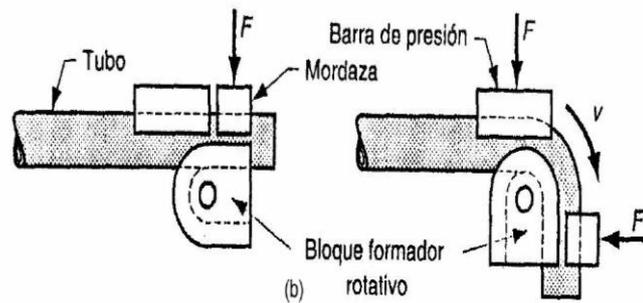


Figura 2. 3 Doblado por estiramiento.

Fuente: Quinga y Taco. 2009, p.18).

b) Curvado por compresión o contorneado

La pieza de trabajo, está sujeta mediante una mordaza a un bloque formador y se le obliga a envolverse en torno a ésta usando para ello una zapata deslizante (figura 2.4) Estos aditamentos presentan la misma forma geométrica que las utilizadas por el método de estirado (Quinga y Taco. 2009, p.20).

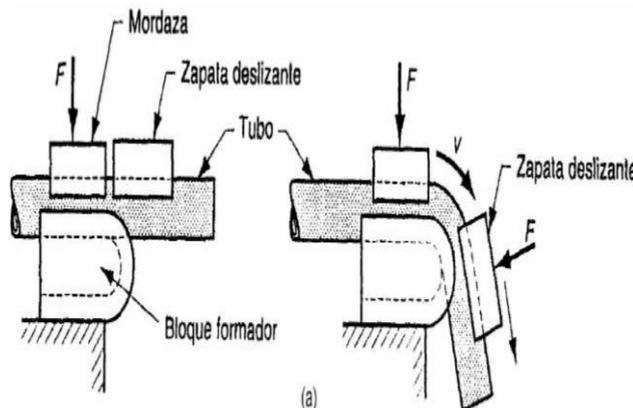


Figura 2. 4 Doblado por compresión.

Fuente: Quinga y Taco. 2009, p.20

c) Curvado por rodillos

En este método, se usan tres o más rodillos paralelos, los mismos que se disponen en varias formas. En uno de los arreglos que se usan tres rodillos, los ejes de los dos inferiores están fijos en un plano horizontal a una distancia determinada.

El rodillo superior es libre y se desplaza verticalmente hacia el plano de los rodillos inferiores para realizar el doblado (Quinga y Taco. 2009, p.20, 21).

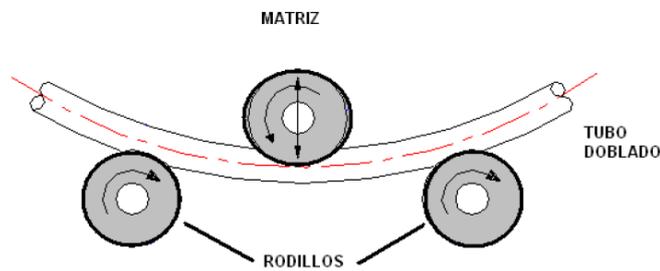


Figura 2. 5 Doblado con rodillos.

Fuente: Quinga y Taco. 2009, p.21

Los rodillos inferiores son accionados mediante un sistema de transmisión que puede ser impulsado manualmente o acoplado a un motor reductor. La fricción que existe entre estos y la pieza de trabajo permiten el movimiento de avance del perfil por entre los tres rodillos.

El rodillo superior, es desplazado verticalmente utilizando medios mecánicos (tornillo de potencia o pistón hidráulico), con el fin de variar el radio de doblado. El doblado con rodillos es poco práctico para hacer más de una curvatura en un perfil.

Además es difícil controlar la recuperación elástica en un doblado con rodillos, por ello se hace necesario realizar varias pasadas a través de los rodillos hasta obtener el doblado deseado. Es por eso que éste método de doblar es más lento, comparándolo con los otros, lo que significa una desventaja frente a los otros métodos de doblado.

Una desventaja particular de este método es que una sección corta de cada extremo del perfil se queda sin doblar por lo que las puntas deben ser preformadas al radio de curvatura deseado en una prensa, antes del doblado, o luego de obtener la pieza doblada, se deberá cortar las partes rectas. (Quinga y Taco. 2009, p.21, 22).

d) Curvado a tracción

Se usa para doblar grandes curvas irregulares; el perfil se sujeta en los extremos por medio de mordazas y es doblado conforme se estira alrededor de una matriz fija.

Usualmente hay menos recuperación elástica cuando el trabajo se realiza mientras se estira. Los extremos sujetados deben ser cortados una vez concluido el proceso de doblado, debido a la deformación que estos sufren por acción de la sujeción de las mordazas (Quinga y Taco. 2009, p.22).

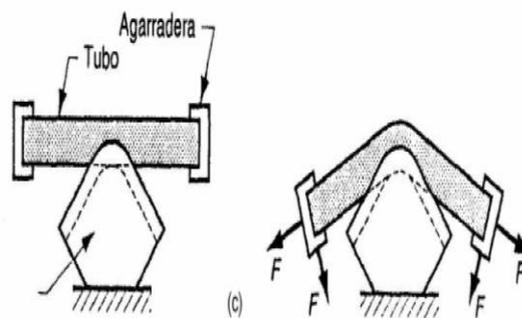


Figura 2. 6 Doblado a tracción.

Fuente: Quinga y Taco. 2009, p.22

2.4.3.3 Principales problemas presentes en el doblado

Las operaciones de doblado a medida que se ejecutan, pueden presentar varios problemas de entre los cuales a continuación se nombran los principales:

- Aplastamiento en el área de doblado.
- Presencia de pliegues o arrugas
- Desgarramiento
- Marcas de la herramienta
- Aumento en el radio de doblado debido a la recuperación elástica

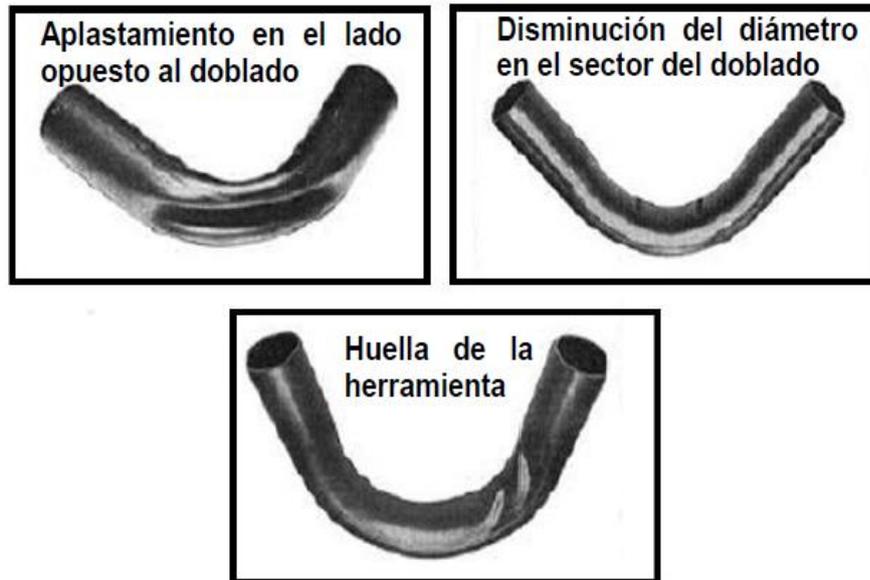


Figura 2. 7 Principales problemas presentes en el doblado de un tubo.

Fuente: DIEGO SÁNCHEZ. (2013). Rediseño e implementación de partes a la máquina hidráulica semiautomática de tipo universal para conformado metálico en frío, del laboratorio de procesos de manufactura metal mecánicos del DECEM.

Escuela Politécnica del Ejército.

Si bien es cierto pueden aparecer otras fallas durante el proceso del doblado, todas tienen su origen en 4 causas importantes aunque pueden existir otras más:

1. Deslizamiento del perfil a través de la abrazadera.
2. Ajuste excesivo sobre el tubo o perfil.
3. Ajuste insuficiente sobre el perfil.
4. Tamaño disparejo entre la ranura de la matriz y el perfil.

2.4.3.4 Recuperación elástica

Cuando la presión de doblado se retira, la energía elástica permanece en la parte doblada haciendo que ésta recobre parcialmente su forma original. Este efecto es llamado recuperación elástica o sprigback y se define como el incremento del ángulo comprendido por la parte doblada en relación con el ángulo comprendido

por la herramienta formadora después de que ésta se retira. Esto se ilustra en la figura 2.8 y se expresa como (Sánchez, 2013, p.39):

$$SB = \frac{R_o + \frac{t}{2}}{R_f + \frac{t}{2}} \quad \text{Ecuación 2.1}$$

Donde:

SB = Recuperación elástica;

Ro = Radio inicial;

Rf = Radio final;

t = Espesor del material.

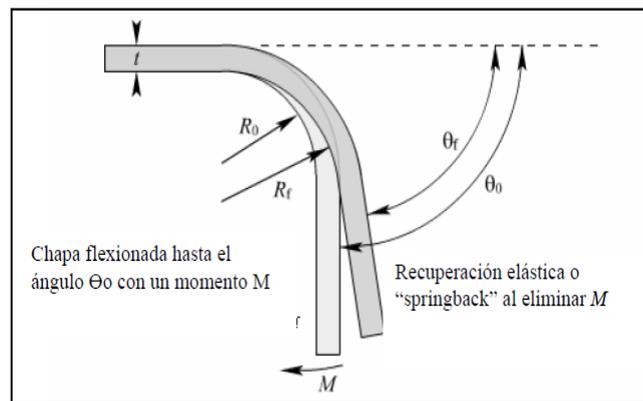


Figura 2. 8 Recuperación elástica.

Fuente: Sánchez, 2013, p.39

Aunque no tan obvio como lo muestra la figura 2.8, ocurre un incremento en el radio de doblado debido a la recuperación elástica. La magnitud de la recuperación elástica se incrementa por el módulo de elasticidad ϵ y la resistencia a la fluencia γ del metal del trabajo. El grado de recuperación elástica depende de los siguientes factores:

- Resistencia del material.
- Espesor del material.

- Ángulo de plegado.
- Radio de la matriz o herramienta.
- La separación entre la matriz y el punzón.
- Las condiciones de lubricación.

Las diferentes durezas del material con el que se trabaja dan lugar a un comportamiento distinto durante la operación de conformado. Principalmente cuando se ejecutan curvas de 90°, las piezas presentan una tendencia natural de tratar de retornar a su estado inicial, sin embargo se puede lograr una compensación para la recuperación elástica por varios métodos sin embargo el más común es el sobredoblado en el cual, el ángulo del punzón y su radio se fabrican ligeramente menores que el ángulo especificado en la parte final, de manera que la lámina regrese al valor deseado, o las piezas son dobladas hasta una medida mayor a la deseada de tal manera que al reaccionar por acción de la recuperación elástica, se logra el ángulo de doblado exacto (Sánchez, 2013, p.39, 40).

2.4.3.5 Parámetros de doblado

Los parámetros que rigen para ejecutar dicha operación son básicamente: Capacidad de ángulo de doblado, Capacidad del radio de doblado, Características y especificaciones técnicas del perfil a doblar (Quinga y Taco. 2009, p.27).

a) Relación radio de doblez-espesor

En el doblado de un elemento metálico entorno a un eje recto produce el apareamiento de la línea neutra cuya ubicación depende fundamentalmente de la relación entre el radio de dobles y el espesor del material que está siendo doblado. La tabla 2.1 muestra la ubicación aproximada de la línea neutra para ciertos valores de espesor y radios de doblado.

Tabla 2. 1 Relación radio de doblez-espesor.

x/e	r/e
5 o mas	0.5
3	0.45
2	0.40
1.5	0.35
0.8	0.30
0.5	0.25

Fuente: DIEGO SÁNCHEZ. (2013). Rediseño e implementación de partes a la máquina hidráulica semiautomática de tipo universal para conformado metálico en frío, del laboratorio de procesos de manufactura metal mecánicos del DECEM. Escuela Politécnica del Ejército.

Donde:

x= Distancia al eje neutro

r= Radio de curvatura

e= Espesor

b) Fuerza de doblado

La fuerza que se requiere para realizar el doblado depende de varios parámetros como son: la geometría del punzón y del dado, espesor y ancho de la lámina de metal que se dobla y la resistencia del material. La fuerza máxima de doblado se puede estimar por medio de un análisis, basado en el doblado de una viga empotrada en uno de sus extremos (Sánchez, 2013, p.40).

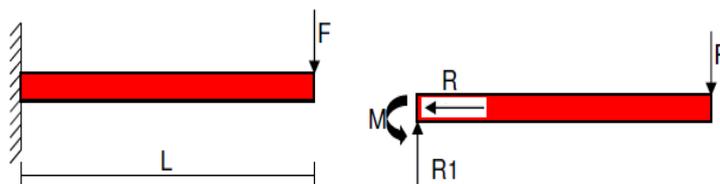


Figura 2. 9 Diagrama de cuerpo libre de una viga empotrada en un extremo.

Fuente: Luis Agualongo

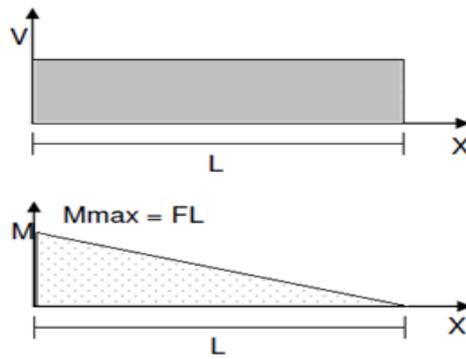


Figura 2. 10 Diagrama de fuerza cortante y momento flector.

Fuente: Luis Agualongo

Al analizar los diagramas de cuerpo libre y momento flexionante, mostrados en figuras 2.9 y 2.10, puede advertirse que la viga experimenta esfuerzos de flexión en la sección transversal a lo largo de toda la longitud, además puede observarse que el esfuerzo de flexión tiene un valor máximo en el extremo izquierdo, es decir en el extremo opuesto al cual es aplicada la fuerza F, pues allí el valor del momento flexionante es máximo.

Para puntualizar el caso del doblado de un tubo es necesario aplicarle a éste una fuerza tal que genere un esfuerzo mayor que el esfuerzo de fluencia del material, para que haya deformación plástica. La ecuación para calcular el esfuerzo de flexión es la siguiente (Sánchez, 2013, p.41).

$$\sigma = \frac{Mc}{I} \qquad \text{Ecuación 2.2}$$

Dónde:

M= Momento interno resultante;

C= Distancia desde el eje neutro hasta el punto donde se calculará el esfuerzo, para el caso de un tubo

c = Radio exterior

I= Momento de inercia de la sección transversal.

$$I = \frac{\pi}{4} (R_e^4 - R_i^4) \quad \text{Ecuación 2.3}$$

Tomando en cuenta que para este caso $\sigma > \sigma_y$, y que $M=F*L$, al reemplazar la ecuación 2.3 en la ecuación 2.2 obtenemos:

$$F > \frac{\sigma_y * \pi * (R_e^4 - R_i^4)}{4 * L * c} \quad \text{Ecuación 2.4}$$

c) Capacidad del ángulo de giro

La capacidad del ángulo de giro varía según el tipo de máquina, por ejemplo, en el caso de las dobladoras de rodillos tractores (roladora) se podría doblar perfiles hasta un ángulo de giro de 360° con un radio de curvatura grande (> 500mm) (Quinga y Taco. 2009, p.27).

d) Radio mínimo de doblado

La capacidad de radio mínimo de doblado en una operación está fijada por el fabricante de la máquina o a pedido del cliente que desea la máquina tomando en cuenta evitar que las superficies sometidas a esfuerzos de deformación se agrieten, arruguen, aplasten o se rompan.

El radio mínimo de doblado de tubos redondos suele expresarse en múltiplos del diámetro exterior. Así, un radio de doblado 3D indica que el tubo se puede doblar con un radio igual a tres veces el diámetro del tubo, sin que en él se produzcan grietas. Para este proyecto de una dobladora manual el ángulo de doblado será de 0 a 180°, donde el ángulo depende de la forma de la matriz a utilizar (Quinga y Taco. 2009, p.28).

e) Influencia del radio de doblado

Con el fin de evitar grietas de doblado, se debe elegir un radio de doblado lo suficientemente grande: Entre más grande sea el radio de doblado, menor será también el peligro de Agrietamiento.

Entre más grueso sea el material, entonces mayor deberá ser también el radio de doblado.

El radio de doblado depende también de la forma y del espesor del material, de la temperatura del proceso de doblado y del tipo de material.

Para todos los metales y para muchas formas de perfiles existe por esto un radio mínimo estipulado (Sánchez, 2013, p.44).

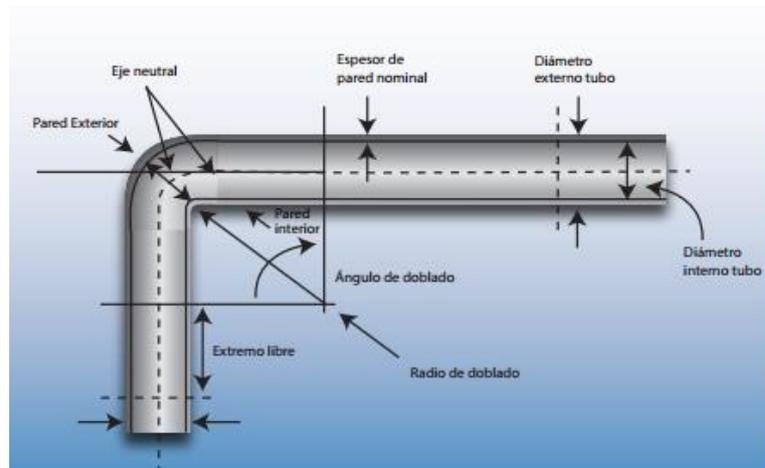


Figura 2. 11 Radio de doblado.

Fuente: Sánchez, 2013, p.44

2.4.3.6 Proceso de fabricación de carrocerías

En el proceso de fabricación, se somete a la carrocería, durante su ensamblaje, a diferentes tratamientos protectores. Estos tratamientos consisten en diferentes recubrimientos, siendo los más habituales el fosfatado y la cataforesis. El fosfatado se realiza generalmente bañando la carrocería, ya ensamblada, en cubas con

soluciones de sales fosfáticas. Éstas reaccionan con el acero base de la carrocería, formando una capa de fosfatos metálicos firmemente adheridos a la chapa. La cataforesis es un proceso de electrodeposición en el que la protección anticorrosiva se aplica en forma de pintura. El proceso consiste en la inmersión de la carrocería, conectada a un polo eléctrico negativo, en cubas conectadas con carga positiva, que contienen un baño de pintura con propiedades de resistencia a la corrosión. Se establece, por tanto, una corriente eléctrica que provoca la deposición de las partículas de pintura cargadas positivamente sobre la carrocería (Rodríguez, 2007, p.22).

a) Levantamiento de cerchas

El levantamiento de las cerchas, es un proceso manual en el que se ubica la estructura lateral de bus. Las cerchas son tubos cuadrados doblados en forma de U de 50 x 50 x 2mm que se ubican perpendicularmente al piso y sobre los cuales se hace el tejido del techo, se colocan los marcos de las ventanas, y se utilizan de guía para la ubicación de frentes y respaldos (Rodríguez, 2007,p.24).

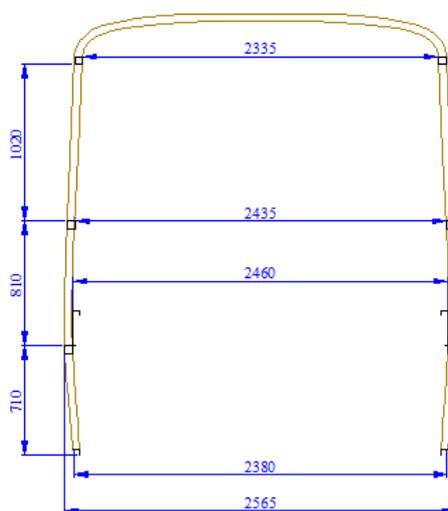


Figura 2. 12 Tubo de acero doblado (Cerchas).

Fuente: Luis Agualongo

Procedimiento

- El levantamiento y ubicación de las cerchas se hace entre cuatro personas: dos personas que cargan y aseguran las cerchas, y dos personas, que se

encuentran sobre la plataforma de la carrocería y que son los encargados de hacer las mediciones y ubicación de las mismas.

- El proceso de colocación tarda alrededor de veinte minutos por cercha.
- Las cerchas se miden y trazan previamente a su colocación.
- En la cercha delantera y posterior se hace un trazado que servirá de guía para colocar los refuerzos laterales Gs, y también el tejido del techo.
- Se utilizan combos para mover las cerchas aseguradas a los durmientes hasta la posición señalada mediante piolas tensas entre las cerchas guías.
- Se sujetan mediante prensas a las paredes del piso.
- Este proceso se repite para el resto de cerchas que se colocan a lo largo del chasis.
- Para asegurar que las se mantengan en posición, se usan puntales, que son tubos de sección circular.
- Los puntales se colocan cruzados sobre la plataforma de la carrocería.
- Cuando las cerchas no topan las piolas laterales se emplean extensores que las empujan hasta que se coloquen los puntales, luego se retira el extensor.
- Al cuadrar las cerchas se colocan refuerzos laterales, que son perfiles G y tubo cuadrados entre las cerchas.
- Los refuerzos laterales a más de darle rigidez a la estructura, se usan como bases para colocar los marcos de las ventanas.

2.4.4 Ingeniería de materiales

Según SMITH, W.F. (1992). En su libro Fundamentos de la Ciencia e Ingeniería de los Materiales se explica:

La ingeniería de materiales es un campo de la ingeniería que abarca el espectro de tipos de materiales y cómo utilizarlos en los procesos de fabricación. Los materiales incluyen las siguientes gamas: metales, cerámicas, polímeros (plásticos), semiconductores y materiales híbridos denominados compuestos. Vivimos en un mundo que no sólo depende de los materiales sino que también está condicionado por ellos. Todo lo que vemos y usamos está hecho de materiales: automóviles,

aviones, computadoras, refrigeradores, hornos de microondas, televisores, loza de cocina, cubiertos, productos deportivos de todos los tipos e incluso aparatos biomédicos tales como articulaciones y miembros artificiales. Todos estos artículos requieren materiales diseñados específicamente para sus aplicaciones. Se requieren propiedades específicas que se obtienen al seleccionar cuidadosamente los materiales y controlar los procesos de fabricación utilizados para convertir los materiales básicos en productos diseñados para su uso final. La creación de productos nuevos y atractivos frecuentemente es posible gracias a los nuevos materiales y/o procesamiento.

2.4.5 Propiedades de los aceros

Las propiedades físicas de varios tipos de acero y de cualquier aleación de acero dada a temperaturas variantes dependen principalmente de la cantidad del carbono presente y en cómo es distribuido en el hierro.

Para comprender el comportamiento de las estructuras de acero, es absolutamente esencial que el diseñador esté familiarizado con las propiedades del acero. Los diagramas esfuerzo-deformación presentan una parte valiosa de la información necesaria para entender cómo será el comportamiento del acero en una situación dada. No pueden ser desarrollados métodos de diseño satisfactorios a menos que se cuente con información disponible correspondiente a las relaciones esfuerzo-deformación del material a utilizarse (Guzñay, 2012, p.6).

El mayor esfuerzo para el cual tiene aplicación la Ley de Hooke, o el punto más alto sobre la porción de línea recta del diagrama esfuerzo-deformación, es el llamado límite de proporcionalidad. El mayor esfuerzo que puede soportar el material sin ser deformado permanentemente es llamado límite elástico. En realidad, este valor es medido en muy pocas ocasiones y, para la mayor parte de los materiales de ingeniería, incluyendo el acero estructural, es sinónimo de límite de proporcionalidad. Por tal motivo, algunas veces se usa el término límite elástico de proporcionalidad (Guzñay, 2012, p.7).

Al esfuerzo que corresponde un decisivo incremento en el alargamiento o deformación, sin el correspondiente incremento en esfuerzo, se conoce por límite de fluencia. Este es también el primer punto, sobre el diagrama esfuerzo-deformación, donde la tangente a la curva es horizontal. Probablemente el punto de fluencia es para el proyectista la propiedad más importante del acero, ya que los procedimientos para diseñar elásticamente están basados en dicho valor (con excepción de miembros sujetos a compresión, donde el pandeo puede ser un factor) (Guzñay, 2012, p.7).

Los esfuerzos permisibles usados en estos métodos son tomados usualmente como una fracción (%) del límite de fluencia. Más allá de tal límite, existe una zona en la cual ocurre un considerable incremento en la deformación, sin incremento en el esfuerzo. La deformación que ocurre antes del punto de fluencia, se conoce como deformación elástica; la deformación que ocurre después del punto de fluencia, sin incremento en el esfuerzo, se conoce como deformación plástica. El valor total de esta última, es usualmente de diez a quince veces el valor de la deformación elástica total (Guzñay, 2012, p.7, 8).

Siguiendo a la deformación plástica, existe una zona donde es necesario un esfuerzo adicional para producir deformación adicional, que es llamada de endurecimiento por deformación (acritud). Esta porción del diagrama no es muy importante para el diseñador actual. Un diagrama esfuerzo-deformación para acero dulce estructural, que es bien conocido, sólo se muestra la parte inicial de la curva por la gran deformación que ocurre antes de la falla. En la falla de los aceros dulces, las deformaciones totales son del orden de 150 a 200 veces las deformaciones elásticas. En realidad, la curva continuará hasta el esfuerzo correspondiente a la resistencia final y luego descenderá, “le saldrá cola”, antes de la ruptura. Se presenta una aguda reducción (llamada “estrangulamiento”, cuello o extricción), en la sección transversal del miembro, seguida de la ruptura (Guzñay, 2012, p.8).

El acero estructural puede laminarse económicamente en una variedad de formas y tamaños sin un cambio apreciable de sus propiedades físicas. Normalmente los miembros más ventajosos son aquellos que tienen grandes módulos de sección en proporción con sus áreas de sus secciones transversales. Las formas I, T, y canal, tan comúnmente usadas pertenecen a esta clase (Guzñay, 2012, p.12).

Los perfiles de acero se identifican por la forma de su sección transversal, como ejemplos están los ángulos, tes, zetas y placas.

El motivo principal está centrado en la enormidad de usos que se le puede dar, y la versatilidad de sus propiedades mecánicas. Otra ventaja, es que algunas de estas propiedades pueden ser modificadas para ajustarse al destino final que se le quiera dar al producto.

Dentro de las propiedades podemos mencionar las siguientes:

- Ductilidad
- Dureza
- Resistencia
- Maleabilidad
- Tenacidad

La forma en que se determinan con qué propiedades cuenta un material, es mediante la realización de diferentes pruebas o ensayos. En base a ellos es posible determinar qué material es el que emplearemos, por ejemplo, en levantar determinada estructura o edificio.

Dentro de los ensayos a que se someten los aceros, destacaremos los más utilizados:

- Ensayo de tracción
- Ensayo de dureza
- Ensayo de impacto
- Ensayo de doblado

2.4.6 Deformación y esfuerzo

2.4.6.1 Deformación

Según Luis Ortiz Berrocal (2007).en su libro Resistencia de materiales, se explica: Es el cambio en el tamaño o forma de un cuerpo debido a esfuerzos internos producidos por una o más fuerzas aplicadas sobre el mismo o la ocurrencia de dilatación térmica, a veces, la deformación se expresa como porcentaje.

Estas deformaciones serán analizadas en elementos estructurales cargados axialmente, por los que entre las cargas estudiadas estarán las de tensión o compresión.

a) La teoría de la deformación máxima

Si un cuerpo es sometido a esfuerzo tensivo o compresivo en una dirección dada, no solo ocurre deformación en esa dirección (dirección axial) sino también deformaciones unitarias en direcciones perpendiculares a ella (deformación lateral). Dentro del rango de acción elástica la compresión entre las deformaciones lateral y axial en condiciones de carga uniaxial (es decir en un solo eje) es denominada relación de Poisson. La extensión axial causa contracción lateral, y viceversa.

b) Deformación simple

Se refiere a los cambios en las dimensiones de un miembro estructural cuando se encuentra sometido a cargas externas.

Estas deformaciones serán analizadas en elementos estructurales cargados axialmente, por lo que entre las cargas a estudiar estarán las de tensión o compresión.

c) Deformación unitaria

La Deformación Unitaria (ϵ), se puede definir como la relación existente entre la deformación total y la longitud inicial del elemento, la cual permitirá determinar la deformación del elemento sometido a esfuerzos de tensión o compresión axial.

Entonces, la fórmula de la deformación unitaria es:

$$\epsilon = \frac{\delta}{L} \quad \text{Ecuación 2.5}$$

Donde:

ϵ : Deformación Unitaria

δ : Deformación Total

L : Longitud inicial.

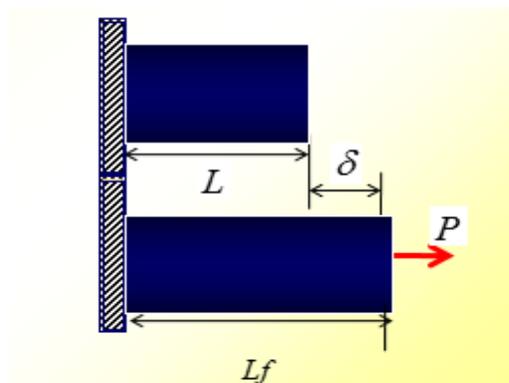


Figura 2. 13 Deformación unitaria.

Fuente: <http://blog.utp.edu.co/metalografia/2012/07/31/2-propiedades-mecanicas-de-los-materiales/>

2.4.6.2 Energía de deformación (W)

La energía de deformación es el aumento de energía interna acumulado en el interior de un sólido deformable como resultado del trabajo realizado por las fuerzas que provocan la deformación. W La energía de deformación es igual al trabajo

realizado por una carga la cual se incrementa realizada por una carga, la cual se incrementa lentamente aplicada al elemento.

2.4.6.3 Módulo de deformación

Es la relación entre el esfuerzo normal y la deformación unitaria normal para cada material, cuando el incremento de la deformación unitaria es producido por el incremento del esfuerzo. A esta propiedad, cuando se trata de cuerpos elásticos se le da el nombre de “módulo de elasticidad”.

2.4.6.4 Esfuerzo

Según Timoshenko S. y Young, D. (2000). En su libro Elementos de resistencia de materiales, se explica:

Las fuerzas internas de un elemento están ubicadas dentro del material por lo que se distribuyen en toda el área; justamente se denomina esfuerzo a la fuerza por unidad de área, la cual se denota con la letra griega sigma (σ) y es un parámetro que permite comparar la resistencia de dos materiales, ya que establece una base común de referencia.

$$\sigma = \frac{P}{A} \qquad \text{Ecuación 2.6}$$

Dónde:

P \equiv Fuerza axial;

A \equiv Área de la sección transversal.

a) Esfuerzo de tensión

Es aquel que tiende a estirar el miembro y romper el material. Donde las fuerzas que actúan sobre el mismo tienen la misma dirección, magnitud y sentidos opuestos

hacia fuera del material. Como se muestra en la siguiente figura. Y viene dado por la siguiente fórmula:

$$\sigma = \frac{\text{Fuerza perpendicular al área transversal del elemento}}{\text{Área transversal del elemento}} = (+) \frac{T}{A_T}$$

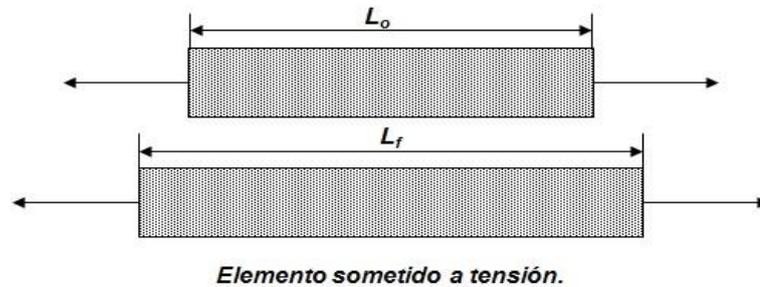


Figura 2. 14 Esfuerzo de Tensión.

Fuente: <http://blog.utp.edu.co/metalografia/2012/07/31/2-propiedades-mecanicas-de-los-materiales/>

b) Esfuerzo de compresión

Es aquel que tiende a aplastar el material del miembro de carga y acortar al miembro en sí. Donde las fuerzas que actúan sobre el mismo tienen la misma dirección, magnitud y sentidos opuestos hacia dentro del material. Como se muestra en la siguiente figura. Y viene dado por la siguiente fórmula:

$$\sigma = \frac{\text{Fuerza perpendicular al área transversal del elemento}}{\text{Área transversal del elemento}} = (-) \frac{C}{A_T}$$

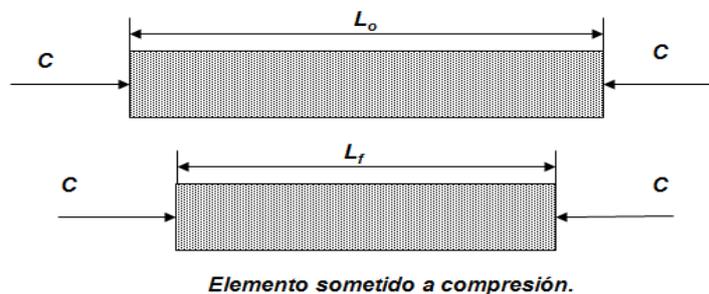


Figura 2. 15 Esfuerzo de Tensión.

Fuente: <http://blog.utp.edu.co/metalografia/2012/07/31/2-propiedades-mecanicas-de-los-materiales/>

c) Esfuerzo cortante

Este tipo de esfuerzo busca cortar el elemento, esta fuerza actúa de forma tangencial al área de corte. Como se muestra en la siguiente figura. Y viene dado por la siguiente fórmula:

$$\tau = \frac{\text{Fuerza - tan gencial - al - \acute{a}rea - transversal - del - elemento}}{\text{\acute{A}rea - de - corte - del - elemento}} = \frac{V}{A_T}$$

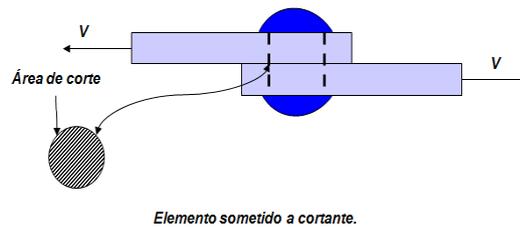


Figura 2. 16 Esfuerzo de Tensión.

Fuente: <http://blog.utp.edu.co/metalografia/2012/07/31/2-propiedades-mecanicas-de-los-materiales/>

d) Esfuerzo a tracción

La intensidad de la fuerza (o sea, la fuerza por área unitaria) se llama esfuerzo, las fuerzas internas de un elemento están ubicadas dentro del material por lo que se distribuyen en toda el área, la cual se denota con la letra σ (sigma), estas hacen que se separen entre si las distintas partículas que componen una pieza, si tienden a alargarla y estas se encuentran en sentido opuesto se llama esfuerzo de tracción.

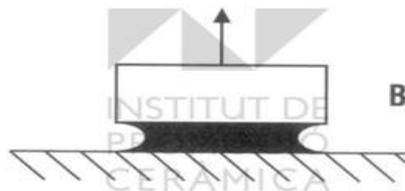


Figura 2. 17 Esfuerzo de tracción (+).

Fuente: <http://blog.utp.edu.co/metalografia/2012/07/31/2-propiedades-mecanicas-de-los-materiales/>

e) Esfuerzo a compresión

Es el resultante de las tensiones o presiones que existe dentro de un sólido deformable, se caracteriza porque tiende a una reducción de volumen o acortamiento en determinada dirección, ya que las fuerzas invertidas ocasionan que el material quede comprimido, también es el esfuerzo que resiste el acortamiento de una fuerza de compresión.

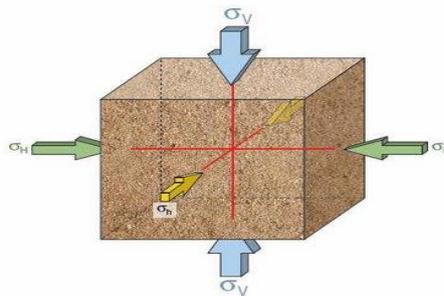


Figura 2. 18 Esfuerzo de compresión (-).

Fuente: <http://blog.utp.edu.co/metalografia/2012/07/31/2-propiedades-mecanicas-de-los-materiales/>

Cuando se requiere una convención de signos para los esfuerzos, se explica de tal manera, el signo del esfuerzo de tensión es dado por el sentido de la fuerza, por ejemplo en la cara superior del cubo mostrado en la figura 2, es en sentido opuesto a la convención de magnitudes de fuerza, o hacia abajo, por lo tanto el esfuerzo es negativo (-), con la fuerza aplicada en este sentido se dice que es esfuerzo de compresión. Si la fuerza estuviera representada en sentido opuesto, es decir hacia arriba el esfuerzo sería positivo (+), si la fuerza es aplicada en este sentido se dice que es un esfuerzo de tracción. Debido a que los esfuerzos actúan en una dirección perpendicular a la superficie cortada, se llaman esfuerzos normales.

2.4.6.5 Diagrama esfuerzo – deformación

El diseño de elementos estructurales implica determinar la resistencia y rigidez del material estructural, estas propiedades se pueden relacionar si se evalúa una barra sometida a una fuerza axial para la cual se registra simultáneamente la fuerza

aplicada y el alargamiento producido. Estos valores permiten determinar el esfuerzo y la deformación que al graficar originan el denominado diagrama de esfuerzo y deformación.

Los diagramas son similares si se trata del mismo material y de manera general permite agrupar los materiales dentro de dos categorías con propiedades afines que se denominan materiales dúctiles y materiales frágiles. Los diagramas de materiales dúctiles se caracterizan por ser capaces de resistir grandes deformaciones antes de la rotura, mientras que los frágiles presentan un alargamiento bajo cuando llegan al punto de rotura.

a) Elementos de diagrama esfuerzo – deformación

En un diagrama se observa un tramo recta inicial hasta un punto denominado límite de proporcionalidad. Este límite tiene gran importancia para la teoría de los sólidos elásticos, ya que esta se basa en el citado límite. Este límite es el superior para un esfuerzo admisible.

Los puntos importantes del diagrama de esfuerzo deformación son:

- **Límite de proporcionalidad:** hasta este punto la relación entre el esfuerzo y la deformación es lineal.
- **Límite de elasticidad:** más allá de este límite el material no recupera su forma original al ser descargado, quedando con una deformación permanente.
- **Punto de cedencia:** aparece en el diagrama un considerable alargamiento o cedencia sin el correspondiente aumento de carga. Este fenómeno no se observa en los materiales frágiles.
- **Esfuerzo último:** máxima ordenada del diagrama esfuerzo – deformación.
- **Punto de ruptura:** cuanto el material falla.

Dado que el límite de proporcionalidad, elasticidad y punto de cedencia están tan cerca se considera para la mayoría de los casos como el mismo punto. De manera que el material al llegar a la cedencia deja de tener un comportamiento elástico y la relación lineal entre el esfuerzo y la deformación deja de existir.

Para unas condiciones dadas de presión y temperatura, un material responde a la aplicación de un esfuerzo de la siguiente forma:

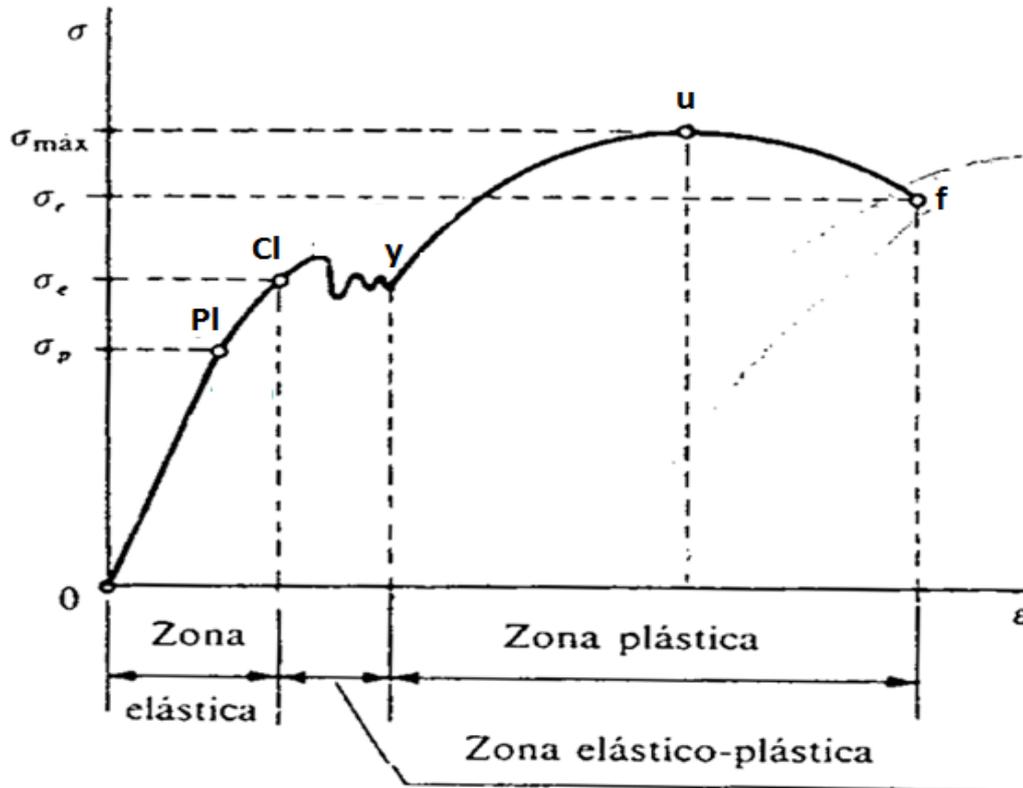


Figura 2. 19 Diagrama Esfuerzo – Deformación.

Fuente: http://blog.utp.edu.co/metalografia/?attachment_id=1619

- **Deformación elástica** (reversible). La deformación sufrida será directamente proporcional al esfuerzo. En una gráfica deformación-esfuerzo este tramo es recto, su ángulo define el coeficiente elástico del material.
- **Deformación plástica** (irreversible), que crece más deprisa que el esfuerzo. En una gráfica deformación-esfuerzo este tramo es curvo (ante pequeños incrementos de esfuerzos le material se deforma mucho).

Por último, llega un límite en que la deformación es rígida (rotura), rompiendo la continuidad original de los puntos materiales.

2.5 Hipótesis

Mediante el análisis del proceso de curvado de perfiles se determinarán las deformaciones y esfuerzos en secciones del cerchado en la fabricación de bus tipo en la empresa carrocerías PAPER´S en la ciudad de Ambato

2.6 Señalamiento de variables

2.6.1 Variable independiente

Análisis del proceso de curvado de perfiles.

2.6.2 Variable dependiente

Deformaciones y esfuerzos en secciones del cerchado en la fabricación de bus tipo en la empresa carrocerías PAPER´S en la ciudad de Ambato.

2.6.3. Término de relación

Determinar

CAPITULO III

METODOLOGÍA.

3.1 Enfoque

Este proyecto va a presentar datos cuantitativos ya que se utilizaran variables continuas para lo cual se medirá parámetros indispensables que permitan establecer la factibilidad del análisis del curvado de perfiles para determinar las deformaciones y esfuerzos en secciones del cerchado.

3.2 Modalidad básica de la investigación

3.2.1 Investigación de campo

Es el estudio sistemático de los hechos en el lugar en que se producen los acontecimientos. En esta modalidad el investigador toma contacto en forma directa con la realidad, para obtener información de acuerdo con los objetivos.

3.2.2 Investigación bibliográfica

Esta investigación se realizará mediante diferentes textos, tesis, Normas en la biblioteca de la Facultad de Ingeniería Civil y Mecánica de la Universidad Técnica de Ambato.

3.2.3. Experimental

La investigación será experimental puesto que es necesario analizar y evaluar los resultados obtenidos para obtener conclusiones y verificar los objetivos propuestos.

3.3 Nivel o tipo de investigación

3.3.1 Exploratoria

Nos permite analizar el problema de manera muy particular, además con la flexibilidad de la metodología de este tipo de investigación se planteará una solución a dicho problema.

3.3.2 Descriptivo

Se analizará el problema estableciendo sus causas y consecuencias así como las dificultades por las que se atraviesa.

3.4. Población y muestra

3.4.1. Población o universo

La población sobre la cual se basará la investigación está constituida por los perfiles que se emplean para la construcción de la carrocería bus tipo en la empresa carrocerías PAPER´S que en este caso son 13 cerchas.

3.4.2. Muestra

Para efectos de cálculo e investigación se analizará un perfil debido a que la estructura del bus está constituida por 13 cerchas de igual longitud y curvado.

3.5. Operacionalización de variables.

3.5.1. Variable independiente: Análisis del proceso de curvado de perfiles.

Tabla 3. 1 Operalización de Variable Independiente.

CONCEPTUALIZACIÓN	DIMENSIONES	INDICADORES	ÍTEMS	TÉCNICAS E INSTRUMENTOS
<p>Curvado de perfiles: Es un proceso de fabricación que busca darle forma a perfiles metálicos. Los tubos se pueden doblar por algunos métodos, los mismos que pueden ser accionados por varios tipos de accionamiento, mecánicos, neumáticos, hidráulicos, eléctricos, o mixtos y estos a su vez pueden ser manuales, semiautomáticos y automáticos.</p>	<p>Métodos de curvado</p> <p>Mecanismos</p> <p>Tipos de accionamiento</p>	<p>¿Cuál es método de curvado más adecuado para el cerchado de perfiles?</p> <p>¿Qué mecanismo es el adecuado para el cerchado?</p> <p>¿Cuál es el accionamiento idóneo para realizar el cerchado?</p>	<p>Compresión</p> <p>Rodillos</p> <p>Tracción</p> <p>Levas</p> <p>Tornillo-tuerca</p> <p>Engranajes</p> <p>Mecánico</p> <p>Neumático</p> <p>Hidráulico</p> <p>Mecánico-neumático</p> <p>Mecánico-hidráulico</p>	<p>Revistas catálogos</p> <p>Ponderación</p> <p>Revistas, catálogos</p> <p>Ponderación</p> <p>Revistas, catálogos</p> <p>Ponderación</p>

Elaborado por: Luis Agualongo

3.5.2. Variable dependiente:

3.5.1. Variable independiente: Deformaciones y esfuerzos en secciones del cerchado en la fabricación de bus tipo en la empresa carrocerías PAPER´S en la ciudad de Ambato.

Tabla 3. 2 Operalización de Variable Dependiente.

CONTEXTUALIZACIÓN	DIMENSIONES	INDICADORES	ÍTEMS	TÉCNICAS E INSTRUMENTOS
<p>Deformación: Es el cambio en el tamaño o forma de un cuerpo debido a esfuerzos internos producidos por una o más fuerzas aplicadas sobre el mismo.</p>	Deformaciones en elementos estructurales	¿Qué tipo de deformaciones presentan en los elementos estructurales?	Deformación plástica Deformación elástica	Cálculos Ponderación Información Bibliográfica
<p>Esfuerzo: Es la fuerza interna que ofrece el material a la fuerza aplicada</p>	Esfuerzos en elementos estructurales	¿Cuál es el esfuerzo permisible para el curvado?	$\sigma_b \leq 137.5 \text{ MPa}$ $\sigma_b \leq 0.55 \sigma_y$	Cálculos Información Bibliográfica

Elaborado por: Luis Agualongo

3.6 Técnicas de recolección de información

Se utilizará fichas de campo tomando en cuenta los aspectos más importantes que permitan un adecuado desarrollo de la investigación para obtener resultados satisfactorios para la empresa carrocías PAPER´S.

Cabe destacar que la técnica e instrumentos de recolección de información serán aplicados en lugares relacionados al tema de investigación, con la finalidad de obtener resultados que aporten a la investigación.

3.7 Plan de procesamiento de la información

- Revisión de la información obtenida en la investigación.
- Comparación del proceso de curvado antes y después de la investigación en la empresa carrocías PAPER´S.
- Analizar e interpretar los resultados de la investigación con los objetivos propuestos.

3.8 Plan de procesamiento de la información

- El análisis de resultados se lo realizará con relación a los objetivos e hipótesis planteados.
- La interpretación de resultados se realizará con la ayuda del marco teórico.
- Determinar conclusiones y recomendaciones de la investigación.

CAPITULO IV

ANÁLISIS E INTERPRETACIÓN DE RESULTADOS

4.1 Métodos de curvado

4.1.1 Alternativa 1. Dobladora por compresión

Conformada por una palanca manual y un eje de rotación, esta máquina responde en primer momento a la demanda básica de cualquier taller o pequeña industria, en la que se produzcan pocos dobleces por pieza.

La palanca es manual porque en este caso, el operario se encarga de calibrar la máquina para el proceso de curvado, es decir coloca el tubo, determina el ángulo de curvatura y con sus manos realiza el proceso de doblado y cambia la posición del tubo, si requiere el doblado en otra dirección o se realiza dobleces consecutivos.



Figura 4. 1 Dobladora por compresión.

Fuente: <http://www.autoorb.com/curvadora-manual-para-car-picture/>

Ventajas

- Dobleces óptimo en un tiempo reducido
- Dobleces mayores a los 180° debido a la forma de la matriz.
- Control de flujo de material.
- Fácil montaje y desmontaje de dispositivos.
- Fuerzas de rozamiento poco influyentes.

Desventajas

- La desventaja de la dobladora mecánica es que para poder doblar tubos es necesario una palanca que ocupa espacio.
- Aplastamiento del tubo.
- El radio de giro o radio de curvatura está restringido al tamaño de la matriz.
- No se puede controlar la fuerza de doblado, ya que se necesita de 2 o más operarios, dependiendo el espesor del tubo
- Poca producción de dobleces
- Falta de precisión en el ángulo del dobles.
- Falta de paralelismo o perpendicularidad cuando existen varios dobleces en la misma pieza

Mantenimiento

Para su mantenimiento lo que más necesario es darle una limpieza, verificar que no existan residuos de materiales, así se puede tener un óptimo funcionamiento de la misma.

Precio

El precio en este tipo de doblado es poco significativo, ya que su accionamiento netamente manual con la ayuda de una palanca.

Consumo energético

Con respecto al consumo energético tienen un reducido consumo ya que es accionado por la fuerza que ejercen los operarios y no se emplea ningún tipo de accionamiento que consuma electricidad.

Fuerza que ejerce una persona 10kgf

1kgf =9.8N

10kgf=98N

Disponibilidad de materiales en el mercado

En el mercado están a disponibilidad una gran variedad de materiales, para su construcción.

4.1.2 Alternativa 2. Dobladora por tracción

Este es uno de los métodos más usados para doblar tubos de paredes delgadas y otras secciones tanto solidas como huecas. Estas máquinas dobladoras son fabricadas con total precisión y sus principales componentes móviles pueden ser activados hidráulica o mecánicamente.

La matriz de dobladora está conformada de tal manera que puede recibir la mitad de la sección transversal del tubo a ser doblado; el diámetro o contorno de la pieza determinada forma, tamaño y profundidad del canal de la matriz.

La mordaza, de presión móvil, viaja conjuntamente con la pieza, produciendo el doblado conforme la matriz dobladora gira. Durante esta operación, el material a ser doblado, es introducido en el canal de la matriz mientras está girando.

Cuando se trabaja con tubo de paredes delegadas, estos tienden a aplastarse durante el doblado, por lo cual es necesario el uso de un mandril de soporte interno, este permanece fijo mientras se realiza el conformado del tubo.

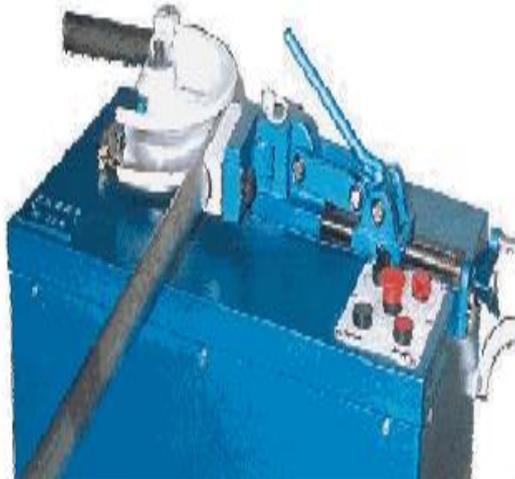


Figura 4. 2 Dobladora por tracción.

Fuente: <http://www.oocities.org/fabermag/web3.htm>

Ventajas:

- Poca recuperación elástica.
- Producción alta en operación continúa.
- Rapidez en el cambio de matrices.
- Esfuerzo mínimo del operador.
- Empleada para doblar tubos de pared gruesa.

Desventajas:

- Ángulo de doblado restringido a máximo 180°.
- Reducción del espesor del tubo en la zona doblada.
- Alto costo de la matricería (dados, guías, alma).
- Dificultad de construcción
- Desgaste de la matriz con el émbolo.
- Perdidas de presión por fugas de aceite hidráulico.

- Es necesario el uso de un mandril de soporte interno.

Mantenimiento

Requiere de un mantenimiento complejo, como la lubricación de las partes mecánicas, mantenimiento y lubricación de la bomba hidráulica, sus respectivas conexiones y mangueras.

Precio

Con respecto al precio sería más significativo, la maquina consta de un accionamiento para realizar el doblado sin mucho esfuerzo por parte de los operarios.

Consumo energético

Tiene un significativo consumo energético ya que utiliza una bomba y la electroválvula para accionar el cilindro

Potencia del motor 1.1 KW

Horas que se utilizaría la maquina= 6h

$CE = 1.1KW * 6h = 6.6KWh$

Donde:

CE= Consumo Energético

Disponibilidad de materiales en el mercado

En el mercado se dispone de una gran variedad de materiales, para la construcción de esta alternativa

4.1.3 Alternativa 3. Dobladora por rodillos manual



Figura 4. 3 Dobladora por rodillos manual.

Fuente: http://articulo.mercadolibre.com.mx/MLM-476191785-maquina-dobladora-de-tubo-34-asta-2-pulgada-herreria-etc-_JM

En el doblado por rolado se usan tres o más rodillos, los ejes de los rodillos inferiores se encuentran fijos en un plano horizontal; mientras que el rodillo superior (rodillo de doblado) desciende hacia el plano de los rodillos inferiores, produciendo de esta manera la curvatura del tubo. Los rodillos inferiores con los que producen el movimiento por medio de un sistema de transmisión interno.

El procedimiento de rolado nos permite obtener las geometrías deseadas para las partes estructurales mediante un proceso continuo y controlado, sin afectar de manera drástica la integridad del perfil (Sánchez, 2009)

Ventajas:

- Mínima deformación del perfil.
- Rodillos correctores en los laterales para dominar el curvado.
- Empleo de un operario
- Al ser la máquina de fácil manejo no necesita que el operario tenga experiencia.
- Facilidad de construcción
- No ocupa gran espacio

- Fácil transportación.
- Ah futuro se puede se automatizada

Desventajas:

- Esfuerzo considerable por parte del operador.
- No permite ajustar los límites de curvado de una manera rápida.
- No se puede realizar radios de curvatura grandes.
- No se puede controlar los radios de curvatura

Mantenimiento

Respecto al mantenimiento, esta alternativa de diseño requiere de un mantenimiento poco complejo, la lubricación de las partes mecánicas y la verificación del motor.

Precio

Con respecto al precio tiene un costo poco significativo puesto que está constituida en su gran mayoría por partes mecánicas que no son costosas.

Consumo energético

Potencia del motor 0.75KW

Horas que se utilizaría la maquina= 6h

$CE = 0.75KW * 6h = 4.5KWh$

Donde:

CE= Consumo Energético

Disponibilidad de materiales en el mercado

En el mercado se dispone de una gran variedad de materiales, para la construcción de esta alternativa

4.1.4 Alternativa 4. Dobladora por rodillos electromecánica

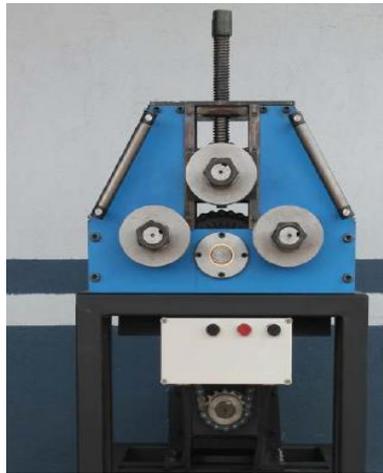


Figura 4. 4 Dobladora por rodillos electromecánica.

Fuente: <http://metalurgia.baileigh.com.mx/dobladora-de-rodillo-electromecanica-r-m55h>

Ventajas:

- Se puede realizar grandes radios de curvatura.
- Mínima deformación del perfil.
- Permite ajustar los límites de curvado de una manera sencilla, práctica y muy fiable.
- Rodillos correctores en los laterales para dominar el curvado.
- Empleo de un operario.
- Al ser la máquina de fácil manejo no necesita que el operario tenga mayor experiencia.
- Facilidad de construcción.

Desventajas:

- Ocupa un espacio considerable
- Exige un buen mantenimiento debido a sus partes mecánicas y eléctricas
- Los equipos electrónicos tienen alto costo.

Mantenimiento

Respecto al mantenimiento, esta alternativa de diseño requiere de un mantenimiento más complejo, a parte de la lubricación de las partes mecánicas y la revisión periódica de las conexiones eléctricas es necesario también dar mantenimiento y lubricación de la bomba hidráulica, sus respectivas conexiones y mangueras.

Precio

Con respecto al precio es más costoso puesto que consta de un cilindro para realizar el doblado con mayor rapidez, exactitud y sin que el operario tenga que realizar mucho esfuerzo.

Consumo energético

El consumo energético es bastante significativo ya que utiliza motor.

Potencia del motor 2.5 KW

Horas que se utilizaría la maquina= 6h

$$CE = 2.5KW * 6h = 15KWh$$

Donde:

CE= Consumo Energético

Disponibilidad de materiales en el mercado

En el mercado se dispone de una gran variedad de materiales, para la construcción de esta alternativa

4.1.5 Alternativa 5. Dobladora por rodillos CNC



Figura 4. 5 Dobladora por rodillos CNC.

Fuente: <http://metalurgia.baileigh.com.mx/dobladora-de-rodillo-r-cnc-120>

Ventajas:

- Los radios de curvatura se pueden lograr con mayor facilidad
- Se puede realizar grandes radios de curvatura
- Mínima deformación del perfil.
- Rodillos correctores en los laterales para dominar el curvado.
- Esfuerzo mínimo del operador.
- Empleo de un operario
- Al ser la máquina de fácil manejo no necesita que el operario tenga mayor experiencia

Desventajas:

- El fluido es sensible a la contaminación
- Exige un buen mantenimiento debido a la alta presión que se genera en los elementos hidráulicos.
- Dificultad en la construcción
- Necesita adicionalmente de un tablero para su control.
- Necesita que el operario tenga experiencia.

- Dificultad para la construcción
- Necesita de un gran espacio para su instalación

Mantenimiento

Respecto al mantenimiento, esta alternativa de diseño requiere de un mantenimiento más complejo, a parte de la lubricación de las partes mecánicas y la revisión periódica de las conexiones eléctricas es necesario también dar mantenimiento y lubricación de la bomba hidráulica, sus respectivas conexiones como también verificar que el tablero de control funcione adecuadamente.

Precio

Con respecto al precio es muy elevado puesto que la roladora CNC está constituida por partes que tienen un costo muy elevado en el mercado, siendo más difíciles conseguirlos.

Consumo energético

El consumo energético es bastante significativo ya que utiliza motores, la bomba y la electroválvula para accionar el cilindro.

Potencia del motor 11 KW

Horas que se utilizaría la maquina= 6h

$$CE = 11KW * 6h = 66KWh$$

Donde:

CE= Consumo Energético

Disponibilidad de materiales en el mercado

Los materiales para la construcción de esta máquina son difíciles de conseguirlos, puesto que se necesita de materiales especiales y que en nuestro país no existen en gran variedad.

4.1.6 Diseño concurrente

Para la evaluación se va a utilizar el método ordinal corregido de criterios ponderados. Se evalúa dando los criterios enfrentando en una tabla y dando los siguientes valores.

1 Si la opción de diseño de la fila es superior al de la columna.

0,5 Si la opción de diseño de la fila es igual al de la columna.

0 Si la opción de diseño de la fila es menor al de la columna.

4.1.7 Determinación de los factores de evaluación

Son importante los factores de evaluación de diseño porque nos facilita tomar la decisión más adecuada de acuerdo a nuestra necesidad.

Mantenimiento

El mantenimiento debe ser sencillo para la persona que va a realizar el mismo y que cualquier pieza sea fácil de reparar o fabricar.

Precio

El precio es muy importante porque se puede determinar si un producto es viable y competitivo.

Consumo energético

El consumo de energía debe ser mínimo en la actualidad todos los proyectos son viables de acuerdo a su consumo de energía.

Disponibilidad de materiales en el mercado

De acuerdo a la disponibilidad de materiales en el mercado se puede precisar la información de sus características, y el tiempo de adquisición de los mismos.

4.1.8 Selección de alternativas

Alternativa 1 dobladora a Compresión

Alternativa 2 dobladora a Tracción

Alternativa 3 dobladora por rodillos Manual

Alternativa 4 dobladora por rodillos Electromecánica

Alternativa 5 dobladora por rodillos CNC

Tabla 4.1 Valoración de parámetros para la selección de alternativas

Criterio	Mantenimiento	Precio	Consumo energético	Disponibilidad de materiales en el mercado	$\Sigma+1$	Ponderación
Mantenimiento		0,5	0	1	2,5	0,25
Precio	0,5		0	1	2,5	0,25
Consumo energético	1	1		1	4	0,4
Disponibilidad de materiales en el mercado	0	0	0		1	0,1
				suma	10	1

Fuente: Luis Agualongo

Evaluación de los pesos específicos de las distintas soluciones para cada criterio

Tabla 4. 2 Evaluación de criterio “Mantenimiento”.

Mantenimiento	Alter1	Alter2	Alter3	Alter4	Alter5	$\Sigma+1$	ponderación
Alter 1		0	0	0	0	1	0,067
Alter 2	1		1	0	0	3	0,2
Alter 3	1	0		0	0	2	0,133
Alter 4	1	1	1		1	5	0,333
Alter 5	1	1	1	0		4	0,267
					suma	15	1

Fuente: Luis Agualongo

Tabla 4. 3 Evaluación del criterio “precio”.

Precio	Alter1	Alter2	Alter3	Alter4	Alter5	$\Sigma+1$	ponderación
Alter 1		0	0	0	0	1	0,071
Alter 2	1		0	0	0	2	0,142
Alter 3	1	0		0	0	2	0,142
Alter 4	1	1	1		0	4	0,285
Alter 5	1	1	1	1		5	0,357
					suma	14	1

Fuente: Luis Agualongo

Tabla 4. 4 Evaluación del criterio “Consumo energético”.

Consumo energético	Alter1	Alter2	Alter3	Alter 4	Alter5	$\Sigma+1$	Ponderación
Alter 1		0	0	0	0	1	0,071
Alter 2	1		0	0	0	2	0,142
Alter 3	1	0		0	0	2	0,142
Alter 4	1	1	1		0,5	4,5	0,321
Alter 5	1	1	1	0,5		4,5	0,321
					suma	14	1

Fuente: Luis Agualongo

Tabla 4. 5 Evaluación del criterio “Disponibilidad de materiales en el mercado”.

Disponibilidad de materiales en el mercado	Alter1	Alter2	Alter3	Alter4	Alter5	$\Sigma+1$	Ponderación
Alter 1		0,5	0,5	0	1	3	0,2
Alter 2	0,5		0,5	0	1	3	0,2
Alter 3	0,5	0,5		0	1	3	0,2
Alter 4	1	1	1		1	5	0,33
Alter 5	0	0	0	0		1	0,067
					Suma	15	1

Fuente: Luis Agualongo

Tabla 4. 6 Valoración de parámetros.

Criterio	Mantenimiento	Precio	Consumo energético	Disponibilidad de materiales en el mercado	Σ	Prioridad
Alter 1	0,017	0,018	0,029	0,020	0,083	5
Alter 2	0,050	0,036	0,057	0,020	0,163	3
Alter 3	0,033	0,036	0,057	0,020	0,146	4
Alter 4	0,083	0,071	0,129	0,033	0,317	1
Alter 5	0,067	0,089	0,129	0,007	0,291	2

Fuente: Luis Agualongo

4.2 Mecanismos

4.2.1 Levas

Las levas son un tipo de par cinemático en el que el contacto entre dos elementos se produce un único punto, es habitual llamar leva al elemento conductor y seguidor al elemento conducido, en esto englobamos los engranajes, que puede verse como un tipo de leva especial en el que la relación de velocidades es constante.

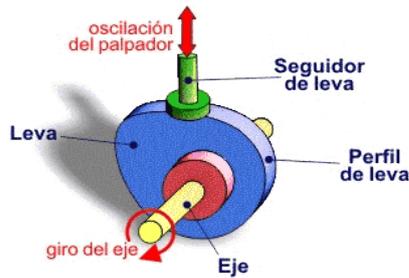


Figura 4. 6 Leva-seguidor.

Fuente:http://concurso.cnice.mec.es/cnice2006/material107/operadores/ope_leva.htm

Para su correcto funcionamiento, este mecanismo necesita, al menos: árbol, soporte, leva y seguidor de leva (palpador) acompañado de un sistema de recuperación (muelle, resorte).

El árbol es el eje de giro de la leva y el encargado de transmitirle su movimiento giratorio. El soporte es el encargado de mantener unido todo el conjunto y, normalmente, guiar el movimiento del seguidor

La leva es siempre la que recibe el movimiento giratorio a través del eje o del árbol en el que está montada. Su perfil hace que el seguidor ejecute un ciclo de movimientos muy preciso.

El seguidor (palpador) apoya directamente sobre el perfil de la leva y se mueve a medida que ella gira. Para conseguir que el seguidor esté permanentemente en contacto con la leva es necesario dotarlo de un sistema de recuperación (normalmente un muelle o un resorte)

Ventajas:

- La síntesis de las levas es mucho más sencilla, además se puede obtener infinitos puntos de precisión.
- Más fáciles de equilibrar y por tanto pueden funcionar a mayores velocidades.

- Son en general más baratas, fáciles de ajustar y requiere de menos mantenimiento.

Desventaja:

- La desventaja principal es lo limitado de su desplazamiento.

4.2.2 Engranajes

Se denomina engranaje al mecanismo utilizado para transmitir potencia de un componente a otro dentro de una máquina. Los engranajes están formados por dos ruedas dentadas, de las cuales la mayor se denomina corona y la menor piñón. Un engranaje sirve para transmitir movimiento circular mediante el contacto de ruedas dentadas. Una de las aplicaciones más importantes de los engranajes es la transmisión del movimiento desde el eje de una fuente de energía, como puede ser un motor de combustión interna o un motor eléctrico, hasta otro eje situado a cierta distancia y que ha de realizar un trabajo.

Este sistema de transmisión de movimiento está constituido por el acoplamiento, diente a diente, de dos ruedas dentadas, una motriz y otra conducida. A la mayor se le llama corona y a la menor piñón.

Representación de una transmisión con engranajes

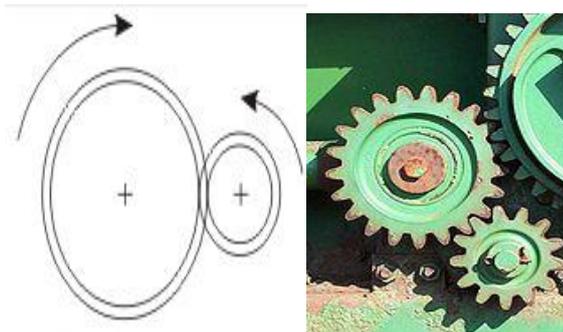


Figura 4. 7 Transmisión por Engranajes.

Fuente:

http://educativa.catedu.es/44700165/aula/archivos/repositorio/1000/1101/html/5_transmision_por_engranajes.html

Ventajas

- Ocupan espacios reducidos
- No hay posibilidad de deslizamiento
- Tienen mayor capacidad de transmisión de potencia
- Elevado rendimiento
- Bajo mantenimiento

Desventajas

- Son más costosos
- La transmisión se produce con más ruido

4.2.3 Tornillo de potencia-tuerca

El mecanismo tornillo-tuerca, conocido también como husillo-tuerca es un mecanismo de transformación de circular a lineal compuesto por una tuerca alojada en un eje roscado (tornillo).

Si el tornillo gira y se mantiene fija la orientación de la tuerca, el tornillo avanza con movimiento rectilíneo dentro de ella.

Disponible en: <http://aprendemostecnologia.org/2009/03/20/mecanismo-tornillo-tuerca/>

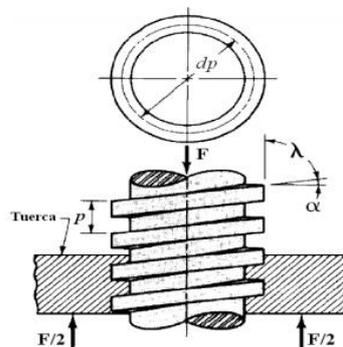


Figura 4. 8 Tornillo de potencia.

Fuente: <http://www2.ula.ve/dsiportal/dmdocuments/elementos/TORNILLOPOTENCIA.pdf>

Por otra parte, si se hace girar la tuerca, manteniendo fija la orientación del tornillo, aquella avanzará por fuera de ésta. Este mecanismo es muy común en nuestro entorno, pues lo podemos encontrar en infinidad de máquinas y artilugios.

Evidentemente, este mecanismo es irreversible, es decir, no se puede convertir el movimiento lineal de ninguno de los elementos en circular.

El avance depende de dos factores:

La velocidad de giro del elemento motriz.

El paso de la rosca del tornillo, es decir, la distancia que existe entre dos crestas de la rosca del tornillo. Cuando mayor sea el paso, mayor será la velocidad de avance.

Ventajas

- Calibración directa.
- Bajo costo de elementos mecánicos
- Bajo costo de fabricación y montaje
- Fácil diseño
- Fácil montaje
- Fácil mantenimiento

Desventajas

- La amplitud de calibración depende de la longitud del tornillo, por lo tanto para grandes separaciones entre ejes puede ser necesario aumentar la longitud del tornillo

4.2.4 Transmisión por cadena.

Consiste en piñones acoplados a cada eje motriz (piñón conductor), las cuales transmiten el movimiento a las coronas (piñón conducido) por medio de una cadena

de longitud apropiada la que se acopla al accionamiento del motor. Como se muestra en la figura siguiente (Andrade y Landeta, 2010, p.36):

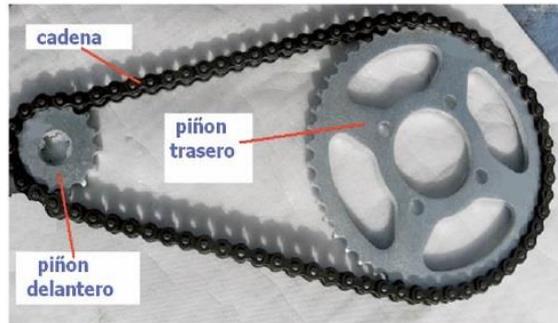


Figura 4. 9 Transmisión por cadena.

Fuente: Andrade y Landeta, 2010, p.36

Ventajas

- Alto rendimiento en una transmisión bien dimensionada, el cual no se afecta por el desgaste de la cadena.
- Alta eficiencia, normalmente en el orden de 95%.
- Imposibilidad de deslizamiento intempestivo y continuidad perfecta del movimiento por el gran número de dientes que se hallan al mismo tiempo en acción.
- Sistema de transmisión de bajo costo comparado con otros sistemas.
- Larga vida y capacidad de impulsar cierto número de ejes desde una sola fuente de potencia.
- Permite aumentar la capacidad de transmisión por el empleo de cadenas de múltiples hileras.

Desventajas

- Alto costo porque se requiere un dentado especial, muy preciso, bien tratado térmicamente según la aplicación.
- Cierta irregularidad durante el funcionamiento de la transmisión.

- Inutilidad en caso de cambio periódico de carrera sin pausas.
- Requiere permanente y buena lubricación.
- Un brusco aumento de la resistencia al movimiento de los ejes conducidos, puede dar lugar a roturas en los mecanismos accionados por engranajes.

Selección de alternativas

- **Alternativa 1 Levas**
- **Alternativa 2 Engranajes**
- **Alternativa 3 Tornillo-Tuerca**
- **Alternativa 4 Cadena-Catarina**

Tabla 4. 7 Valoración de parámetros para la selección de alternativas.

Criterio	Rendimiento en transmisión	Precio	Facilidad de construcción	Lubricación	$\Sigma+1$	Ponderación
Rendimiento en transmisión		0,5	0	1	2,5	0,25
Precio	0,5		0	1	2,5	0,25
Facilidad de construcción	1	1		1	4	0,4
Lubricación	0	0	0		1	0,1
				suma	10	1

Fuente: Luis Agualongo

Tabla 4. 8 Evaluación del criterio “Rendimiento en transmisión”.

Rendimiento en transmisión	Levas	Engranajes	Tornillo	Cadena	$\Sigma+1$	Ponderación
Levas		0	0,5	0	1,5	0,15
Engranajes	1		1	0	3	0,3
Tornillo	0,5	0		0	1,5	0,15
Cadena	1	1	1		4	0,4
				Suma	10	1

Fuente: Luis Agualongo

Tabla 4. 9 Evaluación del criterio “Precio”.

Precio	Levas	Engranés	Tornillo	Cadena	$\Sigma+1$	Ponderación
Levas		0	1	1	3	0,28571429
Engranés	1		1	0	3	0,28571429
Tornillo	0	1		0,5	2	0,19047619
Cadena	0	1	0,5		2,5	0,23809524
				Suma	10,5	1

Fuente: Luis Agualongo

Tabla 4. 10 Evaluación del criterio “Facilidad de Construcción”.

Facilidad de construcción	Levas	Engranés	Tornillo	Cadena	$\Sigma+1$	Ponderación
Levas		0	1	1	3	0,3
Engranés	1		1	0	3	0,3
Tornillo	0	0		0	1	0,1
Cadena	0	1	1		3	0,3
				Suma	10	1

Fuente: Luis Agualongo

Tabla 4. 11 Evaluación del criterio “Lubricación”.

Lubricación	Levas	Engranés	Tornillo	Cadena	$\Sigma+1$	Ponderación
Levas		0	0	0	1	0,1
Engranés	1		1	0	3	0,3
Tornillo	1	0		0,5	2,5	0,25
Cadena	1	1	0,5		3,5	0,35
				Suma	10	1

Fuente: Luis Agualongo

Tabla 4. 12 Valoración de parámetros.

Criterio	Rendimiento en transmisión	Precio	Facilidad de construcción	Lubricación	$\Sigma+1$	Prioridad
Levas	0,0375	0,07142857	0,12	0,01	0,2389286	3
Engranajes	0,075	0,07142857	0,12	0,03	0,2964286	2
Tornillo	0,0375	0,04761905	0,04	0,025	0,150119	4
Cadena	0,1	0,05952381	0,12	0,035	0,3145238	1

Fuente: Luis Agualongo

4.3 Accionamientos

Accionamiento: Se denomina accionamiento al elemento o elementos de la máquina encargado de suministrar la energía mecánica necesaria para que la máquina funcione

4.3.1 Accionamiento mecánico

En el accionamiento mecánico se lo realiza por la fuerza que ejerce una persona con la ayuda de elementos mecánicos como poleas, engranajes para producir movimiento.



Figura 4. 10 Accionamiento Mecánico.

Fuente: COMATRANS´ (Comercial de Maquinaria y Transmisión), España.

Disponible en: <http://www.pmzcomatrans.com/transmision/actuadores-mecanicos/>

Ventajas

- Alta fiabilidad
 - Simplicidad de utilización
 - Mínima manutención
 - Seguridad y precisión de posicionamiento
 - Irreversibilidad según el modelo de aplicación
 - Sincronismo de movimiento
-
- Permite transmitir un movimiento giratorio entre dos ejes, pudiendo modificar las características de velocidad y sentido de giro

Desventajas

- Coste de la construcción de los elementos
- Grandes esfuerzos de contacto
- Necesaria lubricación y engrase adecuado para evitar el desgaste prematuro de los dientes

4.3.2 Accionamiento eléctrico

Los accionamientos eléctricos son los más extendidos y los que poseen un mayor campo de aplicación dada la fácil disponibilidad de la energía eléctrica a través de las redes de distribución. De hecho, hay accionamientos que dependen de una etapa previa realizada por un accionamiento eléctrico, como en los accionamientos neumáticos o hidráulicos (un accionamiento eléctrico debe mover inicialmente un compresor o una bomba), gravitatorio (previamente se tiene que desplazar el elemento que caerá por gravedad al sitio por el que caerá), etc (Sánchez, p.5).

Los accionamientos eléctricos pueden ser:

Motores de corriente directa (DC)

Se Utilizan en casos en los que es de importancia el poder regular continuamente la velocidad del eje y en aquellos casos en los que se necesita de un toque de arranque elevado.

Además, utilizan en aquellos casos en los que es imprescindible utilizar corriente continua, como es el caso de trenes y automóviles eléctricos, motores para utilizar en el arranque y en los controles de automóviles, motores accionados a pilas o baterías, etc.

Para funcionar, el motor de corriente continúa o directa precisa de dos circuitos eléctricos distintos: el circuito de campo magnético y el circuito de la armadura.

El campo (básicamente un imán o un electroimán) permite la transformación de energía eléctrica recibida por la armadura en energía mecánica entregada a través del eje. La energía eléctrica que recibe el campo se consume totalmente en la resistencia externa con la cual se regula la corriente del campo magnético. Es decir ninguna parte de la energía eléctrica recibida por el circuito del campo, es transformada en energía mecánica. El campo magnético actúa como una especie de catalizador que permite la transformación de energía en la armadura (Sánchez, p.6).

La armadura consiste en un grupo de bobinados alojados en el rotor y en un ingenioso dispositivo denominado colector mediante el cual se recibe corriente continua desde una fuente exterior y se convierte la correspondiente energía eléctrica en energía mecánica que se entrega a través del eje del motor. En la transformación se pierde un pequeño porcentaje de energía en los carbones del colector, en el cobre de los bobinados, en el hierro (por corrientes parásitas e histéresis), en los rodamientos del eje y la fricción del rotor por el aire (Sánchez, p.7).

Motores de corriente alterna (AC)

Bajo el título de motores de corriente alterna podemos reunir a los siguientes tipos de motor.

Motor Sincrónico

El Motor Asíncrono o de Inducción

El motor sincrónico

Este motor tiene la característica de que su velocidad de giro es directamente proporcional a la frecuencia de la red de corriente alterna que lo alimenta. Por ejemplo si la fuente es de 60Hz, si el motor es de dos polos, gira a 3600 RPM; si es de cuatro polos gira a 1800 RPM y así sucesivamente. Este motor o gira a la velocidad constante dada por la fuente o, si la carga es excesiva, se detiene (Sánchez, p.7).

El motor sincrónico es utilizado en aquellos casos en que los que se desea velocidad constante. En nuestro medio sus aplicaciones son mínimas y casi siempre están en relacionadas con sistemas de regulación y control mas no con la transmisión de potencias elevadas (Sánchez, p.7).

Como curiosidad vale la pena mencionar que el motor sincrónico, al igual que el motor de corriente directa, precisa de un campo magnético que posibilite la transformación de energía eléctrica recibida por su correspondiente armadura en energía mecánica entregada a través del eje (Sánchez, p.7, 8).

A pesar de su uso reducido como motor, la maquina sincrónica es la más utilizada en la generación de energía eléctrica por ejemplo, en las centrales hidroeléctricas y termoeléctricas mediante generadores sincrónicos trifásicos.

Nota: la máquina sincrónica puede ser monofásica o trifásica.

El motor asincrónico o de inducción

Si se realizara a nivel industrial una encuesta de consumo de la energía eléctrica utilizada en alimentar motores, se vería que casi la totalidad del consumo estaría dedicado a los motores asincrónicos.

Estos motores tienen la peculiaridad de que no precisan de un campo magnético alimentado con corriente continua como en los casos del motor de corriente directa o del motor sincrónico.

Una fuente de corriente alterna (trifásica o monofásica) alimenta a un estator. La corriente en las bobinas del estator induce corriente alterna en el circuito eléctrico del rotor (de manera algo similar a un transformador) y el rotor es obligado a girar.

De acuerdo a la forma de construcción del rotor, los motores asincrónicos se clasifican en:

Motor Asincrónico de Rotor Bobinado

Motor Asincrónico tipo Jaula de Ardilla

Motor Asincrónico de Rotor Bobinado

Se utiliza en aquellos casos en los que la transmisión de potencia es demasiado elevada (a partir de 200 KW) y es necesario reducir las corrientes de arranque. También se utiliza en aquellos casos en los que se desea regular la velocidad del eje.

Su característica principal es que el rotor se aloja un conjunto de bobinas que además se pueden conectar al exterior a través de anillos rozantes. Colocando resistencias variables en serie a los bobinados del rotor se consigue suavizar las corrientes de arranque. De la misma manera, gracias a un conjunto de resistencias conectadas a los bobinados del rotor, se consigue regular la velocidad del eje. Un

detalle interesante es que la velocidad del eje nunca podrá ser superior que la velocidad correspondiente si el motor fuera sincrónico.

Motor asincrónico tipo jaula de ardilla

Finalmente aquí llegamos al motor eléctrico por excelencia. Es el motor relativamente más barato, eficiente, compacto y de fácil construcción y mantenimiento.

Siempre que sea necesario utilizar un motor eléctrico, se debe procurar seleccionar un motor asincrónico tipo jaula de ardilla y si es trifásico mejor.

Por otro lado, la única razón para utilizar un motor monofásico tipo jaula de ardilla en lugar de uno trifásico será porque la fuente de tensión a utilizar sea también monofásica. Esto sucede en aplicaciones de baja potencia. Es poco común encontrar motores monofásicos de más de 3 KW.

Ventajas

- Precisos
- Fiables
- Fácil control
- Sencilla instalación
- Silenciosos

Desventajas

- Potencia limitada

4.3.3 Accionamiento neumático

Utilizan un fluido en forma de gas que al comprimirse genera la energía y la potencia necesaria para generar un movimiento o trabajo.

Cilindros de simple efecto

Un cilindro de simple efecto desarrolla un trabajo sólo en un sentido. El émbolo se hace retornar por medio de un resorte interno o por algún otro medio externo como cargas, movimientos mecánicos, etc. Puede ser de tipo “normalmente dentro” o “normalmente fuera”.

Los cilindros de simple efecto se utilizan para sujetar, marcar, expulsar, etc. Tienen un consumo de aire algo más bajo que un cilindro de doble efecto de igual tamaño. Sin embargo, hay una reducción de impulso debida a la fuerza contraria del resorte, así que puede ser necesario un diámetro interno algo más grande para conseguir una misma fuerza. También la adecuación del resorte tiene como consecuencia una longitud global más larga y una longitud de carrera limitada, debido a un espacio muerto (Escalera y Rodríguez, p.2, 3).

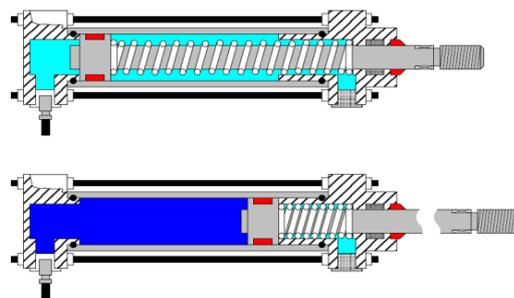


Figura 4. 11 Cilindro simple efecto.

Fuente: Escalera y Rodríguez, p.3

Disponible:<http://www.uhu.es/rafael.sanchez/ingenieriamaquinas/carpetaapuntes.htm/Trabajos%20IM%202009-10/Manuel%20Jesus%20EscaleraAntonio%20Rodriguez-Actuadores%20Neumaticos.pdf>

Cilindros de doble efecto

Los cilindros de doble efecto son aquellos que realizan tanto su carrera de avance como la de retroceso por acción del aire comprimido. Su denominación se debe a que emplean las dos caras del émbolo (aire en ambas cámaras), por lo que estos componentes sí que pueden realizar trabajo en ambos sentidos.

Sus componentes internos son prácticamente iguales a los de simple efecto, con pequeñas variaciones en su construcción. Algunas de las más notables las encontramos en la culata anterior, que ahora ha de tener un orificio roscado para poder realizar la inyección de aire comprimido (en la disposición de simple efecto este orificio no suele prestarse a ser conexionado, siendo su función la comunicación con la atmósfera con el fin de que no se produzcan contrapresiones en el interior de la cámara) (Escalera y Rodríguez, p.4, 5).

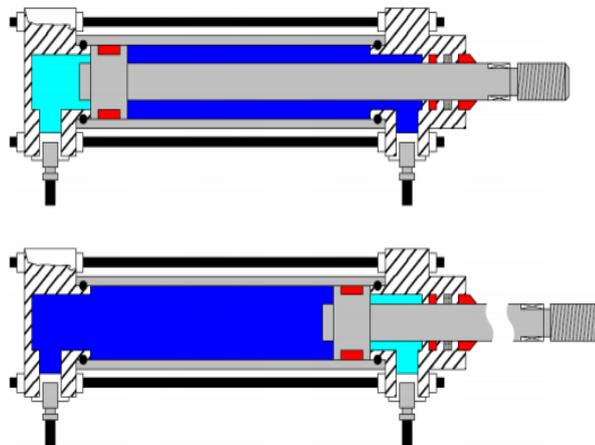


Figura 4. 12 Cilindro doble efecto.

Fuente: Escalera y Rodríguez, p.5

Disponible:<http://www.uhu.es/rafael.sanchez/ingenieriamaquinas/carpetaapuntes.htm/Trabajos%20IM%202009-10/Manuel%20Jesus%20EscaleraAntonio%20Rodriguez-Actuadores%20Neumaticos.pdf>

El perfil de las juntas dinámicas también variará debido a que se requiere la estanqueidad entre ambas cámaras, algo innecesario en la disposición de simple efecto.

El campo de aplicación de los cilindros de doble efecto es mucho más extenso que el de los de simple, incluso cuando no es necesaria la realización de esfuerzo en ambos sentidos. Esto es debido a que, por norma general (en función del tipo de válvula empleada para el control), los cilindros de doble efecto siempre contienen aire en una de sus dos cámaras, por lo que se asegura el posicionamiento.

En definitiva, podemos afirmar que los actuadores lineales de doble efecto son los componentes más habituales en el control neumático. Esto es debido a:

- Se tiene la posibilidad de realizar trabajo en ambos sentidos (carreras de avance y retroceso).
- No se pierde fuerza en el accionamiento debido a la inexistencia de muelle en oposición.
- Para una misma longitud de cilindro, la carrera en doble efecto es mayor que en disposición de simple, al no existir volumen de alojamiento.

Ventajas

- Su instalación es fácil de realizar y económica
- El fluido que se maneja es gratuito y las posibles fugas no suponen ningún problema grave

Desventajas

- No se alcanzan presiones tan elevadas
- Normalmente se descuida el mantenimiento (por no necesitarlo en exceso) y la instalación acaba fallando porque se alcanzan frecuencias muy elevadas y la vida de las válvulas y de los cilindros está limitada

4.3.4 Accionamiento hidráulico

En la vida común, se utilizan muchos aparatos hidráulicos debido a la simplicidad con que se convierten pequeños esfuerzos en grandes fuerzas. Un sistema de accionamiento hidráulico es un sistema de accionamiento o de transmisión que utiliza fluido hidráulico a presión para conducir maquinaria hidráulica.

Un sistema de accionamiento hidráulico consta de tres partes: el generador, accionado por un motor eléctrico, un motor de combustión o un molino de viento; válvulas, filtros, tuberías, etc. el motor para accionar la maquinaria.

Disponible en: <http://www.sabelotodo.org/fluidos/hidroaccion.html>

Principio de un accionamiento hidráulico

La ley de Pascal es la base de los sistemas de accionamiento hidráulico. A medida que la presión en el sistema es el mismo, la fuerza que el fluido da a los alrededores por lo tanto, es igual al área de presión. De tal manera, un pequeño pistón siente una pequeña fuerza y un pistón grande se siente una gran fuerza.

El mismo principio se aplica para una bomba hidráulica con un pequeño volumen de barrido que pide un par pequeño, combinado con un motor hidráulico con un gran volumen de barrido que da un esfuerzo de torsión grande. De esta manera una transmisión con una determinada relación puede ser construida.

La mayoría de los sistemas de accionamiento hidráulicos hacen uso de cilindros hidráulicos. Aquí, el mismo principio se utiliza un par pequeño se puede transmitir a una gran fuerza.

Cilindro de efecto simple

Una barra es colocada en un extremo del pistón, cuando la presión es ejercida en la parte contraria al extremo del pistón donde está la barra, esta sube hasta donde la

presión lo empuje, ejerciendo una fuerza sobre la barra de contracción, después o, el fluido hidráulico empuja en un sentido el pistón del cilindro y una fuerza externa (resorte o gravedad) lo retrae en sentido contrario. El cuerpo del cilindro es la caja externa tubular y contiene el pistón, el sello del pistón y el vástago. “Calibre” es el término usado para indicar el diámetro del pistón. El extremo del pistón del cilindro (algunas veces llamado “extremo ciego”) se conoce como el extremo de la cabeza. El extremo desde el cual el vástago se extiende y se retrae se conoce como el extremo del vástago.



Figura 4. 13 Cilindro simple efecto.

Fuente: www.sahgev.fr/sp/index.php?IdPage=1258030503

Cilindro de efecto doble

Los cilindros de doble efecto son aquellos que realizan tanto su carrera de avance como la de retroceso por acción del aire comprimido. Su denominación se debe a que emplean las dos caras del émbolo (aire en ambas cámaras), por lo que estos componentes sí pueden realizar trabajo en ambos sentidos.

Sus componentes internos son prácticamente iguales a los de simple efecto, con pequeñas variaciones en su construcción. Algunas de las más notables las encontramos en la culata anterior, que ahora ha de tener un orificio roscado para poder realizar la inyección de aire comprimido (en la disposición de simple efecto

este orificio no suele prestarse a ser conexasionado, siendo su función la comunicación con la atmósfera con el fin de que no se produzcan contrapresiones en el interior de la cámara).



Figura 4. 14 Cilindro doble efecto.

Fuente: www.sahgev.fr/sp/index.php?IdPage=1258030503

Ventajas

- Consiguen fuerzas estáticas elevadas con relativamente poco espacio
- La conversión de energía es mediante mecanismos mecánicos, por tanto, no existen problemas eléctricos
- Existe un amplio rango de potencias
- La incompresibilidad del aceite lo hace ideal para mantener posiciones de presión durante tiempos elevados

Desventajas

- Son accionamientos caros
- Son pesados porque tienen sistemas mecánicos rígidos para poder aportar fuerzas elevadas
- Son sensibles a la suciedad. Pueden dar problemas de mantenimiento, por gripaje de los vástagos

- Necesitan muchas medidas de seguridad por las fuerzas elevadas con las que trabajan

Tabla 4. 13 Características de los distintos tipos de actuadores.

Características de los distintos tipos de actuadores			
	Neumáticos	Hidráulicos	Eléctricos
Energía	Aire a presión (5-10 bar)	Aceite mineral (50-100 bar)	Corriente eléctrica
Opciones	Cilindros Motor de paletas Motor de pistón	Cilindros Motor de paletas Motor de pistones axiales	Corriente continua Corriente alterna Motor paso a paso Servomotor
Ventajas	Baratos Rápidos Sencillos Robustos	Rápidos Alta relación potencia-peso Autolubricantes Alta capacidad de carga Estabilidad frente a cargas estáticas	Precisos Fiables Fácil control Sencilla instalación Silenciosos
Desventajas	Dificultad de control continuo Instalación especial (compresor, filtros) Ruidoso	Difícil mantenimiento Instalación especial (filtros, eliminación aire) Frecuentes fugas Caros	Potencia limitada

Fuente: http://platea.pntic.mec.es/vgonzale/cyr_0204/sistema/actuadores.htm

Tabla 4. 14 Valoración de parámetros para la selección de alternativas.

Criterio	Costo	Velocidad de operación	Mantenimiento	$\Sigma + 1$	Ponderado
Costo		1	1	3	0,50
Velocidad de operación	0		1	2	0,33
Mantenimiento	0	0		1	0,17
			suma	6	1

Fuente: Luis Agualongo

Tabla 4. 15 Evaluación del criterio “Costo”.

costo	neumático	hidráulico	mecánico	$\Sigma + 1$	Ponderado
neumático		1	1	3	0,50
hidráulico	0		0	1	0,17
mecánico	0	1		2	0,33
			suma	6	1

Fuente: Luis Agualongo

Tabla 4. 16 Evaluación del criterio “Velocidad de operación”.

Velocidad de operación	neumático	hidráulico	mecánico	$\Sigma + 1$	Ponderado
neumático		0	0	1	0,17
hidráulico	1		0	2	0,33
mecánico	1	1		3	0,50
			Suma	6	1

Fuente: Luis Agualongo

Tabla 4. 17 Evaluación del criterio “Mantenimiento”.

mantenimiento	neumático	hidráulico	mecánico	$\Sigma + 1$	Ponderado
neumático		1	0	2	33
hidráulico	0		0	1	0,17
mecánico	1	1		3	0,5
			Sumatoria total	6	1

Fuente: Luis Agualongo

Tabla 4. 18 Valoración de parámetros.

Alternativas	Costo	Velocidad de operación	Mantenimiento	Σ	Prioridad
neumático	0,25	0,04	0,03	0,29	2
hidráulico	0,05	0,08	0,01	0,28	3
mecánico	0,11	0,12	0,05	0,42	1

Fuente: Luis Agualongo

Esfuerzos y deformaciones producidos por flexión

Flexión pura

Para cierta disposición de cargas, algunos tramos de los elementos que las soportan están sometidos exclusivamente a momento flector. Este caso se suele llamar flexión pura y nos servirá para iniciar el estudio de las deformaciones y esfuerzos que se producen por flexión.

Por ejemplo la viga mostrada en la figura, soporta una carga en el centro y sometido exclusivamente a un momento flector constante $M= P \cdot d$ ($V= 0$).

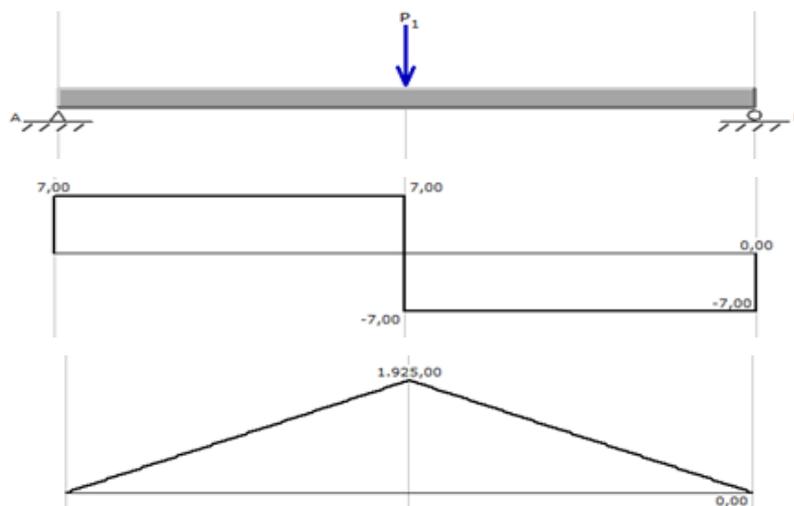


Figura 4. 15 Diagrama de fuerzas y momentos flectores.

Fuente: MDSolid.

Análisis de deformaciones

En la superficie de la viga del ejemplo anterior se ha trazado una cuadrícula para observar la deformación que producen la carga aplicada. En esta cuadrícula se resaltan dos segmentos longitudinales “a” y “b” para estudiar sus deformaciones luego de aplicada la carga. En la figura se muestra la viga antes y después de la aplicación de las cargas

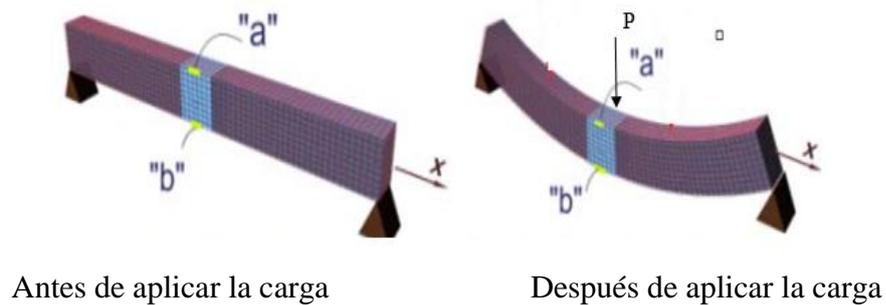


Figura 4. 16 Flexión de la viga.

Fuente: <http://www.angelfire.com/co4/flexiondcm/mat.pdf>

Analicemos una pequeña porción del tramo central de la viga sometido a flexión pura.

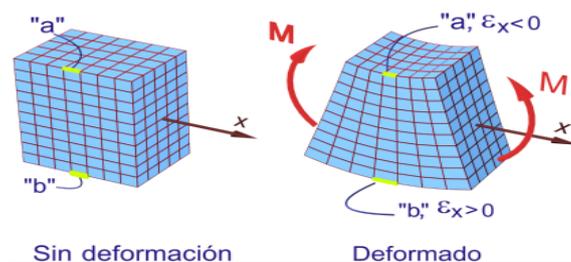


Figura 4. 17 Segmento de la viga antes y después de la deformación

Fuente: **Fuente:** <http://www.angelfire.com/co4/flexiondcm/mat.pdf>

Se aprecia que el segmento longitudinal “a” de la superficie superior se ha acortado, al igual que todos los segmentos longitudinales de esta superficie. Es decir en la superficie superior observamos que la deformación unitaria en x es negativa, $\epsilon_x < 0$.

En cambio el segmento “b” de la superficie inferior se ha alargado como también lo han hecho todos los segmentos longitudinales de esta superficie, es decir en esta superficie la deformación unitaria en el eje x es positiva, $\epsilon_x < 0$.

A diferencia de los dos segmentos anteriores, existe un segmento “c” que no se deforma, es decir $\epsilon_x = 0$. De igual manera tampoco existe esta deformación en toda la superficie que contiene al segmento “c” y que es paralela a las superficies superior e inferior. Esta superficie se denomina *superficie neutra* y la intersección de esta superficie con una sección transversal se llama el *eje neutro* de la sección.

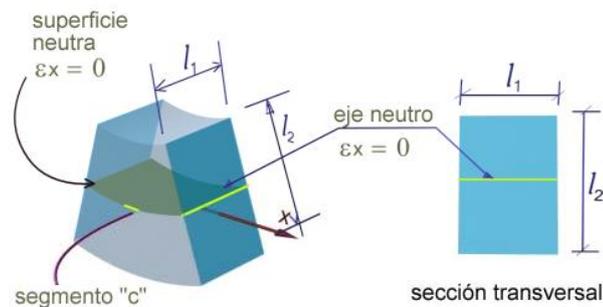


Figura 4. 18 Superficie neutra

Fuente: Fuente: <http://www.angelfire.com/co4/flexiondcm/mat.pdf>

Vemos que las deformaciones longitudinales, ϵ_x , varían con la posición del segmento considerado respecto de la superficie neutra. Estudiemos ahora la geometría del problema para establecer la ecuación de variación correspondiente.

Observemos las secciones transversales extremas de la porción de viga en estudio.

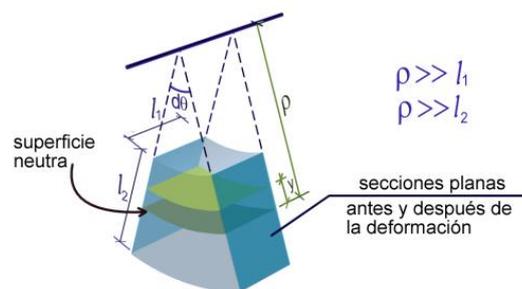


Figura 4. 19 Secciones transversales extremas de la viga

Fuente: <http://www.angelfire.com/co4/flexiondcm/mat.pdf>

Vemos que las secciones transversales permanecen planas luego de la deformación (hipótesis de Navier) y que los planos que las contienen sólo se han inclinado formando un ángulo $d\theta$ e intersectándose en un eje.

La distancia desde el eje de intersección de los planos que contienen las secciones transversales extremas hasta la superficie neutra se conoce como radio de curvatura y se denota por ρ . En este capítulo trataremos sólo con elementos cuyas dimensiones de la sección transversal son significativamente menores que el radio de curvatura

El inverso del radio de curvatura se denomina curvatura de la viga.

$$\zeta = 1/\rho$$

Donde

ζ = Curvatura de la viga

ρ = Radio de curvatura

Fijemos ahora un sistema cartesiano en la sección transversal. Ubiquemos el origen en la intersección del eje neutro y el plano de simetría y estudiemos la deformación longitudinal que se produce en una superficie paralela a la superficie neutra cuya posición se mide por la coordenada “ y ”.

En la figura 4.20 se muestra la superficie neutra y la superficie en estudio junto a dos segmentos longitudinales. El segmento **AB** está contenido en la superficie neutra y el segmento **CD** está en la superficie en estudio. La figura muestra los segmentos antes y después de la deformación.

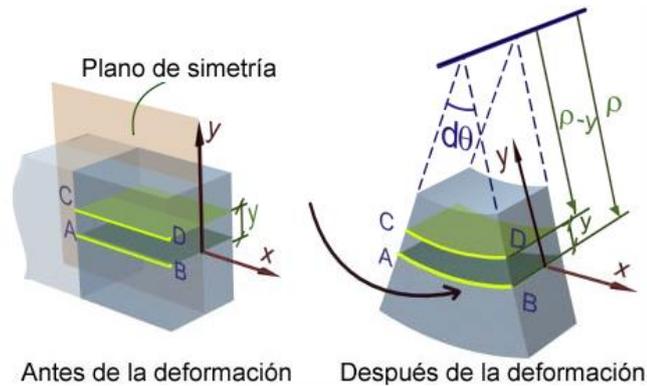


Figura 4. 20 Superficie neutra y superficie en estudio antes y después de la deformación

Fuente: <http://www.angelfire.com/co4/flexiondcm/mat.pdf>

Antes de la deformación los dos segmentos tienen la misma longitud, es decir

$$\overline{AB}_{inicial} = \overline{CD}_{inicial}$$

Luego de la deformación, el segmento \overline{AB} , inicialmente recto, se ha transformado en un arco de circunferencia pero conserva su longitud inicial ya que está contenido en el plano neutro. Por tanto, su longitud inicial también puede expresarse en función del radio de curvatura y el ángulo $d\theta$ como:

$$\overline{AB}_{inicial} = \overline{AB}_{final} = \rho d\theta$$

Como antes de la deformación los segmentos \overline{AB} y \overline{CD} son de igual longitud, podemos expresar la longitud inicial de \overline{CD} como:

$$\overline{CD}_{inicial} = \rho d\theta$$

En cambio el segmento \overline{CD} luego de la deformación, además de haber adquirido la forma de un arco de circunferencia, se ha acortado y su nueva longitud, \overline{CD}_{final} se puede expresar en función del radio de este arco, $\rho - y$, y el ángulo $d\theta$ como:

$$\overline{CD}_{final} = (\rho - y)d\theta$$

Con las longitudes final e inicial del segmento, determinamos ahora su deformación unitaria, como:

$$\varepsilon_x = \frac{\overline{CD}_{final} - \overline{CD}_{inicial}}{\overline{CD}_{inicial}} = \frac{(\rho - y)d\theta - \rho d\theta}{\rho d\theta} = \frac{-y}{\rho}$$

$$\varepsilon_x = \frac{-y}{\rho}$$

Donde:

ε_x = Deformación unitaria

ρ = Radio de curvatura

Y = distancia a la superficie neutra

Tabla 4. 19 Valores obtenidos aplicando la fórmula de deformación.

Radio de curvatura (m)	Distancia al eje neutro(m)	Deformación
12,33	0	0,00
12,33	0,005	0,41
12,33	0,01	0,81
12,33	0,015	1,22
12,33	0,02	1,62
12,33	0,025	2,03

Fuente: Luis Agualongo

Es decir ε_x varía linealmente con la distancia medida a la superficie neutra.

Un segmento paralelo al eje neutro se suele denominar **fibra** de la sección transversal. Todos los puntos de una fibra equidistan del eje neutro y por tanto tienen la misma deformación longitudinal, que se determina también por la expresión anterior.

La figura muestra la variación de la deformación ε_x para momento positivo y negativo.

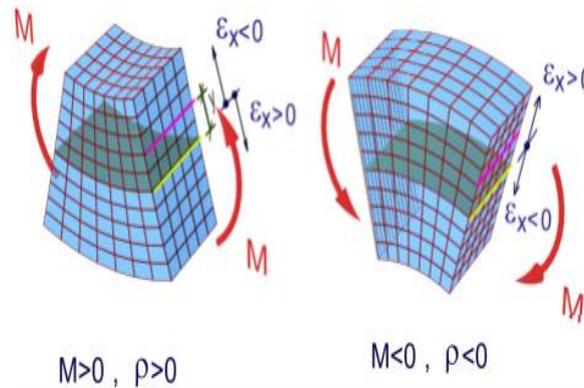


Figura 4. 21 Variación de la deformación para momento positivo y negativo

Fuente: <http://www.angelfire.com/co4/flexiondcm/mat.pdf>

Hemos visto que el momento flector causa deformaciones longitudinales ϵ_x y por tanto acompañando a estas deformaciones existirán esfuerzos normales a la sección transversal σ_x .

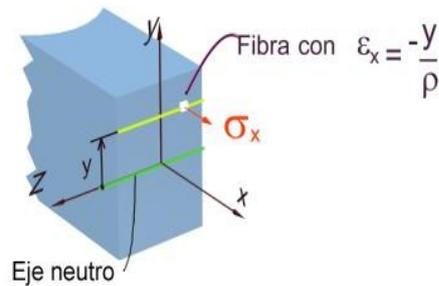


Figura 4. 22 Esfuerzo normal a la sección

Fuente: <http://www.angelfire.com/co4/flexiondcm/mat.pdf>

Análisis de esfuerzos

Conociendo la deformación unitaria a una altura “ y ” del eje neutro, y empleando la Ley de Hooke, podemos ahora expresar el esfuerzo normal correspondiente como:

$$\sigma_x = E\epsilon_x = E\left(\frac{-y}{\rho}\right) = \frac{-E}{\rho}$$

Donde:

σ_x = Esfuerzo

E = Modulo de elasticidad

ε_x = Deformación

y = Distancia al eje neutro

ρ = Radio de curvatura

Esta expresión nos indica que el esfuerzo normal σ_x varían linealmente con la coordenada “y” y es inversamente proporcional al radio de curvatura. La figura muestra esta distribución de esfuerzos.

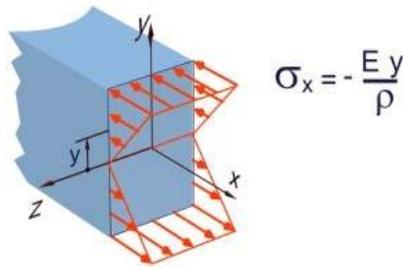


Figura 4. 23 Distribucion de esfuerzos

Fuente: <http://www.angelfire.com/co4/flexiondcm/mat.pdf>

Del análisis hasta aquí desarrollado podemos reconocer intuitivamente la directa relación entre el momento flector actuante y los esfuerzos normales en la sección transversal. Podemos ver que cuando no existe un momento flector aplicado, tampoco existirán esfuerzos normales y también podemos percibir que los esfuerzos serán elevados en la medida que el momento flector también lo sea. A continuación se estudia esta relación entre el momento flector actuante y los esfuerzos normales que produce.

La sección en estudio se encuentra sometida exclusivamente a un momento flector que, representado vectorialmente, resulta perpendicular al plano de simetría del elemento, plano xy, y por tanto paralelo al eje z. Este momento flector se representa por M_z .

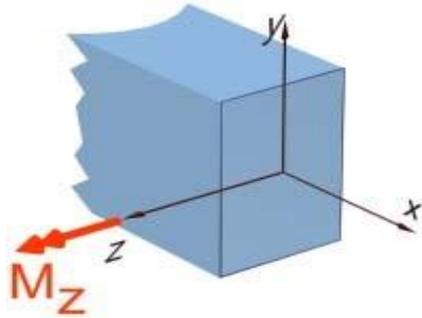


Figura 4. 24 Momento flector

Fuente: <http://www.angelfire.com/co4/flexiondcm/mat.pdf>

Como estamos tratando el caso de flexión pura, las demás fuerzas internas en la sección serán nulas, es decir:

$$M_y=0, T=0, V_y=0, V_z=0, N=0$$

Para una sección transversal los esfuerzos normales pueden interpretarse como un sistema de fuerzas distribuidas, que debe ser estáticamente equivalente al juego de fuerzas internas en esta sección.

Para el caso de flexión pura, la fuerza resultante del sistema distribuido debe ser nula en la dirección x , ya que no existe fuerza normal en la sección transversal. También la resultante de momentos del sistema distribuido, debe ser un momento único en z , igual al momento flector actuante M_z .

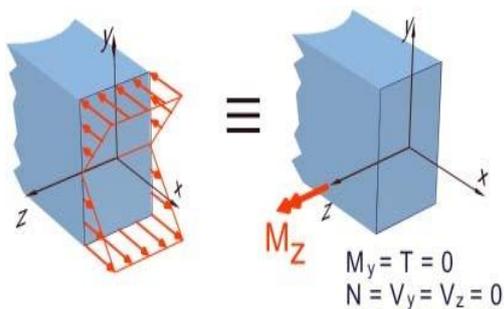


Figura 4. 25 Momento flector actuante

Fuente: <http://www.angelfire.com/co4/flexiondcm/mat.pdf>

Hemos convenido en instalar el sistema cartesiano ubicando el eje z sobre el eje neutro de la sección, pero no conocemos aún la ubicación de este eje neutro. Empleemos la equivalencia de fuerzas en x para determinar esta ubicación

La figura muestra un diferencial de área de la sección transversal, dA , junto al diferencial de fuerza actuante sobre ella, $dF = \sigma_x dA$, donde:

$$dF = \sigma_x dA = -\frac{Ey}{\rho} dA$$

Donde:

dF = Diferencial de fuerza

σ_x = Esfuerzo

E =Modulo de elasticidad

ε_x =Deformación

y = Distancia al eje neutro

ρ = Radio de curvatura

dA = Diferencial de área

La fuerza resultante del sistema distribuido de esfuerzos sobre toda el área de la sección transversal, en la dirección del eje x se calculará como:

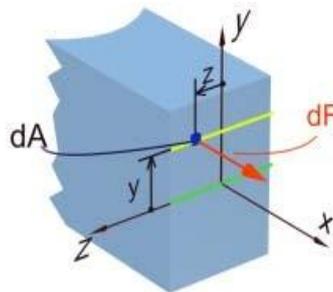


Figura 4. 26 Diferencial de área de la sección transversal

Fuente: <http://www.angelfire.com/co4/flexiondcm/mat.pdf>

$$R_x = \int dF = \int \sigma_x dA = \int \frac{-Ey}{\rho} dA$$

Donde:

R_x= Reacción en el eje x

dF= Diferencial de fuerza

σ_x = Esfuerzo

E=Modulo de elasticidad

ε_x =Deformación

y= Distancia al eje neutro

ρ = Radio de curvatura

dA= Diferencial de área

Como en la sección **E** y ρ son constantes, tendremos:

$$R_x = \frac{-E}{\rho} \int y dA$$

La integral constituye el momento estático del área de la sección transversal respecto al eje z. Sustituyendo esta integral por el producto del Área de la sección (**A**) por la distancia de su centro de gravedad al eje z (**y**) tendremos:

$$R_x = \frac{-E}{\rho} yA$$

Donde:

R_x= Reacción en el eje x

E=Modulo de elasticidad

y= Distancia al eje neutro

ρ = Radio de curvatura

A= Área

Como esta resultante debe ser igual a la fuerza normal actuante que es nula ($R_x=0$) tendremos:

$$\frac{E}{\rho} \bar{y} A = 0$$

Y además como E , ρ y A son diferentes de cero tendremos: $\bar{y} = 0$

Es decir la distancia del centro de gravedad de la sección transversal al eje z es nula y por tanto el eje z debe ser un eje centroidal.

Como además el eje y es un eje de simetría, los ejes y y z además de centroidales son también principales.

Tabla 4.23 Valores de esfuerzos producidos

Fuerza(kN)	Área (m ²)	Esfuerzo (Pa)
4	0,000541	7393,72
8	0,000541	14787,43
12	0,000541	22181,15
14	0,000541	25878,00
16	0,000541	29574,86
20	0,000541	36968,58

Fuente: Luis Agualongo

DISEÑO

Cálculo de la fuerza necesaria para doblar un tubo

Datos del tubo cuadrado

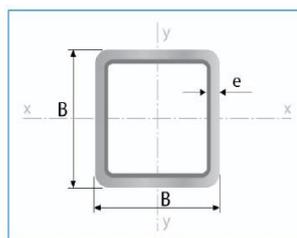


Figura 4. 27 Esquemático de un tubo cuadrado.

Fuente: catalogo IPAC

B= Ancho del tubo = 50mm

e= Espesor = 3mm

A= Área = 5.41 cm²

P= Peso = 4.25 $\frac{kg}{m}$

I= Momento de Inercia= 19.40 cm⁴

i= Radio de Giro= 1.89 cm

Norma de calidad ASTM A 500 Gr. A, B o C

Norma de fabricación NTE INEN 2415

Sy= 250 MPa (Anexo 1)

E= 200 GPa (Anexo 1)

Diagrama apoyos simples con carga central

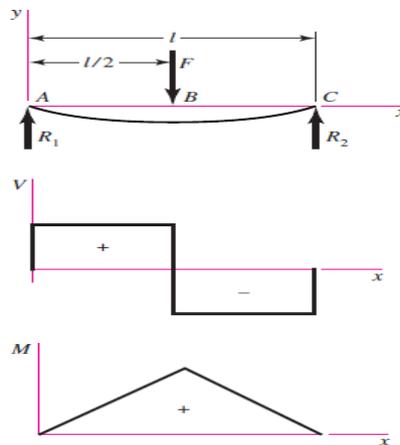


Figura 4. 28 Diagrama apoyos simples con carga central

Fuente: Tabla E-9 Diseño de Ingeniería Mecánica Shigley ed. 8

Calculo de la fuerza para doblar un tubo sin que recupere su forma

$$\sigma_x = \frac{M * \bar{Y}}{I}$$

Para que el tubo se doble sin recuperar su forma

$$\sigma_x \geq S_y$$

Sustituyendo

$$M = \frac{F * l}{4}$$

Se consideró una distancia intercentral del= 56 cm de longitud, con la finalidad de que exista una separación lo suficientemente necesaria entre cada uno de los rodillos; teniendo en cuenta el tamaño de los tubos, para que así se puedan rolar con la menor potencia posible.

$$250MPa = \frac{M * \bar{Y}}{I}$$

$$F * \frac{56cm}{4} * \frac{5cm}{2} = 259 * 10^6 \frac{N}{m^2} * 19.40cm^4 * \frac{1m^2}{(100cm)^2}$$

$$F = 13.857kN \approx 14kN$$

Reacción generada en los rodillos inferiores:

Para una viga doble apoyada en los extremos con carga puntual en el centro.

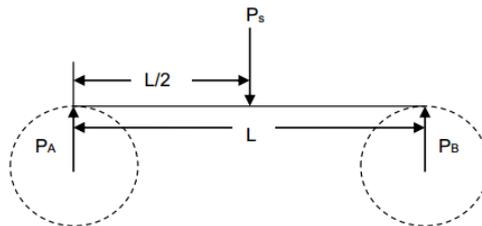


Figura 4. 29 Reacciones generada por lo rodillos inferiores

Fuente: Luis Agualongo

$$R_{AY} = \frac{F}{2}$$

$$R_{AY} = R_{BY} = \frac{14kN}{2} = 7kN$$

Donde:

R_{AY} = Reacción en el punto A

F = Fuerza de doblado

Cálculo de la deformación

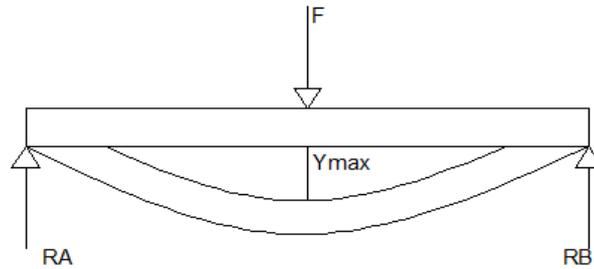


Figura 4. 30 Deformacion de perfil

Fuente: Luis Agualongo

$$Y_{\max} = \frac{F * l^3}{48 * E * I}$$

Donde:

y_{\max} = Deformación máxima

F = Fuerza de doblado

l = Distancia entre rodillos

E = Modulo de elasticidad del acero

I = Momento de inercia

$$Y_{\max} = \frac{14000N * (56cm)^3}{48 * (200 * 10^9 \frac{N}{m^2}) * 19.40cm^4 * \frac{1m^2}{(100cm)^2}}$$

$$Y_{\max} = 1.32mm$$

Radio de curvatura máximo obtenible

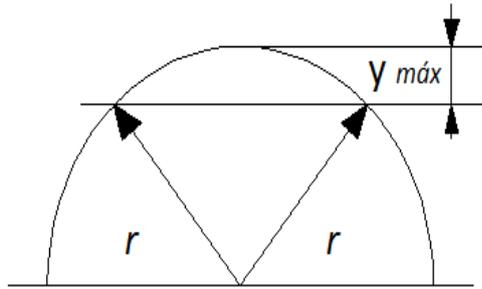


Figura 4. 31 Radio de curvatura maximo

Fuente: Luis Agualongo

$$r = \frac{E * I}{M}$$

Donde:

r = Radio de curvatura

E = Modulo de elasticidad del acero

I = Momento de inercia

M = Momento flector

$$r = \frac{E * I}{\frac{F * l}{4}}$$

$$r = \frac{(200 * 10^9 \frac{N}{m^2}) * 19.40cm^4 * \frac{1m^2}{(100cm)^2}}{\frac{14000N * 56cm}{4}}$$

$$r = 1979.59cm$$

Determinación de la potencia requerida para el rolado

Los tubos serán desplazados por medio de los rodillos inferiores mediante accionamiento mecánico, la potencia necesaria se encuentra definida por la fricción existente entre el tubo y los rodillos, que forman parte de la máquina.

Resulta oportuno mencionar que; el material de los rodillos será Acero; siendo el mismo un material adecuado para evitar el desgaste en el tubo durante el proceso de rolado.

Fuerza normal ejercida por cada rodillo inferior

$$F = R_{AY}$$

$$F = 7kN$$

Coefficiente de roce estático

El coeficiente de rozamiento estático fue tomado en consideración a través de las tablas de coeficientes de fricción en algunas combinaciones de materiales para aceros, sobre aceros.

$$\mu = 0.23 \text{ (ANEXO 4)}$$

Fuerza de fricción estática

$$F_{rs} = \mu * F$$

$$F_{rs} = 0.23 * 7kN = 1.61kN$$

Donde:

F_{rs} = Fuerza de fricción estática

μ = Coeficiente de fricción

F= Fuerza de doblado

Diámetro de los rodillos

Según Sebastián Martín Paredes Gonzales en su investigación recomienda un diámetro de rodillos de 150 mm para el curvado de perfiles cuadrados

$$\phi = 150\text{mm}$$

Torque generado en los rodillos inferiores

$$T_i = F_{rs} \cdot \frac{\phi}{2}$$

$$T_i = 1,61\text{kN} \cdot \frac{0,15\text{m}}{2} = 120,75\text{N} \cdot \text{m}$$

Donde:

T_i = Torque generado en los rodillos inferiores

F_{rs} = Fuerza de fricción estática

ϕ = Diámetro de rodillo

Torque rodillo superior

El torque en el rodillo superior se puede expresar como:

$$T_s = T_i \cdot 2$$

$$T_s = 120,75\text{N} \cdot \text{m} \cdot 2 = 241,5\text{N} \cdot \text{m}$$

Donde:

T_s = Torque rodillo superior

T_i = Torque generado en los rodillos inferiores

Relación de transmisión del rodillo, catarina motriz

$$i = \frac{\phi_{catarina}}{\phi_{rodillo}} = \frac{259,13\text{mm}}{150\text{mm}} = 1,7$$

Donde:

$\phi_{catarina}$ = Diámetro de la Catarina = 259.13 mm (Anexo 5)

$\phi_{rodillo}$ = Diámetro del rodillo

Torque Catarina motriz

$$T_{cat1} = T_{cat3} = T_i \cdot i$$

$$T_{cat1} = T_{cat3} = 1.7 \cdot 120.75 N \cdot m$$

$$T_{cat1} = T_{cat3} = 205.275 N \cdot m$$

$$T_{cata-motriz} = T_{cat1} + T_{cat3} + T_{rod2}$$

$$T_{cata-motriz} = 205.275 + 205.275 + 241.5 = 652.05 N \cdot m$$

Donde:

T_{cat1} = Torque en la Catarina

T_i = Torque generado en los rodillos inferiores

T_{rod2} = Torque en el rodillo superior

$T_{cata-motriz}$ = Torque en la Catarina motriz

Velocidad de rotación de los rodillos

La velocidad de rotación debe ser muy lenta; esto con el propósito que el operador pueda supervisar cuidadosamente el proceso de rolado. Resulta oportuno mencionar que muchas maquinas roladoras del mercado giran a una velocidad promedio de 14rpm, por lo que se consideró asumir dicha velocidad de rotación para garantizar la confiabilidad al diseño.

$$\omega = 14rpm = 1.466 \text{ rad/seg}$$

Cálculo de la potencia

$$P_m = \frac{P_o}{\eta}$$

Dónde:

Pm: potencia del motor

Po: potencia a transmitir

η : Eficiencia del motor 0.80%

Entonces calculamos la potencia a transmitir:

$$P_o = T \cdot \omega$$

$$P_o = 652.05 N \cdot m \cdot 1.466 \frac{rad}{s} = 1158.3 Watt$$

$$P_o = 652.05 N \cdot m \cdot 1.466 \frac{rad}{s} = 1158.3 Watt$$

$$P_o = 1.3 hp$$

Dónde:

Po: potencia a transmitir

T: Torque máximo en la Catarina motriz

ω : Velocidad angular

Con Po calculada determinamos la potencia del motor

$$P_m = \frac{1.3 hp}{0.80} = 2 hp$$

Se observa que se necesita un motor de 2 Hp para el proceso de rolado de perfiles de 2 mm de espesor, con un velocidad angular de 1700 rpm.

Selección del motorreductor

En función a la potencia y la velocidad requerida, Se seleccionó un Motoreductor Asíncrono de las siguientes características (ANEXO 16):

Marca:	BONFIGLIOLI MODELO MW110
Potencia:	2 HP

Voltaje:	220/440 V
Velocidad motor:	1700 rpm.
Frecuencia:	60Hz Trifasico
i:	56
Velocidad de salida:	30 rpm.

Dimensiones y selección de la cadena

El sistema de cadena se encargará de reducir la velocidad proveniente del motorreductor, hasta la velocidad requerida por los rodillos inferiores; es decir 14rpm.

Entonces tenemos:

Velocidad del eje motriz = 30 rpm (velocidad que proviene del motorreductor)

Velocidad del eje conducido = 14 rpm (velocidad con que girara la máquina)

Cálculo de la relación de transmisión

$$i = \frac{V_m}{V_c}$$

$$i = \frac{30}{14} = 2.1$$

Donde:

V_m = Velocidad del eje motriz

V_c = Velocidad del eje conducido

i= Relación de transmisión

Para una potencia a transmitir de 2hp con un velocidad menor a 50, seleccione un piñón para una cadena número 80 simple de paso 1 pulgada (Anexo 17).

Potencia de diseño= 2 hp

Velocidad del motorreductor=30rpm

Cadena # 80, paso 1 plg

de dientes mínimo de la Catarina 15

Max Φ del agujero para el eje 2.5 plg

Rueda= $15 \times 2.1 = 31.5 = 32$ dientes

Lubricación tipo A manual

Longitud de cadena

Asumiendo una separación adecuada para la ubicación de los rodillos y los diámetros de la rueda conductora y conducida mediante el software para diseño de dibujos en 2D y 3D AUTOCAD entonces se tiene:

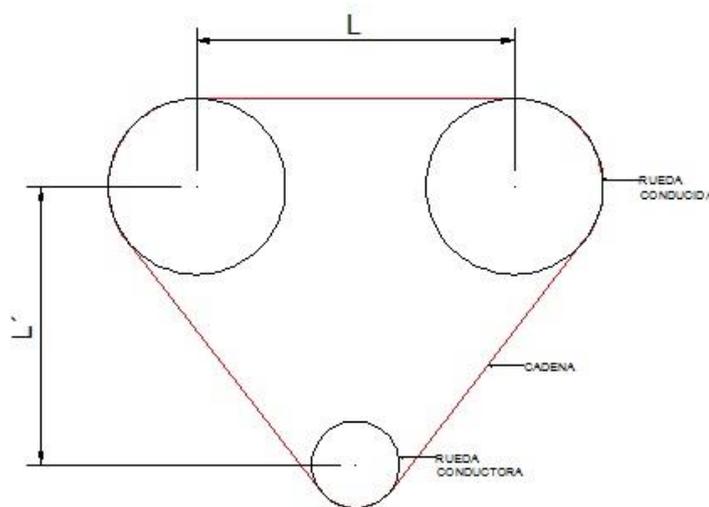


Figura 4.32. Distribución de los piñones de cadena

Fuente: AUTOCAD

Con los valores de $L=50\text{mm}$ y $L'=322.93\text{mm}$ se procede a realizar la medición de la longitud de la cadena se tiene un valor de 1651.00 mm:

Longitud de la cadena por paso:

$$L = \frac{L_{cadena}}{paso}$$

$$L = \frac{1651.00}{25.4} = 65 \text{ pasos}$$

Diseño de los ejes

Los ejes son los elementos que guían el movimiento de rotación de los rodillos rolaadores. Dichos elementos se encuentran sometidos a flexión y torsión transmitidas por la rueda Catarina y los tubos en el momento de ser rolados.

En la figura 4.32 se hacer referencia a los elementos que están presentes en el mecanismo para el rolado de perfiles

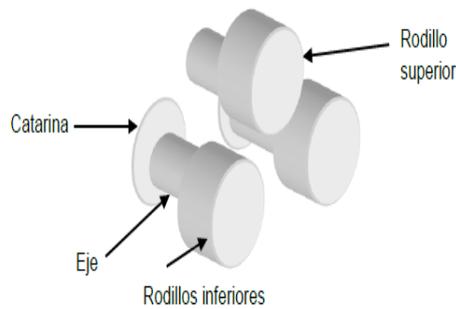


Figura 4. 32 Esquema el sistema de rolado.

Fuente: Luis Agualongo

Diseño del eje del rodillo superior

Se encuentra afectado torsión y flexión generada por la fuerza normal y la fuerza de fricción del rodillo.

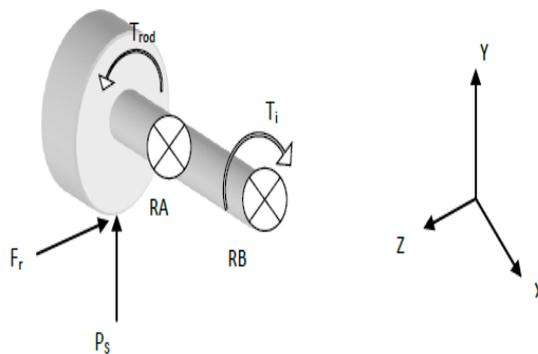


Figura 4. 33 Diagrama general de fuerza del eje del rodillo superior.

Fuente: Luis Agualongo

Fuerzas que actúan en el rodillo en el plano XY:

Solo actúa la fuerza normal del rodillo superior y esta a su vez es la misma que se necesita para que el tubo sea doblado

$$F = 14kN$$

Dónde:

F = Fuerza normal del rodillo

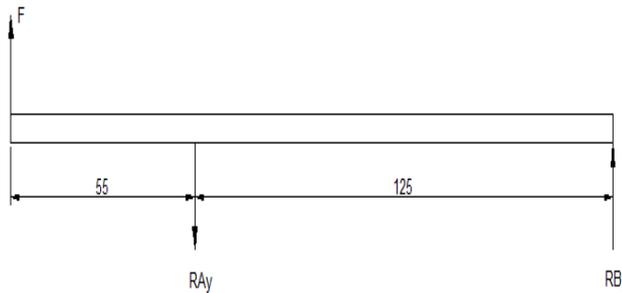


Figura 4. 34 Diagrama de carga del eje en el plano XY.

Fuente: Luis Agualongo

$$\Sigma M_A = 0 \text{ Positivo en sentido horario}$$

$$F \cdot 55mm - R_{BY} \cdot 125mm = 0$$

$$R_{BY} = \frac{14kN \cdot 55mm}{125mm} = 6.16kN$$

$$\Sigma F = 0 \quad +\uparrow$$

$$F - R_{AY} + R_{BY} = 0$$

$$R_{AY} = 14kN + 6.16kN = 20.16kN$$

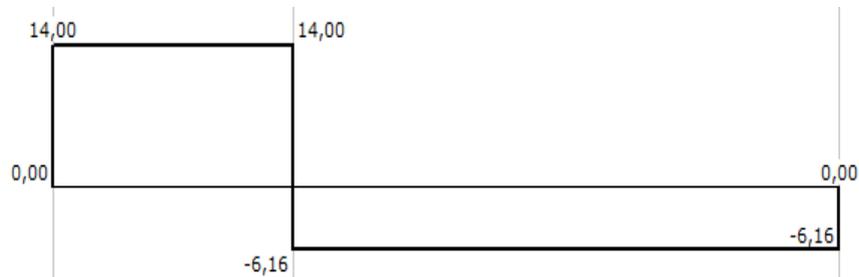


Figura 4. 35 Diagrama de fuerza cortante de eje en el plano XY.

Fuente: MDSolids

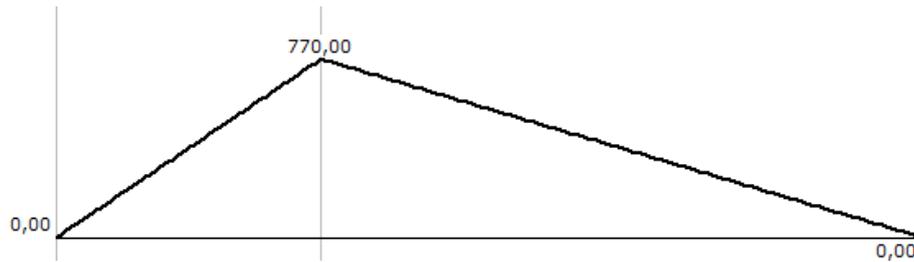


Figura 4. 36 Diagrama de momento del eje en el plano XY.

Fuente: MDSolids

Fuerzas Cortantes

$$V_A = 14kN$$

$$V_{BI} = 14kN + 0 = 14kN$$

$$V_{BD} = 14kN - 20.16kN = -6.16kN$$

$$V_{CI} = -6.16kN + 0 = -6.16kN$$

$$V_{CD} = -6.16kN + 6.16kN = 0$$

Áreas:

$$A_1 = 14 \cdot 55 = 770kN \cdot m$$

$$A_2 = 6.16 \cdot 125 = 770kN \cdot m$$

Momentos Flectores:

$$M_A = 0$$

$$M_B = 770kN \cdot m + 0 = 770kN \cdot m$$

$$M_C = 770kN \cdot m - 770kN \cdot m = 0$$

Fuerzas que actúan en el rodillo en el plano XZ:

Solo actúa la fuerza de fricción del rodillo

$$F_r = 2 * F_{rs}$$

$$F_r = 2 * 1.61kN = 3.22kN$$

Dónde:

Fr: fuerza de fricción del rodillo superior

Frs: fuerza de fricción de los rodillos inferiores

Reacciones en los apoyos:

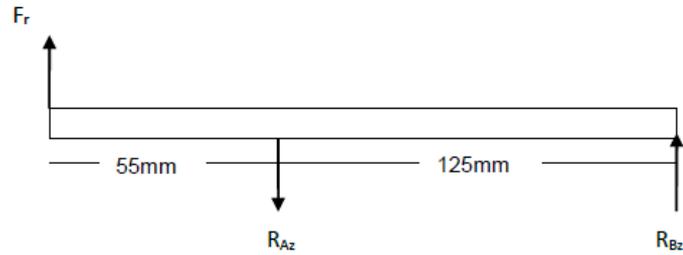


Figura 4. 37 Diagrama de carga del eje en el plano XZ.

Fuente: Luis Agualongo

$$\Sigma M_A = 0 \text{ Positivo en sentido horario}$$

$$F_r * 55mm - R_{BY} * 125mm = 0$$

$$R_{BZ} = \frac{3.22kN * 55mm}{125mm} = 1.4168kN$$

$$\Sigma F = 0 \quad \uparrow$$

$$F - R_{AY} + R_{BY} = 0$$

$$R_{AZ} = 3.22kN + 1.417kN = 4.64kN$$

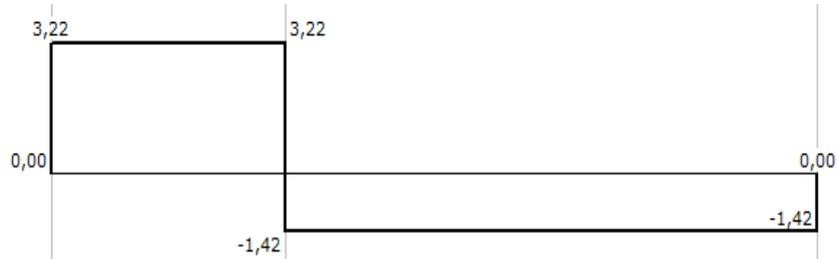


Figura 4. 38 Diagrama de fuerza cortante del eje en el plano XZ.

Fuente: MDSolids

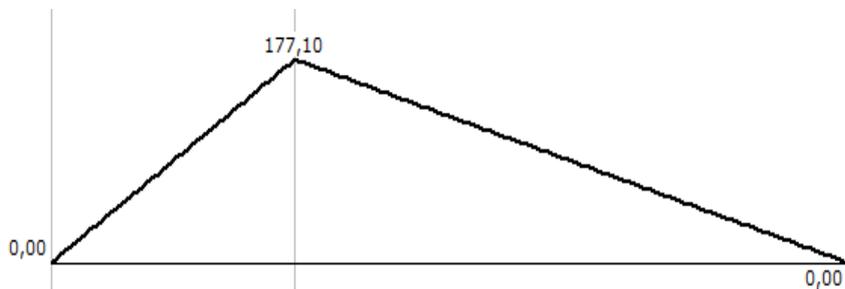


Figura 4. 39 Diagrama de momento del eje en el plan XZ.

Fuente: MDSolids

Fuerzas Cortantes

$$V_A = 3.22kN$$

$$V_{BI} = 3.22kN + 0 = 3.22kN$$

$$V_{BD} = 3.22kN - 4.64kN = -1.42kN$$

$$V_{CI} = -1.42kN + 0 = -1.42kN$$

$$V_{CD} = -1.42kN + 1.42kN = 0$$

Áreas:

$$A_1 = 3.22 \cdot 55 = 177.1kN \cdot m$$

$$A_2 = 1.42 \cdot 125 = 177.1kN \cdot m$$

Momentos Flectores:

$$M_A = 0$$

$$M_B = 177.1kN \cdot m + 0 = 177.1kN \cdot m$$

$$M_C = 177.1kN \cdot m - 177.1kN \cdot m = 0$$

Momentos flectores resultantes:

$$M_1 = \sqrt{M_{1Y}^2 + M_{1Z}^2} = 0$$

$$M_2 = \sqrt{M_{2Y}^2 + M_{2Z}^2} = 790.104N \cdot m$$

$$M_3 = \sqrt{M_{3Y}^2 + M_{3Z}^2} = 0$$

Material seleccionado para el eje:

Se especifica una aleación de Acero SAE 4340 templado y revenido a 426.67°C puesto que es un material lo suficientemente resistente para soportar las cargas que actúan en el mismo y sea lo menos voluminoso posible. Sus propiedades son las siguientes: (ANEXO 6)

$$S_{ut}=1469 \text{ MPa}$$

$$S_y=1365 \text{ MPa}$$

Determinación de los diámetros mínimos en el eje:

Por medio de la teoría de la energía de distorsión para fallas por carga estática y asumiendo un factor de seguridad (n_s) de 4 recomendados por normas ASME entonces tenemos:

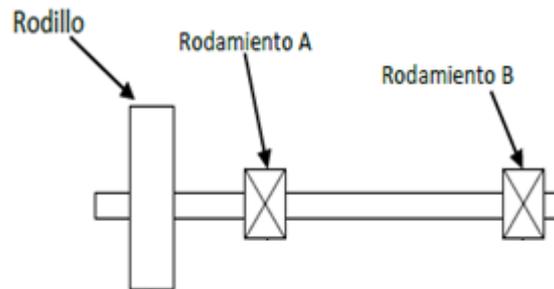


Figura 4. 40 Esquema del eje y sus elementos.

Fuente: Luis Agualongo

Diámetro mínimo desde el rodillo hasta el rodamiento A:

En esta ubicación el torque tiene un valor de $241.5N \cdot m$, y para el momento flector se consideró el momento cuando X vale 55mm ($790.104N \cdot m$) por ser el de mayor magnitud.

$$\phi_1 = \left[\left(\frac{32 \cdot n_s}{\pi \cdot S_y} \right) \cdot \left(M^2 + \frac{3}{4} \cdot T^2 \right)^{\frac{1}{2}} \right]^{\frac{1}{3}}$$

$$\phi_1 = 30.71mm$$

Donde:

n_s = Factor de seguridad

M= Momento flector

T= Torque

Tomando una medida comercial: $\phi_1 = 35mm$

Selección del rodamiento

Para la selección del rodamiento se considera que va estar sometido a una sollicitación estática debido a que la velocidad angular es de 14 [rpm] y únicamente están presentes cargas radiales porque las cargas axiales son mínimas, por lo tanto se selecciona un rodamiento rígido de bolas.

Fuerza radial

$$F_{rA} = \sqrt{R_{AY}^2 + R_{AZ}^2} = 0$$

$$F_{rA} = \sqrt{20.16kN^2 + 4.637kN^2} = 20.68kN$$

Carga estática equivalente: como solo actúa carga radial por lo tanto se tiene que:

$$P_{0A} = F_{rA} = 20.68kN$$

Carga básica

$$S_0 = 1$$

$$C_{0A} = S_0 \cdot P_{0A}$$

$$C_{0A} = 1 \cdot 20.68kN = 20.68kN$$

Dónde:

S_0 : Factor de seguridad estática para rodamientos giratorios normales de tipo de funcionamiento normal (ANEXO 10)

C_{0A} : Carga básica

Selección definitiva:

Como selección definitiva se seleccionó el rodamiento bolas de una hilera SKF modelo 6407, su carga básica máxima es 31kN (ANEXO 11)

Con el diámetro de rodamiento de 35mm seleccionamos del catálogo SKF un soporte de rodamiento de designación SY 35 TF/VA201

Factor de seguridad Estática Recalculado

La selección del rodamiento es satisfactoria ya que el factor de seguridad recalculado es mayor que el factor de seguridad que se consideró de acuerdo a las condiciones de funcionamiento y así para determinar la carga básica estática del rodamiento.

$$S_0 = \frac{C_{r0A}}{P_0}$$
$$S_0 = \frac{31}{20.68} = 1.5$$

La selección del rodamiento es satisfactoria ya que el factor de seguridad recalculado es mayor que el factor de seguridad que se consideró de acuerdo a las condiciones de funcionamiento y así para determinar la carga básica estática del rodamiento.

Diseño de la chaveta

El material seleccionado para las cuñas en el eje es Acero al carbono tipo SAE 1010 Laminado en frío con una resistencia a la fluencia de $S_y=292,2\text{MPa}$ (ANEXO 12).

$$S_y = 292.2\text{MPa}$$

$$S_{s_y} = 0.577 * S_y$$

$$S_{s_y} = 168.58\text{MPa}$$

Donde

S_{s_y} : Esfuerzo de fluencia cortante del material

Ancho de la cuña:

Para una cuña de cara cuadrada para un diámetro del eje comprendido entre 1.1/4pulg – 1.3/8pulg de la tabla dimensiones para cuñas rectangulares y cuadrada de tipo estándar (ANEXO 13)

$$w = \frac{5}{16} \text{ pulg} = 7.938\text{mm}$$

Longitud de la cuña: debe ser igual mínimo el diámetro del eje

$$L_c = \phi_1 = 38\text{mm}$$

Esfuerzos en la cuña:**Esfuerzo de corte:**

$$\tau = \frac{2 \cdot (T_{rod})}{w \cdot L_c \cdot \phi_1}$$

$$\tau = \frac{2 * (241.5\text{N} \cdot \text{m})}{0.007938\text{m} \cdot 0.038 \cdot 0.038} = 42.13\text{MPa}$$

Donde:

τ = Esfuerzo de corte

T_{rod} = Torque en los rodillos

w = Ancho de la cuña

L_c = Longitud de la cuña

ϕ_1 = Diámetro del eje

Esfuerzo por aplastamiento:

$$\sigma_{aplas} = \frac{4 \cdot (T_{rod})}{w \cdot L_c \cdot \phi_1}$$

$$\sigma_{aplas} = \frac{4 * (241.5\text{N} \cdot \text{m})}{0.007938\text{m} \cdot 0.038 \cdot 0.038} = 84.27\text{MPa}$$

Donde:

σ_{aplas} = Esfuerzo por aplastamiento

T_{rod} = Torque en los rodillos

w = Ancho de la cuña

L_c = Longitud de la cuña

ϕ_1 = Diámetro del eje

Factor de seguridad en la cuña:

Factor de seguridad por falla cortante

$$n_{corte} = \frac{S_s}{\tau}$$

$$n_{corte} = \frac{168.58MPa}{42.13MPa} = 3.9$$

Factor de seguridad por falla por aplastamiento

$$n_{aplas} = \frac{S_y}{\sigma_{aplas}}$$

$$n_{aplas} = \frac{292.2MPa}{84.27MPa} = 3.4$$

Los factores de seguridad son mayores que 1, lo que indica que la cuña no fallara, es aceptable tomando en cuenta que los esfuerzos que se producen no son severos en comparación con el material seleccionado.

Diseño del tornillo de potencia

El tornillo de potencia es el encargado de desplazar el rodillo superior con la fuerza requerida para doblar los tubos que serán rolados, se considerara diseñar en base a la resistencia que ofrece dichos tubos a doblarse.

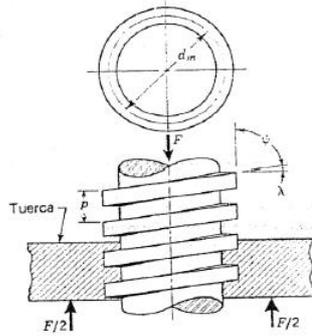


Figura 4. 41 Tornillo de potencia

Fuente: Diseño en Ingeniería Mecánica- Joseph Shigley

Fuerza ejercida sobre el tornillo: corresponde a la resistencia que ofrece cada tubo a doblarse

$$F = 14kN = 3147,32lb$$

Diámetro del tornillo seleccionado: de la tabla de tornillos de rosca standard (ANEXO 14)

$$d = 1p \lg$$

Hilos por pulgadas de los tornillos: de la tabla de tornillos de rosca standard (ANEXO 14)

$$N = \frac{8hilos}{p \lg}$$

Paso del tornillo:

$$p = \frac{1}{N}$$

$$p = \frac{1}{8} = 0.125 \text{ plg}$$

Diámetro de raíz del tornillo (ANEXO 14)

$$d_r = 0.8376 \text{ plg}$$

Diámetro medio del tornillo

$$d_m = d - \frac{0.6495}{N}$$

$$d_m = 1 \text{ plg} - \frac{0.6495}{8} = 0.919 \text{ plg}$$

Altura de la rosca

$$h = \frac{d - d_r}{2}$$

$$h = \frac{1 \text{ plg} - 0.8376 \text{ plg}}{2} = 0.0812 \text{ plg}$$

Ancho de la rosca: las roscas standard por lo general son de 30° de inclinación

$$b = 2 \cdot h \cdot \tan(30^\circ)$$

$$b = 2 \cdot 0.0812 \text{ plg} \cdot \tan(30^\circ) = 0.094 \text{ plg}$$

Área de esfuerzo a tensión: de la tabla de tornillos de rosca standard

$$A_r = 0.6057 \text{ plg}^2$$

Numero de hileras en contacto con en el roscado

$$n = 4$$

Avance del tornillo

$$L = n \cdot p$$

$$L = 4 \cdot 0.125 = 0.5 \text{ plg}$$

Donde:

n = Numero de hileras en contacto con en el roscado

p = Paso de la rosca

Angulo de avance:

$$\lambda = \arctan\left(\frac{L}{\pi \cdot d_m}\right)$$

$$\lambda = \arctan\left(\frac{0.5p \lg}{\pi \cdot 0.19p \lg}\right) = 9.83^\circ$$

Coefficiente de roce: considerando la una máquina de calidad promedio de mano de obra y materiales en condiciones de operación (ANEXO 15)

$$\mu = 0.21$$

Torque necesario para desplazar la carga:

$$T_1 = F \cdot \frac{d_m}{2} \cdot \left(\frac{L \cdot \cos(30^\circ) + \mu \cdot \pi \cdot d_m}{\pi \cdot d_m \cdot \cos(30^\circ) - \mu \cdot L}\right)$$

$$T_1 = 3147.32lb \cdot \frac{0.919p \lg}{2} \cdot \left(\frac{0.5p \lg \cdot \cos(30^\circ) + 0.21 \cdot \pi \cdot 0.919p \lg}{\pi \cdot 0.919p \lg \cdot \cos(30^\circ) - 0.21 \cdot 0.5p \lg}\right) = 627.49lb - p \lg$$

Esfuerzos**Esfuerzo a flexión en la rosca:**

$$\sigma'_x = \frac{3 \cdot F \cdot h}{\pi \cdot d_m \cdot n \cdot b^2}$$

$$\sigma'_x = \frac{3 \cdot 3147.32lb \cdot 0.0812p \lg}{\pi \cdot 0.919 \cdot 4 \cdot (0.094)^2} = 30.058ksi$$

Esfuerzo a tensión en el cuerpo:

$$\sigma_x'' = \frac{F}{A_r}$$
$$\sigma_x'' = \frac{3147.32lb}{0.6057plg^2} = 5.196ksi$$

Esfuerzo cortante:

$$\tau_{xy} = \frac{16T_1}{\pi \cdot d_r^3}$$
$$\tau_{xy} = \frac{16 \cdot (627.49lb \cdot plg)}{\pi \cdot (0.8376)^3} = 5.43ksi$$

Factores de seguridad contra falla por fluencia

Se especifica Acero SAE grado 1 para el tornillo y la tuerca con una resistencia a la fluencia $S_y = 36Ksi$ (ver anexo) por ser un material con facilidad de adquisición y muy resistente

Factor de seguridad en el tornillo: mediante la teoría de energía de distorsión

$$\sigma = \sqrt{(\sigma_x'')^2 + 3 \cdot \tau_{xy}^2}$$
$$\sigma = \sqrt{(5.196)^2 + 3 \cdot (5.43)^2} = 10.74ksi$$

$$Fs = \frac{S_y}{\sigma}$$
$$Fs = \frac{36Ksi}{10.74Ksi} = 3.35$$

Donde:

Fs: factor de seguridad

Sy: esfuerzo de fluencia del material

σ : esfuerzo

Factor de seguridad en la rosca:

$$Fs = \frac{Sy_t}{\sigma_x'}$$
$$Fs = \frac{36Ksi}{30.058Ksi} = 1.2$$

Los factores de seguridad son mayores que 1 lo que garantiza que el tornillo de potencia y la tuerca no fallaran, son aceptable tomando en cuenta que su esfuerzo de trabajo no es de una magnitud aproximada a esfuerzo máximo del material y no se requirió un material de alta resistencia

Diseño de la estructura de la máquina

La estructura es el elemento que soporta cada uno de los componentes de la máquina, estará conformada por tubos cuadrados y vigas por ser elementos de mucha disponibilidad en el mercado.

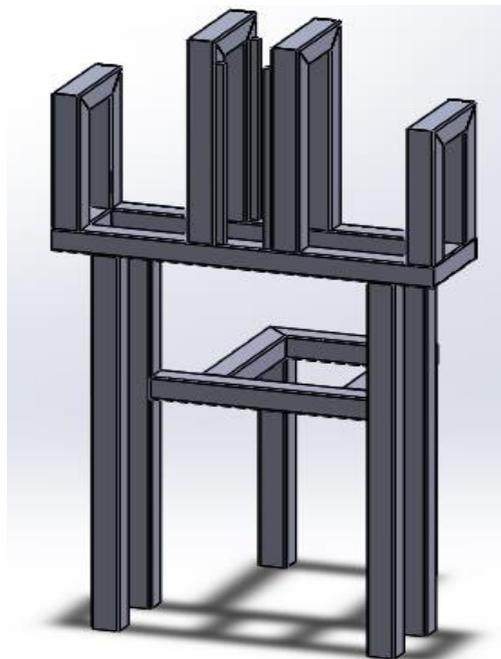


Figura 4. 42 Estructura de la máquina.

Fuente: Luis Agualongo

Diseño del tramo A

El tramo A se encarga de soportar los rodamientos para el eje del rodillo superior, se considerara diseñar para una carga de igual magnitud a la generada por el tornillo para el doblado del tubo, es decir 14 kN. El material seleccionado es una barra cuadrada de 40mm de Acero SAE 1040 Laminado en frio con una resistencia a la fluencia (ANEXO 12) puesto que es materiales con facilidad de adquisición

Diagrama general de fuerza

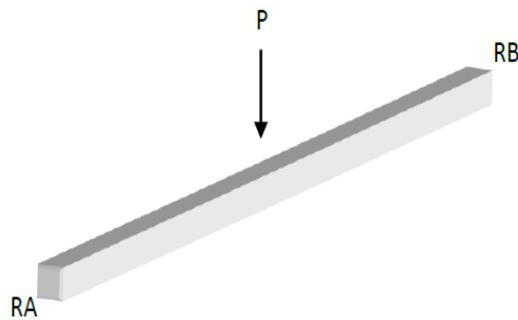


Figura 4. 43 Tramo A.

Fuente: Luis Agualongo

Reacciones en los apoyos

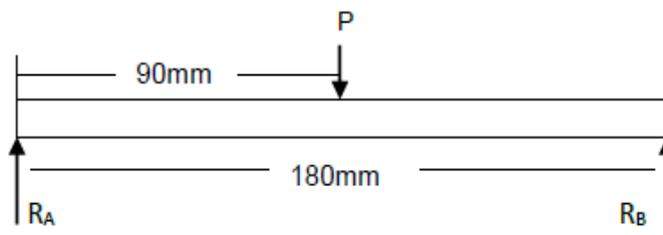


Figura 4. 44 Diagrama de carga del tramo A.

Fuente: Luis Agualongo

$$\sum M_A = 0 \quad + \curvearrowright$$
$$P \cdot 90\text{mm} - R_B \cdot 180\text{mm} = 0$$

$$R_B = \frac{P \cdot 90\text{mm}}{180\text{mm}} = 7\text{kN}$$

$$\begin{aligned}\sum F &= 0 \uparrow + \\ R_A - P + R_B &= 0 \\ R_A &= 14 - 7 = 7kN\end{aligned}$$

Diagramas de fuerza cortante y momentos:

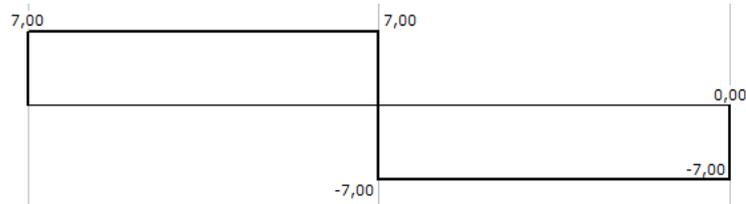


Figura 4. 45 Diagrama de fuerza cortante del tramo A.

Fuente: MDSolids

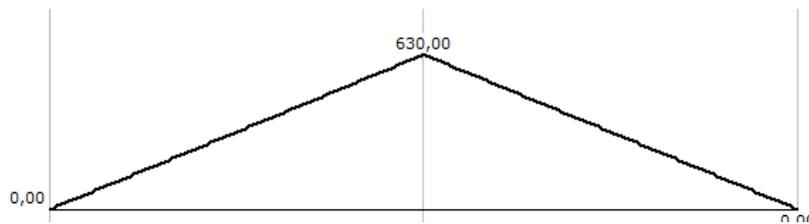


Figura 4. 46 Diagrama de momento flector del tramo A.

Fuente: MDSolids

Momento máximo: cuando X vale 90mm

$$M_{max} = 630N.m$$

Fuerza cortante máxima; cuando X vale 90mm

$$V = 7kN$$

Perfil del tramo A:

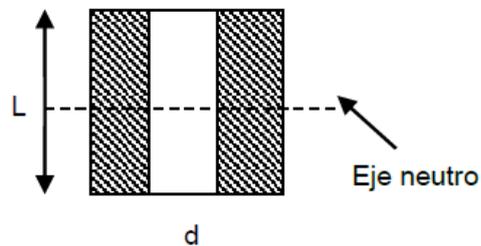


Figura 4. 47 Perfil de tramo A

Fuente: Luis Agualongo

$$d = 22mm$$

$$L = 40mm$$

$$a = L^2 - d \cdot L$$

$$a = (40)^2 - 22 \cdot 40 = 7.2cm^2$$

$$I = \frac{L^4}{12} - \frac{d \cdot L^3}{12} = 7,42cm^4$$

$$I = \frac{(40)^4}{12} - \frac{22 \cdot (40)^3}{12} = 7,42cm^4$$

Dónde:

A: área del tramo A

I: inercia del tramo A

Esfuerzo a flexión:

Tanto para el extremo superior e interior del perfil $C = \frac{L}{2} = 20mm$

$$\sigma_x = \frac{M_{max} \cdot C}{I}$$

$$\sigma_x = \frac{630N \cdot m \cdot 0.02m}{7.2 \times 10^{-8}m^4} = 175MPa$$

Esfuerzo cortante máximo

Para una sección rectangular

$$\tau_x = \frac{3 \cdot V_{max}}{2 \cdot A}$$

$$\tau_x = \frac{3 \cdot 7kN}{2 \cdot 720 \cdot 10^{-6}m^2} = 14.58MPa$$

Factor de seguridad

$$n = \frac{S_y}{\sigma}$$

$$n = \frac{490MPa}{175} = 2.8$$

El factor de seguridad es mayor que uno lo que indica que el tramo no va a fallar. Es aceptable tomando en cuenta que su material de la barra de es uno de los más económicos y su esfuerzo de trabajo se encuentran 2 veces menor que el esfuerzo máximo del material.

Deflexión máxima del tramo A:

$$E = 206,8GPa$$

$$L = 180mm$$

$$y_{max} = -\frac{P \cdot L^3}{48E \cdot I}$$

$$y_{max} = -\frac{14kN \cdot 0.18^3}{48 \cdot 206.810^9 \cdot 7.2 \times 10^{-8}m^4} = -0,022mm$$

Dónde:

E: módulo de elasticidad del material

I: Inercia de la viga

L: longitud del tramo

Ymax: deflexión máxima del tramo.

Es aceptable ya que es muy pequeña en comparación con la longitud del tramo.

Diseño de los tramos B:

En los tramos B es donde se apoyan y deslizan los rodamientos para el eje del rodillo superior, se considerara diseñar para un momento flector por el extremo A en el plano XY en el eje del rodillo superior para garantizar seguridad al diseño, es decir 770N-m. Se seleccionaron tubo cuadrado de 2X2 plg (ANEXO 1) de acero A500 un $S_y=269$ MPa por ser un elemento estructural lo suficientemente resistente, una geometría adecuada para la carga ejercida y de fácil adquisición.

Para los rodamientos en los extremos del eje se apoyan en dos tramos B entonces en cada tramo actúa la mitad del momento flexionante generado en el extremo A del eje.

Diagrama general de fuerza

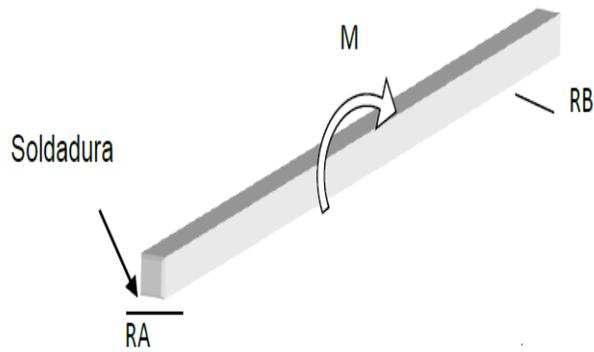


Figura 4. 48 Tramo B.

Fuente: Luis Agualongo

$$M = 770N \cdot m$$

$$M_1 = \frac{770N \cdot m}{2} = 385N \cdot m$$

Dónde:

M: corresponde al momento flector en el eje del rodillo superior donde se ubica el rodamiento A

M1: momento flector que actúa en cada tramo B

Reacciones en los apoyos:

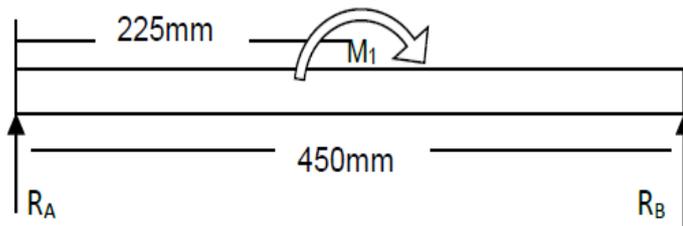


Figura 4. 49 Reacciones en el tramo B

Fuente: Luis Agualongo

$$\sum M_A = 0 \quad + \curvearrowright$$

$$M1 - R_B \cdot 450\text{mm} = 0$$

$$R_B = \frac{385\text{N} \cdot \text{m}}{0.45\text{m}} = 0.85\text{kN}$$

$$\sum F = 0 \uparrow +$$

$$-R_A + R_B = 0$$

$$R_A = R_B = 0,85\text{kN}$$

Diagrama de fuerza cortante y momentos:

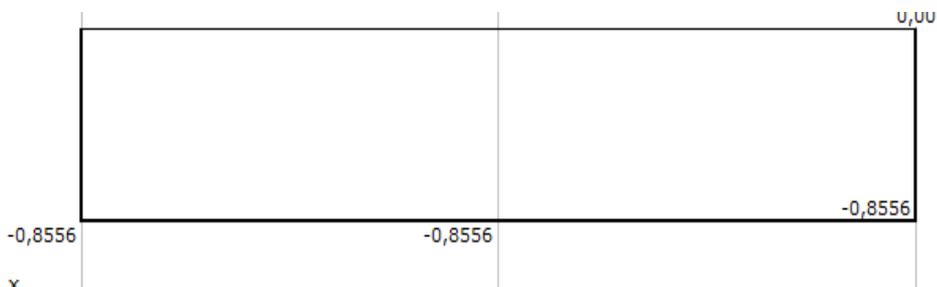


Figura 4. 50 Diagrama e fuera cortante del tramo B.

Fuente: MDSolids

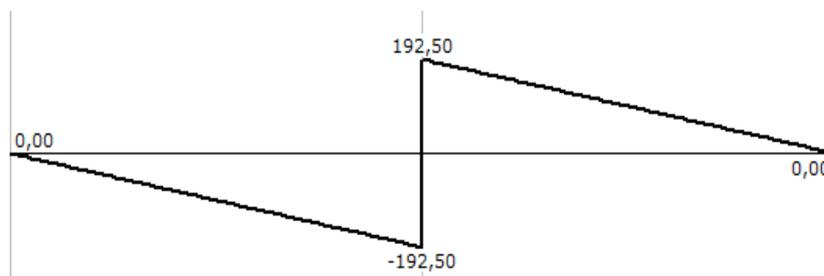


Figura 4. 51 Diagrama de momento flector del tramo B.

Fuente: MDSolids

Momento máximo; cuando x vale 225mm

$$M_{max} = 192.50\text{N} \cdot \text{m}$$

Fuerza cortante máxima: cuando x vale 225mm

$$V = 0,856\text{kN}$$

Perfil del tramo B:

Se seleccionó un tubo de 2X2plg siendo adecuado para soportar los esfuerzos.

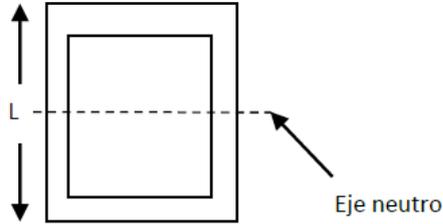


Figura 4. 52 Perfil del Tramo B.

Fuente: Luis Agualongo

$$L = 50mm$$

$$A = 3.74cm^2$$

$$I = 14.13cm^4$$

Dónde:

A: área del perfil

I: Momento de inercia del perfil

Esfuerzo a flexión:

Tanto para el extremo superior e inferior $C = \frac{L}{2} = 25mm$

$$\sigma = \frac{M_{max} \cdot C}{I}$$

$$\sigma = \frac{192.50N \cdot m \cdot 0.025}{1.41310^{-7}m^4} = 34.058MPa$$

Esfuerzo cortante:

$$\tau_x = \frac{3 \cdot V_{max}}{2 \cdot A}$$

$$\tau_x = \frac{3 \cdot 0.856kN}{2 \cdot 37410^{-6}m^2} = 3.433MPa$$

Factor de seguridad:

$$n = \frac{S_y}{\sigma}$$
$$n = \frac{269MPa}{34.058MPa} = 7.8$$

El factor de seguridad es mayor que uno lo que indica que el tramo no va a fallar. Es aceptable tomando en cuenta que su material del tubo es uno de los más económicos, disponibles en el mercado.

Diseño de los tramos c

En los tramos C es donde apoyaran los tramos B y E en la estructura, se considerara diseñar en base a una carga de igual magnitud a las reacciones generadas en los extremos del tramo B por ser las cargas de mayor magnitud, es decir 0.85kN. Se seleccionaron tubo cuadrado de 2X2 plg de acero A500 un $S_y=269$ MPa

Diagrama general de fuerza

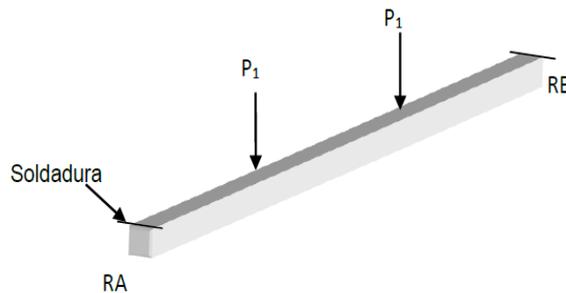


Figura 4. 53 Tramo C.

Fuente: Luis Agualongo

$$F_1 = R_A = R_B$$

Donde:

P1: correspondiente a la reacción R_A y R_B en el tramo A

Reacciones en los apoyos

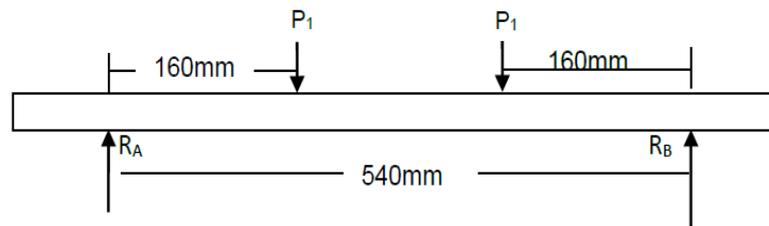


Figura 4. 54 Diagrama de carga del tramo longitudinal B.

Fuente: Luis Agualongo

$$\Sigma M_A = 0$$

$$P_1 * 160mm + P_1 * 380mm - R_B * 540mm = 0$$

$$R_B = \frac{P_1 * 160mm + P_1 * 380mm}{540mm} = 0,85kN$$

$$\Sigma F = 0$$

$$R_A - P_1 - P_1 + R_B = 0$$

$$R_A = P_1 + P_1 - R_B = 0,85kN$$

Diagramas de fuerza cortante y momentos:

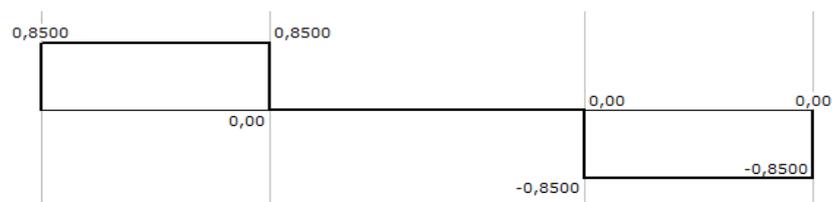


Figura 4. 55 Diagrama de fuerza cortante del tramo C.

Fuente: MDSolids

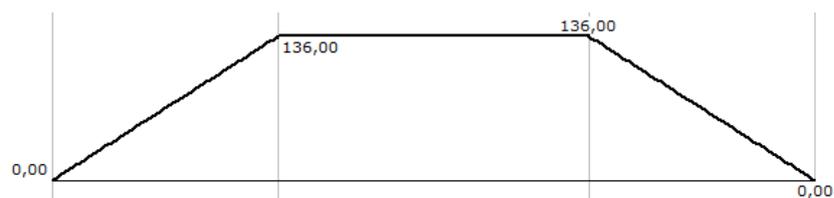


Figura 4. 56 Diagrama de momento flector del tramo C.

Fuente: MDSolids

Momento máximo: cuando X vale 160 y 380mm

$$M_{\max} = 136N \cdot m$$

Fuerza cortante máxima: cuando X vale 160 y 380mm

$$V = 0.85kN$$

Perfil de tramo C:

Se seleccionó un tubo de 2X2 plg siendo adecuado para soportar los esfuerzos.

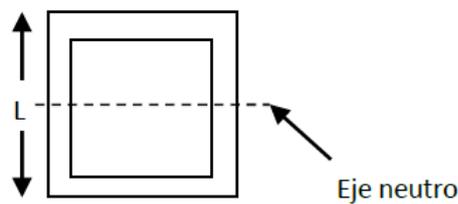


Figura 4. 57 Perfil del tramo C.

Fuente: Luis Agualongo

$$L = 50mm$$

$$A = 3.74cm^2$$

$$I = 14.13cm^4$$

Dónde:

A: área del perfil

I: Momento de inercia del perfil

Esfuerzo a flexión:

Tanto para el extremo superior e interior $C = \frac{L}{2} = 25mm$

$$\sigma = \frac{M_{\max} \cdot C}{I}$$
$$\sigma = \frac{136N \cdot m \cdot 0.025}{1.41310^{-7}m^4} = 24.06MPa$$

Esfuerzo cortante:

$$\tau_x = \frac{3 \cdot V_{\max}}{2 \cdot A}$$
$$\tau_x = \frac{3 \cdot 0.85kN}{2 \cdot 37410^{-6}m^2} = 3.41MPa$$

Factor de seguridad:

$$n = \frac{S_y}{\sigma}$$
$$n = \frac{269MPa}{24.06MPa} = 11.1$$

El factor de seguridad es mayor que uno lo que indica que el tramo no va a fallar. Es aceptable tomando en cuenta que el material seleccionado esta disponibles en el mercado.

Diseño de los tramos D:

En los tramos D es donde irán ensamblados el resto de la estructura, se comporta como una columna debido a la carga de compresión generado por todo los elementos montados, se considerara diseñar en base a una carga de igual magnitud a las reacciones generadas en el extremo A de los ejes de cada rodillo inferior por ser las de mayor magnitud, Se seleccionaron tubo cuadrado de 2X2 plg de acero A500 un $S_y=269$ MPa (ver anexo N° 1), por ser de una geometría adecuada para las cargas ejercidas y de fácil adquisición.

Carga de trabajo

La reacción en el apoyo A del eje superior es de 20.16kN, como en los ejes inferiores es solo actúa la mitad de la carga que actúa en el eje superior entonces

$$P \text{ trabajo} = \frac{20.16kN}{2} = 10.08kN$$

Longitud:

$$L = 600mm$$

Longitud equivalente:

Para un extremo empotrado y otro libre

$$L_e = 2 \cdot L = 1200mm$$

$$L_e = 2 \cdot 600mm = 1200mm$$

Radio de giro:

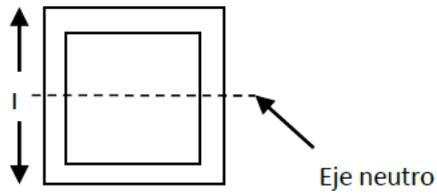


Figura 4. 58 Perfil del tramo D.

Fuente: Luis Aqualongo

$$A = 3.74cm^2$$

$$I = 14.13cm^4$$

$$r = \sqrt{\frac{I}{A}}$$

$$r = \sqrt{\frac{14.13cm^4}{3.74cm^2}} = 19.43mm$$

Donde:

A: área de la columna

I: inercia de la columna

r: radio de giro

Relación de esbeltez de la columna:

$$\frac{L_e}{r} = 61.76$$

$$\frac{1200mm}{19.43mm} = 61.76$$

Relación de esbeltez límite:

$$S_y = 269MPa$$

$$E = 206GPa$$

$$C_c = \sqrt{\frac{2 * \pi * E}{S_y}}$$

$$C_c = \sqrt{\frac{2 \cdot \pi \cdot 269 \cdot 10^9}{269 \cdot 10^6}} = 125.301$$

Sy: esfuerzo de fluencia del acero ASTM A500

E: módulo de elasticidad

Cc: relación de esbeltez límite:

$$\frac{L_e}{r} < C_c$$

Se comporta como columna intermedia

Carga crítica:

Cómo se comporta como columna intermedia se utiliza la ecuación de Johnson.

$$P_{critica} = S_y \cdot \left(1 - 0.5 \left(\frac{L_e}{r \cdot C_c} \right)^2 \right) \cdot A = 88.38kN$$

$$P_{critica} = 269 \cdot 10^6 \text{ N} \cdot m \cdot \left(1 - 0.5 \left(\frac{1.2m}{0.01943m \cdot 125.301} \right)^2 \right) \cdot 374 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2 = 88.38kN$$

Factor de seguridad:

$$FS = \frac{P_{critica}}{P_{trabajo}} = 8.76$$

$$FS = \frac{88.38kN}{10.08kN} = 8.76$$

El factor de seguridad es mayor que 1, significa que la columna no se pandeara, al no fallar por pandeo no falla por el esfuerzo que estará soportando, es muy aceptable tomando en cuenta que la carga de trabajo está a más de 4 veces menor que la carga crítica.

El resto de los tramos de la estructura son de tubos cuadrados de 2X2 plg de acero ASTM A500, como las cargas que actúan son menores a las cargas que actúan en los tramos A, B y C garantizando que los tramos tampoco fallarán.

4.4 Verificación de la hipótesis

Se comprueba la hipótesis estadísticamente teniendo en la tabla los datos que reflejan los cálculos realizados en el estudio para la determinación de deformaciones.

Cálculo de deformaciones

$$\varepsilon_x = \frac{\bar{y}}{\rho}$$

Donde:

ε_x = Deformación

\bar{y} = Distancia al eje neutro

ρ = Radio de curvatura

Tabla 4.20 Deformaciones para el radio de curvatura de 12.33 m

Radio de curvatura (m)	Distancia al eje neutro (m)	Deformación (m/m)
12,33	0	0,00
12,33	0,005	0,41
12,33	0,01	0,81
12,33	0,015	1,22
12,33	0,02	1,62
12,33	0,025	2,03

Fuente: Luis Agualongo

Tabla 4.21 Deformaciones para el radio de curvatura de 4.88 m

Radio de curvatura (m)	Distancia al eje neutro (m)	Deformación
4,88	0	0,00
4,88	0,005	1,02
4,88	0,01	2,05

4,88	0,015	3,07
4,88	0,02	4,10
4,88	0,025	5,12

Fuente: Luis Agualongo

Tabla 4.22 Deformaciones para el radio de curvatura de 0.24 m

Radio de curvatura (m)	Distancia al eje neutro (m)	Deformación
0,24	0	0,00
0,24	0,005	20,83
0,24	0,01	41,67
0,24	0,015	62,50
0,24	0,02	83,33
0,24	0,025	104,17

Fuente: Luis Agualongo

Cálculo de Esfuerzos

$$\sigma = \frac{F}{A}$$

Donde:

σ = Esfuerzo

F= Fuerza

A= Área

Tabla 4.23 Valores de esfuerzos producidos

Fuerza(kN)	Área (m ²)	Esfuerzo (Pa)
4	0,000541	7393,72
8	0,000541	14787,43
12	0,000541	22181,15
14	0,000541	25878,00
16	0,000541	29574,86
20	0,000541	36968,58

Fuente: Luis Agualongo

Modelo lógico

H_a=Mediante el análisis del proceso de curvado de perfiles se determinarán las deformaciones y esfuerzos en secciones del cerchado en la fabricación de bus tipo

H_o= Al no realizar el análisis del proceso de curvado de perfiles no se determinaran las deformaciones y esfuerzos en secciones del cerchado en la fabricación de bus tipo

Nivel de significancia y regla de decisión

Grado de libertad

$$GL = (c-1)*(f-1)$$

$$GL = (6-1) * (2-1) = 5$$

Donde:

c = Número de columnas.

f = Opciones de filas

GL = Grado de libertad.

Grado de significancia

Nivel de significación (P): Denominado nivel de confianza, se refiere a la probabilidad de que los resultados observados se deban al azar. Este valor es fijado por el investigador, usualmente es el 5% o 10%. Lo que indica que si se toma $P=0.05$, se está significando que solo en un 5% de las veces en que se realice la medición, el resultado obtenido podría deberse al azar. De lo contrario sería decir que existe un nivel de confianza del 95% que el resultado es real y no debido a la casualidad. Nivel de confiabilidad = 95%, el grado de significancia será 0.05

Valores críticos de chi-cuadrado

Esta tabla contiene los valores X^2 que corresponden a un área específica de la extremidad de la derecha y a un número determinado de grados de libertad.

Tabla 4.24 Valores críticos de chi-cuadrado

Grados de libertad	0,1	0,05	0,025	0,01	0,005
1	2,71	3,84	5,02	6,63	7,88
2	4,61	5,99	7,38	9,21	10,6
3	6,25	7,81	9,35	11,34	12,84
4	7,78	9,49	11,14	13,28	14,86
5	9,24	11,07	12,83	15,09	16,75
6	10,64	12,59	14,45	16,81	18,55
7	12,02	14,07	16,01	18,48	20,28
8	13,36	15,51	17,53	20,09	21,95
9	14,68	16,92	19,02	21,67	23,59
10	15,99	18,31	20,48	23,21	25,19

Fuente: Luis Agualongo

De la tabla obtenemos el valor de $X^2_{\text{tabla}} = 11,07$ para un valor de 5 grados de libertad y un nivel de significación de 0,05

Tabla 4.25 Cálculo del chi-cuadrado

O	E	O-E	(O-E) ²	(O-E) ² /E
0	0	0	0	0
0	0,41	-0,41	0,1681	0,41
0	0,81	-0,81	0,6561	0,81
0	1,22	-1,22	1,4884	1,22
0	1,62	-1,62	2,6244	1,62
0	2,03	-2,03	4,1209	2,03
				6,09

Fuente: Luis Agualongo

Donde:

O= Frecuencia observada.

E= Frecuencia esperada.

O-E= Frecuencias observada - frecuencias esperadas.

$(O-E)^2$ = Resultado de las frecuencias observadas y esperadas al cuadrado

$(O-E)^2/E$ = Resultado de las frecuencias observadas y esperadas al cuadrado dividido para las frecuencias esperadas.

$$X^2= 6,09$$

$$X^2_{\text{tabla}}= 11,07$$

Si X^2 calculado es \leq a X^2 teórico (tablas), se acepta la hipótesis alternativa (H_a).

Si X^2 calculado es $>$ a X^2 teórico (tablas), se rechaza la hipótesis nula (H_0)

En este caso el valor de X^2 calculado es menor que el valor teórico 11,07, es decir se acepta la hipótesis alternativa. Comprobamos que la hipótesis es aceptable.

Podemos decir que mediante el análisis del proceso de curvado de perfiles se determinaron las deformaciones y esfuerzos en secciones del cerchado en la fabricación de bus tipo.

CAPÍTULO V

CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

5.1 Conclusiones

- Mediante los parámetros establecidos en el capítulo 4: subíndice 4.1.4 y mediante ponderación se determinó que el método más eficiente para el curvado de perfiles es el de rodillos, con un mecanismo de transmisión por cadena y que será accionada electromecánicamente debido que la producción está basada en el tiempo que se emplea en la preparación del material para la construcción de la estructura del bus.
- Se puede concluir que los perfiles al momento del curvado presentan deformaciones plásticas y que los esfuerzos máximos permisibles están dentro del rango de $\sigma_b \leq 137.5$ MPa
- Con el estudio realizado se puede concluir que el proceso de rolado es uno de los métodos más importantes para el conformado mecánico, puesto que es un método que está expuesto a flexión pura pues la deformación se produce debido a la aplicación de momentos de flexión.
- Las causas que originan la presencia de deformaciones al momento del curvado, es la mala posición de los operarios y con el uso de un mecanismo inadecuado para realizar dicho proceso

- Con el estudio se determinó el valor máximo de deformación igual a 2.03, para un radio de curvatura de 12,33m y a una distancia de 0.025m al eje neutro tabla 4.20.
- En el estudio realizado y en base a cálculos se pudo determinar el valor máximo de esfuerzo producido por la fuerza de doblado de 14 kN es de 25878 Pa tabla 4.23.
- Con el diseño se determinaron los parámetros que influyen durante el proceso de curvado de perfiles son el radio de curvatura, diámetro del rodillo, y el espesor del material.

5.2 Recomendaciones

- Los operarios deben tener posiciones adecuadas al mismo nivel que la máquina a utilizar para no tener dificultades al momento de realizar dicho proceso de esta manera estamos reduciendo la probabilidad de que se presenten deformaciones en el perfil al momento del curvado
- Seleccionar adecuadamente los parámetros necesarios para el diseño de un nuevo mecanismo para garantizar un buen funcionamiento y alargar la vida útil de mismo.
- Se recomienda que al momento de manipular la máquina se utilice todo el equipo de protección personal EPP (overol, gafas, guantes, casco, botas).
- Se recomienda desarrollar un plan de mantenimiento para máquina roladora electromecánica en la empresa carrocerías PAPER´S

CAPÍTULO VI

PROPUESTA

6.1 Datos informativos

6.1.1 Tema:

Diseñar un plan de mantenimiento preventivo inicial para una roladora electromecánica para la empresa carrocerías PAPER´S

6.1.1 Autor: Luis Rolando Agualongo Yansapanta.

6.1.2 Beneficiario: Empresa carrocerías PAPER´S en la ciudad de Ambato.

6.1.3 Ubicación: Ambato - Tungurahua- Ecuador.

6.1.4 Equipo técnico responsable:

Luis Rolando Agualongo Yansapanta, egresado de la Facultad de Ingeniería Civil y Mecánica de la Universidad Técnica de Ambato.

6.2 Antecedentes de la propuesta

Fuente: Tesis

Autor: López Sánchez Fabián Augusto.

Año de Publicación: 2010

Lugar: Mecánica de Héctor López e Hijos de la ciudad de Ambato.

Tema: “Diseño y construcción de una roladora eléctrica semiautomática de dobles de tubo redondo para disminuir las marcas al momento de realizar la conformación”.

Conclusiones:

Para el accionamiento de la roladora se utilizó pulsadores de tal manera que para el operador sea de fácil manipulación.

Esta roladora se construyó con materiales existentes en la empresa de tal manera que la maquina no represento una inversión considerable para la misma.

6.3 Justificación

El estudio realizado del proceso de curvado de perfil surge por la necesidad de reducir las deformaciones en los perfiles durante el cerchado en la empresa carrocerías PAPER´S, debido a la gran competencia que existe en el mercado en la producción de carrocerías para buses.

El manejo de máquinas semiautomáticas contribuye el mejoramiento de los procesos dentro de la fabricación de autobuses, en este caso mejora el proceso de curvado de los perfiles evitando la aparición de deformación y con ello la posible falla de la estructura.

El beneficio será que la empresa siga implementando nuevas maquinarias y brindando un buen servicio y tal manera siga incrementando prestigio, pudiendo ser esta una carta de presentación para toda la ciudad y porque no para el país.

Para la manipulación se necesitara de menos operarios que estarán en la capacidad de manipular con facilidad la máquina y de esta forma disminuir fuerza física y menor tiempo del proceso de cerchado.

6.4 Objetivos

6.4.1 Objetivo general

Diseñar un plan de mantenimiento preventivo inicial para una roladora electromecánica para empresa carrocerías PAPER´S

6.4.2 Objetivos específicos

- Determinar los componentes de la máquina para tener una ficha de registro
- Realizar análisis el cuadro AMFE de los componentes de la maquina
- Efectuar el plan de mantenimiento para la roladora.

6.5 Análisis de factibilidad

La presente investigación está asociada con la inversión para elaborar el plan de mantenimiento inicial para una roladora electromecánica por lo tanto es importante establecer la inversión que se realiza en este proyecto.

Se debe analizando las características y ventajas de cada uno de los elementos que componen la roladora, realizar una lista de componentes de la maquinaria para obtener los registros de mantenimiento.

6.6 Fundamentación

6.6.1 Definición de mantenimiento

Se entiende por mantenimiento a la función empresarial a la que se encomienda el control del estado de las instalaciones de todo tipo, tanto las productivas como las auxiliares y de servicios. En ese sentido se puede decir que el mantenimiento es el conjunto de acciones necesarias para conservar ó restablecer un sistema en un

estado que permita garantizar su funcionamiento a un coste mínimo. Conforme con la anterior definición se deducen distintas actividades:

- Prevenir y/ó corregir averías.
- Cuantificar y/ó evaluar el estado de las instalaciones.
- Aspecto económico (costes).

6.6.2 Misiones del mantenimiento

- La vigilancia permanente y/ó periódica.
- Las acciones preventivas.
- Las acciones correctivas (reparaciones).
- El reemplazamiento de maquinaria.

6.6.3 Objetivos del mantenimiento

- Aumentar la disponibilidad de los equipos hasta el nivel preciso.
- Reducir los costes al mínimo compatible con el nivel de disponibilidad necesario.
- Mejorar la fiabilidad de máquinas e instalaciones.
- Asistencia al departamento de ingeniería en los nuevos proyectos para facilitar la mantenibilidad de las nuevas instalaciones.
- Analizar los componentes de los diferentes tipos de maquinaria.
- Estableces sus criticidades

6.6.4 Mantenimiento preventivo

Ventajas

- Importante reducción de paradas imprevistas en equipos.

- Solo es adecuado cuando, por la naturaleza del equipo, existe una cierta relación entre probabilidad de fallos y duración de vida.

Inconvenientes

- No se aprovecha la vida útil completa del equipo.
- Aumenta el gasto y disminuye la disponibilidad si no se elige convenientemente la frecuencia de las acciones preventivas.

Aplicaciones

Equipos de naturaleza mecánica o electromecánica sometidos a desgaste seguro
Equipos cuya relación fallo-duración de vida es bien conocida.

6.7 Análisis AMFE

El análisis modal de falla y efecto fue creado como una herramienta de la calidad y posteriormente esta herramienta paso a formar parte del RCM (Araujo, 2011, p.86).

El principal interés del AMFE es el de resaltar los puntos críticos con el fin de eliminarlos o establecer un sistema preventivo (medidas correctoras) para evitar su aparición o minimizar sus consecuencias, con lo que se puede convertir en un riguroso procedimiento de detección de defectos potenciales, si se aplica de manera sistemática (Araujo, 2011, p.87).

La parte fundamental del método consiste en cuantificar los índices de gravedad, frecuencia y detección de un modo de falla, esta cuantificación permite el cálculo del índice de prioridad de riesgo (Araujo, 2011, p.87).

6.7.1 Índice de prioridad de riesgo (IPR)

Este índice es el producto de la frecuencia por la gravedad y por la detectabilidad, siendo tales factores traducibles a un código numérico a dimensional que permite priorizar la urgencia de la intervención, así como el orden de las acciones correctoras. Por tanto debe ser calculado para todas las causas de fallo (Araujo, 2011, p.87).

$$\text{IPR} = \text{D.G.F}$$

Donde:

G: índice de gravedad del fallo

F: índice de frecuencia del fallo

D: índice de detección del fallo

Es de suma importancia determinar de buen inicio cuales son los puntos críticos del producto/proceso a analizar.

El índice de prioridad de riesgo debe ser calculado para todas las causas de fallo. No se establece un criterio de clasificación de tal índice. No obstante un IPR inferior a 100 no requeriría intervención salvo que la mejora fuera fácil de introducir y contribuyera a mejorar aspectos de calidad del producto, proceso o trabajo (Araujo, 2011, p.87, 88).

6.7.2 Gravedad

Determina la importancia o severidad del efecto del modo de fallo potencial para el cliente (no teniendo que ser este el usuario final); valora el nivel de consecuencias, con lo que el valor del índice aumenta en función de la insatisfacción del cliente, la degradación de las prestaciones esperadas y el coste de reparación (Araujo, 2011, p.88).

Desde el punto de vista de la prevención de riesgos laborales, la gravedad valora las consecuencias de la materialización del riesgo, entendiéndolas como el accidente o daño más probable/habitual (Araujo, 2011, p.88).

Tabla 6. 1 Clasificación de la gravedad de la causa de fallo.

GRAVEDAD	CRITERIO	VALOR
Muy baja Repercusiones imperceptibles	No es razonable esperar que este fallo de pequeña importancia origine efecto real alguno sobre el rendimiento del sistema. Probablemente el cliente ni se daría cuenta del fallo.	1
Baja Repercusiones irrelevantes, apenas perceptibles	El tipo de fallo originaria un ligero inconveniente al cliente. Probablemente, éste observará un pequeño deterioro del rendimiento del sistema sin importancia. Es fácilmente subsanable.	2 – 3
Moderada Defectos de relativa importancia	El fallo produce cierto disgusto e insatisfacción en el cliente. El cliente observará deterioro en el rendimiento del sistema.	4 – 6
Alta	El fallo puede ser crítico y verse inutilizado el sistema. Produce un grado de insatisfacción elevado	7 – 8
Muy alta	Modalidad de fallo potencial muy crítico que afecta el funcionamiento de seguridad del producto proceso y/o involucra seriamente el incumplimiento de normas reglamentarias. Si tales incumplimientos son graves corresponden un 10.	9 – 10

Fuente: (Araujo, 2011, p.88).

6.7.3 Frecuencia

Es la Probabilidad de que ocurra una causa potencial de fallo (causa específica) se produzca y dé lugar al modo de fallo.

Se trata de una evaluación subjetiva, con lo que se recomienda, si se dispone de información, utilizar datos históricos o estadísticos. Si en la empresa existe un control estadístico de procesos es de gran ayuda para poder objetivar el valor. No obstante, la experiencia es esencial (Araujo, 2011, p.88).

Tabla 6. 2 Clasificación de la frecuencia de la causa de fallo

GRAVEDAD	CRITERIO	VALOR	PROBABILIDAD
Muy baja improbable	Ningún fallo se asocia a procesos casi idénticos, ni se ha dado nunca en el pasado, pero es concebible	1	1/10000
Baja	Fallos aislados en procesos similares o casi idénticos. Es razonablemente esperable en la vida del sistema, aunque es poco probable que suceda.	2 - 3	1/5000 2/2000
Moderada	El fallo produce cierto disgusto e insatisfacción en el cliente. El cliente observará deterioro en el rendimiento del sistema.	4 - 6	1/1000 1/200
Alta	El fallo se ha presentado con cierta frecuencia en el pasado en procesos similares o previos procesos que han fallado.	7 - 8	1/100 1/50
Muy alta	Fallo casi inevitable. Es seguro que el fallo se producirá frecuentemente.	9 - 10	1/20 1/10

Fuente: (Araujo, 2011, p.89).

6.7.4 Detectabilidad

Tal como se definió anteriormente este índice indica la probabilidad de que la causa y/o modo de fallo, supuestamente aparecido, sea detectado con antelación suficiente para evitar daños, a través de los "controles actuales" existentes a tal fin (Araujo, 2011, p.89).

Es decir, la capacidad de detectar el fallo antes de que llegue al cliente final. Inversamente a los otros índices, cuanto menor sea la capacidad de detección mayor será el índice de detectabilidad y mayor el consiguiente índice de Riesgo, determinante para priorizar la intervención (Araujo, 2011, p.89).

Tabla 6. 3 Clasificación de la detectabilidad de la causa de fallo.

GRAVEDAD	CRITERIO	VALOR	PROBABILIDAD
Muy Alta	El defecto es obvio. Resulta muy improbable que no sea detectado por los controles existentes.	1	1/10000
Alta	El defecto, aunque es obvio y fácilmente detectable, podría en alguna ocasión escapar aun primer control, aunque sería detectado con toda seguridad a posterior.	2 - 3	1/5000 2/2000
Mediana	El defecto es detectable y posiblemente no llegue al cliente. Posiblemente se detecte en los últimos estados de producción.	4 - 6	1/1000 1/200
Pequeña	El defecto es de tal naturaleza que resulta difícil detectarlo con los procedimientos establecidos hasta el momento.	7 - 8	1/100 1/50
Improbable	El defecto no puede detectarse. Casi seguro que lo percibirá el cliente final.	9 - 10	1/20 1/10

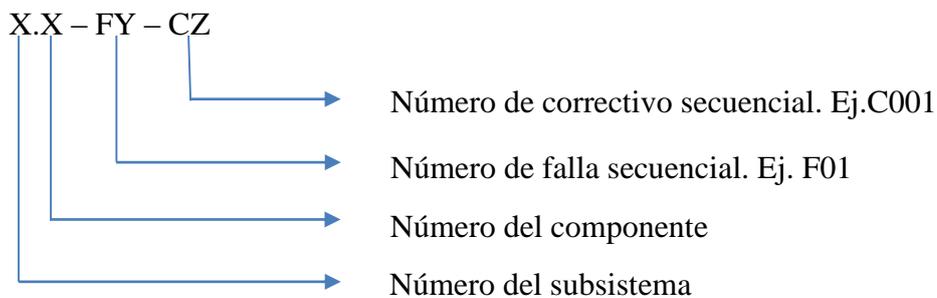
Fuente: (Araujo, 2011, p.89).

6.7.5 Acciones correctivas

Una vez elaborado el análisis por medio de las tablas A.M.F.E., se establecen las acciones correctivas, la cuales llevamos a cabo para eliminar la causa de un problema por medio de cuadros correctivos de aquellos problemas cuyo IPR sea mayor que 100, con el objetivo de reducir este índice (Ávila, 2012, p.154)

Códigos de acciones correctivas

Para tener un orden con la información es importante que cada correctivo presente un código, el código propuesto es el siguiente:



6.7.6 Sistema

El sistema corresponde al equipo seleccionado que va a ser objeto de estudio, se debe registrar la denominación técnica, o la que tiene el personal de mantenimiento para el equipo, en este caso el sistema sobre el que se va a aplicar es la roladora electromecánica

Para el análisis cada sistema debe ir acompañado de un código el cual corresponde al realizado en el sistema de codificación de las máquinas.

Tabla 6. 4 Codificación del sistema.

Máquina	Código
Roladora Electromecánica	R-EM-01

Fuente: Luis Agualongo

6.7.6.1 Subsistema

Una vez que se ha determinado a la roladora electromecánica como el sistema a analizar, se procede a realizar una sub- división de la máquina o sistema, en el siguiente sub-sistema. En la Tabla se indican los sub-sistemas que componen roladora electromecánica

Tabla 6. 5 Codificación de subsistema.

Sistema: Roladora Electromecánica	SUBSISTEMAS	código
(R-EM-01)	Motor – Juego tensor	(R-EM-02) (J)
	Sistema Mecánico	(R-EM-03) (M)
	Sistema Eléctrico	(R-EM-04) (E)

Fuente: Luis Agualongo

6.7.6.2 Componente

Identifica las partes que conforman cada sub-sistema, de igual manera contará con un código el cual estará estructurado de la siguiente manera.

Codificación:

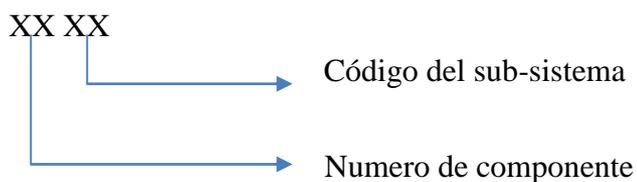


Tabla 6. 6 Codificación de componentes.

Sistema: roladora electromecánica	Subsistema: motor - juego tensor	Componentes	Código
(R-EM-01)	(R-EM-02) (J)	Motor	MT-01
		Catarina	CT-02
		Cadena	CD-03

Fuente: Luis Agualongo

Tabla 6. 7 Sistema, subsistema y componentes mecánicos.

Sistema	Subsistema	Componentes	Código
Roladora Electromecánica	Mecánico	Ejes	EJ-01
		Rodamientos	RD-02
		Rodillos de soporte	RS-03
		Bloque de elevación	BE-04
		Tuerca de elevación	TE-05

Fuente: Luis Agualongo.

Tabla 6. 8 Sistema, subsistema y componentes eléctricos.

Sistema	Subsistema	Componentes	Código
Roladora Electromecánica	Eléctrico	Contactador	CO-01
		Relé Térmico	RT-02
		Pulsador ON/OFF	PU-03
		Pulsadores sentido de giro	PU-04
		Conexiones eléctricas	CE-05

Fuente: Luis Agualongo.

6.8 Matriz AMFE para roladora electromecánica

Tabla 6. 9 Tabla AMFE Motor - Juego tensor

1 ANALISIS MODAL DE FALLA Y EFECTO										
SISTEMA: ROLADORA ELECTROMECAÁNICA						Elaborado por : Luis Agualongo		Fecha: 19-04-2105		hoja N° 1
SUBSISTEMA: MOTOR-JUEGO TENSOR						Revisado por : Ing. C. Castro		fecha: 19-04.2015		De 1
COD	COMPONENTE	FUNCIÓN	MODO	CAUSA DE FALLA	EFECTO	G	F	D	IPR	
MT-01	MOTOR	Proporcion a movimient o a los ejes de los rodillos para el rolado	sobrecalentamiento del motor	sobrecarga del motor	disminuye la velocidad, potencia, rendimiento	7	3	5	105	
				insuficiente enfriamiento del motor		8	3	1	24	
				falla en una fase de la línea eléctrica		8	4	4	128	
			sentido de rotación incorrecta	dos fases de la red principal de alimentación o del motor están invertidos	los ejes giran en un solo sentido	9	2	2	36	
CT-02	Catarina	transmite el movimient o hacia la cadenas	desgaste de los dientes de la catalina	la cadena no se mueve	no hay transmisión de movimiento	6	2	1	12	
CD-03	Cadena	transmite el movimient o de Catarina a Catarina	no hay transmisión de movimiento	cadena rota	no hay movimiento en los rodillos	8	5	2	80	
				cadena suelta	ruido	7	5	4	140	

Fuente: Luis Agualongo

Tabla 6. 10 Tabla AMFE Sistema Mecánico.

2 ANALISIS MODAL DE FALLA Y EFECTO										
SISTEMA: ROLADORA ELECTROMECAÁNICA						Elaborado por : Luis Agualongo		Fecha: 19-04-2105		hoja N° 1
SUBSISTEMA: SISTEMA MECÁNICO						Revisado por : Ing. C. Castro		Fecha: 19-04-2105		De 1
COD	COMPONENTE	FUNCIÓN	MODO	CAUSA DE FALLA	EFECTO	G	F	D	IPR	
EJ-01	Ejes	alojar y girar los rodillos para el rolado	no permite el montaje correcto de los rodillos	ajuste incorrecto de los rodillos	rolado defectuoso	6	2	3	36	
				falta de limpieza en el eje		4	3	3	36	
RD-02	rodamientos	Permite que el eje de los rodillos gire libremente y sin esfuerzo	rodamientos desgastados	termino vida útil	ruido y movimiento inapropiado	9	3	4	108	
				falta de lubricación		9	2	4	72	
RS-03	rodillos de soporte	Brindar soporte y ayudar al avance del perfil durante y después del rolado	rodillo no gira	rodillos desalineados	el perfil no avanza	4	2	7	56	
BE-04	bloque de elevación	elear y descender el rodillo superior	el bloque no tiene movimiento	falta de lubricación	el bloque no tiene movimiento	6	2	5	60	

TE-05	Tuerca de elevación	permite el movimiento del bloque de elevación	se mueve con dificultad	Falta de lubricación	inmovilidad del bloque de elevación	5	2	3	10
-------	---------------------	---	-------------------------	----------------------	-------------------------------------	---	---	---	----

Fuente: Luis Agualongo

Tabla 6. 11 Tabla AMFE Sistema Electrico.

3 ANALISIS MODAL DE FALLA Y EFECTO									
SISTEMA: ROLADORA ELECTROMECAÁNICA					Elaborado por : Luis Agualongo	Fecha: 19-04-2105	hoja N° 1		
SUBSISTEMA: SISTEMA ELÉCTRICO					Revisado por : Ing. C. Castro	Fecha: 19-04-2105	De 1		
COD	COMPONENTE	FUNCIÓN	MODO	CAUSA DE FALLA	EFECTO	G	F	D	IPR
CO-01	Contactor	Establece o interrumpe el paso de corriente en forma electro mecánica a motor	Contactos pegados o soldados	Falla interna suministro de energía	No arranca el motor	8	2	2	32
RT-02	Relé Térmico	Proteger al motor de sobrecargas eléctricas	Desconexión	Sobrecarga	Poca tensión en la maquina	3	4	4	48
PU-03	Pulsadores ON/OFF	Prende y apaga la roladora	No prende ni apaga la roladora	Pulsadores dañados	Apaga la roladora	6	4	1	24
PU-04	Pulsadores selección sentido de giro de los rodillos	Controlar el sentido de giro de los rodillos	No controla el sentido de giro de los rodillos	Pulsadores dañados	Los rodillos no giran en ningún sentido	6	3	1	21
CE-05	Protecciones eléctricas	Proteger conexiones eléctricas	Salto de protecciones	Cortocircuito Sobrecarga	Falta de energía eléctrica, la maquina no enciende	7	4	6	168

Fuente: Luis Agualongo

Tabla 6. 12 Cuadro de acciones correctivas de la Roladora Electromecánica

Componente	Código de falla	Falla crítica	G	F	D	IPR	Código correctivo	Acción correctiva	G	F	D	IPR
MT-01	1.1 R01	Sobrecarga eléctrica	7	3	5	105	1.1- R01-C001	Garantizar el suministro de energía apropiado	3	2	5	50
	1.1-R02	Cortocircuito	8	4	4	128	1.1- R02-C002	Comprobar los contactos de puesta a tierra y líneas eléctricas	4	2	3	24
CD-03	1.3-R03	Desgaste de la cadena	7	5	4	140	1.3- R03-C003	Realizar un correcto ajuste y alineación en cada cambio	4	2	3	24
RD-02	2.2-R04	Cumplimiento vida útil	9	3	4	108	2.2- R04-C004	Cambio de rodamientos	9	1	4	36
	2.2-R05	Falta de lubricación	9	2	4	72	2.2- R05-C005	Lubricar al terminar el trabajo	8	3	2	48
RS-03	2.3-R06	Rodillo desalineados	4	2	7	56	2.3- R06-C006	Alinear los rodillos correctamente	4	3	3	36
BE-04	2.4-R07	Falta de lubricación	6	2	5	60	2.4 R07-C007	Lubricar al terminar el trabajo	7	3	2	42
CE-05	3.5-R08	Cortocircuito	7	4	6	168	3.5- R08-C008	Verificación y cambio de cables	3	2	5	30

Fuente: Luis Agualongo

Tabla 6. 15 Orden de trabajo

MANUAL DE MANTENIMIENTO			Orden N°:
	ORDEN DE TRABAJO		Elaborado por: Luis Agualongo
			Revisado por : Ing. Christian Castro
			Fecha:
Nombre de la máquina			Código
Descripción de trabajo o falla:			
Reporte de trabajos efectuados:			
Observaciones:			
Verificado por:			Autorizado por:

Fuente: Luis Agualongo

Tabla 6. 16 Orden de compra de material y repuestos

MANUAL DE MANTENIMIENTO					
	MATERIAL Y REPUESTOS		Elaborado por: Luis Agualongo		
			Revisado por: Ing. Christian Castro		
			Fecha:		
Código Máquina:		Código de subsistema		Código componente	
Responsable:			Firma:		
Materiales			Repuestos		
Nombre	N°	N°	Nombre	Descripción	Proveedor
Verificado por:			Autorizado por:		

Fuente: Luis Agualongo

Tabla 6. 17 Ficha de ejecución

MANUAL DE MANTENIMIENTO			orden N°	
	FICHA DE EJECUCIÓN		Elaborado por: Luis Agualongo	
			revisado por : Ing. Christian Castro	
			Fecha:	
Nombre de la máquina			Código	
Actividades:	Se realizó la actividad		TR	TP
	Si	no		
Materiales utilizados:				
Observaciones:				
Verificado por:			Autorizado por:	

Fuente: Luis Agualongo

Donde:

TR= Tiempo de revisión

TP= Tiempo de para

6.9 CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES DE LA PROPUESTA

6.9.1 Conclusiones

Se elaboró las tablas AMFE como parte del plan de mantenimiento para de esta formar realizar de una forma ordenada y correcta las tareas preventivas y correctivas que requiere el equipo.

El análisis modal de falla y efecto AMFE permite mediante ponderación proponer y aplicar las acciones correctivas necesarias para mejorar el proceso y de esta manera reducir el riesgo que ocurra un fallo en el equipo.

La ejecución de un plan de mantenimiento adecuado en un equipo garantiza su correcto funcionamiento, además anula cualquier tipo de paro o imprevisto en la producción, de esta manera los equipos son más fiables y productivos.

Los formatos elaborados facilitan el llevar de una forma adecuada el mantenimiento de la máquina, los mismos tendrán que ser utilizados de una forma adecuada y con responsabilidad al momento de ingresar la información.

6.9.2 Recomendaciones

Es importante que el personal que vaya a realizar las tareas de mantenimiento utiliza el equipo de seguridad adecuado, para evitar accidentes.

Antes de realizar cualquier tarea de mantenimiento en la maquina se deberá verificar que este desconectada de la fuente de alimentación.

El éxito de plan de mantenimiento propuesto dependerá del empeño y honestidad con que el personal que realice las actividades programadas.

6.10 Administración

A continuación se muestran los valores de los materiales que se utilizó para la construcción de la maquina

6.10.1 Análisis de costos

6.10.1.1 Costos Directos

Los costos de los materiales y dispositivo necesarios para la fabricación de la máquina roladora se detallan a continuación:

Tabla 6. 18 Costos Directos

Ítem	Descripción	Cant.	Unidad	(\$).P.U.	(\$).P.T.
1	Tubo estructural cuadrado 50x2x600mm	2	u	32	96
2	Placas de acero A36 de 110x110x25.4mm	6	u	5	30
3	Eje SAE 4340 de 1 1/2plg	1200	mm	40	40
4	Eje AISI de 1018 6 plg	300	mm	160	160
5	Eje AISI de 1018 1 plg	1200	mm	20	20
6	barra cuadrada A36 5/16	1500	mm	5	5
7	Motorreductor trifásico 2hp	1	u	500	500
8	Catarina 15 dientes	1	u	19,00	19,00
9	Catarina 32 dientes	2	u	70	140
10	Cadena AISI # 60	3	m	50	50
11	Prisioneros	3	u	0,20	0,60
12	Chavetas	3	u	6	18
13	Cable # 10	10000	mm	0,80	8
14	Contactador	2	u	18	36
15	Relé térmico	1	u	25	25
16	Caja de circuito	1	u	50	50
17	Pulsadores	3	u	0,50	1,50
18	Luces led	2	u	0,30	0,60
19	Rodamiento SKF 6407 35mm Dint	6	u	30	180

20	Tuerca 1 plg	2	u	2	4
21	Tuerca 7/8 plg	3	u	1,50	4,50
22	Pernos 3/8 x 1 ½ plg	4	u	0,25	1
23	Tuerca de 3/8 plg	4	u	0,15	0,60
24	Cable # 2	300	mm	12	36
25	Enchufe para línea trifásica	1	u	1	1
Fuente: Luis Agualongo				TOTAL	1426,8

En la tabla 6.18 se indica los costos de compra de materiales utilizados en el diseño y la construcción de la maquina roladora predictivo dando un total de 1426,8 dólares.

6.10.1.2 Costos Indirectos

Se refiere a los costos de utilización de Herramienta, mano de obra y otros gastos que fueron imprescindibles para concluir el presente proyecto.

Tabla 6. 19 Costos Mano de Obra

Función	Horas Trabajadas	Costo/Hora	Costo total
Tornero	16	16,25	260
Soldador	3	10	30
ayudante	3	5	15
TOTAL			305

Fuente: Luis Agualongo

Tabla 6. 20 Costos Varios

Descripción	\$ total
Material de Oficina	50
Transcripciones	20
Copias	20
impresiones	40
Internet	20

TOTAL	150
--------------	------------

Fuente: Luis Agualongo

Los costos indirectos que intervienen indirectamente en la implementación de una maquina roladora de perfiles tiene un valor de 455,00 dólares.

6.10.1.3 Costos Total de Inversión

Tabla 6.21 Costo Total

Costo	\$ total
Directo	1426,8
Indirecto	455
SUBTOTAL	1881.8
10% Imprevistos	188.18
TOTAL	2069,98

Fuente: Luis Agualongo

6.11 Previsión de la evaluación

El mecanismo diseñado en el presente proyecto investigativo corresponde a las necesidades técnicas de la empresa carrocerías PAPER´S con el fin de reducir las deformaciones que se presentan el momento del curvado como también reducir los esfuerzos físicos y reducir en número de empleados necesarios para realizar el curvado de los perfiles.

Para proyectos ah futuro se recomienda se realicen nuevos estudios así mismo se construyan maquinas similares implementando procesos de automatización que permitan mejorar los procesos en la construcción de carrocerías para buses.

7. BIBLIOGRAFÍA.

LIBROS:

1. BUDYNAS, R. (2008). *Diseño en Ingeniería Mecánica de Shigley*. Mexico: McGraw-Hill.
2. DOYLED. (1980). *Fundamento del doblado de metales*.
3. F., Y. (2011). *Estudio del sistema mecánico aplicado al desgranado de maíz suave seco para mejorar tiempos de producción en el cantón San Miguel provincia de Bolívar*. Ambato -Ecuador: Universidad Técnica de Ambato.
4. JOHN, E. N. (2002). *Metalurgia y Materiales Industriales*. México: Lumisa.
5. LEYENSETTER, A. (1984). *Tecnología de los oficios Metalúrgicos*. España: Reverte, S.A.
6. LUIS, O. B. (2007). *Resistencia de Materiales*. España: McGraw- Hill.
7. NORTON.R. (s.f.). *Diseño de Maquinas*. Pearson.
8. QUINGA, J. E. (2009). *Construcción de un prototipo de dobladora manual para perfiles cuadrados de acero SAE1018 de 20 y 25.4 mm de 1 a 2mm de espesor*. Quito-Ecuador: Escuela Politécnica Nacional.
9. RENATO, A. G. (2010). *Desarrollo del proceso de fabricación del perfil omega de acero galvanizado para la construcción liviana*. Quito-Ecuador: Escuela Politécnica Nacional.
10. RODRIGO, L. M. (2010). *Implementación de un sistema de control automatizado de ángulo de dobles de tubo para incrementar el nivel de producción en el taller de accesorios para vehículos AUTO-KRAG*. Ambato-Ecuador : Universidad Técnica de Ambato.
11. SANCHES, J. D. (2013). *Rediseño e implementación de partes a la máquina hidráulica semiautomática de tipo universal para conformado metálico en frío, del laboratorio de procesos de manufactura metalmecánicos del decem*. Quito-Ecuador: Escuela Politécnica del Ejército.
12. SMITH, W. (1992). *Fundamentos de la Ciencia e Ingeniería de los Materiales*. España: McGraww-Hill.
13. TIMOSHENKO, S. Y. (1978). *Resistencia de Materiales*. Espasa Calpe.

Catálogos

SKF.Transmisión-de-potencia skf. Selección de piñones

SKF.Manual de Mantenimiento de Rodamientos

Normas

NTE INEN 134:2009 Ensayo de doblado para tubos de acero de sección circular.

NTE INEN 110:1975 Ensayo de doblado para el acero.

Páginas Web:

www.imem.unavarra.es/web_imac/pages/.../apuntes_tema2.pdf

http://www.enreparaciones.com.ar/electricidad/motor_elect.php

www.bscgla.com/04.../00010.%20Productividad/Productividad.pdf

<http://www.dismamex.com.mx/doblidotubo.html>

<http://www.curva-tubos.com/index1.htm>

<http://patentados.com/invento/maquina-para-doblar-tubos.html>

<http://www.oocities.org/fabermaq/web3.htm>

<http://www.autoorb.com/curvadora-manual-para-car-picture/>

http://articulo.mercadolibre.com.mx/MLM-476191785-maquina-dobladora-de-tubo-34-asta-2-pulgada-herreria-etc-_JM

<http://metalurgia.baileigh.com.mx/dobladora-de-rodillo-r-cnc-120>

http://concurso.cnice.mec.es/cnice2006/material107/operadores/ope_leva.htm

http://educativa.catedu.es/44700165/aula/archivos/repositorio/1000/1101/html/5_transmision_por_engranajes.html

<http://www2.ula.ve/dsiportal/dmdocuments/elementos/TORNILLOPOTENCIA.pdf>

http://motomecanicarx115.blogspot.com/2013_05_01_archive.html

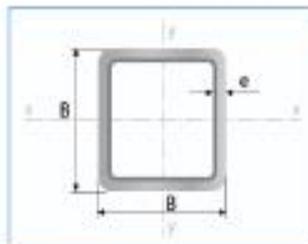
<http://www.pnzcomatrans.com/transmision/actuadores-mecanicos>

<http://infmk2013aeduvilort8211.blogspot.com/2014/07/cilindros-neumaticos.html>

ANEXOS

ANEXO 1. Propiedades y Características de los tubos cuadrados

Tubería Estructural Cuadrada



Largo Normal:
6 metros
Recubrimiento:
Negro o Galvanizado
Norma de Calidad:
ASTM A 500 Gr. A, B ó C
Norma de Fabricación:
NTE INEN 2415
Espesores:
Desde 1,50 a 6,00 mm
Observaciones:
Otras dimensiones, espesores y
largos previa consulta

Aplicaciones

- Estructuras: columnas para galpones y naves industriales.
- Señalización y vialidad: alumbrado, soportes.
- Equipos y máquinas de todo tipo.
- Construcción en general.



Designaciones	Área	Peso	Propiedades Estáticas			
			Eje x-x e y-y			
B	e	A	P	I	W	I
mm	mm	cm ²	kg/m	cm ⁴	cm ³	cm
20	1,50	1,05	0,83	0,58	0,58	0,74
	2,00	1,34	1,05	0,69	0,69	0,72
25	1,50	1,35	1,06	1,41	1,11	0,97
	2,00	1,74	1,36	1,48	1,18	0,92
30	1,50	1,65	1,30	2,19	1,46	1,15
	2,00	2,14	1,68	2,71	1,81	1,12
	3,00	3,01	2,36	3,50	2,34	1,06
40	1,50	2,25	1,77	5,48	2,74	1,56
	2,00	2,94	2,31	6,92	3,46	1,53
	3,00	4,21	3,30	9,28	4,64	1,48
50	1,50	2,85	2,24	12,56	4,92	2,01
	2,00	3,74	2,93	14,13	5,65	1,94
	3,00	5,41	4,25	18,40	7,76	1,88
60	1,50	3,45	2,71	18,94	6,31	2,43
	2,00	4,54	3,56	25,12	8,37	2,35
	3,00	6,61	5,19	35,06	11,69	2,30
75	2,00	5,74	4,50	51,90	13,84	3,00
	3,00	8,41	6,60	76,13	19,99	2,97
	4,00	10,95	8,59	94,02	24,74	2,92
100	2,00	7,74	6,07	122,99	24,60	3,99
	3,00	11,41	8,96	190,94	37,53	4,04
	4,00	14,95	11,73	235,87	46,54	3,96
125	2,00	9,74	7,64	350,00	56,00	6,00
	3,00	14,41	11,31	355,00	56,80	4,96
	4,00	18,95	14,87	457,00	73,12	4,91
	6,00	27,63	21,69	1190,92	105,20	31,46
135	4,00	20,65	16,13	581,38	86,13	5,30

ANEXO 2. Propiedades mecánicas

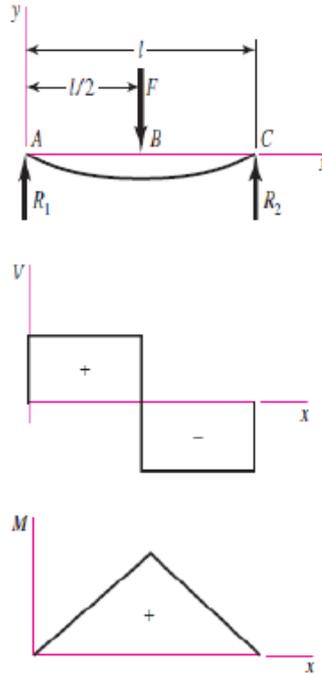
PHYSICAL PROPERTIES	Metric	English	Comments
Density		0.284 lb/in ³	
MECHANICAL PROPERTIES			
Tensile Strength, Ultimate	400 - 550 MPa	58000 - 79800 psi	
Tensile Strength, Yield	<u>250 MPa</u>	36300 psi	
Elongation @ break	20 %	20 %	in 200 mm
Elongation @ break	23 %	23 %	In 50 mm.
Modulus of Elasticity	<u>200 GPa</u>	29000 ksi	
Compressive Yield Strength	<u>152 MPa</u>	22000 psi	Allowable compressive strength
Bulk Modulus	<u>140 GPa</u>	20300 ksi	Typical for steel
Poisson's Ratio	0.26	0.26	
Shear Modulus	<u>79.3 GPa</u>	11500 ksi	

ANEXO 3. Cortante, momento flector y deflexión en vigas con carga central

Table A-9

Shear, Moment, and Deflection of Beams (Continued)
 (Note: Force and moment reactions are positive in the directions shown; equations for shear force V and bending moment M follow the sign conventions given in Sec. 3-2.)

5 Simple supports load



$$R_1 = R_2 = \frac{F}{2}$$

$$V_{AB} = R_1 \quad V_{BC} = -R_2$$

$$M_{AB} = \frac{Fx}{2} \quad M_{BC} = \frac{F}{2}(l-x)$$

$$y_{AB} = \frac{Fx}{48EI}(4x^2 - 3l^2)$$

$$y_{\max} = -\frac{Fl^3}{48EI}$$

ANEXO 4. Coeficiente de fricción estática de algunos materiales

Material 1	Material 2	Elástico		Dinámico	
		Seco	Lubricado	Seco	Lubricado
acero dulce	acero dulce	0.74		0.57	0.09
acero dulce	hierro fundido		0.183	0.23	0.133
acero dulce	aluminio	0.61		0.47	
acero dulce	latón	0.51		0.44	
acero duro	acero duro	0.78	0.11-0.23	0.42	0.03-0.19
acero duro	babbitt	0.42-0.70	0.08-0.25	0.34	0.06-0.16
teflón	teflón	0.04			0.04
acero	teflón	0.04			0.04
hierro fundido	hierro fundido	1.10		0.15	0.07
hierro fundido	bronce			0.22	0.077
aluminio	aluminio	1.05		1.4	

Fuente: *Marks Mechanical Engineers Handbook*, T. Baumeister, editor, McGraw-Hill, Nueva York.

ANEXO 5. Piñones ANSI



ANSI Sprockets

Simplex
Pilot Bore

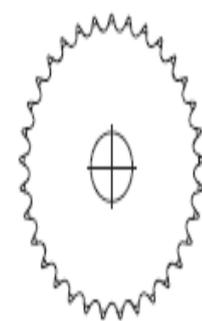
- ▶ Belts
- ▶ Chains
- ▶ Couplings
- ▶ Bushings and Hubs
- ▶ Sprockets
- ▶ Pulleys
- ▶ Smart tools

ANSI 60-1 $\frac{3}{4}$ " Pitch

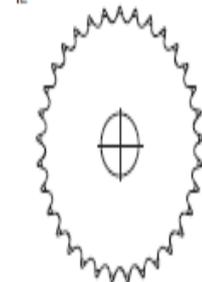
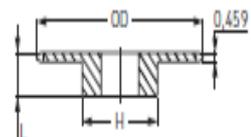
Pilot Bore Type B

Type A

No. Teeth	Outside Diameter	Type	Bore		Hub		Weight lbs	Designation	No. Teeth	Outside Diameter	Type	Bore Stock	Weight lbs	Designation	
			Min	Max	H	L									
	Inch		Inch	Inch	Inch	Inch			Inch		Inch				
8	2,26	B	$\frac{1}{8}$	$\frac{1}{8}$	$1\frac{11}{32}$	$1\frac{1}{4}$	0,54	PHS 60-188	8	2,26	-	-	-	-	
9	2,51	B	$\frac{1}{8}$	$\frac{1}{8}$	$1\frac{1}{16}$	$1\frac{1}{4}$	0,64	PHS 60-189	9	2,51	-	-	-	-	
10	2,76	B	$\frac{1}{8}$	$1\frac{1}{16}$	$1\frac{1}{8}$	$1\frac{1}{4}$	0,99	PHS 60-1810	10	2,76	A	$\frac{1}{4}$	0,44	PHS 60-1A10	
11	3,00	B	$\frac{1}{8}$	$1\frac{1}{16}$	$2\frac{1}{16}$	$1\frac{1}{4}$	1,16	PHS 60-1811	11	3,00	A	$\frac{1}{4}$	0,54	PHS 60-1A11	
12	3,25	B	$\frac{1}{8}$	$1\frac{1}{16}$	$2\frac{1}{8}$	$1\frac{1}{4}$	1,47	PHS 60-1812	12	3,25	A	$\frac{1}{4}$	0,68	PHS 60-1A12	
13	3,49	B	$\frac{1}{8}$	$1\frac{1}{16}$	$2\frac{11}{32}$	$1\frac{1}{4}$	1,66	PHS 60-1813	13	3,49	A	$\frac{1}{4}$	0,80	PHS 60-1A13	
14	3,74	B	$\frac{1}{8}$	$1\frac{1}{16}$	$2\frac{1}{2}$	$1\frac{1}{4}$	2,00	PHS 60-1814	14	3,74	A	$\frac{1}{4}$	0,94	PHS 60-1A14	
15	3,98	B	$\frac{1}{8}$	$1\frac{1}{16}$	$2\frac{1}{8}$	$1\frac{1}{4}$	2,51	PHS 60-1815	15	3,98	A	$\frac{1}{4}$	1,08	PHS 60-1A15	
16	4,22	B	$\frac{1}{8}$	2	$3\frac{1}{16}$	$1\frac{1}{4}$	2,81	PHS 60-1816	16	4,22	A	$\frac{1}{4}$	1,24	PHS 60-1A16	
17	4,46	B	$\frac{1}{8}$	$2\frac{1}{16}$	$3\frac{1}{4}$	$1\frac{1}{4}$	3,22	PHS 60-1817	17	4,46	A	$\frac{1}{4}$	1,44	PHS 60-1A17	
18	4,70	B	$\frac{1}{8}$	$2\frac{1}{16}$	$3\frac{1}{2}$	$1\frac{1}{4}$	3,72	PHS 60-1818	18	4,70	A	$\frac{1}{4}$	1,62	PHS 60-1A18	
19	4,95	B	$\frac{1}{8}$	$2\frac{1}{16}$	$3\frac{1}{2}$	$1\frac{1}{4}$	3,92	PHS 60-1819	19	4,95	A	$\frac{1}{4}$	1,84	PHS 60-1A19	
20	5,19	B	$\frac{1}{8}$	$2\frac{1}{16}$	$3\frac{3}{8}$	$1\frac{1}{4}$	4,63	PHS 60-1820	20	5,19	A	$\frac{1}{4}$	2,12	PHS 60-1A20	
21	5,43	B	$\frac{1}{8}$	$2\frac{1}{16}$	4	$1\frac{1}{4}$	5,00	PHS 60-1821	21	5,43	A	$\frac{1}{4}$	2,28	PHS 60-1A21	
22	5,67	B	$\frac{1}{8}$	$2\frac{1}{16}$	4	$1\frac{1}{4}$	5,25	PHS 60-1822	22	5,67	A	$\frac{1}{4}$	2,48	PHS 60-1A22	
23	5,91	B	$\frac{1}{8}$	$2\frac{1}{16}$	4	$1\frac{1}{4}$	5,48	PHS 60-1823	23	5,91	A	$\frac{1}{4}$	2,68	PHS 60-1A23	
24	6,15	B	$\frac{1}{8}$	$2\frac{1}{16}$	4	$1\frac{1}{4}$	5,78	PHS 60-1824	24	6,15	A	$\frac{11}{32}$	3,00	PHS 60-1A24	
25	6,39	B	$\frac{1}{8}$	$2\frac{1}{16}$	4	$1\frac{1}{4}$	6,13	PHS 60-1825	25	6,39	A	$\frac{11}{32}$	3,34	PHS 60-1A25	
26	6,63	B	$\frac{1}{8}$	$2\frac{1}{16}$	4	$1\frac{1}{4}$	6,38	PHS 60-1826	26	6,63	A	$\frac{11}{32}$	3,54	PHS 60-1A26	
27	6,87	B	$\frac{1}{8}$	$2\frac{1}{16}$	4	$1\frac{1}{4}$	6,72	PHS 60-1827	27	6,87	A	$\frac{11}{32}$	3,96	PHS 60-1A27	
28	7,11	B	$\frac{1}{8}$	$2\frac{1}{16}$	4	$1\frac{1}{4}$	6,88	PHS 60-1828	28	7,11	A	$\frac{11}{32}$	4,14	PHS 60-1A28	
29	7,35	B	$\frac{1}{8}$	$2\frac{1}{16}$	4	$1\frac{1}{4}$	7,28	PHS 60-1829	29	7,35	A	$\frac{11}{32}$	4,40	PHS 60-1A29	
30	7,59	B	$\frac{1}{8}$	$2\frac{1}{16}$	4	$1\frac{1}{4}$	7,58	PHS 60-1830	30	7,59	A	$\frac{11}{32}$	4,78	PHS 60-1A30	
31	7,83	B	$\frac{1}{8}$	$2\frac{1}{16}$	4	$1\frac{1}{4}$	7,72	PHS 60-1831	31	7,83	A	$\frac{11}{32}$	5,24	PHS 60-1A31	
32	8,07	B	$\frac{1}{8}$	$2\frac{1}{16}$	4	$1\frac{1}{4}$	8,26	PHS 60-1832	32	8,07	A	$\frac{11}{32}$	5,52	PHS 60-1A32	
33	8,30	B	1	$2\frac{1}{16}$	4	$1\frac{1}{4}$	8,42	PHS 60-1833	33	8,30	A	$\frac{11}{16}$	5,86	PHS 60-1A33	
34	8,54	B	1	$2\frac{1}{16}$	4	$1\frac{1}{4}$	8,80	PHS 60-1834	34	8,54	A	$\frac{11}{16}$	6,16	PHS 60-1A34	
35	8,78	B	1	$2\frac{1}{16}$	4	$1\frac{1}{4}$	9,04	PHS 60-1835	35	8,78	A	$\frac{11}{16}$	6,78	PHS 60-1A35	
36	9,02	B	1	$2\frac{1}{16}$	4	$1\frac{1}{4}$	9,60	PHS 60-1836	36	9,02	A	$\frac{11}{16}$	6,82	PHS 60-1A36	
37	9,26	B	1	$2\frac{1}{16}$	4	$1\frac{1}{4}$	10,24	PHS 60-1837	37	9,26	A	$\frac{11}{16}$	7,52	PHS 60-1A37	
38	9,50	B	1	$2\frac{1}{16}$	$4\frac{1}{4}$	$1\frac{1}{4}$	10,84	PHS 60-1838	38	9,50	A	$\frac{11}{16}$	7,84	PHS 60-1A38	
39	9,74	B	1	$2\frac{1}{16}$	$4\frac{1}{4}$	$1\frac{1}{4}$	11,36	PHS 60-1839	39	9,74	A	$\frac{11}{16}$	8,28	PHS 60-1A39	
40	9,98	B	1	$2\frac{1}{16}$	$4\frac{1}{4}$	$1\frac{1}{4}$	11,50	PHS 60-1840	40	9,98	A	$\frac{11}{16}$	8,56	PHS 60-1A40	
41	10,22	B	1	$2\frac{1}{16}$	$4\frac{1}{4}$	$1\frac{1}{4}$	12,14	PHS 60-1841	41	10,22	A	$\frac{11}{16}$	9,10	PHS 60-1A41	
42	10,46	B	1	$2\frac{1}{16}$	$4\frac{1}{4}$	$1\frac{1}{4}$	12,74	PHS 60-1842	42	10,46	A	$\frac{11}{16}$	9,84	PHS 60-1A42	
43	10,70	B	1	$2\frac{1}{16}$	$4\frac{1}{4}$	$1\frac{1}{4}$	13,00	PHS 60-1843	43	10,70	A	$\frac{11}{16}$	9,74	PHS 60-1A43	



Type A



Type B

ANEXO 6. Propiedades de los aceros al carbono

TABLA C-10 Propiedades mecánicas de algunos aceros de aleación y para herramienta

Datos de varias fuentes. * Valores aproximados. Consulte a los fabricantes de los materiales para información más precisa

Número SAE/AISI	Estado	Límite elástico a la tensión (convencional al 2%)		Resistencia máxima a la tensión		Elongación en 2 in. %	Dureza Brinell o Rockwell
		ksi	MPa	ksi	MPa		
1340	recocido	63	434	102	703	25	204HB
	templado y revenido	109	752	125	862	21	250HB
4027	recocido	47	324	75	517	30	150HB
	templado y revenido	113	779	132	910	12	264HB
4130	recocido @ 1 450°F	52	359	81	558	28	150HB
	normalizado @ 1 650°F	63	434	97	669	25	197HB
	templado y revenido @ 1 200°F	102	703	118	814	22	245HB
	templado y revenido @ 800°F	173	1 193	186	1 282	13	380HB
	templado y revenido @ 400°F	212	1 462	236	1 627	10	41HB
4140	recocido @ 1 450°F	61	421	95	655	26	197HB
	normalizado @ 1 650°F	95	655	148	1 020	18	302HB
	templado y revenido @ 1 200°F	95	655	110	758	22	230HB
	templado y revenido @ 800°F	165	1 138	181	1 248	13	370HB
	templado y revenido @ 400°F	238	1 641	257	1 772	8	510HB
4340	templado y revenido @ 1 200°F	124	855	140	965	19	280HB
	templado y revenido @ 1 000°F	156	1 076	170	1 172	13	360HB
	templado y revenido @ 800°F	198	1 365	213	1 469	10	430HB
	templado y revenido @ 600°F	230	1 586	250	1 724	10	480HB
6150	recocido	59	407	96	662	23	192HB
	templado y revenido	148	1 020	157	1 080	16	314HB
8740	recocido	60	414	95	655	25	190HB
	templado y revenido	133	917	144	993	18	288HB
H-11	recocido @ 1 600°F	53	365	100	689	25	96HRC
	templado y revenido @ 1 000°F	250	1 724	295	2 034	9	55HRC
L-2	recocido @ 1 425°F	74	510	103	710	25	96HRC
	templado y revenido @ 400°F	260	1 793	290	1 999	5	54HRC
L-6	recocido @ 1 425°F	55	379	95	655	25	93HRC
	templado y revenido @ 1 600°F	260	1 793	290	1 999	4	54HRC
P-20	recocido @ 1 425°F	75	517	100	689	17	97HRC
	templado y revenido @ 400°F	205	1 413	270	1 862	10	52HRC
S-1	recocido @ 1 475°F	60	414	100	689	24	96HRC
	templado y revenido @ 400°F	275	1 896	300	2 068	4	57HRC
S-5	recocido @ 1 450°F	64	441	105	724	25	96HRC
	templado y revenido @ 400°F	280	1 931	340	2 344	5	59HRC
S-7	recocido @ 1 525°F	55	379	93	641	25	95HRC
	templado y revenido @ 400°F	210	1 448	315	2 172	7	58HRC
A-8	recocido @ 1 550°F	65	448	103	710	24	97HRC
	templado y revenido @ 1050°F	225	1 551	265	1 827	9	52HRC

* Machine Design Materials Reference Issue, Penton Publishing, Cleveland, Ohio; Metals Handbook, ASM, Materials Park, Ohio.

ANEXO 7. Coeficiente de fricción para tornillos de potencia

Steel screw and bronze or cast-iron nut			Thrust-collar friction		
Conditions	Average coefficient of friction, μ		Materials	Average coefficient of friction, μ_c	
	Starting	Running		Starting	Running
High-grade materials and workmanship and best running conditions . . .	0.14	0.10	Soft steel on cast iron	0.17	0.12
Average quality of materials and workmanship and average running conditions			0.18	0.13	Hardened steel on cast iron
Poor workmanship or very slow and infrequent motion with indifferent lubrication or newly machined surfaces	0.21	0.15	Soft steel on bronze	0.10	0.08
			Hardened steel on bronze	0.08	0.06

* After C. W. Ham and D. G. Ryan, An Experimental Investigation of the Friction of Screw Threads, *Univ. Illinois Eng. Expt. Sta. Bull.* 247, 1932.

ANEXO 8. Especificaciones SAE para pernos de acero

SAE Grade No.	Size Range Inclusive, In	Minimum Proof Strength,* kpsi	Minimum Tensile Strength,* kpsi	Minimum Yield Strength,* kpsi	Material	Head Marking
1	$\frac{1}{4}$ - $1\frac{1}{2}$	33	60	36	Low or medium carbon	
2	$\frac{1}{2}$ - $\frac{3}{4}$	55	74	57	Low or medium carbon	
	$\frac{7}{8}$ - $1\frac{1}{2}$	33	60	36		
4	$\frac{1}{4}$ - $1\frac{1}{2}$	65	115	100	Medium carbon, cold-drawn	
5	$\frac{1}{4}$ -1	85	120	92	Medium carbon, Q&T	
	$1\frac{1}{8}$ - $1\frac{1}{2}$	74	105	81		
5.2	$\frac{1}{4}$ -1	85	120	92	Low-carbon martensite, Q&T	
7	$\frac{1}{4}$ - $1\frac{1}{2}$	105	133	115	Medium-carbon alloy, Q&T	
8	$\frac{1}{4}$ - $1\frac{1}{2}$	120	150	130	Medium-carbon alloy, Q&T	
8.2	$\frac{1}{4}$ -1	120	150	130	Low-carbon martensite, Q&T	

ANEXO 9. Especificaciones SAE para pernos de acero

Table 7-6

Inch Dimensions for
Some Standard Square-
and Rectangular-Key
Applications

Source: Joseph E. Shigley,
"Unthreaded Fasteners,"
Chap. 24 in Joseph E.
Shigley, Charles R. Mischke,
and Thomas H. Brown, Jr.
(eds.), *Standard Handbook of
Machine Design*, 3rd ed.,
McGraw-Hill, New York,
2004.

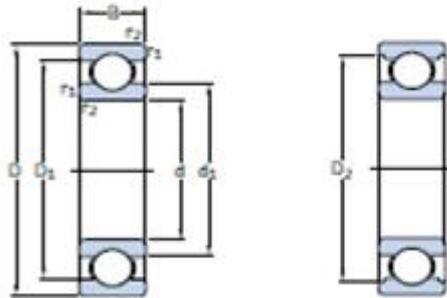
Shaft Diameter		Key Size		Keyway Depth
Over	To (Incl.)	w	h	
$\frac{5}{16}$	$\frac{7}{16}$	$\frac{3}{32}$	$\frac{3}{32}$	$\frac{3}{64}$
$\frac{7}{16}$	$\frac{9}{16}$	$\frac{1}{8}$	$\frac{3}{32}$	$\frac{3}{64}$
		$\frac{1}{8}$	$\frac{1}{8}$	$\frac{1}{16}$
$\frac{9}{16}$	$\frac{7}{8}$	$\frac{3}{16}$	$\frac{1}{8}$	$\frac{1}{16}$
		$\frac{3}{16}$	$\frac{3}{16}$	$\frac{3}{32}$
$\frac{7}{8}$	$1\frac{1}{4}$	$\frac{1}{4}$	$\frac{3}{16}$	$\frac{3}{32}$
		$\frac{1}{4}$	$\frac{1}{4}$	$\frac{1}{8}$
$1\frac{1}{4}$	$1\frac{3}{8}$	$\frac{5}{16}$	$\frac{1}{4}$	$\frac{1}{8}$
		$\frac{5}{16}$	$\frac{5}{16}$	$\frac{5}{32}$
$1\frac{3}{8}$	$1\frac{3}{4}$	$\frac{3}{8}$	$\frac{1}{4}$	$\frac{1}{8}$
		$\frac{3}{8}$	$\frac{3}{8}$	$\frac{3}{16}$
$1\frac{3}{4}$	$2\frac{1}{4}$	$\frac{1}{2}$	$\frac{3}{8}$	$\frac{3}{16}$
		$\frac{1}{2}$	$\frac{1}{2}$	$\frac{1}{4}$
$2\frac{1}{4}$	$2\frac{3}{4}$	$\frac{5}{8}$	$\frac{7}{16}$	$\frac{7}{32}$
		$\frac{5}{8}$	$\frac{5}{8}$	$\frac{5}{16}$
$2\frac{3}{4}$	$3\frac{1}{4}$	$\frac{3}{4}$	$\frac{1}{2}$	$\frac{1}{4}$
		$\frac{3}{4}$	$\frac{3}{4}$	$\frac{3}{8}$

ANEXO 10. Factores para el cálculo de rodamientos

$f_0 F_3 / C_0$	Normal clearance			C3 clearance			C4 clearance		
	e	X	Y	e	X	Y	e	X	Y
0,172	0,19	0,56	2,30	0,29	0,46	1,88	0,38	0,44	1,47
0,345	0,22	0,56	1,99	0,32	0,46	1,71	0,40	0,44	1,40
0,689	0,26	0,56	1,71	0,36	0,46	1,52	0,43	0,44	1,30
1,03	0,28	0,56	1,55	0,38	0,46	1,41	0,46	0,44	1,23
1,38	0,30	0,56	1,45	0,40	0,46	1,34	0,47	0,44	1,19
2,07	0,34	0,56	1,31	0,44	0,46	1,23	0,50	0,44	1,12
3,45	0,38	0,56	1,15	0,49	0,46	1,10	0,55	0,44	1,02
5,17	0,42	0,56	1,04	0,54	0,46	1,01	0,56	0,44	1,00
6,89	0,44	0,56	1,00	0,54	0,46	1,00	0,56	0,44	1,00

ANEXO 11. Rodamientos SKF de bolas de una hilera

Rodamientos rígidos de una hilera de bolas
d 25 – 35 mm



Dimensiones principales			Capacidad de carga		Carga límite de fatiga P_u	Velocidades		Masa	Designación
d	D	B	básica dinámica C	estática C_0		Velocidad de referencia	Velocidad límite		
mm			kN		kN	rpm	kg	-	
25	37	7	4,36	2,6	0,125	38000	24000	0,022	61805
	42	9	7,02	4,3	0,193	36000	22000	0,045	61905
	47	8	8,06	4,75	0,212	32000	20000	0,060	* 16005
	47	12	11,9	6,55	0,275	32000	20000	0,080	* 6005
	52	9	10,6	6,55	0,28	28000	18000	0,078	98205
	52	15	14,8	7,8	0,335	28000	18000	0,13	* 6205
	52	15	17,8	9,8	0,40	28000	18000	0,12	6205 ETN9
	62	17	23,4	11,6	0,49	24000	16000	0,23	* 6305
	62	17	26	13,4	0,57	24000	16000	0,21	6305 ETN9
	80	21	35,8	19,3	0,82	20000	13000	0,53	6405
28	58	16	16,8	9,5	0,405	26000	16000	0,18	62/28
	68	18	25,1	13,7	0,585	22000	14000	0,29	63/28
30	42	7	4,49	2,9	0,146	32000	20000	0,027	61806
	47	9	7,28	4,55	0,212	30000	19000	0,051	61906
	55	9	11,9	7,35	0,31	28000	17000	0,085	* 16006
	55	13	13,8	8,3	0,355	28000	17000	0,12	* 6006
	62	10	15,9	10,2	0,44	22000	14000	0,12	98206
	62	16	20,3	11,2	0,48	24000	15000	0,20	* 6206
	62	16	23,4	12,9	0,54	24000	15000	0,19	6206 ETN9
	72	19	29,6	16	0,67	20000	13000	0,35	* 6306
	72	19	32,5	17,3	0,74	22000	14000	0,33	6306 ETN9
	90	23	43,6	23,6	1,00	18000	11000	0,74	6406
35	47	7	4,75	3,2	0,17	28000	18000	0,030	61807
	55	10	9,56	6,8	0,29	26000	16000	0,080	61907
	62	9	13	8,15	0,38	24000	15000	0,11	* 16007
	62	14	16,8	10,2	0,44	24000	15000	0,16	* 6007
	72	17	27	15,3	0,66	20000	13000	0,29	* 6207
	72	17	31,2	17,6	0,75	20000	13000	0,27	6207 ETN9
	80	21	35,1	19	0,82	19000	12000	0,46	* 6307
	100	25	55,3	31	1,29	16000	10000	0,95	6407

ANEXO 12. Propiedades mecánicas de algunos aceros al carbono

TABLA C-9 Propiedades mecánicas de algunos aceros al carbono
 Datos de varias fuentes * Valores aproximados. Consulte a los fabricantes de los materiales para información más precisa.

Número SAE/AISI	Estado	Límite elástico a la tensión (convencional al 2%)		Resistencia máxima a la tensión		Elongación en 2 in %	Dureza Brinell -HB
		kpsi	MPa	kpsi	MPa		
1010	laminado en caliente	26	179	47	324	28	95
	laminado en frío	44	303	53	365	20	105
1020	laminado en caliente	30	207	55	379	25	111
	laminado en frío	57	393	68	469	15	131
1030	laminado en caliente	38	259	68	469	20	137
	normalizado @ 1 650°F	50	345	75	517	32	149
	laminado en caliente	64	441	76	524	12	149
	templado y revenido @ 1 000°F	75	517	97	669	28	255
	templado y revenido @ 800°F	84	579	106	731	23	302
	templado y revenido @ 400°F	94	648	123	848	17	495
1035	laminado en caliente	40	276	72	496	18	143
	laminado en frío	67	462	80	552	12	163
1040	laminado en caliente	42	290	76	524	18	149
	normalizado @ 1 650°F	54	372	86	593	28	170
	laminado en frío	71	490	85	586	12	170
	templado y revenido @ 1 200°F	63	434	92	634	29	192
	templado y revenido @ 800°F	80	552	110	758	21	241
	templado y revenido @ 400°F	86	593	113	779	19	262

ANEXO 13. Dimensiones para cuñas cuadradas

Table 7-6

Inch Dimensions for Some Standard Square- and Rectangular-Key Applications

Source: Joseph E. Shigley, "Unthreaded Fasteners," Chap. 24 in Joseph E. Shigley, Charles R. Mischke, and Thomas H. Brown, Jr. (eds.), *Standard Handbook of Machine Design*, 3rd ed., McGraw-Hill, New York, 2004.

Shaft Diameter	Key Size		Keyway Depth
	Over	To (Incl.)	
$\frac{5}{16}$	$\frac{7}{16}$	$\frac{3}{32}$	$\frac{3}{32}$
$\frac{7}{16}$	$\frac{9}{16}$	$\frac{1}{8}$	$\frac{3}{32}$
$\frac{9}{16}$	$\frac{7}{8}$	$\frac{3}{16}$	$\frac{1}{16}$
$\frac{7}{8}$	$1\frac{1}{4}$	$\frac{1}{4}$	$\frac{3}{32}$
$1\frac{1}{4}$	$1\frac{3}{8}$	$\frac{5}{16}$	$\frac{1}{8}$
$1\frac{3}{8}$	$1\frac{3}{4}$	$\frac{3}{8}$	$\frac{1}{8}$
$1\frac{3}{4}$	$2\frac{1}{4}$	$\frac{1}{2}$	$\frac{3}{16}$
$2\frac{1}{4}$	$2\frac{3}{4}$	$\frac{5}{8}$	$\frac{7}{32}$
$2\frac{3}{4}$	$3\frac{1}{4}$	$\frac{3}{4}$	$\frac{1}{4}$

ANEXO 14. Dimensiones para roscas

Tamaño	Diámetro mayor (nominal) d (in)	ROSCA BASTA (UNC)			ROSCA FINA (UNF)			Ancho aproximado entre caras: A_T (in)	
		Número de hilos por pulgada	Diámetro menor d (in)	Área de esfuerzo a tracción A_t (in ²)	Número de hilos por pulgada	Diámetro menor d (in)	Área de esfuerzo a tracción A_t (in ²)	Cabeza	Tuerca
0	0.0600	-	-	-	80	0.0438	0.0018		
1	0.0730	64	0.0527	0.0026	72	0.0550	0.0028		
2	0.0860	56	0.0628	0.0037	64	0.0657	0.0039		
3	0.0990	48	0.0719	0.0049	56	0.0758	0.0052		
4	0.1120	40	0.0795	0.0060	48	0.0849	0.0066		
5	0.1250	40	0.0925	0.0080	44	0.0955	0.0083		
6	0.1380	32	0.0974	0.0091	40	0.1055	0.0101		
8	0.1640	32	0.1234	0.0140	36	0.1279	0.0147		
10	0.1900	24	0.1359	0.0175	32	0.1494	0.0200		
12	0.2160	24	0.1619	0.0242	28	0.1696	0.0258		
½	0.2500	20	0.1850	0.0318	28	0.2036	0.0364	7/16	7/16
5/16	0.3125	18	0.2403	0.0524	24	0.2584	0.0581	½	½
3/8	0.3750	16	0.2938	0.0775	24	0.3209	0.0878	9/16	9/16
7/16	0.4375	14	0.3447	0.1063	20	0.3725	0.1187	5/8	11/16
½	0.5000	13	0.4001	0.1419	20	0.4350	0.1600	¾	¾
9/16	0.5625	12	0.4542	0.1819	18	0.4903	0.2030	13/16	7/8
5/8	0.6250	11	0.5069	0.2260	18	0.5528	0.2560	15/16	15/16
¾	0.7500	10	0.6201	0.3345	16	0.6688	0.3730	1 1/8	1 1/8
7/8	0.8750	9	0.7307	0.4617	14	0.7822	0.5095	1 5/16	1 5/16
1	1.0000	8	0.8376	0.6057	12	0.8917	0.6630	1 ½	1 ½
1 1/8	1.1250	7	0.9394	0.7633	12	1.0167	0.8557	1 11/16	1 11/16
1 ¼	1.2500	7	1.0644	0.9691	12	1.1417	1.0729	1 7/8	1 7/8
1 3/8	1.3750	6	1.1585	1.1549	12	1.2667	1.3147	2 1/16	2 1/16
1 ½	1.5000	6	1.2835	1.4053	12	1.3917	1.5810	2 ½	2 ½
1 ¾	1.7500	5	1.4902	1.8995				2 5/8	2 5/8
2	2.0000	4.5	1.7113	2.4982				3	3
2 ¼	2.2500	4.5	1.9613	3.2477				3 3/8	3 3/8
2 ½	2.5000	4	2.1752	3.9988				3 ¾	3 ¾
2 ¾	2.7500	4	2.4252	4.9340				4 1/8	4 1/8
3	3.0000	4	2.6752	5.9674				4 ½	4 ½
3 ¼	3.2500	4	2.9252	7.0989				4 7/8	
3 ½	3.5000	4	3.1752	8.3286				5 ¼	
3 ¾	3.7500	4	3.4252	9.6565				5 5/8	
4	4.0000	4	3.6752	11.083				6	

ANEXO 15. Coeficiente de roce para tornillos de potencia

Steel screw and bronze or cast-iron nut			Thrust-collar friction		
Conditions	Average coefficient of friction, μ		Materials	Average coefficient of friction, μ_c	
	Starting	Running		Starting	Running
High-grade materials and workmanship and best running conditions...	0.14	0.10	Soft steel on cast iron.....	0.17	0.12
Average quality of materials and workmanship and average running conditions.....	0.18	0.13	Hardened steel on cast iron.....	0.15	0.09
Poor workmanship or very slow and infrequent motion with indifferent lubrication or newly machined surfaces.....	0.21	0.15	Soft steel on bronze	0.10	0.08
			Hardened steel on bronze.....	0.08	0.06

* After C. W. Ham and D. G. Ryan, An Experimental Investigation of the Friction of Screw Threads, *Univ. Illinois Eng. Expt. Sta. Bull.* 247, 1932.

ANEXO 16. Selección del motorreductor 2 hp

MOTORREDUCTORES CORONA Y SINFIN INTEGRALES CON MOTOR ACOPLADO DE BRIDA NEMA "C"

0.25 HP			
RPM	RED	MODELO	F SERV
230	7:1	MV F 49	8.80
161	10:1	MV F 49	6.92
115	14:1	MV F 49	5.64
89	18:1	MV F 49	4.12
67	24:1	MV F 49	3.44
58	28:1	MV F 49	3.64
45	36:1	MV F 49	2.80
36	45:1	MV F 49	2.24
27	60:1	MV F 49	1.68
23	70:1	MV F 49	1.44
20	80:1	MV F 49	1.28
20	80:1	MV 63	2.36
16	100:1	MV F 49	1.04
16	100:1	MV 63	2.20

0.5 HP			
RPM	RED	MODELO	F SERV
234	7:1	MV F 49	4.40
164	10:1	MV F 49	3.46
117	14:1	MV F 49	2.82
91	18:1	MV F 49	2.06
86	19:1	MV 63	4.80
68	24:1	MV F 49	1.72
68	24:1	MV 63	4.06
58	28:1	MV F 49	1.82
55	30:1	MV 63	3.54
45	36:1	MV F 49	1.40
43	38:1	MV 63	2.86
36	45:1	MV F 49	1.12
36	45:1	MV 63	2.36
27.3	60:1	MV 75	2.52
26.5	64:1	MV 63	1.58
20.4	80:1	MV 63	1.26
20.4	80:1	MV 75	1.88
16.4	100:1	MV 63	1.10
16.4	100:1	MV 75	1.34
16.4	100:1	MV 86	1.92

0.75 HP			
RPM	RED	MODELO	F SERV
244	7:1	MV F 49	2.93
244	7:1	MV 63	6.39
171	10:1	MV F 49	2.31
171	10:1	MV 63	5.30
122	14:1	MV F 49	1.88
114	15:1	MV 63	3.95
95	18:1	MV F 49	1.37
90	19:1	MV 63	3.20
71	24:1	MV F 49	1.15
71	24:1	MV 63	2.71
61	28:1	MV F 49	1.21
57	30:1	MV 63	2.36
45	38:1	MV 63	1.91
43	40:1	MV 75	2.91
38	45:1	MV 63	1.57
34	50:1	MV 75	2.12
31	56:1	MV 86	2.51
29	60:1	MV 75	1.68
27	64:1	MV 63	1.06
27	64:1	MV 86	2.11
21.4	80:1	MV 75	1.25
21.4	80:1	MV 86	1.63
21.4	80:1	MV 110	2.92
17.1	100:1	MV 86	1.28
17.1	100:1	MV 110	2.43

OPCIONES DISPONIBLES

- Brida de salida corta FC
 - Brida de salida larga F
 - Flacha simple de salida
 - Flacha doble de salida
 - Eje hueco de salida
 - Brazo de reacción
 - Posición B6 o B7 flacha perpendicular al piso
- xxxx Reductores con motor de brida 4.5" y flacha de 5/8"

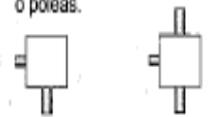
1.00 HP			
RPM	RED	MODELO	F SERV
248	7:1	MV F 49	2.20
246	7:1	MV 63	4.79
173	10:1	MV F 49	1.73
173	10:1	MV 63	3.75
123	14:1	MV F 49	1.41
115	15:1	MV 63	2.96
96	18:1	MV F 49	1.03
91	19:1	MV 63	2.40
72	24:1	MV 63	2.03
58	30:1	MV 63	1.77
58	30:1	MV 75	2.87
45	36:1	MV 63	1.43
43	40:1	MV 75	2.18
38	45:1	MV 63	1.18
38	46:1	MV 86	2.49
35	50:1	MV 75	1.59
31	56:1	MV 86	1.88
30.8	56:1	MV 110	3.66
28.8	60:1	MV 75	1.26
27.0	64:1	MV 86	1.58
27.0	64:1	MV 110	2.91
21.6	80:1	MV 86	1.22
21.6	80:1	MV 110	2.19
17.3	100:1	MV 110	1.82

1.5 HP			
RPM	RED	MODELO	F SERV
245	7:1	MV F 49	1.47
245	7:1	MV 63	3.19
172	10:1	MV F 49	1.15
172	10:1	MV 63	2.67
114	15:1	MV 63	1.97
90	19:1	MV 63	1.60
86	20:1	MV 75	2.47
71	24:1	MV 63	1.35
69	25:1	MV 75	2.05
57	30:1	MV 63	1.18
57	30:1	MV 75	1.91
43	40:1	MV 75	1.45
43	40:1	MV 86	1.80
43	40:1	MV 110	3.61
37	46:1	MV 86	1.66
37.3	46:1	MV 110	2.89
34.3	50:1	MV 75	1.06
30.6	56:1	MV 86	1.25
30.6	56:1	MV 110	2.44
26.8	64:1	MV 86	1.05
26.8	64:1	MV 110	1.94
21.4	80:1	MV 110	1.46
17.2	100:1	MV 110	1.21

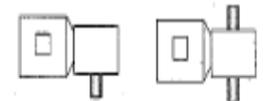
2 HP			
RPM	RED	MODELO	F SERV
241	7:1	MV F 49	1.10
241	7:1	MV 63	2.40
169	10:1	MV 63	2.00
112	15:1	MV 63	1.48
112	15:1	MV 75	2.41
89	19:1	MV 63	1.20
84	20:1	MV 75	1.85
84	20:1	MV 86	2.34
73	23:1	MV 86	2.09
67	25:1	MV 75	1.54
56	30:1	MV 75	1.44
56	30:1	MV 86	2.00
42	40:1	MV 75	1.09
42	40:1	MV 86	1.35
42.1	40:1	MV 110	2.71
36.6	46:1	MV 86	1.25
36.6	46:1	MV 110	2.17
30.1	56:1	MV 110	1.83
26.3	64:1	MV 110	1.46
21.1	80:1	MV 110	1.10

DESCRIPCION DE LOS REDUCTORES Y MOTORREDUCTORES BONFIGLIOLI MODELO "W"

Reductores de operación corona y sinfin con ejes de entrada y salida en ángulo recto (a 90° entre si) con motor directamente acoplado con brida o con flacha de entrada para motor con cople o poleas.

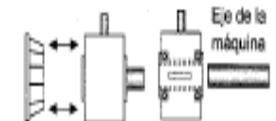


Entrada sólida Salida simple sólida Entrada sólida Salida doble sólida

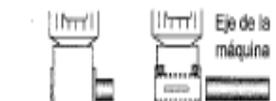


Motor acoplado Salida simple sólida Motor acoplado Salida doble sólida

Eje o flacha de salida sólida para cople en montaje directo o mediante catarina y cadena. Eje o flacha de salida hueca para montaje pendular o con brida en donde el eje de la máquina atraviesa el cuerpo del reductor directamente sin uso de coples o catarinas adicionales. Es posible usar bridas de salida en ambos casos



Brida de salida desmontable Reductor con eje hueco y flacha sólida desmontable



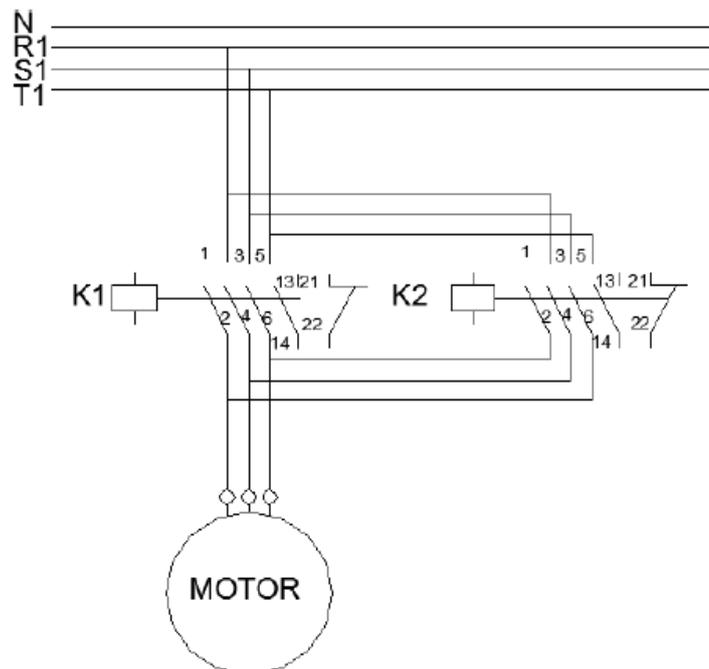
Eje de la máquina

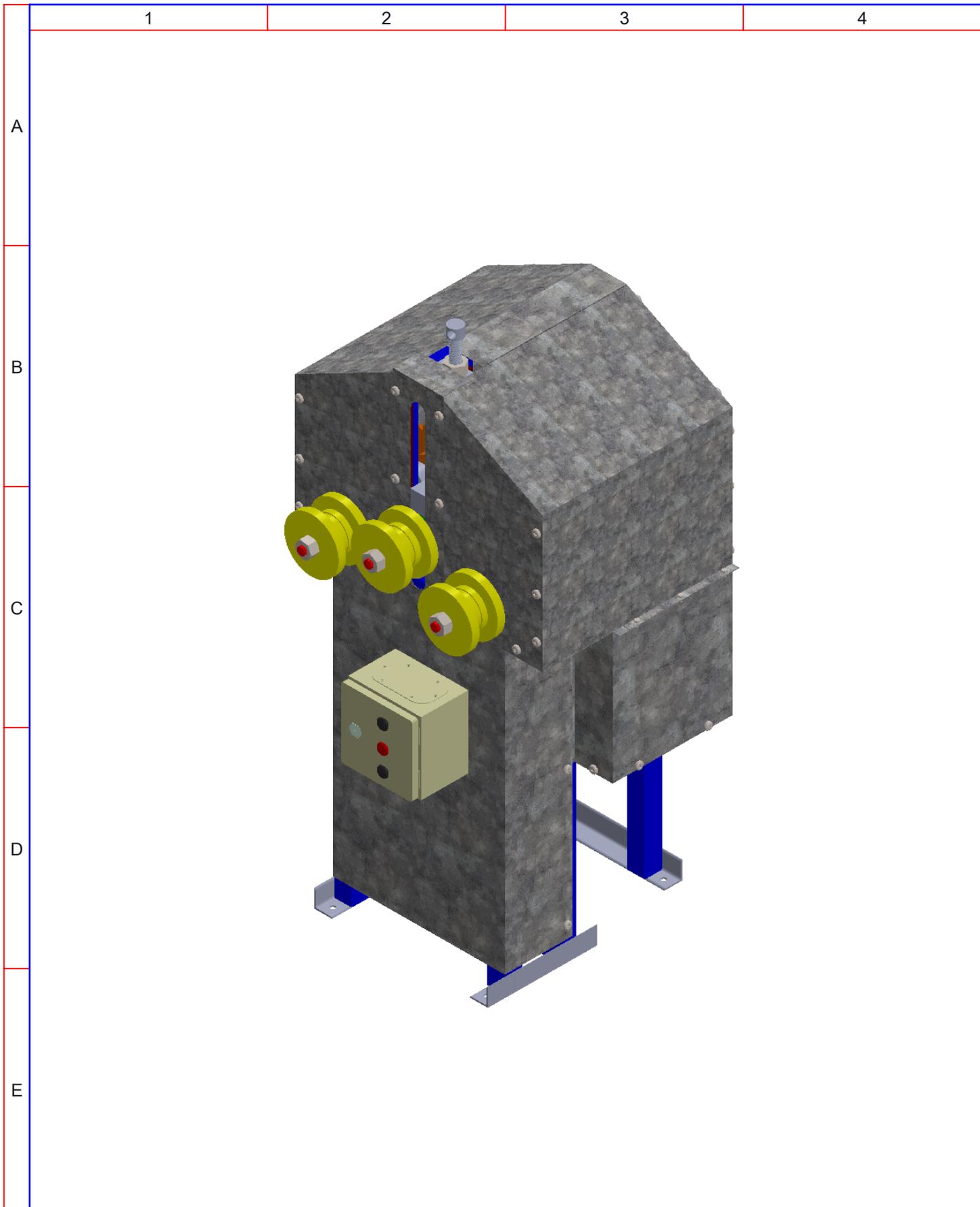
ANEXO 17. Tablas de potencia para cadenas de una hilera

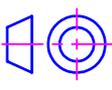
RPM del Piñon	Paso 3/4"					Paso 1"					Paso 1 1/4"				
	Veloc. Max 1700 RPM					Veloc. Max 1250 RPM					Veloc. Max 850 RPM				
	Dientes					Dientes					Dientes				
	15	17	19	21	23	15	17	19	21	23	15	17	19	21	23
50	0,90	1	1,10	1,25	1,35	2,40	2,85	3,05	3,40	3,70	4,10	4,75	5,30	5,90	6,45
100	1,60	1,85	2,10	2,30	2,50	4,50	5,10	5,70	6,30	6,85	7,70	8,70	9,80	1,80	11,80
200	3	3,30	3,70	4,15	4,50	8	9	10	11	12,10	13	15	16,80	18,60	20,40
400	4,90	5,60	6,30	6,90	7,60	13	14,80	16,50	18,30	20	20,60	23,50	26,20	29	31,60
600	6,50	7,40	8,30	9,10	10	15,80	18	20,60	22,40	24,50	23,40	26,50	29,70	33	36
950	7,70	8,70	9,70	10,80	11,80	17	20	23	25	27					
1500	8	9	10	11	12										
1700	8	9	10	11	12										

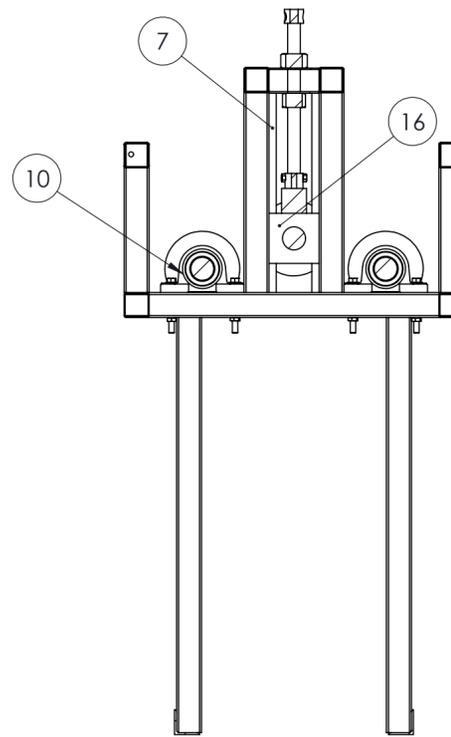
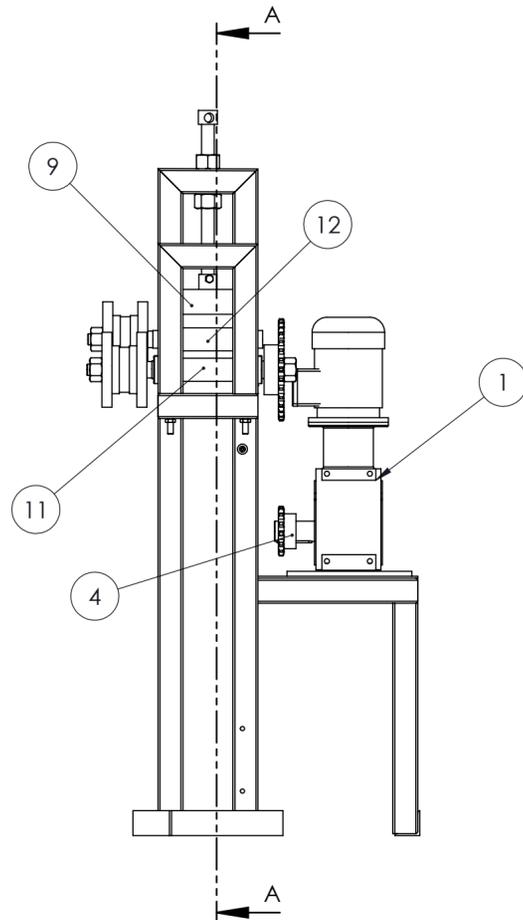
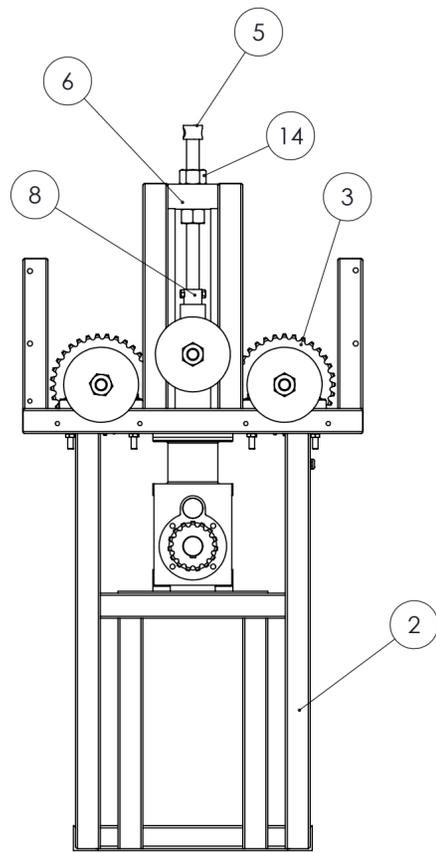
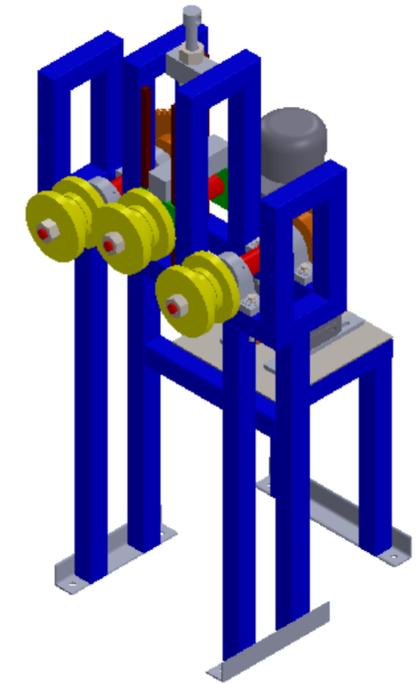
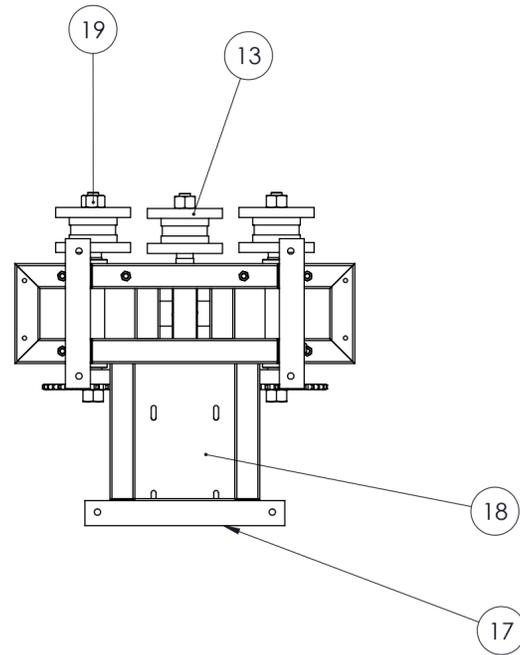
RPM del Piñon	Paso 1 1/2"					Paso 1 3/4"					Paso 2"				
	Veloc. Max 700 RPM					Veloc. Max 550 RPM					Veloc. Max 450 RPM				
	Dientes					Dientes					Dientes				
	15	17	19	21	23	15	17	19	21	23	15	17	19	21	23
30	4,50	5	6	7	7,50	5,80	6	7,50	8,50	10	9,50	11	12,40	13,70	15
75	11	12,70	14	15,50	17	16	17,80	20	22	24	20	23,30	26	29	31,50
175	22	24	26	29	32	26	31	35	38	42	40	45	50	55	60
250	25	29	33	36	39	33	38	44	48	52	46	53	59	66	72
400	32	37	41	45	49	43	47	51	58	63	57	65	72	79	86
550	36	40	45	49	53	46	53	58	64	70					
700	38	42	47	51	55										

ANEXO 18. Inversión de giro del motor



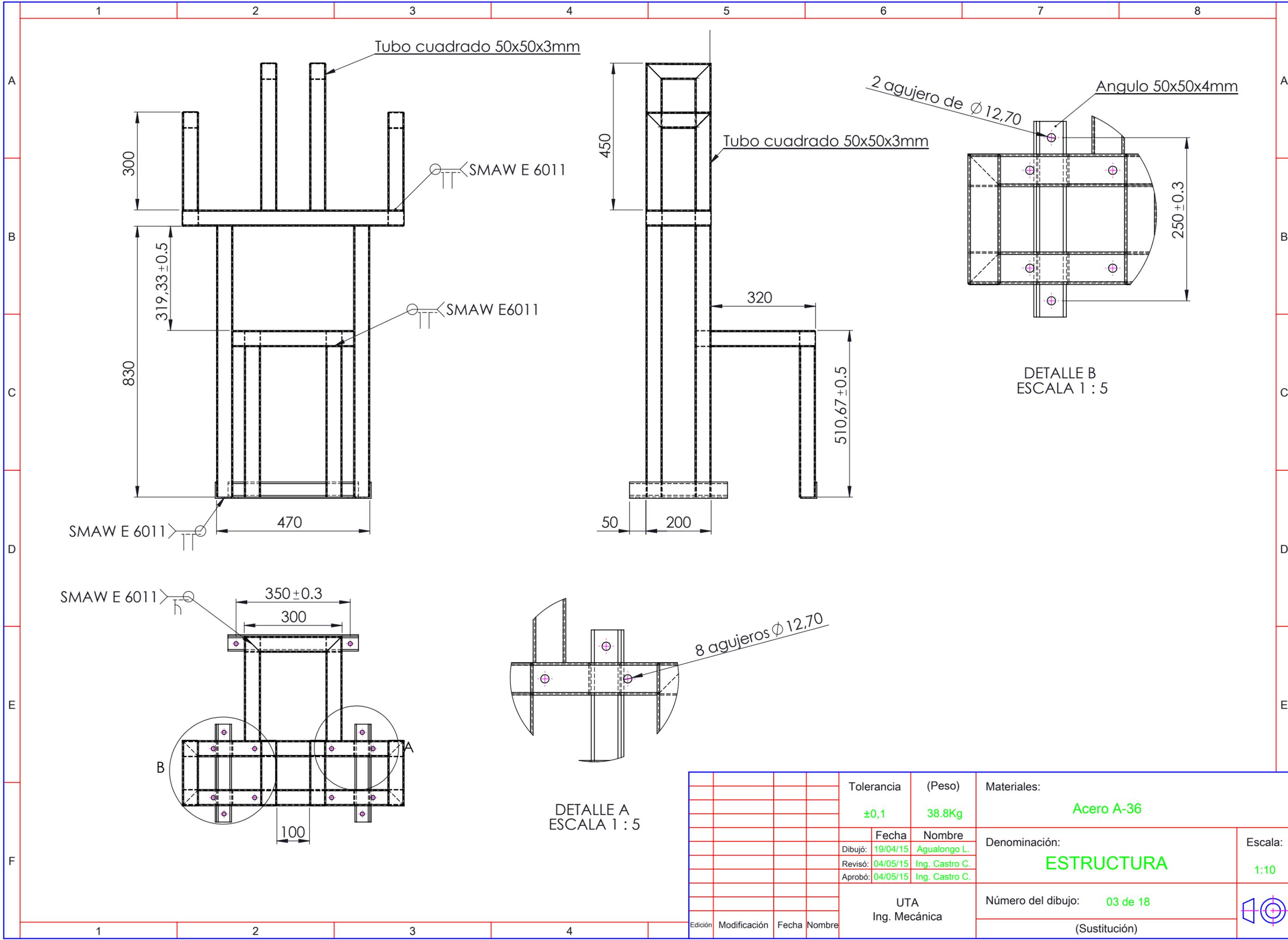


				Tolerancia ±0,5	(Peso) 180kg	Materiales: Varios			
						Denominación: ROLADORA			Escala: 1:10
				Fecha	Nombre				
				Dibujó: 19/04/15	Agualongo L.				
				Revisó: 04/05/15	Ing. Castro C.				
				Aprobó: 04/05/15	Ing. Castro C.				
				UTA Ing. Mecánica		Número del dibujo: 01 de 18			
Edición	Modificación	Fecha	Nombre			(Sustitución)			



No. de pieza	Denominación	No. Norma/Dibujo	Material	No. de orden	No. de Modelo/semiproducto	Peso (Kg)	Observaciones
5	Tuerca	Ø22 mm	SAE grado 5	19	N/A	0.50	Adquirido
1	Placa base Motor	N/A	ASTM A36	18	N/A	5	Mecanizado
3	Anclajes	N/A	ASTM A36	17	N/A	0.5	Aquirido
2	Alojamiento deslizante	N/A	ASTM A36	16	N/A	12.45	Torneado
6	Rodamiento SKF 6407	Ø35 mm	N/A	15	N/A	14.35	Adquirido
2	Tuerca	Ø25.4 mm	SAE grado 5	14	N/A	0.70	Adquirido
3	Rodillo	Ø150 mm	AISI 1018	13	N/A	30.65	Torneado
1	Eje rodillo superior	Ø 38.1 mm	AISI 4340	12	N/A	0.23	Torneado
2	Eje rodillo inferior	Ø 38.1 mm	AISI 4340	11	N/A	0.30	Torneado
4	Alojamiento de rodamiento	N/A	ASTM A36	10	N/A	13.7	Torneado
1	Base de deslizamiento	N/A	ASTM A36	9	N/A	2.5	Construido
1	Bocin	N/A	ASTM A36	8	N/A	3.28	Adquirido
4	Guia de deslizamiento	N/A	ASTM A36	7	N/A	0.78	Construido
1	Soporte tornillo de potencia	N/A	ASTM A36	6	N/A	2.05	Construido
1	Tornillo de potencia	Ø 25.4 mm	AISI 1020	5	N/A	5,23	Torneado
1	Piñon 15	N/A	Acero al carbono	4	N/A	1.78	Adquirido
2	Piñon 32	N/A	Acero al carbono	3	N/A	9.44	Adquirido
1	Estructura	N/A	ASTM A36	2	N/A	70.5	Construida
1	Motoreductor	LA71ZMD4	N/A	1	N/A	1250	1700-30RPM

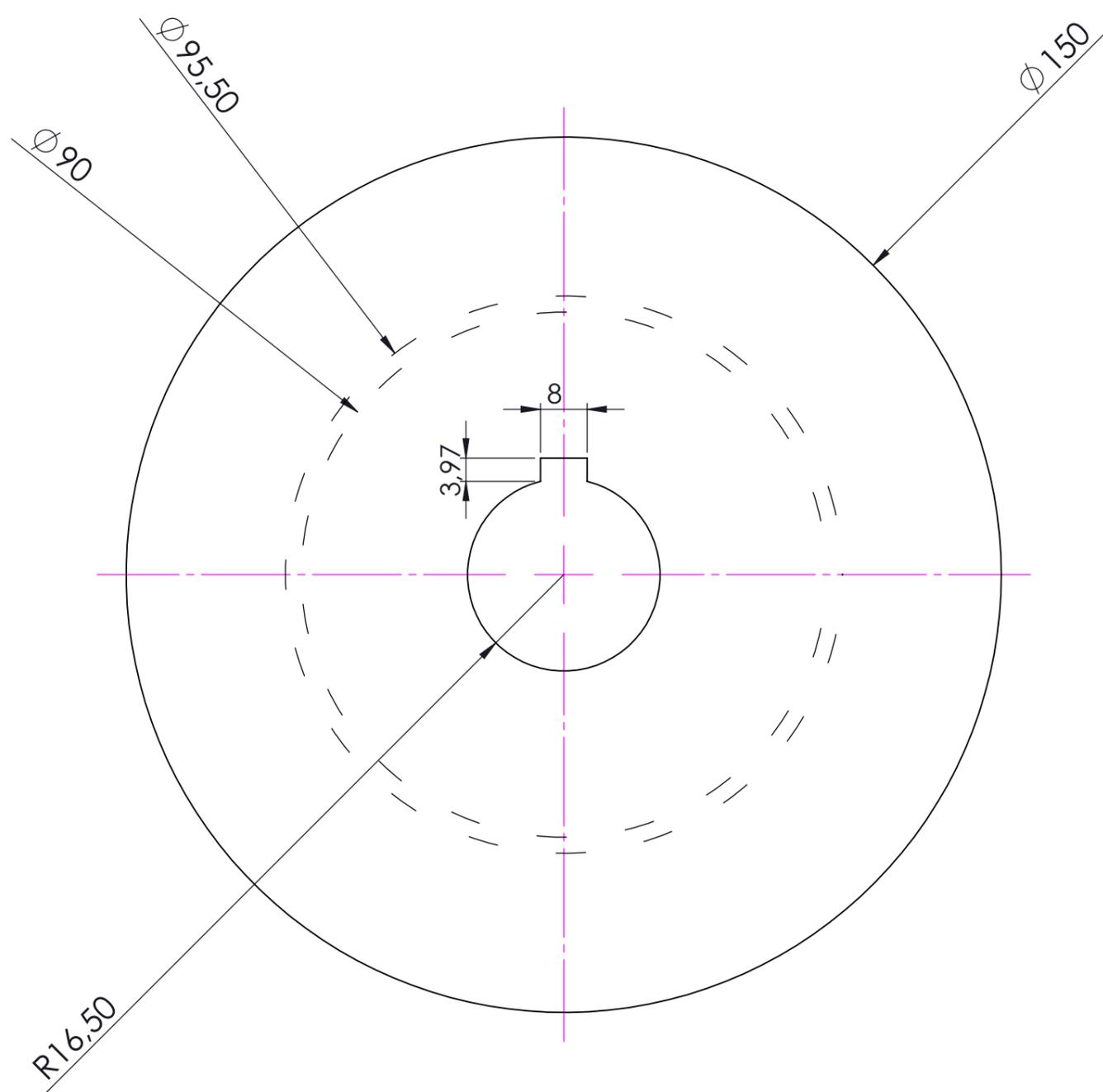
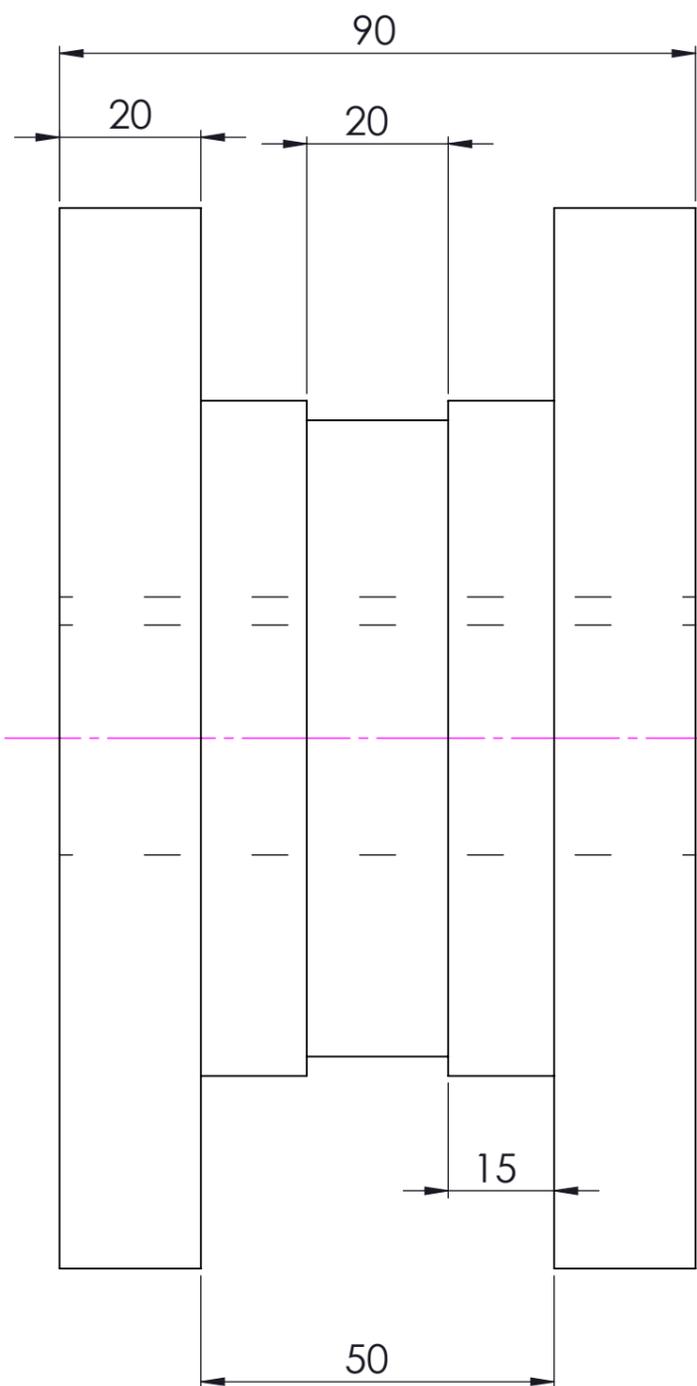
Tolerancia		(Peso)	Materiales:	
±0,5		166,67 Kg	VARIOS	
Fecha		Nombre		Denominación: ROLADORA
Dibujó: 19/04/15		AGUALONGO.L		
Revisó: 04/05/15		Ing. Castro C.		
Aprobó: 04/05/15		Ing. Castro C.		
Edición		UTA		Número del dibujo: 02 de 18
Modificación		Ing. Mecánica		(Sustitución)
Fecha		Nombre		Escala: 1:10



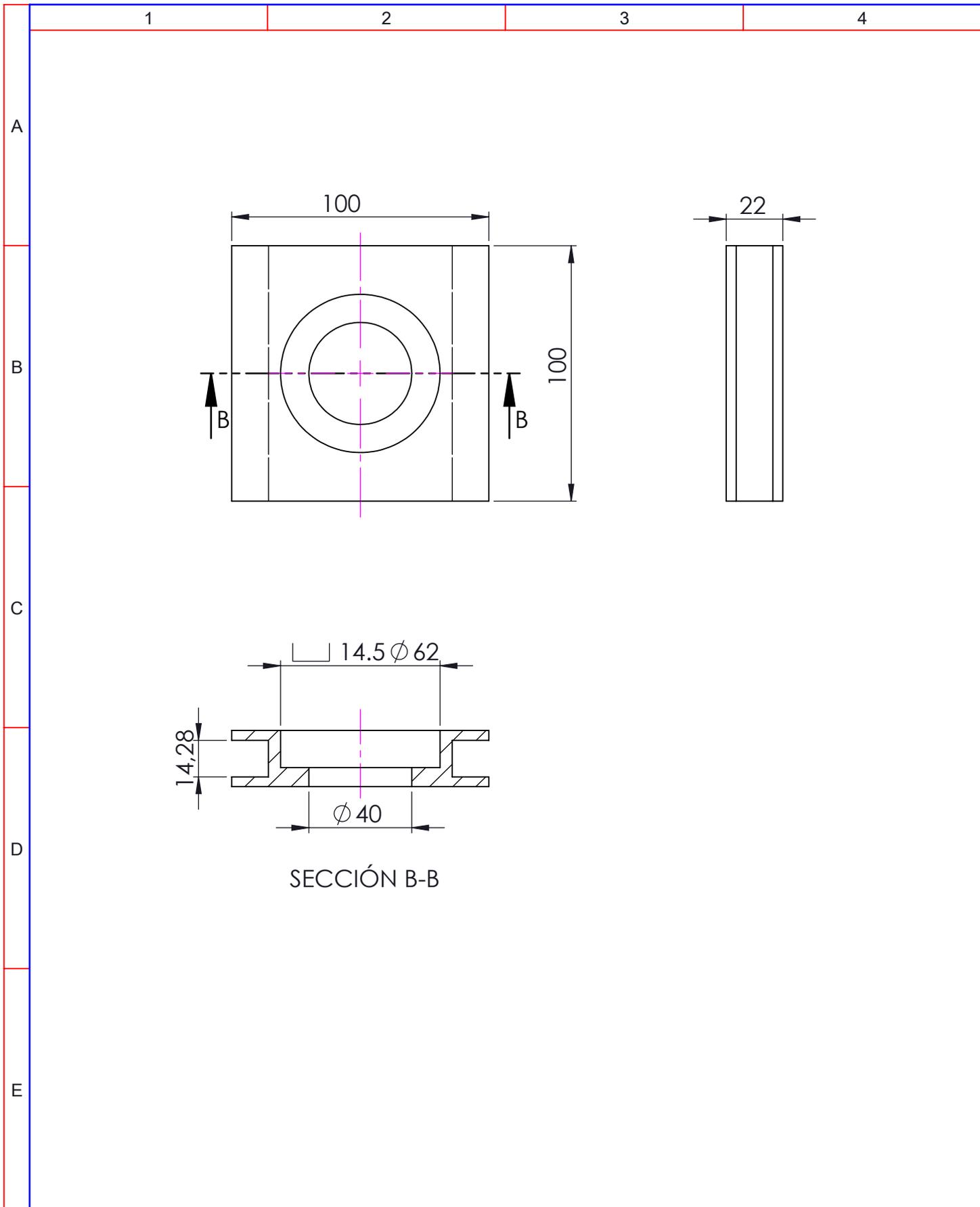
DETALLE B
ESCALA 1 : 5

DETALLE A
ESCALA 1 : 5

				Tolerancia	(Peso)	Materiales:	
				±0,1	38.8Kg	Acero A-36	
				Fecha	Nombre	Denominación:	
				Dibujó: 19/04/15	Agualongo L.	ESTRUCTURA	
				Revisó: 04/05/15	Ing. Castro C.	Escala:	
				Aprobó: 04/05/15	Ing. Castro C.	1:10	
				UTA		Número del dibujo: 03 de 18	
				Ing. Mecánica		(Sustitución)	
Edición	Modificación	Fecha	Nombre				



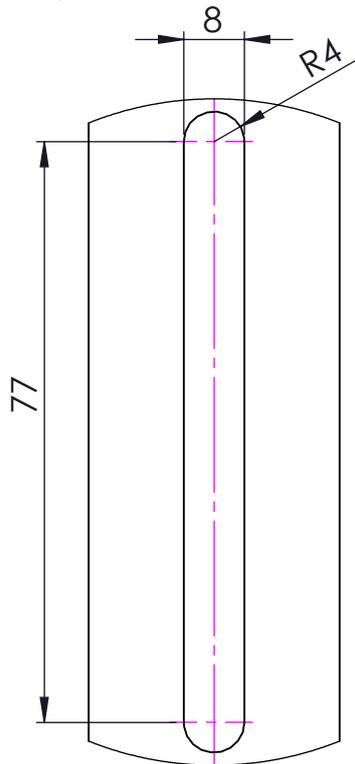
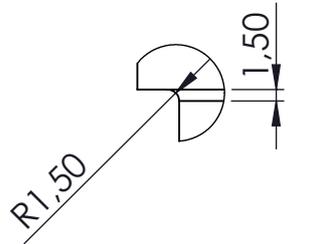
				Tolerancia	(Peso)	Materiales:	
				±0,1	30.65Kg	Acero AISI 1018	
				Fecha	Nombre	Denominación:	
				Dibujó: 19/04/15	AGUALONGO.L	RODILLO DE ROLADO	
				Revisó: 04/05/15	Ing. Castro C.	Escala:	
				Aprobó: 04/05/15	Ing. Castro C.	1:5	
				UTA Ing. Mecánica		Número del dibujo: 04 de 18	
						(Sustitución)	
Edición	Modificación	Fecha	Nombre				



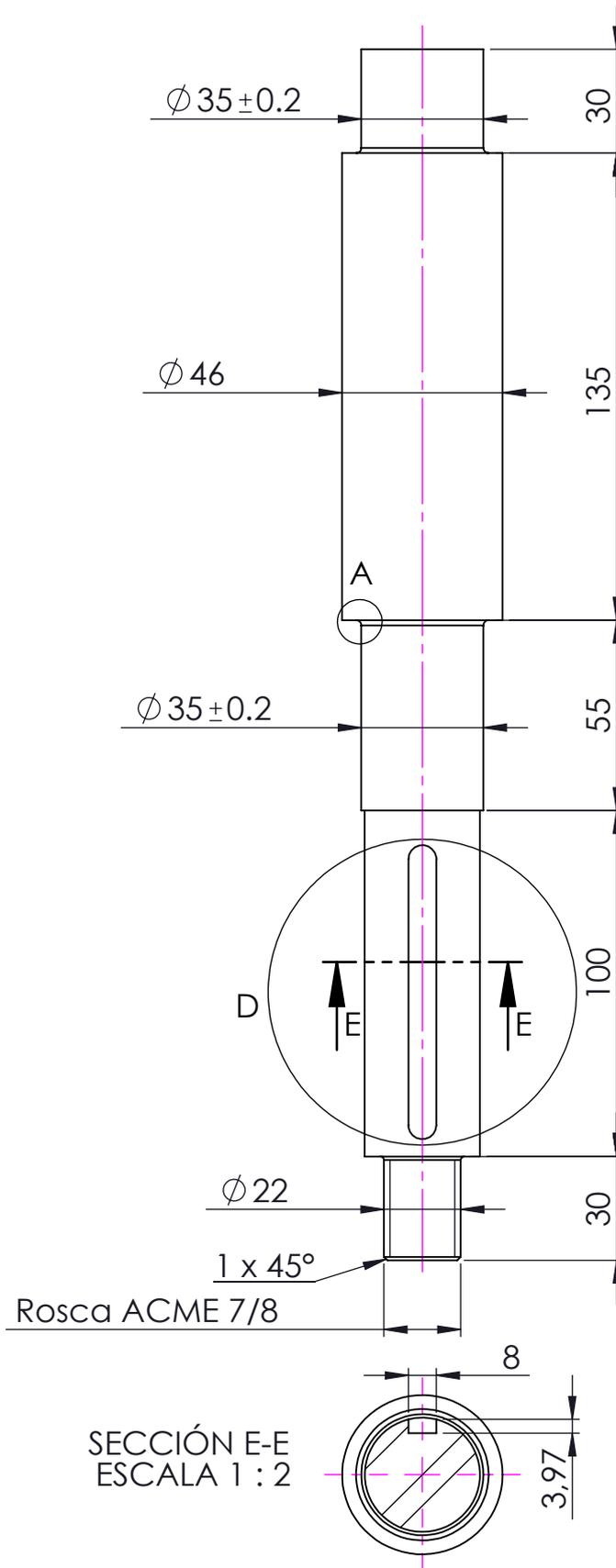
				Tolerancia $\pm 0,5$	(Peso) 12,45 Kg	Materiales: Acero ASTM A-36	
						Denominación: ALOJAMIENTO DESLIZANTE	Escala: 1:2
				Fecha	Nombre		
				Dibujó: 19/04/15	Agualongo L.		
				Revisó: 04/05/15	Ing. Castro C.		
				Aprobó: 04/05/15	Ing. Castro C.		
				UTA Ing. Mecánica		Número del dibujo: 05 de 18	
Edición	Modificación	Fecha	Nombre			(Sustitución)	

N6

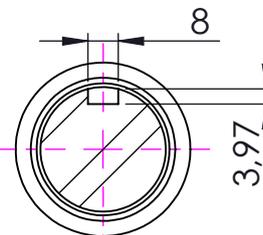
DETALLE A
ESCALA 1 : 1



DETALLE D
ESCALA 1 : 1



SECCIÓN E-E
ESCALA 1 : 2



				Tolerancia ±0,5	(Peso) 4,5Kg	Materiales: Acero AISI 4340		
				Fecha	Nombre	Denominación: EJE 1	Escala: 1:2	
				Dibujó: 19/04/15	Agualongo L.			
				Revisó: 04/05/15	Ing. Castro C.			
				Aprobó: 04/05/15	Ing. Castro C.	Número del dibujo: 06 de 18		
				UTA Ing. Mecánica		(Sustitución)		
Edición	Modificación	Fecha	Nombre					

1

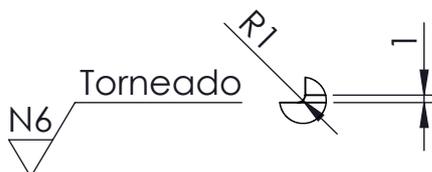
2

3

4

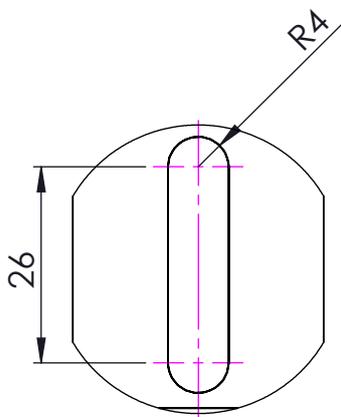
A

DETALLE H
ESCALA 1 : 1



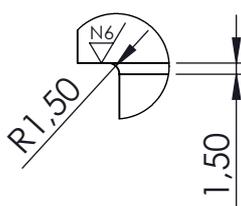
B

DETALLE T
ESCALA 1 : 1



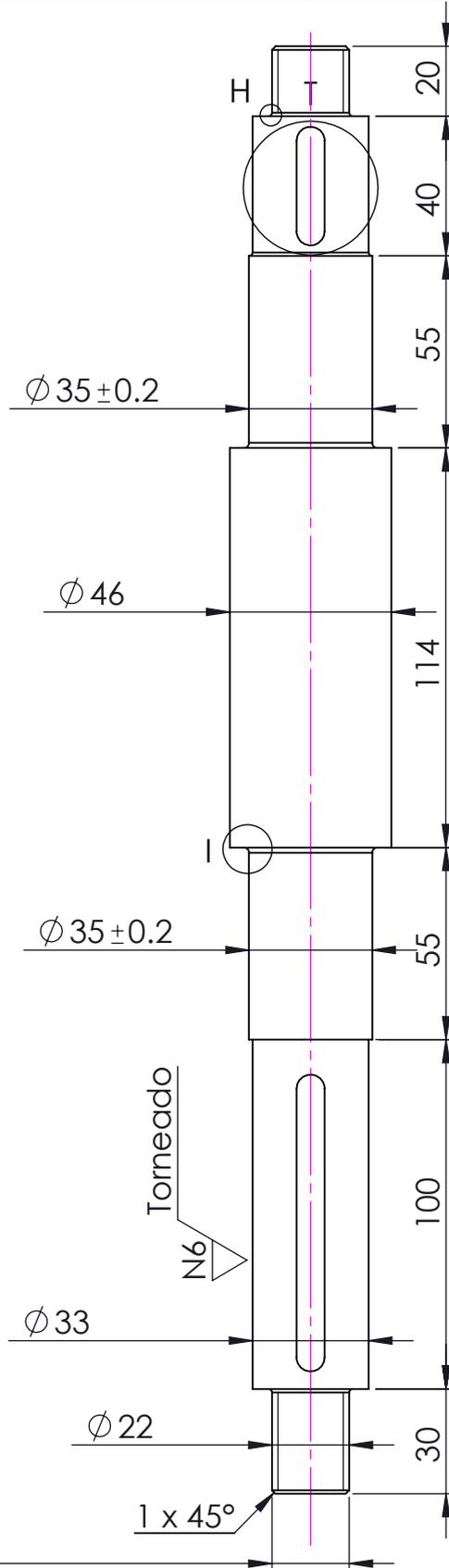
C

DETALLE I
ESCALA 1 : 1



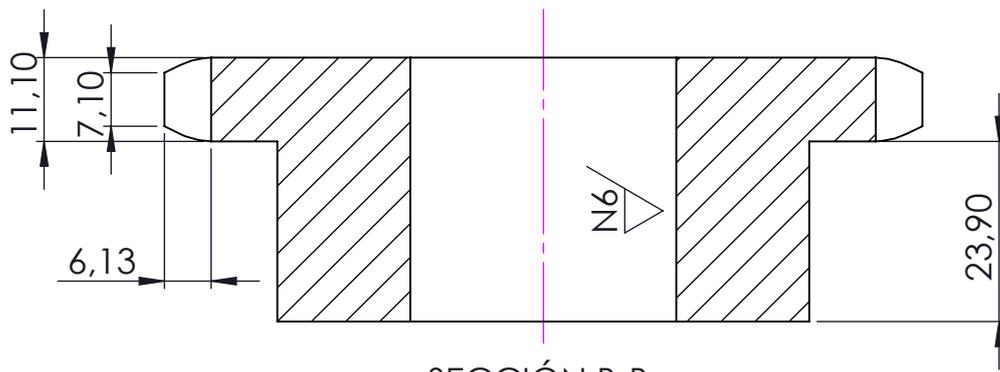
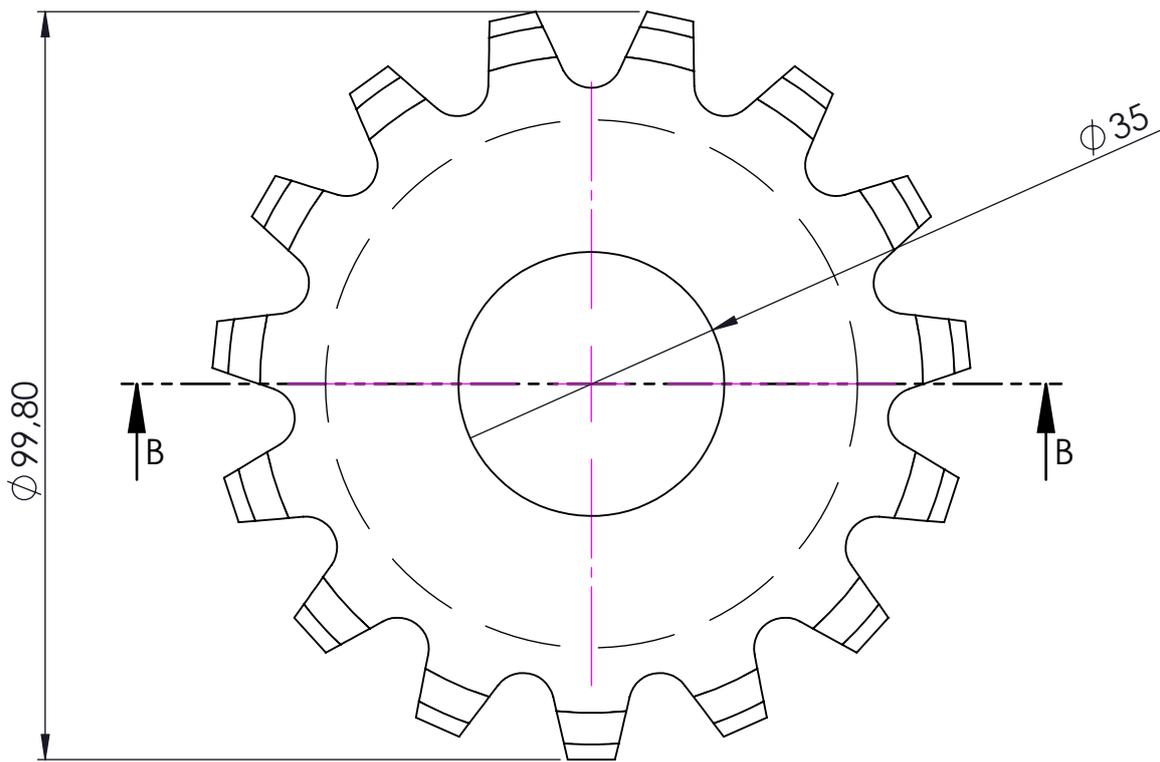
D

E

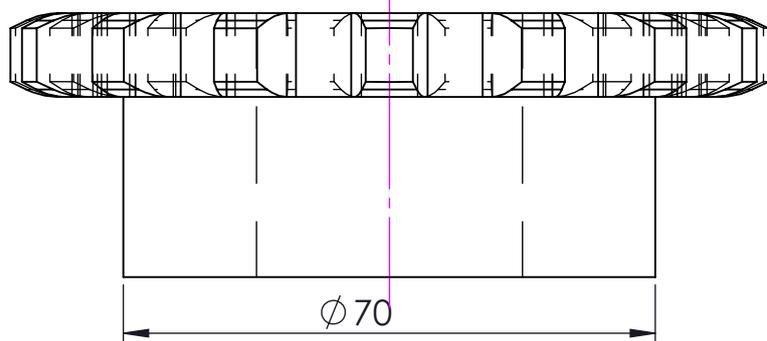


Rosca ACME 7/8

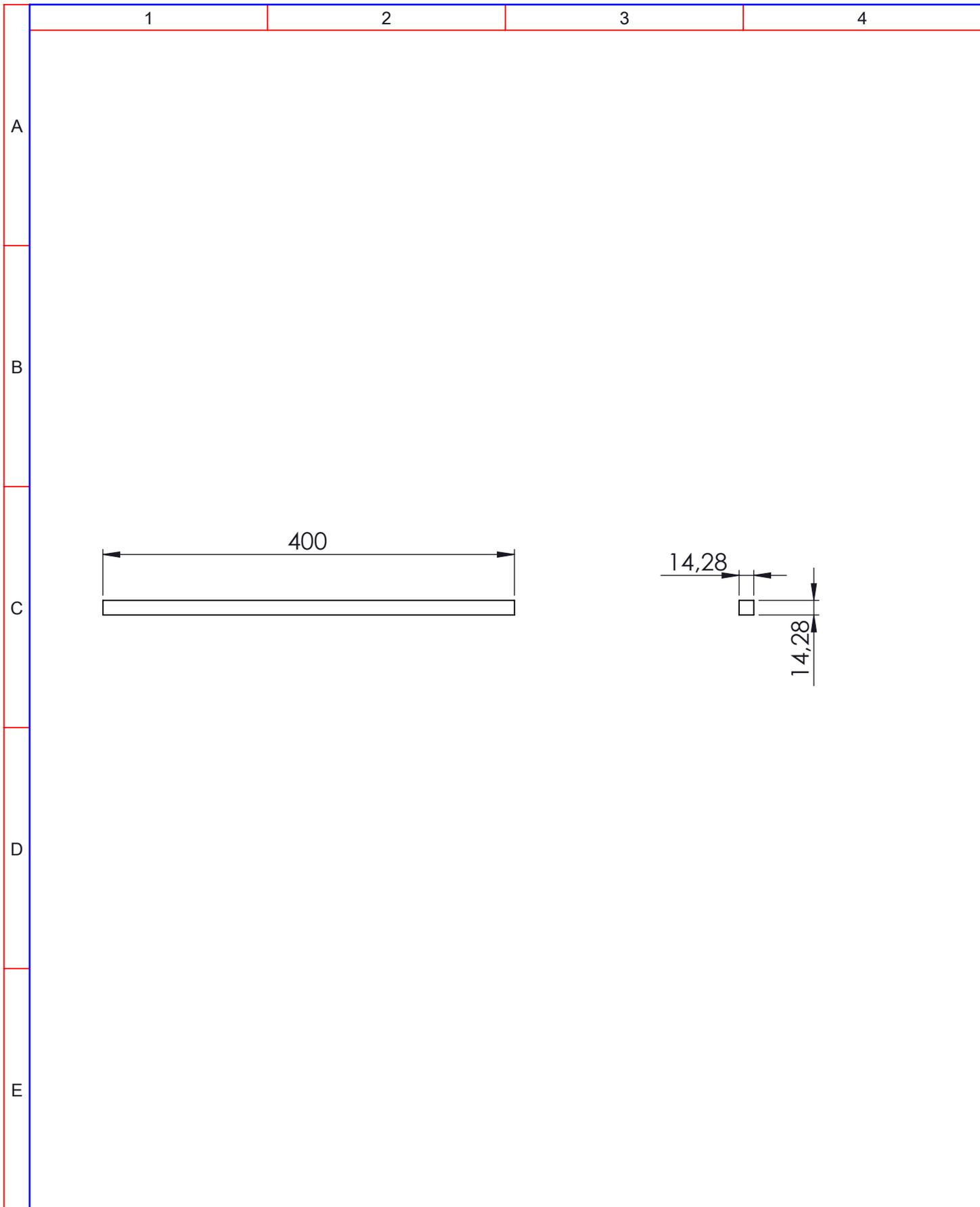
				Tolerancia ±0,5	(Peso) 2,34 Kg	Materiales: Acero AISI 4340	
						Denominación: EJE 2	Escala: 1:2
				Fecha	Nombre		
				Dibujó: 19/04/15	Agualongo L.		
				Revisó: 04/05/15	Ing. Castro C.		
				Aprobó: 04/05/15	Ing. Castro C.		
				UTA Ing. Mecánica		Número del dibujo: 07 de 18	
Edición	Modificación	Fecha	Nombre			(Sustitución)	

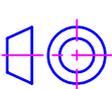


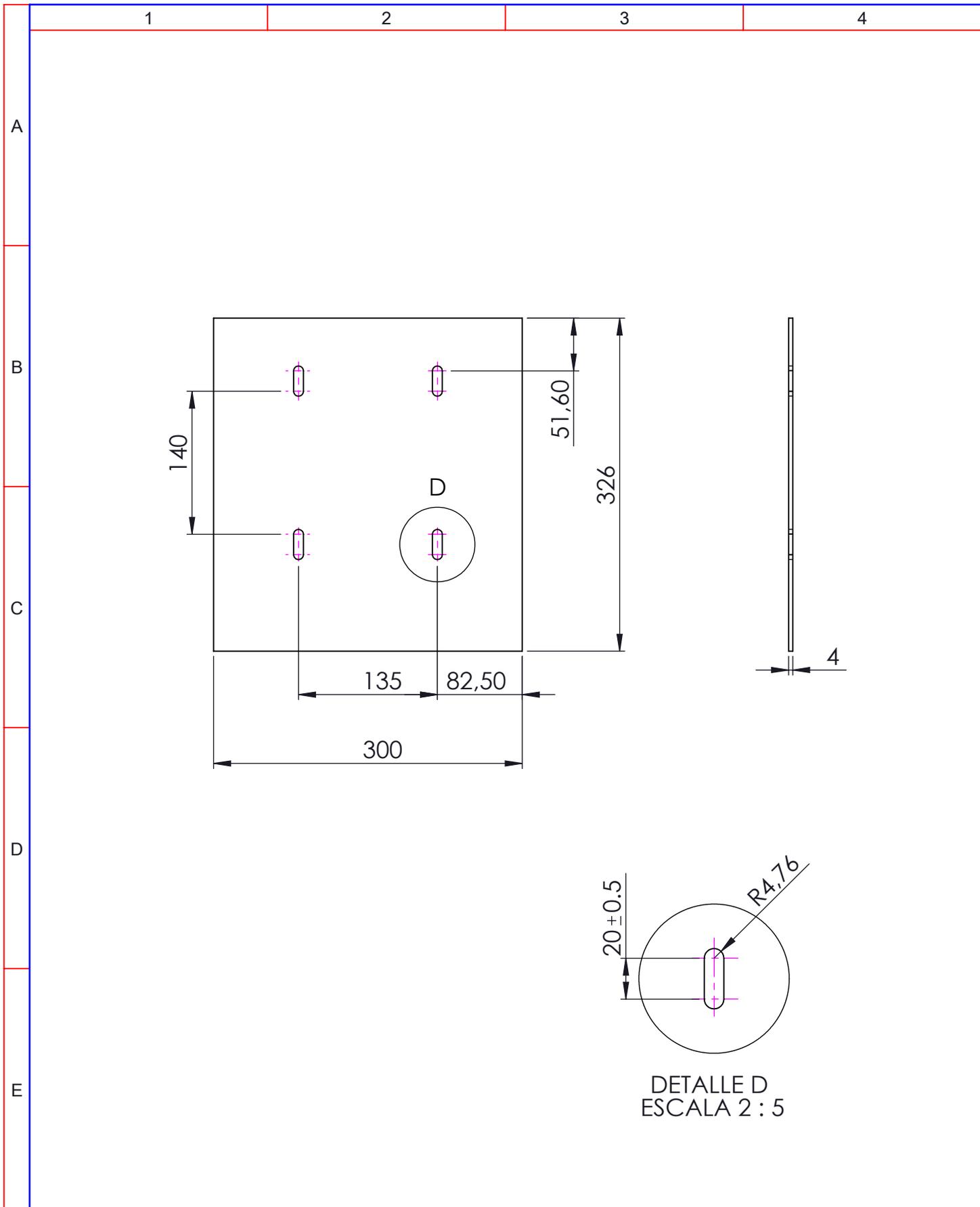
SECCIÓN B-B
ESCALA 1 : 1



				Tolerancia $\pm 0,5$	(Peso) 3,78	Materiales: Acero al Carbono	
				Fecha	Nombre	Denominación:	Escala:
				Dibujó: 19/04/15	Agualongo L.	PIÑÓN	1:1
				Revisó: 04/05/15	Ing. Castro C.		
				Aprobó: 04/05/15	Ing. Castro C.		
				UTA Ing. Mecánica		Número del dibujo: 08 de 18	
Edición	Modificación	Fecha	Nombre			(Sustitución)	

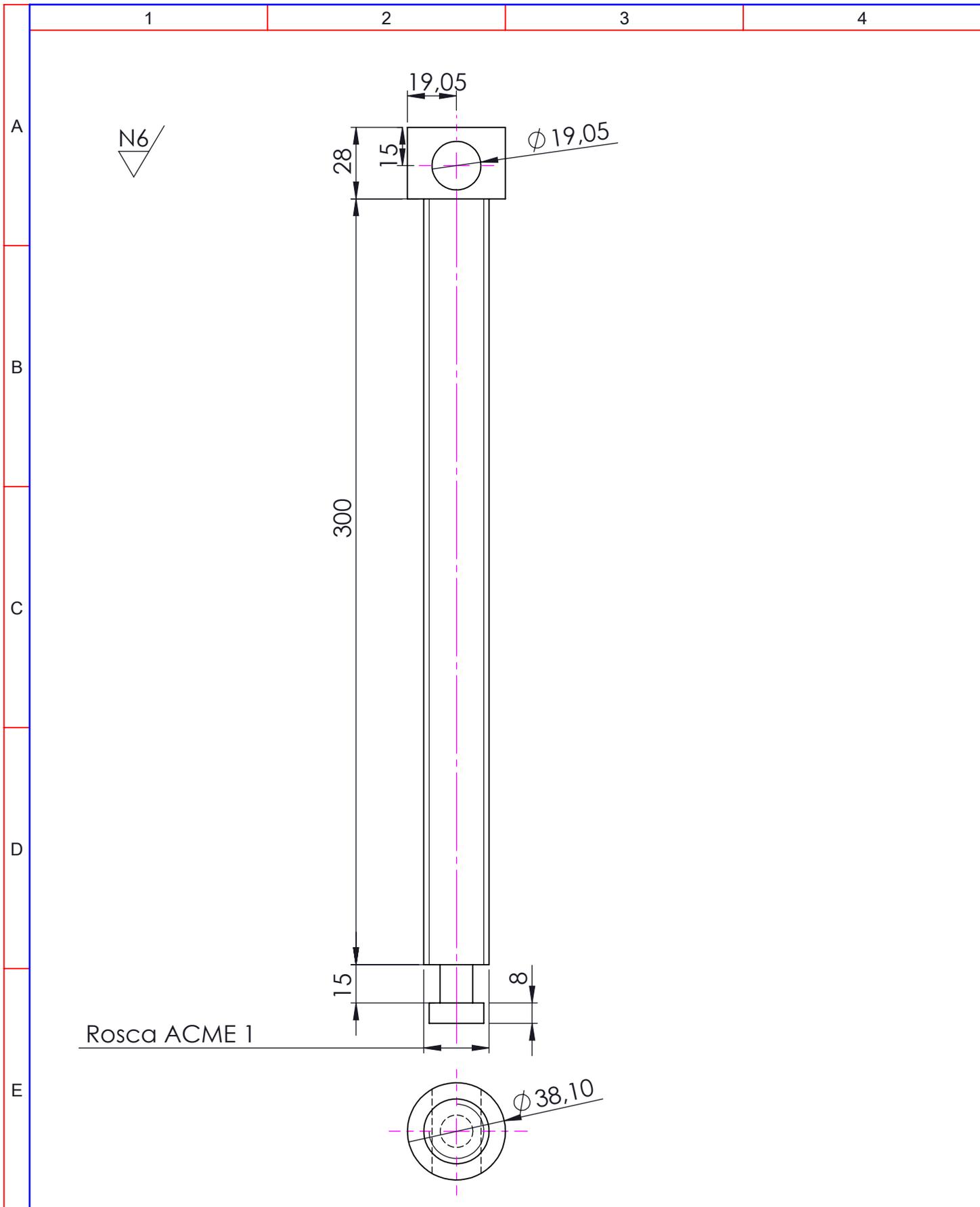


					Tolerancia ±0,5	(Peso) 1,7 Kg	Materiales: Acero ASTM A-36			
							Denominación: GUIA DE DESLIZAMIENTO		Escala: 1:2	
							Número del dibujo: 09 de 18			
						UTA Ing. Mecánica	(Sustitución)			
Edición	Modificación	Fecha	Nombre		Fecha	Nombre	Dibujó:	Revisó:	Aprobó:	
					19/04/15	Agualongo L.		04/05/15	Ing. Castro C.	
					04/05/15	Ing. Castro C.		04/05/15	Ing. Castro C.	



DETALLE D
ESCALA 2 : 5

				Tolerancia $\pm 0,5$	(Peso) 4.80 Kg	Materiales: Acero ASTM A-36	
						Denominación: PLACA BASE MOTOR	Escala: 1:2
				Fecha	Nombre		
				Dibujó: 19/04/15	Agualongo L.		
				Revisó: 04/05/15	Ing. Castro C.		
				Aprobó: 04/05/15	Ing. Castro C.		
				UTA Ing. Mecánica		Número del dibujo: 10 de 18	
Edición	Modificación	Fecha	Nombre			(Sustitución)	



				Tolerancia $\pm 0,5$	(Peso) 5,23 Kg	Materiales: Acero AISI 1020	
				Fecha	Nombre	Denominación: TORNILLO DE POTENCIA	Escala: 1:2
				Dibujó: 19/04/15	Agualongo L.		
				Revisó: 04/05/15	Ing. Castro C.		
				Aprobó: 04/05/15	Ing. Castro C.		
				UTA Ing. Mecánica		Número del dibujo: 11 de 18	
Edición	Modificación	Fecha	Nombre			(Sustitución)	

1

2

3

4

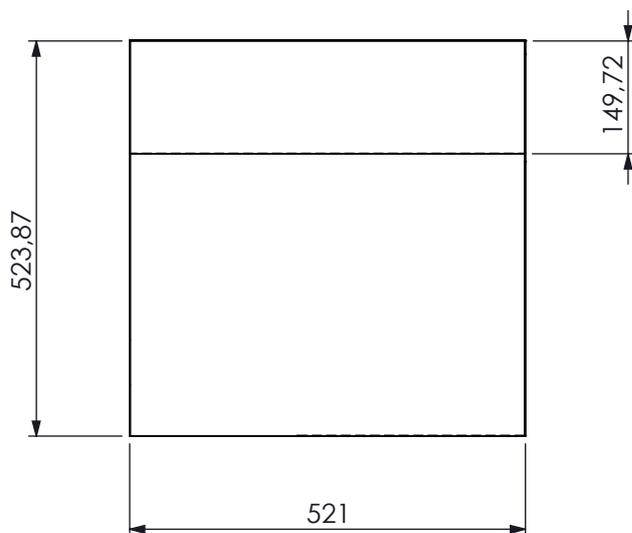
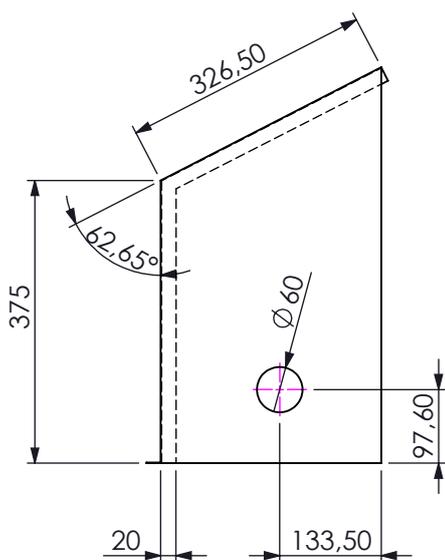
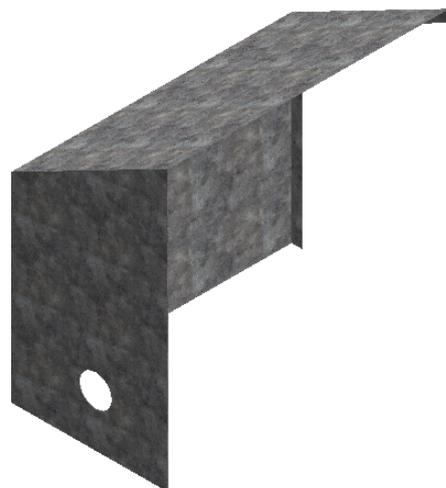
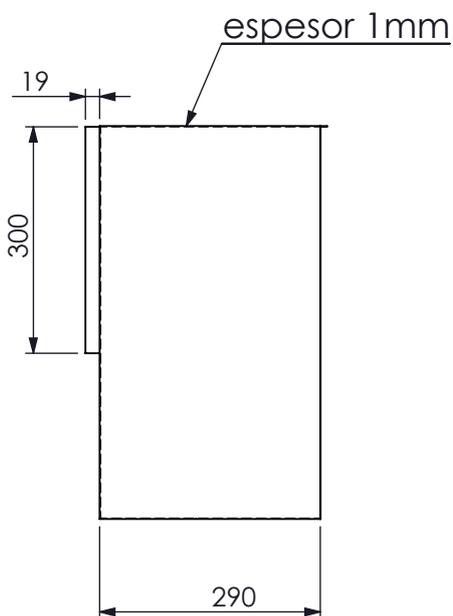
A

B

C

D

E

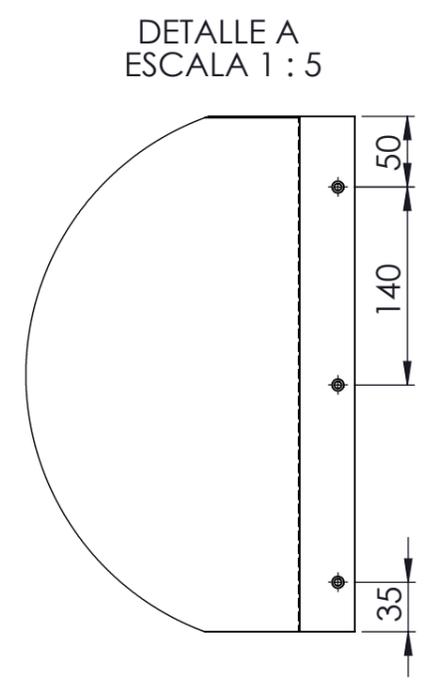
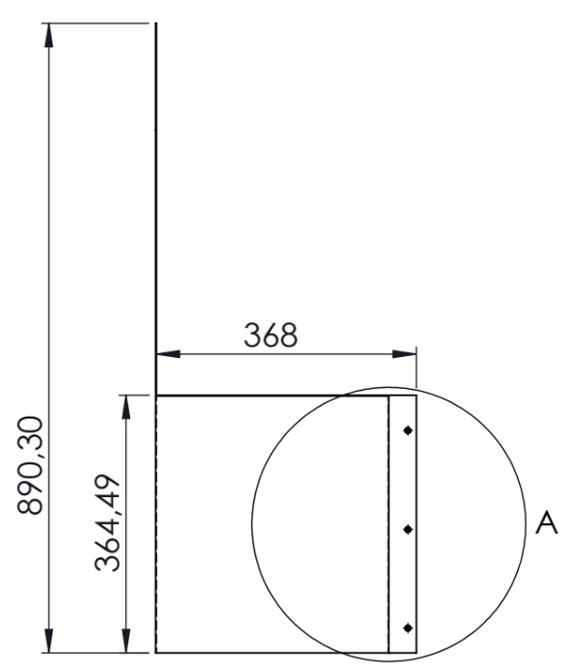
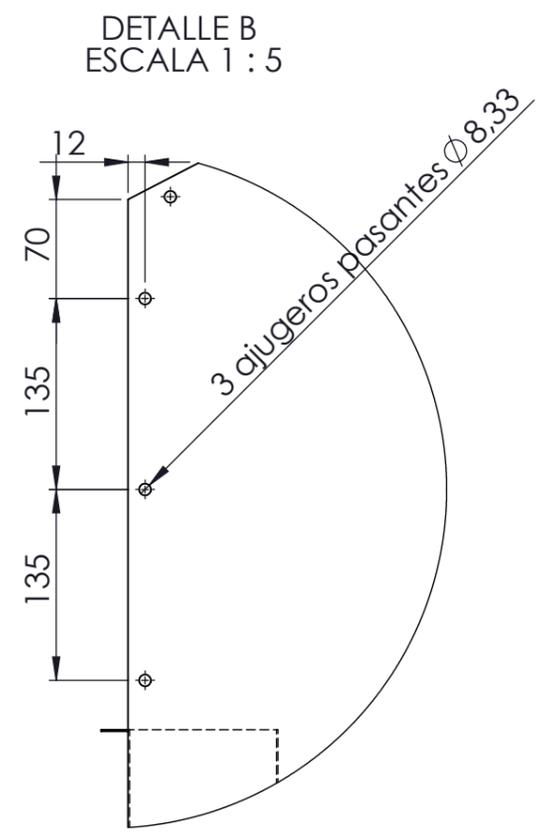
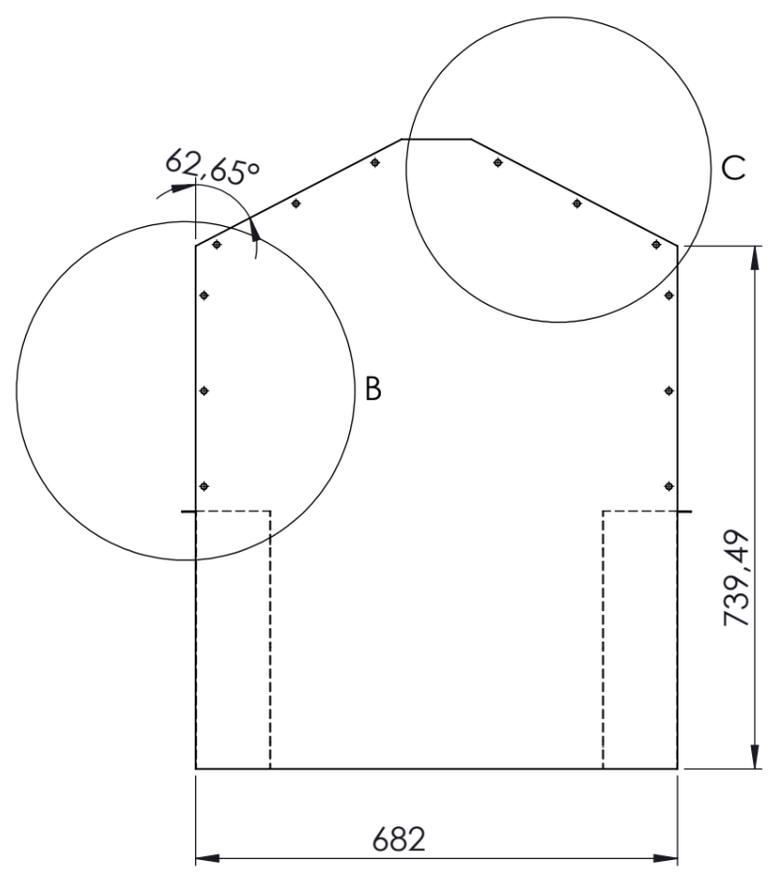
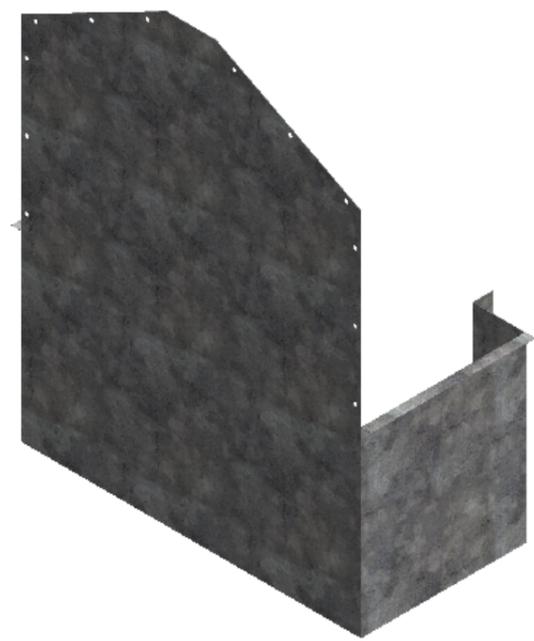
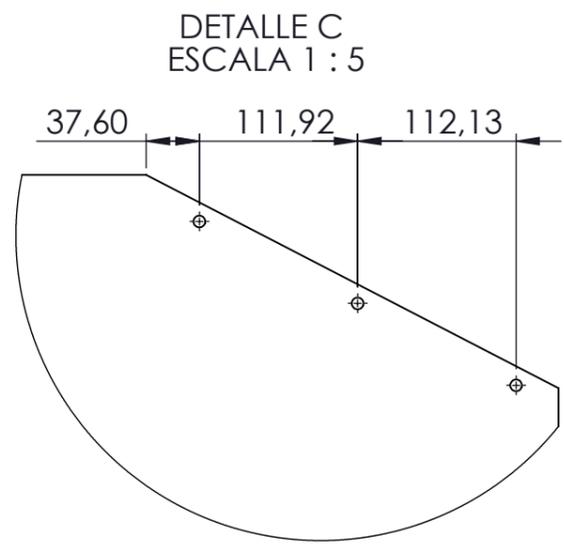
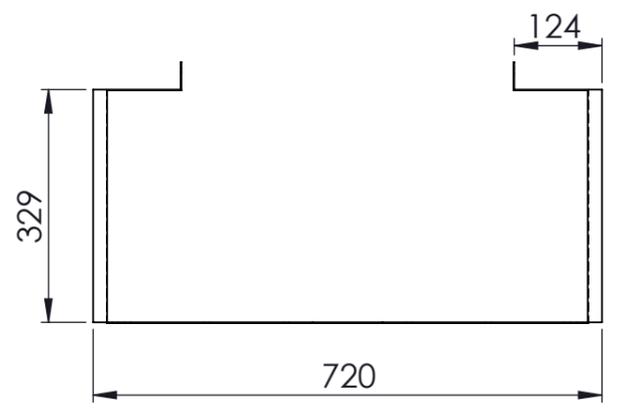


				Tolerancia ±0,5	(Peso) 2,34 Kg	Materiales: Acero Galvanizado	
				Fecha	Nombre	Denominación: TAPA LATERAL	Escala: 1:2
				Dibujó: 19/05/15	Agualongo L.		
				Revisó: 04/05/15	Ing. Castro C.		
				Aprobó: 04/05/15	Ing. Castro C.		
				UTA Ing. Mecánica		Número del dibujo: 12 de 18	
Edición	Modificación	Fecha	Nombre			(Sustitución)	

1 2 3 4 5 6 7 8

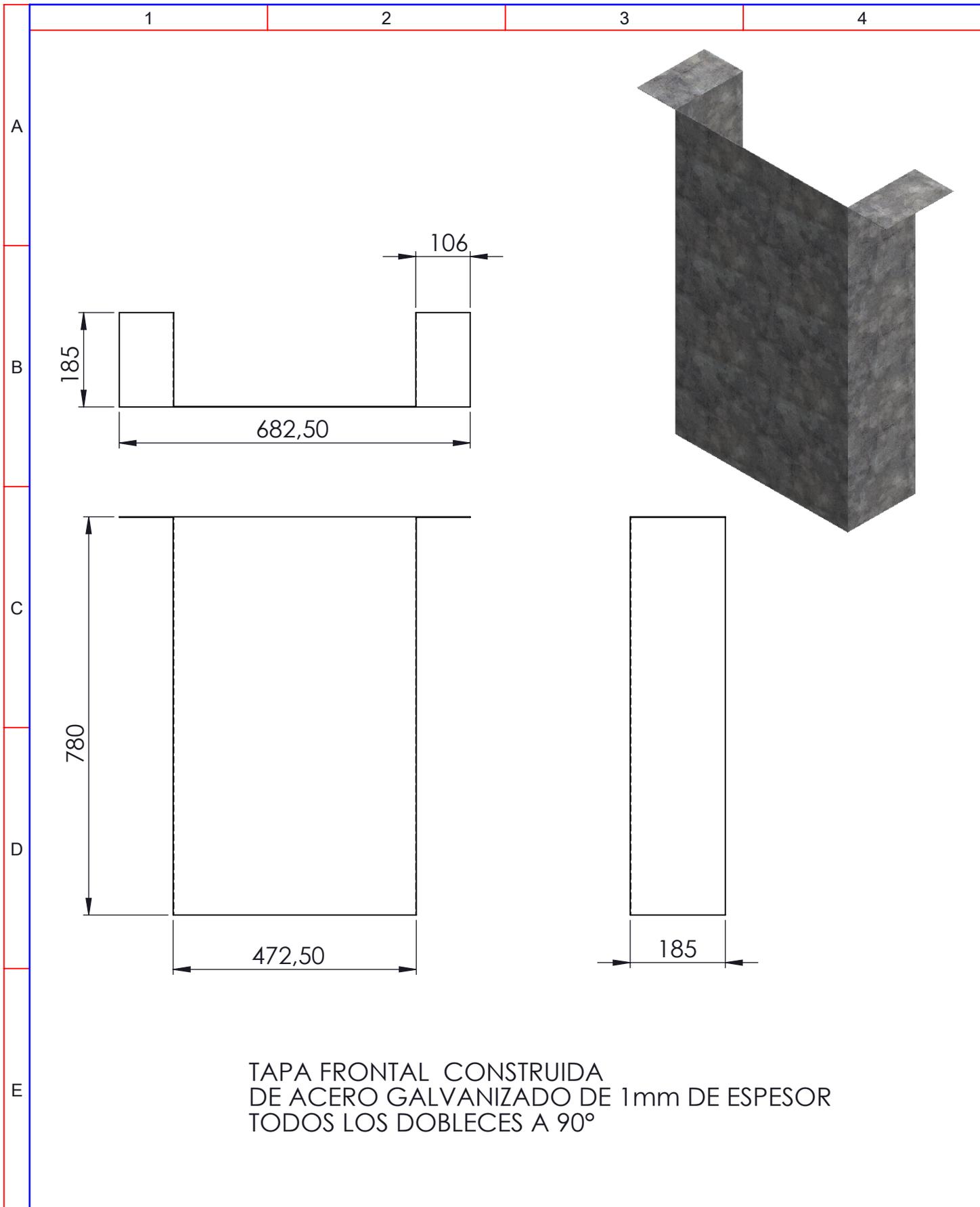
A
B
C
D
E
F

A
B
C
D
E
F



				Tolerancia	(Peso)	Materiales:			
				±0,5	2.60 kg	Acero Galvanizado			
				Fecha	Nombre	Denominación:	Escala:		
				Dibujó: 19/04/15	Agualongo L.			TAPA POSTERIOR	1:10
				Revisó: 04/05/15	Ing. Castro C.				
				Aprobó: 04/05/15	Ing. Castro C.				
				UTA Ing. Mecánica		Número del dibujo: 13 de 18			
Edición	Modificación	Fecha	Nombre			(Sustitución)			

1 2 3 4



TAPA FRONTAL CONSTRUIDA DE ACERO GALVANIZADO DE 1mm DE ESPESOR TODOS LOS DOBLECES A 90°

				Tolerancia ±0,5	(Peso) 2,50 Kg	Materiales: Acero Galvanizado	
				Fecha	Nombre	Denominación: TAPA FRONTAL	Escala: 1:2
				Dibujó: 19/04/15	Agualongo L.		
				Revisó: 04/05/15	Ing. Castro C.		
				Aprobó: 04/05/15	Ing. Castro C.		
				UTA Ing. Mecánica		Número del dibujo: 14 de 18	
Edición	Modificación	Fecha	Nombre			(Sustitución)	

1

2

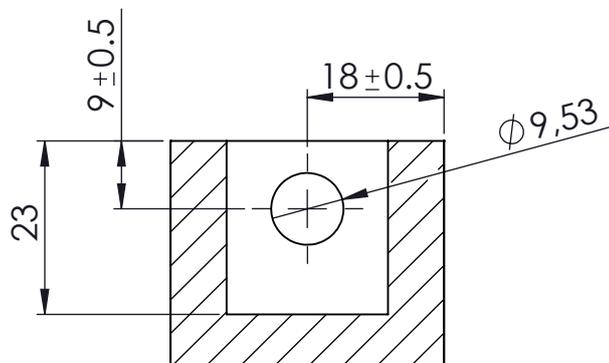
3

4

A



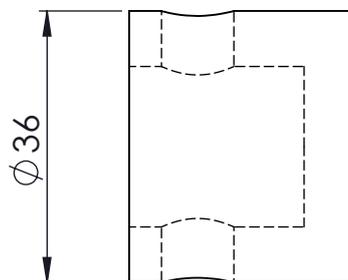
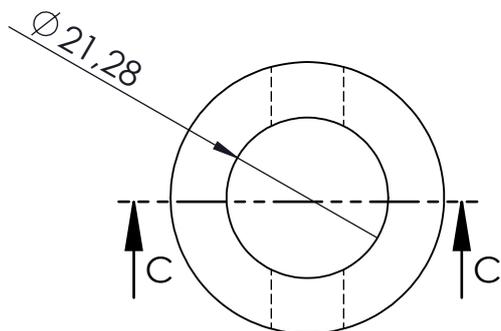
B



SECCIÓN C-C

C

D



E

				Tolerancia $\pm 0,5$	(Peso) 2,34 Kg	Materiales: Acero AISI 1018	
				Fecha	Nombre	Denominación: BOCIN	Escala: 1:1
				Dibujó: 19/04/15	Agualongo L.		
				Revisó: 04/05/15	Ing. Castro C.		
				Aprobó: 04/05/15	Ing. Castro C.		
				UTA Ing. Mecánica		Número del dibujo: 15 de 18	
Edición	Modificación	Fecha	Nombre			(Sustitución)	

1

2

3

4

A

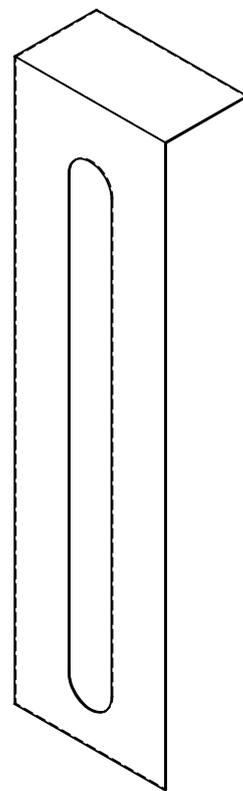
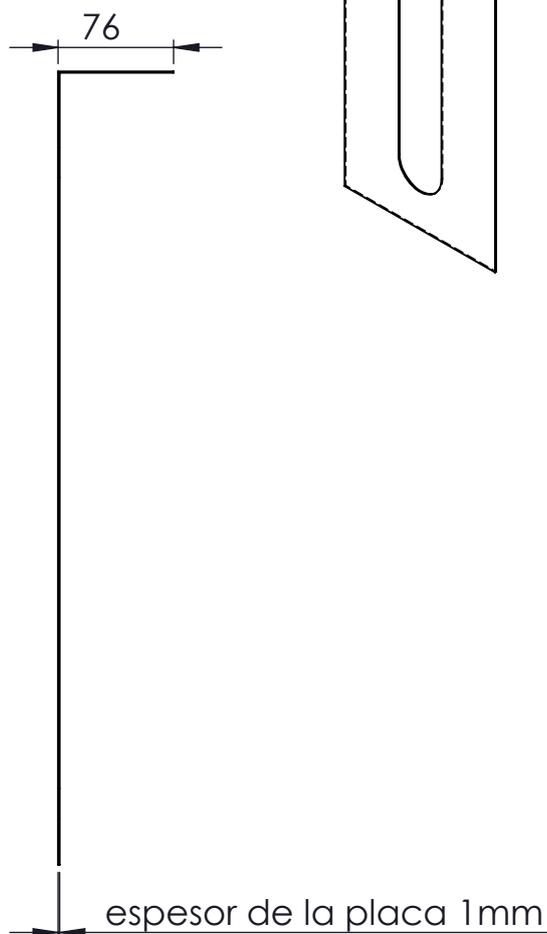
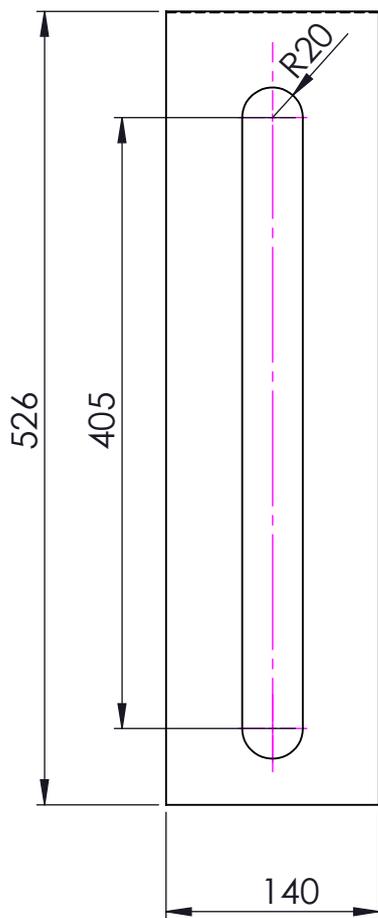
DOBLES A 90°

B

C

D

E



				Tolerancia ±0,5	(Peso) 1,30 Kg	Materiales: Acero Galvanizado	
				Fecha	Nombre	Denominación: TAPA RODILLO SUPERIOR	Escala: 1:2
				Dibujó: 19/04/15	Agualongo L.		
				Revisó: 04/05/15	Ing. Castro C.		
				Aprobó: 04/05/15	Ing. Castro C.		
				UTA Ing. Mecánica		Número del dibujo: 16 de 18	
Edición	Modificación	Fecha	Nombre			(Sustitución)	

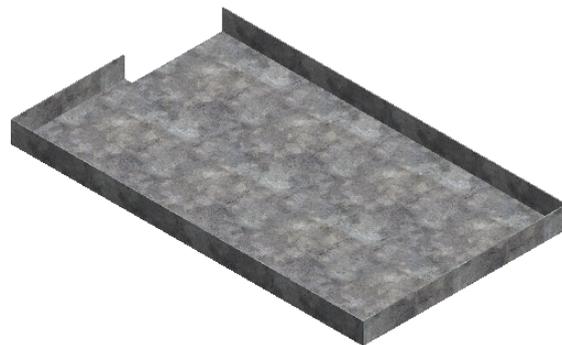
1

2

3

4

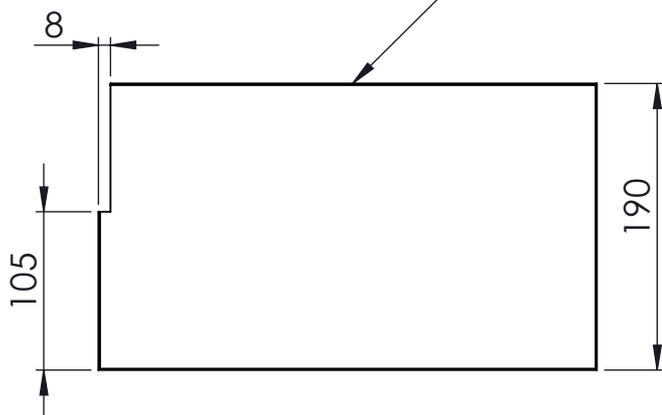
A



Todos los dobleces a 90°

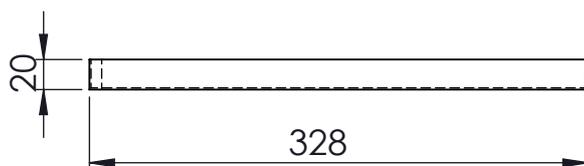
B

1 mm de espesor



C

D



E

				Tolerancia $\pm 0,5$	(Peso) 1,50Kg	Materiales: Acero Galvanizado	
						Denominación: TAPA INFERIOR IZQUIERDA	Escala: 1:5
				Fecha	Nombre		
				Dibujó: 12/03/15	Agualongo L.		
				Revisó: 19/03/15	Ing. Castro C.		
				Aprobó: 19/03/15	Ing. Castro C.		
				UTA Ing. Mecánica		Número del dibujo: 17 de 18	
Edición	Modificación	Fecha	Nombre			(Sustitución)	

1

2

3

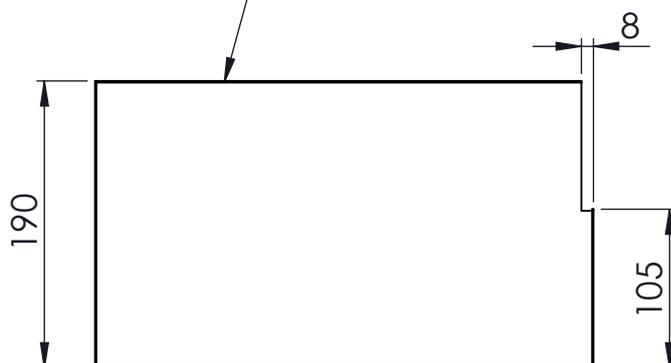
4

A



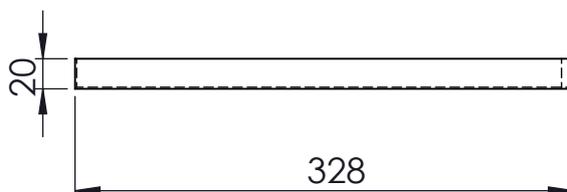
B

1 mm de espesor



C

D



E

				Tolerancia $\pm 0,5$	(Peso) 1,50 Kg	Materiales: Acero Galvanizado	
				Fecha	Nombre	Denominación: TAPA INFRIOR DERECHA	Escala: 1:5
				Dibujó: 19/04/15	Agualongo L.		
				Revisó: 04/05/15	Ing. Castro C.		
				Aprobó: 04/05/15	Ing. Castro C.		
				UTA Ing. Mecánica		Número del dibujo: 18 de 18	
Edición	Modificación	Fecha	Nombre			(Sustitución)	