



ESCUELA SUPERIOR POLITÉCNICA DE CHIMBORAZO

DISEÑO, VALIDACIÓN Y MANUFACTURA ASISTIDA POR COMPUTADORA DE UNA MÁQUINA PARA CORRUGADO Y CORTE DE CHAPA GALVANIZADA DE ESPESOR 2.8MM

MIGUEL ÁNGEL HEREDIA MORENO

Trabajo de Titulación modalidad: Proyectos de Investigación y Desarrollo, presentado
ante el Instituto de Posgrado y Educación Continua de la ESPOCH, como requisito
parcial para la obtención del grado de:

MAGÍSTER EN DISEÑO MECÁNICO

Riobamba – Ecuador

Mayo - 2021

©2021, Miguel Ángel Heredia Moreno

Se autoriza la reproducción total o parcial, con fines académicos, por cualquier medio o procedimiento, incluyendo la cita bibliográfica del documento, siempre y cuando se reconozca el Derecho de Autor.



ESCUELA SUPERIOR POLITÉCNICA DE CHIMBORAZO

CERTIFICACIÓN:

EL TRIBUNAL DE TRABAJO DE TITULACIÓN CERTIFICA QUE:

El **Trabajo de Titulación modalidad Proyectos de Investigación y Desarrollo**, titulado **DISEÑO, VALIDACIÓN Y MANUFACTURA ASISTIDA POR COMPUTADORA DE UNA MÁQUINA PARA CORRUGADO Y CORTE DE CHAPA GALVANIZADA DE ESPESOR 2.8MM**, de responsabilidad del Sr. Miguel Ángel Heredia Moreno ha sido prolijamente revisado y se autoriza su presentación.

Tribunal:

Ing. Luis Eduardo Hidalgo Almeida; PhD

PRESIDENTE

Firmado electrónicamente por:
Luis Eduardo Hidalgo Almeida
DNI: 020148348000000000
AFILIADO D-PEC: ESCUELA SUPERIOR POLITÉCNICA DE CHIMBORAZO
CORREO: luis@espol.edu.ec
TEL: 078 252 1707-0500
FECHA: 2021-05-07 17:07:05-00

Ing. Miguel Ángel Escobar Guachambala; Mag.

DIRECTOR

MIGUEL ANGEL ESCOBAR GUACHAMBALA
Digitally signed by MIGUEL ANGEL ESCOBAR GUACHAMBALA

Ing. Edwin Rodolfo Pozo Safla; Mag.

MIEMBRO

Firmado electrónicamente por:
EDWIN RODOLFO POZO

Ing. Edison Patricio Abarca Pérez; Mag.

MIEMBRO

Firmado digitalmente por:
EDISON PATRICIO ABARCA PEREZ
DNI: 020148348000000000
AFILIADO D-PEC: ESCUELA SUPERIOR POLITÉCNICA DE CHIMBORAZO
CORREO: edison@espol.edu.ec
TEL: 078 252 1707-0500
FECHA: 2021-05-17 10:28:05-00

Riobamba, mayo 2021

DERECHOS INTELECTUALES

Yo, MIGUEL ÁNGEL HEREDIA MORENO, declaro que soy responsable de las ideas, doctrinas y resultados expuestos en el **Trabajo de Titulación modalidad Proyectos de Investigación y Desarrollo**, y que el patrimonio intelectual generado por la misma pertenece exclusivamente a la Escuela Superior Politécnica de Chimborazo.



Firmado electrónicamente por:
**MIGUEL ANGEL
HEREDIA MORENO**

MIGUEL ÁNGEL HEREDIA MORENO

C.I. 0603609082

Yo, MIGUEL ÁNGEL HEREDIA MORENO, declaro que el presente **Trabajo de Titulación modalidad Proyectos de Investigación y Desarrollo**, es de mi autoría y que los resultados del mismo son auténticos y originales. Los textos constantes en el documento que provienen de otra fuente están debidamente citados y referenciados.

Como autor asumo la responsabilidad legal y académica de los contenidos de este proyecto de investigación de maestría.

Riobamba, mayo 2021



Firmado electrónicamente por:
**MIGUEL ANGEL
HEREDIA MORENO**

MIGUEL ÁNGEL HEREDIA MORENO

C.I. 0603609082

DEDICATORIA

Dedico este trabajo principalmente a Dios, por haber permitido llegar hasta aquí hoy, por darme fuerza y salud para llevar a cabo mis metas y objetivos. A mi madre, por ser el pilar más importante y por demostrarme siempre su cariño y apoyo incondicional. A mi padre, que aun que ya no estas físicamente, siento que está conmigo siempre, sé que este momento hubiera sido tan especial para ti como lo es para mí. A mi hermano Israel, por siempre estar dispuesto a escucharme y ayudarme en cualquier momento.

A mi esposa que ha sido mi compañera incondicional de vida, que, con su comprensión y paciencia en la realización de este proyecto, ha sido mi motor para seguir adelante, son evidencia de su gran amor. ¡Gracias!

Miguel Ángel Heredia Moreno

AGRADECIMIENTO

A Dios, por permitir concluir esta etapa tan importante en mi vida profesional, y darme salud y fuerzas para recorrer este arduo camino.

A mi querida ESPOCH, que me ha forjado para ser un profesional con valores, y a cada uno de mis profesores que gracias a sus conocimientos, consejos y correcciones hoy puedo culminar este trabajo.

TABLA DE CONTENIDO

RESUMEN.....	xviii
SUMMARY	xix

CAPÍTULO I

1.	Introducción	1
1.1.	Planteamiento del problema	1
1.2.	Situación problemática.....	1
1.3.	Formulación del problema.....	2
1.4.	Preguntas directrices o específicas de la investigación.....	2
1.5.	Justificación de la investigación	3
1.6.	Objetivo general de investigación.....	4
1.7.	Objetivos específicos de investigación e hipótesis	4

CAPÍTULO II

2.	Marco teórico	5
2.1.	Antecedentes del problema	5
2.2.	Bases teóricas	5
2.2.1.	<i>Materiales metálicos</i>	5
2.2.2.	<i>Fundición de metales, aleaciones y laminado.</i>	6
2.2.3.	<i>Chapa metálica.</i>	7
2.2.4.	<i>Deformación</i>	14
2.2.5.	<i>Teorías de falla</i>	18
2.2.5.1.	<i>Teoría del esfuerzo cortante máximo</i>	19
2.2.5.2.	<i>Teoría de la energía de distorsión para materiales dúctiles</i>	21
2.2.5.3.	<i>Teorías de Mohr Coulomb para materiales dúctiles</i>	27
2.2.5.4.	<i>Resumen de fallas para materiales dúctiles</i>	30
2.2.6.	<i>Parámetros de diseño de una maquina roladora.</i>	38
2.2.7.	<i>Conformación de chapa.</i>	40
2.2.8.	<i>Cálculo de presión y fuerza máxima de un elemento.</i>	44
2.2.9.	<i>Selección de rodamientos.</i>	44
2.2.10.	<i>Procesos de conformado.</i>	45
2.2.11.	<i>Potencia de la máquina.</i>	50

2.2.12.	<i>Sistema de transmisión.</i>	52
2.2.13.	<i>Proceso de cizalladura.</i>	53
2.2.14.	<i>Sistema hidráulico.</i>	55
2.2.15.	<i>Bomba de propulsión.</i>	57

CAPÍTULO III

3.	Metodología de la investigación	58
3.1.	Métodos de investigación	58
3.1.1.	<i>Selección del proceso de manufactura para el corrugado de chapa metálica.</i>	58
3.1.2.	<i>Diseño de la máquina</i>	59
3.1.2.1.	<i>Justificación del criterio de falla a usarse en el diseño</i>	59
3.1.2.2.	<i>Cálculos de diseño, selección de materiales y modelación del diagrama de flor.</i>	62
3.1.2.3.	<i>Diseño de la guillotina.</i>	132
3.1.2.4.	<i>Cálculo y selección del sistema hidráulico.</i>	138
3.1.2.5.	<i>Diseño de la estructura base.</i>	143
3.1.2.6.	<i>Diseño del tablero de potencia y control para la maquina roll formadora</i>	144
3.1.3.	<i>Modelación de los elementos de la máquina.</i>	149

CAPÍTULO IV

4.	Resultados y discusión	151
4.1.	Resultados	151
4.1.1.	<i>Validación de componentes y simulación del funcionamiento.</i>	151
4.2.	Discusión	157

CAPÍTULO V

5.	Propuesta	159
5.1.	Simulación de los procesos de manufactura	159
5.2.	Análisis de costos de la maquina roll formadora	162

	CONCLUSIONES	166
--	---------------------	-----

	RECOMENDACIONES	167
--	------------------------	-----

BIBLIOGRAFÍA

ANEXOS

ÍNDICE DE TABLAS

Tabla 1-2: Aplicaciones de la lámina galvanizada.....	9
Tabla 2-2: Características de la materia prima.....	9
Tabla 3-2: Típicos valores de n y K de diversos materiales	17
Tabla 4-2: Factores de temperatura.....	45
Tabla 5-2: Valores típicos de $C_y m$ para diversos materiales recocidos.....	47
Tabla 1-3: Metodología de investigación.....	58
Tabla 2-3: Parámetros de conformación de acuerdo al tipo de proceso.....	59
Tabla 3-3: Consideraciones para la determinación del mejor proceso.....	59
Tabla 4-3: Características del perfil a conformarse	62
Tabla 5-3: Variación de dimensiones para estas dos etapas.....	68
Tabla 6-3: Parte superior.....	72
Tabla 7-3: Potencia requerida por cada rodillo en el eje.....	102
Tabla 8-3: Potencia de los rodillos.....	103
Tabla 9-3: Potencia de los rodillos de fuerza.	104
Tabla 10-3: Potencia de los separadores.	104
Tabla 11-3: Datos iniciales para el sistema de transmisión	105
Tabla 12-3: Factor de servicio	106
Tabla 13-3: Factor para múltiples cadenas	107
Tabla 14-3: Factor para múltiples cadenas	108
Tabla 15-3: Valores interpolados.....	108
Tabla 16-3: Factor para múltiples cadenas	109
Tabla 17-3: Fuerza de tensión en función del paso.....	111
Tabla 18-3: Rodamientos cilíndricos	113
Tabla 19-3: Chavetero para chavetas paralelas.....	113
Tabla 20-3: Propiedades mecánicas del acero AISI 4140.....	115
Tabla 21-3: Coeficientes de acabado superficial	118
Tabla 22-3: kb Factor de modificación del tamaño	118
Tabla 23-3: Factor de confiabilidad	119
Tabla 24-3: Selección de pernos	123
Tabla 25-3: Serie de paso grueso y fino.....	124
Tabla 26-3: Propiedades mecánicas del acero estructural A36.....	126
Tabla 27-3: Dimensiones de la tuerca.....	130
Tabla 28-3: Catálogo Bohler.....	137
Tabla 29-3: Comparación de las propiedades mecánicas de diversos materiales.	137

Tabla 30-3: Material K110.....	138
Tabla 31-3: Cilindros	140
Tabla 32-3: Características del motor eléctrico	144
Tabla 33-3: Características técnicas del motor seleccionado.....	145
Tabla 34-3: Selección del variador trifásico	148
Tabla 35-3: Selección del calibre del alimentador para el motor trifásico.....	149
Tabla 1-4: Análisis del esfuerzo equivalente máximo de Von Mises en cada etapa.....	154
Tabla 2-4: Tamaño de malla y convergencia de la curva respectivamente.....	156
Tabla 1-5: Procedimiento de soldadura	162
Tabla 2-5: Costos de materia prima	163
Tabla 3-5: Costos de máquinas y herramientas	164
Tabla 4-5: Costos de mano de obra.....	164
Tabla 5-5: Costos directos totales	165

ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 1-2: Motor de turbina fabricado con aleaciones metálicas	6
Figura 2-2: Proceso de laminado	7
Figura 3-2: Chapa metálica y su aplicación	7
Figura 4-2: Figuras simétricas.....	8
Figura 5-2: Planchas galvanizadas.....	9
Figura 6-2: Plancha galvanizada.....	10
Figura 7-2: Figuras simétricas.....	10
Figura 8-2: Necesidad del pulmón de chapa.....	11
Figura 9-2: Método de radio constante.	12
Figura 10-2: Planchas galvanizadas.....	12
Figura 11-2: Diagrama esfuerzo – deformación	14
Figura 12-2: Comportamiento de la chapa durante el doblado	15
Figura 13-2: Operaciones de doblado de chapa metálica.....	15
Figura 14-2: Teoría de esfuerzo cortante	21
Figura 15-2: Esfuerzos triaxiales	22
Figura 16-2: Energía de distorsión.....	24
Figura 17-2: Superficies octaédricas.....	25
Figura 18-2: Circulo de Mohr	28
Figura 19-2: Circulo para estado general de esfuerzo.....	28
Figura 20-2: Teoría de falla	29
Figura 21-2: Fallas dúctiles.....	31
Figura 22-2: Tipos de columnas	35
Figura 23-2: Geometría del material	38
Figura 24-2: Esquema del accionamiento.....	39
Figura 25-2: Lámina doblada de acuerdo al modelo del dado	42
Figura 26-2: Doblado deslizante antes y después del doblado	47
Figura 27-2: Doblado de chapa, y características de dados y punzones	48
Figura 28-2: Chapa corrugada	48
Figura 29-2: Perfil extruido de aluminio.....	49
Figura 30-2: Formado con rodillos	49
Figura 31-2: Proceso de cizalladura.....	53
Figura 32-2: Cilindros hidráulicos	56
Figura 33-2: Diagrama de la porta cuchilla.....	56
Figura 1-3: Teorías de fallo, Von Mises y Tresca.....	60
Figura 2-3: Dimensiones del perfil	62

Figura 3-3: Desarrollo del perfil	62
Figura 4-3: Ubicación de la fibra neutra	63
Figura 5-3: Posiciones de la fibra neutra	63
Figura 6-3: Perfil tipo Onda.....	64
Figura 7-3: Comprobación en el software Solid Works.....	65
Figura 8-3: Número de pasos en la plancha.....	65
Figura 9-3: Paso inicial de deformación	66
Figura 10-3: Dimensiones del perfil tipo onda	66
Figura 11-3: Plancha sometida a la fuerza de todos los rodillos.....	68
Figura 12-3: Configuración de los rodillos	69
Figura 13-3: Diagramas de cortante y momento flector	70
Figura 14-3: Selección del material para el eje.....	71
Figura 15-3: Selección de material para los rodillos.....	74
Figura 16-3: Digitalización y transferencia de archivo.....	75
Figura 17-3: Apertura del archivo transferido	76
Figura 18-3: Material no lineal	76
Figura 19-3: Propiedades del material a deformarse.....	77
Figura 20-3: Cargar el archivo en el software SolidWorks.....	77
Figura 21-3: Visualización de la geometría	78
Figura 22-3: Seleccionar material no lineal para la plancha	78
Figura 23-3: Seleccionar material lineal para los rodillos	79
Figura 24-3: Contactos por defecto	79
Figura 25-3: Creación de contactos	80
Figura 26-3: Selección de las superficies para realizar la deformación	80
Figura 27-3: Inserción del coeficiente de fricción	81
Figura 28-3: Método matemático aumentada de Lagrange.....	81
Figura 29-3: Factor de convergencia	82
Figura 30-3: Movimiento de los rodillos	82
Figura 31-3: Eje Z, rotación de los rodillos	83
Figura 32-3: Movimiento de la plancha metálica	83
Figura 33-3: Restricciones de movimiento para la lámina metálica	84
Figura 34-3: Teorías de mallado	84
Figura 35-3: Generar mallado	85
Figura 36-3: Malla Element Quality	85
Figura 37-3: Tamaño de mallado para la lámina metálica	86
Figura 38-3: Mejoramiento de la malla para la plancha metálica	86
Figura 39-3: Mejoramiento de la malla para la plancha metálica	87

Figura 40-3: Número de pasos para la simulación.....	87
Figura 41-3: Large Deflection posición ON	88
Figura 42-3: Configuraciones de NO Linealidad.....	88
Figura 43-3: Configuraciones para el análisis de la deformación.....	89
Figura 44- 3: Selección de caras laterales de la plancha.....	89
Figura 45-3: Restricciones de movimiento para la plancha metálica.....	90
Figura 46-3: Configuración para la rotación de los rodillos	90
Figura 47-3: Rotación de los rodillos en el eje Z.....	91
Figura 48-3: Introducción de la velocidad de rotación de los rodillos.....	91
Figura 49-3: Selección del comando Total Deformation	92
Figura 50-3: Comprobación del proceso.....	92
Figura 51-3: Resultados de la deformación total	93
Figura 52-3: Exportación de información de la deformación primer método.....	93
Figura 53-3: Exportación de información de la deformación segundo método.....	94
Figura 54-3: Guardado de la información de deformación anterior.....	94
Figura 55-3: Edición de la geometría de la lámina metálica.....	95
Figura 56-3: Información de la deformación guardado en formato STL.....	95
Figura 57-3: Software Autodesk fusión 360 versión educativa	96
Figura 58-3: Geometría deformada de la plancha metálica	96
Figura 59-3: Procedimiento para la creación de un plano de corte en Autodesk fusión 360.....	96
Figura 60-3: Creación de un plano de corte en Autodesk fusión 360	97
Figura 61-3: Corte de la lámina en Autodesk fusión 360	97
Figura 62-3: Obtención del perfil de la lámina metálica Autodesk fusión 360	98
Figura 63-3: Creación de un croquis, del perfil metálico.....	98
Figura 64-3: Extracción del perfil metálico	99
Figura 65-3: Exportar solido como formato STEP.	99
Figura 66-3: Sólido deformado listo para una nueva deformación.....	100
Figura 67-3: Nuevo ciclo para la deformación en software ANSYS.....	100
Figura 68-3: Etapas de modelado del diagrama de flor	101
Figura 69-3: Magnitudes a considerar para el cálculo del torque	101
Figura 70-3: Tiempo de estabilización.....	103
Figura 71-3: Selección de la cadena	107
Figura 72-3: Diagramas de momento y cortante.....	115
Figura 73-3: Factores de carga Kt.....	119
Figura 74-3: Radio de muesca	120
Figura 75-3: Radio de muesca	121
Figura 76-3: Pernos de sujeción y eje de rodillos	122

Figura 77-3: Selección del material para la base de rodamientos	125
Figura 78-3: Valores correspondientes de a y b de la bancada	126
Figura 79-3: Diseño de la placa superior de la base de los rodamientos	127
Figura 80-3: Diagrama de fuerza y momento flector.....	128
Figura 81-3: Placa superior de la base de los rodamientos	128
Figura 82-3: Factor de modificación de efectos varios.....	131
Figura 83-3: Fuerzas presentes en el proceso de corte por guillotina	133
Figura 84-3: Parámetros de selección de la herramienta de corte.....	134
Figura 85-3: Cuchilla	134
Figura 86-3: Cargas efectuadas sobre la cuchilla.....	135
Figura 87-3: Diagrama de momento y cortante en el plano X-Z.....	135
Figura 88-3: Fuerza de empuje	139
Figura 89-3: Placa de sujeción	140
Figura 90-3: Fuerzas actuantes	141
Figura 91-3: Estructura base	143
Figura 92-3: Tren de rodillos	144
Figura 93-3: Diseño del sistema de arranque y control de la roll formadora.....	146
Figura 94-3: Diseño del tablero de control	147
Figura 95-3: Componentes de la roll formadora.....	150
Figura 1-4: Modelo final	151
Figura 2-4: Dimensiones de la plancha.....	152
Figura 3-4: Modelo simplificado	152
Figura 4-4: Etapas de modelado del diagrama de flor	153
Figura 5-4: Plancha manufacturada	154
Figura 6-4: Análisis de mallado	155
Figura 7-4: Factor de seguridad – análisis estático	155
Figura 8-4: Factor de seguridad – análisis dinámico.	155
Figura 9-4: Deformación.....	156
Figura 10-4: Factor de seguridad – análisis estático.	156
Figura 11-4: Deformación.....	157
Figura 12-4: Esfuerzo máximo.....	157
Figura 1-5: Simulación de manufactura de la caja de rodamientos	159
Figura 2-5: Simulación de manufactura de la caja de rodamientos inferior	159
Figura 3-5: Simulación de manufactura de la cuchilla superior	160
Figura 4-5: Simulación de manufactura de la cuchilla inferior	160
Figura 5-5: Simulación de manufactura del eje inferior	160
Figura 6-5: Simulación de manufactura del eje superior	160

Figura 7-5: Simulación de manufactura del rodillo	161
Figura 8-5: Simulación de manufactura del rodillo inferior	161

ÍNDICE DE ABREVIACIONES

CAD	Diseño asistido por computadora
CAM	Manufactura asistida por computadora
CAE	Ingeniería asistida por computadora
MEF	Método del elemento finito
HV	Dureza Vickers
HB	Dureza Brinell
D.C.L.	Diagrama de cuerpo libre
DIN	Deutsches Institut für Normung (Instituto alemán de normalización)
AISI	American Iron and Steel Institute (Instituto americano del hierro y el acero)
PMI	Punto muerto inferior
RPM	Revoluciones por minuto
Um	Unidades métricas
MPa	Mega pascales
HP	Horse power (Caballo de fuerza)
KW	Kilovatio
CNC	Control numérico por computadora
IPEC	Instituto de posgrados y educación continua

ÍNDICE DE ANEXOS

ANEXO A. Índice de rigidez y resistencia de diseño para vigas a flexión

ANEXO B. Selección del moto – reductor

ANEXO C. Plancha de acero en el mercado

ANEXO D. Anillo de retención

ANEXO E. Selección del motor

ANEXO F. Perfil de la estructura

RESUMEN

En el mercado actual no existe una máquina capaz de perfilar chapas metálicas con espesores de 2,8mm, por lo cual se hace necesario recurrir al diseño de la misma basándose en diseños previos. El presente trabajo se enfoca en el diseño, validación y manufactura asistida por computadora de una máquina para corrugado y corte de chapa galvanizada. Este estudio se realizó utilizando una metodología aplicada, por lo que se inició determinando el mejor proceso de manufactura para corrugado, luego se diseñó mediante software Diseño asistido por computadora (CAD) cada elemento con la selección del material respectivo, posteriormente fueron analizados en software Método del elemento finito (MEF), con el objetivo de realizar las pruebas de resistencia y como consecuencia de esto validarlos, por último mediante software Manufactura asistida por computadora (CAM) se realizó la simulación de la manufactura, quedando lista para llevarla a la realidad a través de un torno Control numérico por computadora (CNC), esta máquina es de gran utilidad ya que se requiere construir silos para almacenar granos. Este tipo de estudio se recomienda realizarlo en un solo software especializado en perfilería metálica, que contenga los paquetes de datos CAD, CAM, Ingeniería asistida por computadora (CAE), incluyendo la selección de materiales, ya que resulta tedioso realizar los análisis en softwares independientes.

Palabras clave: <DISEÑO ASISTIDO POR COMPUTADORA (CAD) >, <MÉTODO DEL ELEMENTO FINITO (MEF)>, <INGENIERÍA ASISTIDA POR COMPUTADORA (CAE)>, <MANUFACTURA ASISTIDA POR COMPUTADORA (CAM)>, <CONTROL NUMÉRICO POR COMPUTADORA (CNC)>, <PERFILERIA METÁLICA>

**LUIS ALBERTO
CAMINOS
VARGAS**

Firmado digitalmente por LUIS
ALBERTO CAMINOS VARGAS
Nombre de reconocimiento (DN):
c=EC, l=RIOBAMBA,
serialNumber=0602766974,
cn=LUIS ALBERTO CAMINOS
VARGAS
Fecha: 2021.05.13 11:07:04 -05'00'



0057-DBRAI-UPT-IPEC-2021

ABSTRACT

In the current market there is no machine capable of profiling metal sheets with thicknesses of 2.8mm, for which it is necessary to resort to its design based on previous designs. The present work focuses on the design, validation and computer-aided manufacturing of a machine for corrugated and galvanized sheet cutting. This study was carried out using an applied methodology, so it began by determining the best manufacturing process for corrugated, then each element was designed using Computer Aided Design (CAD) software with the selection of the respective material, later they were analyzed in Method software of the finite element (MEF), in order to carry out the resistance tests and as a consequence of this validate them, finally by means of software Computer-aided manufacturing (CAM). The manufacturing simulation was carried out, being ready to be brought to reality through a Computer Numerical Control (CNC) lathe, this machine is very useful since it is necessary to build silos to store grains. This type of study is recommended to be carried out in a single software specialized in metal profiling, which contains the data packages CAD, CAM, Computer Aided Engineering (CAE), including the selection of materials, since it is tedious to carry out the analyzes in independent software.

Keywords: <COMPUTER ASSISTED DESIGN (CAD)>, <FINITE ELEMENT METHOD (MEF)>, <COMPUTER ASSISTED ENGINEERING (CAE)>, <COMPUTER ASSISTED MANUFACTURING (CAM)>, <COMPUTER NUMERICAL CONTROL (CNC) >, <METAL PROFILE>

CAPÍTULO I

1. INTRODUCCIÓN

Se puede conformar un metal aplicando diversos métodos y máquinas, este proceso generalmente se lo realiza en chapa metálica de espesores entre (0,5-1) mm, de aquí surge la necesidad de innovar y diseñar una máquina, que permita obtener planchas galvanizadas corrugadas de 2,8mm de espesor, ya que en el país no se ha llevado a cabo este tipo de estudios.

Para el diseño, se consideran conceptos físicos y de diseño en si para de esta manera determinar la magnitud de la fuerza necesaria, para que la plancha del espesor mencionado se deforme plásticamente y se pueda cizallar, el cálculo desarrollado indica factores de seguridad que son validados garantizando así la calidad y vida útil de la máquina.

Para que el diseño sea efectivo, el modelo obtenido de la maquina se valida mediante software CAD, CAM, CAE, este proceso simula también el funcionamiento en base al cual se determina las zonas que mayor esfuerzo ejercen y que factores de seguridad brindan.

1.1. Planteamiento del problema

El diseño integral de una máquina, comprende el uso de herramientas computacionales CAD, CAM y CAE. En el país este tipo de tecnología tiene cada vez más acogida, sin embargo, aún no es ampliamente utilizada.

El problema principal es la falta de integración de las herramientas computacionales CAD, CAM y CAE en el diseño de una máquina. Por lo general se utiliza alguna de estas herramientas de forma independiente.

El correcto uso e implementación de las tres herramientas de diseño, permiten obtener las directrices necesarias para futuros proyectos de ingeniería.

1.2. Situación problemática

En la actualidad mundial, las diversas necesidades del consumidor deben responderse rápidamente y acortar el ciclo desde la etapa de planificación del producto, hasta la etapa de diseño y fabricación. Uno de los métodos actualmente sugeridos para acortar el ciclo de estos procedimientos es la ingeniería concurrente, que implica el diseño y la fabricación en paralelo.

Las herramientas más poderosas que se pueden utilizar, para hacer que el proceso de diseño y fabricación de un producto sea efectivo, es el CAD (Computer Aided Design), CAM (Computer Aided Manufacturing) y CAE (Computer Aided Engineering).

En Latinoamérica la integración CAD, CAM, CAE ha sido de significativa importancia, con el fin de optimizar recursos. Este proceso también ha otorgado grandes ventajas con las que anteriormente no se contaba como: realizar animaciones, que facilitan la detección de colisiones en los sistemas o interferencias entre sus diversos componentes; simulaciones de mecanizado, que permiten estimar tiempos de producción; facilitar un análisis ingenieril de esfuerzos y deformaciones por método de elementos finitos; así como la realización de planos de fabricación desde diversas proyecciones de la pieza sin la necesidad de realizar esta laboriosa tarea de forma manual simplificando en gran medida este número de pasos, otorgando una visión más amplia en el procedimiento del desarrollo y posibles correcciones del producto.

En el Ecuador, se recurre al uso de herramientas computacionales, debido a sus grandes ventajas que ayudan a que el proceso de diseño sea más eficiente y se optimice recursos en el desarrollo de nuevos productos, con la finalidad de que el diseñador genere mayor precisión en la producción eliminando los errores del operador, generando una reducción de costos de fabricación y desarrollo, así como también la prolongación de la vida útil de las herramientas de corte, que regularmente se acorta debido a un mal manejo.

1.3. Formulación del problema

¿Es posible diseñar una máquina para corrugado y corte de chapa galvanizada de espesor 2,8 mm para silos, utilizando tecnología CAD, CAM, CAE?

1.4. Preguntas directrices o específicas de la investigación

¿Para qué sirve la investigación?

La presente investigación sirve para diseñar una máquina de corrugar y cizallar planchas galvanizadas de 2,8mm de espesor ya que en el país no hay este tipo de diseños.

¿Qué resultados se esperan obtener?

Se espera obtener el diseño de una máquina haciendo uso del CAD, CAM, CAE.

¿Quién o quiénes son los beneficiarios?

El principal beneficiario del diseño, es la Escuela Superior Politécnica de Chimborazo ya que necesita construir silos con planchas corrugadas galvanizadas de espesor 2,8mm.

¿Por qué es importante la investigación?

La investigación es de mucha importancia, ya que minimiza defectos y optimiza el tiempo de fabricación y costos.

¿Cuáles son los aportes de trascendencia que dejara?

Un nuevo diseño de máquina para espesor diferente que los tradicionales.

1.5. Justificación de la investigación

Contribución teórica:

El conformado del metal, se realiza por diferentes métodos y utilizando máquinas de todo tipo, sin embargo, la mayoría de operaciones se realizan en chapa metálica de espesores entre 0,5 y 1 mm, por lo que es necesario realizar una investigación que ayude al desarrollo de una máquina, y esta sea la principal herramienta para obtener planchas corrugadas de 2,8 mm de espesor.

Contribución practica:

En el país no se ha realizado el diseño de una máquina de estas características, por lo que se busca innovar y tener una base para el desarrollo de posteriores diseños de máquinas de características similares.

Se busca obtener un modelo, que establezca la fuerza necesaria para que la chapa metálica de 2,8 mm de espesor tenga una deformación plástica.

Se espera obtener un modelo CAD de la máquina, y posteriormente validarlo mediante software CAE.

Se espera realizar la integración de las herramientas computacionales CAD, CAM, y CAE para el diseño de una máquina corrugadora y cortadora de chapa metálica de 2.8 mm de espesor, que posteriormente podría ser utilizada para la construcción de silos para granos.

1.6. Objetivo general de investigación

Diseñar, validar y manufacturar una máquina asistida por computadora para corrugado y corte de chapa galvanizada de espesor 2.8mm.

1.7. Objetivos específicos de investigación e hipótesis

- Determinar los procesos de manufactura de planchas corrugadas de chapa metálica.
- Determinar la fuerza necesaria para que la chapa metálica de 2,8 mm de espesor sufra una deformación plástica para el proceso de corrugado.
- Realizar el diseño con la ayuda de software CAD, de las partes y piezas de la máquina para corrugar y cortar chapa metálica de 2,8 mm de espesor y realizar la selección de materiales.
- Utilizar software CAM, para determinar los tiempos y procesos de manufactura necesarios para fabricar la máquina de corrugado y corte de chapa metálica.
- Validar el diseño de los elementos de la máquina, mediante el uso de software MEF y realizar las simulaciones de funcionamiento de la máquina.

CAPÍTULO II

2. MARCO TEÓRICO

2.1. Antecedentes del problema

Los fabricantes que realizan la implementación metódica de los sistemas CAD / CAM / CAE, perciben un crecimiento de calidad de sus propios productos, manteniendo así la competitividad en el mercado. Por lo tanto, es muy importante realizar la implementación metódica de los sistemas CAD / CAM / CAE. (Saric, 2009).

A menudo sólo se aprovecha el 5% de las herramientas tecnológicas, a las que se tiene alcance y muchas de ellas tienen que ver con el manejo de algún software en particular para su operación, ya sea desde el manejo de aplicaciones de un teléfono móvil, hasta las herramientas de diseño que utiliza el actual ingeniero. La aplicación de las herramientas computacionales en el diseño, (CAD, CAM, CAE) ofrecen la ventaja y facilidad por medio de la versatilidad de sus módulos, la transferencia de información desde la etapa de diseño a la etapa de fabricación del producto, sin necesidad de volver a capturar los datos geométricos.

La base de datos que se desarrolla durante el CAD posteriormente se procesa en el CAM, para obtener los datos e instrucciones necesarias para operar y controlar la maquinaria de producción. Todo esto ofrece una mayor flexibilidad al fabricante, permitiendo a la empresa responder con mayor agilidad a las demandas del mercado y al desarrollo de nuevos productos. (Solorzano, 2012).

El equipamiento de hardware necesario para trabajar con estas herramientas, es un factor crítico a la hora de hacer realmente operativas estas tecnologías de diseño. Para el desarrollo del presente tema de tesis, se tomará como referencia, máquinas de otros países que tienen similares características.

2.2. Bases teóricas

2.2.1. *Materiales metálicos*

Son sustancias inorgánicas, conformadas por uno o más elementos metálicos, como el cobre, aluminio, hierro, titanio, níquel, también pueden contener elementos no metálicos como el

oxígeno, carbono, nitrógeno, los metales poseen estructura cristalina, los átomos están dispuestos de forma ordenada, son dúctiles, resistentes a la temperatura ambiente, buenos conductores eléctricos y térmicos, sean puros o en aleación son utilizados en numerosas industrias, por ejemplo la aeronáutica como se indica en la Figura 1-2. (Smith, 2006)



Figura 1-2: Motor de turbina fabricado con aleaciones metálicas
Fuente (Smith, 2006)

2.2.2. Fundición de metales, aleaciones y laminado.

Se procesan fundiendo el metal en los altos hornos, aquí se puede añadir también otros materiales para producir aleaciones, por ejemplo, al metal magnesio se le puede añadir aluminio fundido, al ser mezclado homogéneamente se obtiene la aleación, aluminio – magnesio, este líquido es enfriado directamente en una máquina de colada semicontinua y al enfriarse por completo se obtiene un lingote en forma de plancha.

Estos son sometidos al proceso de conformado mecánico (laminado en frío), que consiste en deformarlos plásticamente durante prolongados periodos de tiempo, reduciendo su espesor cómo se indica en la Figura 2-2a, mediante grandes laminadores de rodillos, hasta convertirlos en chapas y placas como se observa en la Figura 2-2b, también pueden ser laminados en caliente, para este proceso se recalienta el lingote a una temperatura de 1200°C, con el metal caliente se puede obtener mayor reducción del espesor en menor tiempo. (Smith, 2006)

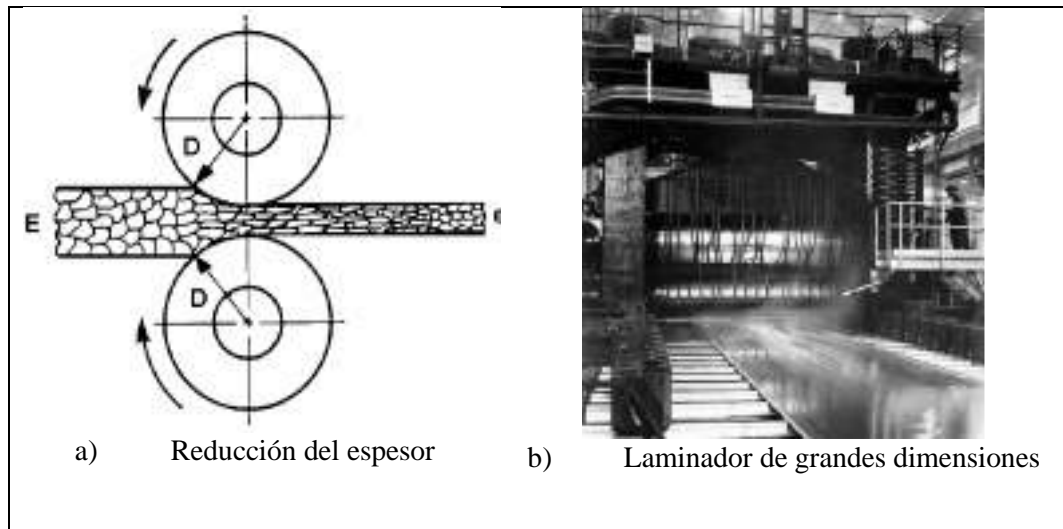


Figura 2-2: Proceso de laminado

Fuente: (Bosco, 1999), (Smith, 2006)

2.2.3. *Chapa metálica.*

Una vez terminado el proceso descrito en el inciso anterior, se obtiene la chapa metálica, que es una lámina delgada de metal como se muestra en la Figura 3-2a, generalmente se encuentra en el mercado en espesores de 0,5 a 1,2 milímetros, es utilizada en numerosas industrias, como la automotriz, donde se elabora puertas de automóviles (ver Figura 3-2b).

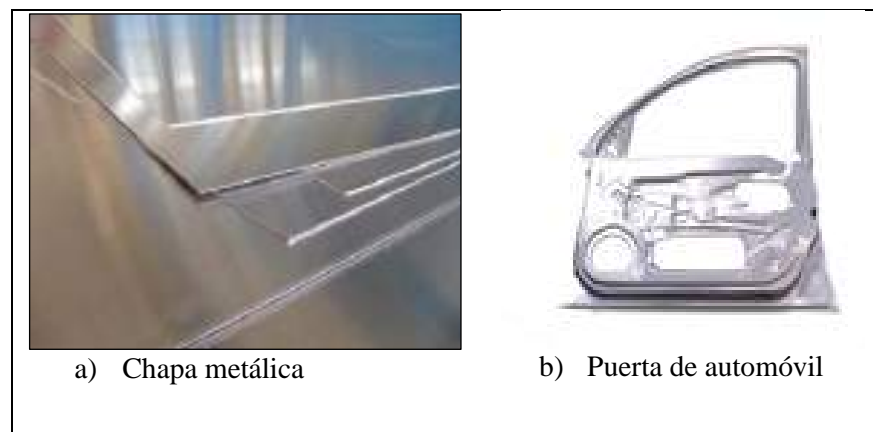


Figura 3-2: Chapa metálica y su aplicación

Fuente: (Tiendale.com, n.d.), (AutoForm, n.d.)

A menudo se pliegan formando grecas y ondas, para que aumenten la inercia y así proporcionarles mayor dureza. Los elementos con los que se fabrican suelen llevar tratamientos superficiales contra la oxidación y corrosión, tales como cromados, pinturas y galvanizados. (Rosero, 2016)

Las chapas metálicas se clasifican bajo algunos criterios como:

- Aplicación
- Material
- Preparación y tratamiento superficial
- Procedimiento de fabricación
- Según su calibre: Finas <3mm, Gruesas >3mm

Geometría de la chapa

El módulo plástico es obtenido en base a la sección transversal, de acuerdo a la división que genere el eje neutro, la geometría de una plancha se clasifica en simétrica y asimétrica, las simétricas tienen al menos dos ejes perpendiculares de simetría como se indica en la Figura 4-2, para el caso de doblado en triángulo equilátero, es simétrico pero sus ejes no son perpendiculares entre sí. (Gangotena, 1986)

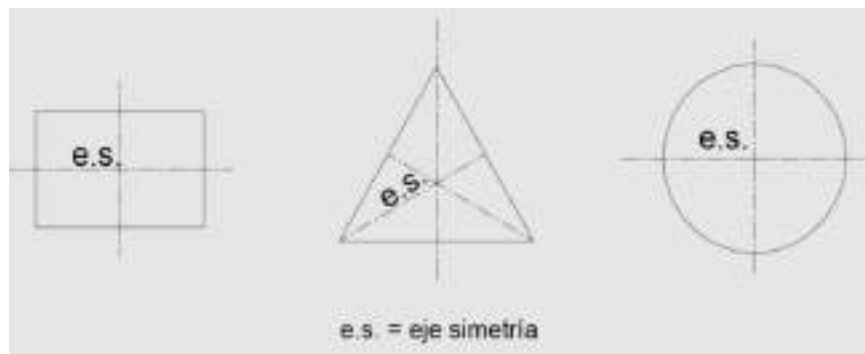


Figura 4-2: Figuras simétricas

Fuente: (Gangotena, 1986)

$$Z = 2M_{es} = 2M_{ei} \quad (1)$$

Dónde:

Z = Módulo plástico.

M_{ei} = Momento estático de la sección transversal bajo el eje neutro plástico.

M_{es} = Momento estático de la sección transversal sobre el eje neutro plástico.

Dimensiones de la chapa

De acuerdo al catálogo de productos que se encuentran en el país, en este apartado se detalla las características geométricas de la materia prima a usarse para la conformación del perfil o panel, como se indica en la Figura 5-2.

Especificaciones Generales:

Acero Base:	Calidad comercial o según tabla de laminado al frío
Norma:	NTE INEN 115
Espesores:	0.30mm a 2.90mm
Rollos:	X 1219mm y por fejes
Planchas:	4 x 8 pies y medidas especiales
Flor:	Regular, Mínima, Zero



Figura 5-2: Planchas galvanizadas

Fuente: (DIPAC, 2016)

Estas chapas metálicas están recubiertas con zinc con la norma de fabricación NTE INEN 115, laminadas al frío, se las puede encontrar en espesores que varían desde 0.30 mm a 2.90 mm de espesor, con largos estándar y también con medidas especiales cuando se trate de un pedido. Este tipo de planchas metálicas, ofrecen gran resistencia a la corrosión y una extensa duración, en la Tabla 1-2, se muestran algunos campos donde tienen aplicación.

Tabla 1-2: Aplicaciones de la lámina galvanizada

Producto / Mercado	Comercial, Construcción y Edificios	Industrial	Línea Blanca	Automotriz
Lámina Galvanizada	Techos y paredes, periferia y turbona en general, pormes, soportes de cielo falso, ductos de aire, silos para almacenar granos, accesorios para construcción, cortinas metálicas, señalizaciones de carretera, estructuras, techos y soportes de establecimientos.	Aire acondicionado, ventiladores de techo y ventana, tapas, extractores de humo, casas móviles, ductos, bisegras, recipientes, cajas eléctricas, pizarrones electrónicos, motores, lámpas, etc.	Respaldo de refrigeradores, estufas y lavadoras, soportes, bases, uniones, esquinitos y accesorios de fijación y otras partes no expuestas, etc.	Motors, uniones, soportes, piso, Carter, guantera, portaestéreos, cinchos y otras partes no expuestas, etc.

Fuente: (DIPAC, 2016)

Según el catálogo de presentación del material que se muestra en la Tabla 1-2, estas planchas de acero galvanizado, se pueden usar para la construcción de silos para almacenamiento de granos.

Por tanto, este material es idóneo para solventar el presente estudio de diseño de la maquina perfiladora, cuyas características se describen en la Tabla 2-2.

Tabla 2-2: Características de la materia prima.

Acero Base	ASTM A-36
Norma	NTE INEN 115
Recubrimiento	Zinc, G-40
Espesor	2.8 mm
Rollo	1220 mm de ancho X 100 m de largo
Plancha	1220 mm de ancho X 2440 mm de largo

Fuente: (DIPAC, 2016)

Las características mecánicas se indica en la Figura 6-2a y las dimensiones se observa en la Figura 6-2b.

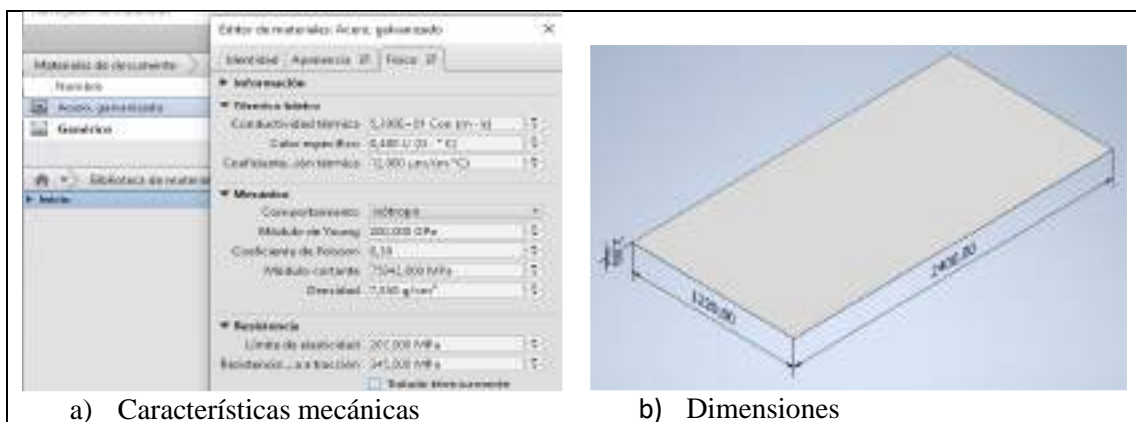


Figura 6-2: Plancha galvanizada

Fuente: Heredia, M. 2020

Diseño de la flor

Comprende el diseño y estudio de cada etapa de conformación de la chapa metálica, desde la forma plana hasta alcanzar el perfil deseado como se indica en la Figura 7-2.

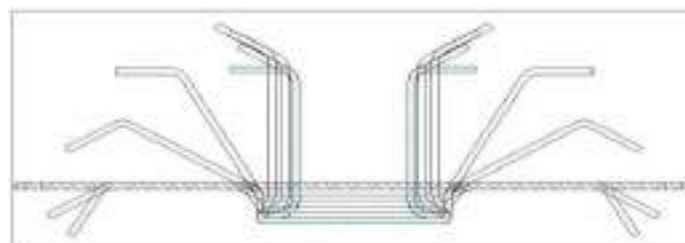


Figura 7-2: Figuras simétricas

Fuente: (Gangotena, 1986)

Para el diseño se recomienda considerar:

- ✓ Obtener un flujo de material suave.
- ✓ Realizar una sola deformación por etapa, para evitar errores de geometría y lograr un doblado uniforme único.
- ✓ El perfil abierto debe mirar hacia arriba, esto permite al operador visualizar si se genera algún problema durante el conformado y este pueda ser corregido.
- ✓ El centro de gravedad debe tener mínima oscilación, para evitar alabeos de la plancha.
- ✓ Aprovechar la simetría de la plancha, para evitar esfuerzos en los rodillos.
- ✓ Si se usan rodillos laterales cuidar que no colisionen con la plancha.
- ✓ Considerar el tipo de tensiones internas que posee el material.

- ✓ En lo posible mantener velocidad lineal constante en los puntos de deformación, para evitar que se formen marcas en la superficie de la plancha, este efecto puede ser minimizado mediante lubricación.
- ✓ Para conseguir las alas externas, la chapa debe tener un mínimo de 4 veces el espesor de la plancha por lo que son difíciles de conformar, debido a que los rodillos carecen de contacto con la superficie de la plancha.

Todo doblado requiere un doblado extra, para ello es necesario partir de una determinada longitud sin deformar (segmento D) como se muestra en la figura 8B, a esta longitud se le denomina como pulmón de chapa, misma que será deformada durante el proceso con el objetivo de conseguir las dimensiones del perfil deseado, como se observa en la Figura 8-2.

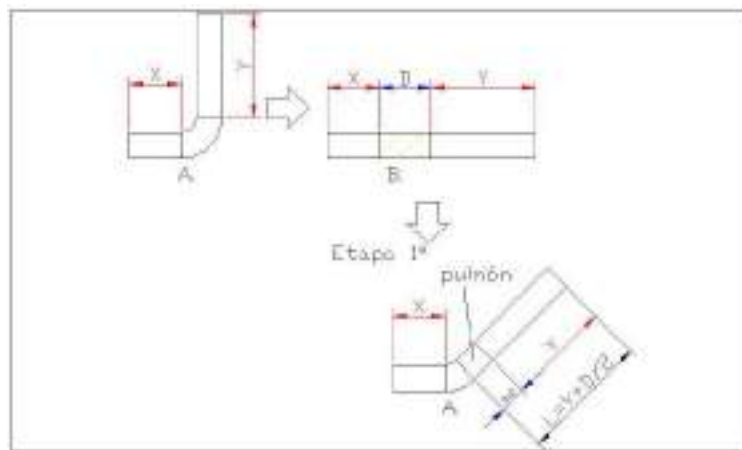


Figura 8-2: Necesidad del pulmón de chapa
Fuente: (Gangotena, 1986; S.A., Hiasa grupo Gonvarri, 2011)

La manufactura, depende de la experiencia y confianza que tenga el constructor en el empleo de las herramientas. Hoy en día la tecnología ofrece softwares avanzados, tal es así que la deformación que sufre la plancha en cada etapa hasta conseguir el diagrama de flor, puede ser estudiado, analizado y simulado mediante elementos finitos, además existen diferentes métodos, uno de ellos es el método de radio constante con pulmón de chapa en ambos lados, este radica en modelar el perfil de la flor con radio constante para todas la etapas de doblado, en consecuencia de esto aumenta también el ángulo de doblado por cada etapa como se indica en la Figura 9-2, el pulmón de chapa es consumido por ambos lados.

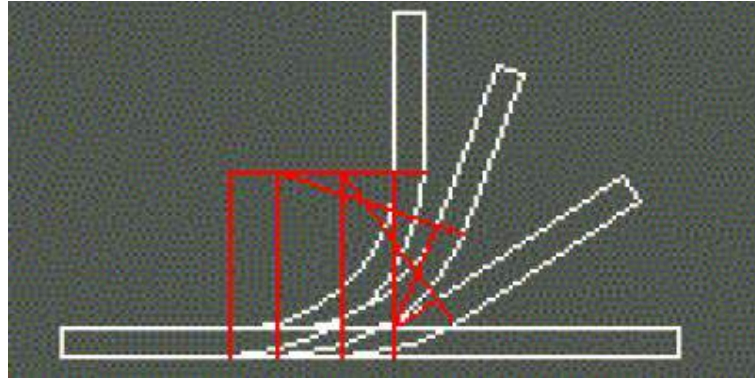


Figura 9-2: Método de radio constante.
Fuente: (Gangotena, 1986)

Análisis de la geometría del perfil de chapa para el presente estudio

El diseño del perfil que se pretende llevar a cabo es de tipo onda, por lo que se analiza modelos similares en las páginas web, para obtener una idea clara del perfil y de los parámetros que se debe considerar como se indica en la Figura 10-2.



Figura 10-2: Planchas galvanizadas
Fuente: (S.A., Hiasa grupo Gonvarri, 2011)

Cálculo del número de aristas de una plancha

Al obtenerse la longitud del desarrollo del paso de perfil, se puede encontrar a su vez el número de aristas (Na), que se forman en la chapa de longitud “x”, con una división como se indica a continuación:

$$Na = \frac{\text{Longitud de la chapa galvanizada}}{\text{Longitud de desarrollo de la arista}} \quad (2)$$

Cálculo del número de pasos para la secuencia del corrugado

Se han hecho numerosos intentos durante mucho tiempo para llevar la "ciencia" a la formación de perfiles, o al menos para proporcionar algunas pautas numéricas, para calcular el número de pases uno de los primeros enfoques es, calcular la distancia desde el borde de la tira, hasta el borde del producto terminado de una manera simple y recta de diseño.

No existe un método estándar para calcular el número óptimo de pasadas requeridas, es más los resultados de los diseñadores se basan en la experiencia. El proceso más utilizado es descrito por: F. Graduous: "El experimentado diseñador de rollos garabatea un poco, mira al techo y bastante dice positivamente: "Puedo hacerlo en diez". (Halmos T)

Método de la fórmula empírica

Otro método para calcular el número de pases con diseño de rodillo asistido por computadora, se basa en ecuaciones empíricas, como la que se describe a continuación, considerando los parámetros recomendados por el libro roll forming Handbook. (Halmos T).

$$n = \left[0.237H^{0.8} + \frac{0.834}{t^{0.87}} + \frac{\alpha}{90} \right] \left[\frac{Y^{2.1}}{0.003U} \right]^{0.15} S(1 + 0.5Z) + e + Tf + 5zs \text{ (Um)} \quad (3)$$

Dónde:

n = Número de pasos

H = Altura máxima del perfil (m)

t = Espesor del material (mm)

α = Grado total de ángulos formados de un lado del plano guía.

Y = Limite elástico (Mpa)

U = Resistencia a la tracción (MPa)

z = Agujeros, punzonados y factor de continuidad de la tira (0-2)

s = Factor de forma (1-1.6)

e =Cantidad de pasos adicionales (1.2, etc) por ejemplo para marcar, ranurar, duplicar.

Tf = Factor de tolerancia (0-2)

2.2.4. Deformación

Es el cambio de la forma o tamaño natural que sufre un cuerpo tras la aplicación de fuerzas, ya sean a tensión o compresión, la deformación unitaria es adimensional y se da por el cociente entre, la deformación total y la longitud en la que se ha producido, como se indica en la ecuación (4): (Singer)

$$\epsilon = \frac{\delta}{L} \quad (4)$$

Dónde:

ϵ = Deformación unitaria

δ = Deformación total (mm)

L = Longitud producida (mm)

El comportamiento de un sólido al ser sometido a una carga, describe el diagrama esfuerzo - deformación de materiales dúctiles que se aprecia en la Figura 11-2, se identifica las siguientes zonas, O-A: Región lineal de comportamiento elástico, aquí las fuerzas y deformaciones mantienen la proporcionalidad. (Ley de Hooke), A-B: Comienzan las deformaciones permanentes, A-C: Zona de plasticidad perfecta, C-D: Endurecimiento del sólido por deformación, D-E: Zona de estricción siendo (E) el punto de fractura. (Cabecera Soriano, n.d.)

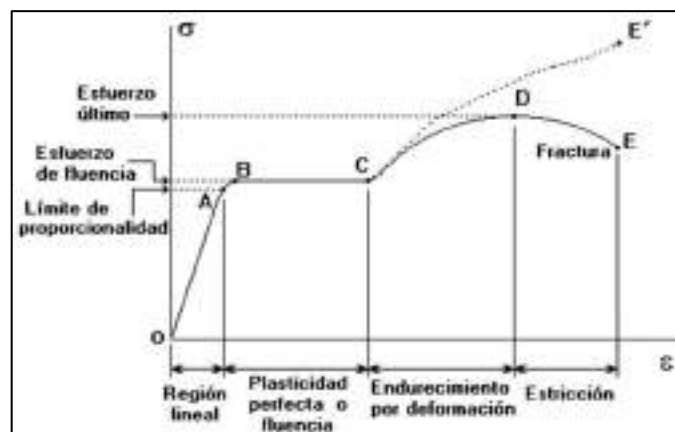


Figura 11-2: Diagrama esfuerzo – deformación

Fuente: (Cabecera Soriano, n.d.)

Por tanto, las deformaciones permanentes se producen para tensiones tal que, la relación límite elástico – límite de rotura, definen la capacidad de conservar la forma dada en un material después de haber sido sometido a un trabajo de deformación ($\sigma_y < \sigma < R$), la plasticidad incrementa con

la relación $\frac{R}{\sigma_y}$. En consecuencia, del efecto de este proceso, se consigue mayor endurecimiento de la sección doblada de color roja y azul que se muestra en la Figura 12-2 b, la flexión es pura y obliga al metal a tomar nueva forma, mediante el flujo plástico y movimientos que alargan y contraen las dimensiones, doblando la chapa metálica lentamente para no sobrepasar el límite de fluencia y así evitar el corte del material.

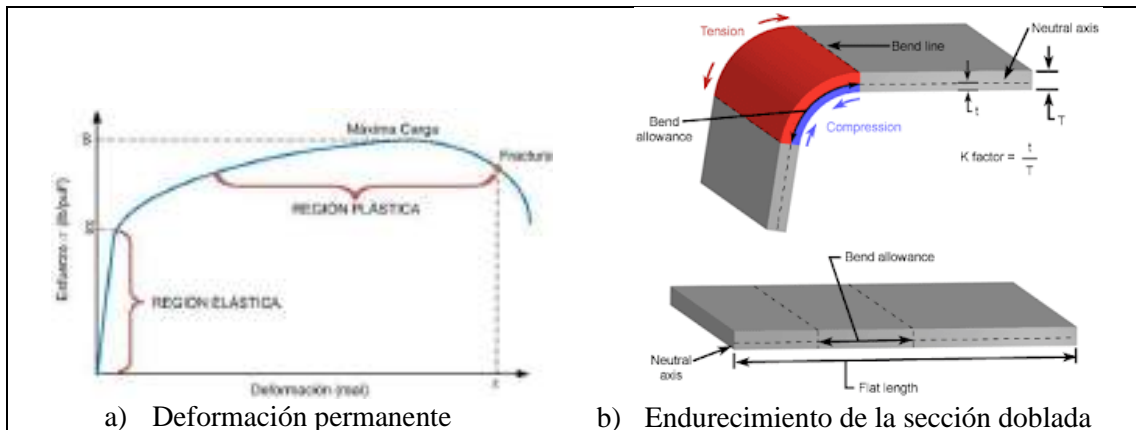


Figura 12-2: Comportamiento de la chapa durante el doblado

Fuente: (Herrera, Lopez, Bernal, & Pajaro, 2015)

El doblado se realiza de acuerdo a determinados ángulos, pueden ser abiertos o cerrados, mayores o menores a 90° respectivamente. En la Figura 13-2, se puede ver diferentes operaciones de doblado de chapa metálica.

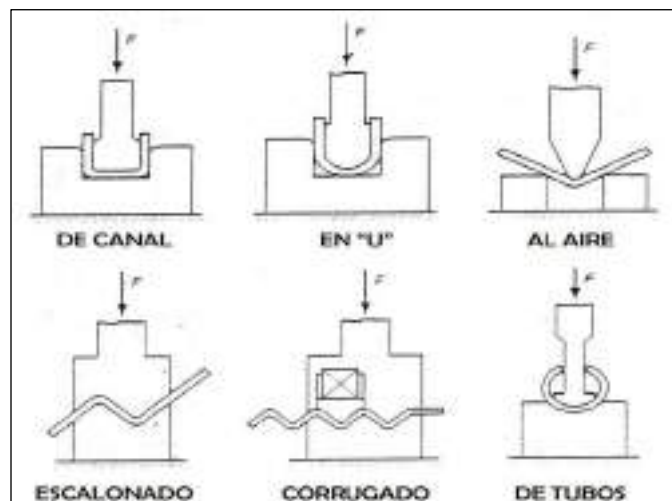


Figura 13-2: Operaciones de doblado de chapa metálica

Fuente: (Industrias de procesos de conformación, 2013)

El momento límite para una sección rectangular viene dado por: (Gangotena, 1986)

$$ML = Z * S_y \quad (5)$$

$$Z = \frac{b \cdot h^2}{4} \quad (6)$$

$$ML = \frac{b \cdot h^2}{4} * S_y \quad (7)$$

Dónde:

Z = Modulo plástico (sección rectangular)

ML = Momento limite

$t = h$ = Espesor máximo de la lámina (mm)

b = Ancho útil de la lámina (mm)

S_y = Límite de fluencia

Deformación elástica

Cuando un material es deformado por efecto de la aplicación de una fuerza externa, y este retoma su forma original cuando la fuerza aplicada desaparece, se denomina como deformación elástica, durante esta deformación los átomos se desplazan a sus posiciones originales y no alcanzan diferentes posiciones. (Esteban, Diaz Alvarez, Diaz Alvarez, Cantero Guisandez, & Miguelez Garrido, 2019)

Recuperación elástica

Cuando se trabaja con materiales dúctiles en el proceso de doblado, se debe considerar la recuperación elástica del material, con la finalidad de conseguir la dimensión final al retirar la carga de deformación sometida, no tiene que ser instantánea la recuperación, sino más bien una vez que el cuerpo recupere la configuración inicial es considerado elástico, si el cuerpo no recupera su geometría original queda una deformación plástica permanente. (Esteban, Diaz Alvarez, Diaz Alvarez, Cantero Guisandez, & Miguelez Garrido, 2019)

Deformación plástica

Durante la deformación plástica los átomos del metal se desplazan desde su posición original hasta otras diferentes, la propiedad que poseen algunos metales de ser deformados sin fracturarse es una de las más importantes en ingeniería, por ejemplo el acero gracias a la gran deformación plástica que posee, se puede manufacturar geometrías complejas, sin que el metal se fracture,

según la DIN 8582 el conformado se clasifica de acuerdo a la tensión que aparece en la hoja y pueden ser: (AutoForm, n.d.)

- Bajo combinación de condiciones de resistencia y compresión.
- Bajo condiciones de compresión.
- Bajo condiciones de doblado.
- Bajo condiciones de cizallamiento.
- Bajo condiciones de resistencia.

Relación tensión deformación en la zona plástica

Cuando la tensión es uniaxial (probeta cilíndrica – ensayo de tracción), la tensión de un material elastoplástico se representa según la ley:

$$\sigma = K \varepsilon^n \quad (8)$$

Dónde:

σ = Relación tensión – deformación

n = Factor de endurecimiento por deformación (caracteriza el comportamiento mecánico del material) si:

$n = 0$ Perfectamente plástico, material rígido

$n = 1$ Material elástico perfecto

$0 < n < 1$ Material elastoplástico en régimen plástico

K = Valor de tensión de la deformación unitaria, coeficiente de resistencia.

En la Tabla 3-2, se detallan los valores a temperatura ambiente de n y K de algunos materiales.

Tabla 3-2: Típicos valores de n y K de diversos materiales

Material	K (MPa)	n
Aluminio 1100-O	180	0.20
Bronce fosforoso (recocido)	720	0.46
Cobre (recocido)	315	0.54
Acero 1020 (recocido)	530	0.28
Acero 1045 (laminado caliente)	965	0.14
Ac. Inox. AISI 304 (recocido)	1275	0.45

Fuente: (Esteban, Diaz Alvarez, Diaz Alvarez, Cantero Guisandez, & Miguelez Garrido, 2019)

Efectos de la deformación plástica

Los efectos producidos por la deformación plástica son tensiones residuales o esfuerzos que quedan plasmados en un material sólido tras retirar la fuerza aplicada, el exceso de tensiones residuales provoca distorsiones y agrietamiento del material, perjudicando el comportamiento del componente en servicio y disminuyendo su resistencia a la fatiga.

2.2.5. Teorías de falla

La pérdida de funcionalidad son eventos como la deformación permanente, agrietamiento y la ruptura están entre las formas de falla de un elemento de máquina. El siglo XVIII aparecieron las máquinas de ensayo en las cuales se doblaban, jalaban y torcían las piezas mediante procesos simples de carga. Por ejemplo, el ensayo de tensión uniaxial es simple cuyas elongaciones son mayores en la dirección axial, por lo que las deformaciones son medibles y los esfuerzos pueden inferir hasta que ocurra la falla, entonces, la pregunta es: ¿Qué es importante?: ¿Una deformación, una energía crítica o un esfuerzo crítico?, desafortunadamente, no existe una teoría universal de falla para un caso general de las propiedades del material y el estado de esfuerzo. En su lugar a través de los años se han formulado y probado varias hipótesis, las cuales han conducido a las prácticas aceptadas en la actualidad. Como han sido aceptadas estas prácticas se caracterizarán como teorías tal como lo hace la mayoría de los diseñadores. (Bunydas, 2008)

El comportamiento del metal estructural se clasifica de manera típica como dúctil o frágil, aunque bajo situaciones especiales un material considerado dúctil puede fallar de una manera frágil. Normalmente los materiales se clasifican como dúctiles si $\epsilon_f \geq 0.05$ y cuando tienen resistencia a la fluencia identificable que a menudo es la misma en compresión que en tensión ($S_{yt} = S_{yc} = S_y$). Los materiales frágiles $\epsilon_f < 0.05$, no presentan resistencia a la fluencia identificable y típicamente se clasifican por resistencias últimas a la tensión y a la compresión S_{ut} y S_{uc} respectivamente donde S_{uc} se da como cantidad positiva, las teorías generalmente aceptadas son: (Bunydas, 2008)

Materiales dúctiles (criterios de fluencia)

Energía de distorsión (ED)

Esfuerzo cortante máximo (ECM)

Mohr Coulomb dúctil (CMD)

Materiales frágiles (criterios de fractura)

Mohr Coulomb frágil (CMF)

Esfuerzo normal máximo (ENM)

Mohr modificada (MM)

Sería de gran utilidad tener una teoría aceptada universalmente para cada tipo de material, pero por una razón u otra se utilizan todas las anteriores. Posteriormente se darán razones para seleccionar una teoría particular.

2.2.5.1. Teoría del esfuerzo cortante máximo

Esta teoría estipula que la fluencia comienza, cuando el esfuerzo cortante máximo de cualquier elemento iguala al esfuerzo cortante máximo en una pieza de ensayo a tensión del mismo material cuando esa pieza comienza a fluir. La teoría del ECM también se conoce como la teoría de Tresca o Guest (Bunydas, 2008)

Muchas teorías se postulan con base en las consecuencias vistas en las piezas sometidas a tensión, cuando una tira de un material dúctil se somete a tensión, se forma líneas de desplazamiento (Llamadas líneas de líder) aproximadamente a 45° de los ejes de la tira. Estas líneas de desplazamiento representan el inicio de la fluencia y cuando se carga hasta la fractura, se observan líneas de fractura en ángulos de aproximadamente 45° con los ejes de tensión. Como el esfuerzo cortante es máximo a 45° del eje de tensión, es lógico pensar que éste es el mecanismo de falla. Sin embargo, es evidente que la teoría del ECM es un predictor aceptable pero conservador de la falla y que como los ingenieros son conservadores por naturaleza, se usa con bastante frecuencia. (Bunydas, 2008)

Hay que recordar que, para el esfuerzo en tensión simple, $\sigma = P/A$ y el esfuerzo cortante máximo ocurre a 45° de la superficie en tensión con una magnitud de $\tau_{\text{máx}} = \sigma/2$. De manera que el esfuerzo cortante máximo en la fluencia es: $\tau_{\text{máx}} = \sigma/2$. Para un estado de esfuerzo general, pueden determinarse y ordenarse tres esfuerzos principales, de modo que $\sigma_1 \geq \sigma_2 \geq \sigma_3$. Entonces, el esfuerzo cortante máximo es: $\tau_{\text{máx}} = (\sigma_1 - \sigma_3)/2$. Por lo tanto, para un estado general de esfuerzo, la hipótesis del esfuerzo cortante máximo produce la fluencia cuando: (Bunydas, 2008)

$$\tau_{\text{máx}} = \frac{(\sigma_1 - \sigma_3)}{2} \geq \frac{S_y}{2} \text{ o } \sigma_1 - \sigma_3 \geq \frac{S_y}{n} \quad (9)$$

Observe que esto implica que la resistencia a la fluencia en cortante está dada por:

$$S_{sy} = 0.5S_y \quad (10)$$

La cual, es baja en alrededor de 15% (conservador).

Para propósitos de diseño, la ecuación (9) puede modificarse para incorporar un factor de seguridad, n , por lo tanto: (Bunydas, 2008)

$$\tau_{\text{máx}} = \frac{S_y}{2n} \text{ o } \sigma_1 - \sigma_3 \geq \frac{S_y}{n} \quad (11)$$

Los problemas de esfuerzo plano son muy comunes cuando uno de los esfuerzos principales es cero y los otros dos, σ_A y σ_B , se determinan a partir de la ecuación (28). Si se supone que $\sigma_A \geq \sigma_B$, existen tres casos a considerar cuando se usa la ecuación (9), para el esfuerzo plano: (Bunydas, 2008)

Caso 1: $\sigma_A \geq \sigma_B \geq 0$. En este caso, $\sigma_1 = \sigma_A$ y $\sigma_3 = 0$. La ecuación (9) se reduce a una condición de fluencia de:

$$\sigma_A \geq S_y \quad (12)$$

Caso 2: $\sigma_A \geq 0 \geq \sigma_B$. Aquí, $\sigma_1 = \sigma_A$ y $\sigma_3 = \sigma_B$, y la ecuación (9) se convierte en:

$$\sigma_A - \sigma_B \geq S_y \quad (13)$$

Caso 3: $0 \geq \sigma_A \geq \sigma_B$. En este caso, $\sigma_1 = 0$ y $\sigma_3 = \sigma_B$ y la ecuación (9) da:

$$\sigma_B \leq S_y \quad (14)$$

Las ecuaciones (12), (13) y (14) se representan en la figura 14 mediante tres líneas indicadas en el plano σ_A , σ_B . Las líneas restantes no marcadas son casos para $\sigma_B \geq \sigma_A$, que normalmente no se usan. Las ecuaciones que se mencionaron también pueden convertirse en ecuaciones de diseño mediante la sustitución del signo de igualdad por el de mayor o igual que y dividiendo S_y entre “ n ”. (Bunydas, 2008)

Observe que la primera parte de la ecuación (3), $\tau_{\text{máx}} S_y / 2n$ es suficiente para propósitos de diseño siempre que el diseñador tenga cuidado al determinar $\tau_{\text{máx}}$. Para el esfuerzo plano, la ecuación (29) no siempre predice $\tau_{\text{máx}}$. Sin embargo, considere el caso especial cuando un esfuerzo normal es cero en el plano, digamos que σ_x y τ_{xy} tienen valores y $\sigma_y = 0$. (Bunydas, 2008)

Puede mostrarse fácilmente que es un problema del tipo caso 2 y el esfuerzo cortante determinado por la ecuación (29) es $\tau_{\text{máx}}$. De manera típica, los problemas de diseño de ejes caen en esta categoría donde existe un esfuerzo normal a partir de las cargas en flexión y/o axiales y surge un esfuerzo cortante a partir de la torsión. (Bunydas, 2008)

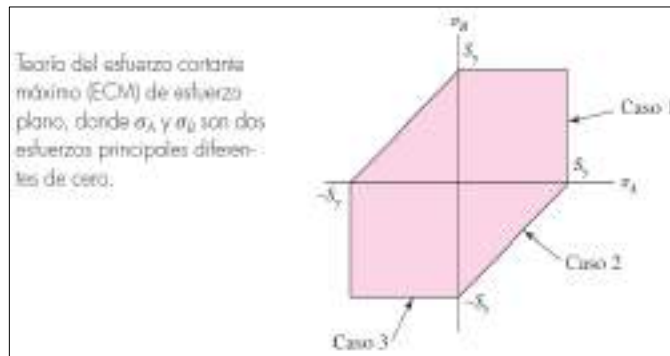


Figura 14-2. Teoría de esfuerzo cortante
Fuente: (Bunydas, 2008)

2.2.5.2. Teoría de la energía de distorsión para materiales dúctiles

Esta teoría predice que la falla por fluencia ocurre cuando la energía de deformación total por unidad de volumen alcanza o excede la energía de deformación por unidad de volumen correspondiente a la resistencia a la fluencia en tensión o en compresión del mismo material. (Bunydas, 2008)

La teoría de la energía de distorsión se originó debido a que se comprobó que los materiales dúctiles sometidos a esfuerzos hidrostáticos presentan resistencias a la fluencia, que exceden en gran medida los valores que resultan del ensayo de tensión simple. Por lo tanto, se postuló que la fluencia no era un fenómeno de tensión o compresión simples, sino más bien, que estaba relacionada de alguna manera con la distorsión angular del elemento esforzado. (Bunydas, 2008)

Para desarrollar la teoría, observe en la figura 15a, el volumen unitario sometido a cualquier estado de esfuerzos tridimensional, designado por los esfuerzos σ_1 , σ_2 y σ_3 . El estado de esfuerzos que se muestra en la Figura 15-2 b es de tensión hidrostática debida a los esfuerzos σ_{prom} que actúan en cada una de las mismas direcciones principales, como en la figura 15a. (Bunydas, 2008)

La fórmula de σ_{prom} es:

$$\sigma_{prom} \geq \frac{\sigma_1 + \sigma_2 + \sigma_3}{3} \quad (15)$$

De esta manera, el elemento de la Figura 15-2 b experimenta un cambio de volumen puro, es decir, sin distorsión angular. Si se considera σ_{prom} como un componente de σ_1 , σ_2 y σ_3 entonces:

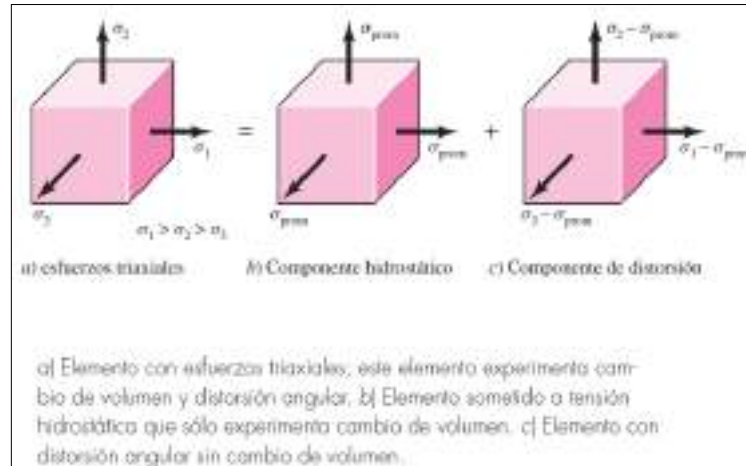


Figura 15-2. Esfuerzos triaxiales

Fuente: (Bunydas, 2008)

Este componente puede restarse de ellos, lo que da como resultado el estado de esfuerzos que se muestra en la figura 15c. Este elemento está sometido a distorsión angular pura, es decir, no hay cambio de volumen. (Bunydas, 2008)

La energía de deformación por unidad de volumen de la tensión simple es $u = \frac{1}{2}\epsilon\sigma$ Para el elemento de la figura 15a, la energía de deformación por volumen unitario es $u = \frac{1}{2}[\epsilon_1\sigma_1 + \epsilon_2\sigma_2 + \epsilon_3\sigma_3]$ por lo que para las deformaciones principales se da por: (Bunydas, 2008)

$$u = \frac{1}{2E}[\sigma_1^2 + \sigma_2^2 + \sigma_3^2 - 2\nu(\sigma_1\sigma_2 + \sigma_2\sigma_3 + \sigma_3\sigma_1)] \quad (16)$$

La energía de deformación para producir sólo cambio de volumen u_v puede obtenerse sustituyendo

σ_{prom} para σ_1 , σ_2 y σ_3 en la ecuación (b). el resultado es:

$$u_v = \frac{3\sigma_{prom}^2}{2E}(1 - 2\nu) \quad (17)$$

Si ahora se sustituye el cuadrado de la ecuación (15) en la ecuación (17) simplificando se obtiene:

$$u_v = \frac{(1-2\nu)}{6E} (\sigma_1^2 + \sigma_2^2 + \sigma_3^2 + 2\sigma_1\sigma_2 + 2\sigma_2\sigma_3 + 2\sigma_3\sigma_1) \quad (18)$$

Entonces la energía de distorsión se obtiene al restar la ecuación (18) de la ecuación (16). De donde, se obtiene: (Bunydas, 2008)

$$u_d = u - u_v = \frac{1+\nu}{3E} \left[\frac{(\sigma_1-\sigma_2)^2 + (\sigma_2-\sigma_3)^2 + (\sigma_3-\sigma_1)^2}{2} \right] \quad (19)$$

Observe que la energía de distorsión es cero si $\sigma_1 = \sigma_2 = \sigma_3$.

Para el ensayo a tensión simple, en la fluencia, $\sigma_1 = S_y$ y $\sigma_2 = \sigma_3 = 0$, y de la ecuación (19) la energía de distorsión es: (Bunydas, 2008)

$$u_d = \frac{1+\nu}{3E} S_y^2 \quad (20)$$

En el caso del estado general de esfuerzo dado por la ecuación (19), se predice la fluencia si la ecuación (19) es igual o mayor que la ecuación (20) esto da: (Bunydas, 2008)

$$\left[\frac{(\sigma_1-\sigma_2)^2 + (\sigma_2-\sigma_3)^2 + (\sigma_3-\sigma_1)^2}{2} \right]^{1/2} \geq S_y \quad (21)$$

Si se tuviera un caso simple de tensión σ , entonces la fluencia podría ocurrir cuando $\sigma \geq S_y$. Por lo tanto, el lado izquierdo de la ecuación (21) puede considerarse como un esfuerzo sencillo, equivalente o efectivo del estado general total del esfuerzo dado por σ_1 , σ_2 y σ_3 . Por lo general, este esfuerzo efectivo se llama esfuerzo von Mises, en honor del doctor R. von Mises, quien contribuyó a elaborar la teoría. Así, la ecuación (21), de la fluencia, puede escribirse como: (Bunydas, 2008)

$$\sigma' \geq S_y \quad (22)$$

Dónde el esfuerzo Von Mises es: (Bunydas, 2008)

$$\sigma' = \left[\frac{(\sigma_1-\sigma_2)^2 + (\sigma_2-\sigma_3)^2 + (\sigma_3-\sigma_1)^2}{2} \right]^{1/2} \quad (23)$$

El análisis estático, mediante la teoría de Von Mises se da por:

$$\frac{S_y}{n} = \sqrt{\sigma_x^2 + 3\tau_{xy}^2} \quad (24)$$

Dónde:

S_y : Límite de fluencia

n : factor de seguridad

σ_x : Esfuerzo de flexión

τ_{xy} : Esfuerzo de torsión

El análisis de un elemento sometido a flexión se da por:

$$\sigma_x = \frac{S_y}{n} \quad (25)$$

$$\frac{32 * M f_{\text{máx}}}{\pi * d^3} = \frac{S_y}{n} \quad (26)$$

$$d = \sqrt[3]{\frac{32 * M f_{\text{máx}} * n}{\pi * S_y}} \quad (27)$$

Para el esfuerzo plano, sean σ_A y σ_B los dos esfuerzos principales diferentes de cero. Entonces, de la ecuación (23), se obtiene: (Bunydas, 2008)

$$\sigma' = (\sigma_A^2 - \sigma_A \sigma_B + \sigma_B^2)^{\frac{1}{2}} \quad (28)$$

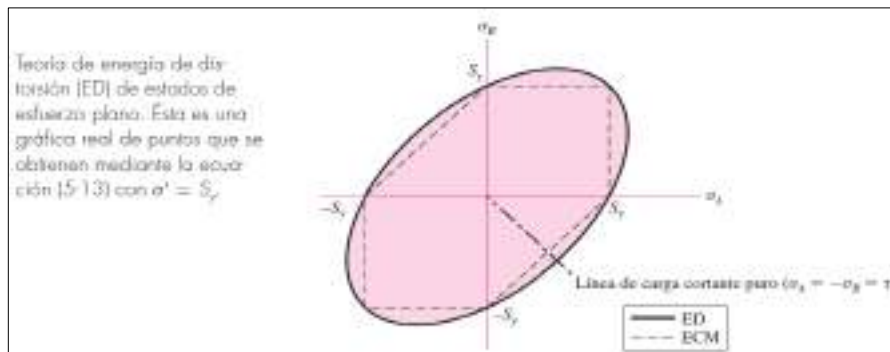


Figura 16-2: Energía de distorsión
Fuente: (Bunydas, 2008)

La ecuación (28) es una elipse rotada en el plano $\sigma A, \sigma B$, como se muestra en la Figura 16-2 con $\sigma = S_y$. Las líneas punteadas en la figura representan la teoría del ECM, que puede verse como más restrictiva y, por ende, más conservadora. Usando las componentes xyz del esfuerzo tridimensional, el esfuerzo von Mises puede escribirse como: (Bunydas, 2008)

$$\sigma' = \frac{1}{\sqrt{2}} [(\sigma_x - \sigma_y)^2 + (\sigma_y - \sigma_z)^2 + (\sigma_z - \sigma_x)^2 + 6(\tau_{xy}^2 + \tau_{yz}^2 + \tau_{zy}^2)]^{1/2} \quad (29)$$

Y para el esfuerzo plano:

$$\sigma' = (\sigma_x^2 - \sigma_x \sigma_y + \sigma_y^2 + 3\tau_{xy}^2)^{1/2} \quad (30)$$

La teoría de la energía de deformación también se denomina: (Bunydas, 2008)

- Teoría de von Mises o von Mises-Hencky
- Teoría de la energía de cortante
- Teoría del esfuerzo cortante octaédrico

Entender el esfuerzo cortante octaédrico dará algo de luz sobre por qué el ECM es conservador. Considere un elemento aislado en el cual los esfuerzos normales sobre cada superficie son iguales al esfuerzo hidrostático σ_{prom} . Existen ocho superficies simétricas a las direcciones principales que contienen este esfuerzo. Lo anterior forma un octaedro como el que se muestra en la Figura 17-2. Los esfuerzos cortantes sobre estas superficies son iguales y se llaman esfuerzos octaédricos cortantes (la Figura 17-2 sólo tiene una de las superficies octaédricas marcadas). A través de las transformaciones de coordenadas, el esfuerzo cortante octaédrico está dado por: (Bunydas, 2008)

$$\tau_{oct} = \frac{1}{3} [(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_3 - \sigma_1)^2]^{1/2} \quad (31)$$

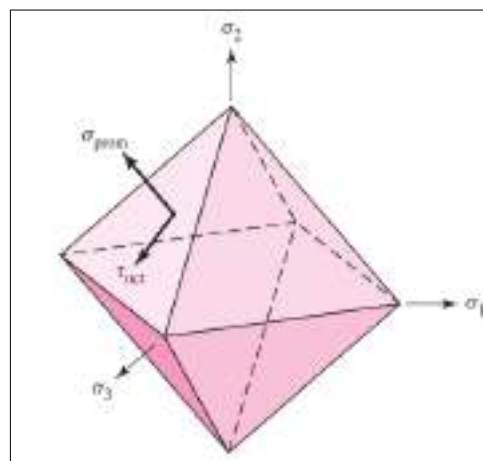


Figura 17-2: Superficies octaédricas
Fuente: (Bunydas, 2008)

Bajo el nombre de teoría del esfuerzo cortante octaédrico, se supone que la falla ocurre siempre que el esfuerzo cortante octaédrico de cualquier estado de esfuerzo es igual o mayor al esfuerzo cortante octaédrico con el cual falla la pieza de ensayo a tensión simple.

Como antes, con base en los resultados del ensayo a tensión, la fluencia ocurre cuando $\sigma_1 = S_y$ y $\sigma_2 = \sigma_3 = 0$. A partir de la ecuación (31) el esfuerzo cortante octaédrico bajo esta condición es: (Bunydas, 2008)

$$\tau_{oct} = \frac{\sqrt{2}}{3} S_y \quad (32)$$

Cuando, para el caso del esfuerzo general, la ecuación (31) es igual o mayor a la ecuación (21), se predice la fluencia. Por tanto, se reduce a: (Bunydas, 2008)

$$\left[\frac{(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_3 - \sigma_1)^2}{2} \right]^{1/2} \geq S_y \quad (33)$$

Que es idéntica a la ecuación (21), lo cual verifica que la teoría del esfuerzo cortante octaédrico máximo es equivalente a la teoría de la energía de distorsión.

El modelo de la teoría del ECM no toma en cuenta la contribución de los esfuerzos normales sobre las superficies a 45° de la pieza sometida a tensión. Sin embargo, estos esfuerzos son $P/2A$, y no los esfuerzos hidrostáticos que son $P/3A$. Aquí es donde reside la diferencia entre las teorías del ECM y la ED.

La manipulación matemática implicada en el desarrollo de la teoría de la energía de distorsión, a menudo tiende a oscurecer el valor real y la utilidad del resultado. Las ecuaciones dadas indican que una situación de esfuerzo complejo se puede representar por medio de un solo valor, el esfuerzo de von Mises, el cual puede compararse con la resistencia a la fluencia del material a través de la ecuación (22). Esta ecuación puede expresarse como una ecuación de diseño mediante: (Bunydas, 2008)

$$\sigma' = \frac{S_y}{n} \quad (34)$$

La teoría de la energía de distorsión no predice falla bajo presión hidrostática y concuerda con todos los datos del comportamiento dúctil. Por consiguiente, es la teoría más empleada para los materiales dúctiles y se recomienda para los problemas de diseño, a menos que se especifique otra cosa. (Bunydas, 2008)

Una nota final que se relaciona con la resistencia a la fluencia cortante. Considere un caso de cortante puro τ_{xy} , donde para el esfuerzo plano $\sigma_x = \sigma_y = 0$. Para la fluencia, la ecuación (22) con la ecuación (30) proporciona (Bunydas, 2008)

$$(3\tau_{xy}^2)^{1/2} = S_y \text{ o } \tau_{xy} = \frac{S_y}{\sqrt{3}} = 0.577S_y \quad (35)$$

Entonces, la resistencia a la fluencia cortante predicha por la teoría de la energía de distorsión es:

$$S_{sy} = 0.577S_y \quad (36)$$

Que, como se estableció antes, es de alrededor de 15% mayor que el valor $0.5S_y$ predicho por la teoría del ECM. En el caso del cortante puro, τ_{xy} , los esfuerzos principales son $\sigma_A = -\sigma_B = \tau_{xy}$. La línea de carga de este caso está en el tercer cuadrante a un ángulo de 45° de los ejes σ_A , σ_B que se muestran en la figura 16 (Bunydas, 2008)

2.2.5.3. Teorías de Mohr Coulomb para materiales dúctiles

No todos los materiales poseen resistencias a la compresión iguales a sus valores correspondientes en tensión. Por ejemplo, la resistencia a la fluencia de las aleaciones de magnesio en compresión puede ser tan pequeña como de 50% de su resistencia a la fluencia en tensión.

La resistencia última de los hierros fundidos grises en compresión triplica o cuadruplican la resistencia última a la tensión. Por ello, en esta sección, se otorgará una importancia primordial a las hipótesis que pueden usarse para predecir la falla de materiales cuyas resistencias en tensión y en compresión no son iguales. (Bunydas, 2008)

La teoría de Mohr se remonta a 1900. No había computadoras, sólo reglas de cálculo, compases y curvas francesas. Los procedimientos gráficos, comunes en ese tiempo, aún son útiles. La idea de Mohr se basa en tres ensayos “simples”: compresión, tensión y cortante, a la fluencia si el material puede fluir, o a la ruptura. Es más fácil definir la resistencia de fluencia por cortante como S_{sy} , que realizar su ensayo. (Bunydas, 2008)

La hipótesis de Mohr consistía en usar los resultados de los ensayos de compresión, tensión, y cortante a fin de elaborar los tres círculos de la figura 18, con objeto de definir una envolvente de falla, representada como la línea recta $ABCDE$ en la figura, arriba del eje σ . La envolvente de falla no es necesario que sea recta. (Bunydas, 2008)

El argumento se basaba en los tres círculos de Mohr que describen el estado de esfuerzos de un cuerpo y que cruzan durante la carga hasta que uno de ellos se hace tangente a la envolvente de falla, definiendo ésta. ¿Era la forma de la envolvente de falla recta, circular o cuadrática? Un compás o una curva francesa definían la envolvente de falla. (Bunydas, 2008)

Una variación de la teoría de Mohr, llamada la teoría de Mohr-Coulomb, o teoría de la fricción interna, supone que la frontera BCD de la Figura 18-2 es recta. Con este supuesto sólo son necesarias las resistencias a la tensión y a la compresión. Considere el ordenamiento convencional de los esfuerzos principales como $\sigma_1 \geq \sigma_2 \geq \sigma_3$. El círculo más grande conecta a σ_1 y σ_3 , como se muestra en la Figura 19-2. Los centros de los círculos de la Figura 19-2 son: C_1 , C_2 y C_3 . Los triángulos OB_iC_i son similares, por lo tanto: (Bunydas, 2008)

$$\frac{B_2C_2 - B_1C_1}{OC_2 - OC_1} = \frac{B_3C_3 - B_1C_1}{OC_3 - OC_1} \quad (37)$$

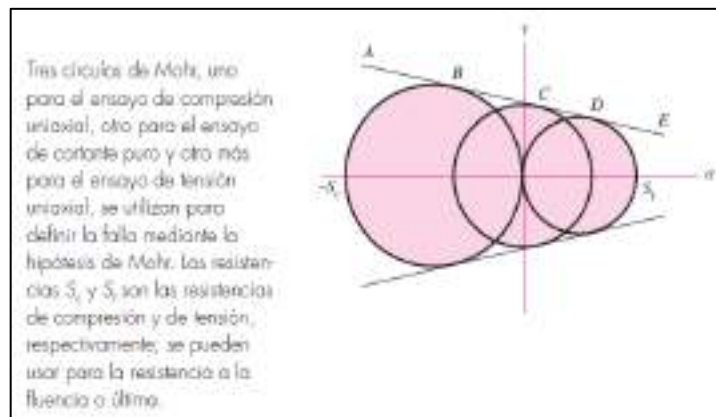


Figura 18-2: Círculo de Mohr

Fuente: (Bunydas, 2008)

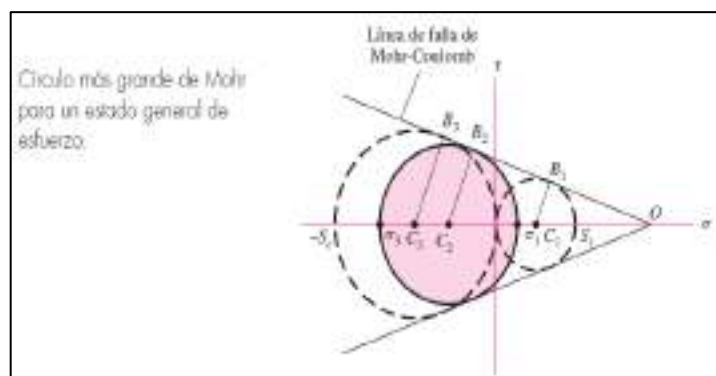


Figura 19-2: Círculo para estado general de esfuerzo

Fuente: (Bunydas, 2008)

O bien:

$$\frac{\frac{\sigma_1 - \sigma_2}{2} - \frac{S_t}{2}}{\frac{S_t - \sigma_1 + \sigma_3}{2}} = \frac{\frac{S_c - S_t}{2}}{\frac{S_c + S_t}{2}} \quad (38)$$

Multiplicando cruzado y simplificando se reduce esta ecuación a: (Bunydas, 2008)

$$\frac{\sigma_1}{S_t} - \frac{\sigma_3}{S_c} = 1 \quad (39)$$

Dónde pueden usarse la resistencia a la fluencia o la resistencia última.

Para el esfuerzo plano, cuando los dos esfuerzos principales diferentes de cero son $\sigma_A \geq \sigma_B$, se tiene una situación similar a los tres casos dados para la teoría del ECM, en las ecuaciones (12), (13) y (14). Es decir: (Bunydas, 2008)

Caso 1: $\sigma_A \geq \sigma_B \geq 0$. para este caso, $\sigma_1 = \sigma_A$ y $\sigma_3 = 0$. La ecuación (39) se reduce a la condición de falla de:

$$\sigma_A \geq S_t \quad (40)$$

Caso 2: $\sigma_A \geq 0 \geq \sigma_B$. aquí, $\sigma_1 = \sigma_A$ y $\sigma_3 = \sigma_B$, y la ecuación (39) se convierte en:

$$\frac{\sigma_A}{S_t} - \frac{\sigma_B}{S_c} \geq 1 \quad (41)$$

Caso 3: $0 \geq \sigma_A \geq \sigma_B$. Para este caso, $\sigma_1 = 0$ y $\sigma_3 = \sigma_B$ y la ecuación (39) da:

$$\sigma_B \leq -S_c \quad (42)$$

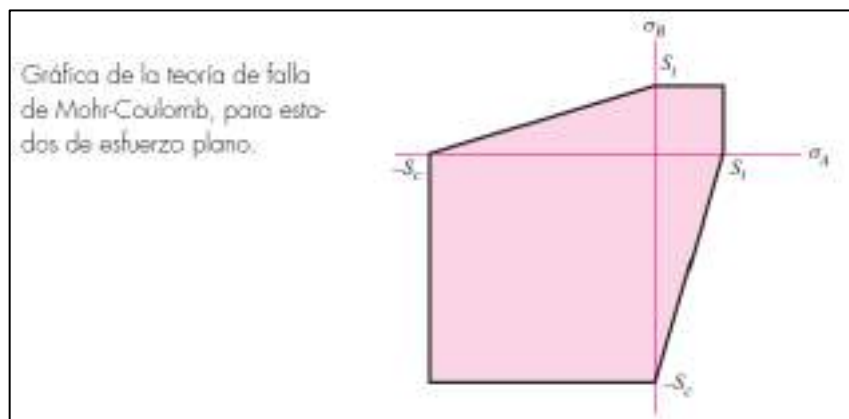


Figura 20-2: Teoría de falla
Fuente: (Bunydas, 2008)

En la Figura 20-2 se muestra una gráfica de estos casos, junto con los que normalmente no se usan correspondientes a $\sigma_B \geq \sigma_A$.

En el caso de ecuaciones de diseño, la incorporación del factor de seguridad n divide todas las resistencias entre n . Por ejemplo, la ecuación (39) como una ecuación de diseño, puede escribirse como: (Bunydas, 2008)

$$\frac{\sigma_1}{S_t} - \frac{\sigma_3}{S_c} = \frac{1}{n} \quad (43)$$

Como para la teoría de Mohr-Coulomb no se necesita el círculo de la resistencia cortante torsional, ésta puede deducirse de la ecuación (39). Para el cortante puro τ , $\sigma_1 = -\sigma_3 = \tau$.

La resistencia a la fluencia torsional ocurre cuando $\tau_{\text{máx}} = S_{sy}$. Sustituyendo $\sigma_1 = -\sigma_3 = S_{sy}$ en la ecuación (39) y simplificando se obtiene: (Bunydas, 2008)

$$S_{sy} = \frac{S_{yt}S_{yc}}{S_{yt}+S_{yc}} \quad (44)$$

2.2.5.4. Resumen de fallas para materiales dúctiles

Después de haber estudiado algunas de las diferentes teorías de falla, ahora se evaluarán y se mostrará cómo se aplican en el diseño y el análisis. En esta sección el estudio se limita al material y a las partes de las cuales se tiene conocimiento de falla de una manera dúctil. Los materiales que fallan de forma frágil se considerarán por separado porque requieren teorías de falla diferentes. (Bunydas, 2008)

Para ayudar a decidir las teorías apropiadas y manejables de falla dúctil del material, Marín reunió datos de muchas fuentes.⁶ Algunos de los puntos de datos de materiales dúctiles se muestran en la gráfica de la Figura 21-2. Marín también recolectó muchos datos de aleaciones de cobre y níquel: si se mostraran, los puntos de datos se mezclarían con los ya representados en el diagrama. En la Figura 21-2 se muestra que tanto la hipótesis del esfuerzo cortante máximo como la de la energía de distorsión son aceptables para el diseño y el análisis de materiales, que podrían fallar de manera dúctil. Es posible graficar otras teorías usando un lápiz azul o rojo sobre la Figura 21-2 para mostrar el por qué no son aceptables o porque no se utilizan. (Bunydas, 2008)

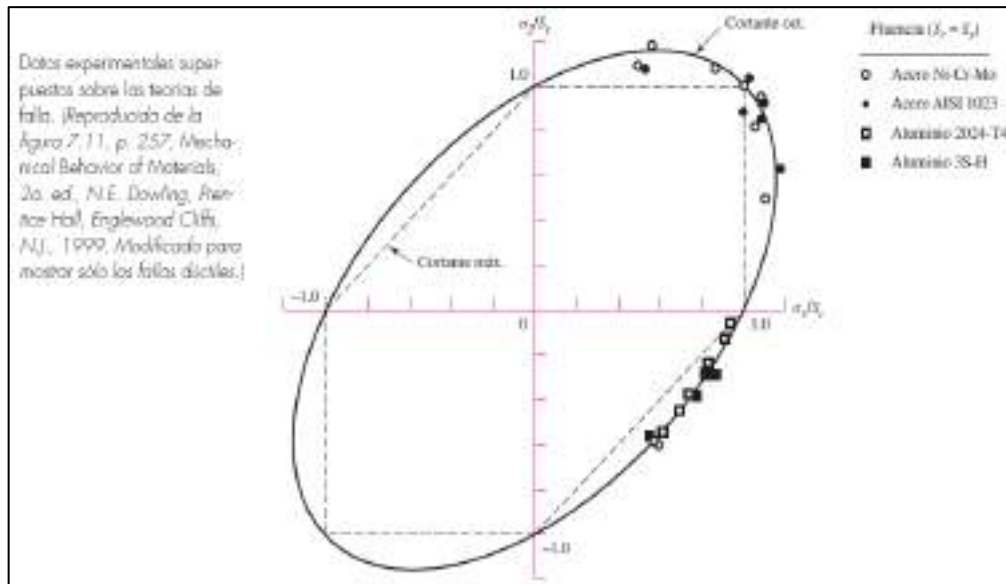


Figura 21-2: Fallas dúctiles
Fuente: (Bunydas, 2008)

La selección de una u otra de estas teorías es algo que el ingeniero debe decidir. Para propósitos de diseño, la teoría del esfuerzo cortante máximo es fácil y rápida de usar además de conservadora. Si el problema consiste en saber por qué falló una parte, entonces la teoría recomendable podría ser la de energía de distorsión; en la Figura 21-2 se muestra que la gráfica de la teoría de energía de distorsión pasa más cerca al área central de los datos y, por lo tanto, casi siempre predice con más exactitud la falla. En el caso de los materiales dúctiles con resistencias a la fluencia desiguales, S_{yt} en tensión y S_{yc} en compresión, la teoría de Mohr es la mejor disponible. Sin embargo, la teoría requiere resultados de tres modos diferentes de ensayo, la construcción gráfica del lugar geométrico de falla y el ajuste del círculo de Mohr más grande al lugar geométrico de falla. (Bunydas, 2008)

Un enfoque alternativo implica utilizar la teoría de Mohr-Coulomb, que requiere sólo las resistencias a la fluencia en tensión y en compresión y es más fácil de manejar en forma de ecuaciones. (Bunydas, 2008)

Análisis dinámico

En el estudio dinámico realiza el estudio de resistencia a la fatiga de un elemento, mediante la ecuación de Soderberg para esfuerzos combinados y viene dado por:

$$\frac{\sigma a_{eq}}{S_e} + \frac{\sigma m_{eq}}{S_y} = \frac{1}{n} \quad (45)$$

Dónde:

n = Factor de seguridad

σm_{eq} = Esfuerzo medio equivalente

σa_{eq} = Esfuerzo amplitud equivalente

S_e = Limite de resistencia a la fatiga del elemento mecánico

S_y = Limite de fluencia

La ecuación de Marín con un valor de $k=0.6$, debido a las condiciones de esfuerzos concentrados se da por:

$$S_e = 0.6 * 0.5 * S_{ut} \quad (46)$$

$$\sigma a_{eq} = \sqrt{(k f_a * \sigma a_a + k f_f * \sigma a_f)^2 + 3(k f_t * \tau a_t + k f_c * \tau a_c)^2} \quad (47)$$

$$\sigma m_{eq} = \sqrt{(\sigma m_a + \sigma m_f)^2 + 3(\tau m_t + \tau m_c)^2} \quad (48)$$

Dónde:

n = Factor de seguridad

k_{ff} = Factor de concentración de esfuerzos por fatiga a flexión

k_{fa} = Factor de concentración de esfuerzos por fatiga a cargas axiales

σa_{eq} = Esfuerzo amplitud equivalente

σm_{eq} = Esfuerzo medio equivalente

σa_a = Esfuerzo amplitud de cargas axiales

σa_f = Esfuerzo amplitud de flexión

τa_t = Esfuerzo amplitud de torsión

τa_c = Esfuerzo amplitud de corte

σm_a = Esfuerzo medio de cargas axiales

σm_f = Esfuerzo medio de flexión

τm_t = Esfuerzo medio de torsión

τm_c = Esfuerzo medio de corte

Para elementos que no poseen cargas axiales y no están expuestos a esfuerzos de corte, se da por las siguientes ecuaciones:

$$\sigma_{a_{eq}} = \sqrt{(k_{ff} * \sigma_{a_f})^2} \quad (49)$$

$$\sigma_{m_{eq}} = \sqrt{3(\tau_{m_t})^2} \quad (50)$$

$$\sigma_{m_{eq}} = \sqrt{3 \left(\frac{16 * T}{\pi * d^3} \right)^2} \quad (51)$$

k_a es el factor de modificación de la condición superficial cuya fórmula viene dada por:

$$k_a = a * S_{ut}^b \quad (52)$$

$$k_e = \frac{1}{q * (k_t - 1) + 1} \quad (53)$$

Para el cálculo de factores de concentración de esfuerzo por fatiga, flexión y torsión se tiene:

- Para flexión:

$$k_{ff} = 1 + q * (K_t - 1) \quad (54)$$

- Para torsión:

$$k_{ft} = 1 + q_{tt} * (k_{ts} - 1) \quad (55)$$

$$\sigma_{m_{eq}} = \sqrt{3(k_{f_t} * \tau_{m_t})^2} \quad (56)$$

- Tracción primaria

$$F' = \frac{F_a}{\# \text{pernos}} \quad (57)$$

Dónde:

F' = Fuerza axial en cada perno

F_a = Carga axial

Este valor de fuerza se convierte en el valor máximo para el análisis a fatiga, siendo el valor mínimo cero al ser una carga intermitente. El esfuerzo medio y amplitud de tracción se calcula mediante las siguientes ecuaciones:

$$\sigma_a = \frac{n \cdot c}{2 \cdot A_t} (P_{\max} - P_{\min}) \quad (58)$$

$$\sigma_m = \frac{F_i}{A_t} + \frac{n \cdot c}{2 \cdot A_t} (P_{\max} + P_{\min}) \quad (59)$$

Considerando una junta reutilizable se tiene que:

$$F_i = 0.75 S_p * A_t \quad (60)$$

Dónde:

c = Constante elástica de la junta (0.3 al no existir empaque)

n = Factor de seguridad

A_t = Área de esfuerzo de tensión

F_i = Carga de pretensión

S_p = Resistencia de prueba mínima

$$S_e = k_c * \frac{1}{k_f} * 0.45 * S_{ut} \quad (61)$$

Al presentarse únicamente cargas de tracción en un elemento la ecuación se reduce a:

$$\frac{S_y}{n} = \sigma_x \quad (62)$$

Siendo:

$$\sigma_x = \frac{F}{axb} \quad (63)$$

- Análisis a compresión

Los elementos dispuestos como columnas, al ser sometidos a compresión como se muestra en la Figura 22-2, se analizan de acuerdo a las fórmulas que se describen a continuación:

$$L_e = k.L \quad (64)$$

Dónde:

L_e = Longitud equivalente (mm)

k = Constante de condición de extremos

L = Longitud de la columna (mm)

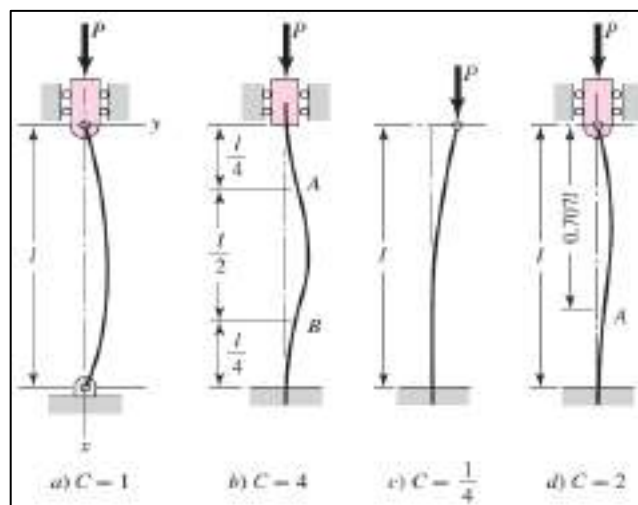


Figura 22-2: Tipos de columnas

Fuente: (Bunydas, 2008)

$$r = \sqrt{\frac{I}{A}} \quad (65)$$

$$I = \frac{b \cdot h^3}{12} \quad (66)$$

$$\lambda_0 = \sqrt{\frac{2\pi^2 E}{S_y}} \quad (67)$$

Dónde:

r = Radio de giro

I = Momento de inercia

A = Área de la sección transversal

- Esbeltez:

Es la relación que existe entre la longitud y las dimensiones de las secciones transversales, su valor es adimensional y se da por:

$$\lambda = \frac{L_e}{r} \quad (68)$$

$$\frac{P_{cr}}{A} = S_y - \frac{S_y^2}{4\pi^2 E} \cdot \lambda^2 \quad (69)$$

$$n = \frac{P_{cr}}{P_{max}} \quad (70)$$

Dónde:

λ = Esbeltez

λ_0 = Límite de esbeltez

E = Módulo de Young del material

P_{cr} = Carga crítica

P_{max} = Carga máxima aplicada a la columna

- Condición de esbeltez:

Si $\lambda < \lambda_0$ Se trata de una columna intermedia (Jhonson)

Si $\lambda > \lambda_0$ Se trata de una columna larga (Euler)

Las placas sometidas a flexión, se analizan mediante las fórmulas:

$$\sigma_f = \frac{M_f * c}{I} \quad (71)$$

$$I = \frac{base * h^3}{12} \quad (72)$$

Dónde:

M_f = Momento flector

c = Distancia de la sección transversal al centro de masa

I = Inercia

Empleando la ecuación de Soderberg se obtiene:

$$\frac{\sigma_{a_{eq}}}{S_e} + \frac{\sigma_{m_{eq}}}{S_y} = \frac{1}{n} \quad (73)$$

La ecuación de Marín con un factor $k = 0.3$ debido a los concentradores de esfuerzos presentes se obtiene:

$$S_e = 0,5 * k * S_{ut} \quad (74)$$

$$\sigma_{a_{eq}} = \sqrt{(2 * \sigma_f)^2} \quad (75)$$

$$k_a = a * S_{ut}^b \quad (76)$$

Para una sección rectangular se debe obtener un diámetro equivalente a partir de la siguiente ecuación.

$$d_e = 0.808(hb)^{\frac{1}{2}} \quad (77)$$

- k_b Factor de modificación del tamaño

$$k_e = \frac{1}{q*(k_t-1)+1} \quad (78)$$

$$k_b = 1.51d^{-0.107} \quad (79)$$

- Esfuerzo de aplastamiento

$$\sigma_a = \frac{F}{A} = \frac{F}{l*h/2} = \frac{S_y}{n} \quad (80)$$

Dónde:

σ_a = Esfuerzo de aplastamiento

F = Fuerza debido al momento torsor en el eje (N)

h = Altura de la chaveta (mm)

l = Longitud de la chaveta (mm)

n = Factor de seguridad

- Esfuerzo admisible

$$\sigma_{admisible} = 0.6 * S_y \quad (81)$$

2.2.6. *Parámetros de diseño de una máquina roladora.*

- Geometría de la máquina:

Se relaciona con el radio de los rodillos superior e inferior, como también la distancia de centros entre rodillos inferiores y el ángulo que forma entre la línea de centro y de simetría como se muestra en la Figura 23-2.

L= Distancia entre centros de los rodillos inferiores (mm)

R= Radio rodillo superior (mm)

r= radio rodillos inferiores (mm)

α = Angulo formado entre la línea de simetría y la línea de centros inferior y superior

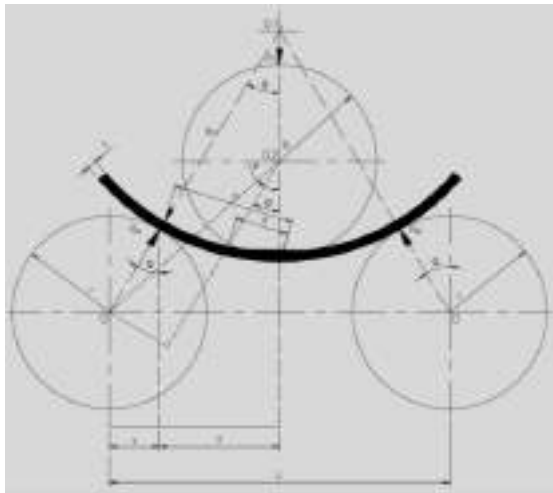


Figura 23-2. Geometría del material

Fuente: (Gangotena, 1986)

La posición del punzón (W), con relación al punto muerto inferior (PMI), para un ángulo determinado de la manivela, se da por la siguiente fórmula: (Esteban, Diaz Alvarez, Diaz Alvarez, Cantero Guisandez, & Miguelez Garrido, 2019)

$$W = r \left(1 - \cos\alpha + \frac{r}{2l} \sin^2\alpha \right) = r(1 - \cos\alpha) = \frac{H}{2}(1 - \cos\alpha) \quad (82)$$

Dónde:

$r = H =$ Radio de manivela o carrera del punzón(mm)

$\alpha =$ Ángulo de la manivela

$l =$ Longitud de la biela (mm)

La velocidad del punzón (C), en función del número de carreas (golpes) por minuto n(rpm), viene dado por la siguiente ecuación.

$$c = \frac{dW}{dt} = r \frac{\pi n}{30} \left(\text{sen} \alpha + \frac{r}{2l} \text{sen}^2 \alpha \right) \approx W \frac{\pi n}{30} \sqrt{\frac{H}{w}} - 1 = 0.105w \sqrt{\frac{H}{w}} - 1 \quad \left(\frac{\text{mm}}{\text{s}} \right) \quad (83)$$

No se considera en la practica la velocidad del punzón a lo largo del recorrido, sino más bien su cadencia de trabajo, expresada en golpes por minuto en continuo funcionamiento.

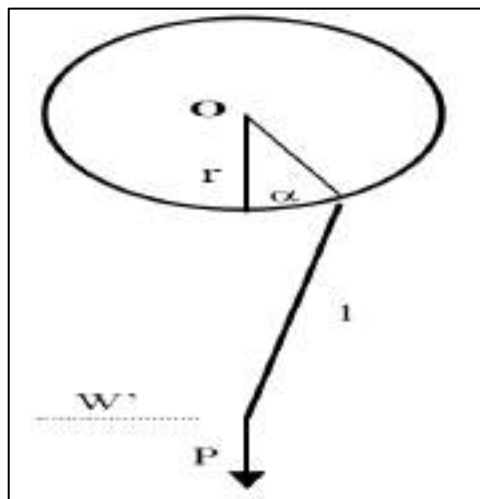


Figura 24-2: Esquema del accionamiento biela – manivela

Fuente: (Esteban, Diaz Alvarez, Diaz Alvarez, Cantero Guisandez, & Miguelez Garrido, 2019)

La distancia entre centros C, se da por:

$$C \geq d + \frac{D}{2} \quad (84)$$

- Interacción rodillos – pieza de trabajo:

Este análisis sirve para determinar la fuerza de doblado, espesor de material y radio de curvatura.

P_s = Fuerza de doblado (N)

R_A y R_B = Reacciones ejercidas por los rodillos inferiores, debido a la aplicación de la fuerza de doblado (N)

θ = Angulo formado entre el punto de contacto lamina- rodillo (fuerza normal).

A través del análisis geométrico el ángulo es igual a:

$$\theta = \alpha - \text{Cos}^{-1} \left[\frac{2(R+r+e)\text{Sen}\alpha}{L} \right] \quad (85)$$

Dónde:

D= Distancia entre la línea de simetría y el punto de contacto rodillo inferior-lamina (mm)

d = Distancia entre la simetría y el punto de contacto lamina -rodillo superior (mm)

R_c = Radio de curvatura de la pieza doblada (mm)

e = Espesor del material (mm)

2.2.7. *Conformación de chapa.*

Se parte de considerar las propiedades mecánicas del material, ya que relaciona la ductilidad y el límite de fluencia (S_y), siendo este el parámetro más importante para determinar el cálculo de la fuerza de doblado.

- Microestructura del conformado

El límite de fluencia del material empleado, tiene relación directa con la fuerza necesaria para realizar la operación de doblado, y está a la vez depende de la composición de la aleación y de la estructura metalúrgica. Los esfuerzos que se deben aplicar para la deformación plástica, dependen de la misma y el límite elástico se ve modificado por la dimensión de las partículas distribuidas uniformemente, esto producirá un incremento del límite elástico si son pequeñas las partículas de segunda fase, la perlita en el acero puede ser el caso, durante el proceso las fibras internas están

sometidas a compresión y las externas a tensión, por tanto, el doblado de la lámina metálica no cambia de espesor.

- Cálculo de la longitud del doblado

Para el desarrollo del perfil se puede establecer la siguiente igualdad, especialmente cuando poseen cualquier tipo de ángulo. Con la relación que se indica a continuación se encuentra el desarrollo del perfil a fabricar.

$$X = \frac{2 \pi Rn \alpha}{360} \quad (86)$$

Dónde:

Rn = Radio de la fibra neutra

α = Ángulo de doblado en grados

X = Longitud desarrollada (mm)

La mitad de la longitud del perfil diseñado se calcula aplicando la siguiente ecuación:

$$Xm = X_1 + X_2 \quad (87)$$

Dónde:

El desarrollo completo se calcula duplicando los datos y se da por:

$$Xt = 2Xm \quad (88)$$

- Cálculo de la fuerza para doblado de láminas metálicas

La fuerza que se debe aplicar es función de la resistencia del material, espesor, longitud, tamaño de abertura del dado, si se trata de un dado en V, se suele aproximar la fuerza máxima de doblado (F_d) mediante la ecuación (Escuela, 2008)

$$F_D = \frac{LT^2 S_{ult}}{W} \quad (89)$$

Dónde:

L = longitud (plg o mm)

T = espesor (plg o mm)

W = abertura del dado o luz entre apoyos (plg o mm)

S_{ult} = Esfuerzo ultimo de tensión del material $\left(\frac{lb}{plg^2}\right)$ o (Pa)

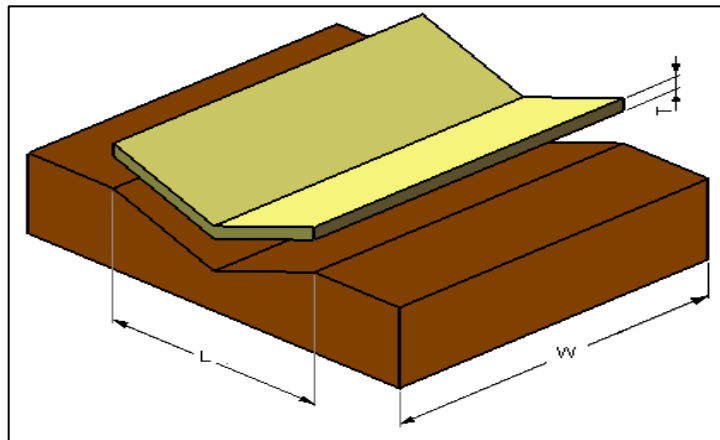


Figura 25-2: Lámina doblada de acuerdo al modelo del dado
Fuente: (Escuela, 2008)

La fuerza de doblado en función del ancho y espesor se expresa mediante la ecuación (58).

$$F_1 = \frac{S_{ut} * a * e}{3} \quad (90)$$

Dónde:

F_1 : Fuerza de doblez (N)

S_{ut} : Esfuerzo último (kpsi)

a : ancho de la lámina (mm)

e : espesor de la lámina (mm)

- Fuerza de contacto

La fuerza que ejercen los rodillos, para el empuje de la plancha de acero galvanizado se calculara mediante la ecuación:

$$C_{m1} = C_{m2} = \frac{1-V_1^2}{E_1} \quad (91)$$

Dónde:

V_1 : Coeficiente de Poisson

E_1 : Módulo de elasticidad

- Fuerza de rozamiento

La magnitud de las fuerzas de rozamiento depende de factores como: material de trabajo, lubricación, temperatura, rugosidad, velocidad de deformación.

$$F_R = \mu * F_N \quad (92)$$

Dónde:

μ : Coeficiente de fricción

F_N : Fuerza Normal (N)

La fuerza normal se da por:

$$F_N = F_{doblado} + F_{m\acute{a}x} \quad (93)$$

Por tanto:

$$F_R = \mu * (F_{doblado} + F_{m\acute{a}x}) \quad (94)$$

2.2.8. Cálculo de presión y fuerza máxima de un elemento.

La presión y fuerza máxima de un elemento se calculan aplicando las siguientes fórmulas:

$$P_{m\acute{a}x} = 2 * \frac{F}{\pi * a * L} \quad (95)$$

$$F_{m\acute{a}x} = P_{m\acute{a}x} * A \quad (96)$$

Dónde el área (A) es calculada por:

$$A = 2 * a * L \quad (97)$$

2.2.9. Selección de rodamientos.

Los rodamientos se seleccionan en base a las siguientes fórmulas:

$$L_{10} = 500 * f_h^3 \quad (98)$$

$$f_h = f_n * \frac{C}{P} \quad (99)$$

$$f_n = \left(\frac{33.3}{n}\right)^{\frac{1}{3}} \quad (100)$$

Dónde:

L_{10} = Vida nominal básica 10^6 revoluciones (horas)

C = Capacidad básica de carga dinámica (N)

P = Carga dinámica (N)

n = Velocidad de rotación (RPM)

f_h = Factor de vida

f_n = Factor de velocidad

La constante del material de rodillos se da por:

$$B = \frac{1}{2} \left(\frac{1}{R_1} + \frac{1}{R_2} \right) \quad (101)$$

Dónde:

R_1 : Radio de rodillo (mm)

El semi ancho de la huella de contacto a , se calcula en base a C_{m1} , y B y en función de la fuerza máxima de de doblez F , longitud de la lámina L y se da por:

$$a = \sqrt{\frac{2}{\pi} * \frac{C_{m1} + C_{m2}}{B} * \frac{F}{L}} \quad (102)$$

2.2.10. Procesos de conformado.

Previo al proceso del perfilado mecánico interceden los factores de temperatura, que se describen en la tabla 4 como también los de velocidad de deformación.

- Factores de temperatura

Tabla 4-2: Factores de temperatura

Trabajo en frío	Trabajo en caliente
Es el trabajo que se realiza a temperatura ambiente, aplicando mayor esfuerzo para vencer la resistencia a la cedencia y producir la deformación.	Para que el metal se deforme plásticamente debe tener una temperatura mayor a la de recristalización, $0.5T_m$. (la mitad de la temperatura de fusión)
Ventajas:	Ventajas:
<ul style="list-style-type: none"> ✓ Mayor dureza de las partes obtenidas ✓ Mejores acabados superficiales ✓ Mejor precisión ✓ Posibilidades de obtener propiedades de dirección deseadas en el producto final ✓ Tolerancias menores ✓ Trabajo en caliente 	<ul style="list-style-type: none"> ✓ Obtención de una deformación plástica casi limitada, ideal para modelación de partes grandes ✓ El metal caliente tiene baja resistencia de cedencia y alta ductilidad ✓ Mayores modificaciones de la forma de la pieza ✓ Menores esfuerzos requeridos para deformar el material ✓ Posibilidad de trabajar con materiales quebradizos que se fracturan en trabajo en frío, ✓ Propiedades isotrópicas de fuerza
Desventajas:	Desventajas:
<ul style="list-style-type: none"> ✓ Requieren fuerzas mayores ya que los metales aumentan de resistencia debido al endurecimiento por deformación. ✓ La ductilidad reducida y el aumento a la resistencia de tensión limitan varias operaciones de formado a realizar en las partes. 	<ul style="list-style-type: none"> ✓ Acabados superficiales bajos ✓ Tolerancias bajas ✓ Las partes trabajadas presentan un comportamiento anisotrópico ✓ Es difícil registrar el control de exactitud dimensional por causa de la combinación de deformación elástica y contracción térmica del metal por lo que se recomienda tener en el diseño de la pieza una dimensión mayor al iniciar cualquier operación.

Fuente: (Escuela, 2008)

- Factores de velocidad de deformación

En los procesos de conformado el comportamiento de los metales, puede depender de la velocidad con la que se requiera deformarlos, generalmente los materiales que son de estructura centrada cubica, cambian de comportamiento de dúctiles a frágiles en un rango de temperatura determinado, una velocidad de deformación grande da lugar a que se produzcan deformaciones no uniformes en algunas regiones, estas pueden ser corregidas disminuyendo la velocidad, el límite elástico de los metales, es afectado por la velocidad de deformación cuando el trabajo se realiza en caliente, la velocidad de deformación viene dado por la siguiente ecuación: (Esteban, Diaz Alvarez, Diaz Alvarez, Cantero Guisandez, & Miguelez Garrido, 2019)

$$\varepsilon = \frac{v}{l_o} \quad (103)$$

Dónde:

ε = Velocidad de deformación

v = Velocidad de desplazamiento (macho de la plegadora)

l_o = Longitud inicial (mm)

El efecto de la velocidad de deformación, es mayor si más grande es la deformación y se da por:

$$\sigma = C\varepsilon'^m \quad (104)$$

Dónde:

C = Es el coeficiente de resistencia

m = Exponente de sensibilidad a la velocidad de deformación (varia de 0 a 1 si mayor es la deformación plástica, hasta la rotura. 1 para fluido newtoniano y 0,85 para materiales super plásticos). El mencionado efecto depende de la temperatura, volviéndose el material más sensible a la velocidad de deformación al incrementar la temperatura, en la tabla 2 se indican algunos valores de estos coeficientes, para metales recocidos de valores de ε , comprendidos de 0,2 y 1,0 en función de la temperatura.

Tabla 5-2: Valores típicos de $Cy m$ para diversos materiales recocidos

Material	T (°C)	C (MPa)	m
Aluminio	200-500	82-14	0.07-0.23
Bronce	200-800	415-14	0.02-0.3
Cobre	300-900	240-20	0.06-0.17
Acero bajo C	900-1200	165-48	0.08-0.22
Acero medio C	900-1200	160-48	0.07-0.24
Acero Inoxidable	600-1200	415-35	0.02-0.4

Fuente: (Esteban, Díaz Alvarez, Díaz Alvarez, Cantero Guisandez, & Miguelez Garrido, 2019)

Los procesos se clasifican y describen a continuación de este párrafo, generalmente conforman en los metales y aleaciones, como latón, cobre, aluminio, mediante deformación plástica sin alterar sus propiedades, mundialmente se usa en la fabricación de tornillos, clavos, alambres metálicos, bisagras, botellas de aluminio entre otras.

- Doblado deslizando

Este doblado se limita para ángulos de 90° , una placa presiona la lamina metálica hacia la matriz, mientras el punzón ejerce una fuerza para doblarla alrededor del borde, como se muestra en la Figura 26-2, una vez que se retira la fuerza de doblado la lámina intenta regenerarse debido a la propiedad elástica, conocida como restitución. (Escuela, 2008)

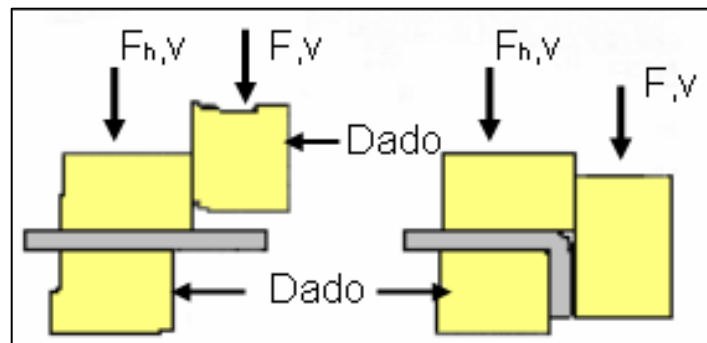


Figura 26-2: Doblado deslizando antes y después del doblado

Fuente: (Escuela, 2008)

- Doblado entre formas

Este proceso es utilizado para operaciones de producción de bajo volumen, la lámina metálica se deforma por la acción de un punzón y un dado en forma de V u otras formas, el punzón presiona la lámina por la acción de una fuerza externa sobre el dado, dejando plasmado el modelo del punzón y dado en la lámina, se pueden doblar desde ángulos obtusos hasta ángulos agudos como se muestra en la Figura 27-2.

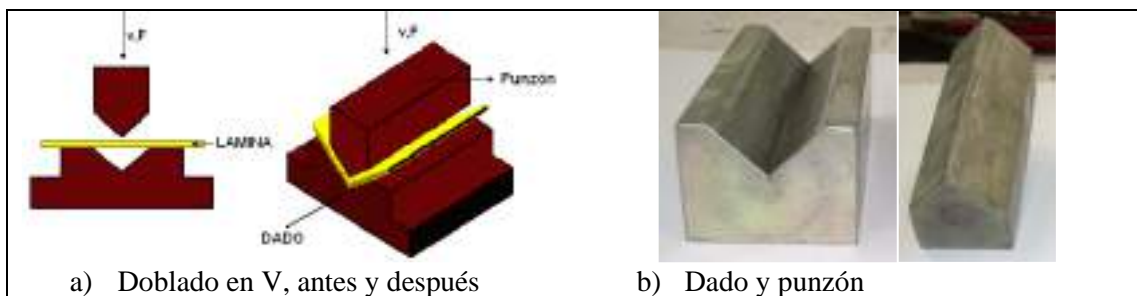


Figura 27-2: Doblado de chapa, y características de dados y punzones

Fuente: (Escuela, 2008)

Mediante la perfilación continua que realiza una máquina, se obtiene el corrugado (forma de arrugas) de un material, como se indica en la figura 28, los punzones se diferencian de acuerdo a las siguientes características: (Escuela, 2008)

- Radio. – El radio determina el chaflán de las caras del punzón
- Ángulo de doblado. - El ángulo se mide entre las dos caras del punzón sobre el cual se doblan las láminas.



Figura 28-2: Chapa corrugada

Fuente: (Peneiras, 2017)

- Proceso de perfilado por extrusión

Este proceso es aplicado para crear piezas de sección transversal específica y fija, y para ello el material es extraído a través de un troquel, presenta dos ventajas principales las cuales son: brindar la habilidad de crear secciones transversales demasiado complejas, como se muestra en la figura 29 y la de realizar trabajos complejos con materiales quebradizos, esto logra gracias a que el material se somete a esfuerzos de compresión y cizalladura.

Las piezas finales poseen acabados superficiales excelentes, la extrusión puede ser continua para producir materiales largos, o semicontinua para producir partes cortas en gran cantidad, el perfilado puede realizarse en frío o en caliente.



Figura 29-2. Perfil extruido de aluminio
Fuente: (AndradeGamboa, 2010)

- Proceso de perfilado por rodillos

Es un proceso continuo, utilizado para doblar largas secciones de chapas, como se indica en la figura 30. Se pueden fabricar canaletas, perfiles de puertas y ventanas, tubos con costura. La diferencia con el proceso de laminación, es que prevalece el doblado sobre la compresión.

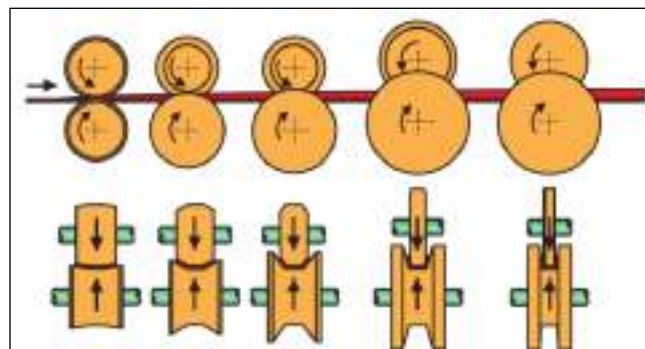


Figura 30-2. Formado con rodillos
Fuente: (Industrias de procesos de conformación, 2013)

- Diámetro del conductor:

$$d = \frac{P}{\text{sen} \frac{180}{Z_1}} \quad (105)$$

- Materiales de constitución de los rodillos de rolar

Los rodillos constituyen una parte fundamental en la máquina de doblar, y están sometidos a desgaste, por ello estos deben estar dotados de características como: costos, vida útil, y son diseñados de forma que puedan ser reemplazados con facilidad. El material de preferencia usado

para rodillos de rolar o doblar es el acero AISI 1045, tratado térmicamente AISI C1045 forjado AISI 1018, para trabajos que requieran extremos esfuerzos se utiliza el AISI 4340 o similares. (Esteban, Diaz Alvarez, Diaz Alvarez, Cantero Guisandez, & Miguelez Garrido, 2019)

- Selección del material de los ejes de rodillo

Se usa el índice de rigidez y resistencia de diseño para una viga sometida a flexión, la cual se maximizará al tratar la expresión mostrada en el Anexo A, algebraicamente utilizando logaritmos se inserta en la gráfica de burbujas del software CES, en forma de una línea recta. (Ashby, 2016).

$$M = \frac{E^{\frac{1}{2}}}{\rho} \quad (106)$$

$$\text{Log } E = 2 \text{ Log } M + 2 \text{ Log } \rho \quad (107)$$

- Defectos de rolado

Las precauciones que se deben tomar en el conformado cilíndrico, son las mismas que para doblar, y en efecto de esto se producen estrías en forma transversal al curvado, cuando una lámina es recocida durante el proceso de galvanizado, sin ningún tipo de tratamiento adicional, o recocida sin recubrimiento, el esfuerzo de elongación en una lámina de rolado, debe ser superior al punto de fluencia para reducir dicho defecto.

2.2.11. Potencia de la máquina.

- Potencia del motor

La potencia del motor viene dada por:

$$P_{FR} = T * w \quad (108)$$

Dónde:

P_{FR} : Potencia dada por las fuerzas de rozamiento (Hp)

T : Torque (Nm)

w : Velocidad angular (rad/s)

La potencia total es la sumatoria de todas las potencias y se da por:

$$P = P_F + P_R \quad (109)$$

Bajo el mismo concepto se determina la potencia necesaria para los rodillos P_R , como se muestra a continuación:

$$P_R = T * w \quad (110)$$

$$T = I * \alpha \quad (111)$$

$$I = \frac{1}{2}m(r_R^2 + r_e^2) \quad (112)$$

$$P_R = \frac{1}{2}m(r_R^2 + r_e^2) * \alpha * w \quad (113)$$

Dónde:

I : Inercia

m : Masa del rodillo (kg)

r_R : Radio exterior del rodillo (mm)

r_e : Radio el eje (mm)

α : Aceleración angular (rad/s²)

$$\alpha = \frac{w}{t} \quad (114)$$

- Potencia de diseño

$$P_D = P_e * f_s \quad (115)$$

Potencia corregida

$$P_C = \frac{P_D}{F_M} \quad (116)$$

Dónde:

F_M :Factor para múltiples cadenas

2.2.12. Sistema de transmisión.

Cálculo de la relación de transmisión (i)

$$i = \frac{Z_2}{Z_1} \quad (117)$$

Dónde:

Z_1 : Número de dientes del conductor

Z_2 : Número de dientes del conducido

El torque que presenta el eje, se da por la fuerza periférica de la cadena.

$$T = F_{periférica} * r_{pitch-catarina} \quad (118)$$

- Número de eslabones N: (Elementos de máquinas, n.d.)

$$N = 2 * \frac{C}{P} + \frac{Z_1 + Z_2}{2} + \left(\frac{Z_2 - Z_1}{2} \right)^2 * \frac{P}{C} \quad (119)$$

- Longitud de la cadena

$$L = P * N \quad (120)$$

- Velocidad de la cadena:

$$V = \frac{z * P * w}{1000} \left[\frac{m}{min} \right] \quad (121)$$

- Fuerza y factor de seguridad:

$$n = \frac{F_T}{K_S * F} \quad (122)$$

Dónde:

F_T : Fuerza de tensión (N)

K_s : Factor de servicio

F : Fuerza periférica (N)

P_M : Potencia del motor (Hp)

V : velocidad (m/s)

2.2.13. Proceso de cizalladura.

Para lograr el corte de la plancha de acero galvanizado, se debe cumplir con cuatro etapas de cizallamiento, la primera donde inicia el corte y el material se comporta elásticamente, la segunda donde comienza la deformación plástica del material al superar el límite elástico, la tercera alcanza el límite de ruptura y la última donde finalmente las cuchillas superior e inferior cortan completamente al material como se muestra en la Figura 31-2.

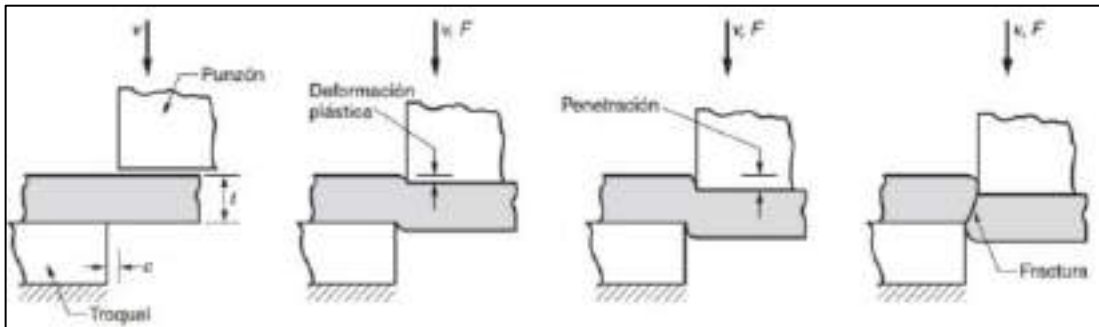


Figura 31-2: Proceso de cizalladura

Fuente: (CECAR, 2013)

- Tensión de cizalladura y deformación de cizalladura

La deformación de metales, se relación con la acción de tensiones(T) de cizalladura, estas siempre actúan en pares sobre un cuerpo de forma cubica, y viene dado por la siguiente expresión. (Esteban, Diaz Alvarez, Diaz Alvarez, Cantero Guisandez, & Miguelez Garrido, 2019)

$$T(\text{tensión de cizalladura}) = \frac{S(\text{fuerza de cizalladura})}{A(\text{área sobre la que actua la fuerza de cizalladura})} \quad (123)$$

En chapas finas se puede lograr que el corte del material se realice en todo su espesor, normalmente el material se realiza sólo al inicio de la operación, mientras que la parte final de la sección de material a cortar se separa por desgarro. El límite de espesor, para que el corte se realice de una u otra forma va a depender de la naturaleza del material a cortar. Los cortes pueden ser de 2 tipos: a) El que utiliza guillotina o un tipo similar. b) El que usa herramientas o dados específicos para cortar y se la calcula con la siguiente fórmula:

$$F_c = P \cdot k_c \cdot e \quad (124)$$

Dónde:

F_c = Fuerza necesaria para el corte (N)

P = Perímetro del corte (mm)

e = Espesor de la chapa (mm)

K_c = Coeficiente de resistencia a la cizalladura

- Esfuerzo de corte (τ)

$$\tau = \frac{F}{A} = \frac{F}{b \cdot (l-b) + \frac{\pi}{4} \cdot b^2} \quad (125)$$

Dónde:

b = Ancho de la chaveta (mm)

- Cálculo de la fuerza sobre cada pistón para ejercer el corte

El esfuerzo admisible viene dado por:

$$\sigma_{admissible} = 0.6 \cdot S_y \quad (126)$$

Cálculo de Quiercy. (García, 2020)

$$F_c = \frac{k \cdot h^2 \cdot \tau}{\tan \theta} = 2F + WP \quad (127)$$

Dónde:

F_c = Fuerza de corte (N)

F = Fuerza que actúa sobre cada pistón (N)

WP = Peso del pistón

k = Coeficiente de penetración (0.3 a 0.5)

h = Espesor de la plancha (mm)

τ = Resistencia del material al cizallamiento

θ = Ángulo de inclinación de la cuchilla superior

$$\sigma = M * \frac{C}{I} = \frac{M}{S} \quad (128)$$

$$S = \frac{M}{\sigma} \quad (129)$$

Dónde:

$S = \frac{I}{C}$ = módulo de sección

M = Momento flector máximo

$$M = \sqrt{(M_{X-Y})^2 + (M_{X-Z})^2} \quad (130)$$

- Momento flector máximo (M)

$$Z = b * \frac{h^2}{6} \quad (131)$$

$$\sigma = \frac{M}{Z} \quad (132)$$

$$\sigma = \frac{M*6}{b*h^2} \quad (133)$$

$$n = \frac{S_Y}{\sigma} \quad (134)$$

2.2.14. Sistema hidráulico.

Este sistema tendrá como misión, mover y suministrar la fuerza necesaria para realizar el corte de la lámina de acero galvanizado, está formado por el actuador hidráulico, mangueras, tanque y mando.

- Cilindros hidráulicos

Son actuadores mecánicos usados para transmitir fuerza mediante el desplazamiento interno que ejerce el embolo dentro del cilindro, al ser accionado mediante fluido a presión, en el mercado se encuentran de diferentes características y marcas, por ejemplo, el cilindro de doble efecto es un mecanismo que ejerce dos fuerzas, una de tracción y otra de compresión como se observa en la Figura 32-2.

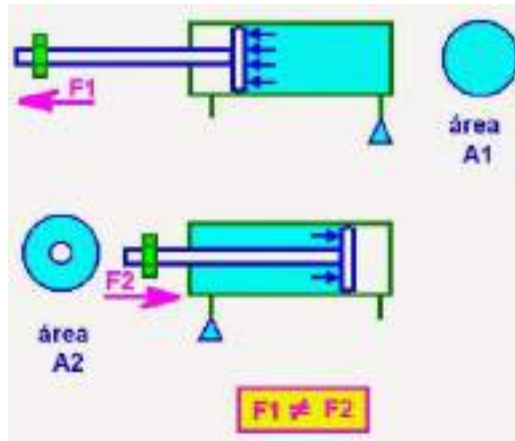


Figura 32-2: Cilindros hidráulicos
Fuente: (coparoman, 2014)

Estos cilindros son los encargados de hacer que se deslice la estructura de la cuchilla, desde la parte superior, hasta efectuar el corte de la lámina, su selección se realiza a partir de una presión promedio recomendada de $100 \frac{kgf}{cm^2}$, con este valor se calcula el área del actuador (A) mediante la aplicación de las siguientes formulas:

$$A = \frac{F_a + 0.2F_r}{P} \quad (135)$$

$$A = \pi * r^2 \quad (136)$$

Dónde:

F_a = Fuerza de compresión-Fuerza que se opone al avance del corte

F_r = Fuerza de rozamiento (3-20% F_a) (García, 2020)

- Carrera del cilindro

Para ello se cuenta con el diagrama de la porta cuchilla que se muestra en la figura 33, en donde el cilindro pretenderá que este baje lo suficiente para cortar el material.

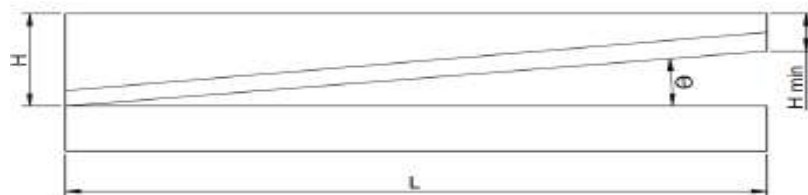


Figura 33-2: Diagrama de la porta cuchilla
Fuente: (García, 2020)

$$C = h + L * \tan \theta \quad (137)$$

Dónde:

C = Carrera mínima de la porta cuchilla (mm)

h = Espesor de la lámina a cortar (mm)

θ = Ángulo de la cuchilla

L = Longitud de la porta cuchilla (mm)

2.2.15. Bomba de propulsión.

Según el libro de Trabajo de Metales en láminas, la velocidad de corte (V_c) para planchas de acero debe estar entre (0,1 a 0,13) m/s, para nuestra cortadora se tomará el valor mayor recomendado, con este dato y mediante la fórmula siguiente se determina el tiempo de corte (t_c):

$$t_c = \frac{L_{plancha}}{V_c} \quad (138)$$

- Caudal

$$Q = V * A \quad (139)$$

$$V = \frac{C_V}{t_c} \quad (140)$$

$$A = \pi * \frac{D^2}{4} \quad (141)$$

- Presión

La presión viene dada por:

$$P = \frac{F_C}{A_P} \quad (142)$$

Dónde:

Q = Caudal (m^3/s)

C_V = Carrera del vástago (mm)

t_c = Tiempo de corte (s)

D = Diámetro del pistón (mm)

F_C = Fuerza de corte (N)

A_P = Área de aplicación (mm^2)

CAPÍTULO III

3. METODOLOGÍA DE LA INVESTIGACIÓN

El presente trabajo se desarrolló de acuerdo a la metodología de investigación aplicada, cuya característica más destacada es su interés en la aplicación y en las consecuencias prácticas de los conocimientos, que se han obtenido en el transcurso de la maestría. El objetivo que persigue esta investigación es predecir un comportamiento específico en una situación definida.

3.1. Métodos de investigación

En la Tabla 1-3, se detalla cada etapa del estudio para el diseño de la máquina de corrugado y corte de chapa metálica de 2.8 mm de espesor.

Tabla 1-3: Metodología de investigación

MODALIDAD DE INVESTIGACIÓN	TÉCNICAS DE INVESTIGACIÓN	INSTRUMENTOS DE INVESTIGACIÓN
Investigación aplicada	Determinar el mejor proceso de manufactura para el corrugado de chapa metálica.	Investigaciones previas, papers y bibliografía
	Diseño de la maquina	Investigaciones previas, papers y bibliografía Software CES EduPack Catálogos Software M3DSolids Software ANSYS
	Modelar mediante la herramienta computacional CAD los elementos de la máquina	Software SolidWorks
	Validar los componentes y la simulación del funcionamiento de la máquina de corrugado y corte de chapa metálica, mediante la herramienta computacional CAE (método del elemento finito" MEF")	Software ANSYS
	Simular el proceso de manufactura de los elementos de máquina, haciendo uso la herramienta computacional CAM	Software Siemens NX

Fuente: Heredia, M.2 020

3.1.1. Selección del proceso de manufactura para el corrugado de chapa metálica.

En base a los conceptos estudiados en el capítulo 2, se resume en la Tabla 2-3, los parámetros generales más relevantes de los procesos existentes para conformar perfiles, mediante los cuales se determina el proceso que mejor se ajusta a las demandas del presente estudio.

Tabla 2-3: Parámetros de conformación de acuerdo al tipo de proceso

Tipo de proceso	Parámetros		
	Temperatura de conformación	Complejidad del perfil a conformar	Extensión del perfil
Plegado o doblado	Caliente o Frio 3	Sencillo	Limitado
Por extrusión	Caliente o Frio	Relativamente complejo	Grandes y pequeños
Roll Forming (Conformado por rodillos)	Caliente o Frio	Regular	Grandes y pequeños

Fuente: Heredia, M.2020

De acuerdo a la valoración establecida en la Tabla 3-3, se selecciona el proceso de conformado por rodillos, porque se puede conformar en frio con complejidad de perfil regular, para grandes y pequeñas extensiones de perfil, a diferencia del conformado por plegado o doblado que tiene validez, para conformados de perfiles sencillos y de limitadas extensiones, mientras que el conformado por extrusión es adecuado para conformar perfiles relativamente complejos, como por ejemplo el perfil tipo omega(Ω).

Tabla 3-3: Consideraciones para la determinación del mejor proceso

Tipo de proceso	Máxima Valoración	Parámetros			Total
		Temperatura de conformación	Complejidad del perfil a conformar	Extensión del perfil	
Plegado o doblado	3	3	1	1	5
Por extrusión	3	3	1	1	5
Roll Forming (Conformado por rodillos)	3	3	3	3	9

Fuente: Heredia, M.2020

3.1.2. Diseño de la máquina

3.1.2.1. Justificación del criterio de falla a usarse en el diseño

Los criterios de falla más relevantes y usados, para el diseño de elementos mecánicos, en la región plástica o de fluencia, son los criterios de Tresca y Von Mises. Por lo tanto, se hace un análisis, para verificar que criterio de falla es el más idóneo para el diseño de la máquina roll formadora. (Youtube)

En la Figura 1-3, se observa la comparación entre los dos criterios de fallo en función de las tensiones σ_1 y σ_2 .

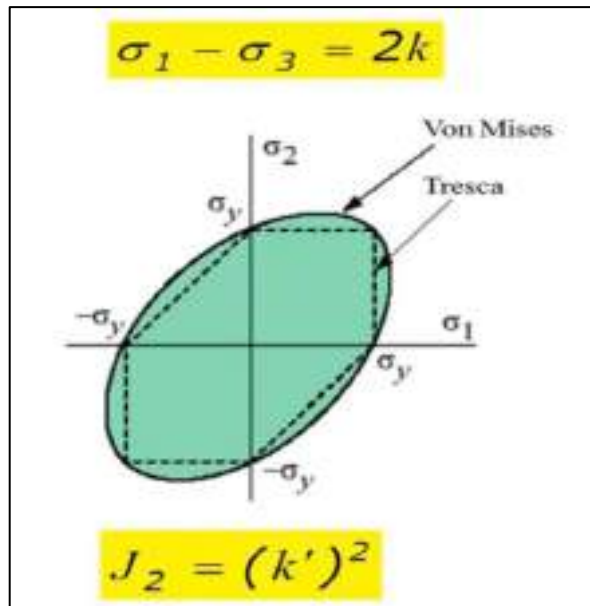


Figura 1-3: Teorías de fallo, Von Mises y Tresca
Fuente: (Youtube)

Von Mises, está representada por la línea continua, y Tresca por la línea punteada. En primer lugar, se puede observar que no existe una diferencia muy grande, entre los dos criterios, y en segundo lugar el Criterio de Tresca, es menos preciso y es más sencillo de encontrarlo. Además, esta alado de la seguridad, es decir esta adentro de Von Mises.

Se puede verificar también, que, si algún material no plastifica en el criterio de fallo de Tresca, tampoco lo hará en el criterio de Von Mises. Para los elementos de maquina se diseñan con la teoría de Von Mises, porque es importante estar en el lado de la seguridad. También se puede observar que el área de Von Mises, o de Tresca dentro del primero y tercer cuadrante es mayor que el área que se encuentra dentro del segundo y cuarto cuadrante. Esto ocurre porque dentro del primero y tercer cuadrante los valores de σ_1 y σ_2 , tienen el mismo signo. Mientras que en el segundo y cuarto cuadrante tienen signos opuestos. Por lo tanto, en el primero y tercer cuadrante la componente hidrostática es mayor y se debe aplicar mayores tensiones para que aumente la tensión de la tensión desviadora. En el segundo y cuarto cuadrante no ocurre eso.

Además, si verificamos la fórmula de Henry Tresca $\sigma_1 - \sigma_3 = 2k$ en donde k es el parámetro de resistencia del material que se obtiene haciendo ensayos de tracción uniaxial a los materiales, si se verifica esta función entonces el material plastifica, quiere decir, que la tensión tangencial máxima es igual a k . (Youtube)

$\tau \text{ máx. } > k$ Plastifica el material
 $\tau \text{ máx. } < k$ No Plastifica el material

Si se realiza el ensayo uniaxial a algún material isótropo, se obtiene las tensiones $\sigma_1 = \sigma_y$ $\sigma_2 = 0$ $\sigma_3 = 0$ en donde σ_y representa al límite elástico del material, se iguala con la ecuación de Tresca y se obtiene el siguiente resultado.

$$\sigma_1 - \sigma_3 = 2k$$

$$\sigma_1 = \sigma_y$$

$$k = \frac{\sigma_y}{2}$$

En donde k que es el parámetro de resistencia del material vale la mitad del límite elástico. Entonces cuando la tensión tangencial máxima alcanza la mitad del límite elástico, el material plastifica.

Cuando se verifica la fórmula de Richard Von Mises, que se expresa de la siguiente manera $J_2 = (2k')^2$ y J_2 se puede expresar en función de los componentes del tensor desviador y también en función de los componentes del tensor de tensiones de Cauchy, se reemplaza los valores de las tensiones para obtener el parámetro $k =$ resistencia del material. (Youtube)

$$J_2 = (2k')^2$$

$$\sigma'_1, \sigma'_2 + \sigma'_2, \sigma'_3 + \sigma'_1, \sigma'_3 = (k')^2$$

$J_2 =$ Se expresa en función de los componentes del tensor desviador

$$(\sigma'_1 - \sigma'_2)^2 + (\sigma'_2 - \sigma'_3)^2 + (\sigma'_3 - \sigma'_1)^2 = 6(k')^2$$

$J_2 =$ Se expresa en función de los componentes principales

$$(\sigma_x - \sigma_y)^2 + (\sigma_y - \sigma_z)^2 + (\sigma_z - \sigma_x)^2 - 6(\tau^2_{xy} + \tau^2_{yz} + \tau^2_{xz}) = 6(k')^2$$

$J_2 =$ Se expresa en función de las tensiones $\sigma_x, \sigma_y, \sigma_z$, con sus correspondientes tensiones tangenciales

De igual forma, se calibra J_2 en un ensayo de tracción uniaxial de la probeta del material, en donde:

$$\sigma_1 = \sigma_y \quad \sigma_2 = 0 \quad \sigma_3 = 0$$

$$J_2 = (2k')^2$$

$$k' = \frac{\sigma_y}{\sqrt{3}}$$

3.1.2.2. Cálculos de diseño, selección de materiales y modelación del diagrama de flor.

Una vez determinado el mejor proceso se procedió al diseño del perfil propuesto en el presente estudio, por lo que se inició considerando las características que se indican en la Tabla 4-3.

Tabla 4-3: Características del perfil a conformarse

PERFIL	Panel tipo onda
LARGO DE LA PLANCHA SIN CORRUGAR	1220 mm
ESPESOR	2.8 mm
ALTURA	18 mm
PASO	68 mm
ÁNGULO DE ONDA	96.35°
RADIO PARA RODILLO SUPERIOR	20.01 mm
RADIO PARA RODILLO INFERIOR	22.81 mm

Fuente: Heredia, M.2020

El perfil se digitalizo, haciendo uso del software SolidWorks como se indica en la Figura 2-3.

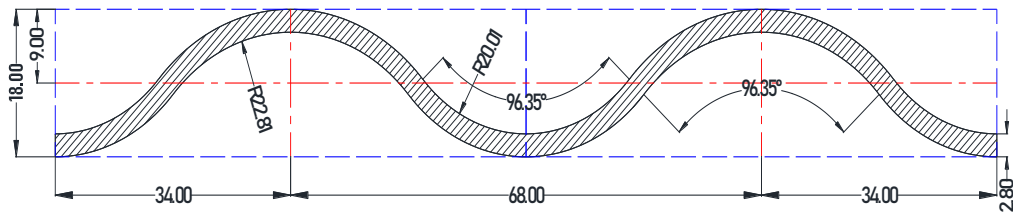


Figura 2-3: Dimensiones del perfil

Fuente: Heredia, M.2020

- Cálculo del desarrollo del perfil

Una vez digitalizado, se realizó el cálculo manual para el desarrollo del desplegado del perfil, como se trata de una plancha geométrica de igual simetría de largo igual a 1220 mm, se analizó solo una sección como se indica en la Figura 3-3.

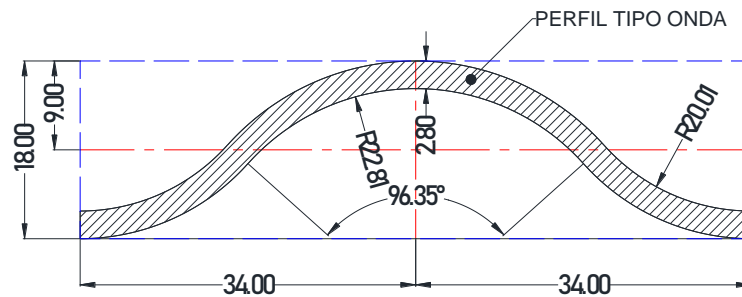


Figura 3-3: Desarrollo del perfil

Fuente: Heredia, M.2020

En el curvado de cuerpos abiertos como tejas y canaletas se trabaja de manera óptima con los radios internos, externos, o con el radio de la fibra neutra, como también es necesario conocer el ángulo de pliegue. (webcindario, n.d.)

- Cálculo de la fibra neutra del pliegue

Generalmente la fibra neutra se encuentra en la mitad del espesor de la chapa de metal galvanizada, señalada de color verde como se muestra en la Figura 4-3.

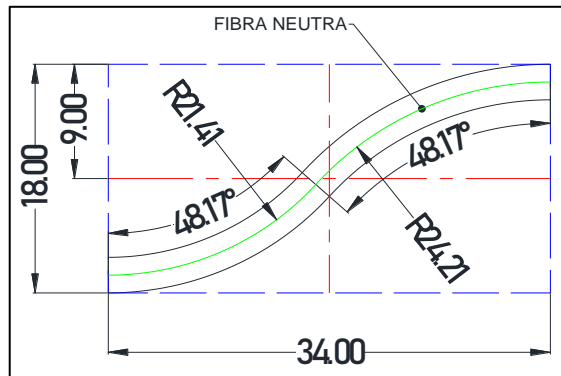


Figura 4-3: Ubicación de la fibra neutra

Fuente: Heredia, M.2020

- Cálculo de la longitud del doblez

El cálculo de las longitudes de doblez que se indican en la Figura 5-3 a, b, se realizó utilizando la fórmula 86, tanto para X_1 como para X_2 respectivamente.

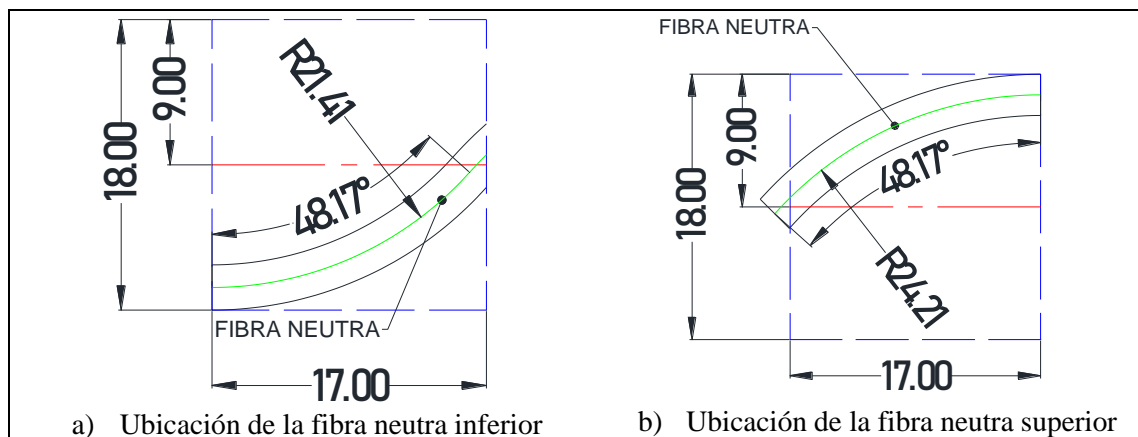


Figura 5-3: Posiciones de la fibra neutra

Fuente: Heredia, M.2020

Sustituyendo valores y resolviendo se tiene: (webcindario, n.d.)

$$X = \frac{2 \pi R n \alpha}{360}$$

$$X_1 = \frac{2\pi * 21.42 * 48.17}{360}$$

$$X_1 = 18.00 \text{ mm}$$

$$X_2 = \frac{2\pi * 24.21 * 48.17}{360}$$

$$X_2 = 20.35 \text{ mm}$$

Sumando los desarrollos $X_1 + X_2$, se encontró la mitad de la longitud del perfil diseñado mediante la fórmula 87, como se muestra a continuación:

$$Xm = X_1 + X_2$$

$$Xm = 18.00 + 20.35 = 38.35 \text{ mm}$$

Para el desarrollo completo se duplico los datos encontrados aplicando la ecuación 88, en la Figura 6-3 b se indica la longitud total correspondiente a la parte del perfil calculado.

$$Xt = 2Xm$$

$$Xt = 2(38.35 \text{ mm}) = 77.00 \text{ mm}$$

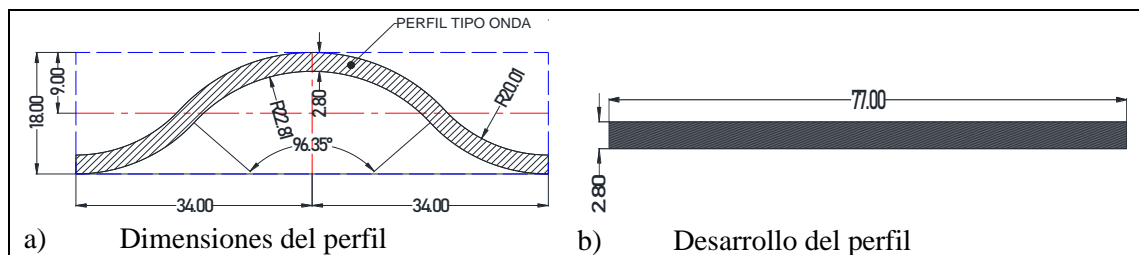


Figura 6-3: Perfil tipo Onda

Fuente: Heredia, M.2020

En la Figura 7-3, se indica la comprobación realizada en el software SolidWorks, utilizando la herramienta orden de despliegue, la cual arroja un resultado de 76.161 mm como se indica en la Figura 7-3 a, la cual es correcta ya que se ratifica con el cálculo manual el desarrollo del paso del perfil unitario diseñado que se indica en la Figura 7-3 b.

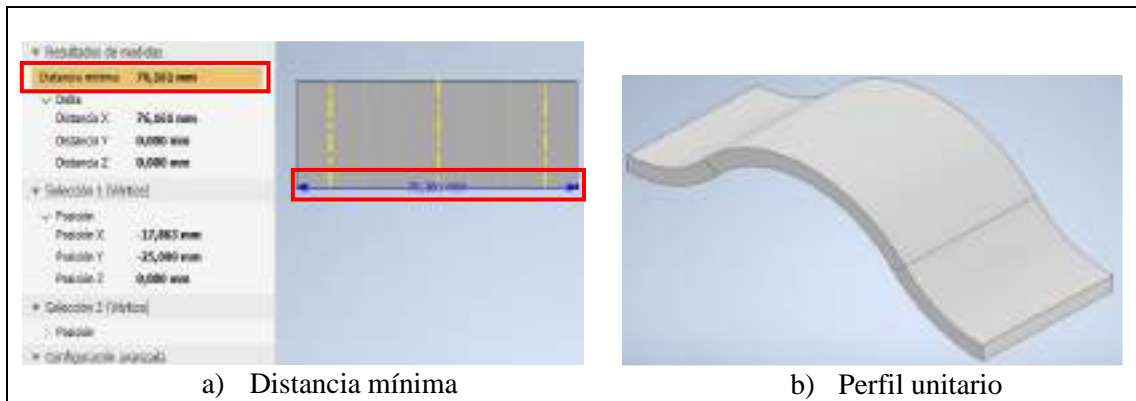


Figura 7-3: Comprobación en el software Solid Works
Fuente: Heredia, M.2020

- Cálculo del número de aristas

Se consideró la longitud de desarrollo del paso del perfil, para encontrar el número de aristas (N_a), que se formaran en la chapa galvanizada, mediante la fórmula 2.

$$N_a = \frac{\text{Longitud de la chapa galvanizada}}{\text{Longitud de desarrollo de la arista}}$$

$$N_a = \frac{1220 \text{ mm}}{77 \text{ mm}}$$

$$N_a = 15.84$$

Este resultado deduce que, la chapa de tol galvanizado requerida aproximadamente tiene 16 aristas como se indica en la Figura 8-3 a. La comprobación del desarrollo de la plancha en software SolidWorks se ilustra en la Figura 8-3 b.

La plancha galvanizada se distribuye comercialmente con un ancho estándar de 1220 mm. Y el diseño del perfil desarrollado en este estudio tiene un ancho de 1219.953 mm, como se muestra en la Figura 8-3 b, comparando estas dimensiones se comprueba que el perfil diseñado se encuentra dentro de los parámetros de dimensión especificado.

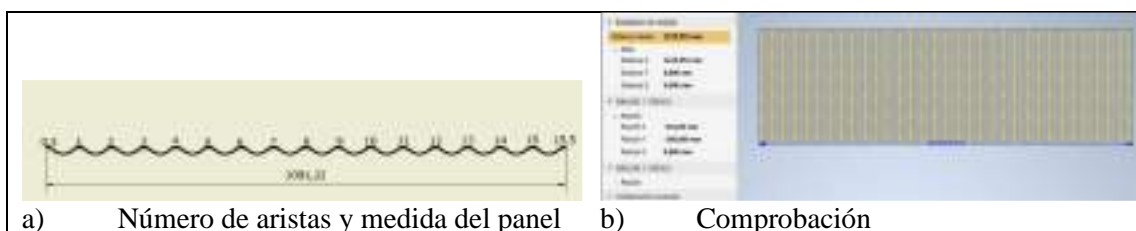


Figura 8-3: Número de pasos en la plancha
Fuente: Heredia, M.2020

- Relación de geometría en el corrugado

La figura 9-3, representa el paso final o el paso número ocho del último doblés (donde ya se ha completado la deformación plástica del perfil) se puede apreciar también los tres rodillos con sus respectivos radios, mismos que desarrollaron el perfil planteado y las magnitudes de carga (reacciones inferiores R_A , R_B y fuerza F_1), en base a las cuales se obtuvo el momento flector.

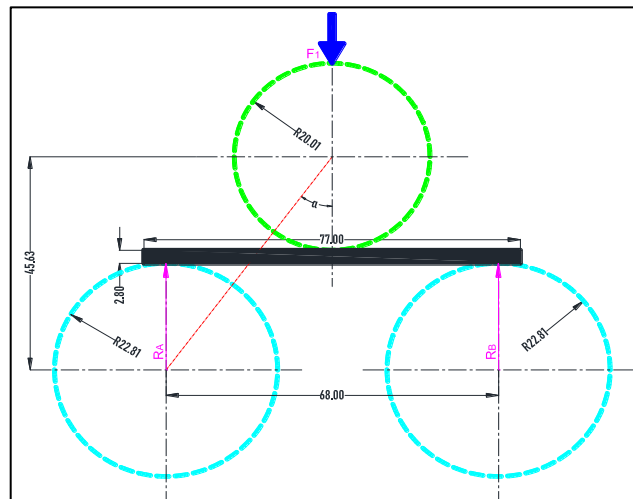


Figura 9-3: Paso inicial de deformación
Fuente: Heredia, M.2020

- Cálculo del número de pasos de la plancha, para la secuencia del corrugado o doblés

El concepto referente al cálculo del número de pasos estudiado en el capítulo 2, menciona que, para alcanzar resultados óptimos de doblado, los diseñadores se basan en la experiencia adquirida, así como también no existe un método eficiente para este cálculo.

Por tanto, este cálculo se realizó aplicando el método de la formula empírica. Con diseño de rodillo asistido por computadora, en base a los datos que se indica en la Figura 10-3, reemplazando valores en la ecuación 3 y resolviendo se tiene:

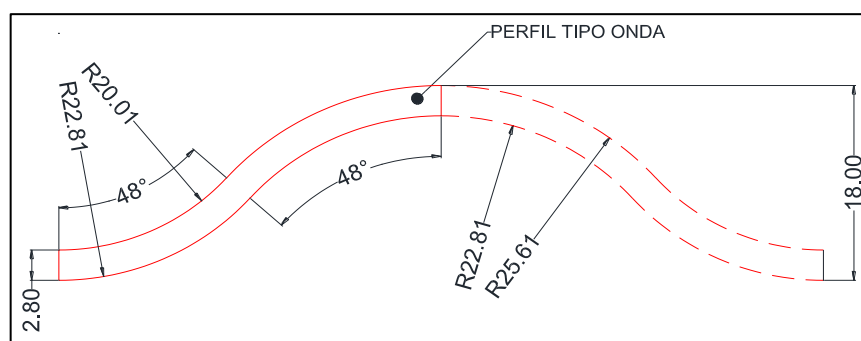


Figura 10-3: Dimensiones del perfil tipo onda
Fuente: Heredia, M.2020

$$n = \left[0.237H^{0.8} + \frac{0.834}{t^{0.87}} + \frac{\alpha}{90} \right] \left[\frac{Y^{2.1}}{0.003U} \right]^{0.15} S(1 + 0.5Z) + e + Tf + 5zs \text{ (Um)}$$

$$n = \left[0.237(0,018)^{0.8} + \frac{0.834}{(2.8)^{0.87}} + \frac{96}{90} \right] \left[\frac{227.52^{2.1}}{(0.003)(345)} \right]^{0.15} S(1 + 0.5Z) + e + Tf + 5zs$$

$$n = (1.416)(5.498)[1(1 + 0.5 \times 0)] + 1 + 1.5 + 5(0)(1)$$

$$n = (7.78)[1(1)] + 2.5$$

$$n = 10.28$$

Aproximadamente este método dio como resultado un número de 10 pasos para conseguir el plegado deseado, pero considerando la recomendación dada por el libro Roll Forming Handbook, se diseñó la máquina con un número de 8 pasos, pues señala que el valor calculado puede disminuir garantizando la calidad de los materiales del mismo y aumentando la robustez del equipo.

Efectuando un análisis del número de etapas. Los cálculos antes realizados son para ocho etapas, si debido a la longitud de la máquina se desea analizar con seis, los rodillos deberán doblar 2.5 mm en cada pasada, esto quiere decir que la lámina de acero galvanizada necesitara mayor rodillos en el eje, para que evite que el material reaccione a esta fuerza, es así que se examinó la tabla 10, donde se cuenta con seis rodillos se requiere un diámetro de eje de 102 mm, valor que para los separadores se tiene en el mercado de 117 mm, medida que adoptaría el eje de la rol formadora con un exceso de 25.4 mm a lo antes calculado.

Como se pretende analizar el cambio numérico, al disminuir el número de etapas de la rol formadora y sabiendo que esto provoca el aumento de dimensiones de los elementos, se determinó la relación de aumento respecto al cambio del tamaño del eje. La tabla 10, muestra la variación de medida de los elementos para estas dos etapas:

$$r = \frac{d_{6etapas}}{d_{8etapas}}$$

$$r = \frac{117 \text{ mm}}{91.6 \text{ mm}}$$

$$r = 1.277$$

Tabla 5-3: Variación de dimensiones para estas dos etapas

Elemento	Para 8 etapas	Para 6 etapas
Diámetro del eje.	91.6 mm	117 mm
Diámetro externo del rodillo.	113.7 mm	14532 mm
Diámetro externo de los separadores.	101.6 mm	117.6 mm
Diámetro externo de los rodillos de fuerza.	98.5 mm	125.78 mm
Potencia	9 HP	12 HP
Sistema de transmisión		
Numero de hileras	2 hileras	3 hileras
Po de diseño	11.25 KW	14.4 KW
Diámetro externo de la Catarina	8.925 in	10.413 in
Distancia entre centros	320 mm	370 mm
Longitud de cadena	1295 mm	1500 mm

Fuente: Heredia, M.2020

Con un número menor de etapas se tiene una maquina con elementos más robustos y sobredimensionada, por lo cual se consideró que con un número de ocho etapas la maquina esta correctamente diseñada. Sabiendo que, la plancha galvanizada no puede ser sometida directamente a la fuerza de todos los rodillos a la vez, ya que cuando comienza a doblarse se contrae el material como se observa en la Figura 11-3.

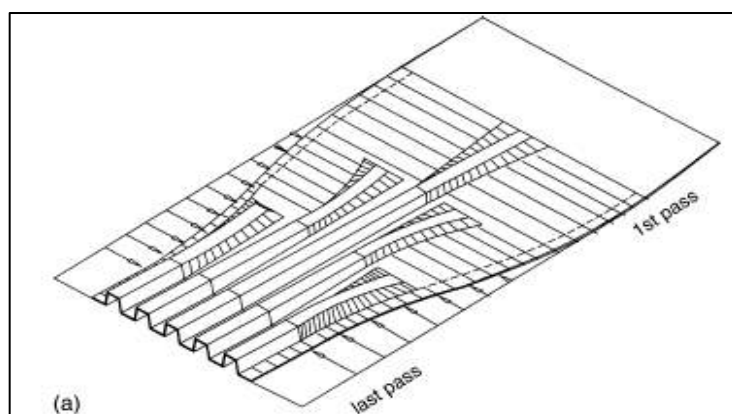


Figura 11-3: Plancha sometida a la fuerza de todos los rodillos
Fuente: (Halmos T)

Para evitar este defecto se considera el diagrama de la Figura 12-3, donde muestra la configuración de los rodillos y la profundidad de doblez de la lámina para la parte superior e inferior respectivamente, esto indica que el proceso inicia dando origen a una guía central, como se observa en la Figura 12-3 c durante el primer pase, el objetivo es estabilizar y centrar la plancha para conseguir un doblado uniforme, una vez conseguido esto la configuración de los demás rodillos, conforman consecutivamente la plancha desde adentro hacia fuera, hasta finalizar por completo como se indica en la Figura 12-3 d.

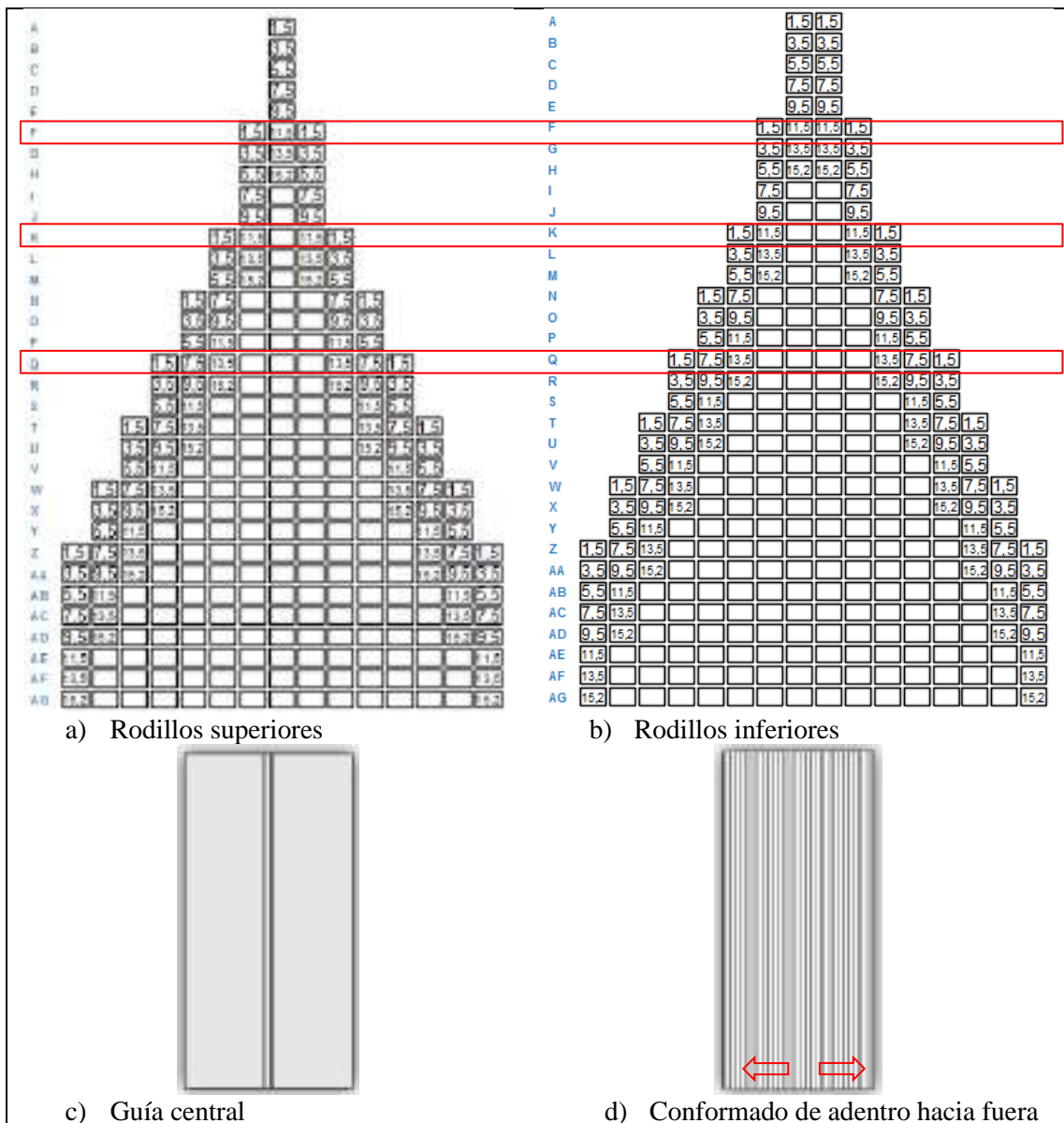


Figura 12-3: Configuración de los rodillos
Fuente: (Halmos T)

Por tanto, los diagramas muestran que es necesario 33 ejes, para lograr un doblado de 15.5 mm de profundidad interna.

- Fuerzas de doblado

El cálculo de la fuerza de doblado F_1 , se efectuó a partir de la ecuación 90.

$$F_1 = \frac{Sut * a * e}{3}$$

Considerando que el esfuerzo último del acero galvanizado es de 310.26 MPa y que se va a calcular la fuerza de doblado ejercida por el rodillo superior, sobre la plancha limitada por dos rodillos inferiores cuya distancia es de 68 mm se tiene:

$$F_1 = \frac{310.26 \text{ MPa} * 68 \text{ mm} * 2.8 \text{ mm}}{3} = 19691.168 \text{ N}$$

En el software M3Dsolid, se analiza el diagrama de cuerpo libre de las fuerzas y reacciones ejercidas en los ejes con mayor carga como se indica en las Figuras 13-3 b, c, d.

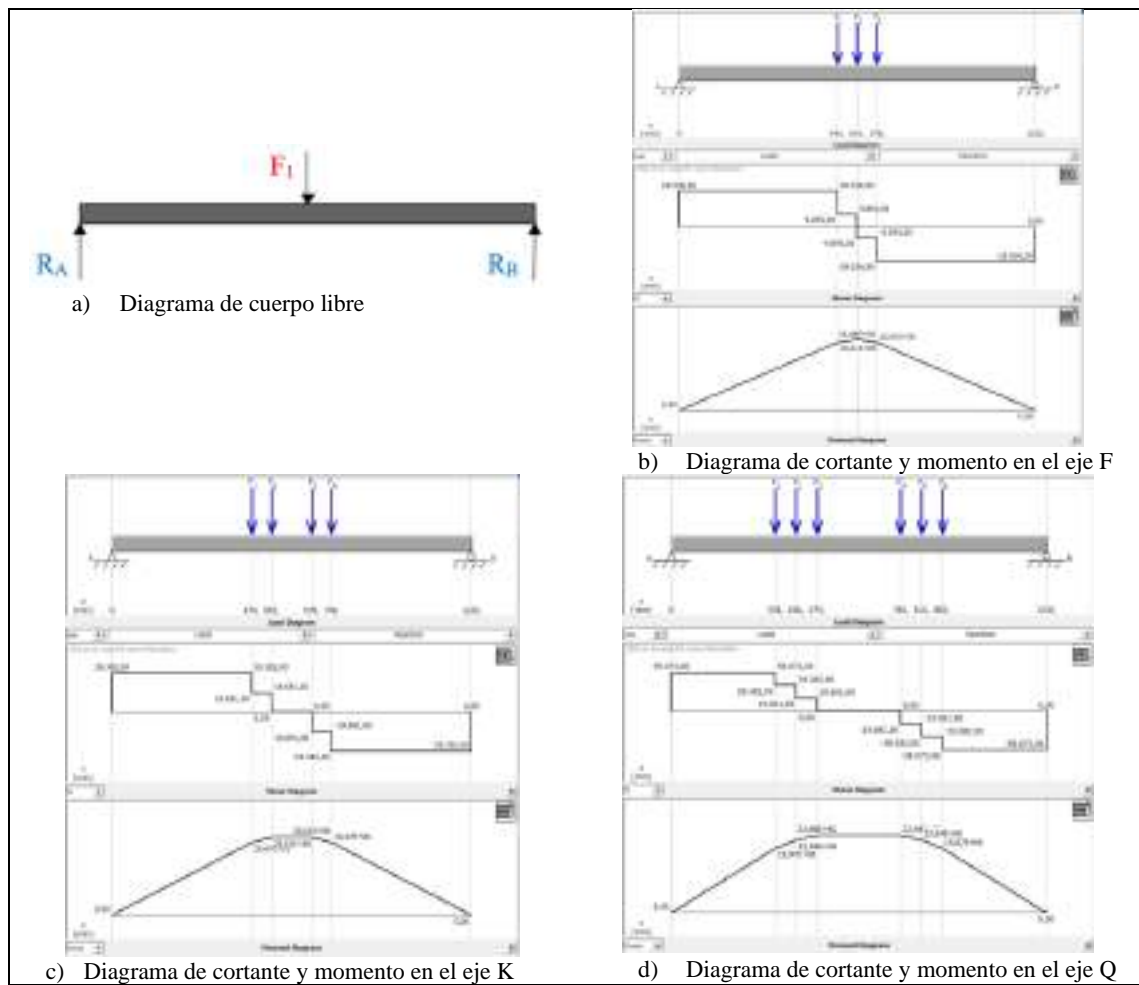


Figura 13-3: Diagramas de cortante y momento flector

Fuente: Heredia, M.2020

Para la viga mostrada en la figura 46a, se realizó una sumatoria de fuerzas en el eje "Y", a fin de determinar las reacciones que ejercen los puntos (A, B).

$$\sum F_Y = 0$$

$$F_1 = R_A + R_B$$

$$R_A = R_B = 9845,584 \text{ N}$$

- Diseño preliminar de los ejes para los rodillos

Se realizó el análisis estático mediante la teoría de Von Mises, aplicando la fórmula 24 como se describe a continuación:

$$\frac{S_y}{n} = \sqrt{\sigma_x^2 + 3\tau_{xy}^2}$$

Al realizar el cálculo preliminar del diámetro de los ejes, estos se evalúan a flexión mediante la fórmula 27.

$$d = \sqrt[3]{\frac{32 * Mf_{\max} * n}{\pi * S_y}}$$

- Selección del material de los ejes de rodillo

El material para los ejes de rodillo se seleccionó aplicando la fórmula 107, con este resultado se determinó que la pendiente tiene un valor igual a 2, misma que atraviesa el diagrama ilustrado en el software CES, como se muestra en la Figura 14-3, aquí se analiza los componentes de cada material, de los que se seleccionó los más idóneos de acuerdo a la necesidad de aplicación.

$$\text{Log } E = 2 \text{ Log } M + 2 \text{ Log } \rho$$

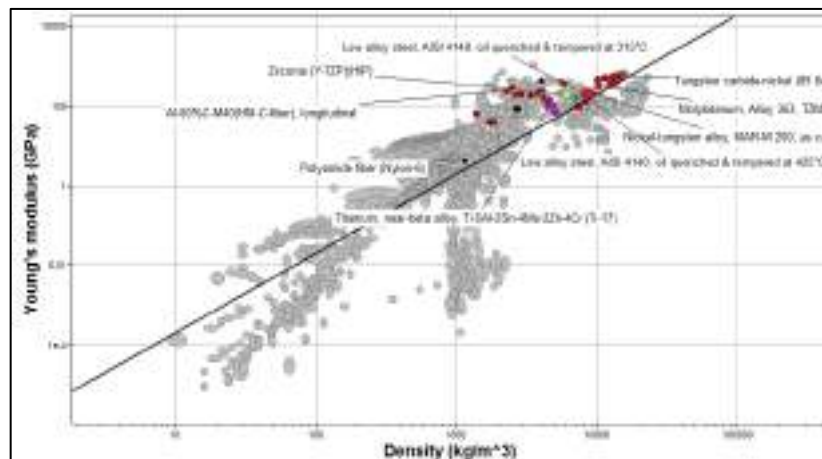


Figura 14-3: Selección del material para el eje
Fuente: Heredia, M.2020

De los materiales que se obtienen se descartan, el tungsteno, zirconio, titanio, nylon y aleaciones de aluminio, por el costo y forma de obtención en el caso de los tres primeros y los otros dos por ser menos tenaces y resistentes que las aleaciones de Molibdeno y el AISI 4140, siendo este el seleccionado al ser una aleación de Cr, Ni, Mo.

Partiendo con un factor de seguridad igual a 3, debido a las cargas aun no consideradas como peso de los rodillos y torque ejercido por el sistema de transmisión, se muestra en la Tabla 6-3 los diámetros calculados los cuales, por facilidad de construcción y obtención de materiales, se seleccionó un diámetro común para todos los ejes con un factor de seguridad mayor que 2.

Tabla 6-3: Parte superior

Paso	No de rodillos	$Mf_{m\acute{a}x}$ (N.mm)	n	d calculado (mm)	d seleccionado (mm)	n
F	3	16680000	3	90.397	90	2.961
K	4	20010000	3	96.052	90	2.468
Q	6	23980000	3	102.025	90	2.059

Fuente: Heredia, M.2020

- Fuerza de contacto

Aplicando la ecuación 91, se calculó la fuerza que ejercen los rodillos para el empuje de la plancha de acero galvanizada.

$$C_{m1} = C_{m2} = \frac{1 - V_1^2}{E_1}$$

$$C_{m1} = C_{m2} = \frac{1 - 0,29^2}{2.1 * 10^6 \frac{N}{mm^2}}$$

$$C_{m1} = C_{m2} = 4.361x10^{-7} \frac{mm^2}{N}$$

La constante del material se calculó aplicando la fórmula 101, como se muestra a continuación:

$$B = \frac{1}{2} \left(\frac{1}{R_1} + \frac{1}{R_2} \right)$$

$$B = \frac{1}{2} \left(\frac{1}{20,01mm} \right)$$

$$B = 0.0249 \frac{1}{mm}$$

Con los dos valores antes calculados C_{m1} y B , se calculó el semi ancho de la huella de contacto a , en función de la fuerza máxima de doblez F y longitud de lámina L , mediante la fórmula 102.

$$a = \sqrt{\frac{2}{\pi} * \frac{C_{m1} + C_{m2}}{B} * \frac{F}{L}}$$

$$a = \sqrt{\frac{2}{\pi} * \frac{4,361 \times 10^{-7} \frac{\text{mm}^2}{\text{N}} + 4,361 \times 10^{-7} \frac{\text{mm}^2}{\text{N}}}{0,0249 \frac{1}{\text{mm}}} * \frac{59073 \text{ N}}{1220 \text{ mm}}}$$

$$a = 0.032 \text{ mm}$$

- Cálculo de la presión y fuerza máxima

La presión y fuerza máxima se calcularon aplicando las fórmulas 95,96.

$$P_{m\acute{a}x} = 2 * \frac{F}{\pi * a * L}$$

$$P_{m\acute{a}x} = 2 * \frac{59073 \text{ N}}{\pi * 0.032 \text{ mm} * 1220 \text{ mm}}$$

$$P_{m\acute{a}x} = 963.29 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

$$F_{m\acute{a}x} = P_{m\acute{a}x} * A$$

El área se calculó mediante la ecuación 97.

$$A = 2 * a * L$$

$$F_{m\acute{a}x} = 963.29 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} * 2 * 0.032 \text{ mm} * 1220 \text{ mm}$$

$$F_{m\acute{a}x} = 75214,08 \text{ N}$$

- Fuerza de rozamiento

La fuerza de rozamiento efectuada se calculó aplicando la fórmula 94, mientras que la fuerza normal se calculó aplicando la fórmula 92, sustituyendo y reemplazando valores se tiene la fórmula 93.

$$F_R = \mu * F_N$$

$$F_N = F_{doblado} + F_{m\acute{a}x}$$

Por tanto:

$$F_R = \mu * (F_{doblado} + F_{m\acute{a}x})$$

$$F_R = 0.18 * (59073 N + 75214.08 N)$$

$$F_R = 24171,67 N$$

- Selección del material para los rodillos

Partiendo del criterio que, los rodillos actuarán con una fuerza de aplastamiento el índice de rigidez y resistencia de diseño, a través del cual se insertó la recta de selección en el diagrama del software CES y aplicando la fórmula 107 será: (Ashby, 2016)

$$\text{Log } E = 2\text{Log } M + 2\text{Log } \rho$$

Al asemejarla a la ecuación de la recta se tendrá en la ordenada el módulo de Young (E), en las abscisas la densidad (ρ) y como pendiente 1, como se indica en la Figura 15-3.

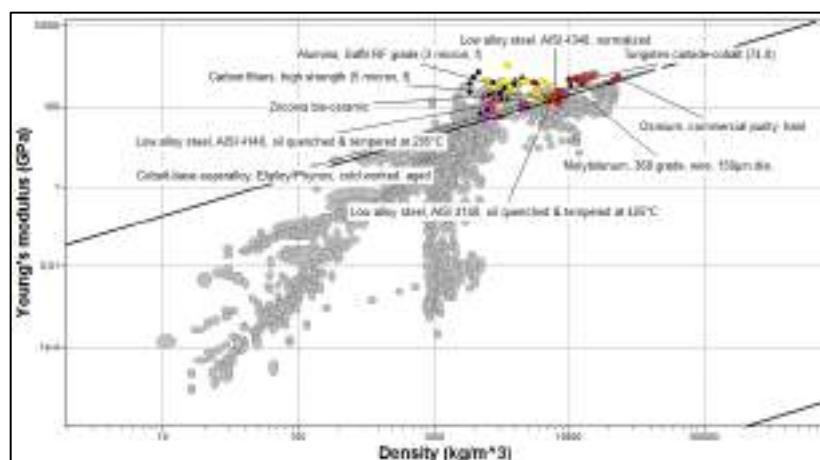


Figura 15-3: Selección de material para los rodillos

Fuente: Heredia, M.2020

Debido al costo y modo de obtención de materiales como tungsteno, osmio, zirconio, alúmina y bajo el criterio de que el material de los rodillos se seleccionará en función de la dureza, pues esta debe ser mayor a la del eje de material AISI 4140 de 335-410 HV, se seleccionó el mismo material y este será sometido a un proceso de templado a 205°C, enfriado en aceite para obtener una dureza de 455-565 HV.

- Modelación del diagrama de flor

A partir de las consideraciones estudiadas en el Capítulo II, para la modelación del diagrama de flor, se hizo referencia al método de radio constante con pulmón de chapa en ambos lados y considerando el cálculo obtenido a partir de la formula empírica, el análisis y simulación se efectuó mediante el software MEF, como se detalla a continuación.

Una vez digitalizado en el software SolidWorks los rodillos y la plancha como se indica en la Figura 16-3 a, este ensamble se guardó en formato. Step, como se indica en la Figura 16-3 b, para luego ser transferido al software ANSYS

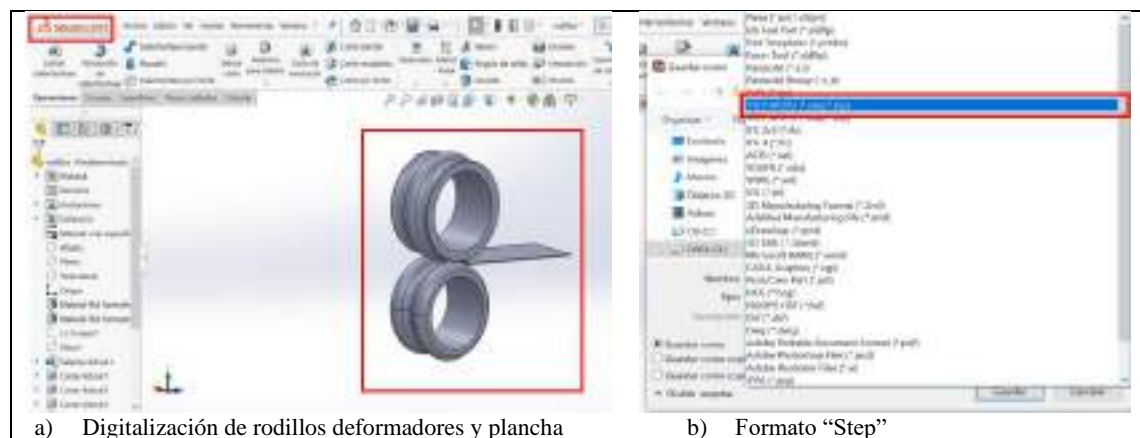


Figura 16-3: Digitalización y transferencia de archivo

Fuente: Heredia, M.2020

El archivo transferido se abre en el software ANSYS Workbench como se muestra en la Figura 17-3 a. En “Analysis Systems”, se escoge la opción “Static Structural” cómo se indica en la Figura 17-3 b, que es la plataforma por la cual se efectuó el análisis de deformación de la plancha metálica. Sobre todo, se realiza el análisis en “Static Structural”, porque aquí se puede guardar la información de las deformaciones anteriores.

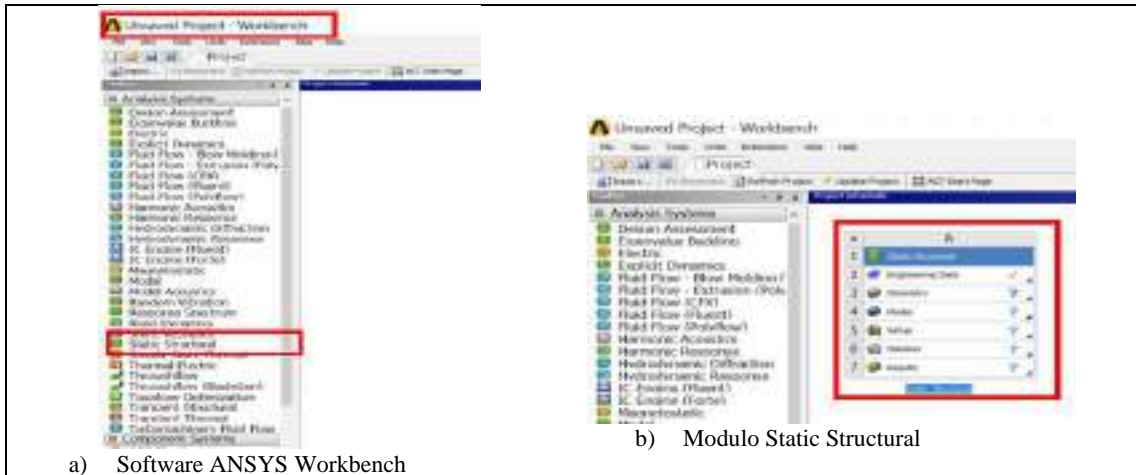


Figura 17-3: Apertura del archivo transferido

Fuente: Heredia, M.2020

Selección del material:

En la pestaña “Engineering Data”, se seleccionó el material para efectuar el análisis MEF. El análisis que se ejecutó, es un análisis no lineal como se indica en la Figura 18-3, por tal motivo en la lista de materiales, se escogió material no lineal, “Structural Steel”, que es el acero base de la lámina metálica con norma ASTM A-36. Se escogió un material no lineal para la plancha metálica porque en esta selección, se puede guardar la información de la deformación anterior.

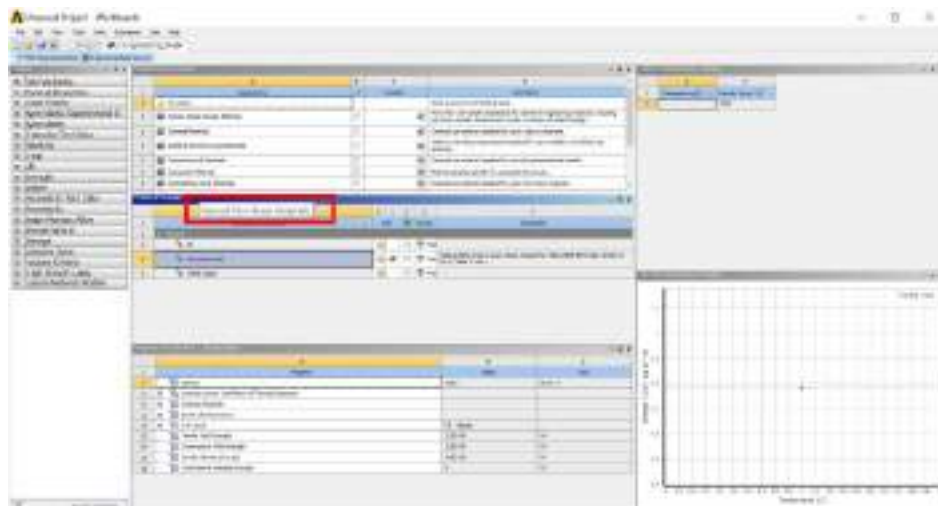


Figura 18-3: Material no lineal

Fuente: Heredia, M.2020

En el grafico continuo que se observa en la Figura 19-3, se observa las propiedades del material ASTM A-36, que es el acero base de la plancha metálica. El material para los rodillos se consideró como material no lineal y se seleccionó “Structural Steel”.

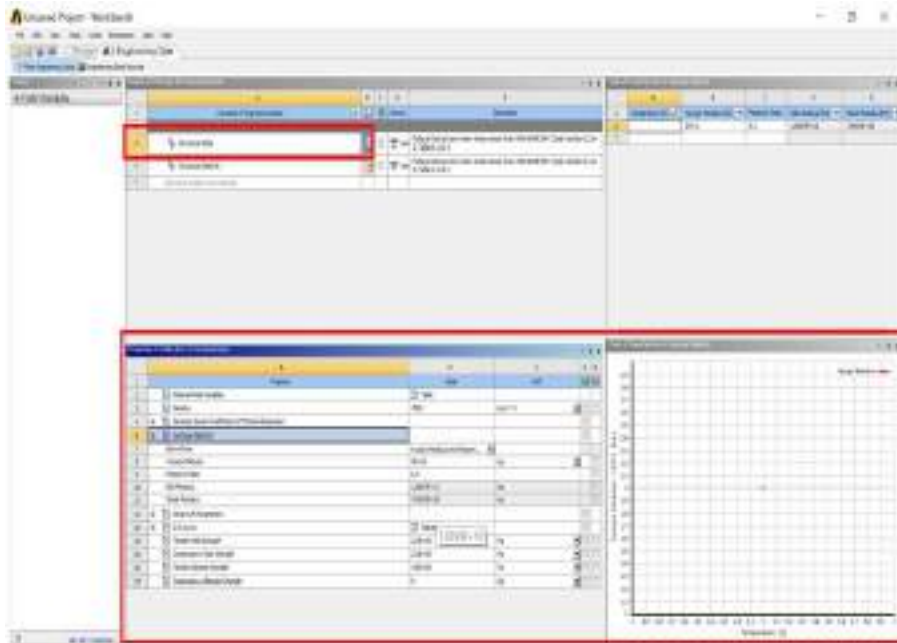


Figura 19-3: Propiedades del material a deformarse

Fuente: Heredia, M.2020

Cargar geometría:

Señalar en la pestaña “Geometry”, como se muestra en la Figura 20-3 y luego proceder a cargar el archivo que se guardó anteriormente en formato. Step. En el software SolidWorks.



Figura 20-3: Cargar el archivo en el software SolidWorks

Fuente: Heredia, M.2020

Con doble clic izquierdo, se genera el modelo y en la pestaña “Generate”, dar nuevamente un clic para que el modelo aparezca y se pueda visualizar la geometría como se ilustra en la Figura 21-3.

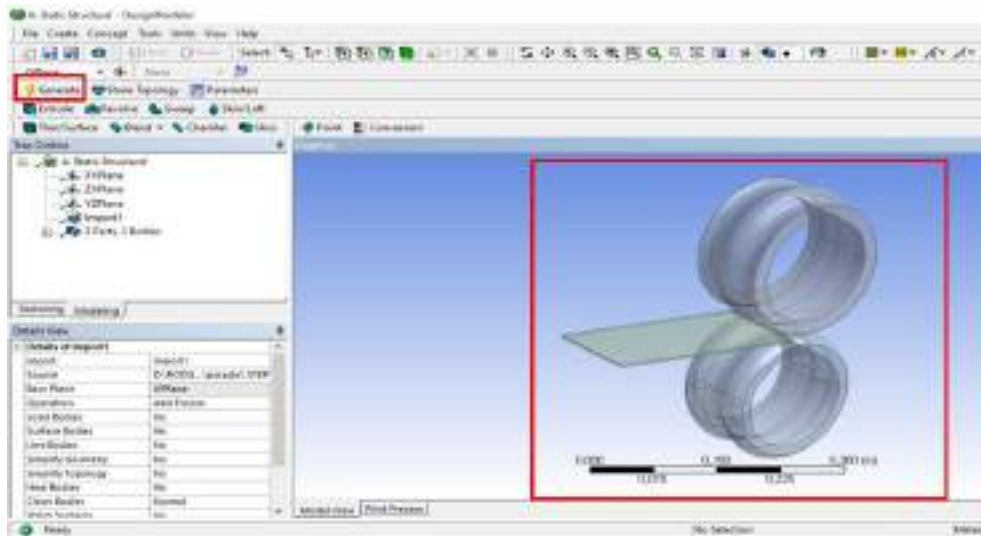


Figura 21-3: Visualización de la geometría
Fuente: Heredia, M.2020

Modelado:

Abrir la pestaña “Model” y lo primero que se debe hacer es cargar el material para la lámina. Seleccionar material no lineal como se muestra en la Figura 22-3.

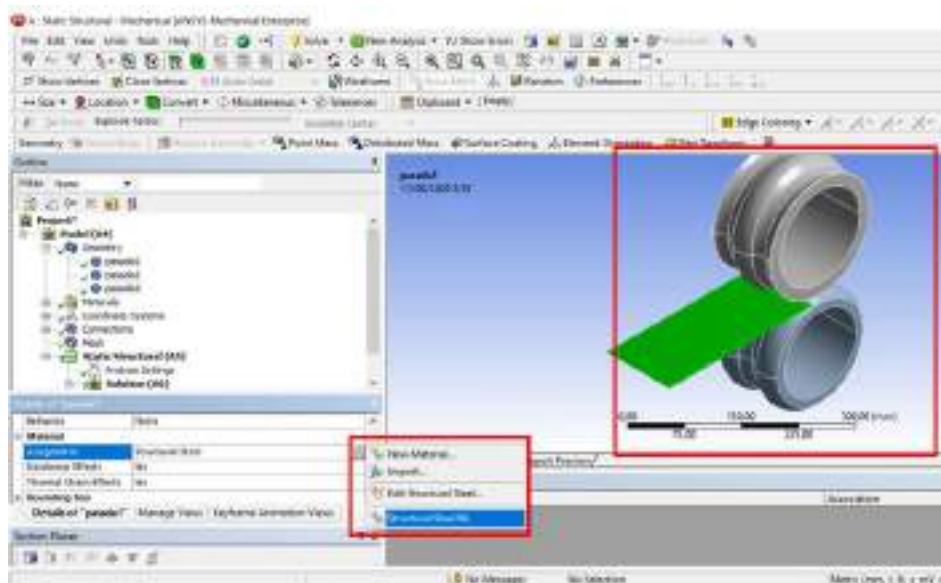


Figura 22-3: Seleccionar material no lineal para la plancha
Fuente: Heredia, M.2020

Los otros elementos, es decir, los rodillos que ejecutan la deformación, se encuentran en selección lineal como se indica en la Figura 24-3.

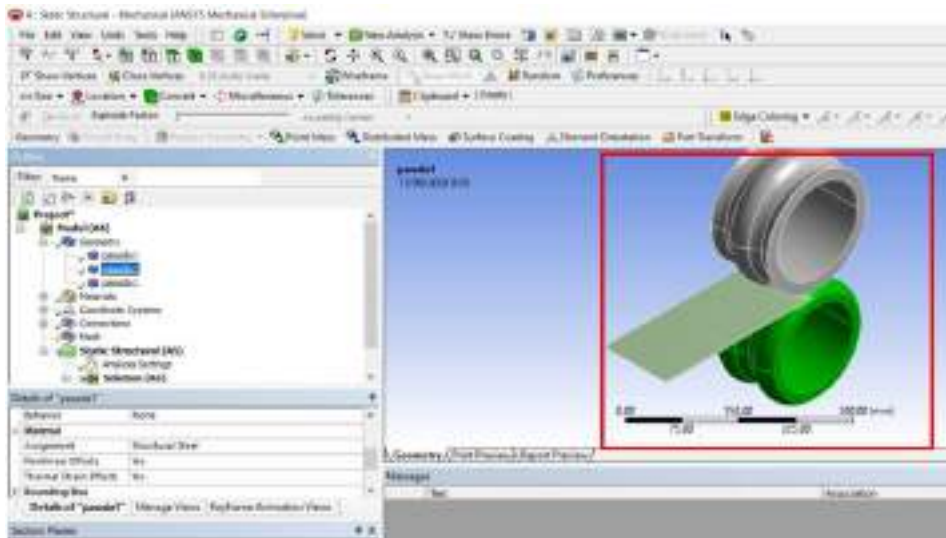


Figura 23-3: Seleccionar material lineal para los rodillos
Fuente: Heredia, M.2020

Creación de contactos:

Esta parte es muy importante porque establece las regiones que van actuar para realizar el proceso de simulación. Por defecto el software genera los contactos indicados como se indica en la Figura 24-3.

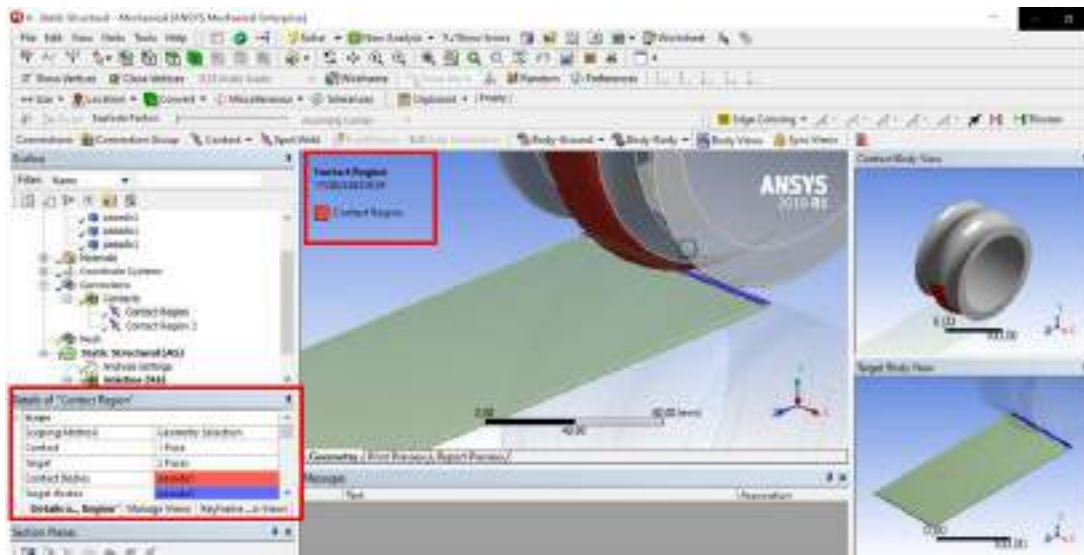


Figura 24-3: Contactos por defecto
Fuente: Heredia, M.2020

Para este análisis es necesario que el contacto de las regiones, sea toda la plancha que es el material que se va a deformar versus toda la superficie o caras de los rodillos superior e inferior quienes van a aplicar la fuerza de deformación como se observa en la Figura 25-3.

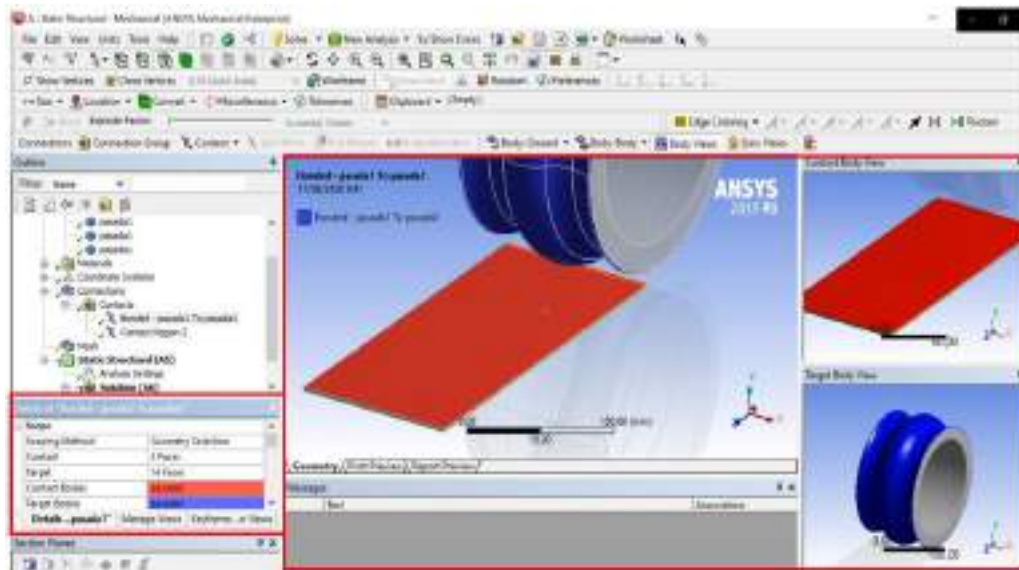


Figura 25-3: Creación de contactos
Fuente: Heredia, M.2020

En la pestaña Target, seleccionar todas las caras del rodillo inferior que va a estar en contacto con la plancha. También seleccionar la cara inferior de la plancha como se indica en la Figura 26-3.

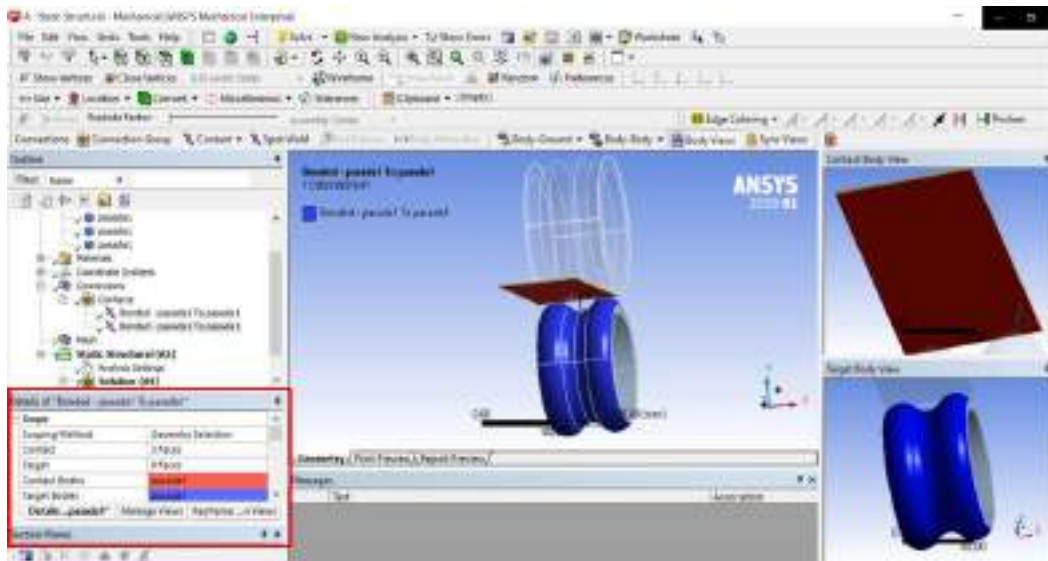


Figura 26-3: Selección de las superficies para realizar la deformación
Fuente: Heredia, M.2020

Luego en la ventana “Definition” en “Type” que se indica en la Figura 27-3, insertar una fricción (Frictional) entre metal y metal con un coeficiente de fricción entre 0.2 y 0.3, esto debido a que no se está analizando desgaste, lo que se desea obtener es la deformación tipo onda de la plancha metálica.

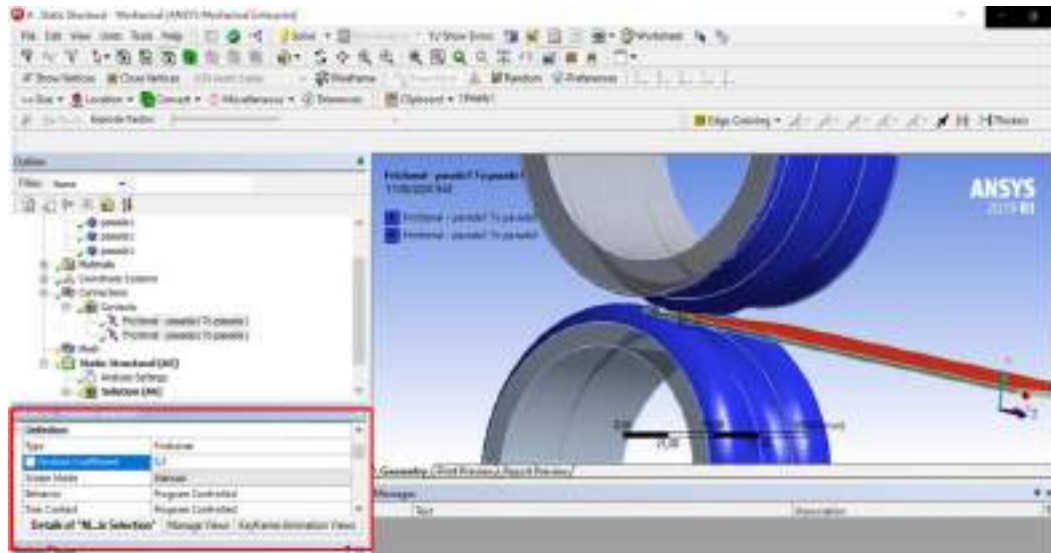


Figura 27-3: Inserción del coeficiente de fricción
Fuente: Heredia, M.2020

Se desplegó la pestaña “Advanced” y en “Formulation” se escogió la opción “Augmented Lagrange” como se indica en la Figura 28-3. En la ventanilla “Normal Stiffness” Factor, se introdujo un valor de 0.1 como un factor de convergencia como se muestra en la Figura 29-3. Por medio de este método de modelado numérico, se resolvió el problema de contacto mecánico. Este algoritmo se puede definir como el “PENALTY METHOD” con control de la penetración. Las iteraciones de Newton-Raphson empiezan igual que en el “PENALTY METHOD” y al igual que en el “LAGRANGE MULTIPLIER METHOD”, la constante real “TOLN” determina la máxima penetración. Si la penetración en una iteración excede la máxima permitida la rigidez de contacto para cada elemento será aumentada con los multiplicadores de Lagrange. Es decir, si la penetración es mayor que la fuerza permitida. Por ello este método es igual que el PENALTY METHOD salvo en la rigidez de contacto, que se va actualizando para cada elemento de contacto. Este hecho se repite hasta que la penetración sea menor que la máxima permitida.



Figura 28-3: Método matemático aumentada de Lagrange
Fuente: Heredia, M.2020

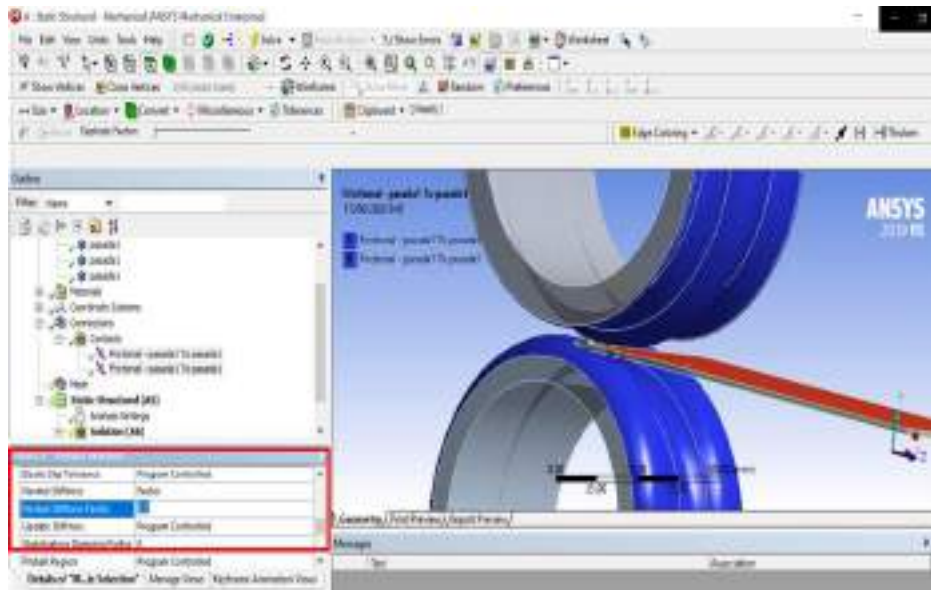


Figura 29-3: Factor de convergencia
Fuente: Heredia, M.2020

Movimiento de los rodillos:

Existen muchas opciones para que los rodillos giren en la simulación. En este caso, el movimiento de los rodillos se lo hará a través de la función “Body-Ground”, escoger la opción “Cylindrical”, como una condición de rotación.



Figura 30-3: Movimiento de los rodillos
Fuente: Heredia, M.2020

Seleccionar las caras internas de los rodillos tanto superior como inferior como se indica en la Figura 31-3, como una condición de rotación y verificar que los ejes de rotación no se hayan movido. Es decir, comprobar que el eje de rotación de los rodillos siempre sea el eje “Z”

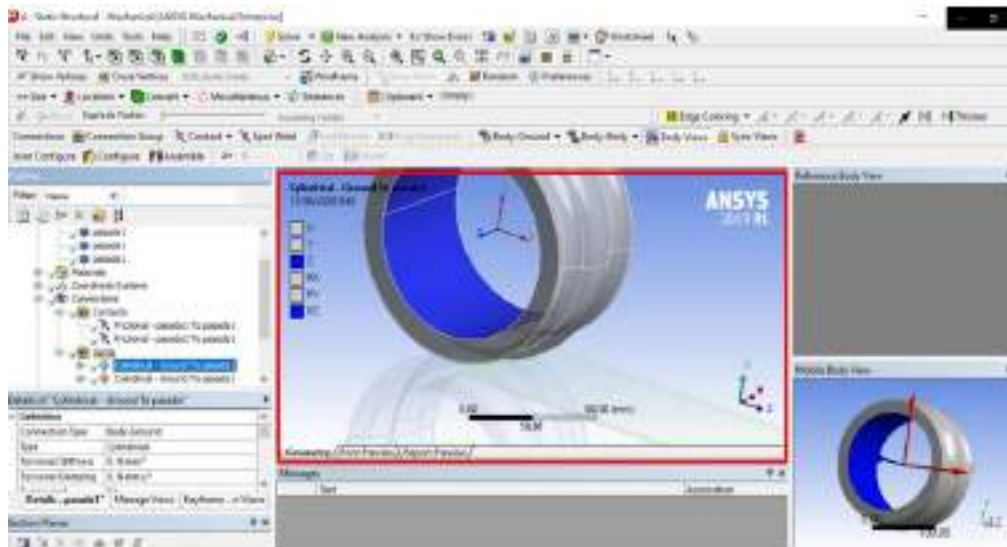


Figura 31-3: Eje Z, rotación de los rodillos
Fuente: Heredia, M.2020

Movimiento de la plancha:

En este apartado se creó las restricciones de movimiento o de desplazamiento para la plancha de tol galvanizado. Desplegar la pestaña de “Support”, y seleccionar el recuadro “Displacement” o desplazamiento como se indica en la Figura 32-3.

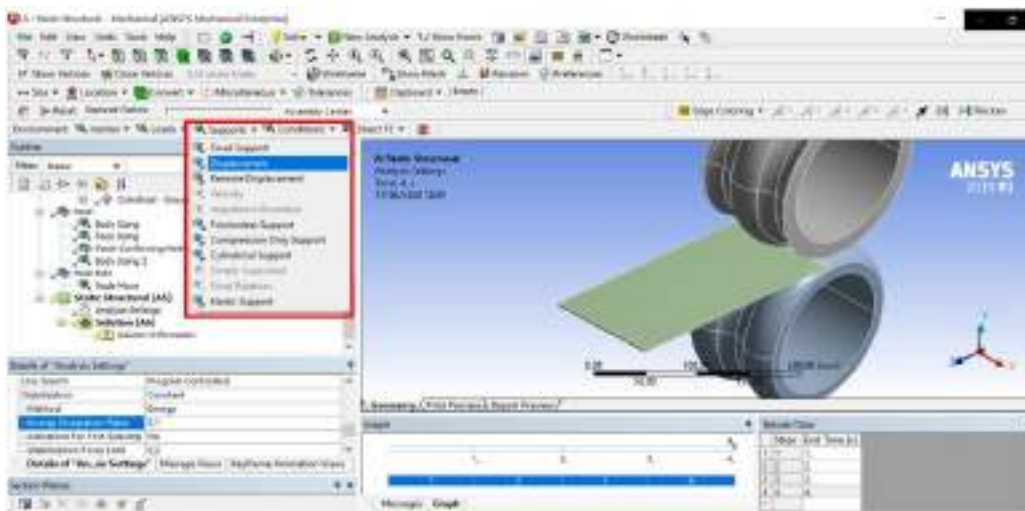


Figura 32-3: Movimiento de la plancha metálica
Fuente: Heredia, M.2020

Para la simulación de la deformación, se necesita que la plancha se desplace en el eje Y, por lo tanto, en la ventanilla, se seleccionó la opción “Free” o libre, mientras que, en el eje X, no se necesita movimiento por lo que se eligió el parámetro 0 (cero). Para el eje Z, se opta por la opción “Tabular”, los “Steps” o pasos, como se indica en la Figura 33-3.

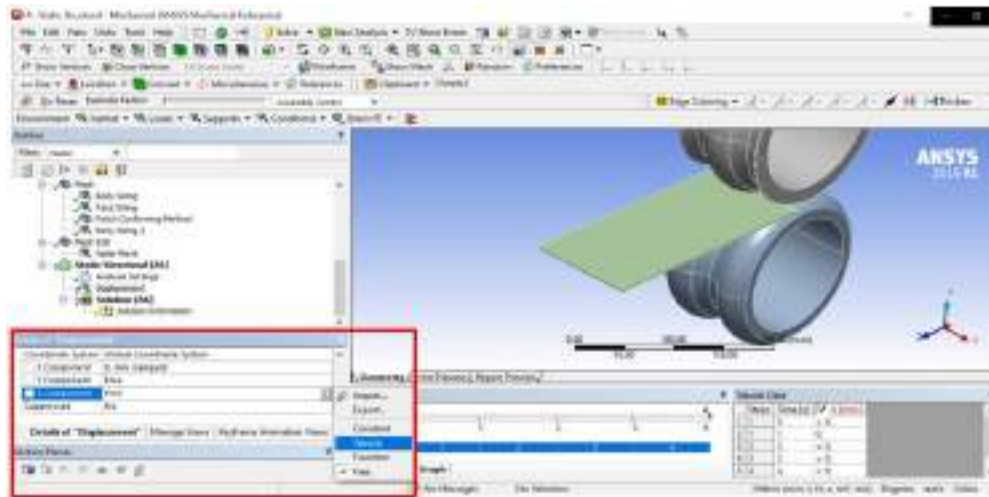


Figura 33-3: Restricciones de movimiento para la lámina metálica
Fuente: Heredia, M.2020

Mallado:

En el árbol de instrucciones en la pestaña “Mesh” que se muestra en la Figura 34-3, se genera un nuevo mallado. En esta sección se examinó las teorías del mallado y el tamaño de la malla.

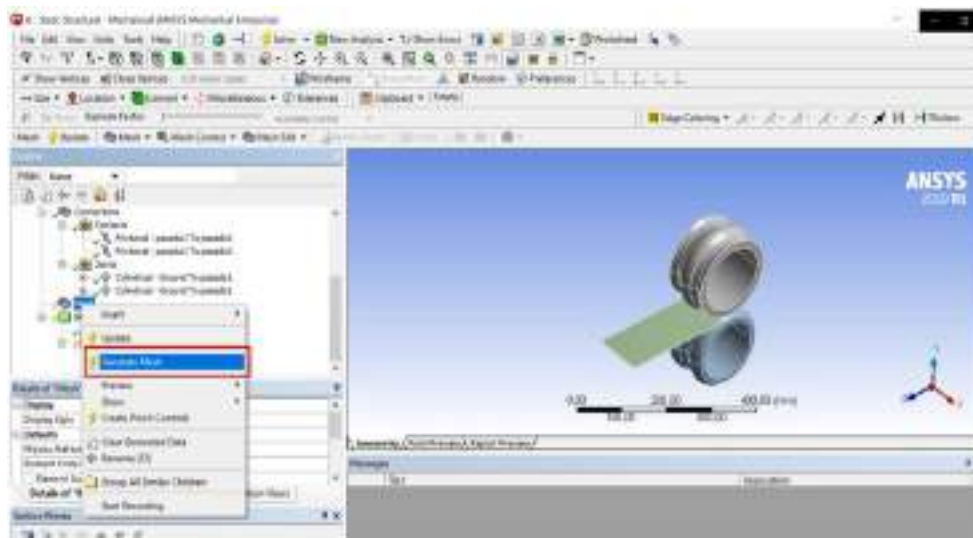


Figura 34-3: Teorías de mallado
Fuente: Heredia, M.2020

Para resolver este caso de modelamiento se recomienda que el mallado sea cuadrado o rectangular como se observa en la Figura 35-3. Se lo puede realizar por dos métodos “Skewness o Element Quality”, se escoge la opción “Element Quality”, debido a que necesita menor cantidad de parámetros y se adapta de mejor manera al modelado geométrico.

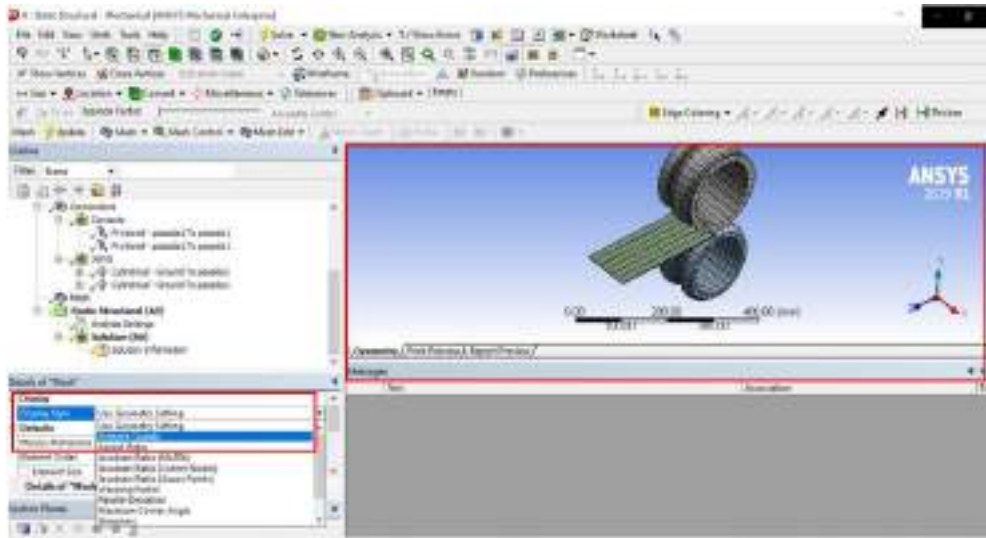


Figura 35-3: Generar mallado
Fuente: Heredia, M.2020

La Figura 36-3, representa una escala de colores referente al mallado del modelado que se va a realizar, en donde, la escala de colores varía en un rango entre 0 y 1, representando al color rojo al valor de 0 que significa un mallado pobre o de mala calidad. Mientras que, el valor de 1 que está simbolizado por el color azul, representa un mallado de buena calidad.

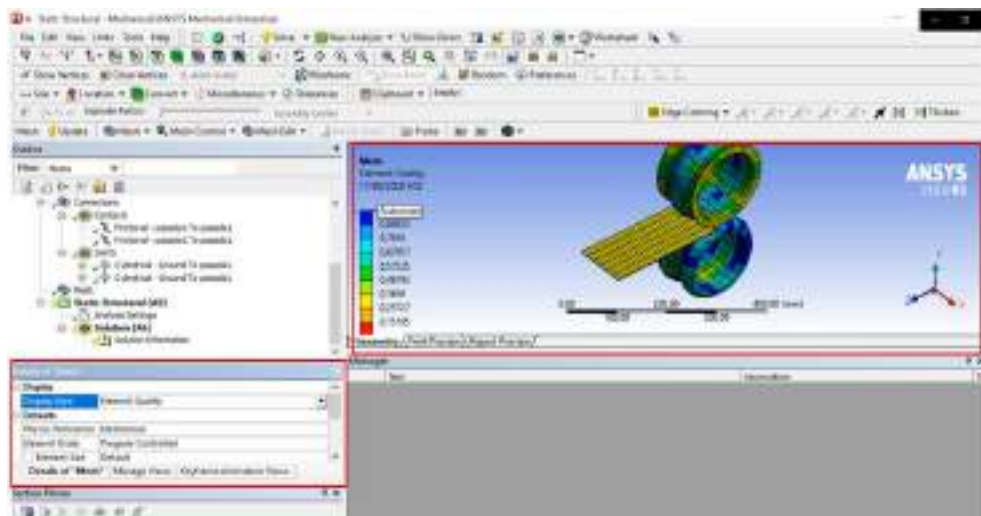


Figura 36-3. Malla Element Quality
Fuente: Heredia, M.2020

Mejoramiento de la malla en la lámina metálica:

Como no se conoce el tamaño del mallado, en la pestaña “Mesh”, se insertó un “Sizing” a la plancha metálica. En “Element Sizing” se introdujo un tamaño de mallado mediano equivalente a 8 mm como se indica en la Figura 37-3.

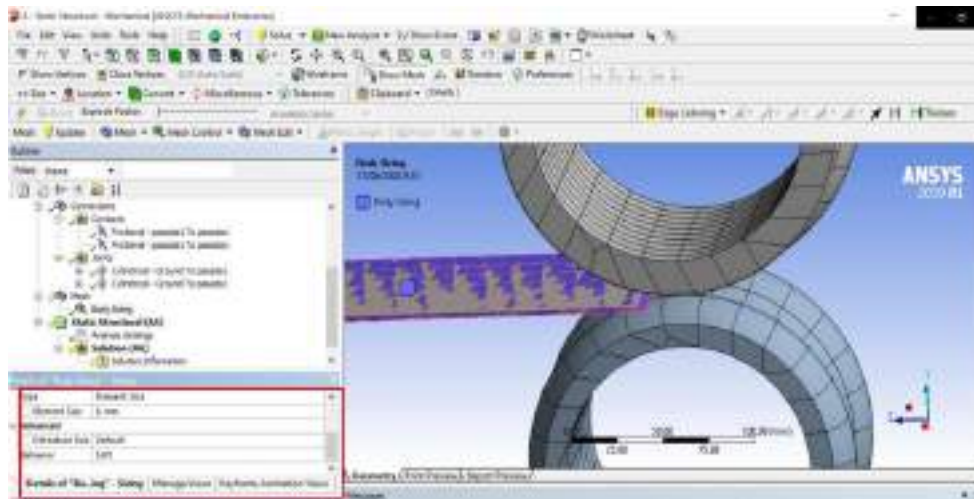


Figura 37-3: Tamaño de mallado para la lámina metálica
Fuente: Heredia, M.2020

Con la orden generar mallado, se creó la nueva malla cuadrada a la lámina metálica. En la Figura 38-3, se aprecia que el mallado cambia a color verde, automáticamente los valores de mallado suben entre 0.5 y 0.6. Se obtiene una calidad de mallado mediano suficiente para trabajar y hacer el modelado de la deformación plástica en la lámina metálica. En caso de que se dese evaluar elementos más pequeños se puede usar el comando “Refinement”.

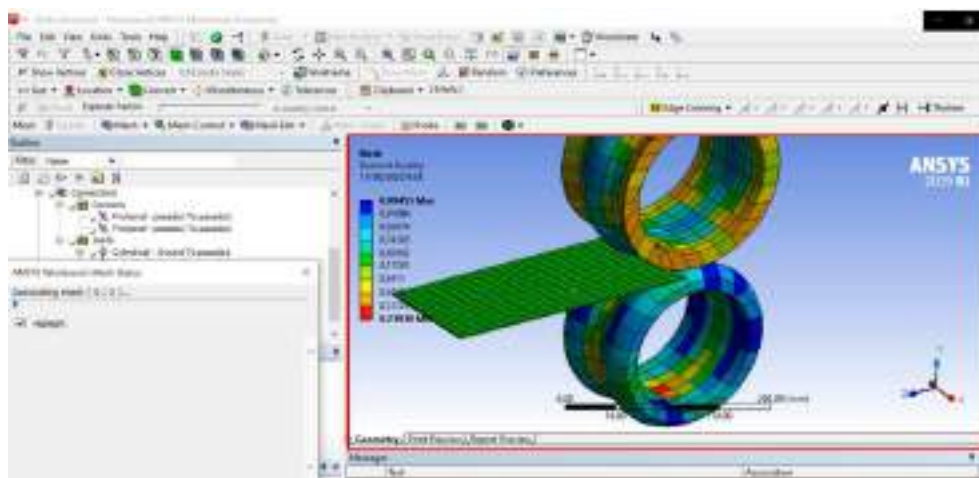


Figura 38-3: Mejoramiento de la malla para la plancha metálica
Fuente: Heredia, M.2020

Mejoramiento del mallado en los rodillos:

No se conoce el tamaño del mallado en los rodillos, en la pestaña “Mesh”, se insertó un “Sizing”. En “Element Sizing” se introdujo un tamaño de mallado mediano equivalente a 10 mm. Con lo cual se obtuvo un mallado cuadrado de buena calidad que se muestra en la Figura 39-3.

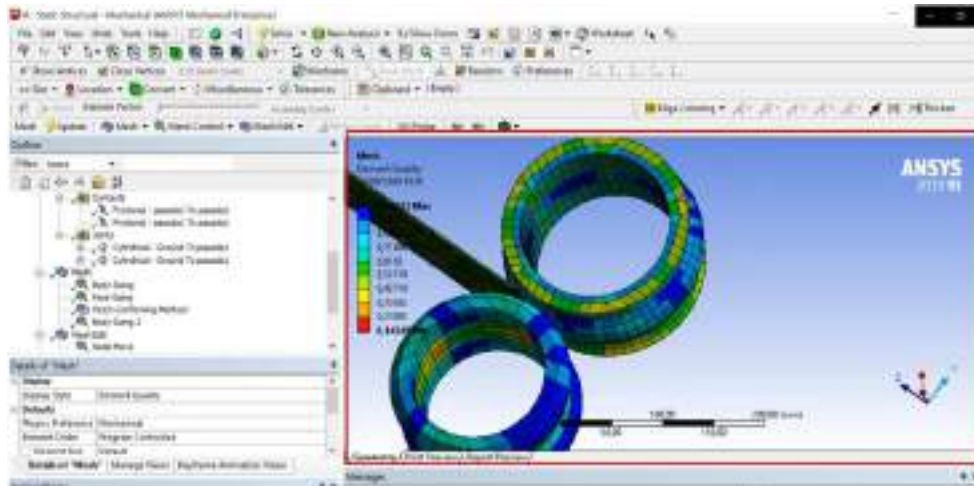


Figura 39-3. Mejoramiento de la malla para la plancha metálica
Fuente: Heredia, M.2020

Configuración del Análisis:

Por lo general los análisis normales y básicos se ejecutan en un segundo, pero para el desarrollo de esta simulación se lo hará en 4 segundos o 4 pasos. Por tal motivo en la ventana “Step Controls”, en la pestaña “Number of Steps” se situó el número 4, refiriéndose a pasos o a segundos. En las ventas de “Current Step Number” y “Step End time”, también se cambió a 4 pasos como se observa en la Figura 40-3.

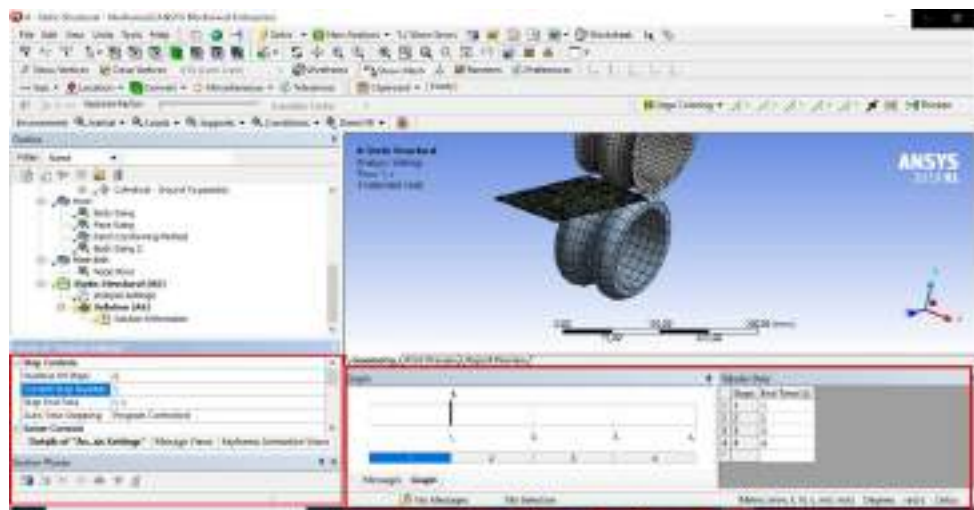


Figura 40-3: Número de pasos para la simulación
Fuente: Heredia, M.2020

Para realizar y obtener la deformación, de la lámina metálica, en la ventana “Large Deflection”, se cambió a la posición de ON como se muestra en la Figura 41.3.

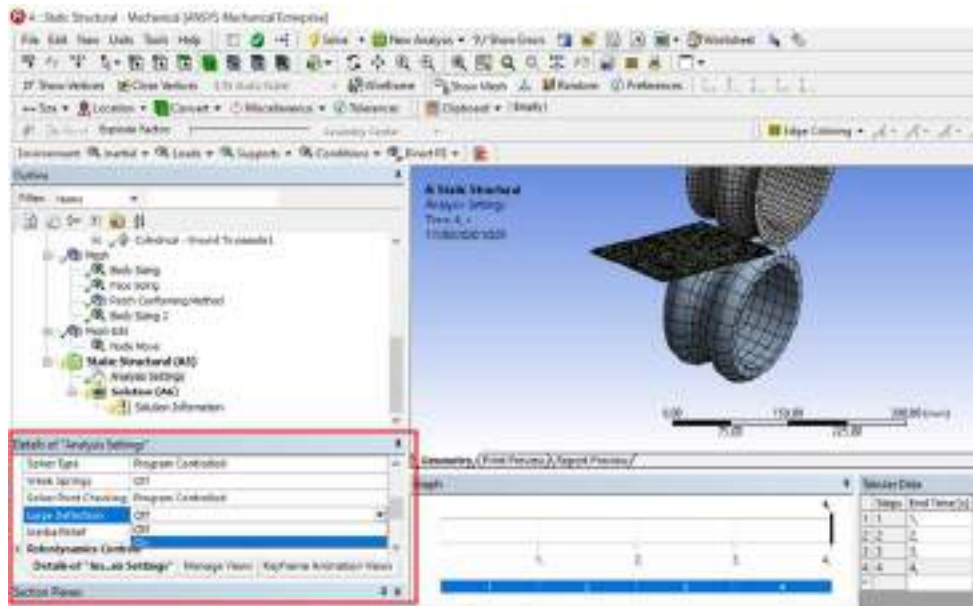


Figura 41-3: Large Deflection posición ON
Fuente: Heredia, M.2020

En la pestaña “Nolinear Controls” que se muestra en la Figura 42-3, se dirigió a la ventanilla de “Stabilization” y se la ubicó en la posición de Constante, para que cuando se establezca la línea de convergencia de la orden de pare. En la pestaña de “Energy Dissipation Ratio” que se muestra en la Figura 43-3, se cambió el valor de 0.0001 a 0.1, para ahorrar recursos computacionales, para la disipación de energía.

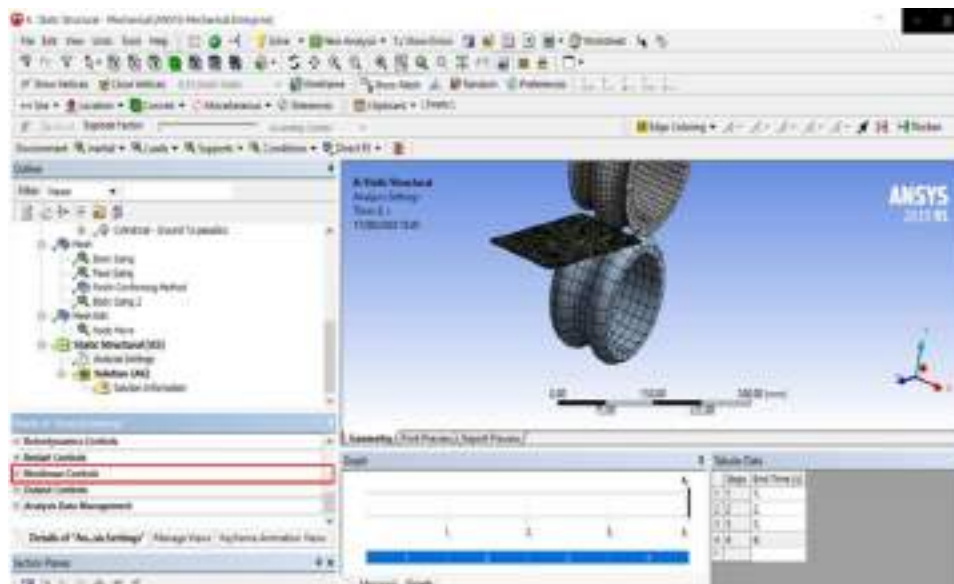


Figura 42-3: Configuraciones de NO Linealidad
Fuente: Heredia, M.2020

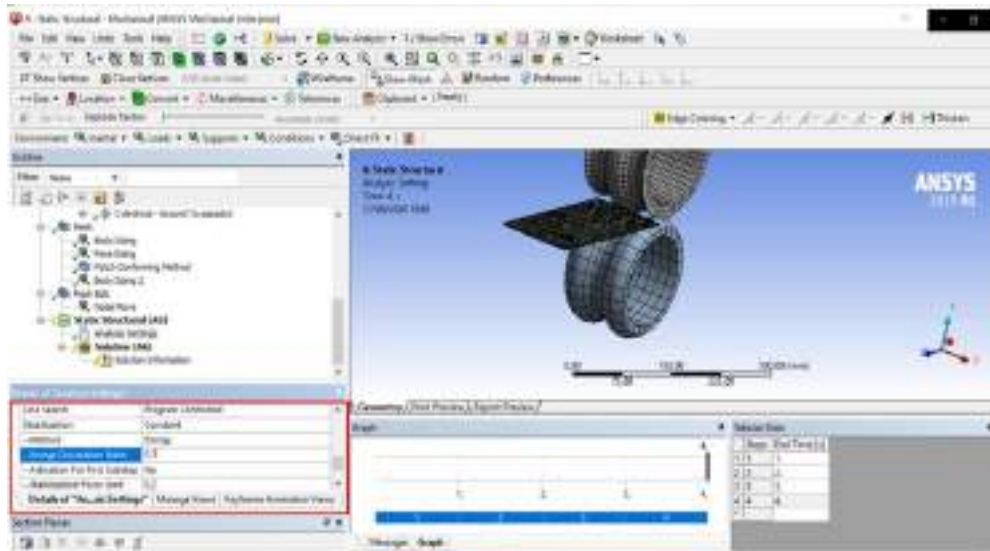


Figura 43-3: Configuraciones para el análisis de la deformación
Fuente: Heredia, M.2020

Una vez realizado la configuración del desplazamiento de la plancha metálica la cual se hizo en el apartado anterior, en el eje Y Free o libre, en el eje X 0 (cero) y Para el eje Z, se eligió la opción “Tabular”, para que en cada paso se siga moviendo una distancia en el eje Z. Ahora se seleccionó las caras o superficies laterales paralelas de la plancha como se indica en la Figura 44-3.

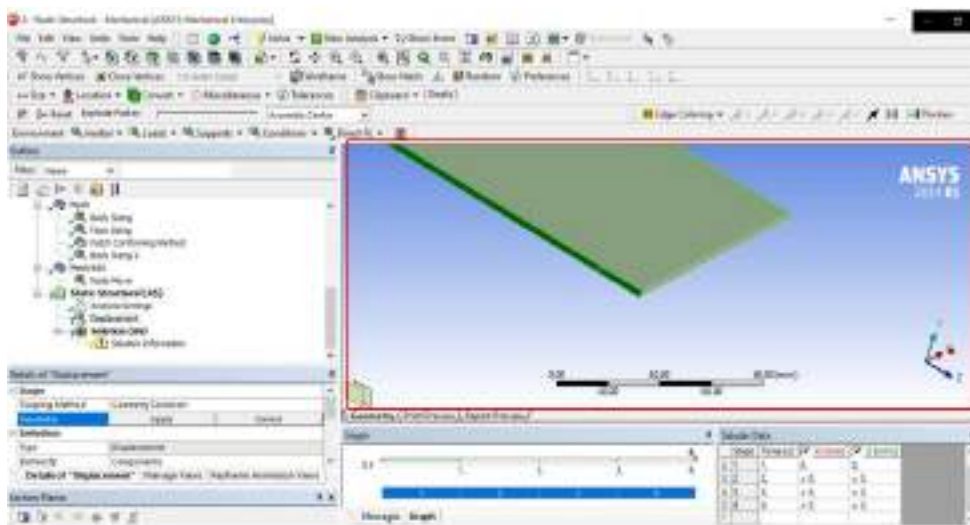


Figura 44- 3: Selección de caras laterales de la plancha
Fuente: Heredia, M.2020

El siguiente paso fue, insertar un valor numérico, para que la plancha se desplace en el eje Y. por lo que se situó un valor de 350 mm como se indica en la Figura 45-3, para los efectos de la simulación. Comprobar que la flecha de desplazamiento de la lámina metálica sea en el sentido que se requiere. Una vez que se ha establecido estas configuraciones, recién en este momento, se obtuvo las tres restricciones, tanto como para los rodillos como para la plancha.

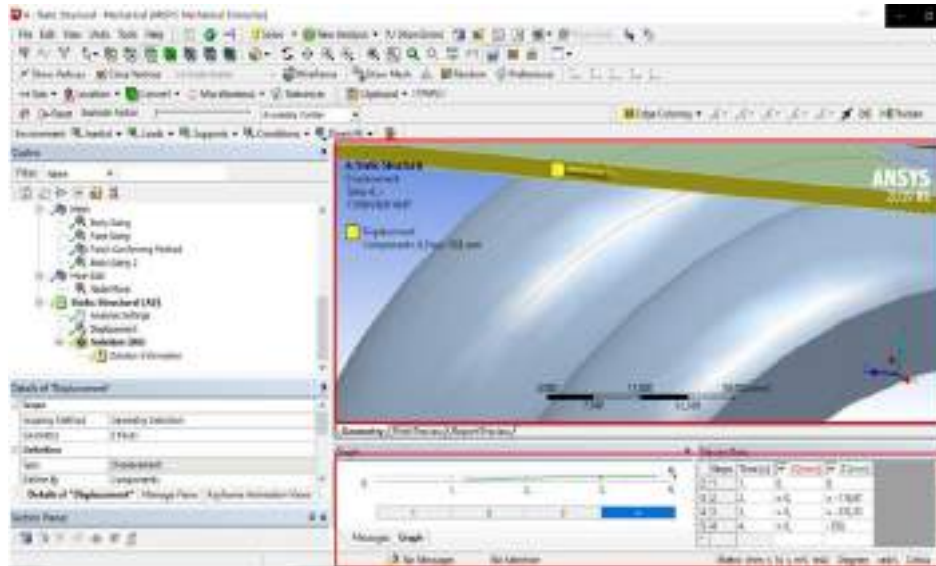


Figura 45-3: Restricciones de movimiento para la plancha metálica
Fuente: Heredia, M.2020

Para que los rodillos roten, en la ventana “Loads”, se escogió la opción “Joint Load” como se indica en la Figura 46-3 y en DOF se seleccionó el casillero con la opción “Rotation” Z C como se puede apreciar en la Figura 47-3, por lo que, en el modelado, el eje Z siempre debe estar en la cara perpendicular al rodillo. Luego seleccionar la velocidad angular de rotación de los rodillos igual a 34 RPM o su equivalente.

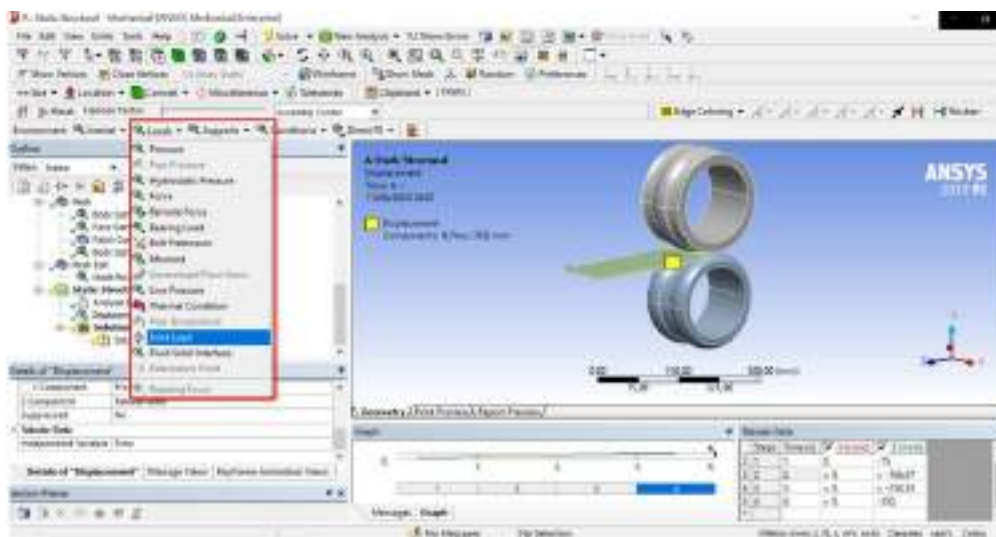


Figura 46-3: Configuración para la rotación de los rodillos
Fuente: Heredia, M.2020

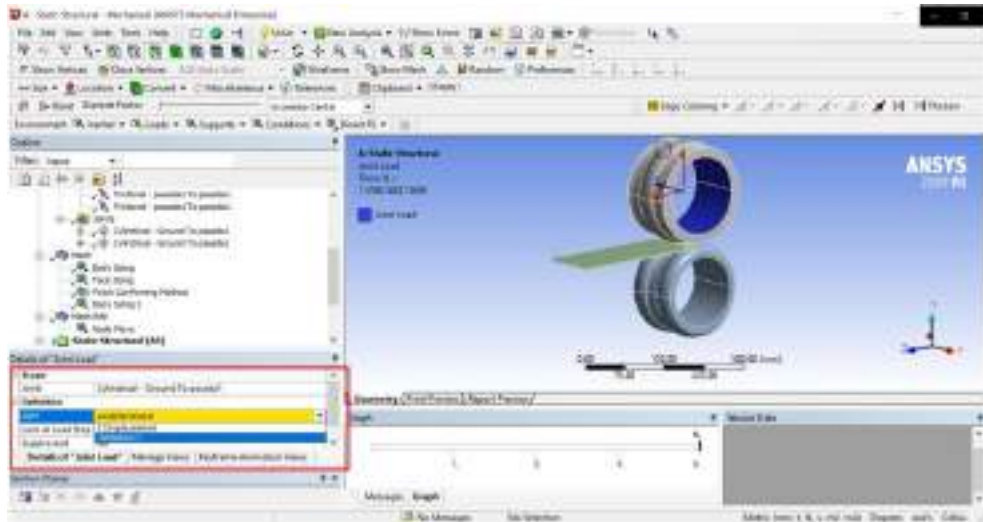


Figura 47-3: Rotación de los rodillos en el eje Z
Fuente: Heredia, M.2020

Se debe considerar que, si las restricciones no se encuentran bien determinadas, el análisis no se ejecuta. Es decir, revisar minuciosamente que la plancha metálica se esté desplazando y que los rodillos tanto superior como inferior se encuentren rotando como se muestra en la Figura 48-3.

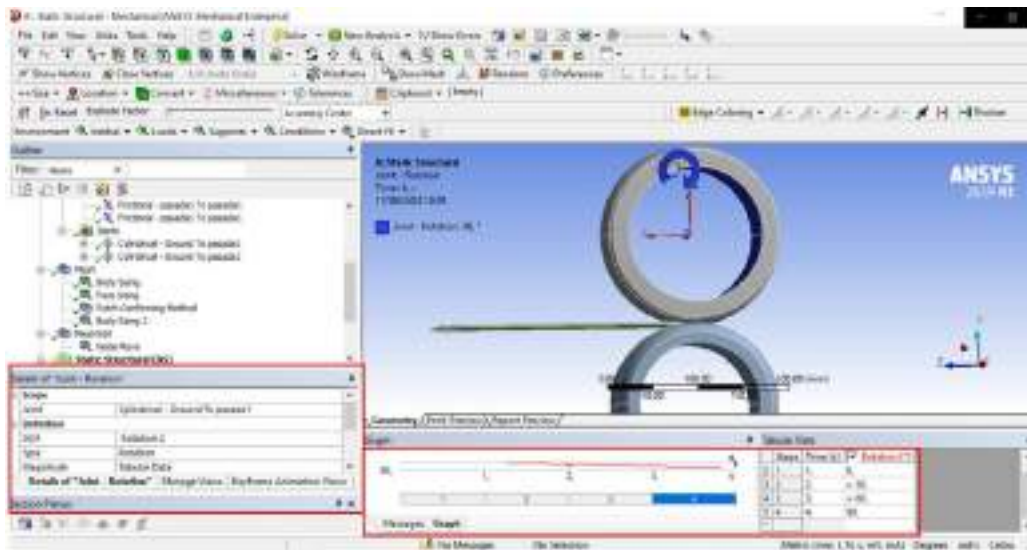


Figura 48-3: Introducción de la velocidad de rotación de los rodillos
Fuente: Heredia, M.2020

Solución:

Para extraer los resultados de la simulación, en la pestaña “Solution”, se escogió la opción “Insert” y se introduce los análisis que se requieran. Para este caso se introdujo “Total Deformation” como se observa en la Figura 49-3. Luego se envió a resolver con el comando “Solve”.

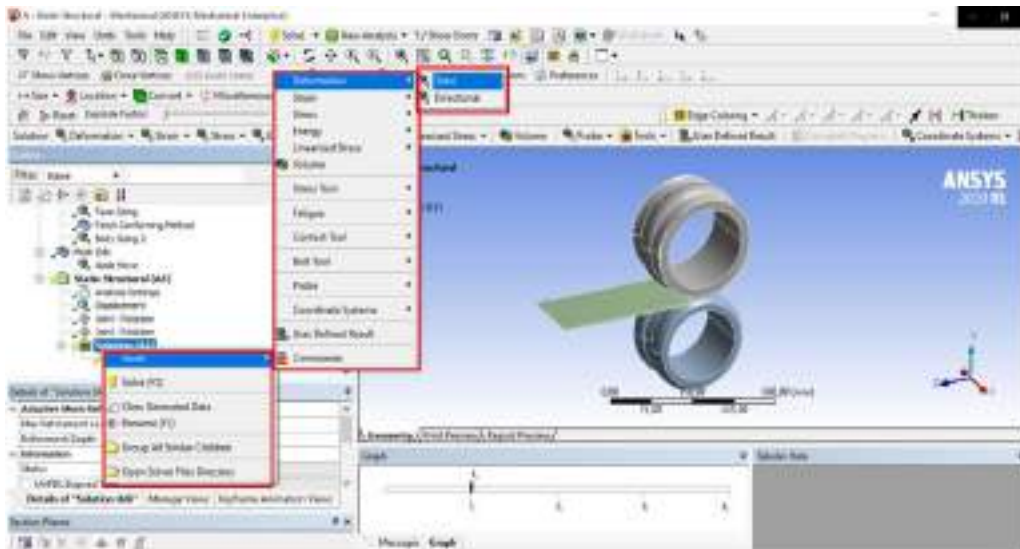


Figura 49-3: Selección del comando Total Deformation
Fuente: Heredia, M.2020

Para obtener los resultados, se comprobó, que el árbol de secuencia se encuentre todos con vistos de color verde como se ilustra en la Figura 50-3, el cual asegura que el proceso se ha realizado con éxito. Enviar a correr el software como se muestra en la Figura 51-3, para que emita los primeros resultados. Es necesario resaltar, que el análisis de deformación de cada paso dura aproximadamente de 48 a 72 horas. Esto depende mucho de las características computacionales con las que cuenta.

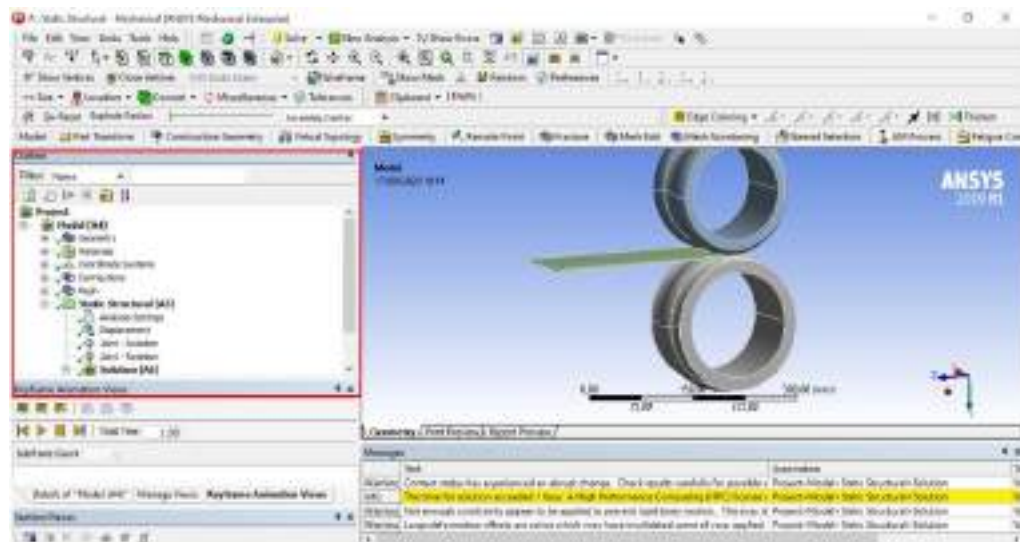


Figura 50-3: Comprobación del proceso
Fuente: Heredia, M.2020

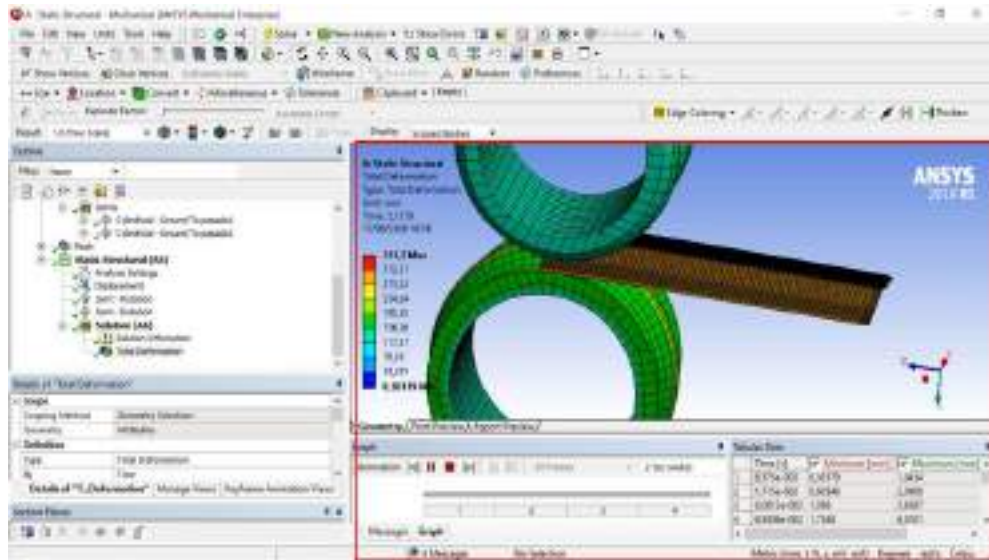


Figura 51-3: Resultados de la deformación total
Fuente: Heredia, M.2020

Extracción de datos de la deformación:

Para obtener la información de la deformación, se puede hacer de dos maneras. La primera, se exporta con el comando “Export” y luego clickear en “STL file” como se indica en la Figura 52-3.

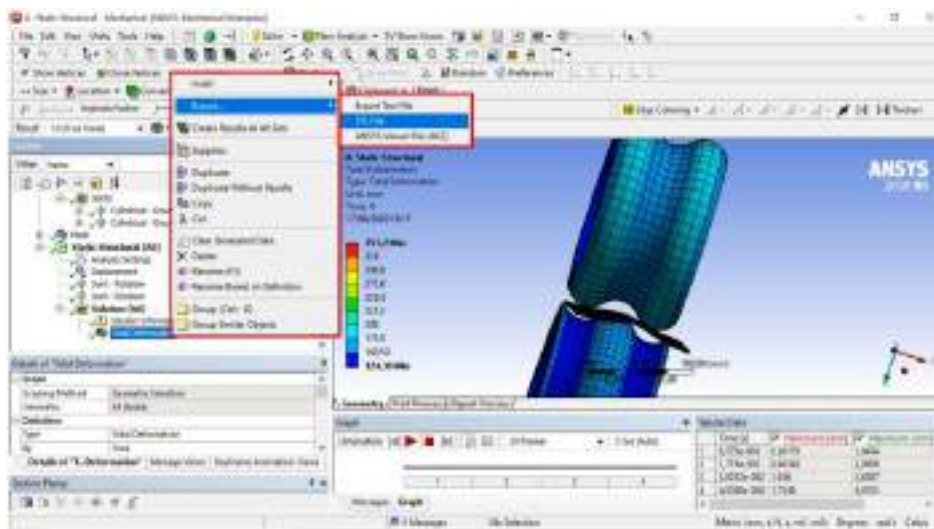


Figura 52-3: Exportación de información de la deformación primer método
Fuente: Heredia, M.2020

La segunda forma para extraer los datos de la deformación, se lo realizó del siguiente modo. Primero se enlaza los resultados de la deformación a una geometría denominada “Mechanical Model”. Segundo se enlaza el material o “Engineering Data”, para que se pueda leer, la solución y el material usado como se muestra en la Figura 53-3.

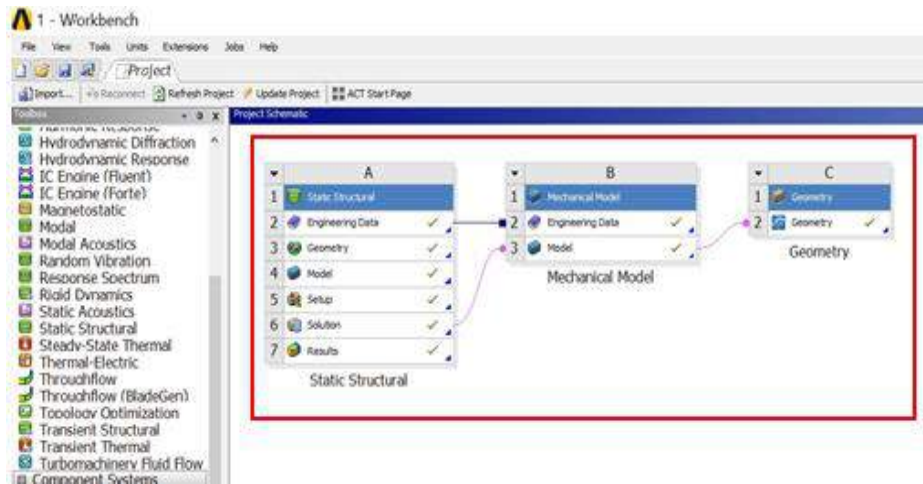


Figura 53-3: Exportación de información de la deformación segundo método
Fuente: Heredia, M.2020

Tercero, se editó con el comando “Edit Geomtry in SpaceClaim” como se indica en la Figura 54-3 y luego abrir. Esto es como un artificio para engañar al software y poder guardar la información de deformación de los pasos anteriores.



Figura 54-3: Guardado de la información de deformación anterior
Fuente: Heredia, M.2020

Como cuarto punto, se editó la geometría y se eliminó los rodillos para que solo quede la lámina deformada como se indica en la Figura 55-3.

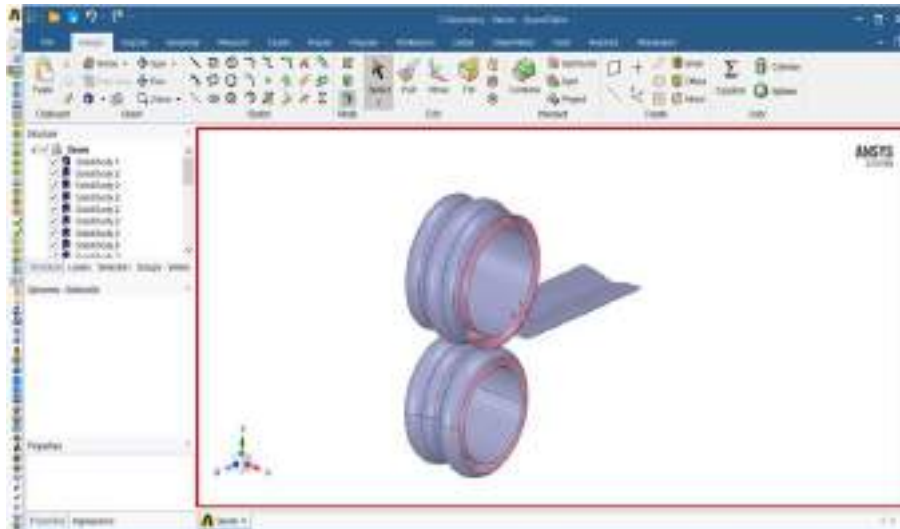


Figura 55-3: Edición de la geometría de la lámina metálica
Fuente: Heredia, M.2020

Se obtuvo, la información de la deformación de la lámina, en la pestaña guardar como “Save As” y almacenar con formato “STL” como se indica en la Figura 56-3.

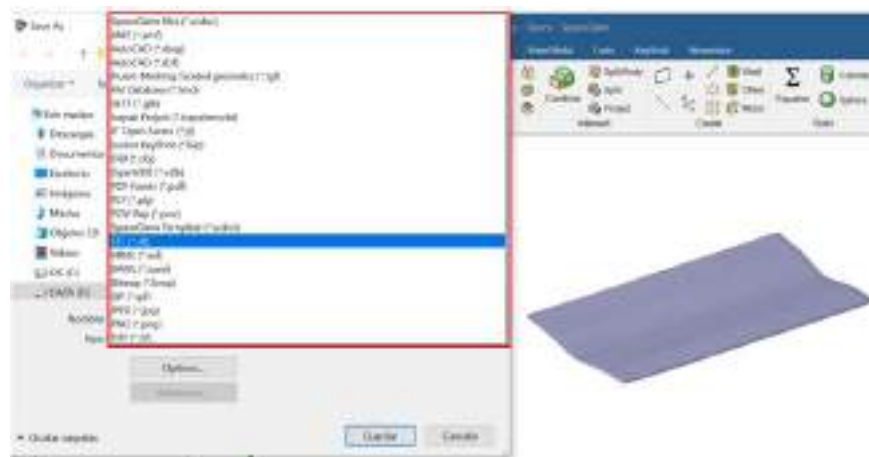


Figura 56-3: Información de la deformación guardado en formato STL.
Fuente: Heredia, M.2020

Ya guardado el archivo de ANSYS en formato “STL”. Con el software Autodesk fusión 360 (versión para estudiantes) se abrió el archivo, en la pestaña “Insert” y luego ir a “Insert mesh” como se observa en la Figura 57-3, para cargar la geometría deformada de la lámina metálica como se muestra en la Figura 58-3.



Figura 57-3: Software Autodesk fusión 360 versión educativa
 Fuente: Heredia, M.2020

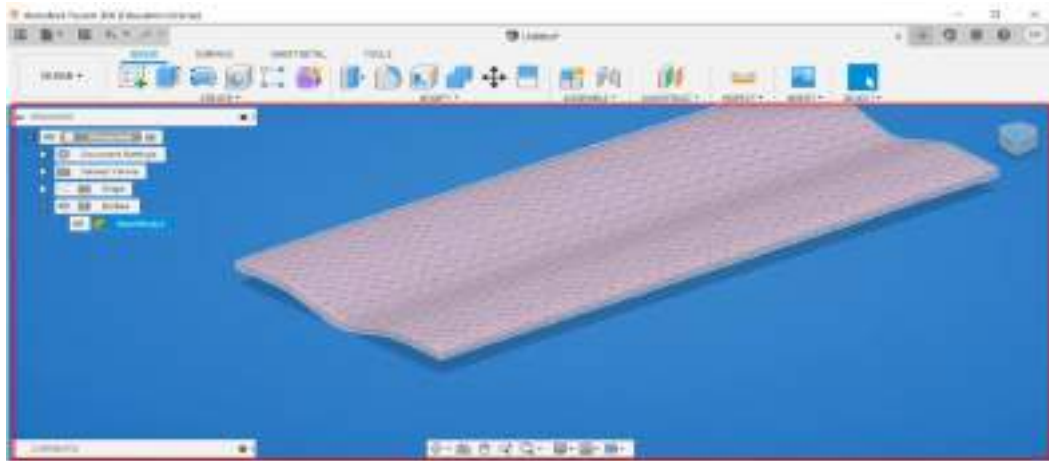


Figura 58-3: Geometría deformada de la plancha metálica
 Fuente: Heredia, M.2020

Con el archivo abierto, en la ventana “Construct” se creó un plano de corte, a la lámina metálica que se encuentra ya deformada como se ilustra en la Figura 59-3.

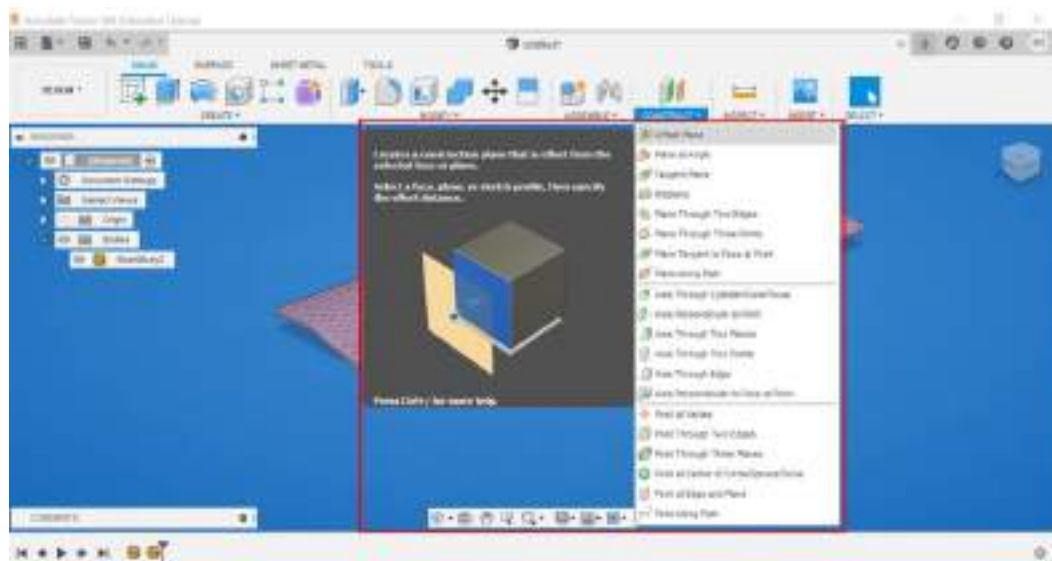


Figura 59-3: Procedimiento para la creación de un plano de corte en Autodesk fusión 360
 Fuente: Heredia, M.2020

Aproximadamente el plano de corte fue creado en la mitad como se indica en la Figura 60-3.

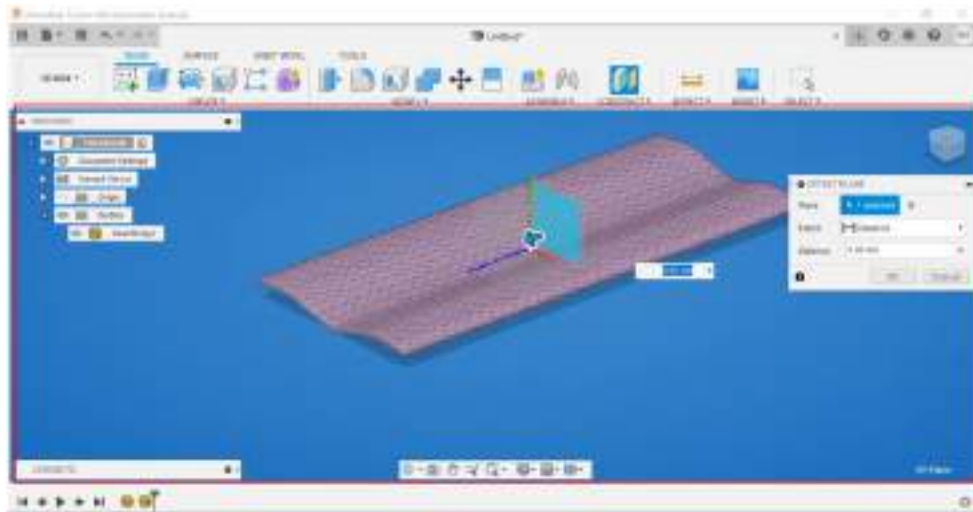


Figura 60-3: Creación de un plano de corte en Autodesk fusión 360
Fuente: Heredia, M.2020

Luego en la pestaña “Create Mesh Section Sketch” que se indica en la Figura 61-3, se seleccionó el cuerpo y el plano para hacer el corte y encontrar el perfil como se aprecia en la Figura 62-3.

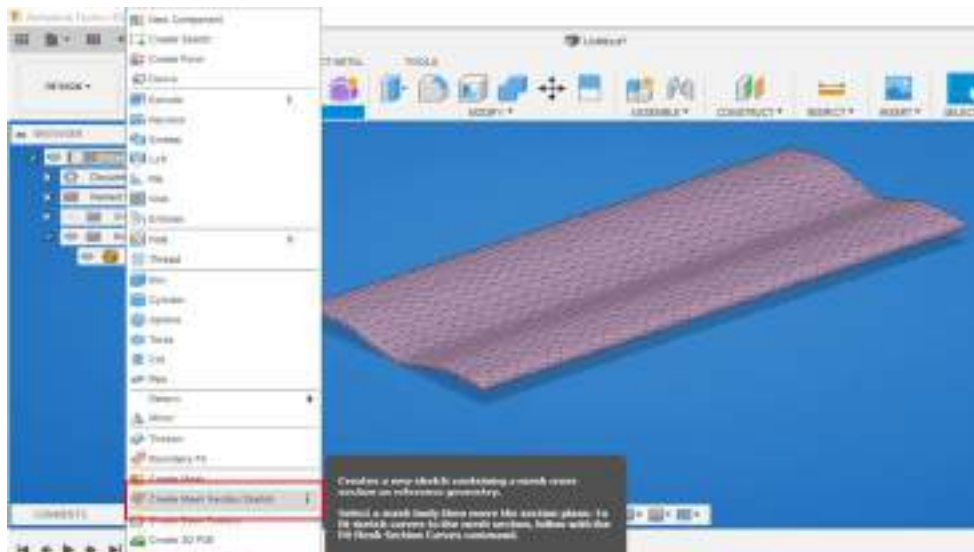


Figura 61-3: Corte de la lámina en Autodesk fusión 360
Fuente: Heredia, M.2020

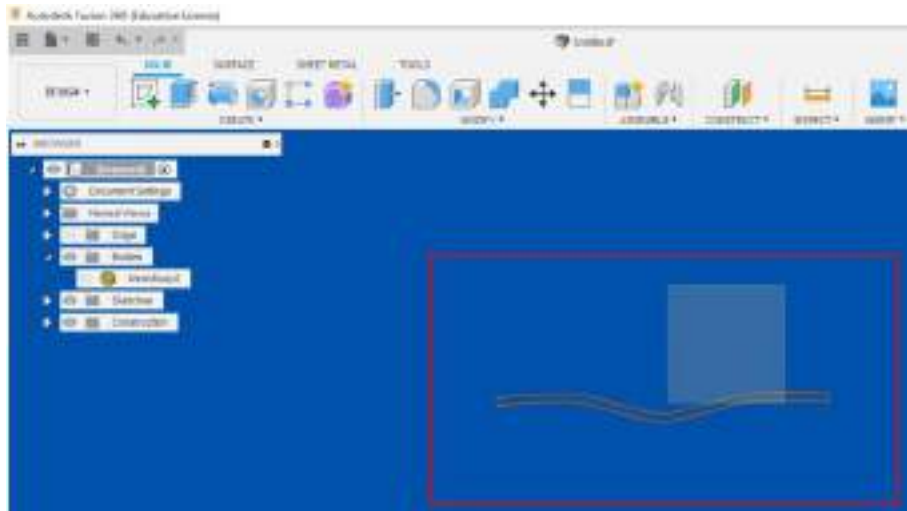


Figura 62-3: Obtención del perfil de la lámina metálica Autodesk fusión 360
Fuente: Heredia, M.2020

Este perfil se pasó nuevamente al software Solidworks, que es el programa en donde se tiene los rodillos de deformación para continuar con el paso siguiente de deformación de la plancha metálica, lo que se hace es generar un croquis de la geometría del perfil ya deformado como se indica en la Figura 63-3 y posteriormente convertir el mismo perfil en una extracción. Con el comando “Extrude” como se muestra en la Figura 64-3.

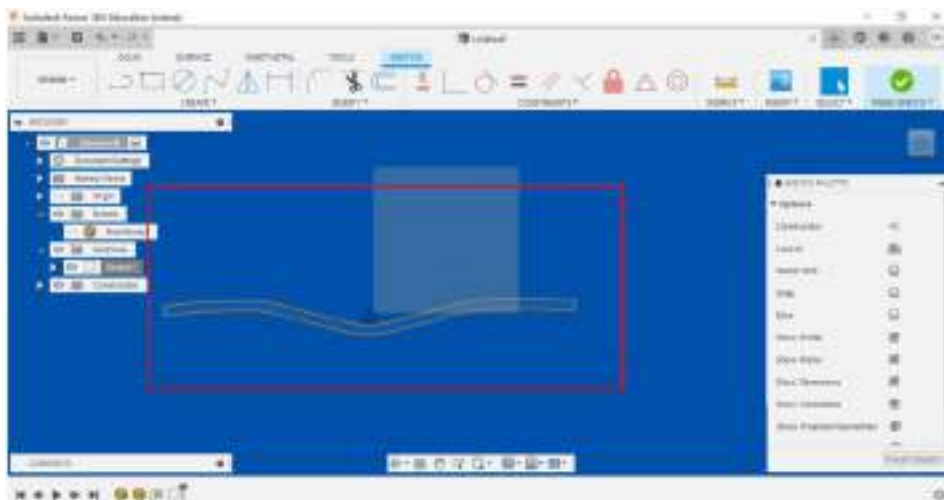


Figura 63-3: Creación de un croquis, del perfil metálico
Fuente: Heredia, M.2020

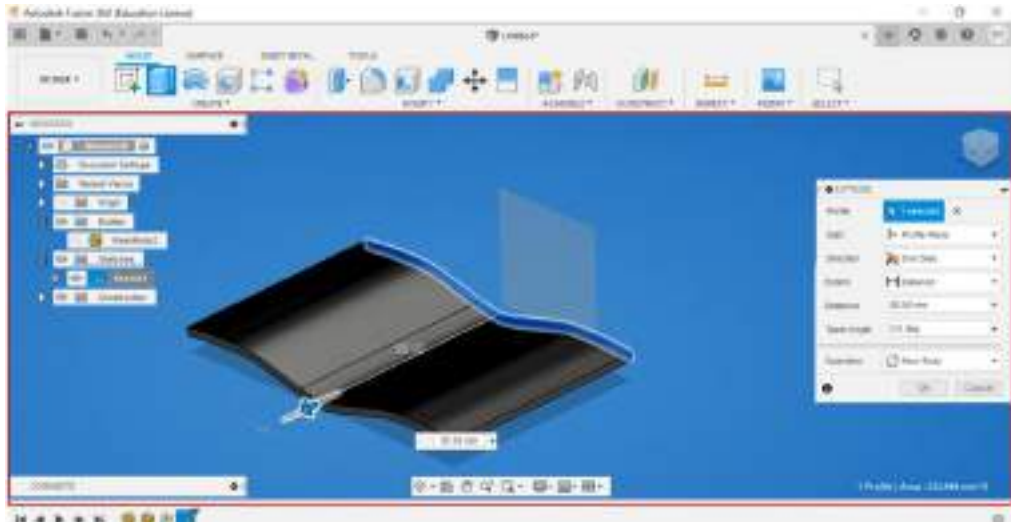


Figura 64-3: Extracción del perfil metálico
 Fuente: Heredia, M.2020

Ahora este sólido es exportado como formato “STEP” como se observa en la Figura 65-3. Para poder abrir el archivo en el software Solidworks como se muestra en la Figura 66-3.

Luego cargar la geometría deformada, para hacer la nueva deformación del paso siguiente, hasta llegar a los 8 pasos y conseguir el perfil de diseño.

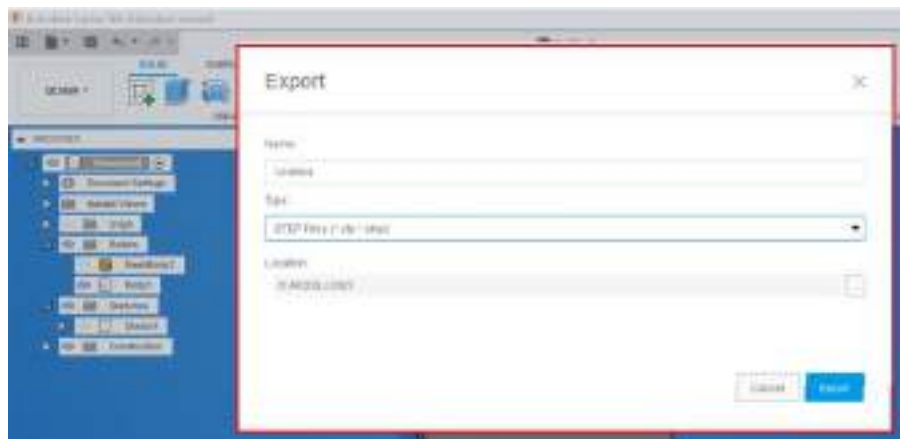


Figura 65-3: Exportar sólido como formato STEP.
 Fuente: Heredia, M.2020

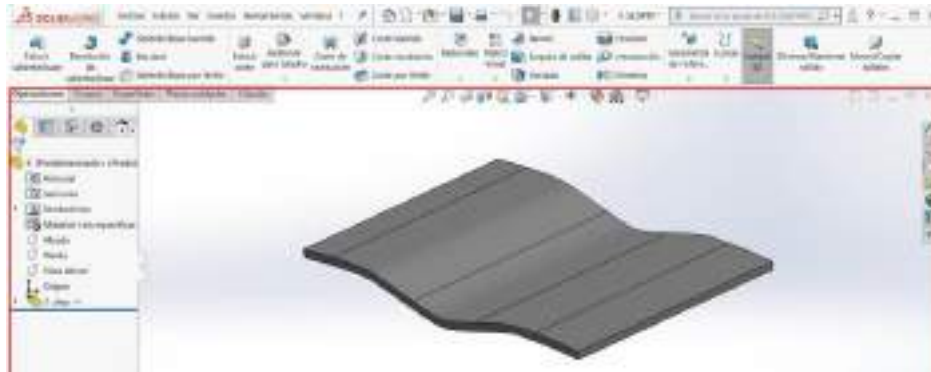


Figura 66-3: Solido deformado listo para una nueva deformación
Fuente: Heredia, M.2020

Abrir los rodillos del paso siguiente con la deformación anterior, para encontrar la nueva deformación como se ilustra en la Figura 67-3. Nuevamente guardar como formato “STEP” y empieza el nuevo ciclo de deformación cargando este archivo en el software ANSYS.

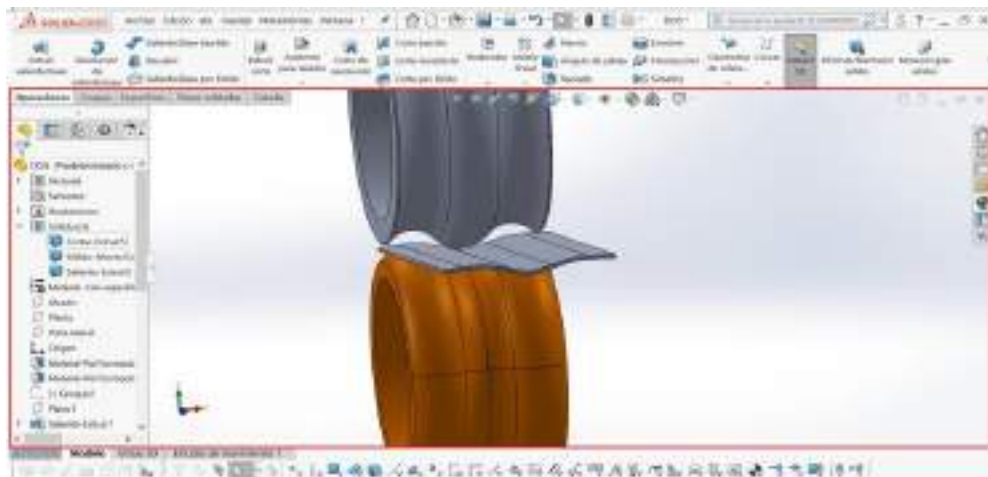


Figura 67-3: Nuevo ciclo para la deformación en software ANSYS
Fuente: Heredia, M.2020

Siguiendo la secuencia de etapas que se muestra en la Figura 68-3. Desde la etapa uno hasta la etapa tres se puede observar que, los rodillos inician conformando la parte central del diagrama, a partir de la etapa cuatro hasta la etapa ocho, los rodillos completan el modelo de flor esperado como se aprecia en la Figura 68-3.

Esta tecnología de ingeniería permite analizar, paso a paso la deformación que sufre el material y mediante esto deducir las cargas óptimas necesarias para que no sobrepasen el límite de ruptura del material.

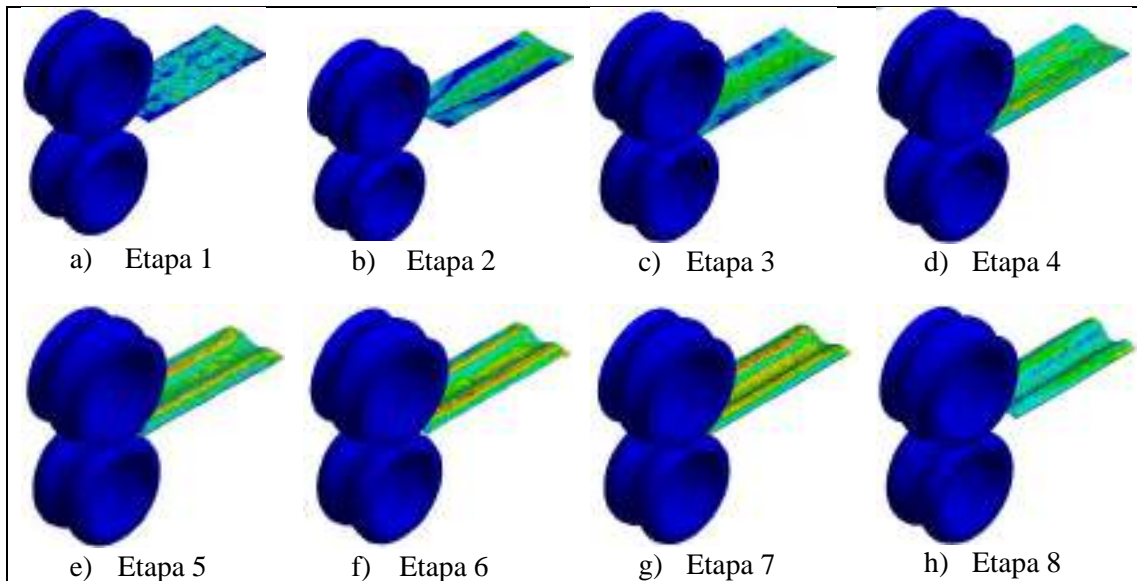


Figura 68-3: Etapas de modelado del diagrama de flor

Fuente: Heredia, M.2020

- **Potencia del motor**

Para el cálculo de la potencia del motor se utiliza la fórmula 108

$$P_{FR} = T * w$$

El torque se calculó considerando la fuerza de rozamiento, debido a que es la que se opone al movimiento (fuerza que hay que vencer), como se indica en la Figura 69-3.

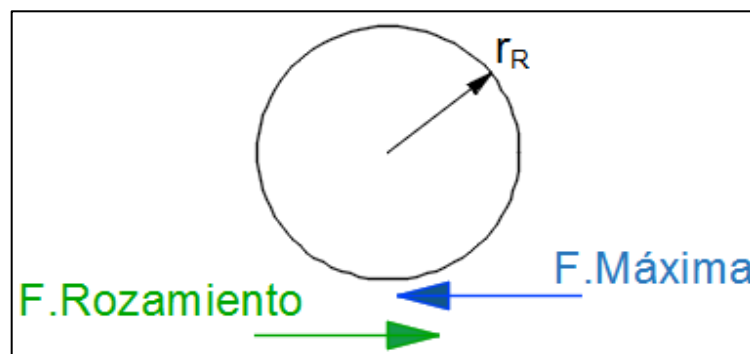


Figura 69-3: Magnitudes a considerar para el cálculo del torque

Fuente: Heredia, M.2020

$$P_{FR} = T_{FR} * w$$

$$P_{FR} = F_R * r_R * w$$

La velocidad angular se toma en función de la producción, por tanto:

$$\omega = 30 \text{ RPM} = 3,141 \frac{\text{rad}}{\text{s}}$$

La potencia se determinó en el eje más crítico “Q”, considerado así porque en el actúan el número máximo de rodillos, los cuales ejercen una fuerza de 19691.168 N cada uno. La Tabla 7-3, muestra un resumen de los valores de potencia requerida por cada rodillo en el eje.

Tabla 7-3: Potencia requerida por cada rodillo en el eje

Radio [mm]	Torque [N.mm]	Potencia [W]
100	354441,024	1113,476
106	375707,485	1180,285
112	396973,947	1247,094
100	354441,024	1113,476
106	375707,485	1180,285
112	396973,947	1247,094
Total:		7081,710

Fuente: Heredia, M.2020

Bajo el mismo concepto se determinó la potencia necesaria para los rodillos P_R , como se muestra a continuación mediante las fórmulas 110,111,112,113.

$$P_R = T * \omega$$

$$T = I * \alpha$$

$$I = \frac{1}{2} m(r_R^2 + r_e^2)$$

$$P_R = \frac{1}{2} m(r_R^2 + r_e^2) * \alpha * \omega$$

La aceleración angular se calculó mediante la fórmula 114.

$$\alpha = \frac{\omega}{t}$$

El tiempo de estabilización (t), se determina mediante el diagrama que se ilustra en la Figura 70-3.

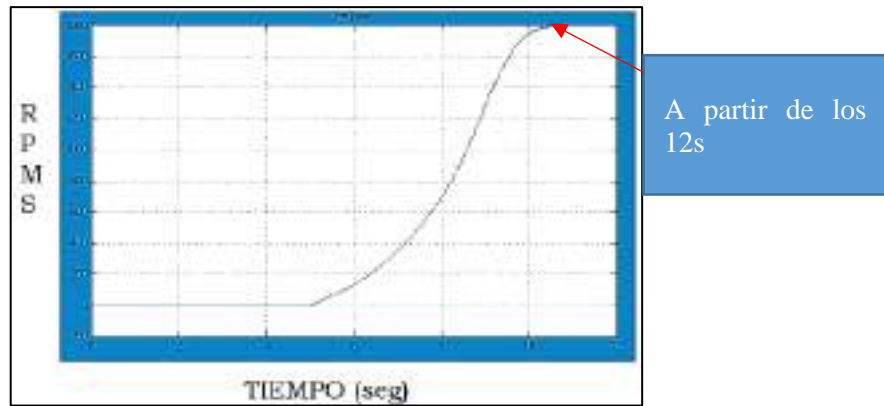


Figura 70-3: Tiempo de estabilización
Fuente: (Zavala, 2016)

Sustituyendo valores y resolviendo se tiene:

$$\alpha = \frac{3.141 \frac{rad}{s}}{5.5 s}$$

$$\alpha = 0.571 \frac{rad}{s^2}$$

Los cálculos referentes a las fórmulas anteriores se resumen en la Tabla 13:

Tabla 8-3: Potencia de los rodillos

Rodillo	No. Rodillos	Masa en c/rodillo (Kg)	Radio externo rodillo (mm)	Inercia de rodillo (Kg*m2)	Torque Rodillo (N*m)	Potencia(W)
A-E	74	8,4	100	3.737	2.134	6.704
F-G	6	10.39	110	0.440	0.251	0.790
H	28	11.17	113.7	2.338	1.335	4.194
I	39	10.33	109.7	2.832	1.617	5.080
J	12	9.91	107.7	0.810	0.463	1.453
K	14	9.51	105.7	0.879	0.502	1.576
L	36	10.75	111.7	2.806	1.603	5.034
N	32	9.57	106	2.031	1.160	3.642
Q	8	10.81	112	0.630	0.360	1.130
AE	13	9.11	103.7	0.757	0.432	1.357
AF	13	8.73	101.7	0.702	0.401	1.259
Inferior	5	13.94	90	0.353	0.202	0.633
Inferior 3	5	30.03	90	0.760	0.434	1.364
Inferior 5	3	46.11	90	0.700	0.400	1.256
Inferior 7	3	62.2	90	0.945	0.539	1.695
Inferior 9	3	78.29	90	1.189	0.679	2.133
Inferior 11	4	94.37	90	1.911	1.091	3.428
Inferior 13	3	110.5	90	1.678	0.958	3.010
Inferior 15	8	126.6	90	5.127	2.928	9.197
TOTAL=						54.935

Fuente: Heredia, M.2020

Tabla 9-3: Potencia de los rodillos de fuerza.

Rodillo	No. Rodillos de Fuerza	Masa en c/rodillo de fuerza (Kg)	Radio externo rodillo fuerza (mm)	Inercia de rodillos de fuerza (Kg*m2)	Torque Rodillo de fuerza (N*m)	Potencia(W)
A	26	2.84	98.5	0.433	0.247	0.777
B	32	2.7	96.5	0.490	0.280	0.879
C	20	2.55	94.5	0.279	0.160	0.501
D	12	2.42	92.5	0.154	0.088	0.276
E	12	2.28	90.5	0.140	0.080	0.251
Inferior	102	2.26	90	1.167	0.666	2.093
					TOTAL=	4.776

Fuente: Heredia, M.2020

Tabla 10-3: Potencia de los separadores.

Rodillo	No. de separadores	Masa separador (Kg)	Inercia de separadores (Kg*m2)	Torque separadores (N*m)	Potencia (W)	
Separador	70	1.57	0.249	0.142	0.446	
Separador 3	70	1.37	0.217	0.124	0.389	
Separador 5	30	1.62	0.110	0.063	0.197	
Separador 7	30	1.34	0.091	0.052	0.163	
Separador 9	30	1.08	0.073	0.042	0.131	
Separador 11	18	1.3	0.053	0.030	0.095	
Separador 13	6	1.99	0.027	0.015	0.048	
Separador 15	16	1.19	0.043	0.025	0.077	
Separador inferior	10	1.3	0.029	0.017	0.053	
Separador inferior 3	7	1.1	0.017	0.010	0.031	
Separador inferior 5	6	1.35	0.018	0.010	0.033	
Separador inferior 7	6	1.08	0.015	0.008	0.026	
Separador inferior 9	3	0.81	0.005	0.003	0.010	
Separador inferior 11	6	1.03	0.014	0.008	0.025	
Separador inferior 13	6	1.72	0.023	0.013	0.042	
Separador inferior 15	16	0.92	0.033	0.019	0.060	
					TOTAL=	1.828

Fuente: Heredia, M.2020

$$P_R = (54.935 + 4.776 + 1.828)W = 611.539 W$$

La potencia total se calculó mediante la fórmula 109.

$$P = P_F + P_R$$

$$P = (7081.710 + 611.539)W = 7693.249 W = 10.31 HP$$

Con estos los valores calculados, se seleccionó el moto - reductor mediante el data sheet que se indica en el anexo B.

- Diseño del sistema de transmisión.

Para el sistema de transmisión de movimiento de los ejes de la roll formadora, se seleccionó cadenas, puesto que es la opción más óptima para transmitir grandes pares de fuerza a velocidades entre medias y bajas de giro de forma segura debido al engrane que se produce entre los dientes de la catarina y los eslabones de la cadena. Los datos iniciales para el sistema de transmisión se muestran en la Tabla 11-3.

Tabla 11-3: Datos iniciales para el sistema de transmisión

Datos	Valor
Potencia de entrada (P_e)	7.5 KW
Distancia entre centros (C)	350 mm
Velocidad angular	34 RPM

Fuente: Heredia, M.2020

- Potencia de diseño

La potencia de diseño se calculó mediante la fórmula 115.

$$P_D = P_e * f_s$$

El factor de servicio f_s , seleccionado se indica marcado con el recuadro de color rojo como se muestra en la Tabla 12-3.

Tabla 12-3: Factor de servicio

Drive equipment	Service factors		
	Input power		
	Internal combustion engine with hydraulic drive	Electric motor or turbine	Internal combustion engine with mechanical drive
Agitators, liquid stock	1.0	1.0	1.2
Blowers	1.2	1.3	1.4
Blowers, centrifugal	1.0	1.0	1.2
Boat propellers	1.4	1.8	1.7
Compressors			
reciprocating, 3 or more cylinders	1.3	1.3	1.4
reciprocating, singular, 2 cylinders	1.4	1.4	1.7
Conveyors			
uniformly loaded or fed	1.0	1.0	1.2
fed uniformly loaded or fed	1.2	1.3	1.4
reciprocating	1.4	1.4	1.7
Coolers, steam	1.0	1.0	1.2
Cranes	1.4	1.8	1.7
Elevators, bucket			
uniformly loaded or fed	1.0	1.0	1.2
not uniformly loaded or fed	1.2	1.3	1.4
Fans, centrifugal	1.0	1.0	1.2
Exciters			
rotary table	1.0	1.0	1.2
apron, belt, screw, rotary vane	1.2	1.3	1.4
reciprocating	1.4	1.5	1.7
Generators	1.0	1.0	1.2
Grinders	1.2	1.3	1.4
Holds	1.2	1.3	1.4
Holms, snow	1.0	1.0	1.2
Kilns and dryers, rotary	1.2	1.3	1.4
Lifts			
light or normal service	1.0	1.0	1.2
heavy service	1.2	1.3	1.4
Machinery			
uniform load, nonoverhauling	1.0	1.0	1.2
moderate pulsating load, nonoverhauling	1.2	1.3	1.4
severe impact or variable load, overhauling	1.4	1.5	1.7
Mills			
late patine and tub	1.2	1.3	1.4
hammer, rolling	1.4	1.4	1.7
Pumps			
reciprocating	1.0	1.0	1.2
reciprocating, 3 or more cylinders	1.2	1.3	1.4
rotative, rotary, uniformly fed	1.2	1.3	1.4
Basis for service factors:			
uniform load	1.0	1.0	1.2
Moderate shock load	1.2	1.3	1.4
heavy shock load	1.4	1.5	1.7

Fuente: (Rexnord)

Reemplazando valores y resolviendo se tiene:

$$P_D = P_e * f_s$$

$$P_D = 7.5 \text{ KW} * 1.5$$

$$P_D = 11.25 \text{ KW}$$

Una vez conocida la velocidad angular se determinó la cadena AISI necesaria, en función al número de hileras que se puede utilizar como se indica en la Figura 73-3.

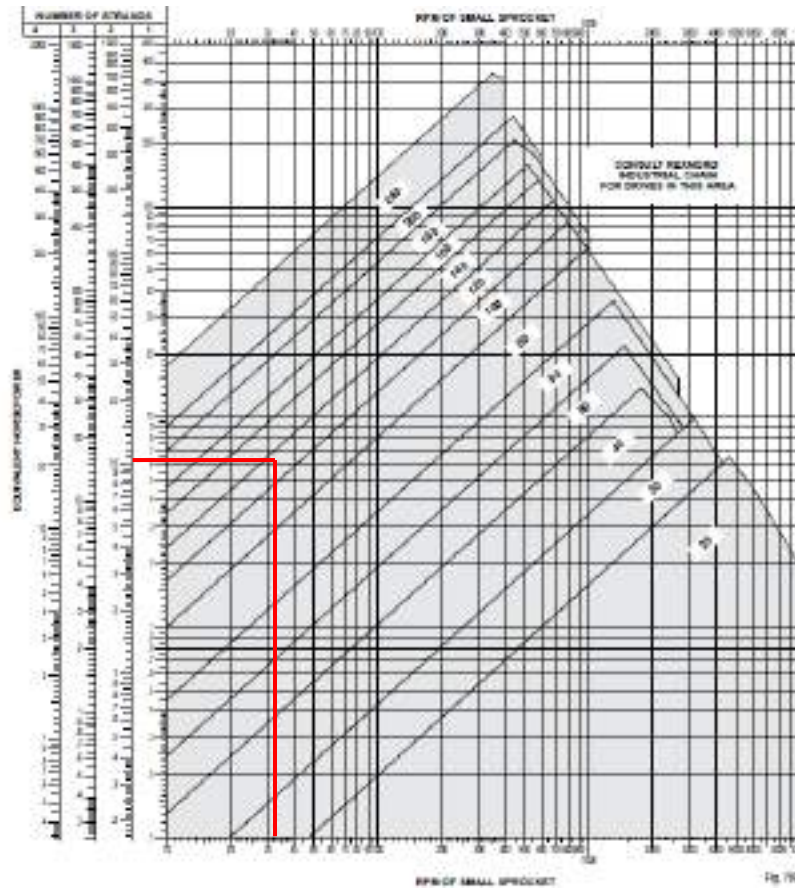


Figura 71-3: Selección de la cadena
Fuente: (Rexnord)

Con un número de hilas igual a 2 y una velocidad angular de 34 RPM, se tiene un tipo de cadena AISI 120, de paso $P = 1.50 \text{ in} = 38.10 \text{ mm}$. (Bunydas, 2008)

La potencia corregida para este número de hilas y tipo de cadena se calculó aplicando la fórmula 116.

$$P_c = \frac{P_D}{F_M}$$

Tabla 13-3: Factor para múltiples cadenas
Multiple strand factors

Number of strands	Multiple strand factor
2	1.7
3	2.5
4	3.3
5	4.1
6	5.0
7 or more	Consult Rexnord Industrial Chain

Fuente: (Rexnord)

$$P_c = \frac{11.25 \text{ KW}}{1.7}$$

$$P_c = 6.61 \text{ KW}$$

Con la velocidad angular, se buscó la potencia de corrección, a partir de la cual se determinó el número de dientes necesario como se indica en la tabla 19.

Tabla 14-3: Factor para múltiples cadenas

Ratings		Horsepower for single strand chains ^a																	
Number of teeth in small sprocket	Maximum bore, inches	RPM of small sprocket																	
		75	85	95	105	115	125	135	145	155	165	175	185	195	205	215	225	235	245
11	2.438	1.37	3.12	5.83	10.9	20.3	29.2	37.9	46.3	54.6	63.2	71.9	80.8	89.8	98.9	108.1	117.4	126.8	136.3
12	2.750	1.50	3.43	6.40	11.9	23.3	32.1	41.6	50.9	59.9	69.2	78.7	88.4	98.2	108.1	118.1	128.2	138.4	148.7
13	3.158	1.64	3.74	6.98	13.0	24.3	35.0	45.4	55.5	65.3	75.4	85.7	96.2	106.8	117.5	128.3	139.2	150.2	161.3
14	3.625	1.78	4.05	7.59	14.1	26.5	37.9	49.1	60.1	70.8	81.8	92.9	104.2	115.6	127.1	138.7	150.4	162.2	174.1
15	4.000	1.91	4.37	8.15	15.2	28.4	40.9	53.0	64.7	76.3	88.1	100.0	112.1	124.3	136.6	149.0	161.5	174.1	186.8
16	4.438	2.05	4.68	8.74	16.3	30.4	43.8	56.8	69.4	82.3	95.4	108.6	121.9	135.3	148.8	162.3	175.9	189.6	203.4
17	4.688	2.19	5.00	9.33	17.4	32.5	46.8	60.6	74.1	87.3	100.8	114.5	128.3	142.2	156.1	170.1	184.2	198.4	212.7
18	5.150	2.33	5.32	9.92	18.5	34.6	49.8	64.5	78.9	93.2	107.7	122.3	137.0	151.7	166.5	181.3	196.2	211.2	226.3
19	5.563	2.47	5.64	10.5	19.6	36.6	52.8	68.4	83.6	98.5	113.5	128.6	143.8	159.0	174.3	189.6	205.0	220.5	236.1
20	5.938	2.61	5.98	11.1	20.7	38.7	55.8	72.2	88.3	104	120	136	152	168	184	200	216	232	248
21	6.375	2.75	6.28	11.7	21.8	40.8	58.8	76.2	93.1	110	128	146	164	182	200	218	236	254	272
22	6.600	2.90	6.60	12.3	23.9	42.9	61.8	80.1	97.9	116	135	154	173	192	211	230	249	268	287
23	6.688	3.04	6.93	12.9	24.1	45.0	64.9	84.0	103	121	139	158	177	196	215	234	253	272	291
24	7.000	3.18	7.25	13.5	25.3	47.1	67.9	88.0	108	127	146	165	184	203	222	241	260	279	298
25	7.250	3.32	7.58	14.1	26.4	49.3	71.0	91.9	112	132	152	172	192	212	232	252	272	292	312
26	9.375	3.76	8.67	16.9	29.8	55.7	80.2	104	127	150	172	194	216	238	260	282	304	326	348
30	9.250	4.05	9.23	17.2	32.1	60.0	86.4	112	137	161	185	211	237	263	289	315	341	367	393
32	10.000	4.34	9.90	18.5	34.5	64.3	92.8	120	147	173	199	226	253	280	307	334	361	388	415
35		4.78	10.9	20.3	38.8	76.8	102	132	162	192	219	246	273	300	327	354	381	408	435
40		5.52	12.6	23.8	43.0	81.8	110	141	172	202	232	262	292	322	352	382	412	442	472
Lubrication type ^b		A						B						C					

Fuente: (Rexnord)

Interpolando se tiene los valores que se señalan en la Tabla 15-3.

Velocidad angular [RPM]	Potencia [KW]
25	5
34	7
50	9.33

Fuente: (Rexnord)

- Cálculo de la relación de transmisión (i)

La relación de transmisión se calculó aplicando la fórmula 117.

$$i = \frac{Z_2}{Z_1}$$

$$i = \frac{17}{17} = 1$$

Debido a que el motor reductor entrega una velocidad de 34 RPM y se requiere que todos los ejes se muevan a la misma velocidad, la relación de transmisión se considera uno, por tanto, el diámetro del conductor (d) y conducido (D) son iguales.

- Cálculo del diámetro del conductor:

El diámetro del conductor se encontró mediante la fórmula 105.

$$d = \frac{P}{\text{sen} \frac{180}{Z_1}}$$

$$d = \frac{1,50 \text{ in}}{\text{sen} \frac{180}{17}}$$

$$d = 8.16 \text{ in}$$

Este valor se comprobó con la tabla del catálogo que se indica en la figura 45, donde se tienen las siguientes dimensiones que se indica en la Tabla 16-3:

Tabla 16-3: Factor para múltiples cadenas
No. 120 sprockets • 1.500" pitch

Dimensions						Type A	Type B	Type C	Multiple Width					
Number of teeth	Pitch diameter, inches	Root diameter, inches	Outside diameter, inches	Maximum hub groove diameter, inches	Maximum bore with standard keyseat, inches	5 max. inches	Number of teeth	Pitch diameter, inches	Root diameter, inches	Outside diameter, inches	Number of teeth	Pitch diameter, inches	Root diameter, inches	Outside diameter, inches
6	3.929	3.645	4.521	3.08	1.513	.913	39	19.641	17.766	19.481	70	33.434	32.559	34.301
8	4.386	3.515	5.321	2.58	1.625	1.000	40	19.718	18.243	19.959	71	33.911	33.036	34.778
10	4.954	3.879	5.917	3.08	2.063	1.261	41	19.995	18.720	20.438	72	34.388	33.513	35.256
11	5.324	4.449	6.399	3.58	2.438	1.521	42	20.072	19.197	20.990	73	34.865	33.991	35.733
12	5.796	4.821	6.898	4.08	2.790	1.808	43	20.549	19.674	21.395	74	35.342	34.468	36.212
13	6.268	5.193	7.399	4.58	3.189	1.968	44	21.026	20.151	21.873	75	35.820	34.945	36.689
14	6.741	5.566	7.875	5.08	3.625	2.250	45	21.503	20.628	22.352	76	36.298	35.423	37.167
15	7.215	6.340	7.958	5.52	4.000	2.500	46	21.980	21.105	22.829	77	36.776	35.900	37.644
16	7.689	6.816	8.491	6.00	4.436	2.716	47	22.456	21.583	23.307	78	37.252	36.377	38.123
17	8.163	7.289	8.825	6.48	4.680	2.944	48	22.935	22.060	23.786	79	37.730	36.855	38.600
18	8.638	7.763	9.407	6.97	5.180	3.219	49	23.412	22.537	24.264	80	38.207	37.332	39.078
19	9.113	8.238	9.890	7.45	5.563	3.406	50	23.888	23.014	24.743	81	38.684	37.809	39.555

Fuente: (Rexnord)

El diámetro máximo del eje será 4.688 in \approx 119 mm, donde se trabajó con 80 mm para no tener puntos críticos respecto al eje.

- Distancia entre centros C

La distancia entre centros se calculó aplicando la fórmula 84.

$$C \geq d + \frac{D}{2}$$
$$C \geq 8,16 \text{ in} + \frac{8,16 \text{ in}}{2}$$
$$C \geq 12,24 \text{ in}$$
$$C \geq 310,896 \text{ mm}$$

Por cuestiones de diseño se optó por una distancia entre ejes de 320 mm.

- Número de eslabones (N).

El número de eslabones fue calculado mediante la fórmula 119, sustituyendo valores y resolviendo se tiene: (Elementos de máquinas, n.d.)

$$N = 2 * \frac{C}{P} + \frac{Z_1 + Z_2}{2} + \left(\frac{Z_2 - Z_1}{2} \right)^2 * \frac{P}{C}$$

$$N = 2 * \frac{320 \text{ mm}}{38,10 \text{ mm}} + \frac{17 + 17}{2}$$

$$N = 33,79 = 34 \text{ eslabones}$$

- Longitud de la cadena:

La longitud de la cadena se calculó aplicando la fórmula 120.

$$L = P * N$$

$$L = 38,10 \text{ mm} * 34$$

$$L = 1295,4 \text{ mm}$$

- Velocidad de la cadena:

La velocidad de la cadena se calculó aplicando la fórmula 121.

$$V = \frac{z * P * w}{1000} \left[\frac{m}{min} \right]$$

$$V = \frac{17 * 38.10 \text{ mm} * 34 \text{ RPM}}{1000}$$

$$V = 22.021 \frac{m}{min}$$

- Fuerza y factor de seguridad:

La fuerza y factor de seguridad se determinó mediante la fórmula 122.

$$n = \frac{F_T}{K_S * F}$$

$$F = 6600 \frac{P_M * K_S}{V}$$

$$F = 6600 \frac{10,19 \text{ HP} * 1.5}{14.448 \frac{in}{s}}$$

$$F = 6981.95 \text{ lbf} = 31057.26 \text{ N}$$

La fuerza de tensión se calculó en función del paso mediante la tabla 22.

Tabla 17-3: Fuerza de tensión en función del paso

Paso de la cadena [in]	Fuerza de tensión de la cadena [lbf]
3/4	926
5/8	3700
5/8	6100
1	14500
1 1/4	34000
2	68000
2 1/2	95000
3	135000

Fuente: (cadenas, n.d.)

$$n = \frac{34000 \text{ lfb}}{1.5 * 6981.95 \text{ lbf}}$$

Por tanto, el factor de seguridad de la cadena es:

$$n = 3.246$$

- Selección de rodamientos.

La selección de rodamientos, se realizó en base al catálogo NTN Corporation, mediante las fórmulas 98,99,100.

$$L_{10} = 500 * fh^3$$

$$fh = fn * \frac{C}{P}$$

$$fn = \left(\frac{33.3}{n}\right)^{\frac{1}{3}}$$

$$fn = \left(\frac{33.3}{34}\right)^{\frac{1}{3}} = 0.993$$

$$fn = 0.993$$

Definiendo 10000 horas de vida, debido a las condiciones de operación de una roll formadora se tiene:

$$L_{10} = 500 * fh^3$$

$$fh = \left(\frac{10000}{500}\right)^{\frac{1}{3}}$$

$$fh = 2.714$$

Obteniendo una capacidad máxima de:

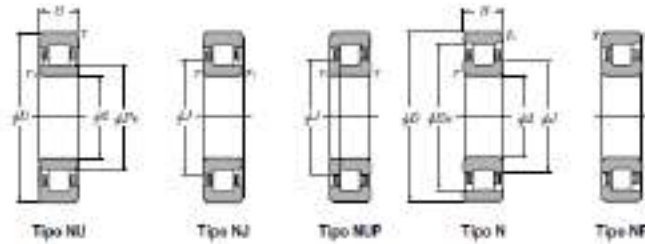
$$fh = fn * \frac{C}{P}$$

$$C = fh * \frac{P}{fn}$$

$$C = 2.714 * \frac{59073 \text{ N}}{0.993} = 161.454 \text{ KN}$$

Debido a que los rodamientos estarán sometidos solo a cargas radiales y no axiales, se selecciona uno de tipo cilíndrico como se indica en la Tabla 18-3.

Tabla 18-3: Rodamientos cilíndricos



75 ~ 95mm

Dimensiones principales				Capacidad básica de carga				Velocidades límite ¹⁾		Número de rodamientos ²⁾				
mm				dinámico		estático		l/min		tipo				
d	D	B	r	C ₁₀	C ₀	C ₁₀	C ₀	grise	acoth	Tipo NU	Tipo NJ	Tipo NUP	Tipo N	
75	60	55	2.1	2.1	350	395	25 500	81 000	3 500	4 900	NU2315E	NJ	NUP	—
	60	45	2	2	342	374	26 900	37 000	3 200	3 700	NUM15	NJ	NUP	N
80	42	32	1.1	1	70.5	90.5	7 400	9 200	5 700	6 700	NU2016	NJ	NUP	N
	40	28	2	2	106	132	10 800	13 500	4 900	5 700	NU216	NJ	NUP	—
	40	25	2	2	138	167	14 200	17 000	4 000	5 000	NU216E	NJ	NUP	—
	40	22	2	2	147	186	15 000	18 000	4 000	5 000	NU2216	NJ	NUP	N
	40	20	2	2	186	247	19 000	24 000	3 000	4 000	NU2216E	NJ	NUP	—
	40	18	2.1	2.1	190	207	19 400	21 000	4 100	4 800	NU216	NJ	NUP	N
	40	18	2.1	2.1	256	282	25 100	28 000	3 700	4 400	NU216E	NJ	NUP	—
	40	18	2.1	2.1	274	330	27 900	34 000	3 600	4 300	NU2316	NJ	NUP	—
85	150	96	2	2	217	279	22 200	28 400	3 700	4 000	NU2217E	NJ	NUP	—
	150	41	3	3	212	228	21 600	23 300	3 600	4 600	NU217	NJ	NUP	N

Fuente: (NTN, 2004)

- Diseño de chaveta y chavetero.

De la Tabla 19-3, de dimensiones de chaveteros y chavetas DIN 6885/1-6886 y 6887, se seleccionó la chaveta en función del diámetro del eje.

Tabla 19-3: Chavetero para chavetas paralelas

Chavetero para chavetas paralelas

Diámetro del eje d	Diámetro del eje de chavetero	Ancho del chavetero	Ancho de la chaveta			Ancho de la chaveta			Profundidad			Chaveta	
			Clase de chaveta	Clase de chaveta	Clase de chaveta	Clase de chaveta	Clase de chaveta	Clase de chaveta	Clase de chaveta	Clase de chaveta	Clase de chaveta	Clase de chaveta	Clase de chaveta
50	50	4x4	4	4	4	4	4	4	4	4	4	4	4
55	55	4x4	4	4	4	4	4	4	4	4	4	4	4
60	60	4x4	4	4	4	4	4	4	4	4	4	4	4
65	65	4x4	4	4	4	4	4	4	4	4	4	4	4
70	70	4x4	4	4	4	4	4	4	4	4	4	4	4
75	75	4x4	4	4	4	4	4	4	4	4	4	4	4
80	80	4x4	4	4	4	4	4	4	4	4	4	4	4
85	85	4x4	4	4	4	4	4	4	4	4	4	4	4
90	90	4x4	4	4	4	4	4	4	4	4	4	4	4
95	95	4x4	4	4	4	4	4	4	4	4	4	4	4
100	100	4x4	4	4	4	4	4	4	4	4	4	4	4
110	110	4x4	4	4	4	4	4	4	4	4	4	4	4
120	120	4x4	4	4	4	4	4	4	4	4	4	4	4
130	130	4x4	4	4	4	4	4	4	4	4	4	4	4
140	140	4x4	4	4	4	4	4	4	4	4	4	4	4
150	150	4x4	4	4	4	4	4	4	4	4	4	4	4
160	160	4x4	4	4	4	4	4	4	4	4	4	4	4
170	170	4x4	4	4	4	4	4	4	4	4	4	4	4
180	180	4x4	4	4	4	4	4	4	4	4	4	4	4
190	190	4x4	4	4	4	4	4	4	4	4	4	4	4
200	200	4x4	4	4	4	4	4	4	4	4	4	4	4
220	220	4x4	4	4	4	4	4	4	4	4	4	4	4
240	240	4x4	4	4	4	4	4	4	4	4	4	4	4
260	260	4x4	4	4	4	4	4	4	4	4	4	4	4
280	280	4x4	4	4	4	4	4	4	4	4	4	4	4
300	300	4x4	4	4	4	4	4	4	4	4	4	4	4
320	320	4x4	4	4	4	4	4	4	4	4	4	4	4
340	340	4x4	4	4	4	4	4	4	4	4	4	4	4
360	360	4x4	4	4	4	4	4	4	4	4	4	4	4
380	380	4x4	4	4	4	4	4	4	4	4	4	4	4
400	400	4x4	4	4	4	4	4	4	4	4	4	4	4

Fuente: (Sánchez, 2018)

La chaveta se ubica a lo largo del eje, para facilitar la posición de los rodillos en el mismo, por tanto, esta longitud es de 68 mm. El material de fabricación de la chaveta deberá ser de las mismas o de menores características que las del eje, en el cual será montada para que en caso de imprevistos sucedidos en la maquina proteja al eje.

Consecuentemente se realiza el cálculo para la obtención del factor de seguridad en el elemento; una chaveta está sometida principalmente a aplastamiento y corte, por lo que se realizó los cálculos para cada esfuerzo. El esfuerzo de aplastamiento se calculó aplicando la fórmula 80.

$$\sigma_a = \frac{F}{A} = \frac{F}{l * h/2} = \frac{S_y}{n}$$

Sustituyendo valores y resolviendo se tiene:

$$\sigma_a = \frac{31057,26 \text{ N}}{68 \text{ mm} * 14/2 \text{ mm}} = \frac{690 \text{ MPa}}{n}$$

$$n = 10.57$$

- Esfuerzo de corte τ

Se calculó el esfuerzo de corte aplicando la fórmula 125.

$$\tau = \frac{F}{A} = \frac{F}{b * (l - b) + \frac{\pi}{4} * b^2}$$

$$\tau = \frac{31057,26 \text{ N}}{25 \text{ mm} * (68 \text{ mm} - 25 \text{ mm}) + \frac{\pi}{4} * (25 \text{ mm})^2} = 19.83 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

$$\tau_c = \sqrt{3} \tau = \frac{S_y}{n}$$

$$\sqrt{3} (19.83) \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} = \frac{690 \text{ MPa}}{n}$$

Por tanto, el factor de seguridad para esfuerzo cortante es:

$$n = 20.08$$

- Rediseño de los ejes.

En este punto se rediseña los ejes considerando las siguientes fuerzas P1, P2, que son las fuerzas dadas por el sistema de transmisión, P3, P4, P5, P6, P7, P8, P9 que corresponden a las fuerzas de los rodillos y P6, que es el peso de los rodillos y el eje como se indica en la Figura 72-3.

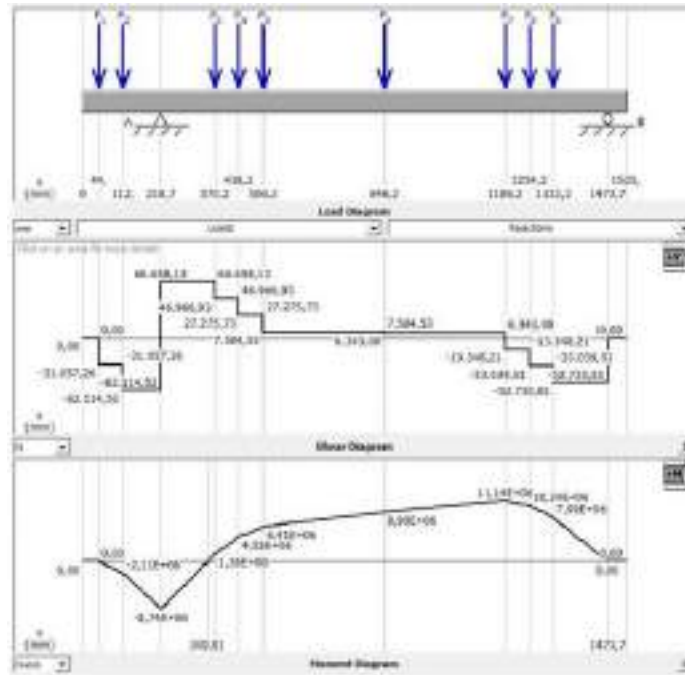


Figura 72-3: Diagramas de momento y cortante
Fuente: Heredia, M.2020

- Análisis estático

El material seleccionado, es un acero AISI 4140, cuyas propiedades mecánicas se muestran en la Tabla 20-3.

Tabla 20-3: Propiedades mecánicas del acero AISI 4140

Esfuerzo fluencia	690 Mpa
Esfuerzo tensión	1050 Mpa

Fuente: (Bohman)

Se realizó un análisis estático mediante la teoría de Von Mises aplicando la fórmula 24.

$$\frac{S_y}{n} = \sqrt{\sigma_x^2 + 3\tau_{xy}^2}$$

$$\frac{S_y}{n} = \sqrt{\left(\frac{32 * M_{fm}}{\pi d^3}\right)^2 + 3\left(\frac{16T}{\pi d^3}\right)^2}$$

El torque que presenta el eje, se da por la fuerza periférica de la cadena antes calculada mediante la fórmula 118.

$$T = F_{periférica} * r_{pich-catarina}$$

$$T = 6881,95 \text{ lbf} * 103.67 \text{ mm}$$

$$T = 30612,438 \text{ N} * 103.67 \text{ mm}$$

$$T = 3173591,447 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

$$\frac{690 \text{ MPa}}{n} = \sqrt{\left(\frac{32 * 11140000 \text{ N} \cdot \text{mm}}{\pi(91.6 \text{ mm})^3}\right)^2 + 3\left(\frac{16 * 3173591,447 \text{ N} \cdot \text{mm}}{\pi(91.6 \text{ mm})^3}\right)^2}$$

Por tanto, el factor de seguridad del eje es:

$$n = 4.537$$

- Análisis dinámico

En el estudio dinámico, se realizó el estudio de resistencia a la fatiga del eje mediante la ecuación 45 de Soderberg, para esfuerzos combinados.

$$\frac{\sigma_{a_{eq}}}{S_e} + \frac{\sigma_{m_{eq}}}{S_y} = \frac{1}{n}$$

Se aplica la ecuación 46, de la Marín con un valor de $k=0.6$, debido a las condiciones de esfuerzos concentrados.

$$S_e = 0.6 * 0.5 * S_{ut}$$

$$S_e = 0.6 * 0.5 * 1050 \text{ Mpa}$$

$$S_e = 315 \text{ Mpa}$$

Aplicando la fórmula 47,48, se tiene:

$$\sigma_{a_{eq}} = \sqrt{(k f_a * \sigma_{a_a} + k f_f * \sigma_{a_f})^2 + 3(k f_t * \tau_{a_t} + k f_c * \tau_{a_c})^2}$$

$$\sigma m_{eq} = \sqrt{(\sigma m_a + \sigma m_f)^2 + 3(\tau m_t + \tau m_c)^2}$$

El eje no posee cargas axiales y no está expuesto a esfuerzos de corte, por tanto, se aplica la fórmula 49.

$$\sigma_{a_{eq}} = \sqrt{(k f_f * \sigma_{a_f})^2}$$

$$\sigma_{a_{eq}} = \sqrt{\left(1.5 * 32 * \frac{11140000 \text{ N} \cdot \text{mm}}{\pi * d^3}\right)^2}$$

$$\sigma_{a_{eq}} = \frac{170206662,3 \text{ N} \cdot \text{mm}}{d^3}$$

Aplicando las fórmulas 50,51, se tiene:

$$\sigma m_{eq} = \sqrt{3(\tau m_t)^2}$$

$$\sigma m_{eq} = \sqrt{3\left(\frac{16 * T}{\pi * d^3}\right)^2}$$

$$\sigma m_{eq} = \sqrt{3\left(\frac{16 * 3173591,447 \text{ N} \cdot \text{mm}}{\pi * d^3}\right)^2}$$

$$\sigma m_{eq} = \frac{27995082,61 \text{ N} \cdot \text{mm}}{d^3}$$

$$\frac{\frac{170206662,3 \text{ N} \cdot \text{mm}}{(91.6)^3}}{315 \text{ Mpa}} + \frac{\frac{27995082,61 \text{ N} \cdot \text{mm}}{(91.6)^3}}{690 \text{ MPa}} = \frac{1}{n}$$

$$\frac{580911,194 \text{ N} \cdot \text{mm}}{(91.6 \text{ mm})^3} = \frac{1}{n}$$

Por tanto, el factor de seguridad por fatiga del eje es:

$$n = 1.32$$

- Recalculo del límite de fatiga

Para obtener el factor de condición superficial k_a , se empleó la fórmula 52.

$$k_a = a * S_{ut}^b$$

Los coeficientes a y b se obtienen de la Tabla 21-3.

Tabla 21-3: Coeficientes de acabado superficial

Acabado superficial	Factor a		Exponente
	S_{ut} (Kpsi)	S_{ut} (MPa)	b
Esmerilado	1.34	1.58	-0.085
Maquina o laminado en frio	2.70	4.51	-0.265
Laminado en caliente	14.4	57.7	-0.718
Como sale en la forja	39.9	272	-0.995

Fuente: (Bunydas, 2008)

$$k_a = 4.51 * 1050^{-0.265}$$

$$k_a = 4.51 * \frac{1}{1050^{0.265}}$$

$$k_a = 0.714$$

Tabla 22-3: k_b Factor de modificación del tamaño

K_b		
$\left(\frac{d}{0.3}\right)^{-0.107} = 0.879d^{-0.107}$		$0,11 \leq d \leq 2$ in
$0,91d^{-0.157}$		$2 \leq d \leq 10$ in
$\left(\frac{d}{7.62}\right)^{-0.107} = 1.24d^{-0.107}$		$2,79 \leq d \leq 51$ mm
$1.51d^{-0.157}$		$51 \leq d \leq 254$ mm

Fuente: (Bunydas, 2008)

Se cálculo K_b aplicando la fórmula 79.

$$K_b = 1.51d^{-0.107}$$

$$K_b = 1.51 (91.6)^{-0.107}$$

$$K_b = 0.931$$

Tabla 23-3: Factor de confiabilidad

Confiabilidad %	Factor de confiabilidad Kc
50	1
90	0.897
95	0.868
99	0.814

Fuente: (Bunydas, 2008)

Para una confiabilidad del 95%, el factor Kc es igual a 0.868.

- Factor de temperatura

Para una temperatura menor a 450°C, el factor no tiene relevancia por lo tanto adquiere el valor de 1.

- Factor de modificación de efectos varios

Para este factor se necesitó el cálculo de factor de carga, que se considera $\frac{D}{d} = 1.125$ y $\frac{r}{d} = 0.05$ encontrado en la Figura 73-3, para el valor de k_t .

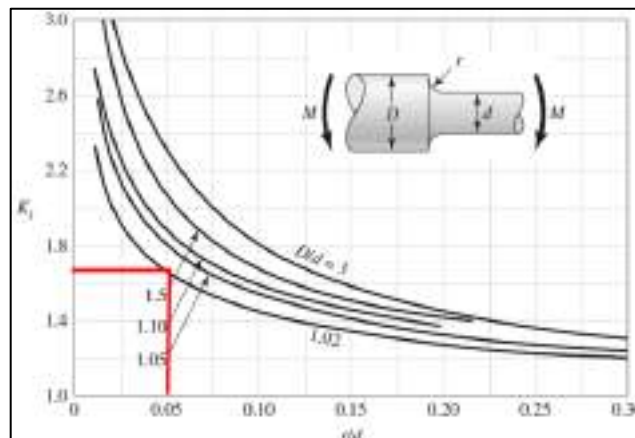


Figura 73-3: Factores de carga K_t

Fuente: (Bunydas, 2008)

Por lo tanto, el valor de K_t , es de 1.65

El valor de sensibilidad a la muesca “q”, que se indica en la Figura 74-3, ingresando con los valores de $S_{ut} = 1050$ Mpa y $r = 0.5$ cómo se observa.

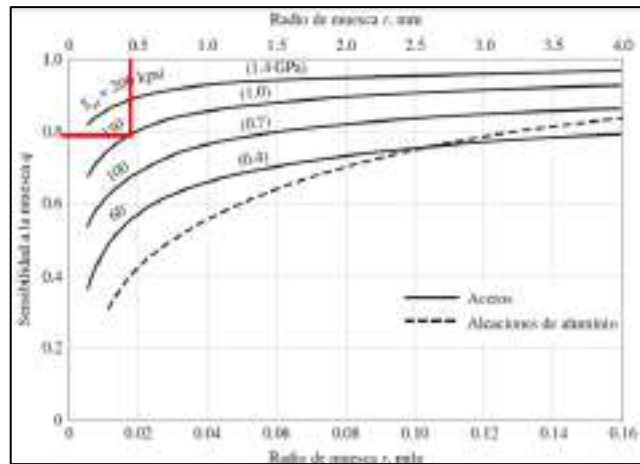


Figura 74-3: Radio de muesca
Fuente: (Bunydas, 2008)

Tenemos un valor de $q = 0.8$ valor utilizado en la fórmula 78.

$$k_e = \frac{1}{q * (k_t - 1) + 1}$$

$$k_e = \frac{1}{0.8 * (1.65 - 1) + 1}$$

$$k_e = 0.657$$

$$S_e = 0.71 * 0.931 * 0.814 * 1 * 1.65 * 0.714 * 0.5 * 1050 \text{ Mpa}$$

$$S_e = 332.793 \text{ Mpa}$$

Se realiza el cálculo de los factores de concentración de esfuerzo por fatiga, flexión y torsión, aplicando la fórmula 54.

Para flexión tenemos $K_t = 1.5$ y $q = 0.8$ con lo cual:

$$k_{ff} = 1 + 0.8 * (1.5 - 1)$$

$$k_{ff} = 1.4$$

Para el cálculo a torsión se aplica la fórmula 55.

$$k_{ft} = 1 + q_{tt} * (k_{ts} - 1)$$

Para el valor de q_{tt} se evalúa la gráfica que se indica en la Figura 75-3.

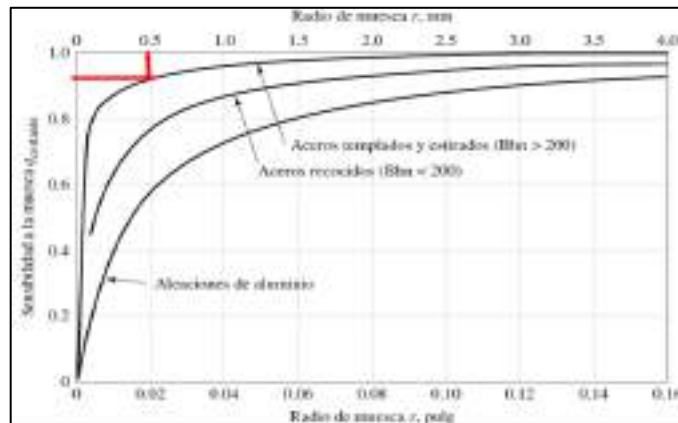


Figura 75-3: Radio de muesca

Fuente: (Bunydas, 2008)

$$q_{tt} = 0.92$$

$$k_{ts} = 1.3$$

$$k_{ft} = 1 + 0.92 * (1.3 - 1)$$

$$k_{ft} = 1.276$$

Aplicando la fórmula 49 se tiene:

$$\sigma_{a_{eq}} = \sqrt{(k_{ff} * \sigma_a)^2}$$

$$\sigma_{a_{eq}} = \sqrt{\left(1.4 * 32 * \frac{11140000 \text{ N.mm}}{\pi * d^3}\right)^2}$$

$$\sigma_{a_{eq}} = \frac{158859551,5 \text{ N.mm}}{d^3}$$

Aplicando la fórmula 56 se tiene:

$$\sigma_{m_{eq}} = \sqrt{3(k_{ft} * \tau m_t)^2}$$

$$\sigma_{m_{eq}} = \sqrt{3 \left(1.276 * \frac{16 * 3173591,447 \text{ N.mm}}{\pi * d^3}\right)^2}$$

$$\sigma_{m_{eq}} = \frac{35721725,49 \text{ N.mm}}{d^3}$$

$$\frac{\frac{158859551,5 \text{ N.mm}}{(91.6)^3}}{332,793 \text{ Mpa}} + \frac{\frac{35721725,49 \text{ N.mm}}{(91.6)^3}}{690 \text{ Mpa}} = \frac{1}{n}$$

$$\frac{529123,377 \text{ N.mm}}{(91.6 \text{ mm})^3} = \frac{1}{n}$$

Por tanto, el factor de seguridad de los ejes es:

$$n = 1.453$$

- Selección de pernos de sujeción superior de bancada

Para la selección de pernos de sujeción de bancada que se muestra en la Figura 76-3 a, se realizó el estudio con las reacciones en el eje con mayor número de rodillos actuantes, que se ilustra en la Figura 76-3 b, pudiendo ser estudiados en el eje (F, K, Q) de la Figura (76-3 a, 76-3 b), teniendo 6 de estos en cada uno, es decir una fuerza de reacción total de 118147.0128 N.

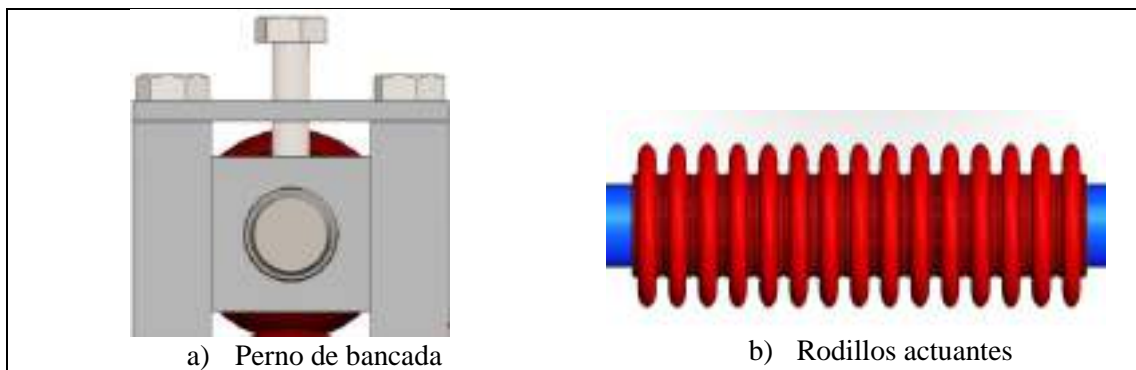


Figura 76-3. Pernos de sujeción y eje de rodillos
Fuente: Heredia, M.2020

Se inicia definiendo el número de pernos los cuales son cuatro, sosteniendo dos de cada lado al eje, los mismos estarán sometidos a tracción primaria, dada la reacción de la fuerza de doblado en cada rodillo actuante, el cálculo se realiza mediante las siguientes ecuaciones.

- Tracción primaria

Se calculó mediante la fórmula 57.

$$F' = \frac{F_a}{\# \text{ pernos}}$$

$$F' = \frac{118147 \text{ N}}{4} = 29536,74 \text{ N} = P_{max}$$

Este valor de fuerza se convierte en el valor máximo para el análisis a fatiga, siendo el valor mínimo cero al ser una carga intermitente. El esfuerzo medio y amplitud de tracción se calcula mediante las ecuaciones 58 y 59.

$$\sigma_a = \frac{n * c}{2 * A_t} (P_{max} - P_{min})$$

$$\sigma_m = \frac{F_i}{A_t} + \frac{n * c}{2 * A_t} (P_{max} + P_{min})$$

Considerando una junta reutilizable, se aplicó la fórmula 60.

$$F_i = 0.75 S_p * A_t$$

De acuerdo a la Tabla 24-3, se seleccionó el perno indicado.

Tabla 24-3: Selección de pernos

Clase de propiedad	Intervalo de tamaños, inclusive	Resistencia de prueba mínima, ¹ MPa	Resistencia mínima a la tensión, ¹ MPa	Resistencia mínima a la fluencia, ¹ MPa	Material	Marcas en la cabeza
4.6	A5-636	225	400	310	Acero de bajo o medio carbono	4.6
4.8	A1-6M16	310	520	360	Acero de bajo o medio carbono	4.8
5.8	A3M24	380	520	420	Acero de bajo o medio carbono	5.8
8.8	A1-6M36	600	830	680	Acero de medio carbono, T y E	8.8
9.8	A1-6M16	650	900	720	Acero de medio carbono, T y E	9.8
10.9	A5A36	830	1 040	940	Acero martensítico de bajo carbono, T y E	10.9
12.9	A1-6M36	970	1 220	1 100	Acero cromo, T y E	12.9

Fuente: (Bunydas, 2008)

$$\sigma_a = \frac{2 * 0.3}{2 * A_t} (29536,74 N)$$

$$\sigma_a = \frac{8861,022}{A_t}$$

$$F_i = 0.75 S_p * A_t$$

Seleccionando una clase métrica 5.8 $S_p = 420 MPa$.

$$F_i = 315 * A_t$$

$$\sigma_m = 315 + \frac{8861,022}{A_t}$$

$$\sigma_{a-eq} = \sqrt{\left(\frac{8861,022}{A_t}\right)^2}$$

$$\sigma_{a-eq} = \frac{8861,022}{A_t}$$

$$\sigma_{m-eq} = \sqrt{\left(315 + \frac{8861,022}{A_t}\right)^2}$$

$$\sigma_{m-eq} = 315 + \frac{8861,022}{A_t}$$

$$S_e = k_c * \frac{1}{k_f} * 0.45 * S_{ut}$$

$$S_e = 0.814 * \frac{1}{2.2} * 0.45 * 520 \text{ MPa} = 86.58 \text{ Mpa}$$

$$n = 2$$

$$\frac{\sigma_{m-eq}}{S_y} + \frac{\sigma_{a-eq}}{S_e} = 1$$

$$A_t = 493.77 \text{ mm}^2$$

En consecuencia, se seleccionó un perno M24x2 serie de paso fino, obteniendo un recálculo del factor de seguridad con un valor de 1.6 cómo se indica en la Tabla 25-3. Recalculo

Tabla 25-3: Serie de paso grueso y fino

Diámetro mayor nominal d_1 mm	Serie de paso grueso			Serie de paso fino		
	Paso p , mm	Área de esfuerzo de tensión A_g , mm ²	Área del diámetro menor A_s , mm ²	Paso p , mm	Área de esfuerzo de tensión A_g , mm ²	Área del diámetro menor A_s , mm ²
1.6	0.35	1.27	1.07			
2	0.40	2.07	1.79			
2.5	0.45	3.39	2.98			
3	0.5	5.03	4.47			
3.5	0.6	6.79	6.00			
4	0.7	8.78	7.75			
5	0.8	11.2	12.7			
6	1	20.1	17.9			
8	1.25	36.6	32.8	1	39.2	36.0
10	1.5	58.0	52.3	1.25	61.2	56.3
12	1.75	84.3	76.3	1.25	92.1	86.0
14	2	115	104	1.5	125	116
16	2	157	144	1.5	167	157
20	2.5	245	225	1.5	279	259
24	3	353	324	2	384	365
30	3.5	561	519	2	621	596
36	4	817	759	2	915	884
42	4.5	1120	1059	2	1260	1230
48	5	1470	1380	2	1670	1630

Fuente: (Bunydas, 2008)

El perno central de sujeción, se evaluó con el mismo tamaño por facilidad de construcción, este está sometido a tracción una vez que se forma la lámina debido al peso de los elementos que soporta.

La carga a la que se encuentra sometido este perno, es el peso en conjunto de los elementos en los ejes a partir de la fila Z, con un valor de 205.03 Kg = 2014 N y a su vez dividiéndola para los dos pernos uno de cada lado respectivamente, obteniendo así un valor final de 1007 N, de esta manera se obtiene una carga significativamente menor, a la que ejercen las fuerzas de reacción de aplastamiento en los rodillos, por lo tanto, se tomó como aceptable las dimensiones del perno central.

- Selección del material de la base de rodamientos.

La base de los rodamientos se analizó como columna, por ello la ecuación de la línea que se dibujará en el gráfico de densidad vs módulo de Young se da por la fórmula 107.

$$\text{Log } E = 2 \text{ Log } M + 2 \text{ Log } \rho$$

En la Figura 77-3 a se observan los materiales. Debido a que las bases soportan a los ejes, estas deben tener gran tenacidad y resistencia, capaz de soportar esfuerzos, por lo que se realiza la gráfica que se indica en la Figura 77-3 b.

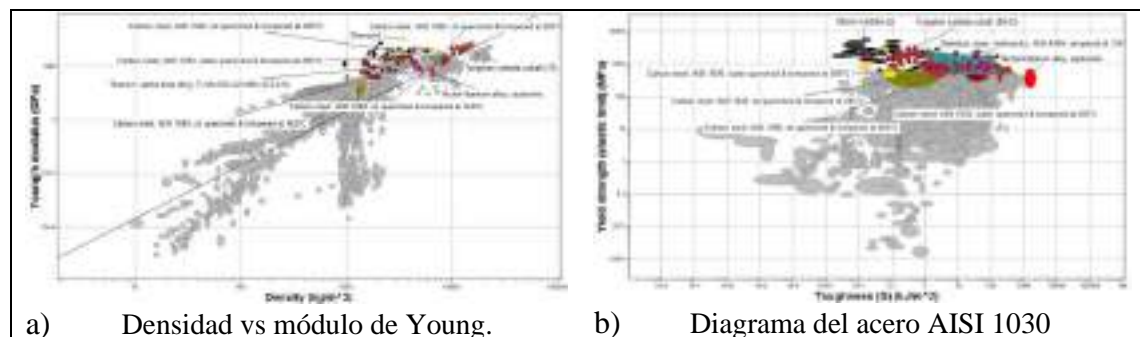


Figura 77-3: Selección del material para la base de rodamientos

Fuente: Heredia, M.2020

El material seleccionado es Acero AISI 1030 a 205 grados enfriado en agua, con un esfuerzo de fluencia de 580-715 MPa y dureza de 500 HB, mayor al AISI 4340 del eje.

- Diseño de la base de rodamientos

Este elemento constituye el soporte principal del sistema de deformación, es decir ejes, rodillos, separadores, etc. Este componente está sometido principalmente a tracción, debido a las fuerzas de reacción de aplastamiento en cada rodillo actuante, aunque posteriormente se analizó como

columna al existir compresión por el peso de los elementos. El material seleccionado para este propósito es el acero estructural A36 con las propiedades descritas en la tabla 31.

Tabla 26-3: Propiedades mecánicas del acero estructural A36

Esfuerzo fluencia	250 Mpa
Esfuerzo tensión	400 Mpa

Fuente: (Bohman)

- Análisis estático

Se realizó un análisis estático mediante la teoría de Von Mises, fórmula 24.

$$\frac{S_y}{n} = \sqrt{\sigma_x^2 + 3\tau_{xy}^2}$$

Al tener únicamente cargas de tracción, la ecuación se reduce a la fórmula 25.

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

Siendo:

$$\sigma_x = \frac{F}{axb}$$

Los valores correspondientes de a y b (ancho y el largo del perfil respectivamente), se muestran en la Figura 78-3.

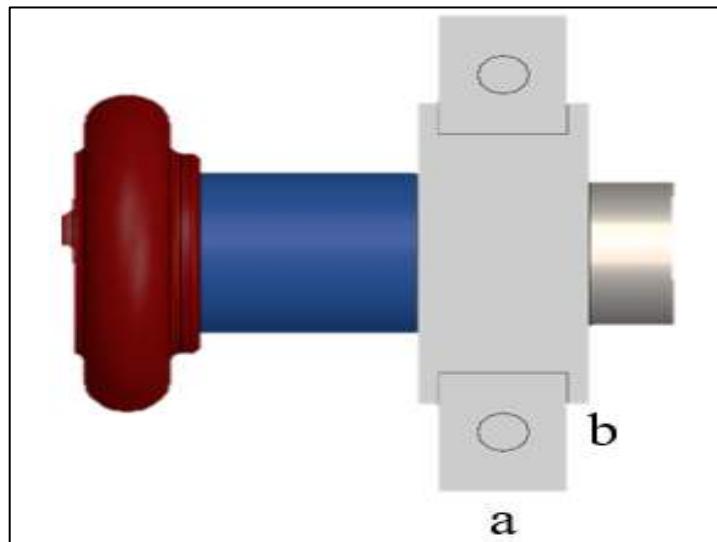


Figura 78-3: Valores correspondientes de a y b de la bancada

Fuente: Heredia, M.2020

Se asumió un valor de, $a = 50 \text{ mm}$, debido a la dimensión de los pernos necesarios para la sujeción de los elementos y se busca la medida de la longitud del perfil, debiendo ser esta igual o mayor a 50 mm . Sustituyendo y reemplazando valores se tiene:

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

$$\sigma_x = \frac{F}{axb} = \frac{S_y}{n}$$

El valor de la fuerza de aplastamiento por cada rodillo actuante, es decir 118147 N evaluada anteriormente como la fuerza de estudio para la selección de pernos se da por:

$$\frac{F}{axb} = \frac{S_y}{n}$$

$$\frac{118147 \text{ N}}{50 \text{ mm} \times b} = \frac{250 \text{ MPa}}{2}$$

$$b = 18.9 \text{ mm}$$

- Diseño de la placa superior de la base de los rodamientos.

Se tiene una placa de dimensiones $280 \times 50 \text{ mm}$, de material A36, con tres agujeros (ver Figura 79-3 a) y pernos M24s como se observa en la Figura 79-3 b).

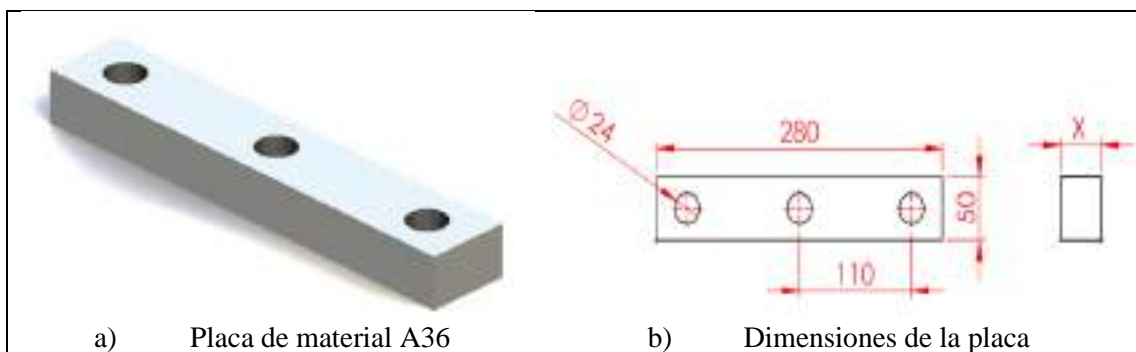


Figura 79-3: Diseño de la placa superior de la base de los rodamientos

Fuente: Heredia, M.2020

Esta placa está sometida a flexión, por lo que se analiza mediante las fórmulas 71,72.

$$\sigma_f = \frac{M_f * c}{I}$$

$$I = \frac{base * h^3}{12}$$

El momento flector, se calcula con la fuerza del eje más crítico 118147.0088 N, la cual se distribuye a las dos placas que estarán en los extremos, de modo que se obtiene el diagrama de fuerza y momento flector que se observa en la Figura 80-3.

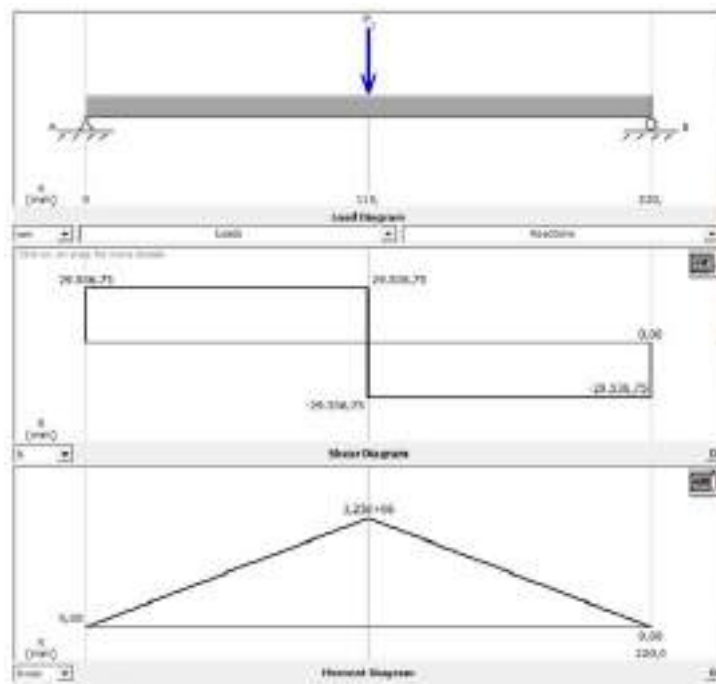


Figura 80-3: Diagrama de fuerza y momento flector
Fuente: Heredia, M.2020

A la vez los pesos de los elementos, aportan a la placa superior de la base de los rodamientos, una fuerza en sentido contrario como se muestra en la Figura 81-3:

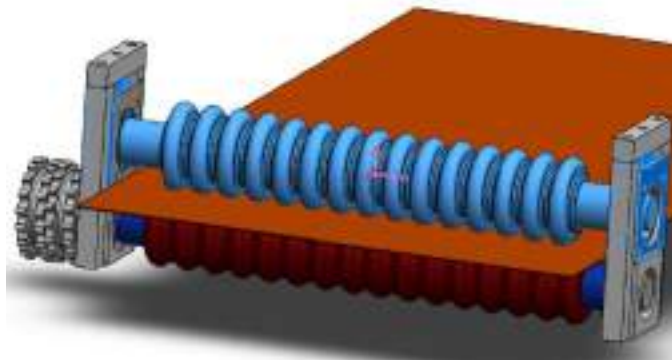


Figura 81-3: Placa superior de la base de los rodamientos
Fuente: Heredia, M.2020

De dónde al restar dichas fuerzas se tiene un momento flector de 27408,687 *Nmm*.

$$\sigma_f = \frac{27408,687 \text{ N} \cdot \text{mm} * \frac{x}{2}}{\frac{50 \text{ mm} * x^3}{12}}$$

$$\sigma_f = \frac{3289,04 \text{ N}}{x^2}$$

El material que se usara es acero estructural A36, con un esfuerzo de fluencia de 250 MPa y una resistencia última de 400 MPa. Empleando la ecuación 73 de Soderberg se obtiene:

$$\frac{\sigma_{aeq}}{S_e} + \frac{\sigma_{meq}}{S_y} = \frac{1}{n}$$

Utilizando la ecuación 74 de Marín con un factor $k = 0.3$ debido a los concentradores de esfuerzos presentes se obtiene:

$$S_e = 0.5 * k * S_{ut}$$

$$S_e = 0.5 * 0.3 * 400 \text{ MPa}$$

$$S_e = 60 \text{ MPa}$$

Aplicando la ecuación 75 se tiene:

$$\sigma_{aeq} = \sqrt{(2 * \sigma_f)^2}$$

$$\sigma_{aeq} = 2 * \sigma_f$$

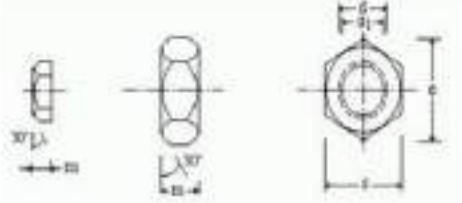
$$\sigma_{aeq} = \frac{6578,084 \text{ N}}{x^2}$$

$$\frac{\frac{6578,084 \text{ N}}{x^2}}{60} = \frac{1}{3}$$

$$x = 18.23 \text{ mm}$$

Por lo tanto, se fija el espesor en 20mm, bajo el criterio que el espesor de la placa debe ser igual o mayor al tamaño de la tuerca, para garantizar el agarre de la rosca, esta selección se indica en la Tabla 27-3.

Tabla 27-3: Dimensiones de la tuerca



Dimensiones						
Tuerca tipo	Diámetro nominal d mm	Diámetro interior d _i mm	Espeor h mm	Medida entre aristas e mm	Medida entre caras s mm	Peso de 1000 piezas kg
M 10	10	8.376	8	19.6	17	10.9
M 12	12	10.106	10	21.9	19	15.9
M 16	16	13.835	13	27.7	24	30.8
M 20	20	17.204	16	34.6	30	60.3
M 22	22	19.294	18	38.9	32	80.2
M 24	24	20.725	19	41.6	36	103.0
M 27	27	23.752	22	47.3	41	154.0
M 30	30	26.211	24	53.1	46	216.0
M 33	33	29.211	26	57.7	50	271.0
M 36	36	31.670	29	63.5	55	369.0

Fuente: (tuercas., 2020)

- Recálculo del límite de fatiga

El factor de modificación de la condición superficial k_a , se calculó aplicando la fórmula 76.

$$k_a = a * S_{ut}^b$$

$$k_a = 4.51 * 400^{-0.265}$$

$$k_a = 0.921$$

El factor de modificación de tamaño k_b . Para una sección rectangular debe obtener un diámetro equivalente a partir de la ecuación 77.

$$d_e = 0.808(hb)^{\frac{1}{2}}$$

$$d_e = 0.808(50 \text{ mm} * 280 \text{ mm})^{\frac{1}{2}}$$

$$d_e = 95.60 \text{ mm}$$

$$k_b = 1.51d^{-0.157}$$

$$k_b = 0.73$$

El factor de confiabilidad, para una confiabilidad del 99% el factor K_c es igual a 0.814

Factor de temperatura, para una temperatura menor a 450°C, el factor no tiene relevancia por lo tanto adquiere el valor de 1.

Factor de modificación de efectos varios, se indica en la Figura 82-3.

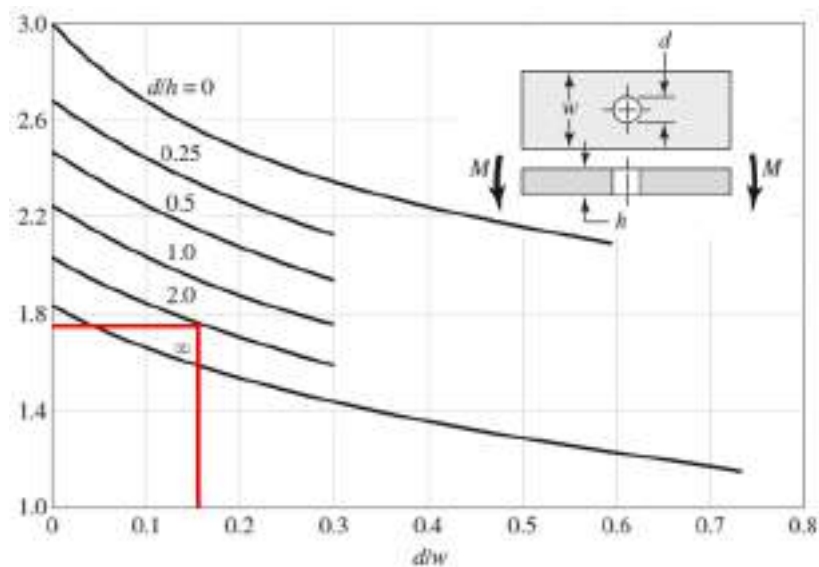


Figura 82-3: Factor de modificación de efectos varios
Fuente: (Bunydas, 2008)

El valor de K_t es 1.76.

Tenemos un valor de $q = 0.8$ que se sustituye en la ecuación 53.

$$k_e = \frac{1}{q * (k_t - 1) + 1}$$

$$k_e = \frac{1}{0.8 * (1.76 - 1) + 1}$$

$$k_e = 0.62$$

Por ende, el nuevo valor de S_e es entonces:

$$S_e = 0.921 * 0.73 * 0.814 * 1 * 0.62 * 0.5 * 400 \text{ Mpa}$$

$$S_e = 67.86 \text{ Mpa}$$

$$\frac{\sqrt{\left(2 * \frac{6578,084 \text{ N}}{(20 \text{ mm})^2}\right)^2}}{67.86 \text{ Mpa}} = \frac{1}{n}$$

$$n = 2.06$$

3.1.2.3. Diseño de la guillotina.

- Cálculo de la fuerza de corte

La fuerza de corte se calculó mediante la fórmula 127, de Quiercy.

$$F_c = \frac{k * h^2 * \tau}{\tan \theta}$$

Según el Manual del constructor de máquinas, el ángulo θ varia de 1° a 6° , mientras que el coeficiente de penetración se tomó el valor medio del mismo $k=0,4$. (Dubbel, 1930), (Quercy, 1965)

$$F_c = \frac{0.4 * (2.8 \text{ mm})^2 * 372.65 \text{ MPa}}{\tan 4^\circ}$$

$$F_c = 16712,193 \text{ N}$$

Según Tselikov, para el incremento de seguridad, esta fuerza de corte se multiplica por 1.2.

$$F_c = 16712,193 \text{ N} * 1,2$$

$$F_c = 20054,631 \text{ N}$$

En el proceso de corte por guillotina, se presentan fuerzas tales como las que se indican en la Figura 83-3.

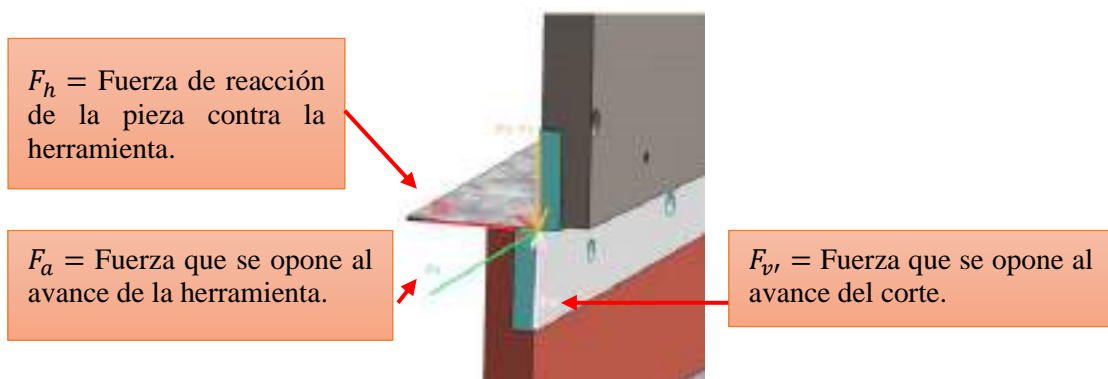


Figura 83-3: Fuerzas presentes en el proceso de corte por guillotina

Fuente: (García, 2020)

Realizando una sumatoria de fuerzas en “y” se tiene:

$$\sum F_y = 0$$

$$F_c = F_{vr}$$

$$F_{vr} : F_a : F_h \rightarrow 4 : 2 : 1$$

Por lo tanto:

$$F_a = 10027,315 \text{ N}$$

$$F_h = 5013,65 \text{ N}$$

- Ángulo de filo de la herramienta de corte

El ángulo del filo de la herramienta de corte dependerá del material a cortar, al tratarse de acero galvanizado, el valor oscilará ente 0° y 5° como se indica en la Figura 84-3 a. En función del ángulo de filo de la herramienta de corte, se determinará el espesor de la misma mediante la Figura 84-3 b.

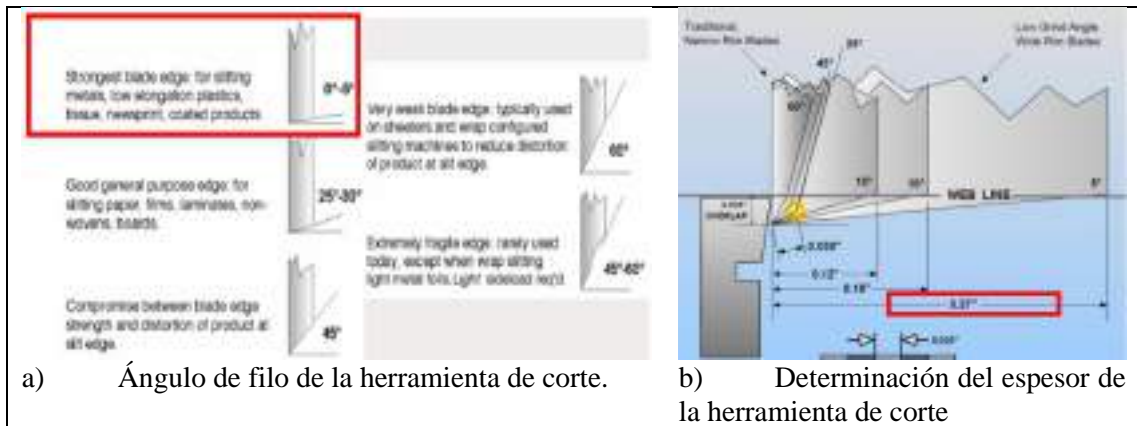


Figura 84-3: Parámetros de selección de la herramienta de corte

Fuente: (García, 2020)

La cuchilla se estudia como viga hiperestática, considerando los agujeros donde van sujetados como apoyos que soportan las fuerzas puntuales antes calculadas, como se muestra en la figura 118.

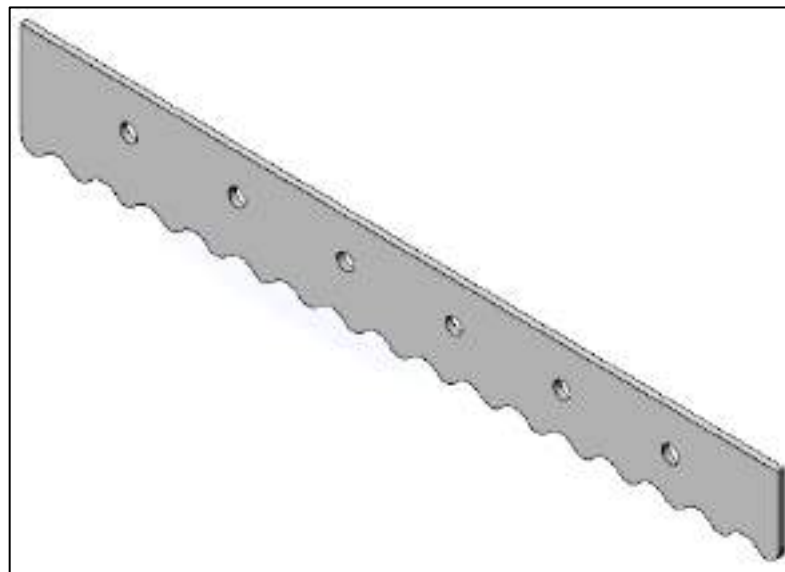


Figura 85-3: Cuchilla

Fuente: Heredia, M.2020

Las cargas efectuadas en el plano X-Y, se observan en la Figura 86-3 a, 86-3 b.

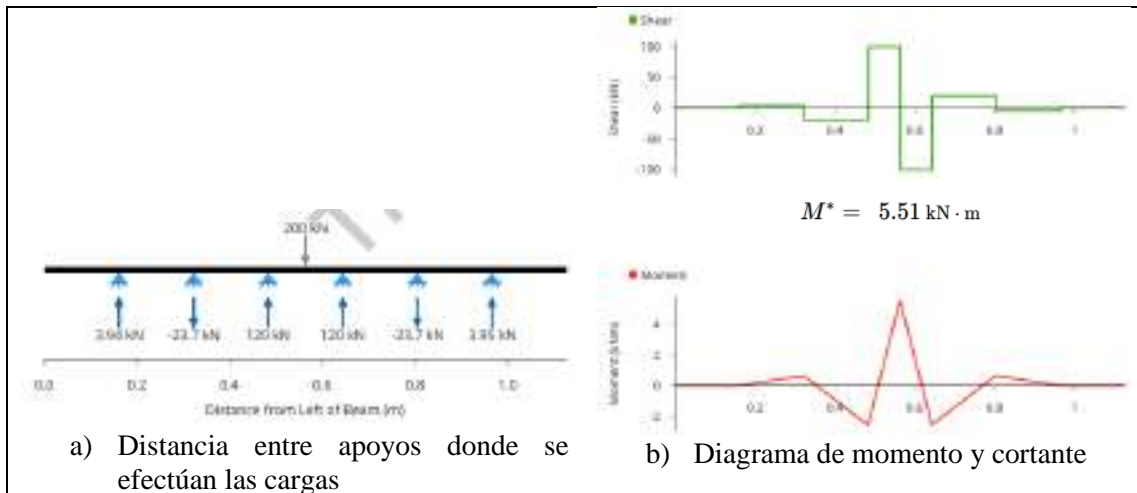


Figura 86-3: Cargas efectuadas sobre la cuchilla
Fuente: Heredia, M.2020

Las cargas efectuadas en el plano X-Z, se indican en la Figura 87-3.

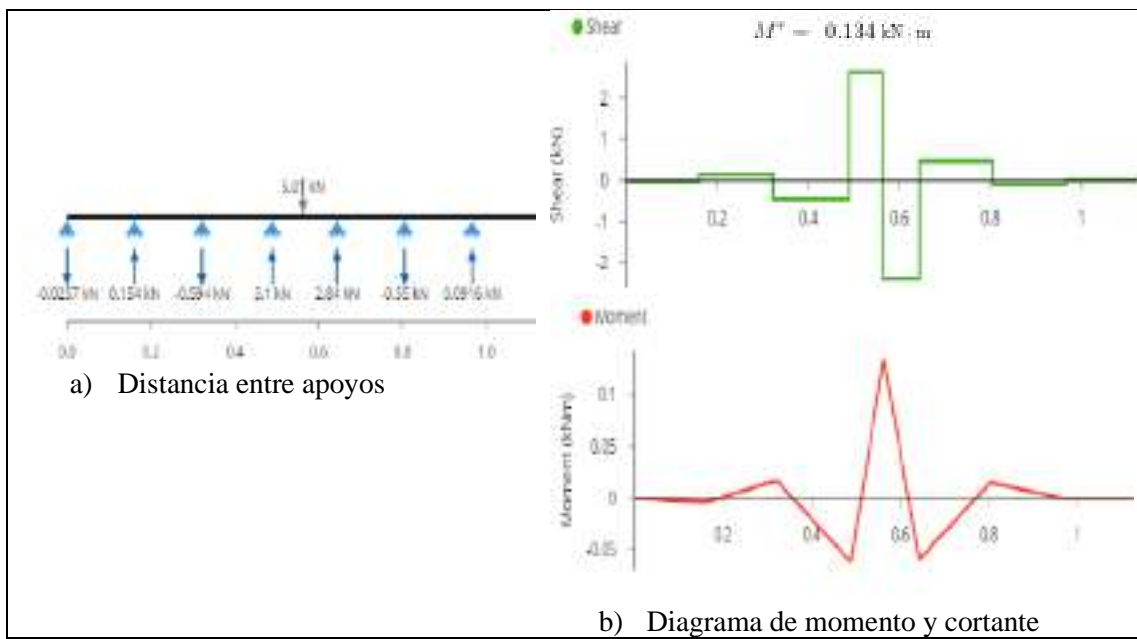


Figura 87-3: Diagrama de momento y cortante en el plano X-Z
Fuente: Heredia, M.2020

El esfuerzo admisible se calculó mediante formula (126).

$$\sigma_{admissible} = 0.6 * S_y$$

$$\sigma_{admissible} = 0.6 * 227.52 MPa$$

$$\sigma_{admissible} = 136.512 MPa$$

Sustituyendo y reemplazando valores en la fórmula 128,129,130 se tiene:

$$\sigma = M * \frac{C}{I} = \frac{M}{S}$$

$$S = \frac{M}{\sigma}$$

$$M = \sqrt{(M_{X-Y})^2 + (M_{X-Z})^2}$$

$$M = \sqrt{(5.51)^2 + (0,134)^2} \text{ KNm}$$

$$M = 5.511 \text{ KNm}$$

$$S = \frac{5.51 \text{ KNm}}{136.512 \text{ MPa}} == 4.036 \times 10^{-5} \text{ m}^3$$

Si $b = 15 \text{ mm}$ y $h = 140 \text{ mm}$, se calcula el módulo de sección (Z) y la resistencia del material a tracción, por medio del momento flector máximo M y aplicando la fórmula 131,132,133,134.

$$Z = b * \frac{h^2}{6}$$

$$\sigma = \frac{M}{Z}$$

$$\sigma = \frac{M * 6}{b * h^2}$$

$$\sigma = \frac{5.51 \text{ KNm} * 6}{0.015 \text{ m} * (0.140 \text{ m})^2} = 112.448 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{admissible} \geq \sigma$$

$$136.512 \text{ MPa} \geq 112.448 \text{ MPa}$$

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

$$n = \frac{227.52 \text{ MPa}}{112.45 \text{ MPa}} = 2.023$$

- Selección del material de la cuchilla

La cuchilla requiere un material que sea de gran resistencia al desgaste combinada con la tenacidad moderada, ya que las capas a cortar son de mediano espesor sometidas a esfuerzos y cargas de impacto, para ello se tomó la recomendación del catálogo Bohler que se muestra en la Tabla 28-3.

Tabla 28-3: Catálogo Bohler.

Código BOHLER	Normas como BOHLER	EN/DIN	AISI	LINE	Aplicaciones
ACCESOS CONVENCIONALES CON 13% DE CROMO					
BOHLER K100	1.2300	-01	F5312		Herramientas para el corte de materiales que requieren un alto nivel de resistencia al desgaste y poca resistencia a la tenacidad y conformabilidad. Para aplicaciones de corte de materiales que requieren un alto nivel de resistencia al desgaste y poca conformabilidad.
BOHLER K110	1.2379	-02	F5318		Herramientas para el corte de materiales que requieren un alto nivel de resistencia al desgaste y poca conformabilidad. Para aplicaciones de corte de materiales que requieren un alto nivel de resistencia al desgaste y poca conformabilidad.
ACCESOS CONVENCIONALES CON CIFRAS AISI/SAE					
BOHLER K353					
BOHLER K455	1.2350	-01	F5322		Herramientas de corte (rodillos y guías) para el procesamiento de metales y plásticos, procesamiento de metales y plásticos, procesamiento de metales y plásticos, procesamiento de metales y plásticos.
BOHLER K600	1.2378	-01	F5305		Herramientas de corte (rodillos y guías) para el procesamiento de metales y plásticos, procesamiento de metales y plásticos, procesamiento de metales y plásticos, procesamiento de metales y plásticos.
BOHLER K605	1.2321	-01	F5305		Herramientas de corte (rodillos y guías) para el procesamiento de metales y plásticos, procesamiento de metales y plásticos, procesamiento de metales y plásticos, procesamiento de metales y plásticos.
BOHLER K720	1.2342	-02	F5325		Herramientas de corte (rodillos y guías) para el procesamiento de metales y plásticos, procesamiento de metales y plásticos, procesamiento de metales y plásticos, procesamiento de metales y plásticos.
ACCESOS EN (ELECTRO)BLANQUEADO CON 8% DE CROMO					
BOHLER K340					
BOHLER K360					

Fuente: (BOHLER, 2018)

La Tabla 29-3, compara las propiedades mecánicas de los materiales para herramientas, en función del material que se seleccione.

Tabla 29-3: Comparación de las propiedades mecánicas de diversos materiales.

Código BOHLER	Resistencia al desgaste abrasivo	Resistencia al desgaste adhesivo	Tenacidad	Resistencia a la compresión	Estabilidad dimensional en el tratamiento térmico
BOHLER K100	★★★	★★	★	★★	★★
BOHLER K110	★★★	★★	★	★★	★★
BOHLER K455	★	★	★★★★★	★	★
BOHLER K600	★	★	★★★★★	★	★
BOHLER K605	★	★	★★★★★	★	★
BOHLER K720	★	★	★★★★★	★	★
BOHLER K340	★★★	★★★★	★★★	★★★★	★★★

Fuente: (BOHLER, 2018, p. 26)

Bajo el criterio de usar aceros convencionales de menor coste, facilidad de obtención y propiedades mecánicas requeridas, se seleccionó un material de herramientas K110 de la Tabla 30-3, material que se confirma con la maquinaria de corte ya existente. (García, 2020)

Tabla 30-3: Material K110

Código BOHLER	Tratamiento térmico			Composición química %										
	Dureza HB máx (recocido)	Temple °C Enfriamiento rápido	Dureza máxima sobre HRC	C	Si	Mn	Cr	Mo	Ni	V	W	Co	Otros	
BOHLER K100	250	940 - 970	57 - 65	2,00	0,25	0,30	11,50	-	-	-	-	-	-	
BOHLER K110	250	120 - 1070	56 - 62	1,55	0,30	0,30	11,50	0,75	-	0,75	-	-	-	

Fuente: (BOHLER, 2018, p. 25)

3.1.2.4. Cálculo y selección del sistema hidráulico.

El cálculo del área del actuador se calculó mediante la fórmula 135, como se indica a continuación.

$$A = \frac{F_a + 0.2 F_a}{P}$$

$$A = \frac{1.2 * 10027,315 \text{ N}}{980 \frac{\text{N}}{\text{cm}^2}}$$

$$A = 12.27 \text{ cm}^2$$

Considerando el área de la base del cilindro, y aplicando la fórmula 136 se tiene:

$$A = \pi * r^2$$

$$r = \sqrt{\frac{12.27 \text{ cm}^2}{\pi}}$$

$$r = 1.97 \text{ cm}$$

La carrera del cilindro se calculó mediante la fórmula 137 y en base a la figura 24, como sigue.

$$C = h + L * \tan \theta$$

$$C = 2.8 \text{ mm} + 1200 \text{ mm} * \tan 4$$

$$C = 86.71 \text{ mm} \approx 90 \text{ mm}$$

- Cálculo de la presión de trabajo

Debido a que se asumió una presión de trabajo inicial, esta se recalcula con el diámetro del pistón calculado y la fuerza necesaria para el corte de cada actuador de 1.022 Ton, como se indica en la Figura 88-3.

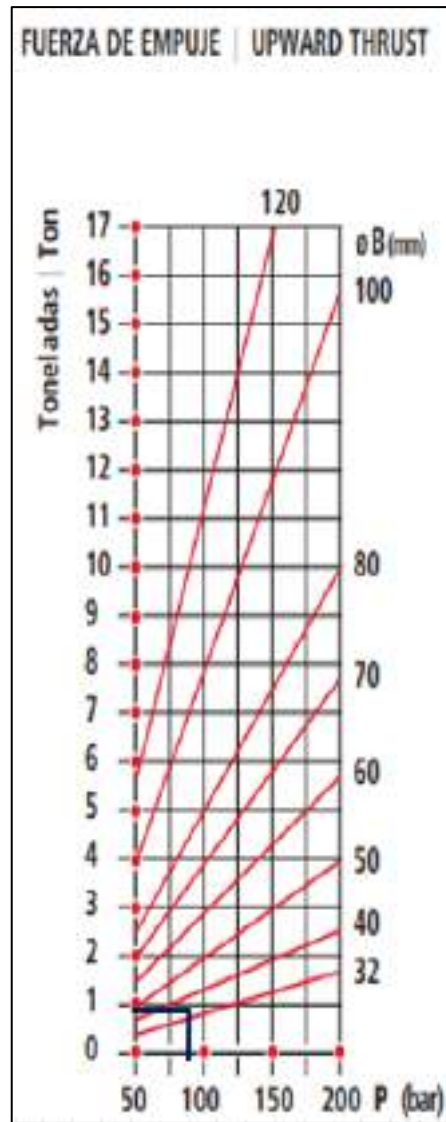
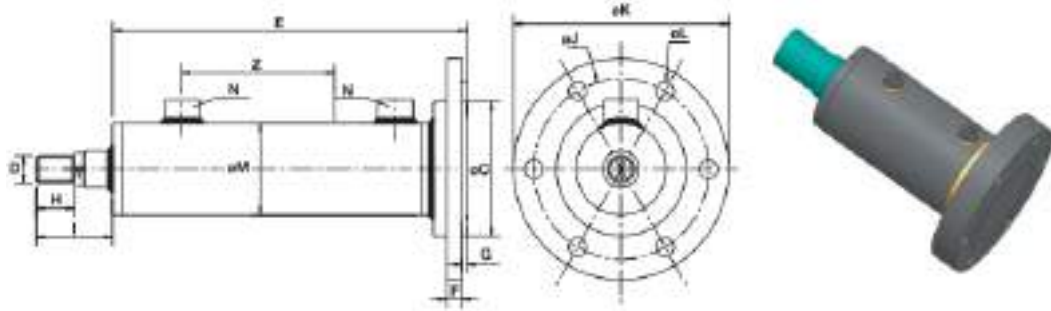


Figura 88-3: Fuerza de empuje
Fuente: (Cilindros, 2013)

Entonces se seleccionó un cilindro con 40 mm de diámetro de vástago, que trabaje a 75 bar de presión y con una carrera de 90 mm como se detalla en la Tabla 31-3.

Tabla 31-3: Cilindros



REF.	Ø VAST. BOD	Ø PISTÓN	Z CARRERA STROKE	E	C	D	F	G	H	I	J	K	L	M	N _{rod}
B100/2	20	32	50 - 2000	125 + Z	52	M14x1,5	15	2	18	35	67	80	7	42	1/4
B101/2	22	40	50 - 2000	130 + Z	60	M16x1,5	15	2	22	40	82	100	9	50	3/8
B102/2	25														
B103/2	28														
B104/2	25	50	50 - 2000	129 + Z	75	M20x1,5	18	2	28	40	103	125	11	60	3/8
B105/2	28														
B106/2	30														
B107/2	34														
B108/2	30	60	50 - 2000	149 + Z	90	M27x2	20	2	36	58	120	145	13	70	3/8
B109/2	35														
B110/2	40														
B111/2	36	63	50 - 2000	149 + Z	90	M27x2	20	2	36	58	120	145	13	75	3/8
B112/2	40														
B113/2	45														
B114/2	35	70	50 - 2000	157 + Z	100	M27x2	24	2	36	58	130	160	15	80	3/8
B115/2	40														
B116/2	45														

Fuente: (Cilindros, 2013)

- Diseño de la placa de sujeción de los actuadores

En función de la brida de los actuadores y la longitud de la roll formadora, se establece una sección rectangular de dimensiones 200 x 1341 mm, de materiales ASTM A36. Como se muestra en la Figura 89-3.

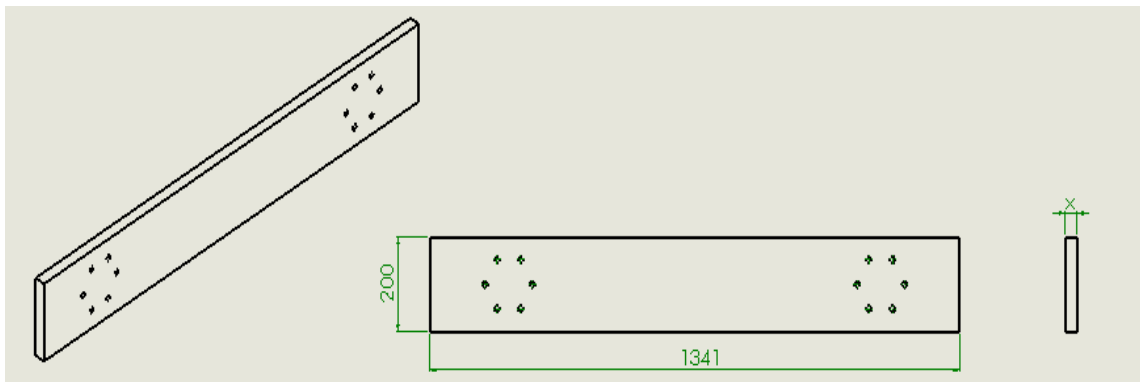


Figura 89-3: Placa de sujeción

Fuente: (Cilindros, 2013)

Esta placa estará sometida a flexión, cuyo esfuerzo se calculará mediante las fórmulas 71,72:

$$\sigma_f = \frac{M_f * c}{\frac{base * h^3}{12}}$$

Las fuerzas que actúan sobre la placa son las que se indican en la figura 123.

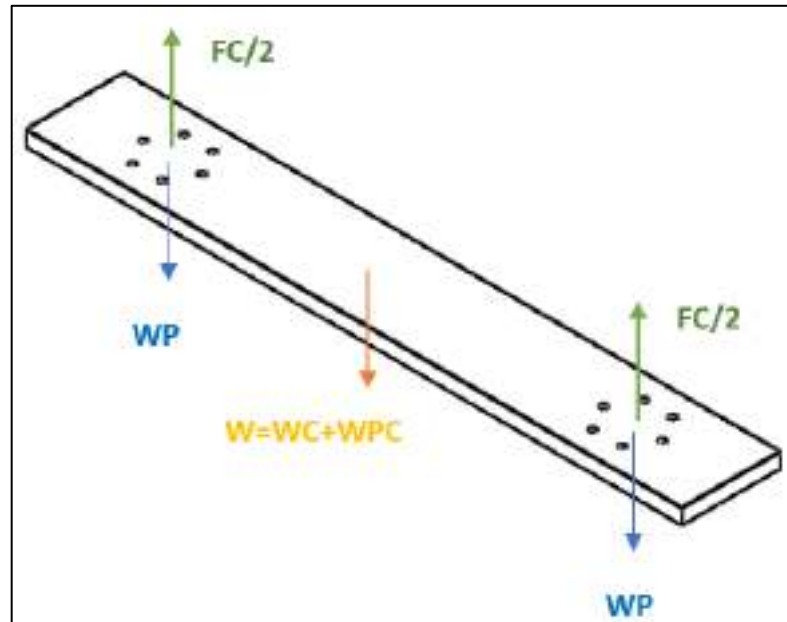


Figura 90-3: Fuerzas actuantes
Fuente: (Cilindros, 2013)

Si W = suma del peso de la cuchilla y porta cuchilla= 50 Kg, aplicando la fórmula 127 se calcula la fuerza que ejerce cada pistón.

$$F = \frac{FC}{2} - WP$$

$$F = \frac{16712,193}{2} \text{ N} - 108.094 \text{ N}$$

$$F = 8464,1905 \text{ N}$$

- Selección de la bomba.

Para la selección de la bomba se tomó el mayor valor recomendado en el capítulo 2, con este dato se determinó el tiempo de corte t_c , mediante la fórmula (138).

$$t_c = \frac{L_{plancha}}{V_c}$$

$$t_c = \frac{1.22 \text{ m}}{0.13 \frac{\text{m}}{\text{s}}}$$

$$t_c = 9.38 \text{ s}$$

El caudal se calculó mediante la fórmula 139, 140 como se indica.

$$Q = V * A$$

$$V = \frac{C_V}{t_c}$$

$$A = \pi * \frac{D^2}{4}$$

$$Q = \frac{C_V}{t_c} * \pi * \frac{D^2}{4}$$

$$Q = \frac{90 \text{ mm}}{10 \text{ s}} * \pi * \frac{(63 \text{ mm})^2}{4}$$

$$Q = 28055,207 \frac{\text{mm}^3}{\text{s}} \approx 1.683 \frac{\text{lt}}{\text{min}}$$

Al tratarse de dos cilindros este caudal se duplicará, por tanto, se tiene:

$$Q = 3.366 \frac{\text{lt}}{\text{min}}$$

La presión se calculó mediante la fórmula 142.

$$P = \frac{F_C}{A_p}$$

$$P = \frac{20054,63 \text{ N}}{\pi * \frac{(63 \text{ mm})^2}{4}}$$

$$P = 6.43 \text{ MPa} \approx 64.33 \text{ Bar} \approx 932.19 \text{ Psi}$$

Se seleccionó del catálogo Hi-Force HIDRAULIC TOOLS, una electrobomba de servicio normal y caudal medio con un rango de operación de 70 a 700 Bar, con un caudal de 0.65 a 7 l/min que opera con un motor de 1.5 KW \approx 2 HP. (Hi-Force, n.d.)

3.1.2.5. Diseño de la estructura base.

Para el diseño de estructura se escogió un perfil IPE, debido a su soporte estructural y previo estudio del mercado, esta se dimensiona en función del modelado de la roll formadora como se indica en la Figura 91-3.

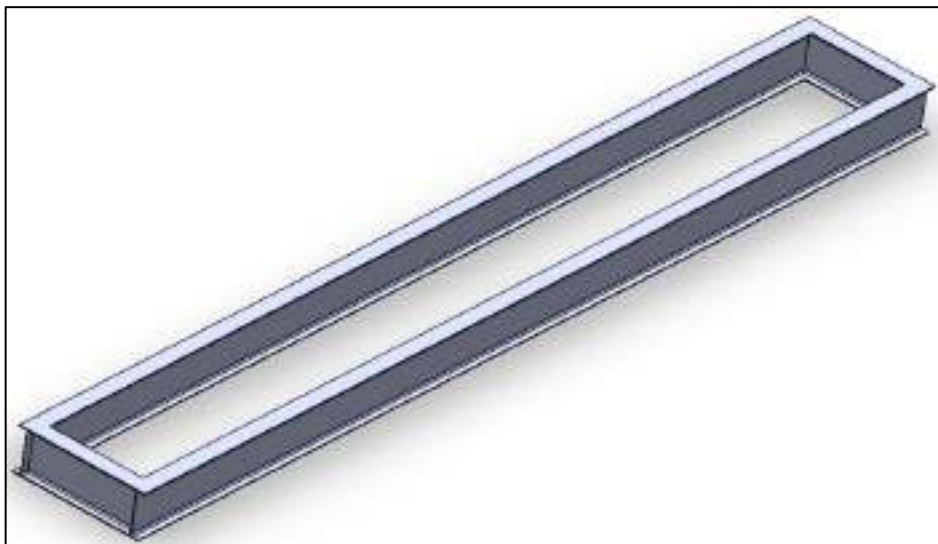


Figura 91-3: Estructura base

Fuente: Heredia, M.2020

La estructura deberá soportar todo el peso de la roll formadora que se indica en la Figura 92-3.



Figura 92-3: Tren de rodillos
Fuente: Heredia, M.2020

3.1.2.6. Diseño del tablero de potencia y control para la maquina roll formadora

Se diseñó un sistema de potencia y control básico, que ayudara a poner en movimiento el motor que se encuentra acoplado a la maquina roll formadora. Los elementos, partes y dispositivos de conexión, están alojados dentro de una caja o gabinete metálico el cual cumplirá la función específica de arranque y control de la máquina.

- **Selección del motor**

Para la selección del motor se consideró algunas características tales como, la tensión de servicio, la clase de corriente, la frecuencia y el número de fases. En el apartado anterior de este estudio, se calculó la potencia del motor obteniéndose como resultado un valor de 10 HP, aproximadamente igual a 7.46 Kw. Para el arranque de la roll formadora se seleccionó un motor con los siguientes parámetros industriales que se detallan en la Tabla 32-3.

Tabla 32-3: Características del motor eléctrico
Características del motor eléctrico

Potencia del motor	10 HP
Voltaje	220 V
Fases	3 F
Frecuencia	60 Hz

Fuente: Heredia, M.2020

En el sector comercial existen motores de diversas marcas y especificaciones técnicas, por lo cual se seleccionó el motor estándar con aplicación al sector industrial que se indica en la Tabla 33-3.

Tabla 33-3: Características técnicas del motor seleccionado



Fuente: (Motors, n.d.)

- Diagrama de control y fuerza

En las Figuras 93-3 a y b, se representa la parte 1 y 2 del diseño de los elementos y conexiones eléctricas para el arranque de la máquina. Los planos están diseñados bajo la norma DIN.

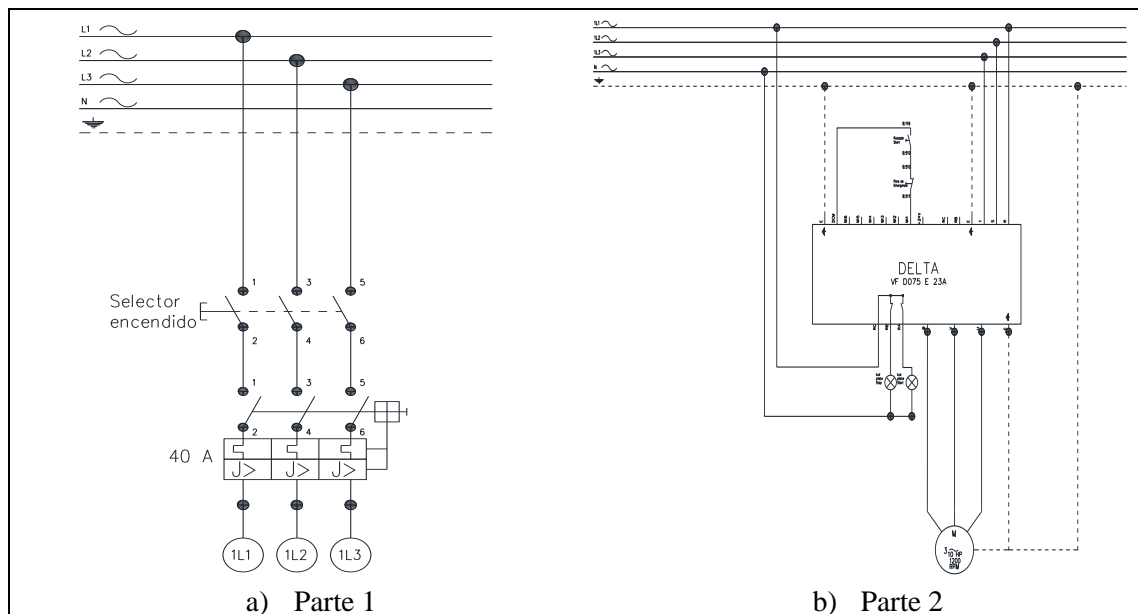


Figura 93-3: Diseño del sistema de arranque y control de la roll formadora

Fuente: Heredia, M.2020

En el esquema de control y fuerza, se distinguen los elementos que se usaran para el arranque y control de la máquina, siendo estos, un selector principal para el encendido, una protección térmica trifásica, un variador de frecuencia, un pulsador o paro de emergencia (STAR- STOP) y las luces indicadoras.

- Tablero de control y fuerza

El tablero de control que se indica en la Figura 94-3, es una caja o gabinete metálico que almacena a los dispositivos como control, conexión, protección, medición, alarma y señalización, con todos los soportes, los cuales cumplen la función específica, de dar funcionamiento a la máquina rol formador. Este tablero está diseñado para realizar el arranque del motor de 10 HP, 220/3/60 a través de un variador de frecuencia.

- Luz piloto roja "FALLA" (Falla térmica o sobrecarga)
- Luz piloto verde "ENCENDIDO" (Maquina Rol formadora encendida)
- Selector principal "AUTO OFF MAN" (Selector del modo de trabajo)
- Pulsador "EP" (Paro de emergencia)



Figura 94-3: Diseño del tablero de control
Fuente: Heredia, M.2020

- Luces indicadoras

En el tablero de la Figura 94-3, se encuentran dos tipos de luces indicadoras, la de color verde que indica que el sistema se encuentra operativo, si se enciende la de color rojo señala algún mal funcionamiento eléctrico en el sistema, falla térmica o sobrecarga.

- Selector principal de encendido

Al posicionar el selector de tres posiciones del tablero mostrado en la Figura 95-3, "AUTO/OFF/MAN" ubicado en la parte intermedia del tablero, "MAN" realiza el arranque de la máquina a plena carga. La parada del motor se hace cambiando a la posición de "OFF".

En cambio, al ubicar el selector en la posición "AUTO" se puede programar el variador, para que tenga un arranque y un paro secuencial y suave.

- Protección térmica

Los elementos que se usan para la protección del motor contra sobrecarga o sobre corriente, se calculan con una capacidad suficientemente mayor, para resistir el amperaje de arranque del motor, hasta que llegue a su velocidad nominal, se escogió una protección térmica de 40 amperios.

- Arranque por variador de frecuencia

El arranque de la roll formadora se llevará a cabo mediante el uso de un variador de frecuencia, con el cual se puede regular esencialmente la velocidad de giro del motor y optimizar el consumo de energía.

Por lo que se seleccionó un variador básico, suficiente para solventar las necesidades del motor como se detalla en la Tabla 34-3.

Tabla 34-3: Selección del variador trifásico

CÓDIGO	DESCRIPCIÓN (FRECUENCIA MÁXIMA 600 Hz)	VOLTAJE DE FUNCIONAMIENTO	POTENCIA (TORQUECTE)	GRADO IP	PRECIO
VARIADOR DE FRECUENCIA					
A-1000	VFD 007 EL 25A	MONOFÁSICO 100 - 120 VAC	1 HP - 0.75 KW	IP 20	214.82
A-1004	VFD 007 EL 25A	MONOFÁSICO 200 - 240 VAC	1 HP - 2.2 KW		267.69
A-1010	VFD 007 EL 23A	TRIFÁSICO 200 - 240 VAC	1 HP - 2.2 KW	IP 20	261.41
A-1011	VFD 015 EL 23A		2 HP - 1.5 KW		215.88
A-1012	VFD 022 EL 23A		3 HP - 2.2 KW		417.91
A-1013	VFD 037 EL 23A		5 HP - 3.7 KW		448.95
A-1020	VFD 055 E 23A		7.5 HP - 5.5 KW		678.90
A-1021	VFD 075 E 23A	TRIFÁSICO	10 HP - 7.5 KW		969.90
A-1022	VFD 110 E 23A	200 - 240 VAC	15 HP - 11 KW	IP 20	1,367.90



Fuente: (ELECTRONICS)

- Control (Pulsador STAR-STOP EMERGENCIA)

En la parte inferior del tablero de la Figura 34-3, se instaló un botón PUSH/PULL, ‘‘PE’’, que puede ser accionado para algún paro emergencia. Al desactivar el botón, el sistema reinicia automáticamente.

- Diámetro del cable de alimentación

Se calculó el diámetro de cable para la acometida principal en base a la fórmula de potencia eléctrica trifásica para corriente alterna que se muestra a continuación.

$$P = \sqrt[3]{3} V.I.Fp$$

En dónde:

P = Potencia = 7460 w.

V = Voltaje = 220 v.

I = Amperaje en A.

Fp = Factor de potencia del motor = 0.85

Reemplazando valores y resolviendo se tiene:

$$I = \frac{P}{V \cdot Fp \sqrt[3]{3}}$$

$$I = \frac{7460}{220 \times 0.85 \times \sqrt[3]{3}}$$

$$I = 23.032 \text{ A}$$

Al valor obtenido se multiplica por un factor de seguridad de 1.20

$$I = 23.032 \text{ A} \times 1.20$$

$$I = 27.64 \text{ A}$$

Una vez encontrado el valor del corriente consumido por el motor, a partir de la descripción realizada en la Tabla 35-3, se realizó la selección del cable de cobre con un calibre 10 AWG.

Tabla 35-3: Selección del calibre del alimentador para el motor trifásico

Amperaje que soportan los cables de cobre					
Nivel de temperatura:	60°C	75°C	90°C	60°C	
Tipo de aislante:	TW	RHW, THW, THWN	THHN, XHHW-2, THWN-2	SPT	
Medida / calibre del cable	Amperaje soportado			Medida / calibre del cable	Amperaje soportado
14 AWG	15 A	15 A	15 A	20 AWG	2 A
12 AWG	20 A	20 A	20 A		
10 AWG	30 A	30 A	30 A	18 AWG	10 A
8 AWG	40 A	50 A	55 A		
6 AWG	55 A	65 A	75 A	16 AWG	13 A
4 AWG	70 A	85 A	95 A		
3 AWG	85 A	100 A	115 A	14 AWG	18 A
2 AWG	95 A	115 A	130 A		
1 AWG	110 A	130 A	145 A	12 AWG	25 A
1/0 AWG	125 A	150 A	170 A		
2/0 AWG	145 A	175 A	195 A		
3/0 AWG	165 A	200 A	225 A		
4/0 AWG	195 A	230 A	260 A		

Fuente: (BlogspotElectricocable., s.f.)

3.1.3. Modelación de los elementos de la máquina.

Una vez realizado el cálculo y la selección de materiales para cada componente, se digitalizaron los mismos haciendo uso de la herramienta computacional CAD (software SolidWorks), como se indica en la figura 128, donde se muestran los elementos más relevantes.

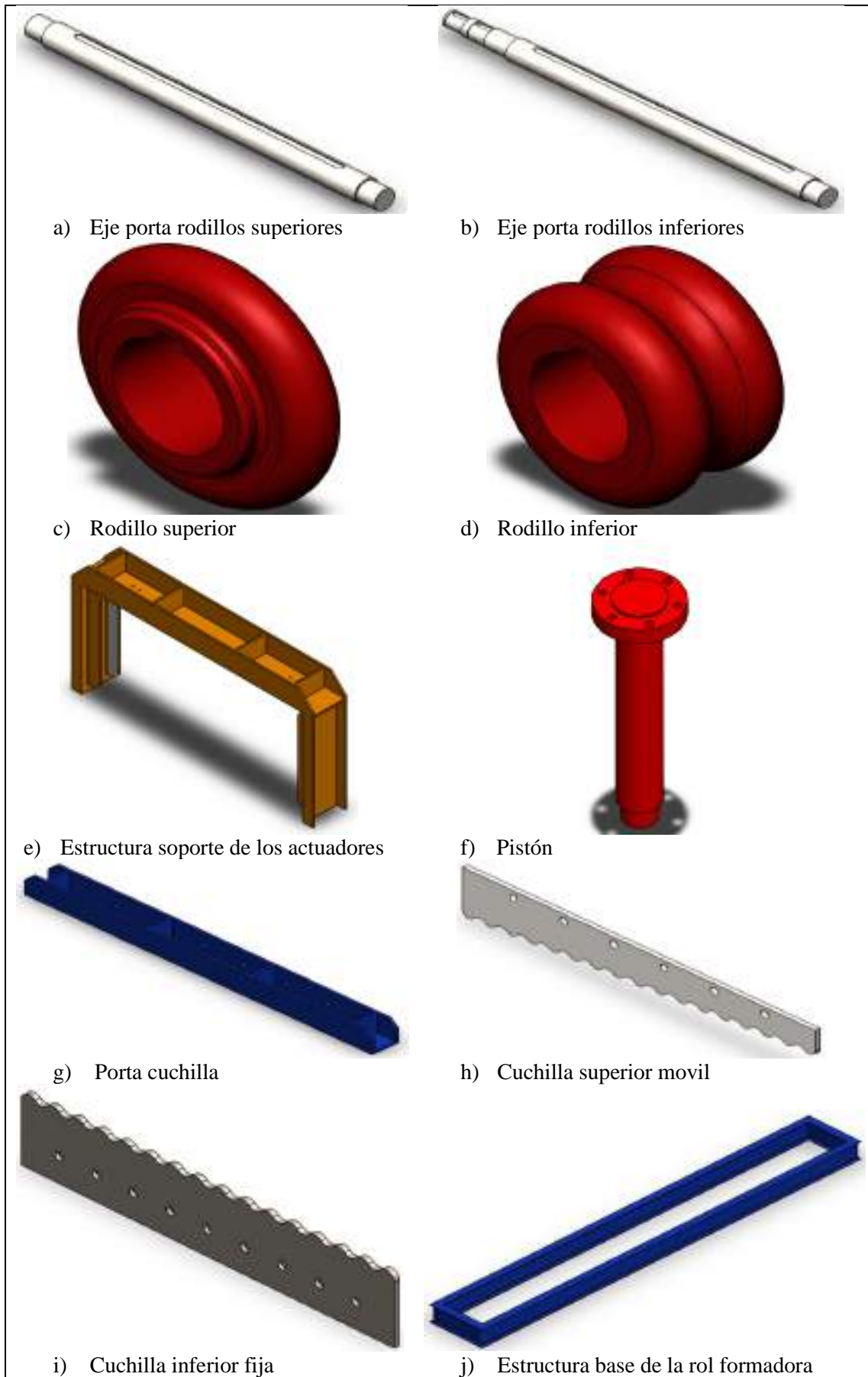


Figura 95-3: Componentes de la roll formadora
 Fuente: Heredia, M.2020

CAPÍTULO IV

4. RESULTADOS Y DISCUSIÓN

4.1. Resultados

Posteriormente los componentes digitalizados, se ensamblaron respectivamente mediante la opción ensamblaje que ofrece el software SolidWorks, obteniéndose, así como resultado final el diseño de la roll formadora que se indica en la Figura 1-4, aquí se puede apreciar también que la plancha galvanizada, inicialmente es conformada por los rodillos centrales y a medida que sigue entrando comenzara a conformar el resto de la plancha de adentro hacia fuera obteniendo un corrugado uniforme.

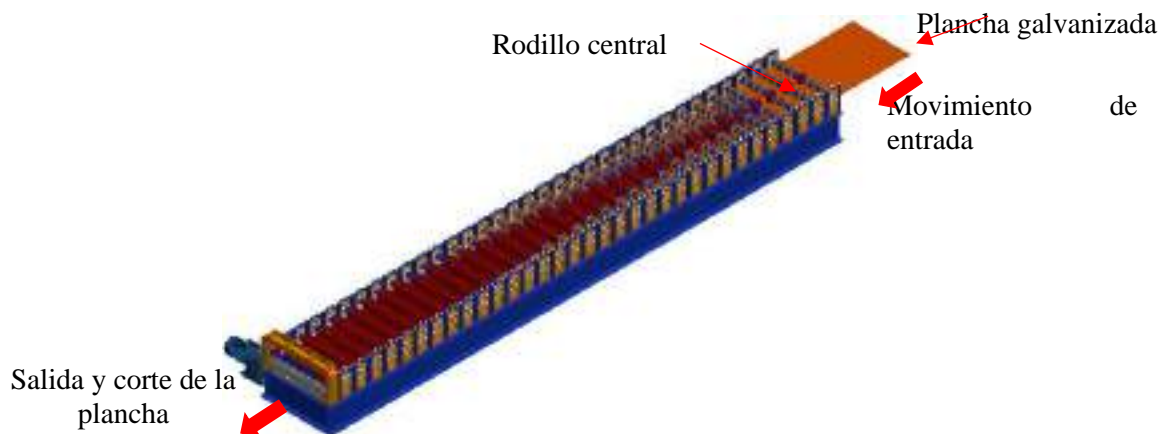


Figura 1-4: Modelo final

Fuente: Heredia, M.2020

La validación de sus componentes y funcionamiento, se realizó mediante la herramienta computacional CAE (software ANSYS), como se describe a continuación en cada ítem.

4.1.1. Validación de componentes y simulación del funcionamiento.

- Validación del Diagrama de flor

En la Figura 2-4, se muestra la plancha previa al análisis, con dimensiones de 1220x2440 mm, espesor igual a 2.8 mm, esfuerzo de fluencia = 250 MPa y esfuerzo ultimo =310 MPa.

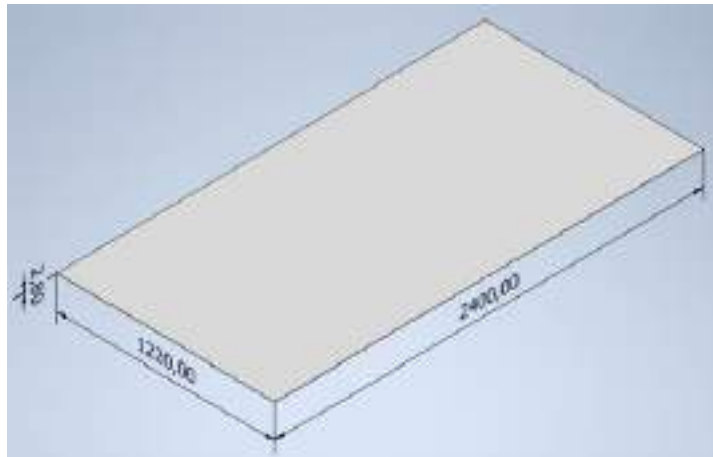


Figura 2-4: Dimensiones de la plancha

Fuente: Heredia, M.2020

Debido a la capacidad excesiva, de recursos computacionales necesarios para la simulación de la deformación de la plancha completa, se analizó el modelo simplificado mostrado en la Figura 3-4.

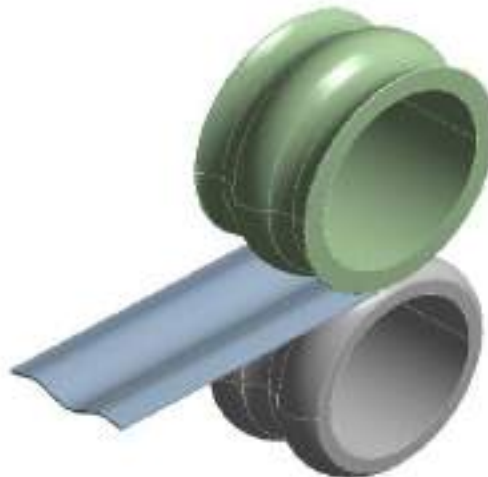


Figura 3-4: Modelo simplificado

Fuente: Heredia, M.2020

A través del software ANSYS, módulo “static structural”, se ratifica que el proceso de deformación de la lámina, se cumple al evaluar el esfuerzo de fluencia del material con respecto al obtenido en el software, para ello se realizaron simulaciones consecutivas de las diferentes etapas de deformación, verificando que estas sean permanentes en la plancha.

El esfuerzo equivalente de Von Mises obtenido en el software en cada etapa se indica en la Figura 4-4, este es cercano al esfuerzo de fluencia del material, sin llegar al esfuerzo último (310Mpa), caso contrario denota una rotura de la plancha.

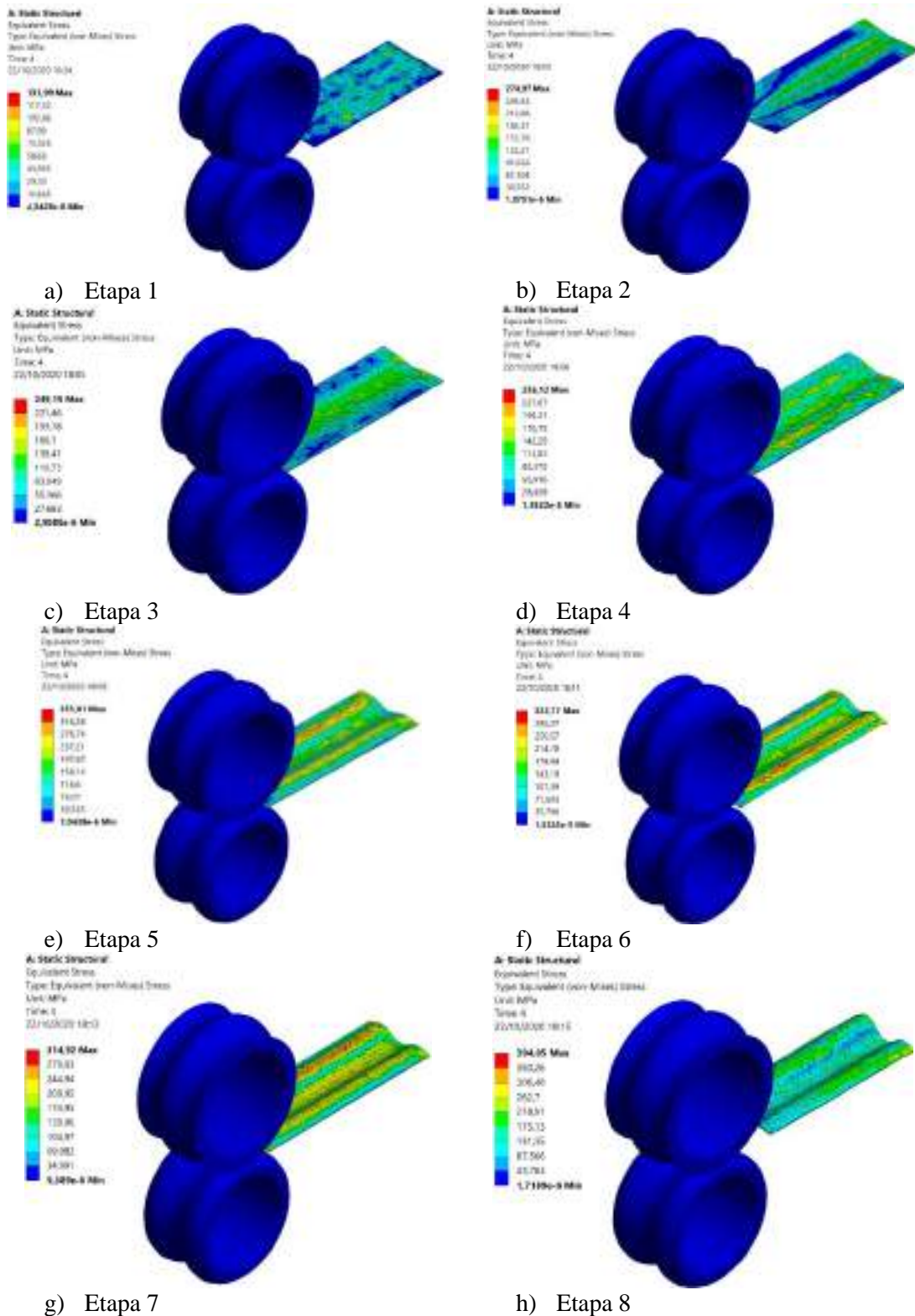


Figura 4-4: Etapas de modelado del diagrama de flor

Fuente: Heredia, M.2020

Como se observa en la Tabla 1-4, los valores obtenidos son menores que el valor del esfuerzo último del material, lo que indica que la plancha de acero no sufre rotura y se deforma la hondura requerida en cada paso, a partir de la quinta etapa se consiguen valores de deformación permanentes al romper el límite de fluencia, además se observan valores mayores al esfuerzo

último del material, estos no son significativos de acuerdo a la gráfica de colores, ya que se encuentran localizados en sectores pequeños de la plancha.

Tabla 1-4: Análisis del esfuerzo equivalente máximo de Von Mises en cada etapa.

No. de etapas	1	2	3	4	5	6	7	8
Esfuerzo equivalente máx. de Von Mises. (MPa)	131.9	274.97	249.15	256.12	355.61	322.17	314.92	394.05

Fuente: Heredia, M.2020

Luego de realizar las ocho pasadas por los rodillos, se obtiene la plancha corrugada que se indica en la Figura 5-4 a, con una profundidad de 15.2mm y altura igual a 18mm, el detalle del perfil se observa en la Figura 5-4 b.

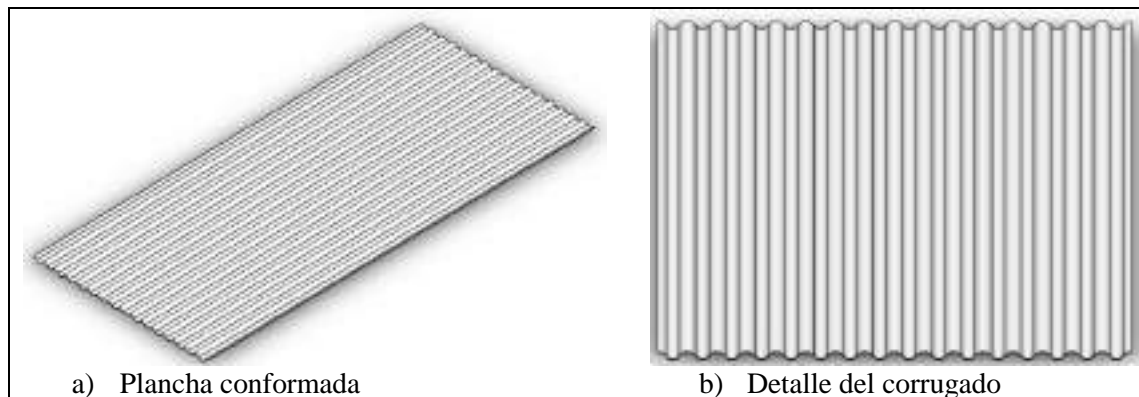


Figura 5-4. Plancha manufacturada

Fuente: Heredia, M.2020

- Validación de la placa porta cuchilla

Con las fuerzas encontradas en el apartado “Diseño de la placa de sujeción de los actuadores del capítulo 3”, se analizó la placa porta cuchilla realizando primero un análisis de convergencia del mallado, el cual tiene por misión garantizar la calidad de malla y a través de esto garantizar que los resultados sean los correctos (ver Figura 6-4).

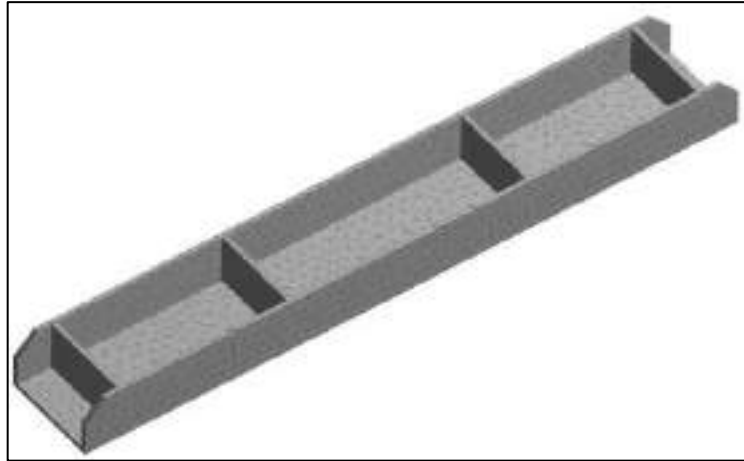


Figura 6-4: Análisis de mallado
Fuente: Heredia, M.2020

Una vez obtenido el tamaño correcto de los elementos en la malla, se analizó el factor de seguridad obteniéndose los resultados que se indican en la Figura 7-4, donde se concluyó que es aceptable.

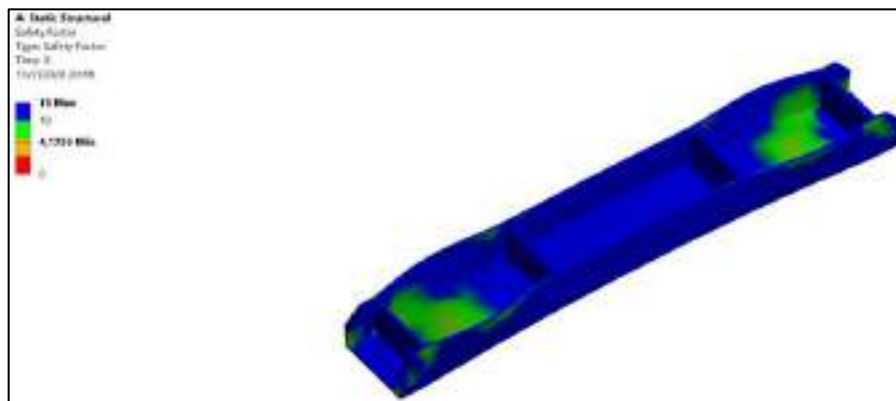


Figura 7-4: Factor de seguridad – análisis estático.
Fuente: Heredia, M.2020

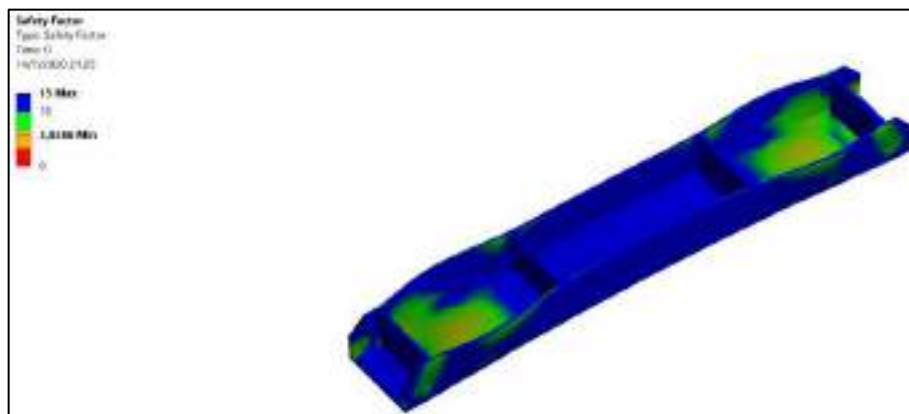


Figura 8-4: Factor de seguridad – análisis dinámico.
Fuente: Heredia, M.2020

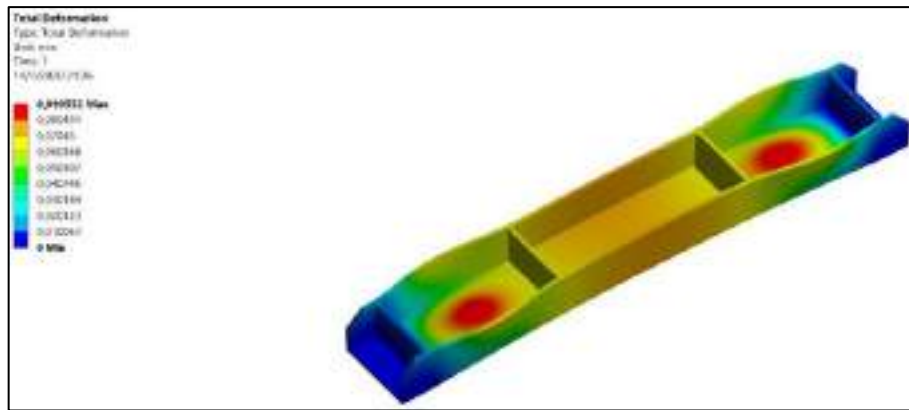
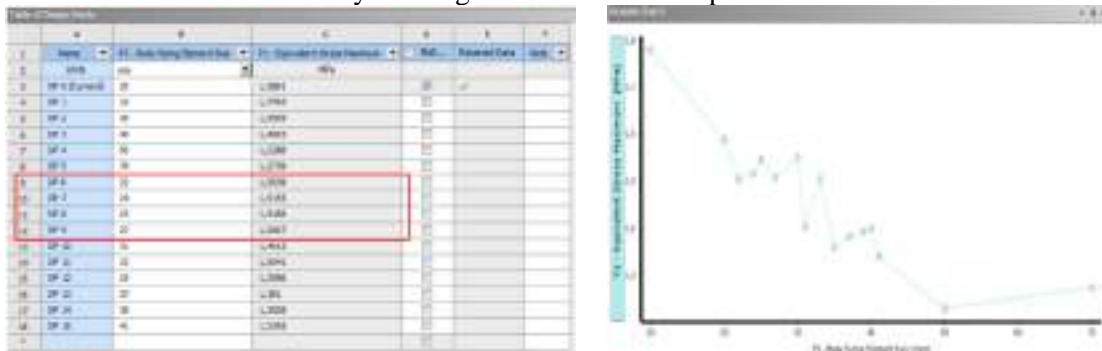


Figura 9-4: Deformación
Fuente: Heredia, M.2020

- **Validación de la estructura base**

El comportamiento de la estructura base se analiza de igual forma, realizando primero un análisis del tamaño de malla como se muestra en la Tabla 2-4.

Tabla 2-4: Tamaño de malla y convergencia de la curva respectivamente



Fuente: Heredia, M.2020

El análisis de convergencia, muestra que el tamaño correcto para el análisis de la estructura es de 20 a 30 mm, donde se obtienen los resultados que se indican en la figura 10-4.

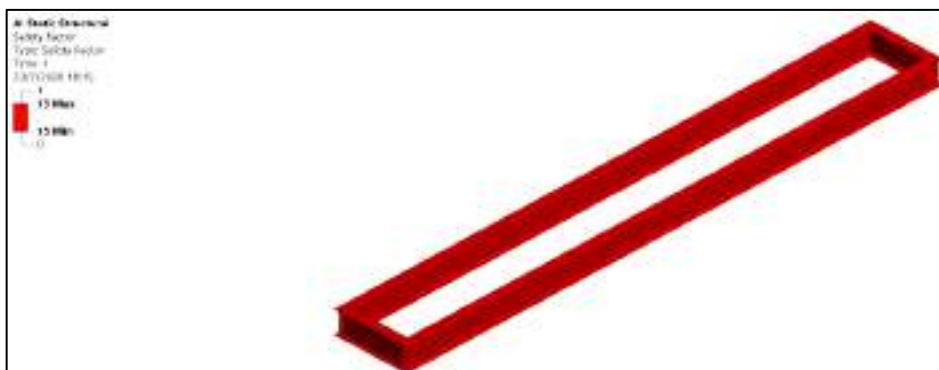


Figura 10-4: Factor de seguridad – análisis estático.
Fuente: Heredia, M.2020

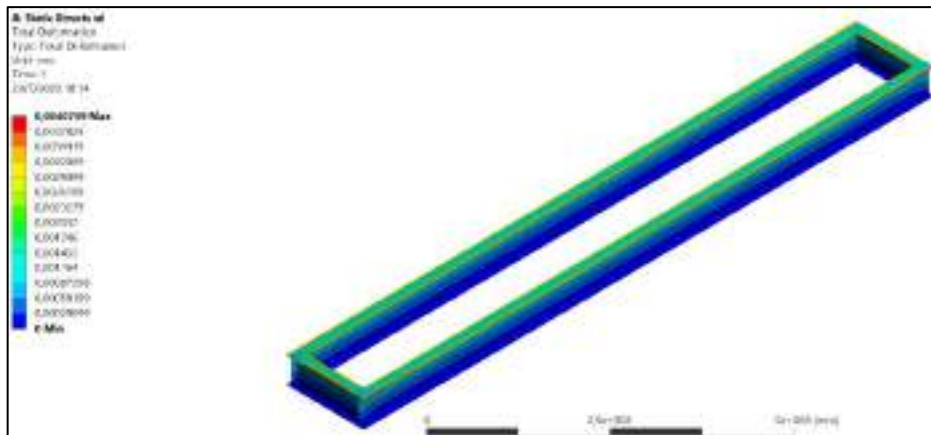


Figura 11-4: Deformación.

Fuente: Heredia, M.2020

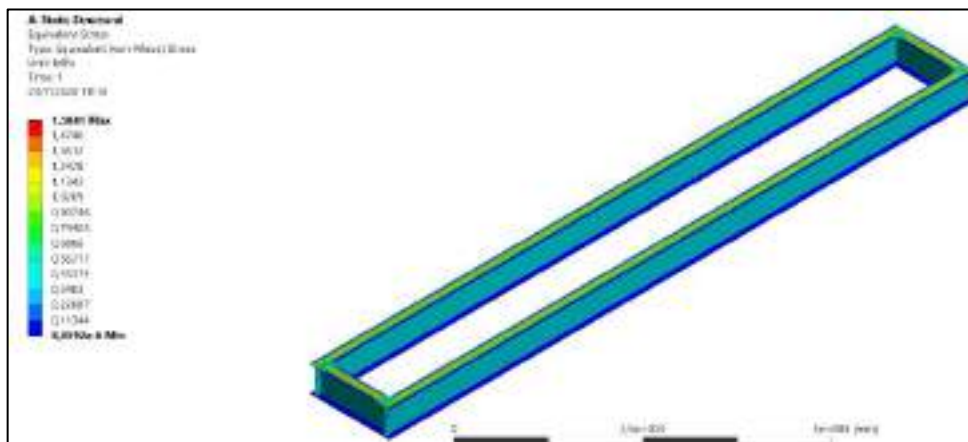


Figura 12-4. Esfuerzo máximo

Fuente: Heredia, M.2020

4.2. Discusión

Las planchas metálicas de espesores (0,5-1) mm, son conformadas mediante diversas máquinas y métodos, de aquí surge la necesidad de innovar un diseño capaz de conformar planchas galvanizadas de 2.8mm de espesor, ya que el país no cuenta con máquinas de este tipo, y anteriormente no se han realizado estudios que permitan implementarlas.

Por tanto, para satisfacer esta necesidad, se ha desarrollado en este estudio el diseño de una maquina roll formadora capaz de conformar espesores de 2.8mm, la geometría del perfil modelado, permite que las cargas se distribuyan uniformemente por toda la superficie de la plancha corrugada y así ofrezca buena resistencia a las demandas requeridas, por ejemplo, se puede utilizar como silos para el almacenamiento de granos.

Este estudio se inició analizando el proceso de conformado más conveniente, como también los parámetros de cálculo a considerar en base a estudios anteriores, la digitalización y validación se realizó mediante herramientas computacionales, en consecuencia, de esto se finiquita que, en el país se puede implementar y satisfacer demandas que requiere el mercado mediante nuevos diseños y tecnología, utilizando recursos nacionales que ayuden en gran medida al desarrollo de la matriz productiva.

CAPÍTULO V

5. PROPUESTA

5.1. Simulación de los procesos de manufactura

De acuerdo con los resultados obtenidos y validados en el capítulo 4, se propone manufacturar cada componente de la rol formadora, mediante el uso de la herramienta computacional CAM (software siemens Nx), este software nos permite configurar los códigos de coordenadas que cada elemento requiere para su manufactura y en base a esto simular y corregir el proceso, como paso final se envía esta información a un torno CNC, que es el encargo de llevar a la realidad los elementos mediante mecanizado. A continuación, se resume la manufactura de cada elemento, debido a que la configuración de los códigos es demasiado extensa, por lo que no se cita en este capítulo, pero se encuentra sustentada en los archivos que serán entregados al "IPEC".

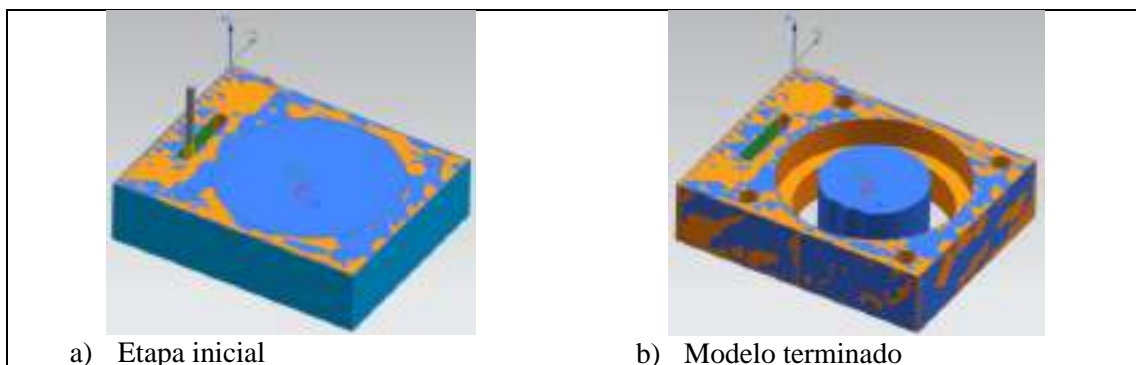


Figura 1-5: Simulación de manufactura de la caja de rodamientos

Fuente: Heredia, M.2020

- Caja de rodamientos inferior

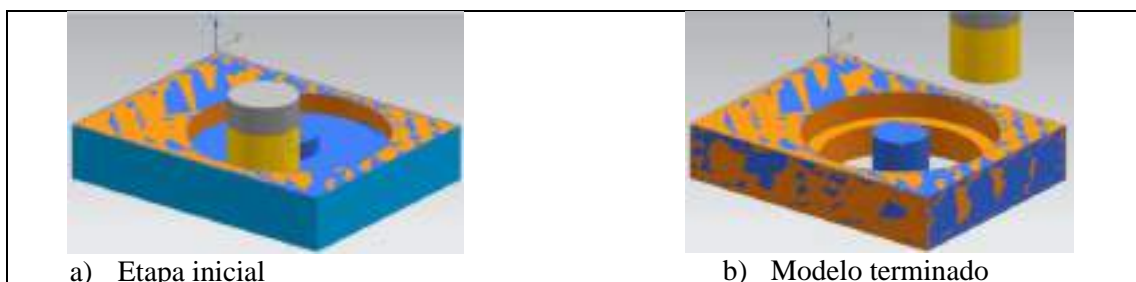


Figura 2-5: Simulación de manufactura de la caja de rodamientos inferior

Fuente: Heredia, M.2020

- Cuchilla superior

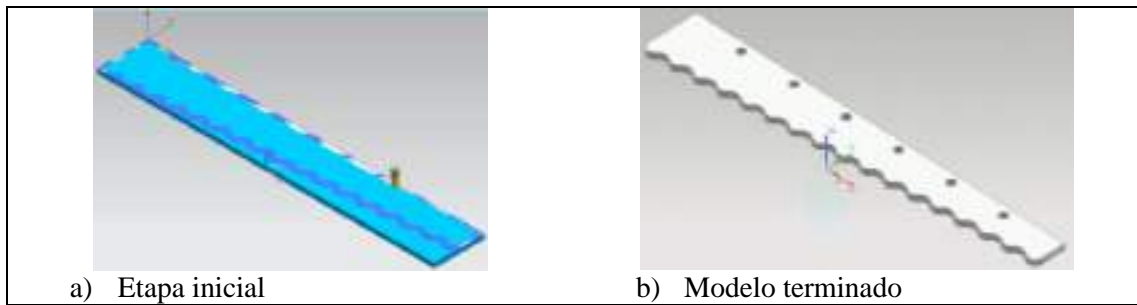


Figura 3-5: Simulación de manufactura de la cuchilla superior

Fuente: Heredia, M.2020

- Cuchilla inferior

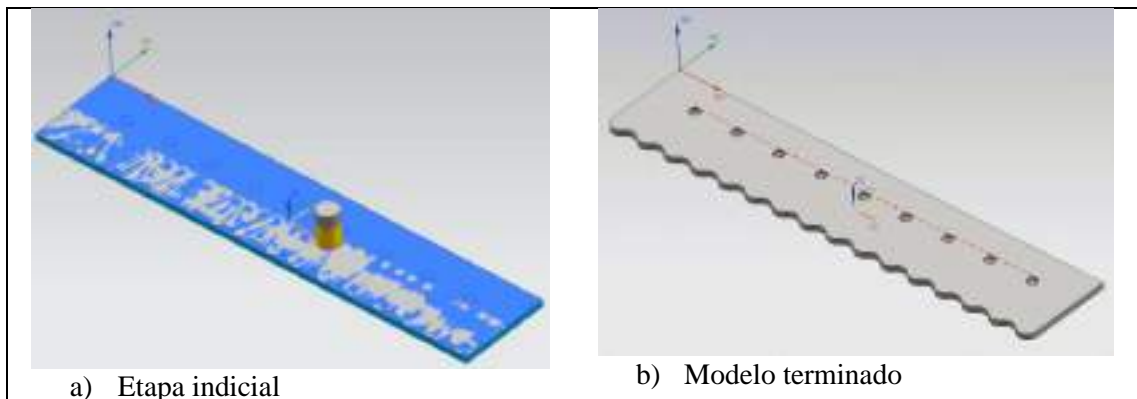


Figura 4-5: Simulación de manufactura de la cuchilla inferior

Fuente: Heredia, M.2020

- Eje inferior

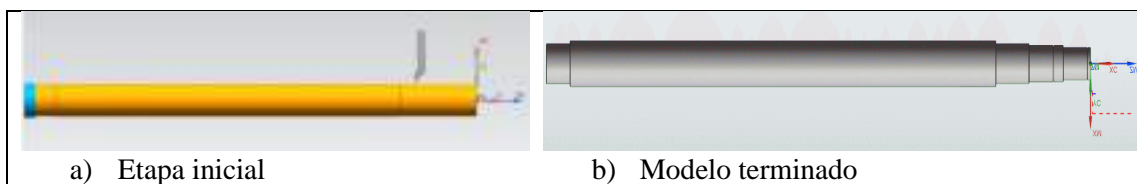


Figura 5-5: Simulación de manufactura del eje inferior

Fuente: Heredia, M.2020

- Eje superior

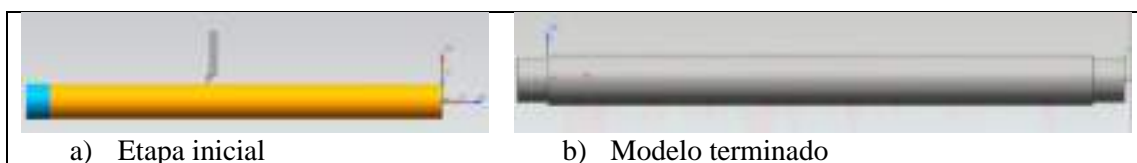


Figura 6-5: Simulación de manufactura del eje superior

Fuente: Heredia, M.2020

- Rodillo

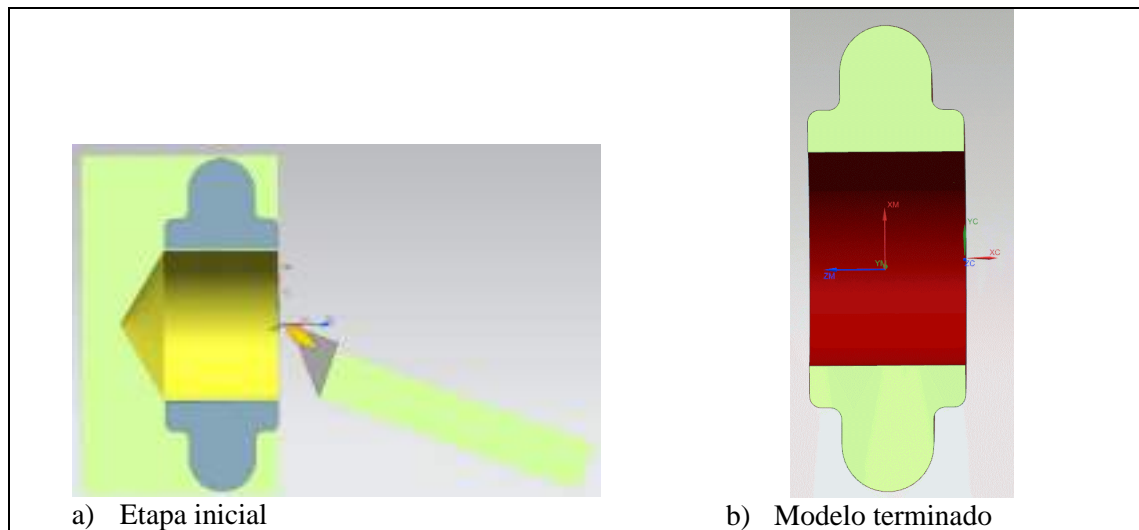


Figura 7-5: Simulación de manufactura del rodillo

Fuente: Heredia, M.2020

- Rodillo inferior

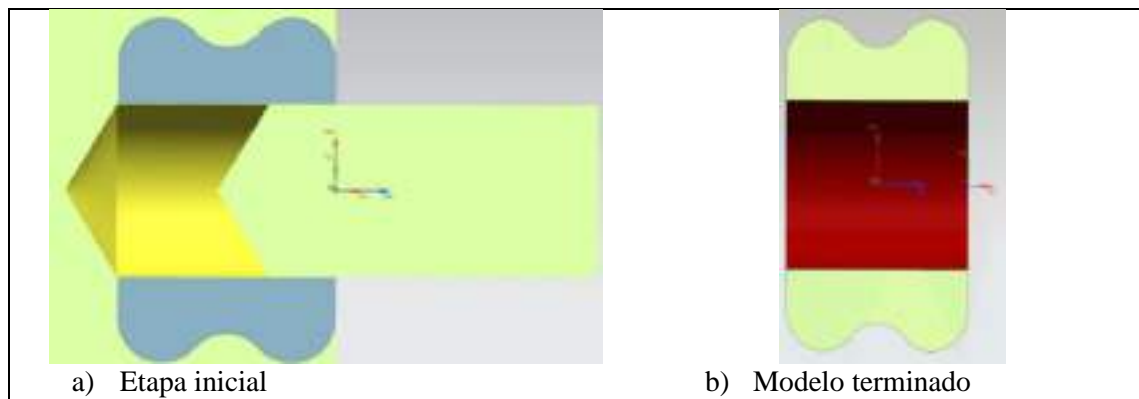



Figura 8-5: Simulación de manufactura del rodillo inferior

Fuente: Heredia, M.2020

- Proceso de soldadura

El proceso de soldadura para la base de la roll formadora se propone realizarlo de acuerdo a las especificaciones que se detallan a continuación en la Tabla 1-5.

Tabla 1-5: Procedimiento de soldadura

 Rol formadora		ESPECIFICACION DE PROCEDIMIENTO DE SOLDADURA (WPS) (CODIGO DE SOLDADURA ESTRUCTURAL ACERO CARBONO - AWS D1.1)						
Nombre del proyecto: <u>Los nuevos planes de acero galvanizado</u> Por: <u>MIGUEL HEREDIA</u>		Espec. de Procedimiento N°: <u>WPS-SMAW-2020-05</u> Fecha: <u>5/1/2020</u> Numero N°: <u>1</u>		Soportado por PQR N°: <u>PQR-SMAW-2020-05</u> Fecha: <u>5/1/2020</u> Revolucion N°: <u>1</u>				
Proceder de sold: <u>SMAW-PORTIL IPC 001</u> Tipo (X): <u>Automatica</u>								
DISEÑO DE LA UNION Tipo: UNION TIPO T FILETE Densidad <input checked="" type="checkbox"/> Dobla <input type="checkbox"/> Respaldo: SI <input type="checkbox"/> NO <input checked="" type="checkbox"/> Material de Respaldo: <u>SIN RESPALDO</u> Separación de la raíz: FILETE <input type="checkbox"/> Hombro FILETE <input type="checkbox"/> Angulo de la union: <u>90°</u> R200 FILETE <input type="checkbox"/> Ganancia de raíz: SI <input type="checkbox"/> NO <input checked="" type="checkbox"/> Método:		POSICION Posicion de Ranura: <u>1F</u> Filete: <u>No aplica</u> Progresion: <u>Ascendente</u> <input checked="" type="checkbox"/> <u>Descendente</u> <input type="checkbox"/>		CARACTERISTICAS ELECTRICAS Modo de Transferencia (SAR): Corto Circuito <input type="checkbox"/> <u>CEBULLA</u> <input checked="" type="checkbox"/> <u>SDG</u> <input type="checkbox"/> Corriente: <u>CA</u> <input type="checkbox"/> <u>CCDP</u> <input checked="" type="checkbox"/> <u>CCEN</u> <input type="checkbox"/> Otras:				
METALES BASES Especificacion: <u>ACTM A 36</u> Tipo o Grado: <u>POR NORMA ASTM</u> Espesor nominal: <u>10.2</u> mm		TECNICA Aplicacion: <u>RAIDA OSCILANTE</u> <u>RECTA Y OSCILANTE</u> Paso sencillo o multiple: <u>MULTIPLE</u> Numero de alambros: <u>UNO</u> Espaciamiento entre electrodos: Longitudinal LATERAL Angulo Distancia tubo de contacto - Pico: Variable: Limpieza entre pasos: <u>CERILLADO</u>						
METALES DE SOPORTE Especificacion AWS: <u>A5.1F</u> Clasificación AWS: <u>EL-12</u>		TRATAMIENTO TERMICO Temperatura: Tiempo:						
PROTECCION DEL ARCO Fundente: <u>Gas</u> Envoltura Fundente (W660): <u>F-704-EL5</u> Composición: <u>100%</u> Flujo: <u>10/20 lbs-lbs</u> T. de la copa: <u>15 - 25mm</u>		PRECALENTAMIENTO T° de precalentamiento: T° entre pasadas min:						
PROCEDIMIENTO DE SOLDADURA								
PASO N°	PROCESO	MATERIAL SOPORTE		CORRIENTE		VOLT Rango	VELOCIDAD DE AVANCE (PULG/MIN)	DETALLE DE LA UNION
		CLASE	DIAMETRO	TIPO Y POLARIDAD	Imp. Range			
1	ONAMI	EL-12	1/8"	DCSP	300-400	27-32	11" - 20"	
2	ONAMI	EL-12	1/8"	DCSP	300-400	27-32	11" - 20"	
3 etc	ONAMI	EL-12	1/8"	DCSP	300-400	27-32	11" - 20"	
Miguel Heredia Teletsa								

Fuente: Heredia, M.2020

5.2. Análisis de costos de la maquina roll formadora

Se detalla a continuación, todos los costos que involucra la construcción de la máquina roll formadora, los cuales serán analizados en dos partes, costos directos e indirectos:

- Costos directos

Dentro de este tipo de costos, se tiene: materia prima, mano de obra, máquinas y herramientas.

- Costos de materia prima

En la Tabla 2-5, se muestra los materiales con los que se construirá la roll formadora, en la misma que se detalla cantidad, costo unitario y total.

Tabla 2-5: Costos de materia prima

ITEM	DESCRIPCIÓN DEL RUBRO	CANTIDAD	UNIDAD	PRECIO UNITARIO (USD)	TOTAL (USD)
A.- MATERIA PRIMA					
A.1	Plancha de acero ASTM A-36. Dimensiones, 1130 X 600 X 6 mm	32.00	Kg	1.05	33.60
A.2	Plancha de acero ASTM A-36. Dimensiones, 2440 X 1220 X 10 mm	701.00	Kg	1.05	736.05
A.3	Plancha de acero ASTM A-36 Dimensiones, 1220 X 1200 X 20 mm	234.00	Kg	1.05	245.70
A.4	Plancha de acero ASTM A-36. Dimensiones, 2000 X 1220 X 50 mm	916.00	Kg	1.05	2.011.80
A.5	Plancha de acero AISI D3. Dimensiones, 1220 X 500 X 15 mm	71.00	Kg	4.70	33.70
A.6	Eje de acero ASTM A-36. Diámetro 60 mm, longitud 6 m	849.00	Kg	1.05	891.45
A.7	Eje de acero AISI 4140. Diámetro 95 mm, longitud 6 m	1.336.00	Kg	2.60	3.473.60
A.8	Tubo estructural ASTM A-36. Diámetro 90 mm, longitud 6 m	7.00	Kg	1.05	7.35
A.9	Tubo de acero AISI 4140. Diámetro 180 mm, longitud 6 m	14.00	Kg	2.60	36.40
A.10	Tubo de acero AISI 4140. Diámetro 230 mm, longitud 6 m	23.00	Kg	2.60	59.80
A.11	Tubo de acero AISI 1020. Diámetro 95 mm, espesor 10 mm, longitud 6 m	148.00	Kg	2.60	384.80
A.12	Perfil laminado IPE 500	4.00	U	127.00	508.00
A.13	Material menudo (Electrodo de soldadura, disco de corte, broca, refrigerante, guaípe, pintura, etc.)	1.00	U	346.00	346.00
B.- EQUIPAMIENTO					
B.1	Motor eléctrico de 10 HP, 220/3/60	1.00	U	3,685.00	3,685.00
B.2	Moto reductor de 7.5 Kw	1.00	U	1,181.56	1,181.56
B.3	Sistema de transmisión (Incluye, Ruedas dentadas, y cadenas)	1.00	U	1,484.33	1,484.33
B.4	Bomba Hidráulica	1.00	U	945.76	945.76
B.5	Tablero de control (Incluye, breakers, guardamotor, variador de velocidad, botonera y luces)	1.00	U	2,357.88	2,357.88
B.6	Rodamiento NTN NU2216E	132.00	U	36.43	4,808.76
B.7	Anillo de sujeción ROTO-CLIP SH-255	133.00	U	4.32	574.56

B.8	Actuador 8113/Z	2.00	U	135.58	271.16
B.9	Perno M8 X 1.25 X 40	12.00	U	0.27	3.24
B.10	Perno M24 X 3 X 35	132.00	U	1.37	180.84
B.11	Perno M16 X 2 X 25	9.00	U	1.12	10.08
B.12	Perno M20 X 2.5 X 25	6.00	U	1.10	6.60
B.13	Perno M24 X 3 X 120	66.00	U	1.32	87.12
TOTAL (USD)					24,665.14

Fuente: Heredia, M.2020

En la Tabla 3-5, se describen los costos de mano de obra, máquinas y herramientas

Tabla 3-5: Costos de máquinas y herramientas

ITEM	DESCRIPCIÓN DEL RUBRO	NUMERO DE HORAS	COSTO X HORA (USD)	TOTAL
A.- MÁQUINA HERRAMIENTA				
A.1	Torno	130.00	7.00	910.00
A.2	Centro de mecanizado CNC	490.00	19.00	9,310.00
A.3	Fresadora	90.00	7.00	630.00
A.4	Cortadora de plasma	80.00	3.00	240.00
A.5	Cortadora de cinta	70.00	2.10	147.00
A.6	Soldadora eléctrica	15.00	8.00	120.00
A.7	Rectificadora	20.00	1.50	30.00
A.8	Esmeril	20.00	1.00	20.00
A.9	Taladro	20.00	1.00	20.00
A.10	Amoladora	20.00	1.10	22.00
A.11	Herramienta menor	400.00	0.80	320.00
TOTAL (USD)				11,769.00

Fuente: Heredia, M.2020

En la Tabla 4-5 se detalla los costos de mano de obra

Tabla 4-5: Costos de mano de obra

ITEM	DESCRIPCIÓN DEL RUBRO	NUMERO DE HORAS	COSTO X HORA (USD)	TOTAL
A.- MANO DE OBRA				
A.1	Técnico mecánico	550.00	3.33	1,831.50
A.2	Técnico eléctrico	248.00	3.33	825.84
A.3	Ayudante mecánico	410.00	2.08	852.80
A.4	Ayudante mecánico	410.00	2.08	852.80

A.5	Ayudante eléctrico	132.00	2.08	274.56
TOTAL (USD)				4,637.50

Fuente: Heredia, M.2020

- Costos directos totales

Para el costo total directo se sumará los costos de materia prima, mano de obra, uso de máquinas y herramientas, como se muestra en la tabla siguiente:

Tabla 5-5: Costos directos totales

Costo por	Valor (USD)
Materia prima	24,665.14
Mano de obra	11,769.00
Máquinas y herramientas	4,637.50
Total:	41,071.64

Fuente: Heredia, M.2020

- Costos totales de construcción

Para determinar el costo total de la maquina roll formadora se suma los costos directos e indirectos, obteniendo un valor total de 27378.59 dólares americanos.

CONCLUSIONES

- Se determinó el proceso de manufactura por rodillos para plancha corrugada de chapa metálica de la roll formadora.
- Se determinó la fuerza necesaria cuya magnitud es (19691,168N), con la cual sufre deformación plástica la chapa metálica de 2.8mm de espesor
- Se realizó el modelado mediante software CAD, diseño y selección de materiales de la roll formadora
- Mediante software CAM se determinó los tiempos y procesos de manufactura necesarios para la fabricación de la maquina tanto como de corrugado como de corte.
- Se validó el diseño de los elementos de la maquina haciendo uso del software “MEF” así como también sus respectivas simulaciones de funcionamiento

RECOMENDACIONES

- Se recomienda utilizar un software especializado que contenga CAD, CAM, CAE en un solo paquete de instalación, ya que existe problemas como errores de geometría cuando el análisis se realiza en diferente software
- Contar con equipos de alta gama para realizar los procesos de simulación y validación ya que el análisis en software MEF, demanda de gran capacidad.
- Realizar un estudio posterior de automatización para la maquina propuesta ya que mecánicamente es funcional.
- Realizar un estudio de implementación de un mecanismo de lubricación a la maquina

BIBLIOGRAFÍA

- AndradeGamboa, R. G. (2010). *Desarrollo del proceso de fabricacion del perfil omega de acero galvanizado para la construccion liviana*. Quito.
- Ashby, M. (2016). *Materials selection in mechanical design*. Butterworth-Heinemann.
- AutoForm, F. R. (s.f.). *AutoForm*. Obtenido de <https://www.autoform.com/es/glosario/conformado-de-chapa-metalica/>
- BlogspotElectricocable. (s.f.). *Electricocable*. Obtenido de Electricocable : <http://electricocable.blogspot.com/2018/04/que-amperaje-soporta-los-cable-de-cobre.html>
- BOHLER. (2018). *Catálogo de aceros para herramientas*. Obtenido de https://www.voestalpine.com/highperformancemetals/app/uploads/sites/63/2018/01/B%C3%B6hler_toolsteel_2018_LQ.pdf
- Bohman, I. (s.f.). *Propiedades mecanicas del acero*.
- Bosco, D. (1999). *Curso Basico de Magtriceria*. ITS, Folleto.
- Bunydas, R. (2008). *Diseño en ingeniería mecánica de Shigley*. México: McGraw-Hill.
- Cabecera Soriano, R. (s.f.). *En cabecera formacion*. Obtenido de <http://encabeceraformacion.blogspot.com/2015/09/analisis-de-materiales-diagramas.html>
- cadena, T. p. (s.f.). *Elementos de máquinas*. Obtenido de <http://files.cesarruiz.webnode.com.co/200000094-cec46d0fac/TransmisionPorCadenas.pdf>
- CECAR, C. U. (16 de marzo de 2013). *Conformado de metales*. Obtenido de Materiales de Ingeniería: <http://industrialmaterials20xx.blogspot.com/2013/03/cizallado.html>
- Cilindros, C. y. (13 de Mayo de 2013). *Catálogo general*. Obtenido de https://www.interempresas.net/FeriaVirtual/Catalogos_y_documentos/944/Catalogo-General-CICROSA.pdf
- coparoman. (13 de 4 de 2014). *Fuerzas en los cilindros de doble efecto*. Obtenido de <https://coparoman.blogspot.com/2014/04/fuerzas-en-los-cilindros-de-doble-efecto.html>
- DIPAC. (2016). *DIPAC productos de acero*. Obtenido de <http://www.dipacmanta.com/planchas-de-acero/planchas-especiales/planchas-galvanizadas>
- Dubbel. (1930). *Manual del constructor de máquinas*. Barcelona: Labor S.A.
- E. c. (2008). *Conformado de metales*.
- ELECTRONICS, D. (s.f.). *Catalogo de DELTA ELECTRONICS.INC*.
- Elementos de máquinas*. (s.f.). Obtenido de Transmisión por cadena: <http://files.cesarruiz.webnode.com.co/200000094-cec46d0fac/TransmisionPorCadenas.pdf>

Equindagrosl. (2013). Obtenido de <http://www.equindagro.com/hierros/chapa-lisa.html>

Esteban, M. M., Diaz Alvarez, A., Diaz Alvarez, J., Cantero Guisandez, J. L., & Miguelez Garrido, M. H. (2019). *Tecnologia Mecanica, 2019*. Madrid.

Gangotena, R. (1986). *Analisis de doblado con rodillo*. Quito.

García, F. (2020). "DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UNA CORTADORA DE LÁMINAS DE ACERO, TIPO GUILLOTINA HIDRAULICA, DE HASTA 1.4 mm DE ESPESOR". Ambato: Universidad Técnica de Ambato.

Halmos T, G. (s.f.). *Roll forming handbook*.

Herrera, D., Lopez, M., Bernal, M., & Pajaro, A. (Miercoles de 11 de 2015). *Proceso de doblado*. Obtenido de <http://pmuno.blogspot.com/2015/11/articulo-de-revision-proceso-de-doblado.html>

Hi-Force. (s.f.). *Hidraulic- tools*. Obtenido de <https://www.hi-force.com/Admin/Content/HFM1508ES-Spanish-catalogue2132016123129.pdf>

Mecafenix, I. (s.f.). *Ingenieria Mecafenix*. Obtenido de <https://www.ingmecafenix.com/medicion/comparador/>

Motors, W. (s.f.). Obtenido de <https://www.weg.net/catalog/weg/US/es/Motores-EI%C3%A9ctricos/Motor-de-Inducc%C3%ADon---NEMA/Uso-General-ODP-TEFC/TEAO-TEFC---Chapa-de-Acero/W01-Rolled-Steel/Rolled-Steel-NEMA-Premium-Efficiency-10-HP-2P-213-5T-3F-208-230-460-V-60-Hz-IC411---TEFC---Con-pi>

NTN, C. (2004). *Catálogo de rodamientos*.

Peneiras, I. d. (29 de 06 de 2017). *Industria de Peneiras*. Obtenido de <https://lookasi3066948737>

Pino, A. (s.f.). *Monografias.com*. Obtenido de <https://www.monografias.com/trabajos72/diagrama-esfuerzo-deformacion/diagrama-esfuerzo-deformacion2.shtml>

Quercy. (1965). *Trabajo de los Metales en lámina*. Pontevedra.

Rexnord. (s.f.). *Rexnord and Link Belt Roller Chains*. Catalog.

Rosero, E. (2016). *DISEÑO CONSTRUCCIÓN E IMPLEMENTACIÓN DE UN*. Quito.

S.A., H. (2011). *Hiasa*. Obtenido de <http://www.hiasa.com/es/cargarFichaProducto.do?identificador=21>

S.A., H. (2011). *Hiasa grupo Gonvarri*. Obtenido de <http://www.hiasa.com/es/cargarFichaProducto.do?identificador=21>

Sánchez, J. (2018). *Diseño y cálculo de un reductor de velocidad con relación de transmisión 8,5 y par máximo a la salida*. Valencia: Universitat Politècnica de Valencia.

Saric, I. (2009). Implementation of CAD/CAM/CAE systems.

Singer, F. L. (s.f.). *Resistencia de materiales*.

- Smith, H. J. (2006). *Fundamentos de la ciencia e ingeniería de materiales*. Mexico: McGRAW-HILL INTERAMERICANA EDITORES, S.A. DE C.V.
- Solorzano, J. (2012). *DESARROLLO DE PRÁCTICAS AVANZADAS PARA EL LABORATORIO DE DISEÑO Y MANUFACTURA ASISTIDOS POR COMPUTADORA*. México D.F.
- Tiendale.com. (s.f.). *Tiendale.com*. Obtenido de <https://tiendale.com/herramientas/chapas/chapas-de-acero-inoxidable/>
- tuercas., M. N. (2020). *Ingemecánica*. Obtenido de <https://ingemecanica.com/tutoriales/tornillos.html>
- webcindario. (s.f.). *webcindario*. Obtenido de <https://cifpaviles.webcindario.com/Curvado%20de%20perfiles%20y%20tubos.doc.pdf>
- WEG. (2020). *Catálogo virtual WEG*.
- Youtube. (s.f.). https://www.youtube.com/watch?v=IJ_ZSXMxaFY&t=4s.
- Zavala, R. (2016). *Simulación computacional de un esquema de supervisión y control predictivo para la reducción de picos de corriente de instalaciones eléctricas de baja tensión*. México.

ANEXOS

ANEXO A. Índice de rigidez y resistencia de diseño para vigas a flexión

Table B1 Stiffness-limited design at minimum mass (cost, energy, environmental impact*)

<i>Function and constraints*</i>	<i>Maximize[†]</i>
Tie (tensile strut) stiffness, length specified; section area free	E/ρ
Shaft (loaded in torsion) stiffness, length, shape specified, section area free	$G^{1/2}/\rho$
stiffness, length, outer radius specified; wall thickness free	G/ρ
stiffness, length, wall-thickness specified; outer radius free	$G^{1/3}/\rho$
Beam (loaded in bending) stiffness, length, shape specified; section area free	$E^{1/2}/\rho$
stiffness, length, height specified; width free	E/ρ
stiffness, length, width specified; height free	$E^{1/3}/\rho$
Column (compression strut, failure by elastic buckling) buckling load, length, shape specified; section area free	$E^{1/2}/\rho$
Panel (flat plate, loaded in bending) stiffness, length, width specified, thickness free	$E^{1/3}/\rho$
Plate (flat plate, compressed in-plane, buckling failure) collapse load, length and width specified, thickness free	$E^{1/3}/\rho$
Cylinder with internal pressure elastic distortion, pressure and radius specified; wall thickness free	E/ρ
Spherical shell with internal pressure elastic distortion, pressure and radius specified, wall thickness free	$E/(1-\nu)\rho$

*To minimize cost, use the above criteria for minimum weight, replacing density ρ by $C_m\rho$, where C_m is the material cost per kg. To minimize energy content, use the above criteria for minimum weight replacing density ρ by $q\rho$ where q is the energy content per kg. To minimize environmental impact, replace density ρ by $I_e\rho$ instead, where I_e is the eco-indicator value for the material (references [1] and [4]).

[†] E = Young's modulus for tension, the flexural modulus for bending or buckling; G = shear modulus; ρ = density, q = energy content/kg; I_e = eco-indicator value/kg.

Fuente: (Ashby, 2016)

ANEXO B. Selección de la moto – reductor

Gear series : Helical geared motor
Type : CG093-11P-L132M-04F-TH-TF

Operation data :

Ambient temperature : +20 °C
Type of operation : S1

Motor data :

Series : WEG Modular System Motor (EUSAS)
Housing material : Aluminium
Efficiency class η : IE3-90.6%
Type : 11P
Motor power : 7.5 [kW]
Rated speed : 1465 [rpm]
Rated torque : 49 [Nm]
Voltage : 400/690 [V]
Frequency : 50 [Hz]
Connection : D/Y
Rated current : 14.2 / 8.22 [A]
Starting to rated current : 8.5
'cos φ ' : 0.84
Protection class : IP 55
Mounting position of the terminal box : side 1 cable entry I
Insulation class : F
Mass moment of inertia : 64.2×10^{-3} [kgm²]

Further motor executions :

Fan : self ventilated
Temperature controller : Bimetal switch NCC (TH) and PTC thermistor (TF) for switch off
Ball bearing : Standard

Gear data :

Max. perm. thermal power limit at +20 °C and S1 operation : 25 [kW]
Output speed : 34 [rpm]
Output torque : 2131 [Nm]
Service factor : 1.35
Gear stages : 3
Ratio : 43.59
Circumferential backlash (min-max) : 4' - 9'
Perm. input torque at FB1 : 68.8 [Nm]
Max. perm. input speed : 3000 [rpm]
Mounting position : M1
Output shaft : Ø 60 m6 x 120 [mm]
Keyway : DIN6885.1
Painting : LC1 - Indoor installation, neutral atmosphere NDFT 60 μ m (C1 - DIN EN ISO 12944-5)
Color : RAL 7011 (Iron grey)

Total weight : 175.5 [kg]

Input side :

Type : Direct mounting
Input shaft : Ø 42 k6
Input flange : FC160

Further executions gear unit :

Lubricant : Mineral oil - CLP ISO VG 220
Fuente: (WEG, 2020)

ANEXO C. Plancha de acero en el mercado

CALIDAD: ASTM A36
OTRAS CALIDADES: PREVIA CONSULTA
FORMATO: 1220 x 2440
ACABADOS: NATURAL

ESPESOR	DIMENSIONES		PESO
	ancho	largo	
mm	mm	mm	kg.
2	1220	2440	48.74
3	1220	2440	70.11
4	1220	2440	93.48
5	1220	2440	116.85
6	1220	2440	140.22
8	1220	2440	186.96
9	1220	2440	210.33
10	1220	2440	233.70
12	1220	2440	280.44
15	1220	2440	350.55
18	1220	2440	420.66
20	1220	2440	467.40
22	1220	2440	514.14
25	1220	2440	584.25
30	1220	2440	701.10
36	1220	2440	888.96
50	1220	2440	1168.50

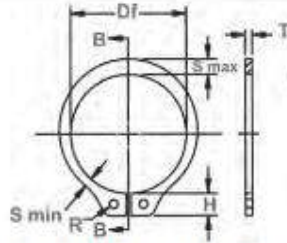
ANEXO D. Anillo de retención



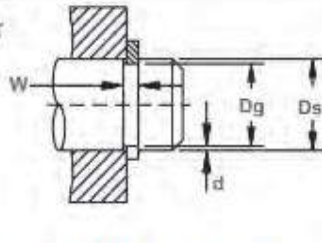
SH Anillos de Eje

Ensamblaje Externo

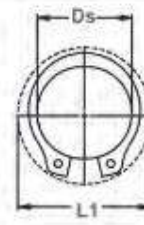
Una vez instalado en la ranura de un eje, la parte del anillo que sobresale de la ranura (también llamado un "hombro") sostiene un conjunto en su lugar.



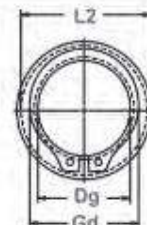
Diámetro Libre y Medidas del Anillo con la Sección B-B



Diámetro del Eje y Dimensiones de la Ranura



Diámetro Límite Expandido Sobre el Eje



Diámetro Límite y Diámetro de Calibración Liberados en la Ranura

NO. DE ANILLO	DIÁMETRO DEL EJE			TAMANO DE RANURA			TAMANO Y PESO DEL ANILLO				DIAM. LIMITE			CARGA DE EMPUJE (lb)			
				DIÁMETRO		ANCHURA	PROFUNDIDAD	DIÁMETRO LIBRE	ESPESOR***		Peso por 1000 piezas	Expandido Sobre el Eje	Liberado la Ranura	Límites de Factor de Seguridad del Anillo de 4	esquinas rectas Factor de Seguridad de la Ranura de 2		
	Ds DEC	Ds FRAC	Ds mm	Dg	Tol.	W	Tol.	d	Df	Tol.	T	Tol.	lbs.	L1	L2	Pr	Pg
SH-118	1.198	1-3/16	30.2	1.118	.056			.035	1.098		.060		5.8	1.61	1.54	7105	2950
SH-125	1.250	1-1/4	31.7	1.178	±.004			.037	1.156		.060		5.9	1.69	1.62	7460	3250
SH-131	1.312	1-5/16	33.3	1.232	.006*			.040	1.214	+0.010	.060		6.0	1.75	1.67	7866	3700
SH-137	1.375	1-3/8	34.9	1.291	.056			.042	1.272	-.015	.060		7.2	1.80	1.72	8222	4100
SH-143	1.438	1-7/16	36.5	1.350	.056			.044	1.333		.060		8.1	1.87	1.79	8628	4500
SH-150	1.500	1-1/2	38.1	1.406	.056			.047	1.397		.060		9.0	1.99	1.90	8992	5000
SH-156	1.562	1-9/16	39.7	1.468	.060			.047	1.446		.062		12.4	2.10	2.01	11571	5200
SH-162	1.625	1-5/8	41.3	1.529	.068	+0.004		.048	1.503		.062		13.2	2.17	2.08	12026	5500
SH-168	1.688	1-11/16	42.9	1.589	±.006	-0.000		.049	1.560		.062		14.8	2.24	2.15	12535	5850
SH-175	1.750	1-3/4	44.4	1.650	.006*			.050	1.618	+0.013	.062		15.3	2.31	2.21	12942	6200
SH-177	1.772	-	45.0	1.688	.068			.051	1.637	-.020	.062		15.4	2.33	2.23	13144	6400
SH-181	1.812	1-13/16	46.0	1.708	.068			.052	1.675		.062		15.6	2.38	2.28	13449	6650
SH-187	1.875	1-7/8	47.6	1.789	.068			.053	1.735		.062		17.3	2.44	2.34	13906	7300
SH-196	1.939	1-31/32	50.0	1.857	.068			.056	1.819		.062		18.0	2.57	2.46	14926	7900
SH-200	2.000	2	50.8	1.886	.068			.057	1.850		.062		19.0	2.60	2.49	14819	8050
SH-206	2.062	2-1/16	52.4	1.946	.096			.058	1.906		.078		25.0	2.60	2.57	18234	8450
SH-212	2.125	2-1/8	54.0	2.003	.086			.061	1.994		.078		26.1	2.78	2.66	19793	9150
SH-215	2.156	2-5/32	54.8	2.032	.086			.062	1.993		.078		26.3	2.81	2.69	20097	9450
SH-225	2.250	2-1/4	57.1	2.120	.086			.066	2.091	+0.015	.078	±.003	27.7	2.88	2.76	21011	10350
SH-231	2.312	2-5/16	58.7	2.178	.086			.067	2.139	-.025	.078		28.0	2.94	2.81	21516	10650
SH-237	2.375	2-3/8	60.3	2.239	.086			.068	2.197		.078		29.2	3.06	2.93	22127	11400
SH-243	2.438	2-7/16	61.9	2.299	±.006	+0.005		.069	2.255		.078		29.5	3.07	2.94	22736	11900
SH-250	2.500	2-1/2	63.5	2.360	.006*	-0.000		.070	2.313		.078		29.7	3.17	3.03	23345	12350
SH-255	2.559	-	65.0	2.419	.086			.070	2.377		.078		33.9	3.18	3.04	23853	12650
SH-262	2.625	2-5/8	66.7	2.481	.086			.072	2.428		.078		35.0	3.30	3.16	24462	13350
SH-268	2.688	2-11/16	68.3	2.541	.086			.073	2.485		.078		36.0	3.37	3.23	25071	13850
SH-275	2.750	2-3/4	69.8	2.602	.103			.074	2.543		.093		42.5	3.48	3.34	30551	14400
SH-287	2.875	2-7/8	73.0	2.721	.103			.077	2.659		.093		48.5	3.60	3.45	31973	15650

ANEXO E. Selección del motor

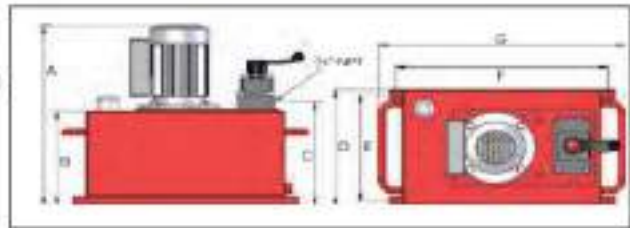


Velocidad de caudal a baja presión: 7 l/min. hasta 70 bar.

Velocidad de caudal a alta presión: 0,65 l/min. hasta 700 bar.

Bomba hidráulica de dos etapas.

- >> Válvula de alivio ajustable externamente
- >> Válvula manual de serie con sostenimiento de carga (excepto en las válvulas de 2 vías)
- >> Opciones disponibles de válvula solenoide



Modelo número	Tipo válvula	Vol. aceite litros	Motor kW	Tensión motor	Peso kg	Dimensiones en mm						
						A	B	C	D	E	F	G
HEP207111	Placa P-T	10	1,5	110/115 V - Monofásico	47,0	495	198	230	245	221	368	438
HEP207112	Placa P-T	10	1,5	220/240 V - Monofásico	47,0	495	198	230	245	221	368	438
HEP207114	Placa P-T	10	1,5	380/440 V - Trifásico	47,0	495	198	230	245	221	368	438
HEP207121	Placa P-T	25	1,5	110/115 V - Monofásico	63,0	527	227	259	305	281	480	570

Fuente: (Hi-Force, n.d.)

ANEXO F. Perfil de la estructura

Perfiles laminados IPE

Perfiles laminados de acero, disponibles en perfiles de fabricación RTE INCH (RIS) en acabado de acero Negro. Solicite ahora su cotización, deje un mensaje a nuestro equipo comercial o visite nuestro catálogo de productos de acero.

Especificaciones Generales:

- Norma: RTE INCH 010
- Calidad: ASTM A36 / EN8 23530 / EN10025 / ASTM A 1072 CR 50 / EN8 35532
- Largo normal: 6mts y 12mts
- Acabado: Acero negro
- Otros largos: previa consulta

[DESCARGAR CATALOGO](#)



Nomenclatura
 h= Altura
 B= Ancho
 t= Espesor cabeza
 r= Radio Cabeza
 h= Radio Cero Alma



Designación	DIMENSIONES					PROPIEDADES					
	H mm	B mm	t mm	r mm	H mm	S_x cm ²	S_y cm ²	I_x cm ⁴	I_y cm ⁴	W_x cm ³	W_y cm ³
IPE 80	80	48	3.00	3.20	3	7.84	6.00	88	8.88	20.00	3.88
IPE 100	100	58	4.10	3.70	3	10.30	8.10	171	16.00	34.20	5.78
IPE 120	120	64	4.40	3.30	5	13.20	10.40	310	27.70	50.00	8.66
IPE 150	150	82	5.00	2.40	7	20.10	15.80	689	68.90	100.00	16.70
IPE 200	200	100	5.50	3.50	8	28.80	22.40	1540	182.00	194.00	28.30
IPE 240	240	110	5.50	3.20	8	33.40	26.20	2770	206.00	262.00	37.30
IPE 240	240	120	5.20	3.80	12	38.10	30.70	3590	284.00	325.00	47.30
IPE 300	300	150	7.10	15.70	10	69.80	48.00	8360	604.00	667.00	86.60
IPE 400	400	180	8.90	13.50	118	84.50	63.30	23130	1220.00	1100.00	148.00
IPE 450	450	190	8.40	14.00	21	98.80	77.70	33740	1650.00	1500.00	176.00
IPE 500	500	200	10.20	16.00	21	116.00	90.70	46200	2140.00	1900.00	214.00

Fuente: (DIPAC, 2016)



ESCUELA SUPERIOR POLITÉCNICA DE CHIMBORAZO

**DIRECCIÓN DE BIBLIOTECAS Y RECURSOS DEL APRENDIZAJE
UNIDAD DE PROCESOS TÉCNICOS Y ANÁLISIS BIBLIOGRÁFICO Y DOCUMENTAL**

REVISIÓN DE NORMAS TÉCNICAS, RESUMEN Y BIBLIOGRAFÍA

Fecha de entrega: 25 / 05 / 2021

INFORMACIÓN DEL AUTOR/A (S)
Nombres – Apellidos: <i>Miguel Ángel Heredia Moreno</i>
INFORMACIÓN INSTITUCIONAL
<i>Instituto de Posgrado y Educación Continua</i>
Título a optar: <i>Magíster en Diseño Mecánico</i>
f. Analista de Biblioteca responsable: Lic. Luis Caminos Vargas Mgs.

**LUIS
ALBERTO
CAMINOS
VARGAS**

Firmado digitalmente por LUIS
ALBERTO CAMINOS VARGAS
Nombre de reconocimiento (DN):
c=EC, I=RIOBAMBA,
serialNumber=0602766974, cn=LUIS
ALBERTO CAMINOS VARGAS
Fecha: 2021.05.25 15:43:59 -05'00'



0057-DBRAI-UPT-IPEC-2021