



**FACULTAD DE CIENCIAS EXACTAS Y TECNOLOGÍAS
APLICADAS**

INGENIERÍA MECATRÓNICA

**DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UNA MÁQUINA AUTOMÁTICA
PARA LA FABRICACIÓN DE CANTOS DE LETRAS CORPÓREAS.**

**PROYECTO PREVIO A LA OBTENCIÓN DEL TÍTULO DE INGENIERO EN
MECATRÓNICA**

BRANDON SANTIAGO ALMEIDA ALMEIDA

DIRECTORA: CRISTINA GISELLE OSCULLO NARANJO, MSc.

D. M. Quito

2019

DECLARACIÓN

Yo, Brandon Santiago Almeida Almeida, declaro bajo juramento que el trabajo aquí descrito es de mi autoría, que no ha sido previamente presentado por ningún grado o calificación profesional, y que se ha investigado las referencias bibliográficas que se incluyen en este documento.

A través de la presente declaración, cedo mis derechos de propiedad intelectual correspondientes a este trabajo, a la Universidad Internacional del Ecuador, según lo establecido por la Ley de Propiedad Intelectual, por su Reglamento y por Normativa Institucional vigente.

Brandon Santiago Almeida Almeida
C.C: 1720486347

CERTIFICACIÓN

El docente de la Facultad de Ciencias Exactas y Tecnología Aplicadas Ingeniera Cristina Giselle Oscullo Naranjo. MSc.

CERTIFICA QUE:

El proyecto de investigación denominado “DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UNA MÁQUINA AUTOMÁTICA PARA LA FABRICACIÓN DE CANTOS DE LETRAS CORPÓREAS”, fue desarrollado por el Sr. Brandon Santiago Almeida Almeida, ha sido debidamente revisado y está en condiciones de ser entregado para que siga lo dispuesto por la Facultad de Ciencias Exactas y Tecnologías Aplicadas, correspondiente a la sustentación y defensa del mismo.

Ing. Cristina Giselle Oscullo Naranjo.

C.C.....

DIRECTOR DEL PROYECTO

ÍNDICE

CAPÍTULO I.....	1
Estado Del Arte Máquinas De Control Numérico Para La Conformación De Cantos En Letras Corpóreas.....	1
1.1. Tema.....	1
1.2. Objetivos De La Investigación	1
1.2.1 Objetivo General	1
1.2.1 Objetivos Específicos	1
1.3. Hipótesis	1
1.4. Planteamiento Del Problema	2
1.5. Marco Teórico	3
1.5.1. Máquina Automática Para La Fabricación De Letras Corpóreas	3
1.5.2 Trabajo Plástico En Metales	4
1.5.2.1 Plasticidad	4
1.5.2.2. Idealización Del Comportamiento Resistente Del Acero	5
1.5.2.3. Doblado	5
1.5.3.2.1 Holgura De Doblado	6
1.5.3.2.2 Radio Mínimo De Doblado	7
1.5.3.2.3 Recuperación Elástica	7
1.5.3.2.4 Doblado Al Aire.....	8
1.5.3 Máquina Cnc.....	8
1.5.3.1 Partes De Una Máquina Cnc	9
1.5.4 Código G	10
1.5.5 Programa Intérprete.....	10
1.5.5.1 Estructura De Un Programa Intérprete	11
1.5.6 Controlador	12
1.6 Estado Del Arte.....	12
CAPÍTULO II.....	17

2.1 DESPLIEGUE DE LA FUNCIÓN DE CALIDAD QFD	17
2.1.1 CASA DE LA CALIDAD	17
2.1.1.1 ANÁLISIS DE LA COMPETENCIA	20
2.1.1.2 OBJETIVOS DE CALIDAD ESTABLECIDOS POR EL DESARROLLADOR	23
2.1.1.3 CORRELACIÓN	25
2.2 ANÁLISIS FUNCIONAL	25
2.2.1 NIVEL 0 FUNCIÓN GLOBAL.....	25
2.2.2 NIVEL 1 SUB-FUNCIONES.....	26
2.2.3 NIVEL 2 DEFINICIÓN DE LOS MÓDULOS FUNCIONALES	27
2.3 PRINCIPIOS DE SOLUCIÓN	28
2.3.1 MÓDULO 1 (M1).....	28
2.3.2 MÓDULO 2 (M2) UNIDAD DE CONTROL PRINCIPAL.....	29
2.3.3 MÓDULO 3 MECANISMO DE ALIMENTACIÓN.....	30
2.3.4 MÓDULO 4 MECANISMO PARA REMOVER EXCEDENTES DE MATERIAL	30
2.3.5 MÓDULO 5 MECANISMO DE FLEXIÓN	31
2.4 MATRIZ MORFOLÓGICA	31
2.5 CRITERIOS PARA LA SELECCIÓN ENTRE ALTERNATIVAS	34
2.5.1 EVALUACIÓN DE LAS ALTERNATIVAS.....	35
2.5.2 TABLA DE PRIORIDADES.....	36
CAPÍTULO III.....	38
3.1. ANÁLISIS FUERZAS EN EL PROCESO DE DOBLADO	38
3.2 DISEÑO MECÁNICO	45
3.2.1 DIMENSIONAMIENTO DE LOS RODILLOS DE ALIMENTACIÓN	45
3.2.2 DIMENSIONAMIENTO CILINDROS DE FLEXIÓN.....	48
3.2.3 CÁLCULO DE ENGRANAJES	50

3.2.3.1 DISEÑO DE ENGRANAJES PARA SOPORTAR ESFUERZO FLECTOR.....	52
3.2.3.1.1 FACTOR DE SOBRECARGA	53
3.2.3.1.2 FACTOR DINÁMICO	53
3.2.3.1.3 FACTOR DE TAMAÑO K_s	54
3.2.3.1.4 FACTOR DE DISTRIBUCIÓN DE CARGA K_H	54
3.2.3.1.5 FACTOR DE ESPESOR DE ARO K_B	57
3.2.3.2 DISEÑO DE ENGRANAJES POR CONTACTO SUPERFICIAL	59
3.2.4 CÁLCULO MECANISMO DE REMOCIÓN DE MATERIAL	63
3.2.4.1 VELOCIDAD DEL HUSILLO	63
3.2.4.2 PAR DE TORSIÓN DEL MOTOR	65
3.2.4.3 POTENCIA DE CORTE	68
3.2.4.4 REQUERIMIENTOS EJE Z.....	68
3.2.4.5 SELECCIÓN DEL HUSILLO DE BOLAS	70
3.2.5 CÁLCULO DE RODAMIENTOS	74
3.2.6 CÁLCULO DEL EJE FIJO MECANISMO DE DOBLADO	77
3.2.6.1 FACTOR DE SUPERFICIE k_a	79
3.2.6.2 FACTOR DE TAMAÑO k_b	80
3.2.6.3 FACTOR DE CARGA k_c	80
3.2.6.4 FACTOR DE TEMPERATURA k_d	80
3.2.6.5 FACTOR DE CONFIABILIDAD k_e	80
3.2.6.6 FACTOR DE FORMA k_f	81
3.2.7 DISEÑO DE LA CHAVETA.....	83
3.2.8 SELECCIÓN AJUSTES	85
3.2.8.1 AJUSTE EN LAS RANURAS PARA LA CHAVETA	85
3.2.8.2 AJUSTE EN EL COLLARÍN DEL PIÑÓN Y EL EJE DEL MOTOR	87
3.2.8.3 AJUSTE EN RODAMIENTOS DE RODILLOS	87

3.2.8.4 AJUSTE EN RODAMIENTOS DEL MECANISMO FLECTOR	87
3.2.8.5 AJUSTE ENTRE EL EJE FIJO Y SUS SOPORTES	87
3.2.8.6 AJUSTE ENTRE LOS SOPORTES Y LAS GUÍAS DE LOS EJES X ,Y	88
3.2.9 CALCULO DE PERNOS.....	88
3.2.9.1 CALCULO DE PASADORES UNIÓN FLECTOR ENGRANAJE	88
3.2.9.2 CALCULO DEL TORNILLO DE PRESIÓN PARA RODILLOS	91
3.2.10 CALCULO DE LAS GUÍAS DEL EJE Z.....	94
4.2.11 CALCULO GUÍAS DEL EJE Y.....	96
3.2.9 CÁLCULO DEL BASTIDOR.....	97
3.2.10 RESUMEN DEL DISEÑO MECÁNICO.....	99
3.2.11 DESARROLLO DE LA CHAPA METÁLICA	102
3.2.11.1 DESARROLLO DE LA LETRA U.....	104
3.2.11.2 DESARROLLO DE LA LETRA I.....	110
3.2.11.3 DESARROLLO DE LA LETRA D.....	113
3.2.11.3.1 DESARROLLO LETRA “D” PIEZA EXTERNA.....	114
3.2.11.3.2 DESARROLLO DE LA PIEZA INTERNA	115
3.2.11.3.3 RESUMEN DEL DESARROLLO LETRA “D”	116
3.2.11.4 DESARROLLO DE LA LETRA E	117
3.3 DISEÑO ELECTRÓNICO Y ELECTRICO.....	120
3.3.1SELECCIÓN DE LOS CONTROLADORES PARA LOS ACTUADORES	120
3.3.2 SELECCIÓN DE LAS FUENTES DE ALIMENTACIÓN	122
3.3.3 CIRCUITO DE ENCENDIDO	123
3.3.4 SELECCIÓN DE SENSORES	124
3.3.5 DISEÑO DEL CONTROLADOR	125
3.3.6 DISEÑO DEL CONTROLADOR	128
3.4 DISEÑO DEL FIRMWARE	130

3.5 DISEÑO DEL PROGRAMA INTÉRPRETE.....	137
3.5.1 LECTURA DE ARCHIVOS CLASE “DXFREADER”	138
3.5.2 REPRESENTACIÓN DE LA INFORMACIÓN DEL ARCHIVO XML	141
3.5.2.1 LÍNEAS.....	142
3.5.2.2 ARCOS.....	142
3.5.2.3 POLILINEAS	143
3.5.3 FUNCIONAMIENTO CLASE “GCODEGENERATOR”	144
CAPÍTULO IV	149
4.1 MANUFACTURA DEL CONTROLADOR.....	149
4.2 MONTAJE DE LOS COMPONENTES ELECTRÓNICOS	152
4.3 MONTAJE DE MECANISMOS.....	153
4.4 CARACTERIZACIÓN DE ABM	156
4.4.1 MÉTODO DE EVALUACIÓN DE ARCOS.....	157
4.5 COSTOS.....	161
CONCLUSIONES.....	163
RECOMENDACIONES	164
REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS.....	165

Índice de Figuras

Figura 1.1. Diagrama esfuerzo deformación acero de bajo carbono, [5].	5
Figura 1.2. Linealización de los diagramas esfuerzo deformación. [6].	5
Figura 1.3. Terminología de doblado, [7].	6
Figura 1.4. Recuperación elástica, [7].	7
Figura 1.5. Arquitectura de una máquina de flexión CNC.	9
Figura 1.6. PLC MDUINO 21 I/Os, [14].	12
Figura 1.7. Herramienta para doblar cantos en ángulo [17].	14
Figura 1.8. Esquema de una máquina de flexión automática propuesta por Carl, [18].	15
Figura 2.1. Estructura de la casa de la calidad.	18
Figura 2.2. Casa de la calidad Máquina automática de flexión.	20
Figura 2.3. Pareto percepción de la calidad por el cliente.	22
Figura 2.4. Pareto objetivos a considerar para ofrecer un producto de calidad.	24
Figura 2.5. Nivel 0 máquina de flexión automática.	26
Figura 2.6. Nivel 1 Máquina de conformación de cantos automática.	27
Figura 2.7. Nivel 2 Módulos funcionales.	28
Figura 2.8. Alternativa 1 de la matriz morfológica.	33
Figura 2.9. Alternativa 2 de la matriz morfológica.	33
Figura 2.10. Alternativa 3 de la matriz morfológica.	33
Figura 2.11. Alternativa 4 de la matriz morfológica.	33
Figura 2.12. Alternativa 5 de la matriz morfológica.	33
Figura 3.1. Bosquejo de la máquina de flexión automática.	38
Figura 3.2 Geometría chapa metálica.	39
Figura 3.3. Esquema mecanismo de flexión.	40
Figura 3.4. Doble a fondo [21].	41
Figura 3.5. Tensión de contacto entre dos cilindros [25].	46
Figura 3.6 Curva torque velocidad motor a pasos NEMA 34. [28].	51
Figura 3.7 Facto dinámico Kv a diferentes velocidades y precisión del engranaje....	54
Figura 3.8. Factor de alineamiento [27].	56
Figura 3.9. Factor del espesor de aro [25].	57
Figura 3.10. Factor de forma [25].	58
Figura 3.11 Cuchilla DORMER en V [29].	63
Figura 3.12 Velocidad de corte para aceros [30].	64

Figura 3.13 Área de corte para una fresa en V.....	68
Figura 3.14 Movimiento y fuerza de corte.....	69
Figura 3.15. Curva torque velocidad motor 57HS09 eje Z [47].	73
Figura 3.16 Eje fijo Mecanismo de flexión.	77
Figura 3.17 Diagrama de cuerpo libre y momento torsor.	78
Figura 3.18 Factor de forma [25].....	81
Figura 3.19 Sensibilidad a la muesca vs radio de muesca [25].	82
Figura 3.20 Diagrama de fuerzas para una chaveta [25].	83
Figura 3.21 Posición de las tolerancias según la norma ISO 286 [48].....	85
Figura 3.22 Ajustes recomendados para Chavetas Cuadradas [50].....	86
Figura 3.23. Ajuste entre el eje fijo y sus soportes	88
Figura 3.22. Fuerzas en los pasadores del mecanismo flector.	89
Figura 3.25 Reacciones en una viga en voladizo con carga intermedia.	94
Figura 3.26 Ensamble AMB.	99
Figura 3.27 Longitud de Desarrollo.....	103
Figura 3.28. Dimensiones finales letra “U”.....	104
Figura 3.29. Longitud de un segmento y radio del arco más cerrado del eje neutro.	106
Figura 3.30. Segmento entre un vértice y un arco.....	107
Figura 3.31. Holgura de doblado radio interno.	108
Figura 3.32. Radio del eje neutro de un arco exterior.	109
Figura 3.33. Acotación eje neutro letra “U”.	110
Figura 3.34 Dimensiones finales letra I.....	111
Figura 3.35 Dimensiones del eje neutro para la letra I.	112
Figura 3.36. Dimensiones Finales letra D.....	113
Figura 3.37 Etiquetas dimensiones del eje neutro letra “D”.....	116
Figura 3.38. Dimensiones Finales de la letra E	117
Figura 3.39. Segmentos de desarrollo.....	118
Figura 3.40. Circuito de Arranque de la máquina.	124
Figura 3.41 Sensor inductivo PNP Lj12a3-4-z [53].....	125
Figura 3.42. Sensor óptico OMRON.....	125
Figura 3.43. Driver DM-860A [37].	126
Figura 3.44. Diagrama de bloques del controlador.....	128
Figura 3.45 Controlador ABM vista superior.....	129

Figura 3.46 Controlador ABM vista inferior.....	130
Figura 3.47. Diagrama de flujo tarjeta de control.....	131
Figura 3.48. Perfil de aceleración Tipo 1.	132
Figura 3.49. Perfil de aceleración Tipo 2.	133
Figura 3.50. Aceleración del motor tras una variación lineal del contador en el timer.	135
Figura 3.51. Diagrama de Flujo Intérprete.	137
Figura 3.52. Representación de un triángulo por la máquina de flexión.	142
Figura 3.53. Representación de un arco por la máquina de flexión.....	143
Figura 3.54 Interpretación de la propiedad “bulge” en la geometría de un arco de círculo. [48].....	144
Figura 3.55. Representación de una nube de puntos a Vectores.	145
Figura 3.56. Aproximación de Círculos a Segmentos de Arco.....	147
Figura 4.1 PCB física Controlador ABM.	149
Figura 4.2 Salida HS Amarillo y Salida LS Rojo frecuencia 1kHz.	151
Figura 4.3 Salida HS Amarillo y Salida LS Rojo frecuencia 10kHz.	151
Figura 4.4 Distribución de los componentes electrónicos.	152
Figura 4.5. Cableado gabinete de control.....	153
Figura 4.6. Sub-ensamble Eje Y.	153
Figura 4.7. Montaje mecanismo de alimentación.	154
Figura 4.8. Montaje Eje Z.	154
Figura 4.9. Montaje Mecanismo de flexión.	155
Figura 4.10. Ensamble Final ABM.	155
Figura 4.11. Plantilla para determinar radios en arcos doblados.	158
Figura 4.13. Ecuación resultante de los arcos obtenidos.	160

Índice de Tablas

Tabla 1.1 Características máquinas de flexión automáticas para letras corpóreas [2].	15
Tabla 2.1. Alternativas para la interacción con el usuario M1.	28
Tabla 2.2. Alternativas para la unidad de control principal M2.....	29
Tabla 2.3. Alternativas para desarrollar el mecanismo de alimentación M3.	30
Tabla 2.4. Alternativas para el mecanismo de remoción de material M4.....	31

Tabla 2.5. Alternativas para el desarrollo del mecanismo de flexión M5.	31
Tabla 2.6. Matriz morfológica.....	32
Tabla 2.7. Ponderación de los criterios de evaluación.	35
Tabla 2.8. Evaluación de la confiabilidad.....	35
Tabla 2.9. Evaluación de la mantenibilidad.	35
Tabla 2.10. Evaluación de la precisión.	35
Tabla 2.11. Evaluación de la seguridad.....	36
Tabla 2.12. Evaluación del costo.	36
Tabla 2.13. Tabla de prioridades.	37
Tabla 3.1. Propiedades de los materiales a conformar, [20].	39
Tabla 3.2. Coeficientes de fricción aproximados [23].	44
Tabla 3.3 Factores de sobrecarga [25].	53
Tabla 3.4 Factores geométricos I y J [27].	60
Tabla 3.5. Límites de esfuerzo permisible en engranajes para distintos tipos de acero.	61
Tabla 3.6. Resultados de las iteraciones para encontrar la geometría del piñón.	62
Tabla 3.7 Propiedades de maquinabilidad del acero [31].	66
Tabla 3.8 Avance recomendado por diente en fresadora [32].	67
Tabla 3.9. Datos husillo de bolas SFU 1605 [46].	71
Tabla 3.10 Vida útil en horas [33].	75
Tabla 3.11 Coeficientes para el factor de superficie.....	80
Tabla 3.12 Ajustes para el Cubo del Matrimonio (agujero).	86
Tabla 3.13 Ajustes Chaveta en el Rodillo de Alimentación.	86
Tabla 3.14 Ajustes Chaveta Collarín del Piñón	87
Tabla 3.15. Propiedades mecánicas de algunos perfiles.	98
Tabla 3.16. Resumen del diseño mecánico.....	100
Tabla 3.17. Actuadores Máquina de Flexión.	101
Tabla 3.18 Radio mínimo de doblado para diversos materiales.	103
Tabla 3.19. Dimensiones Finales y Dimensiones de desarrollo para la letra U.	109
Tabla 3.20. Resumen del Desarrollo Letra "D".	116
Tabla 3.21 Resumen del desarrollo de la letra E.....	120
Tabla 3.22. Selección del controlador para motores.	120
Tabla 3.23. Pines Requeridos en el uC.	126
Tabla 3.24. Límites del registro OCRnA 16 bits.....	133

Tabla 3.25. Límites del registro OCRnA 8 bits.....	134
Tabla 3.26. Vector de aceleración y desplazamiento.....	136
Tabla 3.27. Códigos G aceptados por la tarjeta de control.....	137
Tabla 3.28. Estructura de una entidad tipo SPLINE [43].....	139
Tabla 3.29. Estructura de una entidad tipo LINE [43].....	139
Tabla 3.30. Estructura de una entidad tipo LWPOLYLINE [43].....	140
Tabla 3.31. Estructura de una entidad tipo CIRCLE [43].....	140
Tabla 3.32. Estructura de una entidad tipo ARC [43].....	140
Tabla 3.33. Radio mínimo de doblado a temperatura ambiente de diversos materiales [7].....	146
Tabla 4.1 Resumen comparación salidas LS y HS controlador ABM.....	150
Tabla 4.2. Características Eje X.....	156
Tabla 4.3. Características Eje A.....	156
Tabla 4.4. Características Eje Y.....	156
Tabla 4.5. Características Eje Z.....	156
Tabla 4.6. Resultados pruebas de recorrido del material Eje X.....	157
Tabla 4.7. Resultado pruebas de recorrido del carro Eje Y.....	157
Tabla 4.8 Medición Arcos Formados vs Ángulo de Flexión.....	159
Tabla 4.9 Medición Arcos Formados vs Ángulo de Flexión.....	160
Tabla 4.10 Costos materiales y servicios contratados.....	161
Tabla 4.11 Tiempos de conformado letras sin arcos.....	162
Tabla 4.12 Tiempo de conformado letras con arcos.....	162

CAPÍTULO I

ESTADO DEL ARTE MÁQUINAS DE CONTROL NUMÉRICO PARA LA CONFORMACIÓN DE CANTOS EN LETRAS CORPÓREAS

1.1. TEMA

“Diseño y construcción de una máquina automática para la fabricación de cantos de letras corpóreas”

1.2. OBJETIVOS DE LA INVESTIGACIÓN

1.2.1 OBJETIVO GENERAL

Diseñar y construir de una máquina automática para la fabricación de cantos de letras corpóreas.

1.2.1 OBJETIVOS ESPECÍFICOS

- I. Investigar y documentar la técnica para la fabricación de letras corpóreas.
- II. Construir la máquina automática para la fabricación de cantos de letras corpóreas basándose en el diseño en ingeniería mecatrónica.
- III. Diseñar e implementar el sistema electrónico que controla la máquina de flexión automática.
- IV. Desarrollar y programar la lógica de control del sistema.
- V. Garantizar la compatibilidad con formatos de imágenes 2D vectorizados.
- VI. Realizar las pruebas de funcionamiento de la máquina.

1.3. HIPÓTESIS

La máquina de flexión automática es capaz de conformar los cantos de letras corpóreas en chapa metálica cuyos espesores van desde 0.3 mm a 1 mm, con un alto no mayor a 150 mm y con un radio mínimo de doblez de 10 mm.

1.4. PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA

La empresa Record Publicidad se encarga de la fabricación de artículos publicitarios. En la empresa existe la rama de rotulación. Durante los últimos años, se percibe un incremento en las ventas de rótulos con letras corpóreas; ya que por su acabado estético se fusionan con las nuevas tendencias de acabados arquitectónicos (revestimientos con láminas de aluminio compuesto). Esta tendencia motiva a la empresa para buscar nuevos métodos de fabricación que reduzcan el tiempo de fabricación, mejoren los acabados, eliminar desperdicios y mejorar su competitividad reduciendo principalmente los costos de fabricación. En la empresa el proceso de fabricación de letras corpóreas requiere de los modelos de las letras cortadas en láser, láminas del material con el cual se va a formar el contorno, una soldadora y mecanismos manuales de flexión. El procedimiento de fabricación de letras corpóreas en Record Publicidad se detalla a continuación:

1. Se ubican los modelos de las letras en una mesa y se cortan aproximadamente las paredes de las letras en longitudes aproximadas para cubrir el perímetro de las letras.
2. Se determina un punto de preferencia recto en donde se une la pared con la letra mediante un punto de suelda.
3. En intervalos de 5 cm se añaden puntos de suelda entre la pared y el contorno de la letra, los arcos se los realizan mediante la apreciación del operador, y con los mecanismos de flexión manuales.
4. En casos donde los ángulos son agudos se utiliza se corta la pared y se sujeta a la pared con un punto de suelda a continuación del corte.
5. Tras completar el contorno de la letra se masilla y se lija para eliminar imperfecciones.
6. Se pintan las letras o se aplican adhesivos.
7. Se coloca la iluminación.
8. Se instala mediante plantillas en el sitio final.

Tras analizar el proceso de fabricación se determina un cuello de botella en los pasos 2, 3 y 4 en donde el artesano junto con un ayudante forman el contorno de la letra mediante su habilidad y criterio en acabados estéticos. Se propone la implementación de una máquina de flexión automática para la generación del contorno de las corpóreas lo que

elimina el cuello de botella, evita desperdicios, libera de responsabilidad a los artesanos y reduce el costo de fabricación.

La máquina propuesta realiza un proceso de conformado por doblado, que es uno de los más económicos por unidad a pesar de ello se requiere una alta inversión inicial para la compra de prensas y la fabricación de matrices. El conformado por doblado en el campo de la publicidad se ha hecho presente en el momento de moldear diversos tipos de cantos ya sean estos empleados para la construcción de cajas o la fabricación de letras corpóreas. El auge de las letras corpóreas en los últimos años obliga a los fabricantes de letreros en el mundo a mejorar sus procesos de manufactura con el fin de reducir costos y mejorar la repetitividad. Las máquinas de flexión CNC permiten generar formas complicadas y diversas sin la necesidad de ocupar matricería, esta característica las convierte en una herramienta básica para la fabricación de letras corpóreas [1].

1.5. MARCO TEÓRICO

En esta sección se detallan los conceptos necesarios para la elaboración de una máquina automática para la fabricación de letras corpóreas.

1.5.1. MÁQUINA AUTOMÁTICA PARA LA FABRICACIÓN DE LETRAS CORPÓREAS

Las máquinas empleadas para la fabricación de letras corpóreas a nivel mundial ofrecen bajo costo de producción, acabados de calidad, alta tasa de retorno de inversión. Existen diferentes modelos en el mercado de los cuales se determinan sus componentes en común y son [2]:

- Programa intérprete. Interpreta un archivo vectorizado 2D y lo convierte en códigos G y M.
- Circuitos de control. Reciben los códigos G y M para convertirlos en pulsos eléctricos que controlan los actuadores.
- Controladores de potencia. Reciben los pulsos eléctricos del circuito de control para proveer de potencia a los actuadores.
- Mecanismo de alimentación. La materia prima viene en rollos o en tiras, el mecanismo de alimentación debe ser capaz de controlar la alimentación de la materia prima.

- Mecanismo de flexión. Basado en el principio de doblado al aire, el mecanismo de flexión trabaja en conjunto con el mecanismo de alimentación y para doblar al material en formas diversas. El control de este mecanismo toma en cuenta el ángulo de regresión, la rigidez del material, velocidad de alimentación y el radio mínimo de dobléz.
- Mecanismo de remoción de material. Se requiere de un mecanismo de remoción de material cuando se presenten arcos con radios menores al mínimo. Este mecanismo debe ser capaz de realizar biselados, cortes y semicortes en la materia prima.

1.5.2 TRABAJO PLÁSTICO EN METALES

Aparte de las operaciones de vertido o forja para dar forma a los metales, en manufactura se aprovechan las propiedades plásticas de los mismos para dar forma a diversos utensilios o piezas mediante la deformación permanente del material. Los procesos por el cual se fabrican dichas piezas son varios tales como: embutido, laminado, estirado, extrusión, trefilado, doblado entre otros [3]. Para el caso de estudio, se revisa el proceso de doblado y específicamente el doblado al aire.

1.5.2.1 Plasticidad

“La plasticidad se define como la propiedad mecánica de un material que conserva la deformación producido bajo carga de forma permanente.” [4]. Esta propiedad en manufactura se requiere para forjar, estampar y doblar metales. En sí la plasticidad de un material describe cuan fácil es conseguir su deformación permanente antes de que este se agriete o rompa. Se puede comparar la plasticidad de los materiales mediante el diagrama de esfuerzo deformación como se muestra en la Figura 1.1. La deformación plástica ocurre cuando se excede el límite elástico del material. La propiedad de plasticidad en cada material mejora con la temperatura aunque en algunos casos como la plastilina se obtiene la mayor plasticidad a temperatura ambiente.

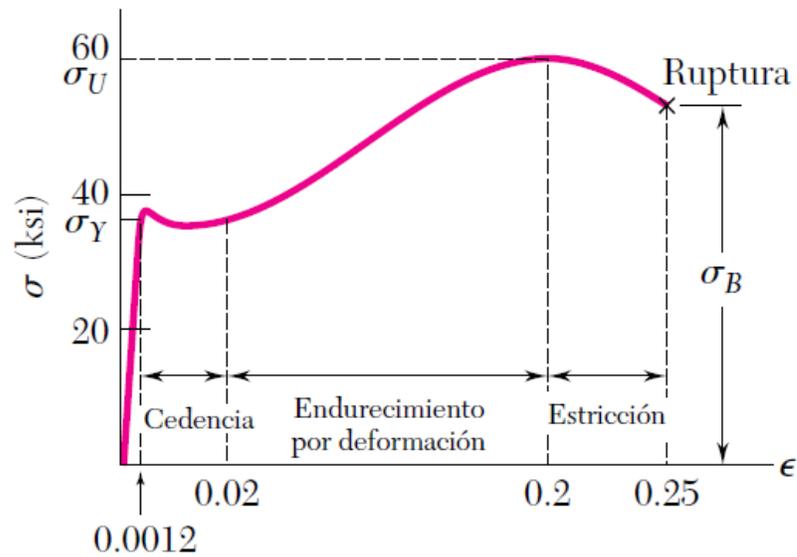


Figura 1.1. Diagrama esfuerzo deformación acero de bajo carbono, [5].

1.5.2.2. Idealización del comportamiento resistente del acero

El comportamiento del acero estructural se lo suele representar con modelos simplificados o idealizados del comportamiento resistente del acero [6]. En otras palabras, se suele linealizar el diagrama de esfuerzo deformación obtenido por un ensayo de tracción como se muestra en la Figura 1.2.

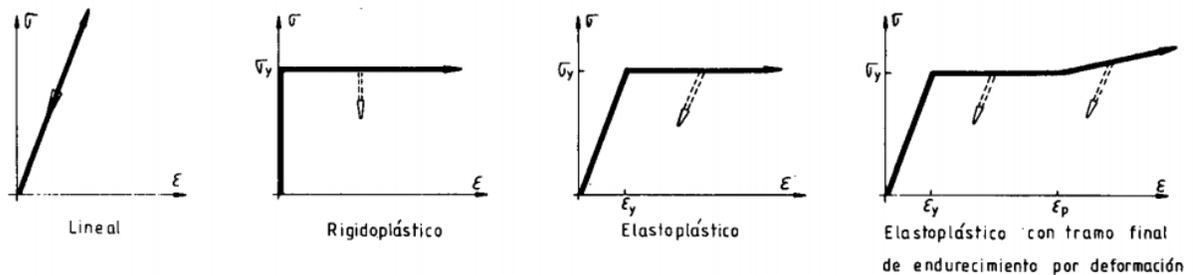


Figura 1.2. Linealización de los diagramas esfuerzo deformación. [6]

1.5.2.3. Doblado

Es una de las operaciones industriales más comunes, y puede ser percibida al ver las formas de las chapas metálicas en los automóviles o carcazas metálicas en equipos de computación. El doblado aporta rigidez a la pieza ya que se aumenta su momento de

inercia, esto permite reducir la cantidad de material empleada en una estructura; por ejemplo, las ondulaciones en las puertas de los vehículos evitan abolladuras tras recibir golpes leves sin la necesidad de poner soportes adicionales [7]. Existen varios términos utilizados para describir el proceso de doblado de chapa metálica entre ellos, la longitud de doblado, holgura de doblado, radio de doblado, asentamiento y ángulo de biselado. Esta terminología se describe en las siguientes secciones y su representación visual se muestra la Figura 1.3.

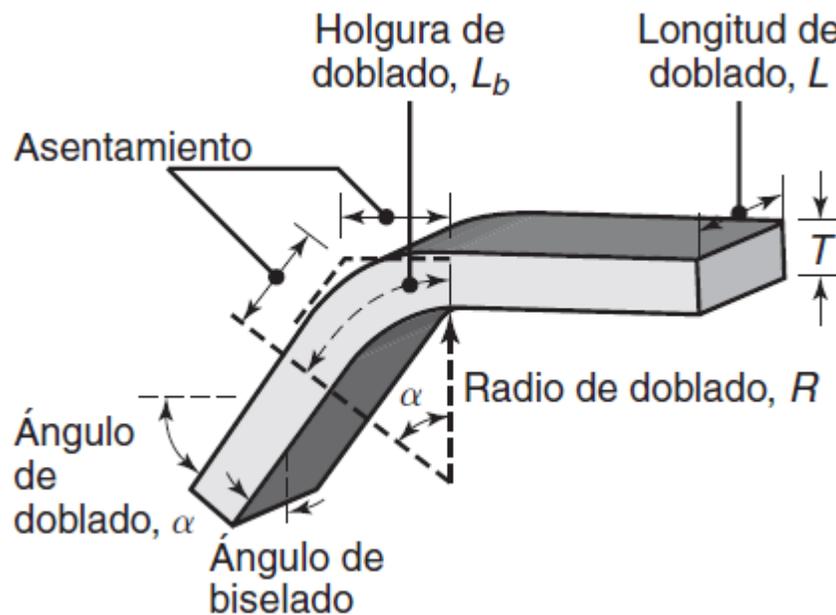


Figura 1.3. Terminología de doblado, [7].

1.5.3.2.1 Holgura de doblado

La holgura de doblado o tolerancia de doblado es la longitud del eje neutro en el doblado utilizado para determinar la longitud de la lámina antes del proceso de doblado. Se puede aproximar de acuerdo con la ecuación 1.1 [7].

$$L_b = \alpha \left(R + \left(\frac{T}{2} \right) \right) \quad (1.1)$$

Donde:

L_b , holgura de doblado, en m.

α ángulo de doblado, en radianes.

R radio de doblado, en m.

T espesor de la lámina, en m.

1.5.3.2.2 Radio mínimo de doblado

Radio mínimo de doblado es el radio al que aparece una grieta en la cara exterior de una lámina doblada. Para ello se considera el espesor del material y la reducción de tensión del área de la lámina metálica r ; relacionándose con el radio mínimo según la ecuación 1.2. Este factor puede variar dependiendo el material, la temperatura o las condiciones de cizalladura en el borde de la lámina; por estos motivos es necesario determinar el factor de manera experimental con el material de trabajo [7].

$$R = T \left(\frac{50}{r} - 1 \right) \quad (1.2)$$

Donde:

R radio mínimo de doblado, en m.

T espesor del material, en m.

r reducción del área transversal en un ensayo de tracción, adimensional.

1.5.3.2.3 Recuperación Elástica

Debido a que los materiales tienen un módulo finito de elasticidad, la deformación plástica va seguida de una recuperación elástica al momento de retirar la carga. Tal como se muestra en la Figura 1.4, se puede calcular la recuperación elástica de acuerdo con la ecuación 1.3 [7].

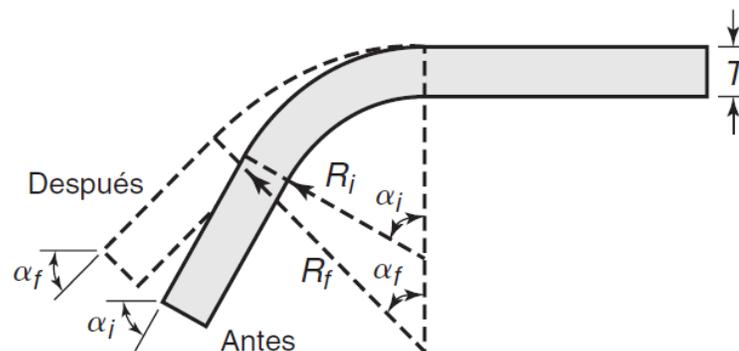


Figura 1.4. Recuperación elástica, [7].

$$\frac{R_i}{R_f} = 4 \left(\frac{R_i Y}{ET} \right)^3 - 3 \left(\frac{R_i Y}{ET} \right) + 1 \quad (1.3)$$

Donde:

R_i radio de doblez con carga, en m.

R_f radio de doblez tras retirar la carga, en m.

Y esfuerzo de fluencia, en Pa.

E módulo elástico del material, en Pa.

T espesor del material, en m.

1.5.3.2.4 Doblado al aire

El doblado al aire es un proceso de formado en frío donde se transmiten directamente la fuerza y el momento flector a la pieza de trabajo. Debido a que el esfuerzo flector es mucho mayor al esfuerzo producido por la fuerza cortante se considera que la pieza está sometida a flexión pura [8]. Existen dos tipos de doblado al aire:

- 1 Doblado al aire en tres puntos. - En este tipo de doblado, la pieza se soporta en dos puntos de apoyo opuestos y en el medio se ejerce una fuerza F con un punzón deformando la pieza.
- 2 Doblado al aire con dado deslizante. - En este tipo de doblado, se sujeta pieza por un extremo y el otro queda en voladizo, un punzón perpendicular a la pieza de trabajo se desplaza provocando un momento flector que deforma al material. Bajo este concepto trabaja la máquina de flexión automática.

1.5.3 MÁQUINA CNC

Una máquina CNC puede controlar la posición y velocidad de sus actuadores con el fin de seguir trayectorias complejas determinadas por un programa de control numérico. Debido a un alto costo de una máquina CNC se debe justificar su aplicación mediante producciones que requieren alta repetitividad o producción de piezas con formas complejas. Una máquina CNC debe de realizar varias funciones para que la producción de piezas sea satisfactoria [9]:

- 1) Interpolación del movimiento entre dos puntos marcados

- 2) Control de los movimientos de alimentación del material en bruto
- 3) Corrección de las dimensiones de las herramientas.
- 4) Control lógico para operaciones como cambio de herramientas
- 5) Control del movimiento principal de la herramienta de mecanizado
- 6) Corrección de los errores del mecanismo y medida de dispositivos.
- 7) Diagnóstico y recolección de datos estadísticos

1.5.3.1 Partes de una máquina CNC

Según [9] la arquitectura de la máquina CNC de flexión se compone en 7 bloques como se muestra en la Figura 1.5.

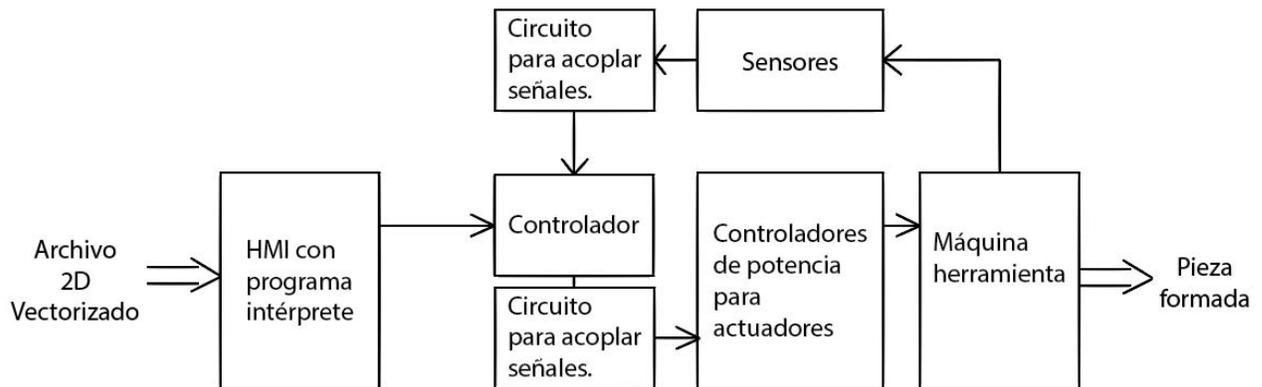


Figura 1.5. Arquitectura de una máquina de flexión CNC.

- En el primer bloque cuenta con un HMI para poder configurar el material, velocidad de trabajo y seleccionar el archivo a trabajo.
- El controlador recibe los códigos G generados por el programa intérprete.
- Se deben acoplar las señales de entrada y salida del controlador para accionar los actuadores y recibir las señales de los sensores.
- Los controladores de potencia mediante la señal de control accionan los actuadores dando forma a la pieza.
- El bloque de máquina herramienta está compuesta por el mecanismo de alimentación, el mecanismo de remoción de material y el mecanismo de flexión.
- En el bloque de sensores se encuentran fines de carrera y sensores para determinar la posición del material.

1.5.4 CÓDIGO G

El código g es un lenguaje utilizado para controlar máquinas CNC. El controlador CNC ejecuta los códigos G que en sí son instrucciones de como manufacturar la pieza [10].

Los códigos G controlan los movimientos de los ejes de la máquina, determinar el tipo de compensación o el tipo de interpolación que se esté utilizando. Para funciones específicas de la máquina como abrir compuerta, cerrar mordazas entre otras se utilizan códigos misceláneos o códigos M. Ambos códigos se encuentran normados bajo la ISO 6893.

Bajo la norma ISO 6983 se establece el siguiente formato del programa [11]

- El programa debe consistir en bloques de datos, cada bloque consiste en un grupo de palabras que representan una función en específico.
- Se debe determinar un carácter de fin de bloque.
- Todos los datos de control deben ser precedidos por un carácter de “inicio de programa”
- Se pueden utilizar únicamente los caracteres especiales anexos a la norma.
- En el caso de utilizar caracteres que no estén en la normativa se los debe trabajar entre paréntesis y únicamente pueden ser usados para mostrar datos en pantalla.

1.5.5 PROGRAMA INTÉRPRETE

Un intérprete es un programa que ejecuta línea a línea las instrucciones de un programa de alto nivel. El intérprete carga el código fuente y traduce las instrucciones a un lenguaje intermedio que puede luego ser ejecutado.

Los intérpretes generan un código binario que se interpreta cada vez que se ejecuta el programa a diferencia del compilador que crea un archivo ejecutable.

Los lenguajes interpretados son más fáciles de aprender que los lenguajes compilados.

Un intérprete le permite al programador saber de inmediato cuándo y dónde existen problemas en el código mientras que los programas compilados hacen esperar al programador hasta que el programa se ha completado [12].

Las ventajas del utilizar un intérprete son:

- Al ejecutarse línea a línea, resulta ser más fácil de depurar y comprobar errores.

- Si el programa es muy largo, un intérprete resulta es más rápido que un compilador porque no tiene que traducir todo el programa para ejecutarlo.

Las desventajas de utilizar un intérprete son:

- El código fuente se requiere para poder ejecutar un programa
- Los intérpretes son más lentos que los programas compilados o ejecutables.

1.5.5.1 Estructura de un programa intérprete

Un programa intérprete debe ser capaz de adquirir la información de salida de otros programas y transformarla a valores que se pueden entender en el contexto actual del programa diseñado. Generalmente un programa intérprete se compone de los siguientes módulos [13]:

- Traductor a Representación Interna: Lee un archivo de un formato específico y extrae la información útil para su representación interna.
- Representación Interna: Los datos del archivo original como los de la representación interna deben ser consistentes. Uno de los métodos más utilizados para diseñar el módulo de representación interna son los árboles sintácticos o estructuras de pila.
- Tabla de símbolos: Crear una tabla con información de los símbolos encontrados y sus equivalentes el módulo de representación interna permite reducir la complejidad de diseño y evaluación. Por ejemplo, para identificar partes del código se puede etiquetar el nombre tipo o número de línea en el que aparecen los datos.
- Evaluador de Representación Interna: Tras extraer de forma correcta la información contenida del formato de origen, este debe pasar a un proceso de evaluación donde se deben ejecutar acciones para obtener resultados (en este módulo se procesa la información traducida). Durante dicho proceso se deben considerar desbordamientos de pila, divisiones por cero, entre otros errores.
- Tratamiento de errores: Tras encontrar los errores se deben implementar “handlers” para evitarlos o manejarlos debidamente.

De esta forma se evita que el programa intérprete falle.

1.5.6 CONTROLADOR

Debido a que la máquina de flexión automática trabaja en un entorno industrial, el circuito de control debe garantizar el funcionamiento y proteger sus periféricos. Existen varios tipos de controladores lógicos programables “PLC” que pueden controlar los movimientos de la máquina de flexión. Dentro de este grupo de PLCs se encuentran aquellos que además de aceptar el lenguaje de programación ladder; funcionan bajo el IDE de programación de arduino. La familia de PLCs MDUINO garantiza la funcionalidad en ambientes industriales ya que posee una resistencia de aislamiento de 20Mohm a 500 V DC. Este PLC se basa en un Atmega 2560, que es el microprocesador de un Arduino Mega. El PLC ofrece 58 pines de entrada y salidas digitales de las cuales 22 de ellas cuentan con un aislamiento galvánico y un diodo para la protección del relé, 8 entradas analógicas y una frecuencia de reloj de 16 MHz [13]. En la Figura 1.6 se muestra el PLC MDUINO.



Figura 1.6. PLC MDUINO 21 I/Os, [14]

1.6 ESTADO DEL ARTE

El hombre a través de la historia se ha esforzado por construir e inventar herramientas que le faciliten el uso de los recursos disponibles. En el caso de las prensas dobladoras

no fue hasta el siglo XIX que la sociedad tuvo la necesidad de utilizar maquinaria industrial para la fabricación de sus bienes materiales. La prensa dobladora permite manipular el material ya sea frío o caliente. Esta máquina permite moldear y curvar hojas metálicas. Inicialmente su mecanismo estaba compuesto por engranajes accionados por una manivela luego se reemplazó la manivela por un motor de corriente alterna.

Las prensas dobladoras poseen dos ventajas muy importantes: la velocidad y precisión. Utilizan un motor eléctrico para dar energía a un volante, que, ajustado a un embrague, moviliza la manivela que maneja el pistón hacia arriba y abajo.

A diferencia de las prensas dobladoras mecánicas, las neumáticas ejercen fuerza en el cilindro con presión de aire. Este tipo es frecuentemente utilizado para trabajos que requieren un menor tonelaje o fuerza. Durante mucho tiempo, las prensas mecánicas fueron las más utilizadas a nivel mundial. Sin embargo, a partir de la década de 1950, con el surgimiento de nuevos sistemas controlados por ordenador, fueron reemplazadas por las prensas hidráulicas. Las prensas plegadoras hidráulicas trabajan con dos cilindros sincronizados ubicados en los marcos de la máquina para mover la viga principal. Es recomendable utilizar este tipo de prensas, porque producen productos exactos y de alta calidad. Este tipo de prensas fueron diseñadas para una manufactura más rápida; porque el tiempo que necesita para operar es básicamente el que emplea en una carrera del ariete y en la colocación del material. Por tal motivo, es la herramienta ideal para mantener bajos costos de producción [15].

En el campo de la publicidad las dobladoras de tol se utilizan para formar los cantos de los letreros los cuales se montan sobre una armadura metálica. Desde el 1969 tras la aparición de los paneles de aluminio compuesto [16] en las fachadas de las construcciones se reemplazan los letreros tipo “caja de luz” por aquellos llamados letras en bloque, ya que no distorsionan las fachadas y son más impactantes al sobresalir de la construcción sin ninguna conexión aparente (inicialmente estos letreros se fabricaban con moldes de arcilla y láminas termoplásticas). El proceso de manufactura de estos letreros en metal comenzó de forma manual, cortando la forma de la letra con tijeras de tol y montando con puntos de suelda una tira de tol perpendicular al plano que forma la

letra. Este proceso requiere un arduo trabajo manual y gran habilidad en el operador. La demanda de estos letreros a nivel mundial provocó el diseño de varias herramientas para aplicar torque a la lámina metálica; entre estas herramientas se encuentran dobladoras manuales como se muestra en la Figura 1.7.



Figura 1.7. Herramienta para doblar cantos en ángulo [17].

Gracias a la reducción de costos de los microcontroladores se diseñaron máquinas de control numérico para la conformación de estos letreros, la primera máquina fue patentada en 1999 por Carl Ondracek en Estados Unidos, Carl predijo el auge de este tipo de letreros en centros comerciales, estaciones de transporte público y en restaurantes [18]. La máquina patentada por Carl se ha mantenido prácticamente sin variaciones durante los últimos 19 años.

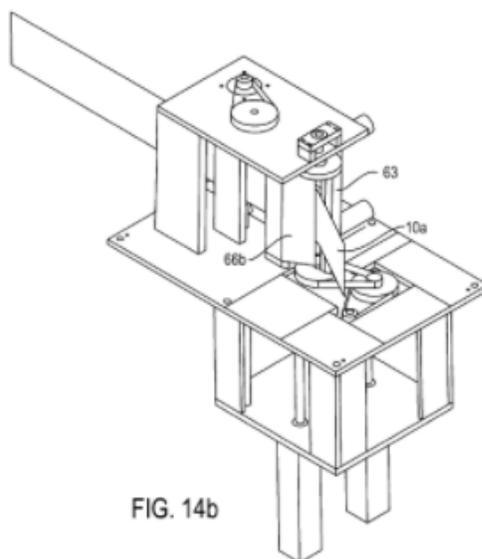


Figura 1.8. Esquema de una máquina de flexión automática propuesta por Carl, [18].

En la actualidad podemos encontrar máquinas para conformar cantos de letras con las características que se muestran en la Tabla 1.1.

Tabla 1.1 Características máquinas de flexión automáticas para letras corpóreas [2].

Nombre	Potencia	Rá dio mínimo de doblez	Angulo de doblez máximo	Materiales	Espesor del material	Alto del material	Archivos de entrada
SDC SBC-XP3	3300 W	15 mm	120°	Aluminio, latón, bronce y acero inoxidable	0.66 mm -1.66 mm	25 mm-200 mm	*.cdr, *.ai, *.eps
SDC Easy channel Bender	3300 W	8 mm	100°	Aluminio, latón, bronce y acero inoxidable	0.8 mm -1.66 mm	60mm -254 mm	*.cdr, *.ai, *.eps
Metha A13ESW	2400 W	n/a	100°	Aluminio, Acero inoxidable y acero galvanizado	1mm-1.2mm	20mm -125 mm	*.dxf

Metha AT1	3000 W	n/a	100°	Aluminio, Acero inoxidable y acero galvanizado	1mm- 1.2mm	20 mm - 125 mm	*.eps
Kbend K1000	900 W	15 mm	135°	Aluminio y acero negro	0.4 mm- 1 mm	30 mm - 120 mm	*.ai, *.eps
ALB-02	2400 W	7 mm	n/a	Aluminio, Acero inoxidable y acero galvanizado	0.4 mm- 0.8 mm	20 mm- 160 mm	*.dxf, *.eps

CAPÍTULO II

SELECCIÓN DE ALTERNATIVAS

En este capítulo se describe el proceso para desplegar la función de calidad con el fin de determinar los objetivos que agregan valor para el cliente. De esta manera se plantean las alternativas para el desarrollo del proyecto. Tras analizar las alternativas de forma cuantitativa, mediante la matriz de residuos ponderados se determinan los componentes de la máquina automática para la conformación de letras en bloque.

2.1 Despliegue de la función de calidad QFD

El despliegue de la función de calidad QFD por sus siglas en inglés: Quality Function Deployment, es una metodología utilizada en ingeniería para crear productos que se adapten a las necesidades del usuario. Al aplicar esta metodología se genera una vista objetiva sobre qué es lo que buscan los usuarios en un producto. Además, permite emplear de forma óptima los recursos con el fin de fortalecer las características valiosas para el cliente y discriminar las características que no generan valor perceptible por el usuario.

2.1.1 CASA DE LA CALIDAD

La casa de la calidad es un método gráfico para el QFD, consta de 5 partes como se indica en el libro de C. Riba, "Diseño Concurrente" [19] como se indica en la Figura 2.1.

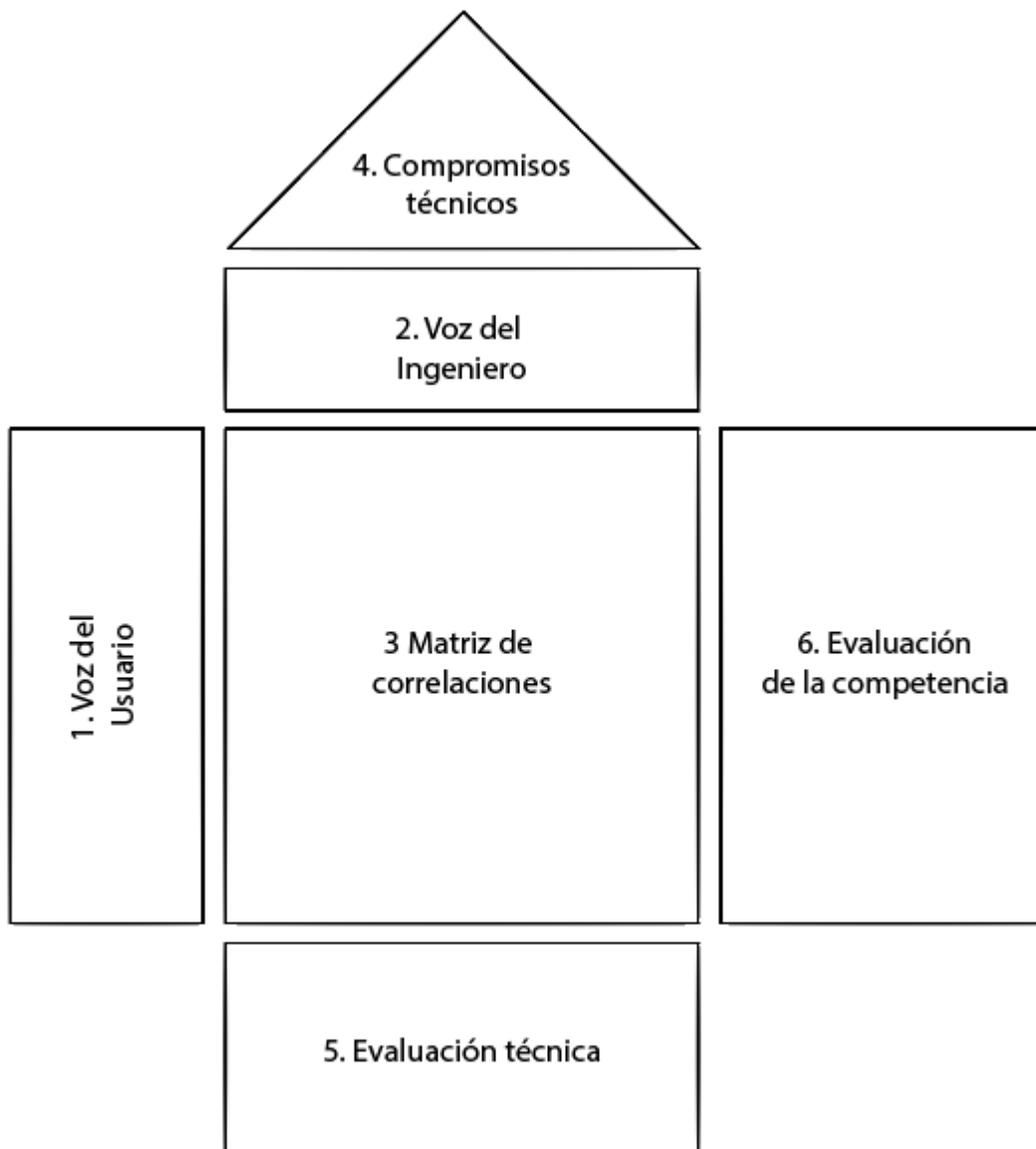


Figura 2.1. Estructura de la casa de la calidad.

1. Voz del Usuario. - Se listan las necesidades o requerimientos del usuario.
2. Voz del Ingeniero. - La interpretación técnica de los deseos del usuario expresado como requerimientos de diseño.
3. Matriz de correlaciones. - Muestra la capacidad de cada una de las especificaciones técnicas para satisfacer los deseos del cliente.
4. Compromisos técnicos. - Se establece el positivas, negativas o nulas entre los requerimientos de diseño.

5. Evaluación técnica. - Evaluación de la incidencia de cada una de las características técnicas en la satisfacción de las demandas del usuario.
6. Evaluación de la competencia. – Permite comparar el producto a diseñar con los productos de la competencia.

Para el desarrollo del QFD se listan las necesidades y deseos de la empresa contratante. Posterior a esta recopilación de información el ingeniero los analiza e interpreta para definirlos como requerimientos técnicos de diseño. Se establecen estos parámetros en una matriz donde se especifican las relaciones entre cada requerimiento. Finalmente se compara con la apreciación de los usuarios entre los productos de la empresa y los de la competencia para así determinar que parámetros se deben mejorar con el fin de satisfacer los requerimientos del cliente. La Casa de la calidad para la máquina automática de flexión ABM por sus siglas en inglés: Automatic Bending Machine se presenta en la Figura 2.2. A continuación se detalla el análisis realizado en la casa de la calidad.

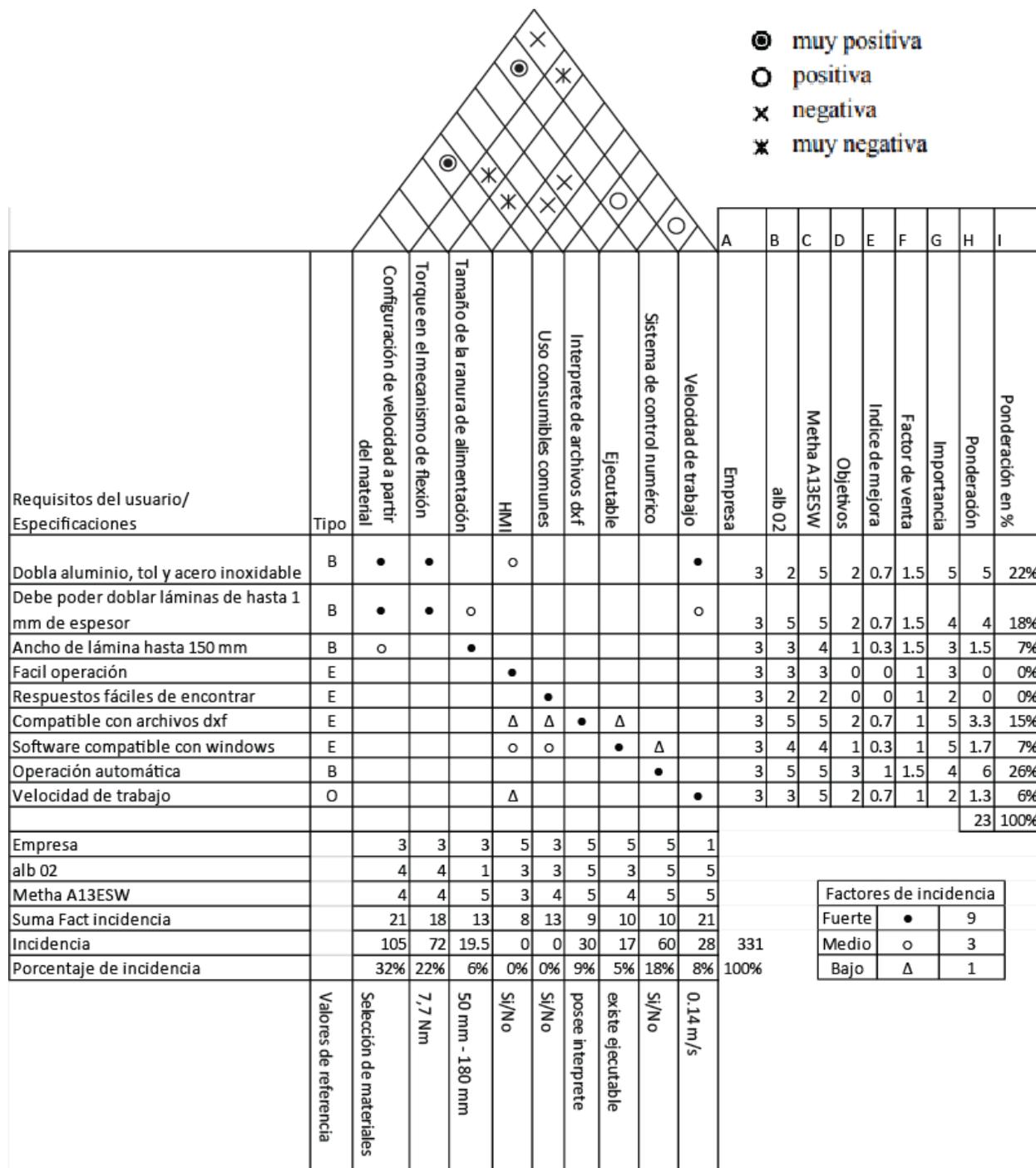


Figura 2.2. Casa de la calidad Máquina automática de flexión.

2.1.1.1 Análisis de la competencia

Para el análisis de la competencia se eligen dos máquinas (ALB-02 2400W y Metha A13ESW de 2400W) representantes de la Tabla 1.1 dado que con sus especificaciones

satisfacen las necesidades del cliente Record Publicidad. Tras realizar una evaluación técnica de estas máquinas se determinan los siguientes valores de referencia:

- Se permite seleccionar el tipo de material a conformar.
- El torque en el mecanismo de flexión tiene como mínimo 7.7 Nm.
- El ancho del material a trabajar varía entre 50 mm a 180 mm.
- Los consumibles son comunes (fresas).
- Posee un HMI implementado en el ordenador.
- Capacidad de lectura de archivos “.dxf”.
- Ejecutable compatible con Windows.
- Velocidad de trabajo promedio de 0.14 m/s.

Según la importancia impuesta por el cliente en la apreciación de la calidad del producto se realiza un análisis comparativo a partir de las especificaciones definidas por el usuario. Los resultados obtenidos de la casa de la calidad en la voz del cliente se ponderan para poder generar un diagrama de pareto como se muestra en la Figura 2.3. Dicho diagrama toma la ponderación porcentual obtenida en la casa de la calidad, la línea verde que corta la línea de tendencia al 80% define los objetivos de la calidad prioritarios perceptibles por el cliente en el diseño de la máquina automática de flexión.

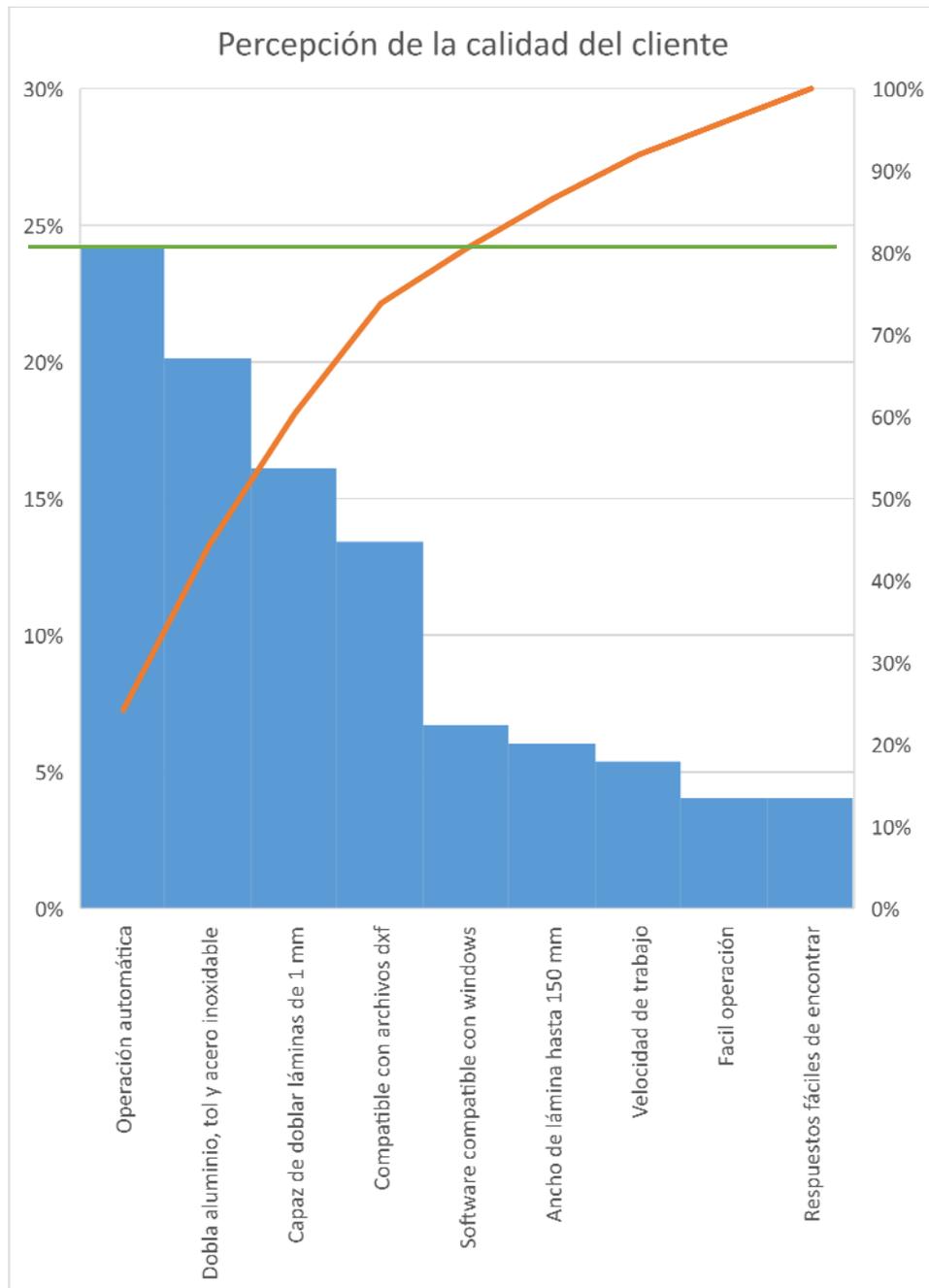


Figura 2.3. Pareto percepción de la calidad por el cliente.

Gracias al diagrama de pareto se determinan los objetivos de calidad en el diseño fijados por el cliente, y son:

- Garantizar la operación automática
- Conformar aluminio, acero inoxidable y acero galvanizado.
- Conformar materiales de hasta 1 mm de espesor
- Garantizar el reconocimiento de archivos “*.dxf”.

- Software compatible con Windows.

2.1.1.2 Objetivos de calidad establecidos por el desarrollador

Para cumplir con los requerimientos de calidad del usuario el desarrollador debe priorizar algunas características expuestas en la voz del ingeniero de la casa de la calidad. La Figura 2.4. muestra en un diagrama de pareto los resultados obtenidos según la importancia de las especificaciones técnicas. Donde se priorizan las características que cortan con la línea de tendencia al 80%.

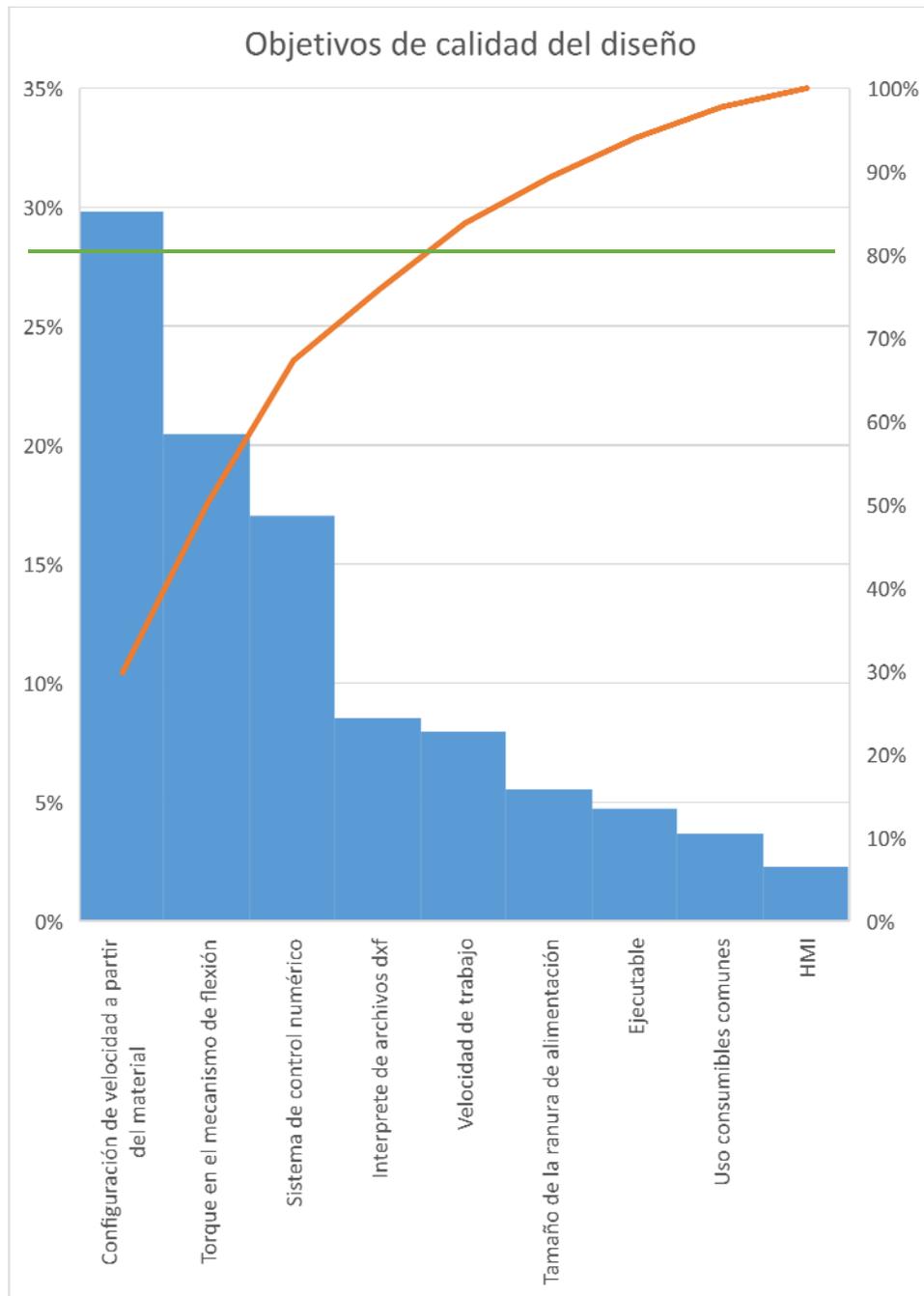


Figura 2.4. Pareto objetivos a considerar para ofrecer un producto de calidad.

Por lo tanto, los objetivos de calidad definidos por el desarrollador son:

- Se debe poder configurar el tipo de material a conformar en la máquina.
- Se debe garantizar que el torque en el mecanismo de flexión sea el necesario para conformar los materiales a distintos radios de doblez (al menos 7.7 N/m para acero galvanizado de 0.4 mm).

- Se debe implementar un control numérico para automatizar el funcionamiento de la máquina.
- Se debe desarrollar un programa intérprete de archivos “*.dxf”.
- La velocidad de trabajo de la máquina debe ser de al menos 0.14 m/s.

2.1.1.3 Correlación

Uno de los factores de correlación más importantes determinados en la casa de la calidad es el hecho de que la velocidad de alimentación afecta de forma “muy negativa” al torque en el mecanismo de flexión y el tamaño de la ranura de alimentación. Por otro lado, la posibilidad de configurar el tipo de material tiene un impacto positivo en la velocidad de alimentación. La implementación de un HMI permite configurar con facilidad el tipo de material a trabajar por lo que su impacto es positivo.

2.2 ANÁLISIS FUNCIONAL

Para el diseño de la máquina automática de flexión se parte de las especificaciones obtenidas en el QFD con el fin de determinar la función global y las sub-funciones; una función “es cualquier transformación (en el sentido de realización de una tarea) entre unos flujos de entrada y de salida” [19]. Mediante benchmarking y lluvia de ideas se plantean los principios de funcionamiento y la estructura funcional de la máquina lo que permite descomponer el problema en módulos funcionales que para su resolución son atacados de forma individual.

2.2.1 NIVEL 0 FUNCIÓN GLOBAL

Se define la función principal de la máquina de flexión automática es la de doblar láminas metálicas en diversas formas, para ello requiere de tres entradas principales (energía eléctrica, señales de control y la lámina metálica a doblar) la función principal se muestra de forma gráfica según la Figura 2.5.

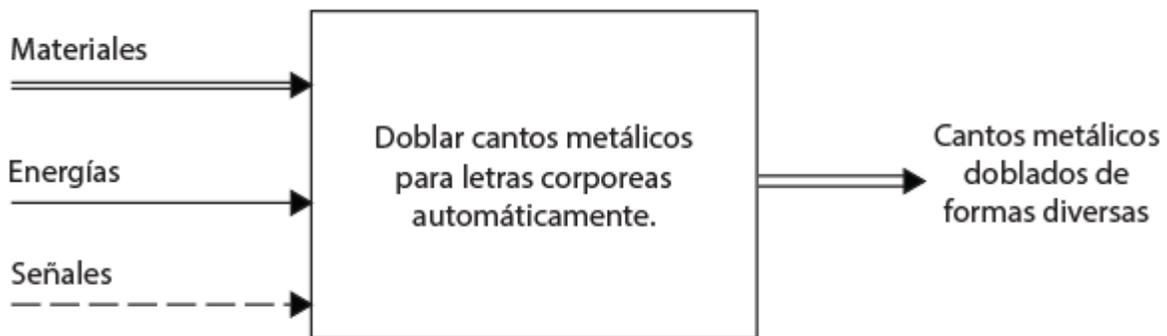


Figura 2.5. Nivel 0 máquina de flexión automática.

2.2.2 NIVEL 1 SUB-FUNCIONES

En el nivel 1 de la máquina de flexión automática se descompone al sistema en sub funciones; es decir en este nivel se establece la estructura funcional de la máquina. Empleando la simbología propuesta la normativa VDI 2222 se puede apreciar de forma gráfica las funciones, sus flujos y la relación entre las interfaces que se ven involucradas en el proceso de conformación del material. El nivel 1 consta de 8 sub funciones como se muestra en la Figura 2.6 y que son:

- 1) Intérprete de archivos “dxf”. - Junto con la HMI es la aplicación encargada de convertir los contornos vectorizados en un lenguaje entendible por la máquina de control numérico.
- 2) Comunicación con el controlador principal. - Parte del hardware encargada de transportar los datos provenientes del computador a la unidad de control principal.
- 3) Controlar el doblado. - Funciones de firmware y hardware encargados de emitir las señales de control al mecanismo de flexión.
- 4) Control de alimentación. - Funciones de firmware y hardware encargados de emitir las señales de control para el mecanismo de alimentación.
- 5) Control la remoción del material. - Funciones de firmware y hardware encargados de emitir las señales de control para el mecanismo de remoción de material.
- 6) Alimentar de manera automática la materia prima. - Conjunto de actuadores que se arrastran el material de forma controlada.

- 7) Eliminar excedentes del material. - Conjunto de actuadores que eliminan parte del material para el dobléz.
- 8) Doblar de forma controlada. - Conjunto de actuadores que doblan el material en diversas formas.

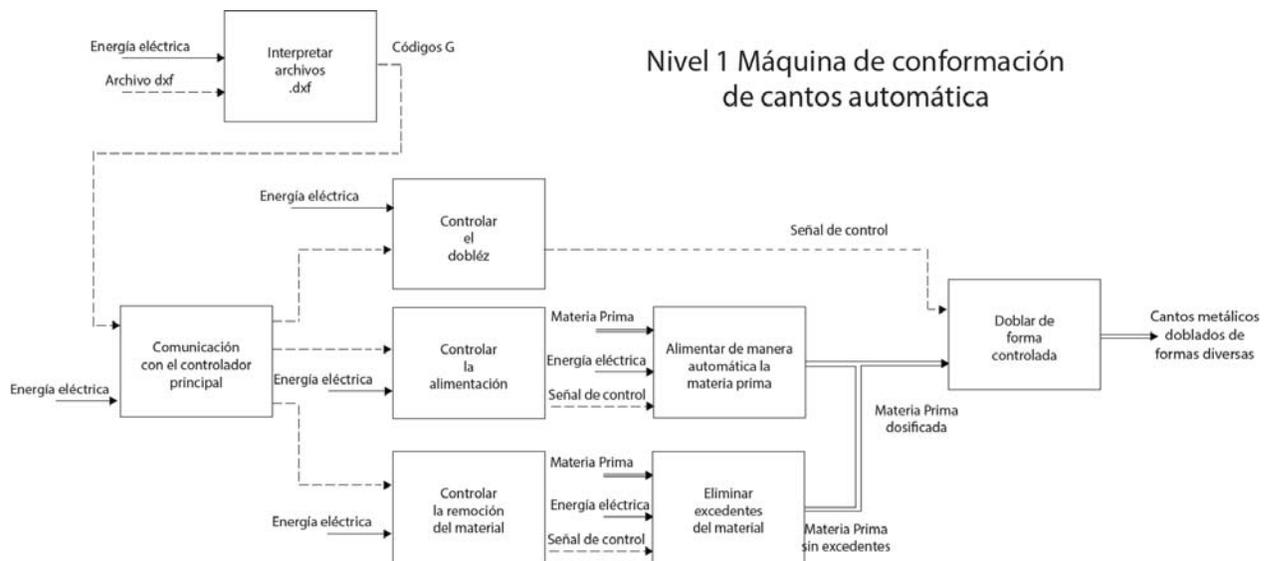


Figura 2.6. Nivel 1 Máquina de conformación de cantos automática.

2.2.3 NIVEL 2 DEFINICIÓN DE LOS MÓDULOS FUNCIONALES

El desarrollo del sistema debe ser transparente para lo cual se agrupan las funciones de nivel uno en funcionalidades básicas con el fin de establecer módulos funcionales que pueden tener varios principios de solución. La estructura modular la máquina de flexión automática se muestra en la Figura 2.7.

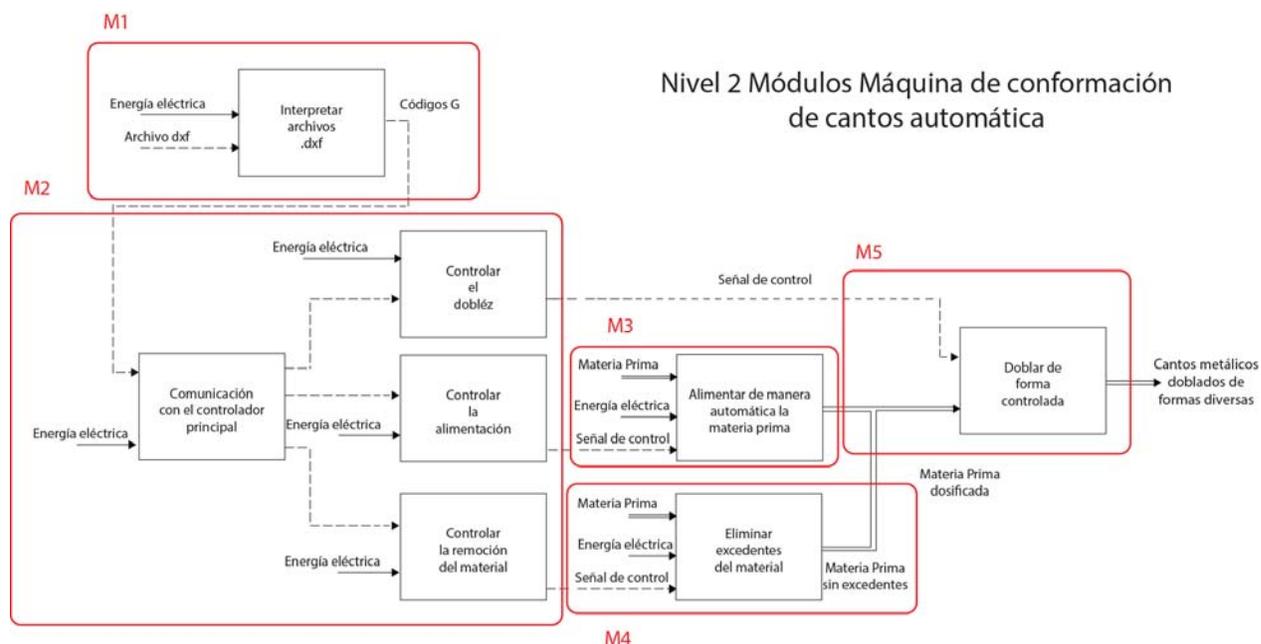


Figura 2.7. Nivel 2 Módulos funcionales.

2.3 Principios de solución

2.3.1 MÓDULO 1 (M1)

Es el módulo encargado de interactuar con el usuario, gracias a este módulo se convierten los diseños del operador en comandos que pueden ser entendidos por la máquina de flexión. La Tabla 2.1 compara las distintas alternativas planteadas.

Tabla 2.1. Alternativas para la interacción con el usuario M1.

Descripción	Ventajas	Desventajas
<ul style="list-style-type: none"> CBS4 (intérprete comercial) 	<ul style="list-style-type: none"> Compatibilidad con varias extensiones de archivos. Compatibilidad con sistemas operativos Windows y Linux. Código optimizado. Operaciones para el suavizamiento de curvas. 	<ul style="list-style-type: none"> Pobre interfaz gráfica del HMI. Se debe adquirir el intérprete y el controlador. Costoso
<ul style="list-style-type: none"> Diseño del intérprete 	<ul style="list-style-type: none"> Facilidad de diseño en el HMI. Posibles mejoras y actualizaciones posteriores a la implementación. Fácil de modificar. Posible implementación con librerías. 	<ul style="list-style-type: none"> Tiempo de implementación

	<ul style="list-style-type: none"> • Se puede trabajar con varios tipos de controladores y formas de comunicación.
--	---

2.3.2 MÓDULO 2 (M2) UNIDAD DE CONTROL PRINCIPAL.

En el módulo 2 se encarga de recibir la información del programa intérprete y generar las señales de control para los actuadores. En este módulo se encuentra la capa física para la transmisión serial de datos a la unidad de control principal. La unidad de control debe tener como periféricos drivers de corriente y voltaje junto con el acondicionamiento de las señales de los sensores. En la Tabla 2.2 se analizan las posibles propuestas de solución.

Tabla 2.2. Alternativas para la unidad de control principal M2.

Descripción	Ventajas	Desventajas
<ul style="list-style-type: none"> • MPC08 (MCU) 	<ul style="list-style-type: none"> • Compatible con CBS4. • Rápida implementación. • Sistema embebido para la fabricación de letras corpóreas. • Salidas aisladas. • Entradas aisladas. • Confiable. 	<ul style="list-style-type: none"> • Costoso. • Imposible realizar modificaciones. • En caso de daños se debe reemplazar el módulo completo. • No se puede utilizar otros programas intérpretes. • Requiere de importación. • Conexión PCI.
<ul style="list-style-type: none"> • Controlador lógico programmable PLDUINO. 	<ul style="list-style-type: none"> • Aislamiento industrial. • Programable en C. • Económico. • Salidas digitales aisladas. • Entradas digitales aisladas. • Compatible con cualquier intérprete. • Comunicación USB, RS232 y WIFI. • Fácil implementación. 	<ul style="list-style-type: none"> • Requiere de importación. • Cantidad de puertos de entradas y salidas fijas. • Imposible modificar el Hardware.
<ul style="list-style-type: none"> • Modificación propia del PLDUINO 	<ul style="list-style-type: none"> • El nivel de aislamiento se basa de acuerdo a las necesidades. • Flexibilidad para el diseño del hardware. • Programable en C. • Se puede definir los puertos del controlador a utilizar. 	<ul style="list-style-type: none"> • Requiere de un tiempo de diseño. • Debe ser validado. • Se debe ensamblar.

2.3.3 MÓDULO 3 MECANISMO DE ALIMENTACIÓN

El mecanismo de alimentación debe ser capaz de dosificar el material a medida que el mecanismo de flexión lo requiera. La alimentación del material se realiza de forma horizontal paralelo al suelo, por ello se requiere de mecanismos y actuadores que sean capaces de generar movimiento lineal controlable. Las alternativas de solución planteadas para este módulo se presentan en la Tabla 2.3.

Tabla 2.3. Alternativas para desarrollar el mecanismo de alimentación M3.

Descripción	Ventajas	Desventajas
<ul style="list-style-type: none"> Alimentación con sistema neumático. 	<ul style="list-style-type: none"> La relación Fuerza tamaño que pueden generar estos sistemas es mayor a aquellos en los que se utilizan motores. Fácil de controlar. Requerimientos de diseño mínimos. Económico. 	<ul style="list-style-type: none"> El movimiento conseguido gracias a este movimiento es discreto. Velocidad de movimiento fija. Requiere mantenimiento. Requiere una fuente de aire comprimido. Ruidoso.
<ul style="list-style-type: none"> Alimentación con rodillos controlado por motor a pasos. 	<ul style="list-style-type: none"> Movimiento continuo del material. Fácil de diseñar. Libre de mantenimiento. Ideal para control en lazo abierto. Velocidad de alimentación variable. 	<ul style="list-style-type: none"> Para un movimiento suave se requiere un driver compatible con micropasos.
<ul style="list-style-type: none"> Alimentación con rodillos controlado por servomotores DC. 	<ul style="list-style-type: none"> Eficiente. Silencioso. Ideal para el control en lazo cerrado. Se asegura el desplazamiento del material. Velocidad variable. Libre de mantenimiento. 	<ul style="list-style-type: none"> Requiere un control en lazo cerrado. Costoso.

2.3.4 MÓDULO 4 MECANISMO PARA REMOVER EXCEDENTES DE MATERIAL

Cuando el radio de las curvas en los diseños de las letras sea menor a 5 mm se debe remover material para poder realizarlas ya que con el momento generado por el mecanismo de flexión es imposible realizarlas. Las alternativas para remover el excedente del material se presentan en la Tabla 2.4.

Tabla 2.4. Alternativas para el mecanismo de remoción de material M4.

Descripción	Ventajas	Desventajas
<ul style="list-style-type: none"> Remoción del material por fresa. 	<ul style="list-style-type: none"> Excelente acabado superficial. Bajo desgaste de la fresa. Corte en "V" requerido para materiales con ranuras. 	<ul style="list-style-type: none"> Costoso. No requiere calibraciones posteriores. Requiere un motor capaz de vencer la inercia de la fresa.
<ul style="list-style-type: none"> Remoción del material por discos de corte. 	<ul style="list-style-type: none"> Los discos de corte son económicos. Los discos de corte son consumibles fáciles de reemplazar. 	<ul style="list-style-type: none"> Se requiere calibrar la máquina de acuerdo al descaste del disco.

2.3.5 MÓDULO 5 MECANISMO DE FLEXIÓN

El mecanismo de flexión debe actuar en sincronía con el mecanismo de alimentación para así doblar al material en la manera deseada. Se proponen diversas alternativas para el diseño del mecanismo de flexión y se comparan en la Tabla 2.5.

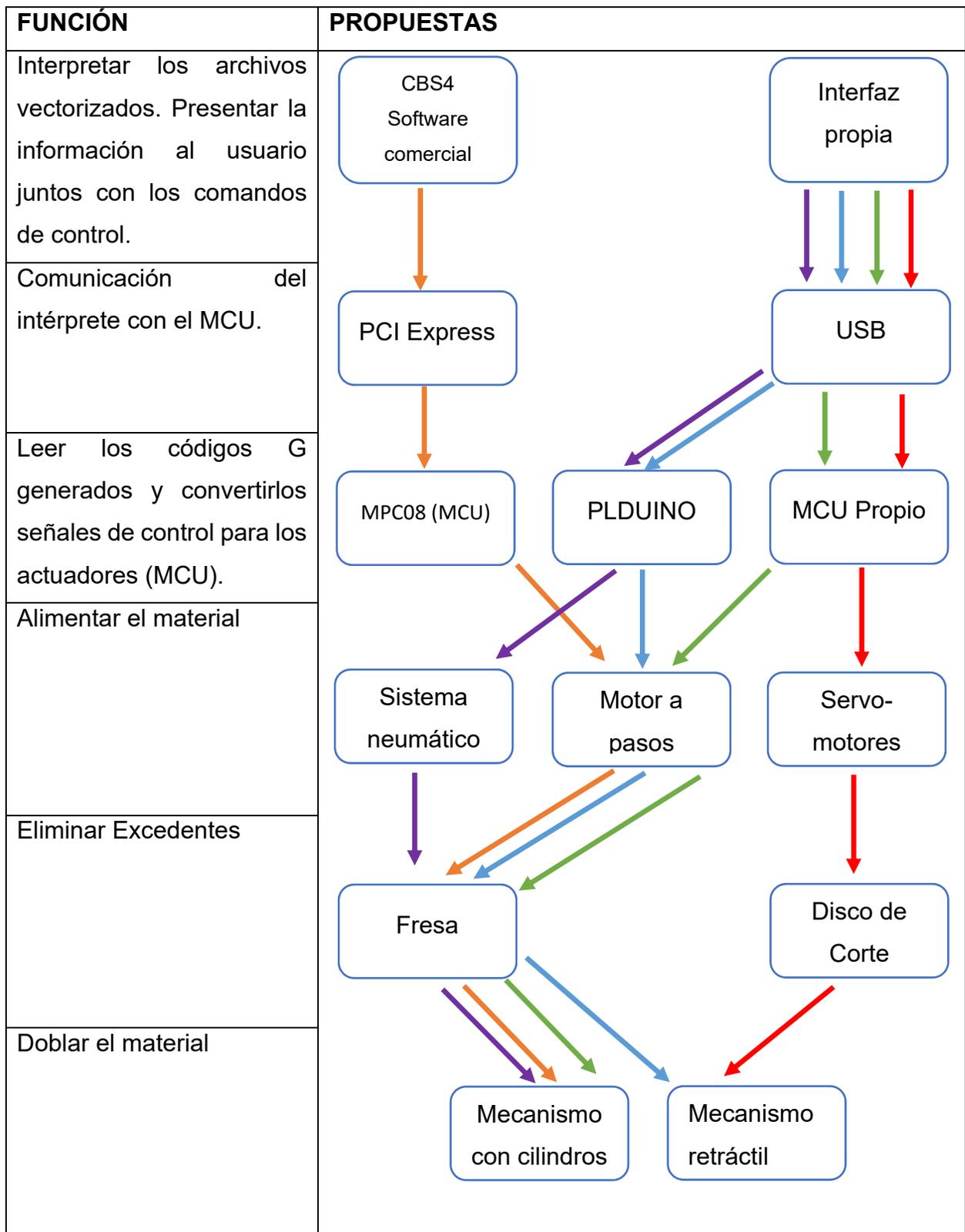
Tabla 2.5. Alternativas para el desarrollo del mecanismo de flexión M5.

Descripción	Ventajas	Desventajas
<ul style="list-style-type: none"> Eje fijo Ranurado y cilindros para el doblar 	<ul style="list-style-type: none"> Diseño sencillo. Intervienen pocos elementos en el mecanismo. 	<ul style="list-style-type: none"> Mecanizado costoso. Requiere emplear materiales con alta dureza superficial.
<ul style="list-style-type: none"> Mecanismo de flexión retráctil (dos grados de libertad) 	<ul style="list-style-type: none"> Fácil de mecanizar. Se pueden emplear aceros de transmisión. Estético. 	<ul style="list-style-type: none"> Requiere de actuadores para los dos grados de libertad. Costoso.

2.4 Matriz morfológica

La matriz morfológica permite generar de forma gráfica todas las alternativas de solución de acuerdo a las combinaciones factibles entre las alternativas de los módulos. La matriz morfológica para una máquina de flexión automática se muestra en la Tabla 2.6.

Tabla 2.6. Matriz morfológica.



Alternativa 1 ■

Alternativa 2 ■

Alternativa 3 ■

Alternativa 4 ■

Alternativa 5 ■

De acuerdo a lo expresado en la matriz morfológica se consideran 5 alternativas mostradas en las Figuras 2.8, 2.9, 2.10, 2.11 y 2.12.

Alternativa 1

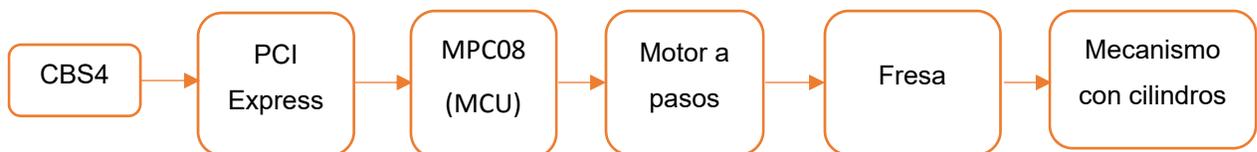


Figura 2.8. Alternativa 1 de la matriz morfológica.

Alternativa 2

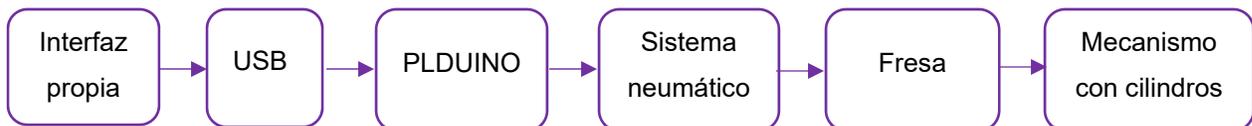


Figura 2.9. Alternativa 2 de la matriz morfológica.

Alternativa 3

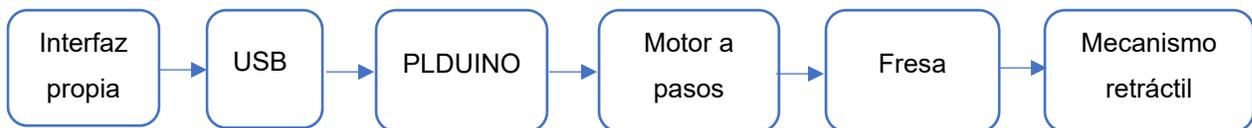


Figura 2.10. Alternativa 3 de la matriz morfológica.

Alternativa 4

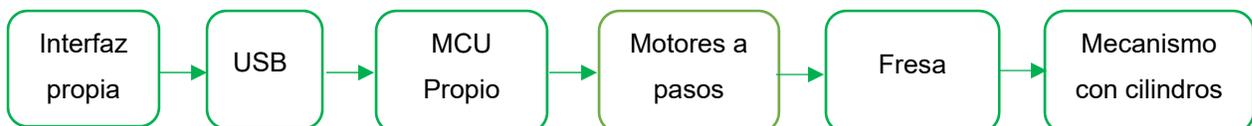


Figura 2.11. Alternativa 4 de la matriz morfológica.

Alternativa 5

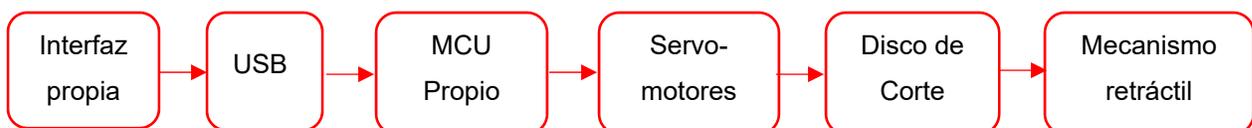


Figura 2.12. Alternativa 5 de la matriz morfológica.

2.5 CRITERIOS PARA LA SELECCIÓN ENTRE ALTERNATIVAS

De acuerdo a los requerimientos del cliente y características de las máquinas CNC en general se evalúan las diferentes alternativas de desarrollo. Se definen 5 criterios de evaluación que son:

Confiabilidad.- La confiabilidad se define como el tiempo de operación dividido para el tiempo requerido de funcionamiento. Siendo así el valor de confiabilidad máximo es del 100%. La empresa record Publicidad requiere que la máquina de conformación de cantos sea confiable para cumplir a cabalidad con los tiempos de entrega con sus clientes. En cada una de las alternativas la confiabilidad se evalúa de acuerdo al controlador, sus protecciones, al conjunto de mecanismos y actuadores que componen una alternativa.

Mantenibilidad.- Característica de sistema en la que se refleja el esfuerzo requerido para que el sistema vuelva a entrar a funcionamiento normal después de un desperfecto. Los indicadores de mantenibilidad deben tender a 0, lo que representa que poco esfuerzo es requerido para que la máquina se mantenga en funcionamiento normal. Se considera este criterio debido a que en la empresa donde se implementa la solución no posee personal técnico de mantenimiento. Para evaluar las alternativas se toman en cuenta los consumibles, partes que requieren engrasarse periódicamente y facilidad de sustitución de componentes dañados.

Precisión.- Atributo deseable en cualquier máquina de control numérico. Un sistema preciso es requerido para la fabricación de letras con geometrías complejas. Para evaluar la precisión en las alternativas se considera el pasó mínimo al cual puede trabajar cada una de estas.

Seguridad.- La máquina debe garantizar la seguridad del operador durante su funcionamiento. En la evaluación de las alternativas se consideran partes móviles que pueden golpear al operador, mecanismos que pueden atrapar extremidades del operador o partes que puedan cortar o lastimar la piel del operador.

Costo.- Los recursos son limitados por lo que se debe elegir la mejor alternativa al menor costo posible. Se evalúa el costo final de cada alternativa.

Se pondera la importancia de cada atributo con el fin de determinar los atributos de mayor prioridad para la posterior evaluación de las alternativas. Como se muestra en la Tabla 2.7 se determina que el sistema a desarrollar debe ser seguro, confiable y preciso.

Tabla 2.7. Ponderación de los criterios de evaluación.

Criterios	Confiabilidad	Mantenibilidad	Precisión	Seguridad	Costo	Sum+1	Ponderación
Confiabilidad		1	0.5	0.5	1	4	0.27
Mantenibilidad	0		0	0	0.5	1.5	0.10
Precisión	0.5	1		0	1	3.5	0.23
Seguridad	0.5	1	1		1	4.5	0.30
Costo	0	0.5	0	0		1.5	0.10
					Total	15	1

2.5.1 EVALUACIÓN DE LAS ALTERNATIVAS

Para cada criterio se evalúa las alternativas propuestas comparándolas entre sí, como se explica en [19]. Los resultados de esta evaluación se muestra en las Tablas 2.8, 2.9, 2.10, 2.11 y 2.12.

Tabla 2.8. Evaluación de la confiabilidad.

Confiabilidad	Alternativa 1	Alternativa 2	Alternativa 3	Alternativa 4	Alternativa 5	Sum+1	Ponderación
Alternativa 1		1	1	0.5	0	3.5	0.23
Alternativa 2	0		0.5	0	0.5	2	0.13
Alternativa 3	0	0.5		1	0.5	3	0.20
Alternativa 4	0.5	1	0		1	3.5	0.23
Alternativa 5	1	0.5	0.5	0		3	0.20
						15	1.00

Tabla 2.9. Evaluación de la mantenibilidad.

Mantenibilidad	Alternativa 1	Alternativa 2	Alternativa 3	Alternativa 4	Alternativa 5	Sum+1	Ponderación
Alternativa 1		1	1	0.5	1	4.5	0.30
Alternativa 2	0		0	0	0	1	0.07
Alternativa 3	0	1		0	0.5	2.5	0.17
Alternativa 4	0.5	1	1		1	4.5	0.30
Alternativa 5	0	1	0.5	0		2.5	0.17
						15	1.00

Tabla 2.10. Evaluación de la precisión.

Precisión	Alternativa 1	Alternativa 2	Alternativa 3	Alternativa 4	Alternativa 5	Sum+1	Ponderación
Alternativa 1		1	0	0.5	0	2.5	0.17
Alternativa 2	0		0	0	0	1	0.07
Alternativa 3	1	1		1	0	4	0.27

Alternativa 4	0.5	1	0		0	2.5	0.17
Alternativa 5	1	1	1	1		5	0.33
						15	1.00

Tabla 2.11. Evaluación de la seguridad.

Seguridad	Alternativa 1	Alternativa 2	Alternativa 3	Alternativa 4	Alternativa 5	Sum+1	Ponderación
Alternativa 1		1	1	0.5	1	4.5	0.30
Alternativa 2	0		0.5	0	0.5	2	0.13
Alternativa 3	0	0.5		0	0.5	2	0.13
Alternativa 4	0.5	1	1		1	4.5	0.30
Alternativa 5	0	0.5	0.5	0		2	0.13
						15	1.00

Tabla 2.12. Evaluación del costo.

Costo	Alternativa 1	Alternativa 2	Alternativa 3	Alternativa 4	Alternativa 5	Sum+1	Ponderación
Alternativa 1		0	0	0	0	1	0.07
Alternativa 2	1		1	1	1	5	0.33
Alternativa 3	1	0		0.5	1	3.5	0.23
Alternativa 4	1	0	0.5		1	3.5	0.23
Alternativa 5	1	0	0	0		2	0.13
						15	1.00

2.5.2 TABLA DE PRIORIDADES

Como resultado de aplicar el método de los residuos ponderados se establece prioridades a cada una de las alternativas. Esta tabla se construye con la ponderación de cada alternativa en los diversos criterios multiplicado por la ponderación de los criterios. Como se muestra en la Tabla 2.13. se debe priorizar la alternativa 4 seguido de la alternativa 1. Debido a la factibilidad de la alternativa 4 en este documento muestra el desarrollo de dicha alternativa.

Tabla 2.13. Tabla de prioridades.

Alternativa	Confiabilidad	Mantenibilidad	Precisión	Seguridad	Costo	Sum+1	Prioridad
Alternativa 1	0.06	0.03	0.04	0.09	0.01	1.23	2
Alternativa 2	0.04	0.01	0.02	0.04	0.03	1.13	5
Alternativa 3	0.05	0.02	0.06	0.04	0.02	1.20	4
Alternativa 4	0.06	0.03	0.04	0.09	0.02	1.24	1
Alternativa 5	0.05	0.02	0.08	0.04	0.01	1.20	3

CAPÍTULO III

DISEÑO MECATRÓNICO

El capítulo contiene el desarrollo teórico para el diseño de una máquina automática para la fabricación de letras corpóreas. El proceso de diseño parte del diagrama de cuerpo libre de la chapa metálica a conformar junto con la interacción de los mecanismos de alimentación y flexión; como resultado del diseño mecánico se obtiene la geometría de la máquina y los requerimientos para los actuadores. A partir de los actuadores seleccionados y estimación de sensores requeridos se determinan los parámetros para el diseño del controlador. Finalmente, la lógica de control se establece tanto como para el firmware y el programa intérprete.

3.1. ANÁLISIS FUERZAS EN EL PROCESO DE DOBLADO

Para el diseño de una máquina de flexión automática se deben identificar las fuerzas involucradas en el proceso de conformación. A partir de un bosquejo de los elementos básicos requeridos para deformar de manera permanente al material se determinan las fuerzas involucradas, estas fuerzas se representan en la Figura 3.1.

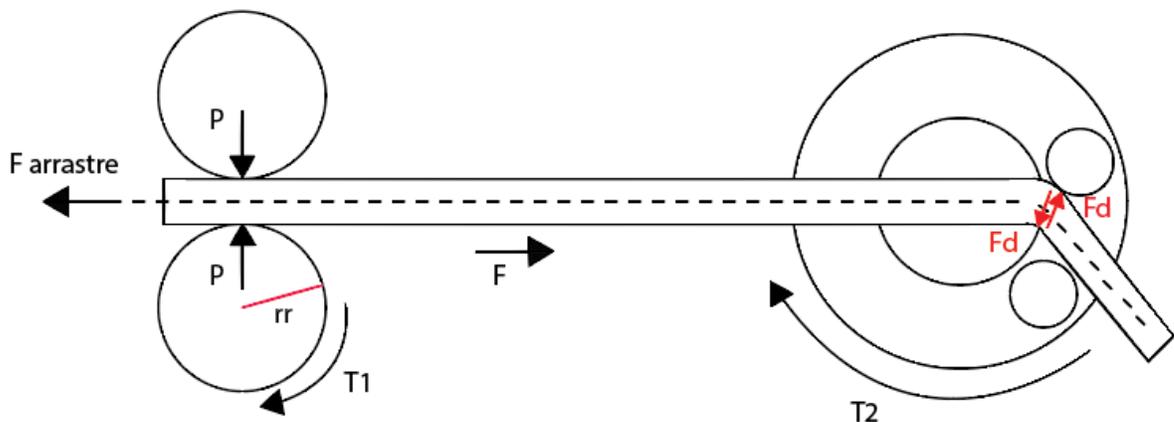


Figura 3.1. Bosquejo de la máquina de flexión automática.

Una vez identificadas las fuerzas que intervienen en el proceso de conformación se procede al dimensionamiento de los componentes y la selección de los actuadores involucrados. Para ello se estudian las propiedades mecánicas de los materiales a conformar Tabla 3.1.

Tabla 3.1. Propiedades de los materiales a conformar, [20].

Material	Resistencia última MPa Sut	Cedencia MPa Sy	E GPa	G GPa	v
AISI 302 (recocido)	655	260	190	75	0.26666667
AISI 430 F	552	379	200	75	0.33333333
AL 5456	315	230	72	27	0.33333333
ASTM A-48	345	230	165	65	0.26923077

ν se determina con la ecuación 3.1. [20].

$$\nu = \frac{E - 2G}{2G} \quad (3.1)$$

Los cálculos se realizan a partir del material que opone mayor resistencia a la cedencia en este caso el AISI 430 F.

Se calcula la inercia del material a conformar con las dimensiones máximas requeridas de acuerdo con la ecuación 3.2, inercia para perfiles rectangulares como se muestra en la Figura 3.1.

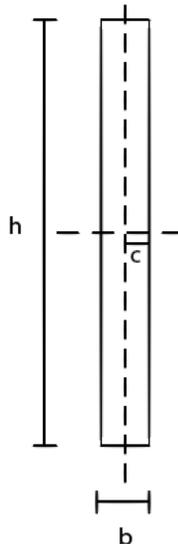
$$I = \frac{b \cdot h^3}{12} \quad (3.2)$$

Donde:

b espesor del material, en m.

h altura del material, en m.

I inercia, en m^4

**Figura 3.2** Geometría chapa metálica.

De acuerdo con las dimensiones máximas a conformar en acero inoxidable.

$$I = \frac{1 \text{ mm}^3 \cdot 180 \text{ mm}}{12}$$

$$I = 1.5 \cdot 10^{-11} \text{ m}^4$$

El momento flector se ejerce mediante cilindros que rotan alrededor de un eje fijo ranurado. El punto de contacto entre el material y su centroide es la distancia “d” igual a 5.5 mm especificada en la Figura 3.3, a esta distancia el contacto del material con el rodillo ejerce una fuerza de doblez llamada Fd.

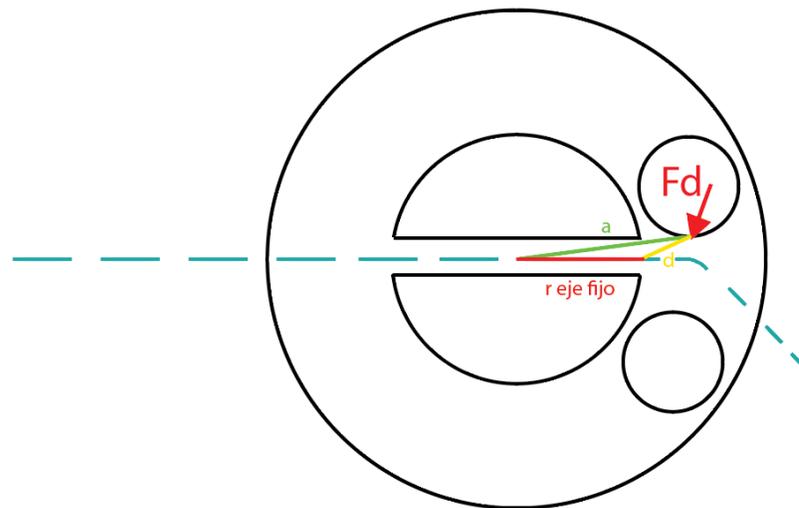


Figura 3.3. Esquema mecanismo de flexión.

Para el cálculo de la fuerza de doblez necesaria para deformar de forma permanente el material se parte de la bibliografía para el estampado en frío de la chapa metálica.

Según Mario Rossi [21], una chapa metálica puesta sobre una matriz a doblar se comporta como un sólido apoyado en los extremos y cargado en el centro como se muestra en la Figura 3.4. La fuerza de doblez requerida para provocar una deformación permanente con el punzón se determina mediante la ecuación 3.3.

$$P = \frac{2 \cdot \sigma_d \cdot b \cdot s^2}{3 \cdot l} \quad (3.3)$$

Donde:

P fuerza necesaria para el doblado, en kg

b ancho de la tira, en mm

l distancia entre los apoyos, en mm

s espesor de la chapa, en mm

M_t momento flector, en kg · mm

σ_t tensión de seguridad por flexión, en Pa.

σ_d tensión por flexión necesaria para la deformación permanente, en Pa.

σ_r coeficiente de rotura a la tracción sut, en Pa.

I inercia, en m^3 .

z distancia al eje neutro, en m.

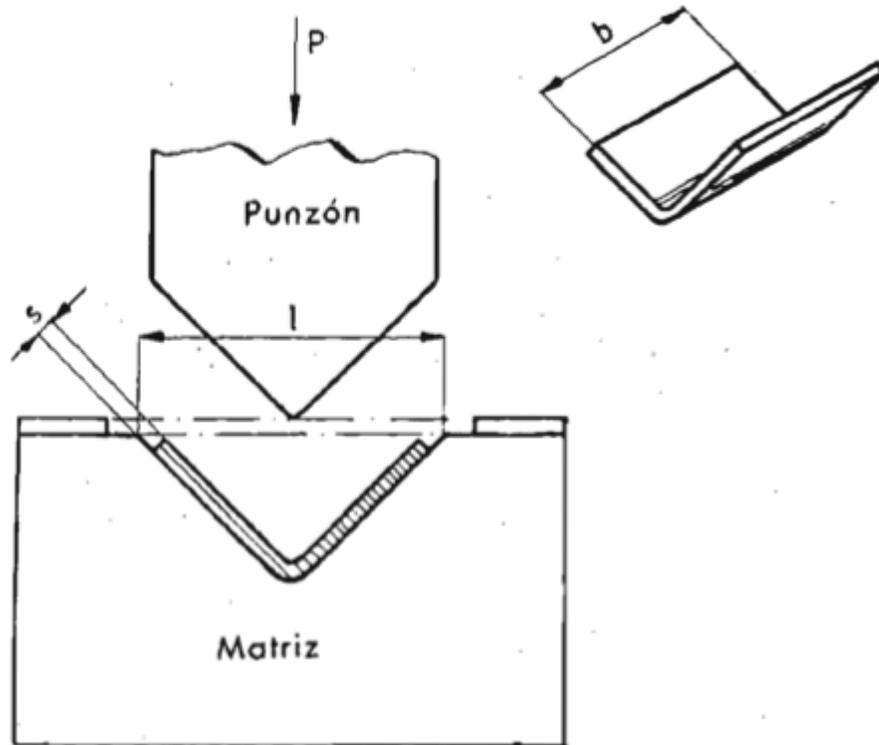


Figura 3.4. Doble a fondo [21].

La ecuación 3.3 se obtiene considerando a la chapa metálica como una viga apoyada en dos apoyos simples, al desarrollar las ecuaciones de esfuerzo flector como se muestra a continuación, se puede deducir la ecuación 3.3. Conocer el procedimiento de esta deducción es importante ya que permite modificar la ecuación mencionada para un doblado con un solo punto de apoyo, es decir doblado al aire (caso del mecanismo de flexión). Para la deducción se utiliza la nomenclatura establecida en la ecuación 3.3.

El momento flector provocado por la fuerza exterior en un sólido con dos apoyos se expresa por la ecuación 3.4.

$$M_t = \frac{P \cdot l}{4} \quad (3.4)$$

El momento flector debido a la reacción molecular interna se expresa mediante la ecuación (3.5).

$$M_t = \sigma_d \cdot \frac{I}{z} \quad (3.5)$$

Para una sección rectangular el momento resistivo se determina según la ecuación (3.6).

$$\frac{I}{z} = \frac{b \cdot s^2}{6} \quad (3.6)$$

Al igualar las ecuaciones 3.4 y 3.5, al despejar la fuerza de doblez obtenemos la ecuación (3.3).

$$P = \frac{2 \cdot \sigma_d \cdot b \cdot s^2}{3 \cdot l}$$

La tensión de flexión necesaria para la deformación permanente es de acuerdo a la ecuación (3.7) [21].

$$\sigma_d = 2 \cdot \sigma_r \quad (3.7)$$

En el caso de la máquina de flexión automática el momento flector provocado por el cilindro de flexión se determina mediante la ecuación (3.8), llamaremos a la fuerza de aplastamiento P como fuerza de dobléz F_d .

$$M_t = F_d \cdot d \quad (3.8)$$

d es la distancia desde el punto de contacto con el eje fijo al punto de contacto con el cilindro de flexión (cilindro que rota alrededor del eje fijo). Por lo tanto, la ecuación que determina la fuerza de doblez necesaria para un doblado al aire se rige por (3.9).

$$F_d = \frac{\sigma_d \cdot b \cdot s^2}{6 \cdot d} \quad (3.9)$$

En concordancia con las propiedades mecánicas de los materiales conformarles en [22] el límite a la cortadura del acero inoxidable es:

$$\sigma_r = 60 \text{ kg/mm}^2$$

De acuerdo con (3.7):

$$\sigma_d = 120 \text{ kg/mm}^2$$

Reemplazando los valores para encontrar la fuerza de doblez necesaria para deformar el material utilizamos la ecuación (3.9).

$$F_d = \frac{120 \frac{kg}{mm^2} \cdot 180 mm \cdot (1 mm)^2}{6 \cdot 5 mm}$$

$$F_d = 720 kgf$$

$$F_d = 7063.2 N$$

El torque requerido en el mecanismo de flexión se determina mediante la ecuación (3.10):

$$\tau_2 = F_d \cdot a \quad (3.10)$$

Donde:

τ_2 torque en el mecanismo de flexión, en $N \cdot m$

F_d fuerza de dobléz, en N

a distancia del eje fijo al mecanismo de flexión, en m

Tomando en cuenta la Figura 3.2 y la fuerza de dobléz calculada se encuentra el torque en para el mecanismo de flexión.

$$a = 20.5 mm$$

$$\tau_2 = 7063.2 N \cdot 20.5 mm$$

$$\tau_2 = 144.8 N \cdot m$$

Los rodillos de alimentación deben de transmitir potencia de forma directa al material a ser conformado ejerciendo una fuerza F tangencial a los rodillos. P es una fuerza de aplastamiento normal al material, que debido al coeficiente de fricción se genera una fuerza de fricción perpendicular a la fuerza P . La fuerza F y P están definidas en la Figura 3.1. Según el esquema de dicha figura F debe ser igual a (3.11):

$$F = F_r - F_{ARRASTRE} \quad (3.11)$$

Donde:

F = fuerza en el eje x por el cual se desplaza el material a conformar, en N

F_r = fuerza de fricción tangencial a los rodillos, en N

$F_{ARRASTRE}$ = Fuerza de arrastre necesaria para vencer la inercia del material, en N

La seguridad de resbalamiento en los rodillos de alimentación se determina gracias a la siguiente ecuación (3.12).

$$S_r = \frac{u_k \cdot P}{F_r} \quad (3.12)$$

S_r seguridad de resbalamiento

u_k coeficiente de fricción cinético

P fuerza de aplastamiento, en N

Al dejar la fuerza de fricción en función de P la ecuación (3.11) toma la siguiente forma.

$$F = \frac{u_k \cdot P}{S_r} - F_{ARRASTRE}$$

Los coeficientes de fricción estáticos y cinéticos se determinan a partir de la Tabla 3.2.

Tabla 3.2. Coeficientes de fricción aproximados [23].

Materiales	Coefficiente de fricción estática, μ_s	Coefficiente de fricción cinética, μ_k
Acero sobre acero	0.74	0.57
Aluminio sobre acero	0.61	0.47
Cobre sobre acero	0.53	0.36
Latón sobre acero	0.51	0.44
Zinc sobre hierro colado	0.85	0.21
Cobre sobre hierro colado	1.05	0.29
Vidrio sobre vidrio	0.94	0.4
Cobre sobre vidrio	0.68	0.53
Teflón sobre teflón	0.04	0.04
Teflón sobre acero	0.04	0.04
Hule sobre concreto (seco)	1	0.8
Hule en concreto (húmedo)	0.3	0.25

Por otro lado, F es la reacción provocada por la fricción entre el mecanismo de flexión y el material. Se utiliza el coeficiente de fricción estático ya que en un estado inicial el material no se desplaza y este debe comenzar a moverse como se indica en la ecuación (3.13).

$$F = u_s \cdot F_d \quad (3.13)$$

$$F = 0.74 \cdot 7063.2 \text{ N}$$

$$F = 5226.77 \text{ N}$$

A partir de los coeficientes de fricción estático y dinámico entre acero y acero al igualar la ecuación (3.11) con (3.13) y despejando la fuerza P (fuerza de aplastamiento Figura 3.1) se obtiene la ecuación (3.14).

$$u_s \cdot F_d = \frac{u_k \cdot P}{S_r} - F_{ARRASTRE}$$

$$P = \frac{(u_s \cdot F_d + F_{ARRASTRE}) \cdot S_r}{u_k} \quad (3.14)$$

Para el cálculo de la fuerza de aplastamiento P, se asume una fuerza de arrastre de 100 N, con una seguridad de resbalamiento de 1.1 por lo tanto:

$$P = \frac{(0.74 \cdot 7063.2 \text{ N} + 100 \text{ N}) \cdot 1.1}{0.57}$$

$$P = 10.28 \text{ kN}$$

El torque τ_1 necesario para mover los rodillos se encuentra a partir de la ecuación (3.10) donde la fuerza es de fricción y se rige por la ecuación (3.12) y al considerar un radio de rodillo r_r de 25 mm tenemos:

$$\tau_1 = r_r \cdot \frac{u_k \cdot P}{S_r}$$

$$\tau_1 = \frac{5 \text{ m}}{2000} \cdot \frac{0.57 \cdot 10.28 \text{ kN}}{1.1}$$

$$\tau_1 = 133.17 \text{ N} \cdot \text{m}$$

3.2 DISEÑO MECÁNICO

En esta sección se determina la geometría y se seleccionan los materiales de fabricación para los elementos que conforman la estructura mecánica de la máquina de flexión. Para esta sección se tiene como entrada el análisis de fuerzas para el proceso de doblado y se obtiene como salida los planos mecánicos y los requerimientos para la selección de actuadores.

3.2.1 DIMENSIONAMIENTO DE LOS RODILLOS DE ALIMENTACIÓN

Cuando dos sólidos se ponen en contacto uno contra otro, se producen unas tensiones en ambos cuya determinación es posible gracias a un estudio realizado por Hertz en 1896

[25]. Para el caso en concreto de dos cilindros en contacto, la teoría de Hertz establece que, si F es la fuerza de apriete, W la generatriz (altura de los dos cilindros), r_1 y r_2 son los radios de las bases, el contacto se produce en un rectángulo de lados W y $2b$ como se muestra en la Figura 3.5.

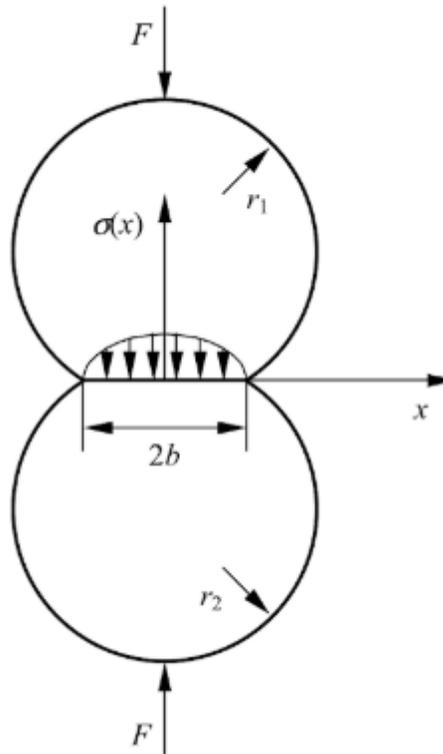


Figura 3.5. Tensión de contacto entre dos cilindros [25].

A partir de la dureza superficial se determina la resistencia a la presión superficial de acuerdo a la ecuación (3.15) [25].

$$S_c = 2.76 \cdot HB - 70 \text{ MPa} \quad (3.15)$$

Donde:

S_c resistencia a la presión superficial, en MPa

HB dureza Brinell del material

Para un acero AISI 1045 [24] son:

$$E = 200 \text{ GPa}$$

$$\nu = 0.29$$

$$HB = 163$$

Al utilizar la ecuación (3.15) se tiene:

$$Sc = 2.76 \cdot 163 - 70 \text{MPa}$$

$$Sc = 379.9 \text{MPa}$$

Con un factor de seguridad de 1.3 se encuentra el esfuerzo máximo que puede soportar un elemento sometido a fatiga superficial

$$Sc = \sigma_{mx} \cdot 1.3$$

Utilizando la ecuación de presión de contacto entre cilindros (3.16) [25].

$$\sigma_{mx} = \sqrt{\frac{P}{b} \cdot \frac{\frac{1}{r_1} + \frac{1}{r_2}}{k_E}} \quad (3.16)$$

Donde:

σ_{mx} esfuerzo de contacto máximo, en Pa.

P fuerza de aplastamiento, en N.

k_E constante de elasticidad de los materiales, en $\frac{1}{Pa}$

b longitud de la cara del rodillo en contacto, en m

r_n radio de cada rodillo en contacto, en m

La constante de elasticidad del material que se determina a partir de las propiedades mecánicas del mismo bajo la ecuación (3.17) [25].

$$k_E = \pi \left(\frac{1 - \nu_1^2}{E_1} + \frac{1 - \nu_2^2}{E_2} \right) \quad (3.17)$$

Donde:

k_E constante de elasticidad entre dos elementos en contacto, en $\frac{m^2}{N}$.

ν constante de poisson de los materiales, adimensional.

E módulo de elasticidad de los materiales en GPa.

Para este caso ambos rodillos son de AISI 1045 por lo tanto:

$$k_E = \pi \left(\frac{1 - 0.29^2}{200 \text{ GPa}} + \frac{1 - 0.29^2}{200 \text{ GPa}} \right)$$

$$k_E = 2.87 \cdot 10^{-11} \frac{1}{\text{Pa}}$$

Ambos rodillos se encuentran separados por la chapa metálica cuando estos transmiten potencia, considerando a la chapa metálica como un cilindro de radio infinito la ecuación (3.16) toma la forma de:

$$\frac{S_c}{1.3} = \sqrt{\frac{P}{b} \cdot \frac{1}{k_E} \cdot \frac{1}{r_r}}$$

Despejando el radio del rodillo r_r ,

$$r_r = \frac{P}{b} \cdot \frac{1}{k_E} \cdot \left(\frac{1.3}{S_c} \right)^2$$

$$r_r = \frac{10.28 \text{ kN}}{0.18 \text{ m}} \cdot \frac{1}{2.87 \cdot 10^{-11} \frac{1}{\text{Pa}}} \cdot \left(\frac{1.3}{379.9 \text{ MPa}} \right)^2$$

$$r_r = 23.24 \text{ mm}$$

Es decir, el diámetro de los cilindros debe ser mayor a 46.5 mm, el diámetro del rodillo en la máquina de flexión fabricado es de 55 mm, con la ecuación 3.16 se procede a calcular el factor de seguridad de este rodillo.

$$n = \frac{379.9 \text{ MPa}}{\sqrt{\frac{10.28 \text{ kN}}{0.18 \text{ m}} \cdot \frac{1}{2.87 \cdot 10^{-11} \frac{1}{\text{Pa}}} \cdot \frac{1}{27.5 \cdot 10^{-3} \text{ m}}}}$$

$$n = 1.429$$

Los requerimientos de diseño se envían al fabricante “Ecuarollers” para la selección de una empaquetadura del caucho apropiada. La dureza del caucho recomendada para la aplicación es 75-80 Shore A. La factura del recubrimiento recomendado se encuentra en el Anexo H.

3.2.2 DIMENSIONAMIENTO CILINDROS DE FLEXIÓN

El diseño a fatiga superficial se calcula también para los cilindros de flexión. Debido a la complejidad del diseño geométrico de esta pieza se propone utilizar un acero de calidad

EN 102494-1 disponible en las presentaciones de barra perforada reduciendo el costo de mecanizado.

Las propiedades mecánicas del material son [26]:

$$HB = 240$$

$$E = 190 \text{ GPa}$$

$$\nu = 0.26$$

A partir de la dureza superficial se determina la resistencia a la presión superficial, ecuación (3.15).

$$S_c = 2.76 \cdot 240 - 70 \text{ MPa}$$

$$S_c = 592.4 \text{ MPa}$$

Con un factor de seguridad de 1.1 se encuentra el esfuerzo máximo que puede soportar un elemento sometido a fatiga superficial

$$S_c = \sigma_{mx} \cdot 1.1$$

Utilizando la ecuación de presión de contacto entre cilindros (3.16).

$$\sigma_{mx} = \sqrt{\frac{P}{b} \cdot \frac{1}{k_E} \left(\frac{1}{r_1} + \frac{1}{r_2} \right)}$$

Sea k_E igual a:

$$k_E = \pi \left(\frac{1 - \nu_1^2}{E_1} + \frac{1 - \nu_2^2}{E_2} \right)$$

Se considera las propiedades del acero a conformar y las de la barra perforada que conforma el elemento.

$$k_E = \pi \left(\frac{1 - 0.26^2}{195 \text{ GPa}} + \frac{1 - 0.33^2}{200 \text{ GPa}} \right)$$

$$k_E = 2.94 \cdot 10^{-11} \frac{1}{\text{Pa}}$$

El cilindro del mecanismo de flexión está en contacto únicamente con la chapa metálica. Debido a la longitud de la chapa se considera como un cilindro de radio infinito (como en el caso de las llantas de un tren con sus rieles); por lo tanto la ecuación (3.16) toma la forma de:

$$\frac{S_c}{1.1} = \sqrt{\frac{F_d}{b} \cdot \frac{1}{k_E} \cdot \frac{r_f}{k_E}}$$

Despejando el radio del rodillo r_f

$$r_f = \frac{F_d}{b} \cdot \frac{2}{k_E} \cdot \left(\frac{1.1}{S_c}\right)^2$$

$$r_f = \frac{7063.2 \text{ N}}{0.18 \text{ m}} \cdot \frac{1}{2.94 \cdot 10^{-11} \frac{1}{\text{Pa}}} \cdot \left(\frac{1.1}{592.4 \text{ MPa}}\right)^2$$

$$r_f = 4.6 \text{ mm}$$

Por lo tanto, el diámetro de los cilindros debe ser mayor a 9.2 mm

Debido a las dimensiones comerciales del material el radio de cada cilindro es de 6mm por lo tanto al aplicar la ecuación 3.16 para obtener el factor de seguridad del elemento se tiene

$$n = \frac{S_c}{\sigma_{mx}}$$

$$n = \frac{592.4 \text{ MPa}}{\sqrt{\frac{7063.2 \text{ N}}{0.18 \text{ m}} \cdot \frac{1}{6 \cdot 10^{-3}} \cdot \frac{1}{2.94 \cdot 10^{-11} \frac{1}{\text{Pa}}}}}$$

$$n = 1.25$$

3.2.3 CÁLCULO DE ENGRANAJES

El mecanismo de flexión se acopla por medio de engranajes, en esta sección se muestra el dimensionamiento de dichos componentes bajo la normativa ANSI/AGMA 2001-D04 [27]. El elemento que se somete a mayor esfuerzo es el piñón, por lo cual en la siguiente sección se desarrolla el diseño del mismo. Como datos de entrada para el diseño de los engranajes se tiene.

- Una relación de 2:1
- El diámetro del engrane 60 mm
- El modulo a utilizar es 2.

Se propone utilizar un motor a pasos tipo NEMA 34 (KL34H2160-62-8A) de 12.74Nm (1805 oz/in), de acuerdo a la curva torque velocidad del motor se determina su velocidad de trabajo donde el torque es máximo (ver líneas naranjas) como se muestra en la Figura 3.6.

K34H2160-62-8A

Stepper Driver: KL8060

Microstep Resolution: 1600steps/rev

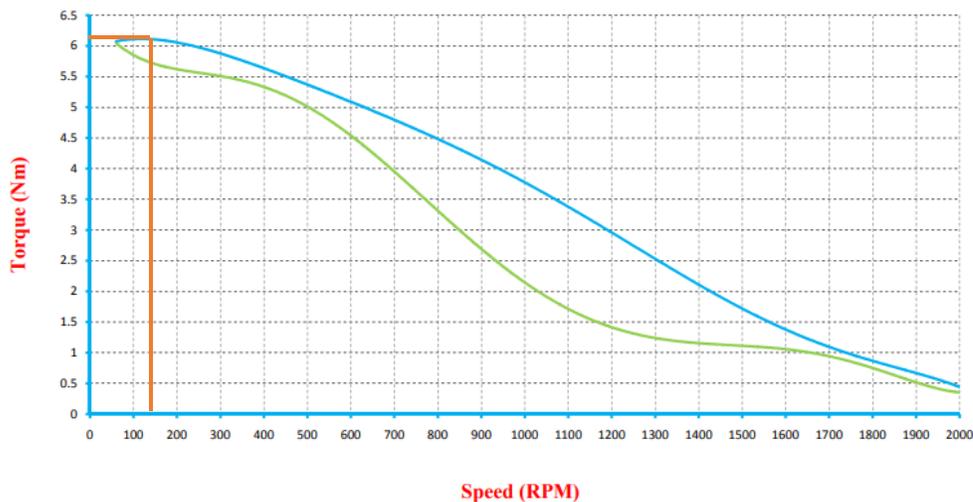


Figura 3.6 Curva torque velocidad motor a pasos NEMA 34. [28].

Por lo tanto, la potencia que entrega el motor se calcula de acuerdo a con la ecuación (3.17):

$$P = w \cdot t \quad (3.17)$$

Donde:

P potencia del motor, en W .

w velocidad angular del motor, en rad/s .

t torque del motor, en N/m .

$$P = 150 \text{ rpm} \cdot \left(\frac{2 \pi \text{ rad}}{1 \text{ rev}} \cdot \frac{1 \text{ min}}{60 \text{ s}} \right) \cdot 6.2 \text{ Nm}$$

$$P = 97.38 \text{ W}$$

La fuerza tangencial en el engranaje se calcula a partir de la ecuación (3.18):

$$W_t = \frac{6 \cdot 10^7 \cdot P}{\pi \cdot w_p \cdot d_p} \quad (3.18)$$

Donde:

W_t fuerza tangencial en el engranaje, en N.

P es la potencia a transmitir, en kW.

w_p velocidad angular del piñón, en rpm.

d_p diámetro del piñón, en mm.

El piñón se acopla al motor después de la caja reductora con relación 24:1, por lo tanto, la velocidad angular del piñón es:

$$w_p = \frac{150}{24} \text{ rpm}$$

$$w_p = 6.25 \text{ rpm}$$

Reemplazando los datos en la ecuación (3.18).

$$W_t = \frac{6 \cdot 10^7 \cdot \frac{97.38}{1000} \text{ kW}}{\pi \cdot 6.25 \text{ rpm} \cdot 36 \text{ mm}}$$

$$W_t = 9919 \text{ N}$$

$$W_t = 8266 \text{ N}$$

3.2.3.1 Diseño de engranajes para soportar esfuerzo flector

La ecuación (3.19) [25] rige el esfuerzo flector en un engranaje es:

$$\sigma = W_t \cdot K_o \cdot K_v \cdot K_s \cdot \frac{1}{b \cdot m_t} \cdot \frac{K_H \cdot K_B}{Y_J} \quad (3.19)$$

Donde:

W_t carga transversal transmitida, en N.

K_o factor de sobrecarga

K_v factor dinámico

K_s Factor de tamaño

b ancho de la cara del elemento más angosto, en mm.

m_t modulo métrico trasnversal

K_H factor de distribución de carga

K_B factor del espesor del aro

Y_j factor geométrico de resistencia a la flexión

Para determinar los factores que afectan al esfuerzo en el engranaje se emplean las tablas y ecuaciones provistas en la normativa AGMA.

3.2.3.1.1 Factor de sobrecarga

El factor de sobrecarga K_0 se lo selecciona a partir de la Tabla 3.3 bajo los criterios de diseño establecidos. En el caso de la máquina de flexión automática control de movimiento debido al módulo de planeación genera aceleraciones uniformes haciendo al factor de sobre carga $K_0 = 1$.

Tabla 3.3 Factores de sobrecarga [25].

Tabla de factores de sobrecarga, K_0			
Máquina impulsada			
Fuente de potencia	Uniforme	Impacto moderado	Impacto pesado
Uniforme	1.00	1.25	1.75
Impacto ligero	1.25	1.50	2.00
Impacto medio	1.50	1.75	2.25

3.2.3.1.2 Factor dinámico

El factor dinámico K_v se lo determina de forma gráfica con la Figura 3.7. En donde se requiere conocer la velocidad lineal del piñón. Esta velocidad se calcula de forma directa mediante la ecuación (3.20).

$$v_t = w_p \cdot \pi \cdot d_p \quad (3.20)$$

Donde:

v_t velocidad lineal, en ft/min.

w_p velocidad angular del piñón, en rpm.

d_p diámetro del piñón, en mm.

Reemplazando los datos en (3.20) se tiene:

$$v_t = 6.25 \text{ rpm} \cdot \pi \cdot 30 \text{ mm}$$

$$v_t = 18.75 \text{ rpm} \cdot \pi \cdot 30 \text{ mm} \cdot \frac{1 \text{ in}}{25.4 \text{ mm}} \cdot \frac{1 \text{ ft}}{12 \text{ in}}$$

$$v_t = 5.79 \text{ ft/min}$$

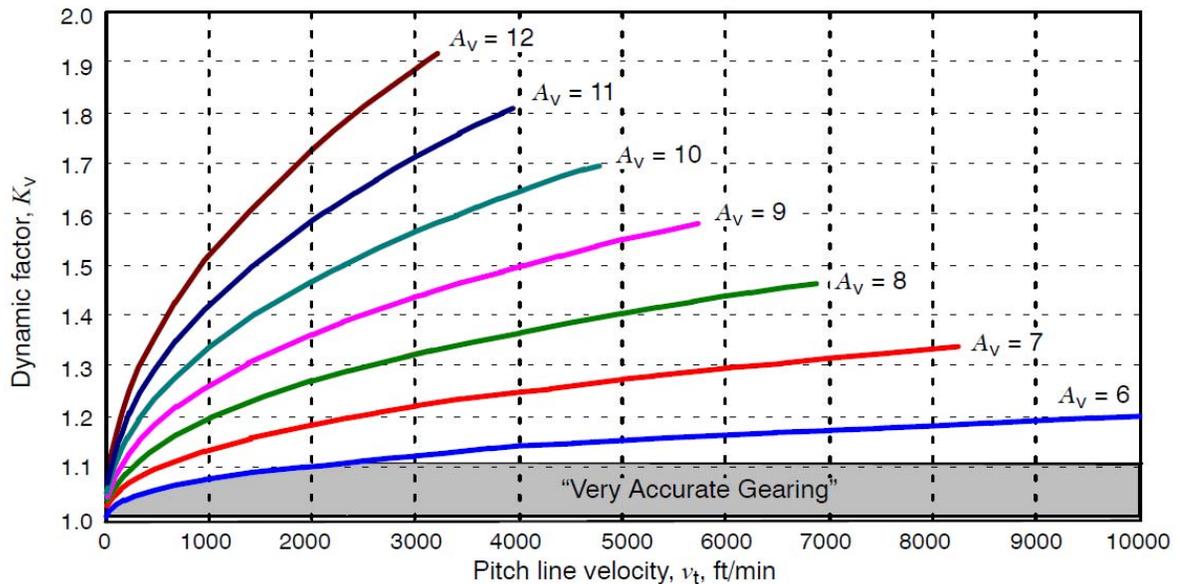


Figura 3.7 Facto dinámico K_v a diferentes velocidades y precisión del engranaje.

Debido a la baja velocidad del engranaje el factor K_v se lo considera como 1.

3.2.3.1.3 Factor de tamaño K_s

El factor de tamaño no se ha determinado dentro de la normativa AGMA se recomienda utilizar un factor de tamaño mayor a la unidad. Para la mayoría de los engranajes el factor de tamaño se toma normalmente como uno. En este caso $K_s = 1$.

3.2.3.1.4 Factor de distribución de carga K_H

El factor de distribución de carga se calcula de acuerdo a la ecuación, se toma en consideración las variaciones en la manufactura y en el ensamble de acuerdo con la ecuación (3.21).

$$K_H = 1 + C_{mc}(C_{p_f} \cdot C_{p_m} + C_{ma} \cdot C_e) \quad (3.21)$$

Donde:

C_{mc} factor de corrección de derivación.

C_{pf} factor de corrección de proporción.

C_{pm} modificador de la proporción del piñón.

C_{ma} factor de alineación de malla.

C_e factor de corrección alineación de malla.

C_{mc} se considera como 1 para engranajes no coronados y 0.8 para engranajes coronados.

$$C_{mc} = 1$$

C_{pf} requiere de un ancho de cara tentativo en este caso se calcula este valor con un ancho de cara de 10 mm con la ecuación (3.22).

$$C_{pf} = \frac{b}{10d} - 0.025 \quad (3.22)$$

Donde:

b ancho de cara, en mm.

d diametro del piñón, en mm.

Al evaluar la ecuación (3.21) con los datos asumidos tenemos:

$$C_{pf} = \frac{10 \text{ mm}}{10 \cdot 30 \text{ mm}} - 0.025$$

$$C_{pf} = 0.00886$$

C_{pm} el tipo de montaje del piñón es en voladizo se considera el valor más alto según [27].

$$C_{pm} = 1.1$$

C_{ma} se determina mediante la ecuación (3.23) [27].

$$C_{ma} = A + B \cdot F + C \cdot F^2 \quad (3.23)$$

Donde F es el ancho de cara y A,B y C son constantes empíricas, y se las obtiene de la Figura 3.8.

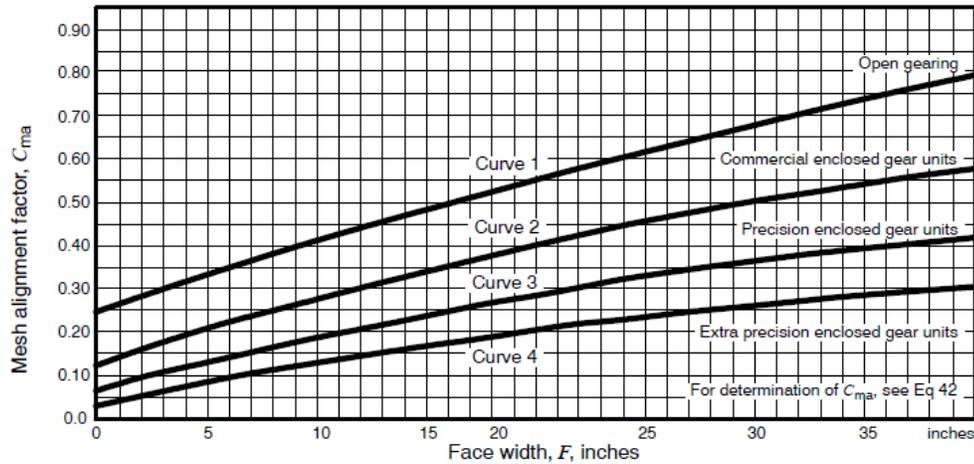


Figure 7 - Mesh alignment factor, C_{ma}

Table 2 - Empirical constants; A , B , and C

Curve	A	B	C
Curve 1 Open gearing	2.47×10^{-1}	0.167×10^{-1}	-0.765×10^{-4}
Curve 2 Commercial enclosed gear units	1.27×10^{-1}	0.158×10^{-1}	-1.093×10^{-4}
Curve 3 Precision enclosed gear units	0.675×10^{-1}	0.128×10^{-1}	-0.926×10^{-4}
Curve 4 Extra precision enclosed gear units	0.380×10^{-1}	0.102×10^{-1}	-0.822×10^{-4}

Figura 3.8. Factor de alineamiento [27].

La configuración de la maquina es de engranajes abiertos. El lado de la cara ingresa en la ecuación (3.23) en pulgadas es decir $10 \text{ mm} = 0.39 \text{ in}$.

$$C_{ma} = 0.247 + 0.167 \cdot 0.39 + -0.765 \cdot 10^{-4} \cdot 0.39^2$$

$$C_{ma} = 0.3138$$

El método de ajuste no está definido para el ensamble de los engranajes en la maquina se considera el general $C_e=1$ (cualquier tipo de ajuste)

Reemplazando los datos en la ecuación del factor de distribución de carga se obtiene:

$$K_H = 1 + 1(0.088 \cdot 1 + 0.3138 \cdot 1)$$

$$K_H = 1.32$$

3.2.3.1.5 Factor de espesor de aro K_B

Este factor considera una corrección para cuando el aro no es capaz de proporcionar el soporte completo a los dientes. Se determina de acuerdo a la ecuación (3.24) o mediante la Figura 3.9 relación de apoyo.

$$K_B = \begin{cases} 1.6 \ln \frac{2.242}{m_b} & m_B < 1.2 \\ 1 & m_B \geq 1.2 \end{cases} \quad (3.24)$$

Donde:

$$m_B = \frac{t_R}{h_t}$$

Siendo:

t_r espesor del aro.

h_t altura del diente.

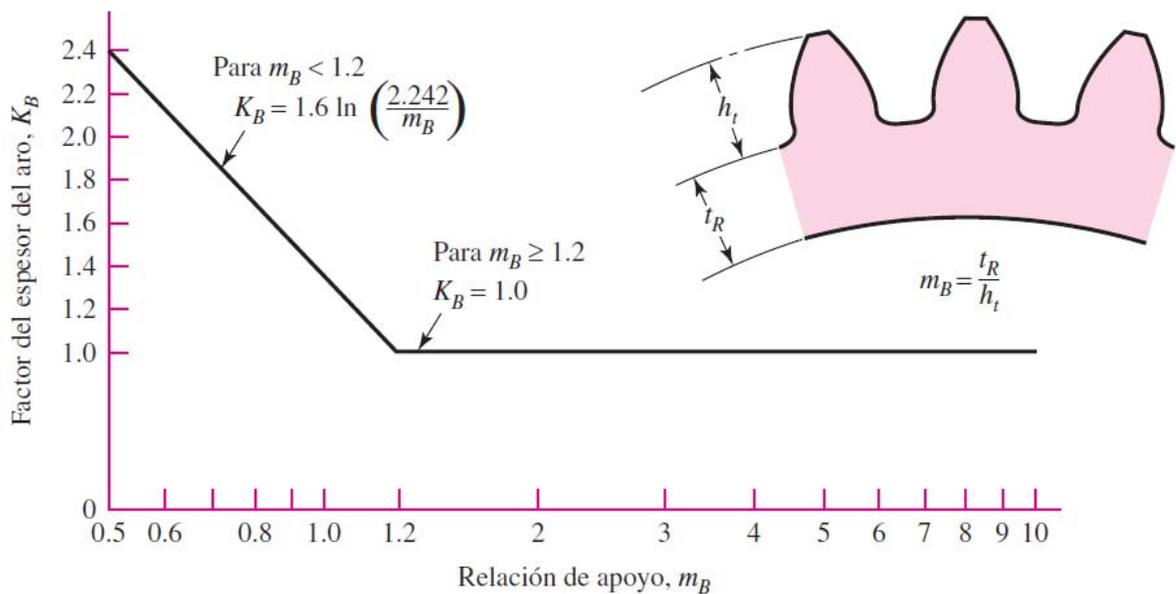


Figura 3.9. Factor del espesor de aro [25].

El cálculo se lo realiza para un engranaje módulo 2 de 30 mm de diámetro con una perforación de 19 mm requerida para el acople con la caja reductora.

$$h_t = 1.25 \cdot m$$

$$h_t = 1.25 \cdot 2 \text{ mm}$$

$$h_t = 2.5 \text{ mm}$$

Por geometría t_r

$$t_R = \frac{30 \text{ mm} - 19 \text{ mm} - 2 \cdot h_t}{2}$$

$$t_R = 3 \text{ mm}$$

$$m_B = \frac{3}{2.5}$$

$$m_B = 1.2$$

De acuerdo con la ecuación

$$K_B = 1$$

3.2.3.1.6 Factor de forma

El factor de forma de Lewis modificado por la normativa AGMA es un factor de concentración de esfuerzos y se lo determina en base a la Figura 3.10.

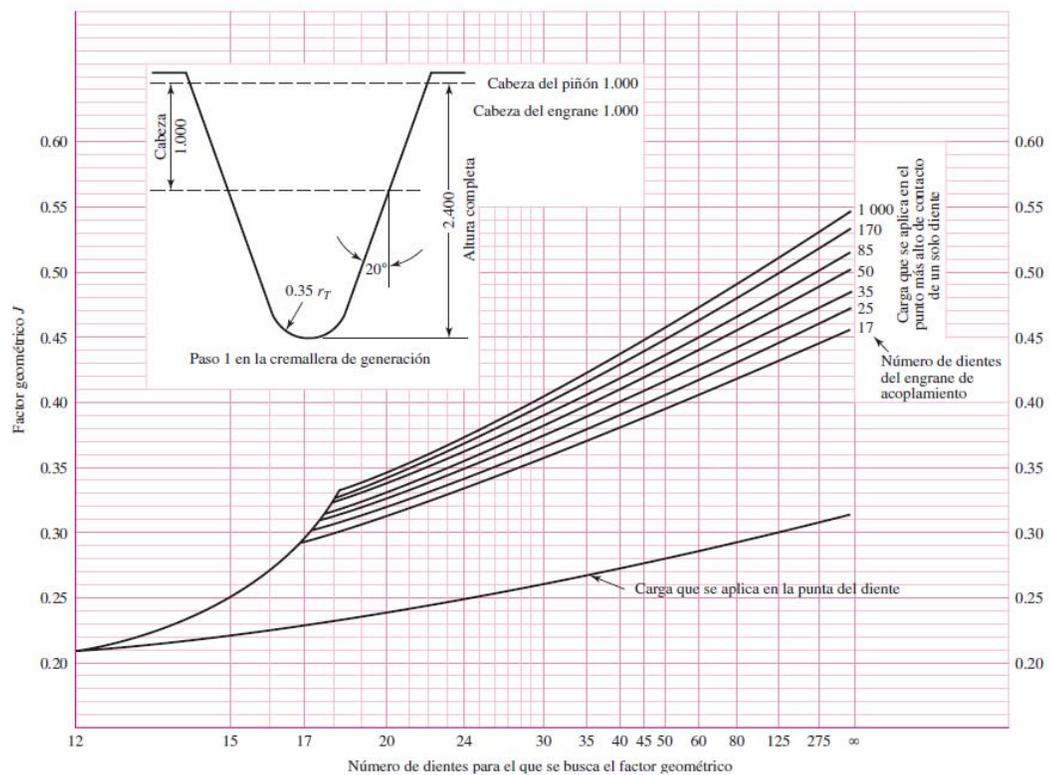


Figura 3.10. Factor de forma [25].

Por lo que el factor geométrico es igual a:

$$Y_J = 0.25$$

Una vez determinados todos los factores que intervienen para el cálculo del esfuerzo flector en el engranaje, este es calculado retomando la ecuación 3.19.

$$\sigma = W_t \cdot K_o \cdot K_v \cdot K_s \cdot \frac{1}{b \cdot m_t} \cdot \frac{K_H \cdot K_B}{Y_J}$$

El esfuerzo generado en el piñón con un ancho de cara tentativo de 10 mm es:

$$\begin{aligned} \sigma &= 9919 \text{ N} \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1 \cdot \frac{1}{10 \text{ mm} \cdot 2 \text{ mm}} \cdot \frac{1.32 \cdot 1}{0.25} \\ \sigma &= 2618.62 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} \cdot \left(\frac{1000 \text{ mm}}{1 \text{ m}}\right)^2 \\ \sigma &= 2618.62 \text{ MPa} \end{aligned}$$

3.2.3.2 Diseño de engranajes por contacto superficial

La ecuación fundamental de la resistencia a la picadura basada en el esfuerzo hertziano producido entre los dientes de los engranajes tiene la forma de la ecuación (3.25) [25]:

$$\sigma = Z_E \cdot \left(W_t \cdot K_o \cdot K_v \cdot K_s \cdot \frac{K_H}{b \cdot d_p} \cdot \frac{Z_R}{Z_I} \right)^{\frac{1}{2}} \quad (3.25)$$

Donde los nuevos factores son:

Z_E *coeficiente elástico.*

Z_R *factor de condición superficial.*

d_p *diámetro de paso del piñón.*

Z_I *factor geométrico de resistencia a la picadura.*

El coeficiente elástico se calcula de acuerdo a la ecuación (3.26) [25]:

$$Z_e = \left[\frac{1}{\pi \left(\frac{1 - \nu_1^2}{E_1} + \frac{1 - \nu_2^2}{E_2} \right)} \right]^{\frac{1}{2}} \quad (3.26)$$

Se consideran a K_o, K_v, K_H iguales al cálculo de esfuerzo por flexión ya que están Los coeficientes de poisson y los módulos de elasticidad son los mismos que el engranaje y piñón se los realiza en el mismo material. De la Tabla 3.1 obtenemos los valores de E y v.

$$Z_e = \left[\frac{1}{\pi \left(\frac{1 - 0.3^2}{2 \cdot 10^5 \text{ MPa}} + \frac{1 - 0.3^2}{2 \cdot 10^5 \text{ MPa}} \right)} \right]^{\frac{1}{2}}$$

$$Z_e = 187.027 (\text{MPa})^{\frac{1}{2}}$$

Para el factor de acabado superficial la norma AGMA sugiere que se utilice un factor mayor a la unidad en este caso por ser un engranaje abierto se toma:

$$Z_R = 1.2$$

El factor geométrico de resistencia a la picadura se lo elige de acuerdo con la Tabla 3.4 para un piñón de 17 dientes y un engrane de 35.

$$Z_I = 0.111$$

Tabla 3.4 Factores geométricos I y J [27].

I AND J FACTORS FOR:

20.0	DEG. PRESSURE ANGLE	2.250	WHOLE DEPTH FACTOR
0.0	DEG. HELIX ANGLE	0.024	TOOTH THINNING FOR BACKLASH
0.250	TOOL EDGE RADIUS		LOADED AT HIGHEST POINT OF SINGLE TOOTH CONTACT
50 PERCENT LONG ADDENDUM PINION ($\alpha_1 = 0.50$)			
50 PERCENT SHORT ADDENDUM GEAR ($\alpha_2 = -0.50$)			

GEAR TEETH	PINION TEETH															
	12		14		17		21		26		35		55		135	
	P	G	P	G	P	G	P	G	P	G	P	G	P	G	P	G
12 I																
J	T	T														
14 I				0.080												
J	T	T	0.40	0.14												
17 I						0.080										
J	T	T	0.41	0.17	0.42	0.18										
21 I								0.080								
J	T	T	0.41	0.20	0.43	0.21	0.44	0.21								
26 I										0.080						
J	T	T	0.41	0.23	0.43	0.23	0.45	0.24	0.46	0.24						
35 I												0.080				
J	T	T	0.42	0.26	0.43	0.27	0.45	0.27	0.46	0.28	0.48	0.29				
55 I														0.080		
J	T	T	0.42	0.30	0.44	0.31	0.45	0.31	0.47	0.32	0.48	0.33	0.50	0.34		
135 I																0.080
J	T	T	0.43	0.34	0.44	0.35	0.46	0.36	0.47	0.37	0.49	0.38	0.50	0.40	0.52	0.43

¹ The letter "T" indicates a gear tooth combination which produces pointed teeth with a top land less than $0.3/P_{nd}$ in one or both components and should be avoided. See Section 7.

Por lo tanto, el esfuerzo de contacto que se produce en el piñón es:

$$\sigma = 187.027 (N/mm^2)^{\frac{1}{2}} \cdot \left(W_t \cdot K_o \cdot K_v \cdot K_s \cdot \frac{K_H}{b \cdot d_p} \cdot \frac{Z_R}{Z_I} \right)^{\frac{1}{2}}$$

$$\sigma = 187.027 (N/mm^2)^{\frac{1}{2}} \cdot \left(9919 N \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1 \cdot \frac{1.32}{10 \text{ mm} \cdot 30 \text{ mm}} \cdot \frac{1.2}{0.111} \right)^{\frac{1}{2}}$$

$$\sigma = 4062.50 \text{ MPa}$$

Se evalúan los diseños tentativos comparando S_f con S_H^2 es decir el factor de seguridad para fallas por fatiga y para desgaste superficial. El esfuerzo flector y de contacto permisible para diferentes tipos de aceros se encuentra en la Tabla 3.5.

Las dimensiones finales del engranaje se las encuentra iterando el proceso anteriormente descrito hasta que se hallen los engranajes que puedan soportar el esfuerzo flector y resistir a la picadura. Los resultados de estas iteraciones se encuentran en la Tabla 3.6.

Tabla 3.5. Límites de esfuerzo permisible en engranajes para distintos tipos de acero.

Material	St MPa	Sc MPa	KR	Sf	SH	Esfuerzo flector permisible MPa	Esfuerzo de contacto permisible MPa
SKF280	200.23	666.86	0.85	1.1	1.1	286.043	952.66
EN 102494-1	216.22	733.46	0.85	1.1	1.1	308.88	1047.81
Acero endurecido por inducción grado 1	310.264	1172.1	0.85	1.1	1.1	443.23	1674.44
Acero endurecido por inducción grado 2	379.212	1310	0.85	1.1	1.1	541.73	1871.43
Carburizado y endurecido grado 1	379.212	1241	0.85	1.1	1.1	541.7311	1772.94
Carburizado y endurecido grado 2	448.159	1551	0.85	1.1	1.1	640.2277	2216.17

Tabla 3.6. Resultados de las iteraciones para encontrar la geometría del piñón.

Material				SKF280		EN 102494-1		Acero endurecido por induccion grado 1		Acero endurecido por induccion grado 2		Carburizado y endurecido grado 1		Carburizado y endurecido grado 2	
b (mm)	m (mm)	Esfuerzo flexor en el Piñón (MPa)	Esfuerzo de contacto superficial (Mpa)	Sf (SKF 280)	SH ² (SKF280)	SF	SH	SF	SH	SF	SH	SF	SH	SF	SH
10.0	1.0	5237.3	4062.5	0.1	0.1	0.1	0.1	0.1	0.2	0.1	0.2	0.1	0.2	0.1	0.3
10.0	2.0	2618.6	4062.5	0.1	0.1	0.1	0.1	0.2	0.2	0.2	0.2	0.2	0.2	0.2	0.3
10.0	3.0	1745.8	4062.5	0.2	0.1	0.2	0.1	0.3	0.2	0.3	0.2	0.3	0.2	0.4	0.3
15.0	1.0	3491.5	3317.0	0.1	0.1	0.1	0.1	0.1	0.3	0.2	0.3	0.2	0.3	0.2	0.4
15.0	2.0	1745.8	3317.0	0.2	0.1	0.2	0.1	0.3	0.3	0.3	0.3	0.3	0.3	0.4	0.4
15.0	3.0	1163.8	3317.0	0.2	0.1	0.3	0.1	0.4	0.3	0.5	0.3	0.5	0.3	0.6	0.4
20.0	1.0	2618.6	2872.6	0.1	0.1	0.1	0.1	0.2	0.3	0.2	0.4	0.2	0.4	0.2	0.6
20.0	2.0	1309.3	2872.6	0.2	0.1	0.2	0.1	0.3	0.3	0.4	0.4	0.4	0.4	0.5	0.6
20.0	3.0	872.9	2872.6	0.3	0.1	0.4	0.1	0.5	0.3	0.6	0.4	0.6	0.4	0.7	0.6
10.0	1.0	3142.4	2437.5	0.1	0.2	0.1	0.2	0.1	0.5	0.2	0.6	0.2	0.5	0.2	0.8
10.0	2.0	1571.2	2437.5	0.2	0.2	0.2	0.2	0.3	0.5	0.3	0.6	0.3	0.5	0.4	0.8
10.0	3.0	1047.5	2437.5	0.3	0.2	0.3	0.2	0.4	0.5	0.5	0.6	0.5	0.5	0.6	0.8
15.0	1.0	2094.9	1990.2	0.1	0.2	0.1	0.3	0.2	0.7	0.3	0.9	0.3	0.8	0.3	1.2
15.0	2.0	1047.5	1990.2	0.3	0.2	0.3	0.3	0.4	0.7	0.5	0.9	0.5	0.8	0.6	1.2
15.0	2.3	931.1	1990.2	0.3	0.2	0.3	0.3	0.5	0.7	0.6	0.9	0.6	0.8	0.7	1.2
15.0	3.0	698.3	1990.2	0.4	0.2	0.4	0.3	0.6	0.7	0.8	0.9	0.8	0.8	0.9	1.2
20.0	1.0	1309.3	1436.3	0.2	0.4	0.2	0.5	0.3	1.4	0.4	1.7	0.4	1.5	0.5	2.4
20.0	2.0	654.7	1436.3	0.4	0.4	0.5	0.5	0.7	1.4	0.8	1.7	0.8	1.5	1.0	2.4
20.0	2.25	581.9	1436.3	0.5	0.4	0.5	0.5	0.8	1.4	0.9	1.7	0.9	1.5	1.1	2.4
20.0	3.0	436.4	1436.3	0.7	0.4	0.7	0.5	1.0	1.4	1.2	1.7	1.2	1.5	1.5	2.4

De acuerdo con los factores de seguridad que se encuentran en la Tabla 3.5 se determina las dimensiones del piñón. Por costos se eligen un par de engranajes prefabricados con endurecimiento. Las características del piñón son:

$$A_c = 20 \text{ mm}$$

$$m = 2.25$$

$$Z_1 = 16$$

Las características del engranaje son:

$$A_c = 14 \text{ mm}$$

$$m = 2.25$$

$$Z_2 = 38$$

La relación de transmisión resultante se rige bajo la ecuación (3.27):

$$i = \frac{Z_2}{Z_1} \quad (3.27)$$

$$i = \frac{38}{16}$$

$$i = 2.375$$

Se acepta el uso de estos engranajes debido a que el torque a transmitir es de mayor importancia que la velocidad angular en el mecanismo de flexión. Las dimensiones ruedas dentadas se pueden verificar en los planos D03-103 y D03-401 para el piñón y engranaje respectivamente.

3.2.4 CÁLCULO MECANISMO DE REMOCIÓN DE MATERIAL

Para el mecanismo de remoción de material se elige una fresa para ranurados en V con un diámetro de hasta 6 mm. Los cálculos del mecanismo se realizan para el material con las propiedades mecánicas menos favorables para su mecanizado (acero inoxidable).

Una herramienta de corte con las características mencionadas anteriormente es la G1296.0 del fabricante DORMER las ecuaciones y parámetros se obtienen del catálogo de dicho fabricante mostrada en la Figura 3.11 [29].

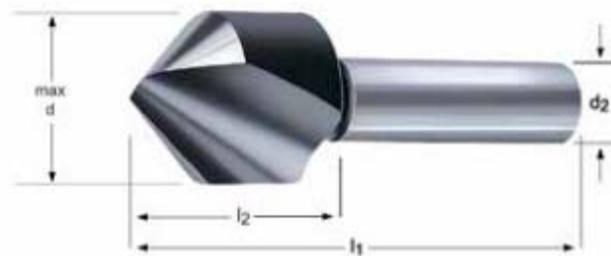


Figura 3.11 Cuchilla DORMER en V [29].

3.2.4.1 Velocidad del husillo

Se debe calcular la velocidad adecuada de corte para evitar sobrecalentamientos, un mal acabado o daños en la herramienta, para estos cálculos se toma la información del proveedor de herramientas SANDVIK [30] [31]. La velocidad del husillo se puede calcular mediante la ecuación 3.28 [30].

$$n = \frac{V_c \cdot 1000}{\pi \cdot D} \quad (3.28)$$

Donde:

n velocidad angular del husillo, en rpm.

V_c velocidad de corte del material, en m/min.

D diámetro de la fresa, en mm.

Durante el desarrollo del capítulo 3 se considera al acero inoxidable como referencia para el dimensionamiento debido a que posee las propiedades mecánicas con mayor dureza y resistencia. Dentro de los aceros inoxidable se tienen dos grandes clases, los austeníticos y dúplex; los primeros son utilizados generalmente para herramientas alimentarias y los segundos para aplicaciones industriales estructurales donde se requieren mejores propiedades mecánicas. Los letreros en acero inoxidable son del tipo austenítico ya que no requieren propiedades mecánicas especiales. La velocidad de corte se obtiene de la Figura 3.12.

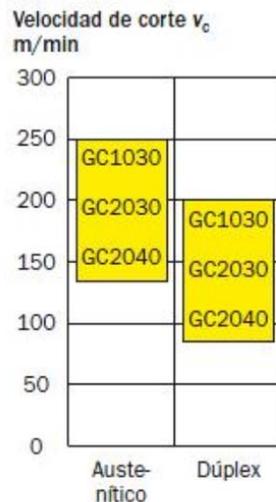


Figura 3.12 Velocidad de corte para aceros [30].

De acuerdo con la Figura 3.10 la velocidad de corte es de 150 a 250 m/min por lo que se establecen dos límites el superior y el inferior para la velocidad del husillo, estas velocidades se las calcula con la ecuación 3.28.

$$n_{inf} = \frac{150 \frac{m}{min} \cdot 1000 \frac{mm}{m}}{\pi \cdot 6 \text{ mm}}$$

$$n_{inf} = 7957 \text{ rpm}$$

$$n_{sup} = \frac{200 \frac{m}{min} \cdot 1000 \frac{mm}{m}}{\pi \cdot 6 \text{ mm}}$$

$$n_{sup} = 10600 \text{ rpm}$$

Por lo tanto, la velocidad del husillo se encuentra en el rango:

$$7950 \text{ rpm} < n < 10600 \text{ rpm}$$

3.2.4.2 Par De Torsión Del Motor

El par del motor del mecanismo de remoción de material se calcula mediante la ecuación (3.29) [30].

$$M_c = \frac{A_c \cdot V_f \cdot k_c}{2 \cdot \pi \cdot n} \quad (3.29)$$

Donde:

A_c área de corte, en mm^2 .

V_f velocidad de avance, en $\frac{\text{mm}}{\text{min}}$

k_c fuerza específica de corte, en N/mm^2

La fuerza específica de corte es característica del material y para un acero inoxidable austenítico se la encuentra en la Tabla 3.7.

Tabla 3.7 Propiedades de maquinabilidad del acero [31].

Código MC	Grupo de materiales		Subgrupo de materiales	Proceso de fabricación		Tratamiento térmico		nom	Fuerza de corte específica, k_{c1} (N/mm ²)	m_c	
P5.0.Z.AN	5	acero inoxidable ferrítico/martensítico	0 grupo principal	Z	forjado/laminado/estirado en frío	AN	recocido	200 HB	1800	0.21	
P5.0.Z.HT	5			Z		HT	endurecido+revenido	330 HB	2300	0.21	
P5.0.Z.PH	5			Z		PH	templado por precipitación	330 HB	2800	0.21	
P5.0.C.UT	5			C	fundición	UT	sin tratar	250 HB	1900	0.25	
P5.0.C.HT	5			C		HT	endurecido+revenido	330 HB	2100	0.25	
P5.1.Z.AN	5				1 acero de fácil mecanizado	Z	forjado/laminado/estirado en frío	AN	recocido	200 HB	1650
M1.0.Z.AQ	1	austenítico	0 grupo principal	Z	forjado/laminado/estirado en frío	AQ	recocido/templado con agua o recocido	200 HB	2000	0.21	
M1.0.Z.PH	1			Z		PH	templado por precipitación	300 HB	2400	0.21	
M1.0.C.UT	1			C	fundición	UT	sin tratar	200 HB	1800	0.25	
M1.1.Z.AQ	1		1	maquinabilidad mejorada (como SANMAC)	Z	forjado/laminado/estirado en frío	AQ	recocido/templado con agua o recocido	200 HB	2000	0.21
M1.1.Z.AQ	1		2	acero de fácil mecanizado	Z		AQ		200 HB	1800	0.21
M1.3.Z.AQ	1		3	estabilizado Ti	Z		AQ		200 HB	1800	0.21
M1.3.C.AQ	1		3		C	fundición	AQ		200 HB	1800	0.25
M2.0.Z.AQ	2		superaustenítico, Ni≥20%	0 grupo principal	Z	forjado/laminado/estirado en frío	AQ		200 HB	2300	0.21
M2.0.C.AQ	2				C	fundición	AQ		200 HB	2150	0.25
M3.1.Z.AQ	3		dúplex (austenítico/ferrítico)	1 >60% ferrita (regla práctica N<0.10%)	Z	forjado/laminado/estirado en frío	AQ		recocido/templado con agua o recocido	230 HB	2000
M3.1.C.AQ	3	C			fundición	AQ	230 HB			1800	0.25
M3.2.Z.AQ	3	2 <60% ferrita (regla práctica N≥0.10%)		Z	forjado/laminado/estirado en frío	AQ	260 HB			2400	0.21
M3.2.C.AQ	3			C	fundición	AQ	260 HB			2200	0.25

La velocidad de avance se la calcula a partir de la ecuación (3.30) [32].

$$V_f = n \cdot F_z \cdot z \quad (3.30)$$

Donde

F_z avance por diente de la herramienta, en mm.

z numero de dientes.

El avance recomendado por diente de la herramienta se obtiene empleando la Tabla 3.8. mediante la columna de fresado y Ranurado lateral y la fila de acero inoxidable.

Tabla 3.8 Avance recomendado por diente en fresadora [32].

TABLA 61-2 Avance por diente recomendado (fresas de alta velocidad)												
Material	Fresas de careado o refrentar		Fresas helicoidales		Fresas de ranurado y de corte lateral		Fresas frontales		Cortadores de formado de relieve		Sierras circulares	
	pulg	mm	pulg	mm	pulg	mm	pulg	mm	pulg	mm	pulg	mm
Acero aleado	.006	0.15	.005	0.12	.004	0.1	.003	0.07	.002	0.05	.002	0.05
Aluminio	.022	0.55	.018	0.45	.013	0.33	.011	0.28	.007	0.18	.005	0.13
Latón y bronce (medio)	.014	0.35	.011	0.28	.008	0.2	.007	0.18	.004	0.1	.003	0.08
Hierro fundido (medio)	.013	0.33	.010	0.25	.007	0.18	.007	0.18	.004	0.1	.003	0.08
Acero de maquinado libre	.012	0.3	.010	0.25	.007	0.17	.006	0.15	.004	0.1	.003	0.07
Acero para maquinaria	.012	0.3	.010	0.25	.007	0.18	.006	0.15	.004	0.1	.003	0.08
Acero inoxidable	.006	0.15	.005	0.13	.004	0.1	.003	0.08	.002	0.05	.002	0.05
Acero para herramienta (medio)	.010	0.25	.008	0.2	.006	0.15	.005	0.13	.003	0.08	.003	0.08

Por lo tanto, al aplicar la ecuación (3.30):

$$V_f = 10000 \text{ rpm} \cdot \frac{0.1 \text{ mm}}{\text{rev}} \cdot 1$$

$$V_f = 1000 \frac{\text{mm}}{\text{min}}$$

El área de corte para un corte en V como se indica en la Figura 3.13, se determina mediante la ecuación (3.31):

$$A_c = \frac{b \cdot h}{2} \quad (3.31)$$

Donde:

b base del triángulo, en mm.

h altura del triángulo, en mm.

$$A_c = \frac{0.4 \text{ mm} \cdot \tan(45^\circ) \cdot 0.4 \text{ mm}}{2}$$

$$A_c = 0.08 \text{ mm}^2$$

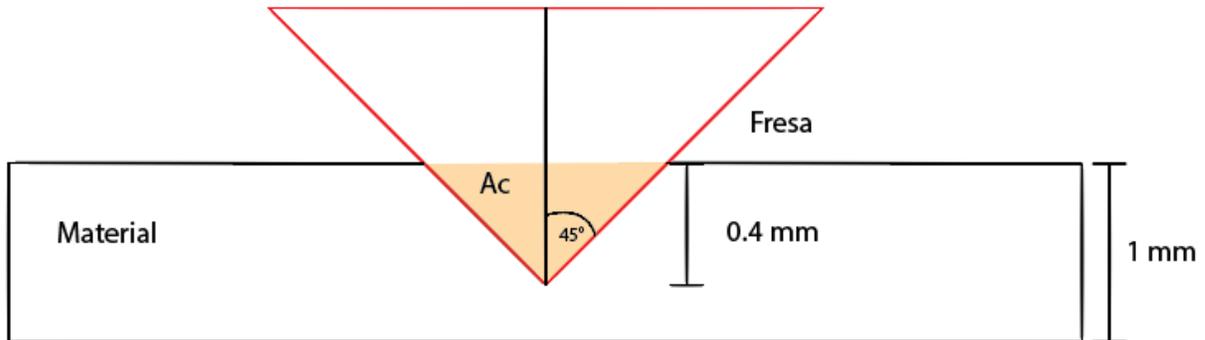


Figura 3.13 Área de corte para una fresa en V.

Con los datos encontrados se aplica la ecuación 3.29.

$$M_c = \frac{0.08 \text{ mm}^2 \cdot 1000 \frac{\text{mm}}{\text{min}} \cdot 2000 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}}{2 \cdot \pi \cdot 10000 \text{ rpm}}$$

$$M_c = 2.54 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

$$M_c = 2.54 \cdot 10^{-3} \text{ N} \cdot \text{m}$$

3.2.4.3 Potencia De Corte

Es importante conocer la potencia de corte para elegir el Spindle correcto. La potencia de corte se determina gracias a la ecuación (3.32) [30]:

$$P_c = \frac{Ac \cdot V_f \cdot kc}{60 \cdot 102 \cdot 9.81} \quad (3.32)$$

$$P_c = \frac{0.08 \text{ mm}^2 \cdot 150 \text{ m/min} \cdot 2000 \text{ N/mm}^2}{60 \cdot 102 \cdot 9.81}$$

$$P_c = 0.4 \text{ kW}$$

3.2.4.4 Requerimientos eje Z

El eje Z debe ser capaz de elevar el spindle, el mecanismo de sujeción y el motor para mover el eje Y, además debe vencer a la fuerza de corte que se opone al movimiento como se muestra en la Figura 3.14.

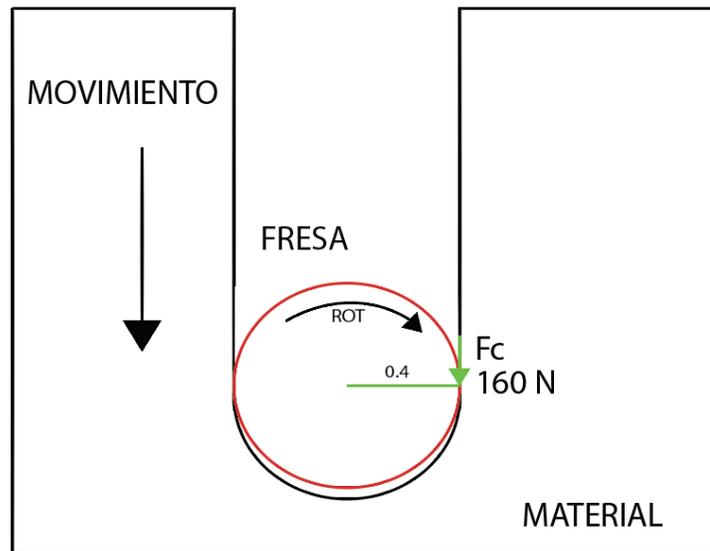


Figura 3.14 Movimiento y fuerza de corte.

La fuerza de corte mostrada en la figura se calcula a partir de la definición de fuerza específica de corte. La fuerza específica de corte por definición tiene la forma de (3.33):

$$k_c = \frac{F_c}{A_c} \quad (3.33)$$

Donde:

F_c fuerza de corte en la dirección del movimiento, en N .

A_c área de corte, en mm^2 .

$$F_c = 2000 \frac{N}{mm^2} \cdot 0.08 mm^2$$

$$F_c = 160 N$$

La carga a elevar están definidos de la siguiente manera.

Peso del Spindle $W_s = 1 kg$

Peso del mecanismo de sujeción $W_{mecanismo} = 2.35 kg$

Considerando que la fuerza de corte F_c es igual ya sea ascendente como descendente.

Por lo tanto, al considerar una gravedad de $9.81 m/s$ se requiere una fuerza de subida en Z igual a (3.34)

$$F_{subida} = F_c + (W_s + W_{mecanismo}) \cdot g \quad (3.34)$$

$$F_{subida} = 160N + 3.35 kg \cdot 9.81m/s^2$$

$$F_{subida} = 193 N$$

3.2.4.5 Selección del husillo de bolas

El husillo de bolas permite convertir el movimiento rotacional del motor a movimiento lineal necesario para realizar los semicortes en el material. Los parámetros de selección de un husillo de bolas [46] son:

- Longitud del husillo.
- Carga axial.
- Velocidad de trabajo máxima.
- Torque requerido para mover el husillo.

Los husillos de bolas se encuentran diseñados para soportar carga axial, las cargas radiales deben soportarse en las guías del mecanismo.

Para el eje Z se propone utilizar un mecanismo de conversión de movimiento rotacional a movimiento lineal con un husillo de bolas recirculantes y dos ejes para formar las guías de este. Con el fin de reducir costos se utilizan elementos comerciales comunes, en esta sección se determina la viabilidad de estos y los parámetros de salida obtenidos tras su validación.

El torque mínimo para elevar los elementos del eje Z (Spindle, soporte, Mesa de trabajo, fuerza de corte, etc.) se determina mediante (3.35).

$$T_0 = \frac{Fl}{2\pi} \quad (3.35)$$

Donde:

T₀ torque mínimo requerido para elevar una carga.

F carga a elevar.

l paso del tornillo de potencia.

Los tornillos de bolas recirculantes poseen una alta eficiencia en la transmisión de potencia ya que el rozamiento en estos es casi despreciable. En el eje Z se plantea utilizar un tornillo de bolas recirculantes disponible en el mercado el SFU1605 de 350 mm con el fin de obtener una carrera en el eje Z de 200 mm. El diámetro nominal del tornillo d_0 es

de 16 mm y el paso de 5 mm, los datos del husillo de bolas se encuentran en la Tabla 3.9.

Tabla 3.9. Datos husillo de bolas SFU 1605 [46].

Distancia entre los apoyos l	285 mm
Diámetro nominal d_0	16 mm
Diámetro raíz d_2	12.7 mm
Paso del husillo P_h	5 mm
Carga axial dinámica C_a	7.6 kN
Factor de montaje 2 apoyos f_1	3.8

Por lo tanto, al utilizar la ecuación 3.34 con los datos del tornillo de potencia y la fuerza obtenida en los requerimientos del eje Z se tiene:

$$T_0 = \frac{373 \text{ N} \cdot 5 \text{ mm}}{2\pi}$$

$$T_0 = 0.3 \text{ N} \cdot \text{m}$$

El torque requerido para mover el eje Z se lo determina a partir de las especificaciones del fabricante. La eficiencia directa del tornillo de potencia se determina mediante la ecuación (3.36) establecida en el catálogo del fabricante [46].

$$\eta = \frac{1}{1 + \frac{\pi \cdot d_0}{P_h} \cdot \mu} \quad (3.36)$$

Donde:

η eficiencia teórica del tornillo, adimensional;

d_0 diámetro nominal del tornillo, en mm;

P_h paso del tornillo de potencia, en mm;

μ constante de rozamiento entre el husillo y tuerca, igual a 0.006

Al aplicar la ecuación 3.35 para calcular la eficiencia teórica del tornillo SFU1605 se tiene:

$$\eta = \frac{1}{1 + \frac{\pi \cdot 16 \text{ mm}}{5 \text{ mm}} \cdot 0.006}$$

$$\eta = 0.94$$

La eficiencia práctica se obtiene al multiplicar la eficiencia teórica por 0.9, como se muestra en la ecuación (3.37) [46].

$$\eta' = \eta \cdot 0.9 \quad (3.37)$$

El torque necesario para elevar la carga del eje Z se determina por la ecuación (3.38) [46]:

$$T = \frac{T_0}{\eta'} \quad (3.38)$$

Reemplazando los datos en la ecuación 3.37 se obtiene el torque requerido para mover la carga:

$$T = \frac{0.3 \text{ N} \cdot \text{m}}{0.94 \cdot 0.9}$$

$$T = 0.35 \text{ N} \cdot \text{m}$$

La vida útil del tornillo se determina mediante la ecuación (3.39) [46].

$$L_{10} = \left(\frac{C_a}{F_m} \right)^3 \quad (3.39)$$

Donde:

L_{10} vida útil, en millones de revoluciones.

C_a coeficiente de carga dinámica básica.

F_m carga media constante en N.

La carga dinámica para el tornillo de potencia SFU1605 es de 7.6kN.

Por lo tanto, la vida útil del tornillo es:

$$L_{10} = \left(\frac{7.6 \text{ kN}}{193 \text{ N}} \right)^3$$

$$L_{10} = 61061.7 \cdot 10^6 \text{ rev}$$

La carrera del eje para realizar cortes es de 180 mm, considerando el paso del husillo P_h se requieren 72 revoluciones para un corte por lo tanto la cantidad de cortes que se pueden realizar antes de reemplazar el husillo de bolas es de $117,48 \cdot 10^6$ cortes.

La velocidad crítica de trabajo se determina mediante (3.40), parte de los criterios de selección del husillo es que velocidad máxima del husillo no debe superar esta velocidad.

$$n_{cr} = 49 \cdot 10^6 \cdot \frac{f_1 \cdot d_2}{l^2} \quad (3.40)$$

- n_{cr} velocidad crítica de trabajo, en rpm;
 f_1 factor de corrección de montaje, adimensional;
 d_2 diámetro raíz, en mm;
 l distancia entre los apoyos.

Al reemplazar los datos de la Tabla 3.8 en (3.40) se tiene:

$$n_{cr} = 49 \cdot 10^6 \cdot \frac{3.8 \cdot 12.7 \text{ mm}}{(285 \text{ mm})^2}$$

$$n_{cr} = 29113.5 \text{ rpm}$$

Se decide operar al motor a una velocidad de 150 rpm, con el fin de obtener la velocidad de avance apropiada para el corte. El cálculo de la velocidad lineal con la que se mueve el carro deslizante del eje Z se calcula a continuación.

El motor empleado para mover el eje Z es el 57HS09, su curva torque velocidad se muestra en la Figura 3.15.

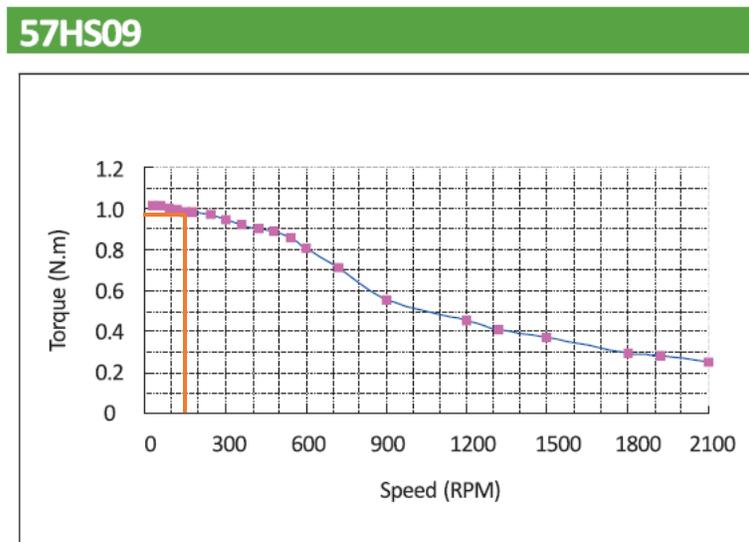


Figura 3.15. Curva torque velocidad motor 57HS09 eje Z [47].

La capacidad del driver permite trabajar hasta 150 rpm, velocidad a la que el motor entrega un torque de 0.95 N·m. La velocidad lineal del eje Z se obtiene mediante (3.41).

$$V_z = \frac{w \cdot P_h}{60} \quad (3.41)$$

Donde:

V_z velocidad lineal del eje Z, en mm/s

w velocidad angular del motor, rpm.

P_h paso del tornillo, en mm.

Reemplazando los datos en la ecuación 3.40.

$$V_z = \frac{150 \text{ rpm} \cdot 5 \text{ mm}}{60}$$

$$V_z = 12.5 \text{ mm/s}$$

Se acepta el uso del husillo de bolas SFU 1605 debido a que la velocidad de trabajo es menor a la velocidad crítica del husillo y la vida útil del husillo supera el millón de ciclos. Debido a mantenibilidad para el eje Y se decide utilizar elementos comunes es decir se elige un husillo de bolas y motor a pasos similar.

3.2.5 CÁLCULO DE RODAMIENTOS

En esta sección se explica el proceso de selección de rodamientos de cilindros cónicos empleados en el mecanismo de alimentación y en el mecanismo de flexión.

Como parámetros de entrada en el mecanismo de alimentación se tiene la carga axial F_a y la carga radial F_r :

$$F_a = 37.24 \text{ N (masa del rodillo)}$$

$$F_r = \frac{10.28}{2} \text{ kN}$$

La carga dinámica P equivalente según el fabricante se determina mediante la ecuación (3.42) [33]:

$$\frac{F_a}{F_r} \leq e \rightarrow P = F_r \quad (3.42)$$

$$\frac{F_a}{F_r} > e \rightarrow P = 0.4 F_r + Y \cdot F_a$$

Donde e es un factor limitante de carga específico de cada rodamiento, para rodamientos de rodillos cónicos va entre 0.2 y 0.3. Y es un factor de modificación de carga axial.

La carga estática P_0 para un rodillo de cilindro cónico es igual a la carga radial.

Se determina la relación entre carga axial y radial.

$$\frac{F_a}{F_r} = \frac{2 \cdot 37.24 \text{ N}}{10.28 \text{ kN}}$$

$$\frac{F_a}{F_r} = 0.007$$

Esta relación es menor a 0.2 por lo tanto se aplica el primer tramo de (3.42), haciendo:

$$P = 5.14 \text{ kN}$$

Y

$$P_0 = 5.14 \text{ kN}$$

Para el cálculo de carga dinámica por especificación C se requiere determinar la vida en horas del rodamiento para aplicar la ecuación (3.43). La aplicación de este rodamiento se lo considera como accionamiento de laminadoras por lo que el factor de vida va de 3 a 4, se elige 4 por ser el límite superior. La vida en horas se determina en base a la información de la Tabla 3.10.

Tabla 3.10 Vida útil en horas [33].

▼ Valores f_t para rodamientos de bolas									
L_h	f_t	L_h	f_t	L_h	f_t	L_h	f_t	L_h	$f_t = \sqrt[3]{\frac{L_h}{500}}$
h		h		h		h		h	
100	0,585	420	0,944	1700	1,5	6500	2,35	28000	3,83
110	0,604	440	0,958	1800	1,53	7000	2,41	30000	3,91
120	0,621	460	0,973	1900	1,56	7500	2,47	32000	4
130	0,638	480	0,986	2000	1,59	8000	2,52	34000	4,08
140	0,654	500	1	2200	1,64	8500	2,57	36000	4,16
150	0,669	550	1,03	2400	1,69	9000	2,62	38000	4,24
160	0,684	600	1,06	2600	1,73	9500	2,67	40000	4,31
170	0,698	650	1,09	2800	1,78	10000	2,71	42000	4,38
180	0,711	700	1,12	3000	1,82	11000	2,8	44000	4,45
190	0,724	750	1,14	3200	1,86	12000	2,88	46000	4,51
200	0,737	800	1,17	3400	1,89	13000	2,96	48000	4,58
220	0,761	850	1,19	3600	1,93	14000	3,04	50000	4,64
240	0,783	900	1,22	3800	1,97	15000	3,11	55000	4,79
260	0,804	950	1,24	4000	2	16000	3,17	60000	4,93
280	0,824	1000	1,26	4200	2,03	17000	3,24	65000	5,07
300	0,843	1100	1,3	4400	2,06	18000	3,3	70000	5,19
320	0,862	1200	1,34	4600	2,1	19000	3,36	75000	5,31
340	0,879	1300	1,38	4800	2,13	20000	3,42	80000	5,43
360	0,896	1400	1,41	5000	2,15	22000	3,53	85000	5,54
380	0,913	1500	1,44	5500	2,22	24000	3,63	90000	5,65
400	0,928	1600	1,47	6000	2,29	26000	3,73	100000	5,85

$$C = \left(\frac{Lh \cdot n \cdot 60}{(10^6 rev)} \right)^{\frac{3}{10}} \cdot P \quad (3.43)$$

Donde:

C capacidad de carga dinámica

Lh vida útil del rodamiento en horas

n velocidad de rotación del rodameinto

La velocidad de operación del rodamiento es de 6.25 rpm por requerimientos del diseño definidos en la casa de la calidad.

$$C = \left(\frac{32000 \cdot 6.25 \text{ rpm} \cdot 60}{(10^6 rev)} \right)^{\frac{3}{10}} \cdot 5.14 \text{ kN}$$

$$C = 10.53 \text{ kN}$$

El primer rodamiento disponible que cumple con las características de diseño es el 30202 pero debido a la geometría del mecanismo de alimentación se elige utilizar el rodamiento 30203.

La velocidad de trabajo del mecanismo de doblez es igual a la velocidad de trabajo del mecanismo de alimentación debido a que el torque requerido es similar en ambos casos; la carga radial en el mecanismo de doblez es:

$$F_r = 7063 \text{ N}$$

Por lo que la carga dinámica de especificación se determina mediante (3.43):

$$C = \left(\frac{32000 \cdot 6.25 \text{ rpm} \cdot 60}{(10^6 rev)} \right)^{\frac{3}{10}} \cdot 3531.5 \text{ N}$$

$$C = 7.4 \text{ kN}$$

Al igual que el caso anterior el primer rodamiento que cumple con estas características es el 30202, para reducir costos de mecanizados debido a la geometría de las piezas y el tamaño nominal de la materia prima se decide utilizar el rodamiento 30203.

30203 (proveedor C FAG) mecanismo de alimentación y flexión

$$C = 19.3 \text{ kN}$$

$$C_0 = 19 \text{ kN}$$

$$D = 40 \text{ mm}$$

$$d = 17 \text{ mm}$$

3.2.6 CÁLCULO DEL EJE FIJO MECANISMO DE DOBLADO

El eje fijo se diseña a fatiga considerando los dos puntos de apoyo como fijos el semieje se encuentra únicamente en torsión debido al momento requerido para deformar al material. La geometría del eje está definida como se muestra en la Figura 3.16. Se debe determinar el material con el cual se debe construir este componente.

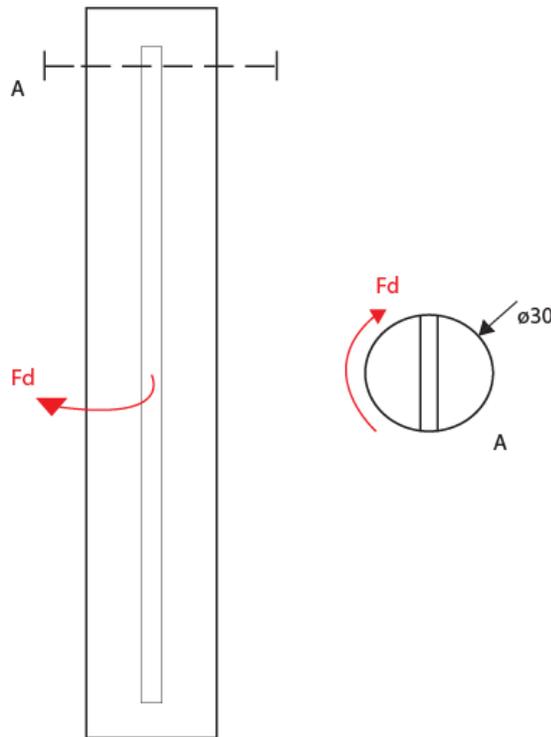


Figura 3.16 Eje fijo Mecanismo de flexión.

La fuerza de doblado calculada es:

$$F_d = 7063 \text{ N}$$

Se considera a la fuerza de dobles como una carga puntual de acuerdo a la Figura 3.16. El momento generado por la carga puntual se determina con la ecuación (3.8), en esta caso se reemplaza a M_d por T_d :

$$T_d = 7063 \text{ N} \cdot 15 \text{ mm} \cdot \left(\frac{1 \text{ m}}{1000 \text{ mm}} \right)$$

$$T_d = 105.95 \text{ N} \cdot \text{m}$$

El eje fijo se encuentra adherido a la estructura por sus dos extremos, el diagrama de cuerpo libre y momento torsor se muestra en la Figura 3.17.

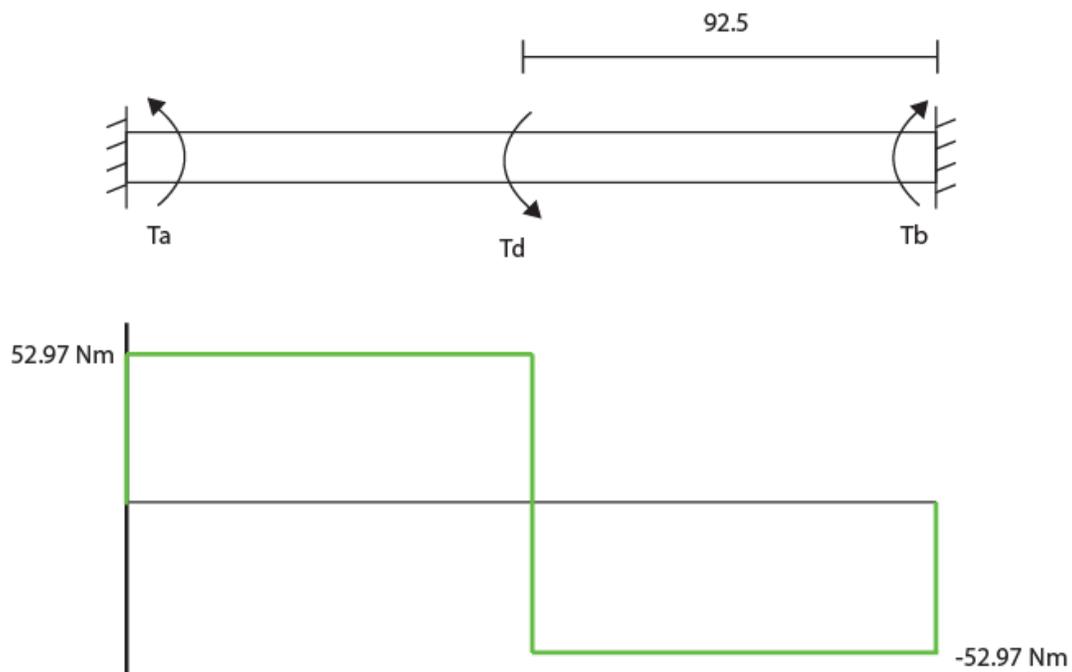


Figura 3.17 Diagrama de cuerpo libre y momento torsor.

El eje fijo debe estar diseñado para soportar carga alternante de igual magnitud en ambos sentidos. Para el diseño a vida infinita del elemento se utiliza la ecuación de la recta modificada de Goodman (3.44) [25].

$$\frac{\sigma_a}{S_e} + \frac{\sigma_m}{S_{ut}} = \frac{1}{n} \quad (3.44)$$

Donde:

σ_a esfuerzo alternante, en Pa.

S_e límite de resistencia a la fatiga, en Pa.

S_{ut} resistencia última a la tensión, en Pa.

n factor de seguridad, en Pa.

σ_m esfuerzo medio, en Pa.

El esfuerzo alterante es completamente reversible y se determina por la ecuación (3.45):

$$\sigma_a = \sigma_{mx} = \frac{T_a \cdot r}{J} \quad (3.45)$$

r radio del simecirculo. en m.

T_a momento en extremo del eje, en Nm.

J momento polar de inercia, en m^4 .

Para un semicirculo el momento polar de inercia es (3.46) [25]:

$$J = \frac{\pi \cdot r^4}{4} \quad (3.46)$$

Por lo tanto al reemplazar los datos en (3.44) se tiene:

$$\begin{aligned} \sigma_a &= \frac{4 \cdot T_a \cdot r}{\pi \cdot r^4} \\ \sigma_a &= \frac{4 \cdot T_a}{\pi \cdot r^3} \\ \sigma_a &= \frac{4 \cdot 52.97 \text{ Nm}}{\pi \cdot (15 \text{ mm})^3} \\ \sigma_a &= 19.98 \text{ MPa} \end{aligned}$$

Al ser un tipo de esfuerzo alternante completamente reversible, el esfuerzo medio es igual a 0.

Se calcula el límite a la fatiga con un material tentativo, en este caso el acero AISI 1045. Para ello se deben determinar los factores de Marín.

3.2.6.1 Factor De Superficie k_a

El factor de superficie se determina por la ecuación (3.47). Donde a y b son factores que dependen del proceso de manufactura y se obtienen de la Tabla 3.11.

$$k_a = a \cdot Sut^b \quad (3.47)$$

Tabla 3.11 Coeficientes para el factor de superficie.

Acabado superficial	Factor a		Exponente b
	S_{utr} kpsi	S_{utr} MPa	
Esmerilado	1.34	1.58	-0.085
Maquinado o laminado en frío	2.70	4.51	-0.265
Laminado en caliente	14.4	57.7	-0.718
Como sale de la forja	39.9	272.	-0.995

Las propiedades mecánicas del material se las obtienen del proveedor [24].

$$k_a = 4.51 \cdot (565 \text{ MPa})^{-0.265}$$

$$k_a = 0.84$$

3.2.6.2 Factor de tamaño k_b

El factor de tamaño k_b depende de la geometría del componente, en el caso de los cilindros depende únicamente del diámetro y se rige bajo la ecuación (3.48).

$$k_b = 1.24 \cdot d^{-0.107} \quad (3.48)$$

$$k_b = 1.24 \cdot 30^{-0.107}$$

$$k_b = 0.86$$

3.2.6.3 Factor de carga k_c

El factor de carga k_c depende del tipo de esfuerzo al que se somete el elemento a diseñar en este caso el elemento se encuentra sometido a torsión por lo que k_c es igual a [25]:

$$k_c = 0.59$$

3.2.6.4 Factor de temperatura k_d

El factor de temperatura varía a temperaturas altas y bajas, a temperatura ambiente este factor es igual a la unidad [25].

$$k_d = 1$$

3.2.6.5 Factor de confiabilidad k_e

Es un factor que depende del grado de confiabilidad que se le quiera dar al diseño, en este caso se utiliza una confiabilidad del 99% ya que no es un elemento de seguridad

personal. Los valores de k_e a distintos niveles de confiabilidad se encuentran tabulados en [25].

$$k_e = 0.814$$

3.2.6.6 Factor de forma k_f

Este factor se encuentra presente siempre y cuando exista un cambio de sección, chaflanes entre otros. Se lo determina de forma gráfica mediante la Figura 3.18.

Figura A-15-8

Eje redondo con filete en el hombro en torsión. $\tau_G = Tc/J$, donde $c = d/2$ y $J = \pi d^4/32$.

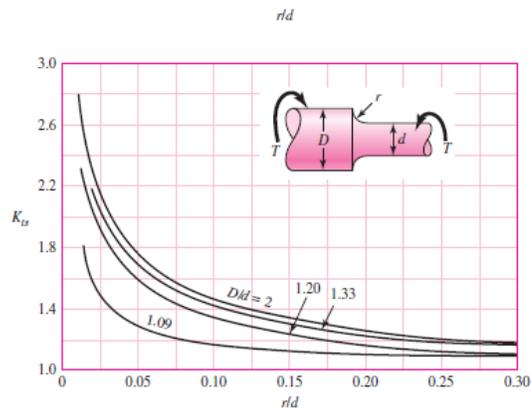


Figura 3.18 Factor de forma [25].

Para determinar el factor de forma k_f se debe encontrar el concentrador de esfuerzo que, el radio del filete es de 1 mm y el diámetro del semieje es 30 mm.

$$\frac{r}{D} = \frac{1}{30} = 0.033$$

$$\frac{D}{d} = \frac{100}{30} = 3.33$$

De acuerdo a la Figura 3.19 se toma la curva más cercana a la relación de diámetros, por lo que K_{ts} es igual a 2.

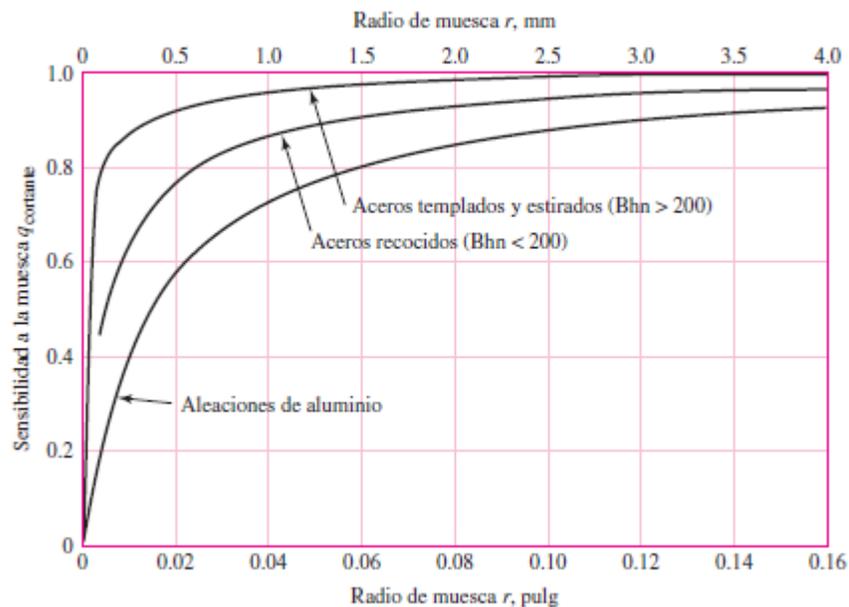


Figura 3.19 Sensibilidad a la muesca vs radio de muesca [25].

El factor de sensibilidad a la muesca q se determina a partir de la Figura 3.17 tomando en cuenta un radio de muesca igual a 1 mm y el tipo de material como estirado en frío.

$$q = 0.95$$

Por lo tanto, el factor de forma k_f se determina mediante la ecuación (3.49).

$$k_f = \frac{1}{1 + q(K_t - 1)} \quad (3.49)$$

$$k_f = \frac{1}{1 + 0.95 \cdot (2 - 1)}$$

$$k_f = 0.513$$

Una vez determinados los factores de Marín se calcula el límite a la fatiga con la ecuación (3.50).

$$S_e = k_a \cdot k_b \cdot k_c \cdot k_d \cdot k_e \cdot k_f \cdot 0.508 S_{ut} \quad (3.50)$$

$$S_e = 0.84 \cdot 0.86 \cdot 0.59 \cdot 1 \cdot 0.814 \cdot 0.513 \cdot 0.508 \cdot 565 \text{ MPa}$$

$$S_e = 51.06 \text{ MPa}$$

Se encuentra el factor de seguridad a partir de la ecuación (3.44) de la recta modificada de Goodman.

$$\frac{\sigma_a}{S_e} + \frac{\sigma_m}{S_{ut}} = \frac{1}{n}$$

$$\frac{19.98 \text{ MPa}}{51.06 \text{ MPa}} + 0 = \frac{1}{n}$$

$$n = 2.55$$

En consecuencia, de que el factor de seguridad es mayor a uno se determina que el elemento con una geometría definida puede trabajar a vida infinita, no requiere un cambio de geometría o del material propuesto para su fabricación.

3.2.7 DISEÑO DE LA CHAVETA

En la máquina de flexión se utiliza una chaveta para unir el cubo del matrimonio con el eje del rodillo de alimentación. El matrimonio posee una ranura para chaveta de cuadrada de 5 mm, en proveedor local ofrece chavetas en acero C45 equivalente al AISI 1045, las propiedades mecánicas de este material se encuentran en [24]. Como se muestra en la Figura 3.20 la chaveta se encuentra sometida a un esfuerzo cortante provocado por el par torsor del motor de alimentación.

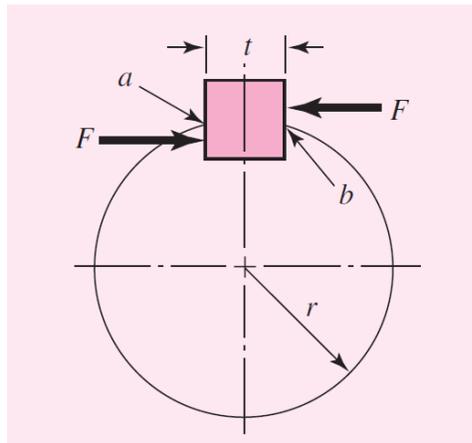


Figura 3.20 Diagrama de fuerzas para una chaveta [25].

Se propone utilizar una chaveta cuadrada de 5 mm con una longitud de 20 mm. El cubo del matrimonio transmite torque al eje del rodillo de alimentación con una magnitud de 133.17 N·m. Siendo el diámetro del rodillo 17 mm se calcula el esfuerzo cortante en la chaveta mediante (3.51) [25].

$$\tau = \frac{F}{t \cdot l} \quad (3.51)$$

Donde

F fuerza cortante en la chaveta en N;

t lado de la chaveta, en m;

l longitud o cara de la chaveta; en m.

La resistencia a cortante utilizando la energía de la distorsión, se determina mediante (3.52) [25]:

$$S_{sy} = 0.577 \cdot S_y \quad (3.52)$$

Donde

S_{sy} resistencia al cortante, en Pa;

S_y limite a la fluencia del material, en Pa.

Se sustituye a τ por la resistencia al cortante dividida para el factor de seguridad en la ecuación (3.51), como resultado (3.53):

$$\frac{0.577 \cdot S_y}{n} = \frac{F}{t \cdot l} \quad (3.53)$$

La fuerza F se obtiene a partir del momento flector a transmitir y el limite a la fluencia de las propiedades mecánicas del material [24].

$$F = \frac{133.27 \text{ N} \cdot \text{m}}{8.5 \cdot 10^{-3} \text{ m}}$$

$$F = 15678.8 \text{ N}$$

Se despeja el factor de seguridad de (3.51).

$$n = \frac{t \cdot l \cdot 0.577 \cdot S_y}{F}$$

Se reemplazan los datos faltantes para encontrar el factor de seguridad de la chaveta propuesta.

$$n = \frac{5 \cdot 10^{-3} \cdot 20 \cdot 10^{-3} \cdot 0.577 \cdot 413 \text{ MPa}}{15678.8 \text{ N}}$$

$$n = 1.52$$

La chaveta es capaz de soportar el cortante producido al transmitir el momento flector del rodillo de alimentación. Si la geometría lo permite recomienda aumentar el ancho de cara de la chaveta.

Tanto el motor del mecanismo de flexión como el del mecanismo de alimentación son iguales y se emplean las mismas chavetas. Por lo tanto, el material del cubo en el piñón empleado para transmitir par torsor al mecanismo de flexión debe realizarse en un material de igual o mayor resistencia al acero C45 utilizado para fabricar las chavetas.

3.2.8 SELECCIÓN AJUSTES

Varios elementos en la máquina de flexión automática requieren ajustes para su montaje. Estos ajustes se los encuentran en los soportes de rodamientos, ejes, chavetas y las partes que impiden el movimiento de del eje fijo. En agujeros y ejes la normativa ISO 286 define la posición de las tolerancias como se muestra en la Figura 3.21. Es importante diferenciar la posición de las tolerancias entre ejes y agujeros para evitar holguras o aprietes excesivos.

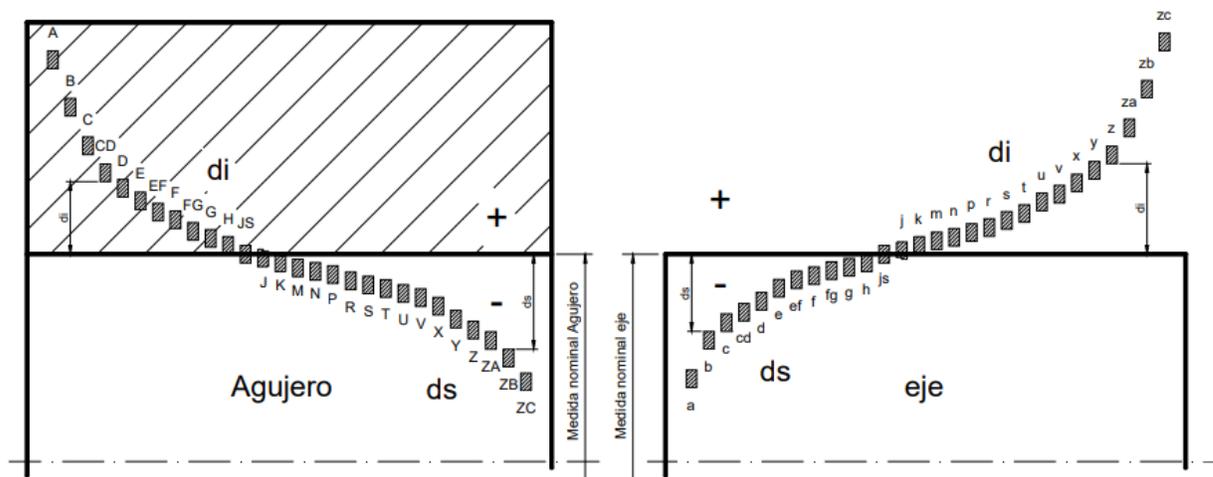


Figura 3.21 Posición de las tolerancias según la norma ISO 286 [48].

A continuación, se detalla la especificación de ajustes para cada pieza que los requiera.

3.2.8.1 Ajuste En Las Ranuras Para La Chaveta

En este caso se emplean chavetas cuadradas estándar de 5 mm. La normativa DIN 6885 establece las tolerancias tanto para el eje como para el volante que albergan a la chaveta. Estas tolerancias se encuentran tabuladas en el catálogo de Características técnicas para elementos de utillaje y su aplicación se realiza según lo especificado en la Figura 3.22 [50].

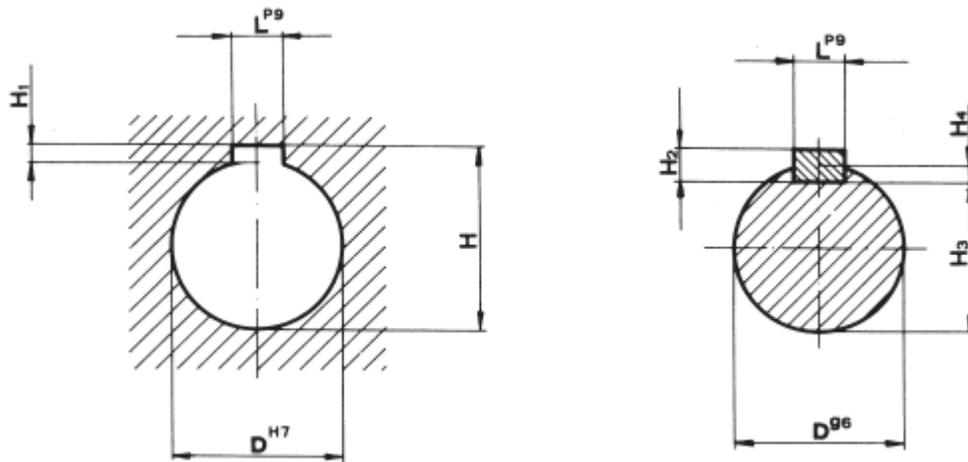


Figura 3.22 Ajustes recomendados para Chavetas Cuadradas [50].

Para el cubo del matrimonio que se une con el rodillo de alimentación los ajustes se definen de acuerdo con la Tabla 3.12.

Tabla 3.12 Ajustes para el Cubo del Matrimonio (agujero).

Descripción	Cota
Diámetro del agujero	17 H7
Distancia "H"	19.3 H
Ancho de la ranura	5 P9
Profundidad de la Ranura	2.3 H1

Para el eje del rodillo de alimentación los ajustes se definen de acuerdo con la Tabla 3.13.

Tabla 3.13 Ajustes Chaveta en el Rodillo de Alimentación.

Descripción	Cota
Diámetro del agujero	17 g6
Distancia entre el eje y la ranura	14 H3
Ancho de la ranura	5 P9
Profundidad de la ranura	3 H4

Al definir las tolerancias de la ranura para la chaveta se define a su vez el ajuste entre el eje del rodillo y el matrimonio que en este caso es un ajuste deslizante H7/g6.

3.2.8.2 Ajuste en el collarín del piñón y el eje del motor

El eje del motor es de 16 mm e incorpora una chaveta cuadrada de 5 mm. De acuerdo con las especificaciones de [50], los ajustes del collarín recomendados se muestran en la Tabla 3.14.

Tabla 3.14 Ajustes Chaveta Collarín del Piñón .

Descripción	Cota
Diámetro del agujero	16 H7
Distancia "H"	18.3 H
Ancho de la ranura	5 P9
Profundidad de la ranura	2.3 H1

3.2.8.3 Ajuste en rodamientos de rodillos

Se emplea la tabla de límites métricos y ajustes preferenciales de la norma ANSI B4.2-1978 visto en [25]. En este caso particular los cojinetes se encuentran sometidos a grandes presiones provocados por la fuerza de aplastamiento P de 10 kN; para este caso se recomienda el uso de un apriete H9/d9. En el Anexo A se encuentra especificado el apriete en los planos (D03-204, D03-203 y D03-206).

3.2.8.4 Ajuste en rodamientos del Mecanismo flector

Debido a la configuración del mecanismo flector la carga se encuentra en el anillo externo del rodamiento. Debido a esta particularidad se elige los ajustes recomendados por el fabricante [49]. Siendo el apriete elegido de tipo M5/h4. En el Anexo A se encuentra especificado el apriete en los planos (D03-402 y D03-404).

3.2.8.5 Ajuste entre el eje fijo y sus soportes

Para piezas que requieren rigidez y alineación se recomienda un apriete de interferencia localizada H7/p6, como indica la tabla de ajustes preferenciales mostrada en [25]. Para este tipo de apriete la norma ISO 286-1 [55] recomienda una calidad IT11, siendo el juego máximo permitido de 90 micras para un eje de 17 mm. La altura de la ranura se acota mediante esta consideración. La tolerancia total se determina mediante (3.54) [55].

$$Tol = J_{max} - J_{min} \quad (3.54)$$

Por recomendación de la norma ISO 286-1

$$Tol = 90 \mu m$$

Al considerar una tolerancia simétrica para el agujero y el eje.

$$J_{max} = \frac{Tol}{2}$$

$$J_{max} = 45 \mu m = J_{min}$$

La Figura 3.23 muestra las cotas correspondientes al ajuste H7/p6.

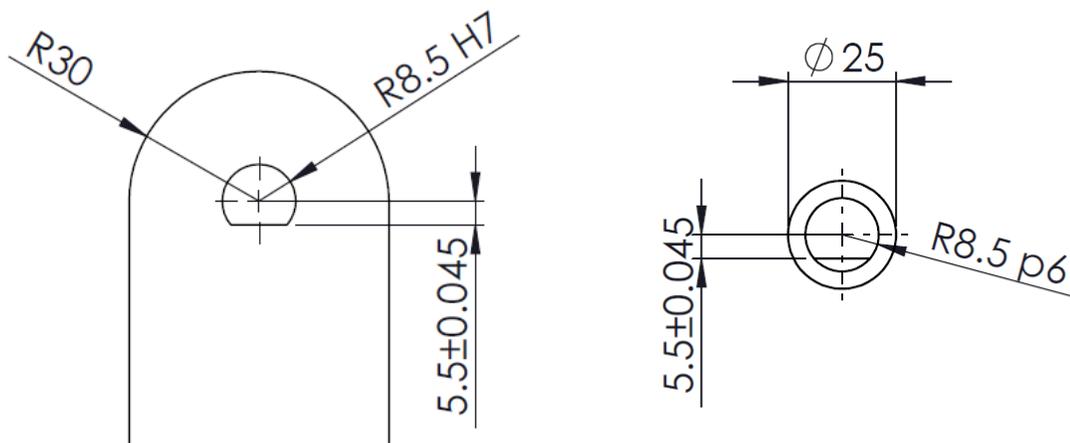


Figura 3.23. Ajuste entre el eje fijo y sus soportes

El ajuste calculado corresponde al especificado en el Anexo A en los planos (D03-301 y D03-404).

3.2.8.6 Ajuste entre los soportes y las guías de los ejes X ,Y

Estas piezas requieren de rigidez y a lineación debido a esto se utiliza el mismo apriete del caso anterior H7/p6. El ajuste seleccionado se especifica en los planos D03-505, D03-506, D03-507, D03-802, D03-804 y D03-805.

3.2.9 CALCULO DE PERNOS

3.2.9.1 Calculo de pasadores unión flector engranaje

El engranaje del mecanismo de flexión se encuentra acoplado con el flector mediante cuatro pasadores. El cálculo del diámetro de los pasadores necesarios para transmitir

momento al mecanismo de flexión se muestra a continuación. Los deben resistir el esfuerzo cortante provocado por la fuerza F que actúa según se muestra en la Figura 3.24.

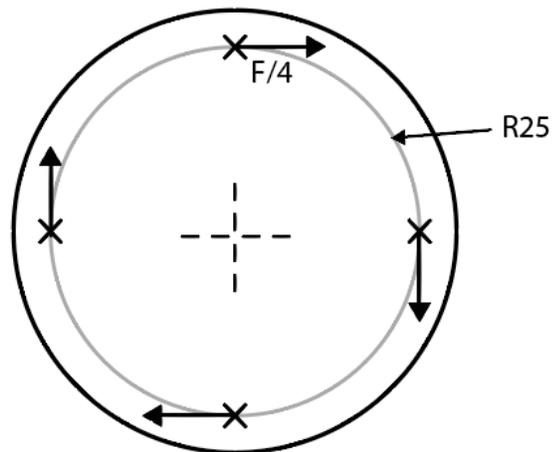


Figura 3.22. Fuerzas en los pasadores del mecanismo flexor.

La fuerza F se determina a partir de la ecuación (3.8), el torque que se debe transmitir es de $144.8 \text{ N}\cdot\text{m}$.

$$M = F \cdot r$$

Se despeja la fuerza de (3.8)

$$F = \frac{M}{r}$$

Al reemplazar los datos conocidos.

$$F = \frac{144.8 \text{ N} \cdot \text{m}}{25 \cdot 10^{-3} \text{ m}}$$

$$F = 5972 \text{ N}$$

La carga se distribuye en cada pasador, por lo tanto cada pasador debe ser capaz de soportar la fuerza F_p .

$$F_p = \frac{F}{4}$$

$$F_p = \frac{5972 \text{ N}}{4}$$

$$F_p = 1493 \text{ N}$$

El esfuerzo permisible para los diversos tipos de pernos se encuentra en el Anexo I. Se elige pernos M5 de grado 3 de manera tentativa. Del anexo E se obtiene el limite a la fluencia del perno.

$$S_y = 411 \text{ MPa}$$

La resistencia a cortante del perno se obtiene mediante la energía de la distorsión (3.52)

$$S_{sy} = 0.577 \cdot S_y$$

$$S_{sy} = 237.147 \text{ MPa}$$

El esfuerzo cortante en el perno se determina mediante el área del núcleo del mismo obtenida de [56].

$$A = 11.9 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2$$

El factor de seguridad en el perno se determina mediante (3.53)

$$n = \frac{A \cdot S_{sy}}{F}$$

$$n = \frac{11.9 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2 \cdot 237.147 \text{ MPa}}{1493 \text{ N}}$$

$$n = 1.89$$

El factor de seguridad es mayor a uno por lo tanto se acepta el perno seleccionado para actuar como pasador. Se recomienda que la resistencia del pasador sea menor a la resistencia al momento flector en los dientes de los engranajes, dejando a los pasadores como materiales fusibles en el caso de sobre carga. La resistencia del diente del engranaje se obtiene de la Tabla 3.4. que se compara con la resistencia del pasador S_{sy} .

$$237.147 \text{ MPa} < 286.04 \text{ MPa}$$

En caso de sobre carga se espera una falla del pasador.

3.2.9.2 Calculo del tornillo de presión para rodillos

La carga de aplastamiento P de 10.28 kN se distribuye en dos apoyos, estos apoyos transmiten la fuerza hacia el tornillo de presión. El tornillo de presión se encuentra sometido a cortante en el cuerpo del y en sus filetes a flexión. La geometría y materiales del perno se determinan a continuación.

El esfuerzo flector en la raíz de la rosca se determina mediante (3.55) [25].

$$\sigma_b = \frac{6 \cdot F \cdot 0.38}{\pi \cdot d_r \cdot p} \quad (3.55)$$

Donde

σ_b esfuerzo flexionante en la raíz de la rosca, en MPa;

F fuerza de aplastamiento del tornillo, en N;

d_r diámetro raíz del perno, en mm;

p paso del tornillo, en mm.

La fuerza de aplastamiento en el tornillo es:

$$F = \frac{P}{2}$$

$$F = \frac{10.28 kN}{2}$$

$$F = 5.14 kN$$

Se pre selecciona un tornillo de 1/2" de rosca fina para presionar los rodillos de alimentación. Las dimensiones de este (diámetro medio, diámetro raíz y paso) se encuentran en [57].

$$\sigma_b = \frac{6 \cdot 5.14 kN \cdot 0.38}{\pi \cdot 11.113 mm \cdot 1.587 mm}$$

$$\sigma_b = 211.51 MPa$$

El esfuerzo en el cuerpo del tornillo se determina mediante (3.56) [25]

$$\sigma = -\frac{4 \cdot F}{\pi \cdot d_r^2} \quad (3.56)$$

Para un perno de 1/2" [57]:

$$\sigma = -\frac{4 \cdot 5.14 \text{ kN}}{\pi \cdot 11.113^2 \text{ mm}^2}$$

$$\sigma = -53 \text{ MPa}$$

El esfuerzo cortante en el tornillo debido a torsión se determina mediante (3.57) [25].

$$\tau = \frac{16 \cdot T}{\pi \cdot d_r^3} \quad (3.57)$$

Donde

T torque de apriete en el tornillo, en N·m;

d_r diámetro raíz del tornillo, en m³;

τ esfuerzo de torsión en el tornillo, en Pa.

El torque requerido para girar al perno apretado se calcula mediante (3.58)

$$T = \frac{F \cdot d_m}{2} \cdot \left(\frac{l + \pi \cdot f \cdot d_m}{\pi \cdot d_m - f \cdot l} \right)$$

Donde

f coeficiente de rozamiento entre la tuerca y el tornillo, adimensional;

d_m diámetro medio del tornillo, en m.

F fuerza de aplastamiento en el tornillo, en N;

l paso del tornillo, en m.

T torque para subir una carga, en N·m.

Reemplazando los datos de un tornillo de 1/2" rosca fina y considerando el rozamiento de acero con acero Tabla 3.2 se calcula el torque de apriete en el tornillo.

$$T = \frac{F \cdot d_m}{2} \cdot \left(\frac{l + \pi \cdot f \cdot d_m}{\pi \cdot d_m - f \cdot l} \right)$$

$$T = \frac{5.14 \text{ kN} \cdot (11.9) \text{ mm}}{2} \cdot \left(\frac{1.587 \text{ mm} + \pi \cdot 0.74 \cdot 11.9 \text{ mm}}{\pi \cdot 11.9 \text{ mm} - 0.74 \cdot 1.587 \text{ mm}} \right)$$

$$T = 24.7 \text{ N} \cdot \text{m}$$

Por lo tanto, el esfuerzo torsor en el tornillo se calcula mediante (3.57)

$$\tau = \frac{16 \cdot 24.7 \text{ N} \cdot \text{m}}{\pi \cdot 11.113^3 \text{ mm}^3}$$

$$\tau = 91.66 \text{ MPa}$$

El esfuerzo equivalente en el tornillo se calcula a partir del esfuerzo equivalente de Von Mises (3.59) [25].

$$\sigma' = \frac{1}{\sqrt{2}} \left\{ (\sigma_x - \sigma_y)^2 + (\sigma_y - \sigma_z)^2 + (\sigma_z - \sigma_x)^2 + 6 \cdot (\tau_{xy}^2 + \tau_{yz}^2 + \tau_{zx}^2) \right\}^{\frac{1}{2}} \quad (3.59)$$

Al reemplazar los esfuerzos presentes en el tornillo:

$$\sigma' = \frac{1}{\sqrt{2}} \left\{ (211.51 - 0)^2 + (0 - 53)^2 + (-53 - 211.51)^2 + 6 \cdot (91.66^2) \right\}^{\frac{1}{2}}$$

$$\sigma' = 289.76 \text{ MPa}$$

Por lo tanto, el factor de seguridad en el tornillo pre seleccionado se calcula a partir de (3.60):

$$n = \frac{S_y}{\sigma'} \quad (3.60)$$

La resistencia del tornillo se determina mediante el Anexo I, en donde se elige un perno de grado 3.

$$n = \frac{411 \text{ MPa}}{289.76 \text{ MPa}}$$

$$n = 1.42$$

Se recomienda utilizar una tuerca de mayor o igual resistencia que la del tornillo.

3.2.10 CALCULO DE LAS GUÍAS DEL EJE Z

Las guías del eje Z se diseñan por rigidez, se considera a las guías como una viga en voladizo con carga intermedia como se muestra en la Figura 3.25 [25].

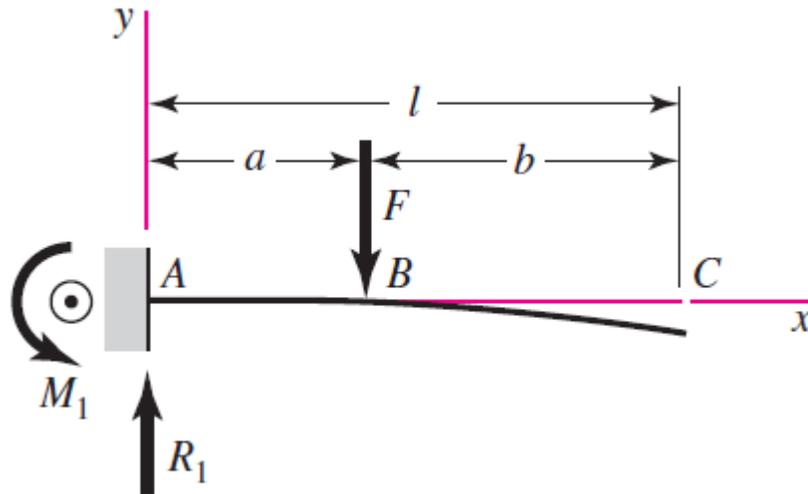


Figura 3.25 Reacciones en una viga en voladizo con carga intermedia.

La carga considerada es la fuerza producida por la fresa mientras corta el material. En el diseño de elementos de maquinaria se admiten ciertos valores definidos de deflexión de acuerdo con el tipo de aplicación y se los puede clasificar en los siguientes casos.

- 1) Límite de deflexión para partes en general, ecuación (3.61) [34].

$$0.003 < \frac{Y_{mx}}{L} < 0.0005 \quad (3.61)$$

- 2) Límite de deflexión para una máquina de precisión moderada, ecuación (3.62) [34].

$$0.0005 < \frac{Y_{mx}}{L} < 0.00001 \quad (3.62)$$

- 3) Límite de deflexión para una máquina de alta precisión, ecuación (3.63) [34].

$$0.00001 < \frac{Y_{mx}}{L} < 0.000001 \quad (3.63)$$

Donde:

Y_{mx} deflexión máxima de la viga, en m.

L longitud de la viga, en m.

La deflexión máxima de una viga en voladizo se determina mediante (3.64) [25].

$$y_{max} = \frac{F \cdot a^2}{6 \cdot E \cdot I} \cdot (a - 3 \cdot l) \quad (3.64)$$

Donde:

- y_{max} deflexión máxima en la viga, en m;
- E módulo de Young de la Viga, en Pa;
- I inercia de la viga, en m^4 .
- a distancia a la que se encuentra la carga, en m;
- l longitud total de la viga, en m.

La inercia para las guías se calcula mediante (3.65) [25].

$$I = \frac{\pi \cdot r^4}{4} \quad (3.65)$$

Donde

- I inercia del eje, en Pa.
- r radio del eje, en m.

La longitud de las guías es de 350 mm. La fuerza que deben soportar es igual a la fuerza de corte calculada en la sección 3.2.4.4.

$$F_c = 160 \text{ N}$$

Se toma el límite superior para una máquina de precisión moderada

$$y_{max} = 0.0005 \cdot L$$

El módulo de Young para el acero obtenido de [25] es:

$$E = 206 \text{ GPa}$$

Se reemplazan los datos conocidos en (3.64) y se despeja el radio del eje. Se considera que dos soportes van a soportar la carga que se encuentra a 250 mm del empotramiento. La longitud total de la guía es de 350 mm. Se modifica el sentido de la deflexión en la ecuación para que esta sea positiva y el resultado de la raíz sea un número real.

$$y_{max} = \frac{F}{2} \cdot \frac{a^2}{6 \cdot E \cdot I} \cdot (-a + 3 \cdot l)$$

$$0.0005 \cdot L = \frac{160 N \cdot (250 \text{ mm})^2}{12 \cdot 206 \text{ GPa} \cdot \pi \cdot r^4} \cdot (-250 \text{ mm} + 3 \cdot 350 \text{ mm}) \cdot 4$$

$$r^4 = \left(\frac{160 N \cdot (250 \text{ mm})^2}{12 \cdot 206 \text{ GPa} \cdot \pi \cdot 0.0005 \cdot 0.35 \text{ m}} \cdot (-250 \text{ mm} + 3 \cdot 350 \text{ mm}) \cdot 4 \right)$$

$$r = \left(\frac{160 N \cdot (250 \text{ mm})^2}{12 \cdot 206 \text{ GPa} \cdot \pi \cdot 0.0005 \cdot 0.35 \text{ m}} \cdot (-250 \text{ mm} + 3 \cdot 350 \text{ mm}) \cdot 4 \right)^{\frac{1}{4}}$$

$$r = 12.38 \text{ mm}$$

Debido a la disponibilidad de rodamientos lineales en el mercado local se elige el eje de mayor diámetro compatible 16 mm. Se recomienda utilizar un diámetro para los ejes guía de 25 mm.

4.2.11 CALCULO GUÍAS DEL EJE Y

Se diseña a las guías cilíndricas del eje Y a rigidez, se toman los límites de deflexión permisible establecidos mediante (3.62). A diferencia del caso analizado anteriormente las guías del eje Y cuentan con 2 puntos de apoyo fijos. La ecuación que determina la deflexión máxima para una carga puntual en el centro es:

$$Y_{mx} = \frac{F \cdot l^3}{48 \cdot E \cdot I} \quad (3.66)$$

Donde:

- Y_{mx} límite máximo de deflexión, en m.
- F carga puntual en el centro de la viga, en N.
- l largo de la viga, en m.
- E módulo de elasticidad, en Pa.
- I inercia de la viga, en m^4 .

La longitud de las guías es de 300 mm y la carga que estas deben soportar es de 4,7 kgf obtenida a partir del análisis de masas en un software CAE. El diámetro propuesto para las guías es de 16 mm.

Al reemplazar los datos en la ecuación (3.66):

$$Y_{mx} = \frac{(4.7 \cdot 9.81)N \cdot (0.3m)^3}{48 \cdot 206 \cdot 10^9 Pa \cdot \frac{\pi \cdot (8 \cdot 10^{-3}m)^4}{4}}$$

$$Y_{mx} = 39 \cdot 10^{-6}m$$

El límite de deflexión superior para la viga se calcula mediante (3.62).

$$Y'_{mx} = 0.0005 \cdot L$$

$$Y'_{mx} = 0.0005 \cdot 0.3 \text{ m}$$

$$Y'_{mx} = 15 \cdot 10^{-5}m$$

Por lo tanto:

$$Y_{mx} < Y'_{mx}$$

La deflexión máxima en las guías del eje Y es menor al límite superior para una máquina de precisión moderada por lo que se acepta el uso del eje propuesto.

3.2.9 CÁLCULO DEL BASTIDOR

Los elementos estructurales de una máquina que forman el bastidor de la misma se encuentran sometidos a flexión y se los puede considerar como una viga con dos apoyos o como un pórtico.

Se considera a la máquina de flexión automática de precisión moderada debido a que las partes que esta va a producir implican riesgos en el funcionamiento de otros sistemas (como lo es el caso de una máquina de alta precisión que fabrica pistas para rodamientos); en este caso se considera un acabado óptimo todas aquellas partes que encajan con la base de la letra.

Por lo tanto, se elige como deflexión máxima un valor entre en límite superior e inferior de acuerdo con la ecuación (3.62).

$$\frac{Y_{mx}}{L} = \frac{1}{5000}$$

$$Y_{inf} = \frac{1000 \text{ mm}}{5000}$$

$$Y_{inf} = 0.2 \text{ mm}$$

$$Y_{sup} = \frac{1000 \text{ mm}}{2000}$$

$$Y_{sup} = 0.5 \text{ mm}$$

Por lo que la deflexión máxima admisible en la viga es de 0.5mm.

Para el cálculo de la deflexión en una viga con dos apoyos simples se utiliza la ecuación (3.56) [25]:

$$Y_{mx} = \frac{F \cdot l^3}{48 \cdot E \cdot I} \quad (3.66)$$

La carga puntual F se determina mediante el peso de los componentes y además se asume que una persona de 60kg podría apoyarse por completo en la máquina. La carga se divide para dos debido a que dos vigas apoyan dicha carga.

$$F = \frac{(29.7 \text{ kg} + 60 \text{ kg}) \cdot 9.81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2}}{2}$$

$$F = 439.97 \text{ N}$$

$$F \cong 440 \text{ N}$$

Con la carga determinada se calcula la deflexión máxima en varios tipos de perfiles encontrados en el mercado local. Los datos de la Tabla 3.15 se obtienen del catálogo de aceros del proveedor DIPAC [35].

Tabla 3.15. Propiedades mecánicas de algunos perfiles.

Perfil	E GPa	I m ⁴	Y mm
Tubo cuadrado 50x1.5	210	2.3E-08	1.91
Correa tipo G 60x30x3	210	1.9E-07	0.23
Correa tipo G 80x40x3	210	2.4E-07	0.18

Por disponibilidad se elige utilizar correa de 80x40x3 para la estructura base de la máquina.

3.2.10 RESUMEN DEL DISEÑO MECÁNICO

Se requieren elementos estructurales para poder ensamblar la máquina automática de flexión, estos elementos se encuentran diseñados a cargas estáticas. Con el fin de considerar las cargas por el peso de los componentes se usa un software de simulación para determinar el peso de los sub-ensambles. Por ejemplo, el ensamble total de la máquina Figura 3.26 pesa 114 kg.

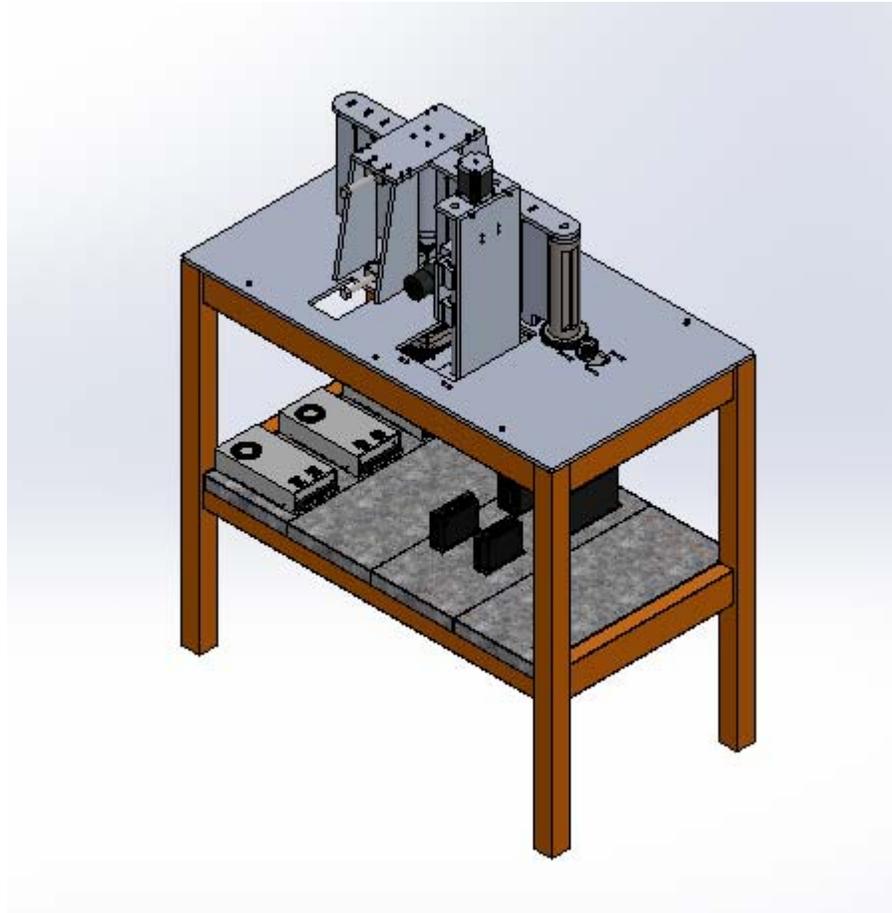


Figura 3.26 Ensamble AMB.

En geometrías complejas se utiliza el método de elementos finitos con la ayuda de un software CAE para hallar el esfuerzo máximo equivalente de Von Mises. La Tabla 3.16 muestra el resumen del diseño de los componentes. El plano de cada pieza especificada se lista en la misma y se encuentran en el Anexo A. Los resultados de la simulación por el método de elementos finitos se muestran en el Anexo B.

Tabla 3.16. Resumen del diseño mecánico.

PIEZA	PLANO	MATERIAL	Esfuerzo máximo	Resistencia	Factor de seguridad	Observaciones
PLACA BASE	D03-101	ALUMINIO 6061	$\sigma=25.24$	$S_y=55$	2.18	Resultado del FEM deflexión máxima 0.7 mm
EXPANSOR NEMA 23	D03-102	AISI 1018	$\sigma=91.41$	$S_y=370$	4.05	Resultado del FEM deflexión máxima 0.09 mm. se considera que solo dos expansores sujetan al motor
SOPORTE TORNILLO DE PRESIÓN	D03-201	ASTM A36	$\sigma=229.1$	$S_y=320$	1.40	Esfuerzo máximo en la rosca del tornillo para presionar los rodillos con 5.1kN
SOPORTE MEC. DE ALIMENTACIÓN	D03-202	ALUMINIO 6061	$\sigma=45.8$	$S_y=55$	1.2	
CAJA FIJA PARA RODAMIENTO	D03-203	POLIAMIDA 6	$\sigma=53$	$S_y=80$	1.51	Resultado del FEM, se considera que la fuerza de aplastamiento P se divide para ambos cojinetes del rodillo
CAJA DESLIZANTE PARA RODAMIENTO	D03-204	POLIAMIDA 6	$\sigma=53$	$S_y=80$	1.51	Resultado del FEM, se considera que la fuerza de aplastamiento P se divide para ambos cojinetes del rodillo
CUBIERTA MEC. DE ALIMENTACIÓN	D03-205	ALUMINIO 6061	$\sigma=20.45$	$S_y=55$	2.69	Es esfuerzo máximo se genera en los pasadores para sujetar el rodillo de alimentación
RODILLO DE ALIMENTACIÓN	D03-206	AISI 1045	$\sigma=379.9$	$S_c=265.7$	1.43	Diseño a fatiga superficial
FLECTOR	D03-402	SKF 280	$\sigma=471.6$	$S_c=592.4$	1.25	Diseño a fatiga superficial
TAPA RODAMIENTO	D03-403	AISI 1045	--	--	--	Previene el ingreso de polvo al rodamiento, diseño geométrico.
EJE FIJO	D03-404	AISI 1045	$\sigma_a=19.98$	$S_e=51.06$	2.56	Carga alternante, factor de seguridad recta modificada de Goodman.
CARRO DESLIZANTE EJE Y	D03-501	ALUMINIO 6061	--	--	--	Diseño geométrico.
EXPANSOR BK 12	D03-502	PMMA	$\sigma=0.63$	$S_y=55$	86.76	Se considera una fuerza de compresión 50 kg más un valor de pre carga de 400 N
EXPANSOR BF 12	D03-503	PMMA	$\sigma=0.77$	$S_y=55$	71.22	Se considera una fuerza de compresión 50 kg más un valor de pre carga de 400 N
BASE EJE Y	D03-504	ALUMINIO 6061	$\sigma=31.33$	$S_y=55$	1.76	Resultado de FEM para soportar 50Kg
PARED NEMA 23 Y	D03-505	ALUMINIO 6061	$\sigma=38.63$	$S_y=55$	1.42	Se dimensionan las roscas de este elemento para soportar una carga de 50 kg
PARED EJE Y	D03-506	ALUMINIO 6061	$\sigma=38.63$	$S_y=55$	1.42	Se dimensionan las roscas de este elemento para soportar una carga de 50 kg
CARRO DESLIZANTE Z	D03-801	ALUMINIO 6061	--	--	--	Por geometría

PARED NEMA 23 EJE Z	D03-802	ALUMINIO 6061	$\sigma=49.88$	$S_y=55$	1.10	Se dimensionan las roscas de este elemento para soportar una carga de 50 kg más el peso del eje Z e Y (14 kg) en cuatro puntos de apoyo
BASE EJE Z	D03-803	ALUMINIO 6061	$\sigma=34.04$	$S_y=55$	1.62	Resultado de FEM en SolidWorks para soportar 50Kg
PARED EJE Z	D03-804	ALUMINIO 6061	$\sigma=49.88$	$S_y=55$	1.10	Se dimensionan las roscas de este elemento para soportar una carga de 50 kg
CUBIERTA GUÍAS DE CORTE	D03-301	ALUMINIO 6061	$\sigma=34.45$	$S_y=55$	1.60	Esfuerzo en la ranura de soporte del eje fijo
PARED DERECHA	D03-302	ALUMINIO 6061	$\sigma=17.5$	$S_y=55$	3.14	Estas piezas deben resistir la fuerza que pueda generar una persona al momento de colocar el material, se realiza un FEM en SolidWorks con una carga de 350N.
ROLDANA DE ALIMENTACIÓN	D03-303	ALUMINIO 6061	--	--	--	Por geometría
PARED IZQUIERDA	D03-304	ALUMINIO 6061	$\sigma=17.5$	$S_y=55$	3.14	Estas piezas deben resistir la fuerza que pueda generar una persona al momento de colocar el material, se realiza un FEM en SolidWorks con una carga de 350N.
PARED GUÍA DE ALIMENTACIÓN	D03-701	ALUMINIO 6061	$\sigma=22.95$	$S_y=55$	2.40	Estas piezas deben resistir la fuerza que pueda generar una persona al momento de colocar el material, se realiza un FEM en SolidWorks con una carga de 350N.
CUBIERTA GUÍA DE ALIMENTACIÓN	D03-702	ALUMINIO 6061	--	--	--	Por Geometría

Como resultado del diseño de la estructura metálica base (3.8) se determina una deflexión máxima de 0.18 mm, las dimensiones finales de la estructura se las pueden encontrar en el plano de conjunto D03-006.

Los actuadores son resultado del diseño mecánico. En la Tabla 3.17 se resumen los requerimientos para los actuadores de la máquina de flexión.

Tabla 3.17. Actuadores Máquina de Flexión.

Actuador	Descripción	Requerimiento
Motor paso a paso	Movimiento mecanismo de flexión, eje A	Torque > 61 N·m (debido a la relación de engranajes)
Motor paso a paso	Movimiento mecanismo de alimentación, eje X.	Torque > 133.17 N·m
Motor paso a paso	Avance mecanismo de corte, eje Z.	Torque de > 0.35 N·m
Motor paso a paso	Penetración mecanismo de corte, eje Y.	Torque de > 0.35 N·m
Spindle	Movimiento cuchilla de corte.	Potencia de corte > 400W

3.2.11 DESARROLLO DE LA CHAPA METÁLICA

Los archivos vectorizados contienen información de las dimensiones finales de las letras o piezas a conformar. En el proceso de doblado de chapa metálica las fibras del material se estiran o se contraen, debido a esto las dimensiones finales del elemento conformado cambian. Para obtener dimensiones de acuerdo con las especificaciones se debe calcular la holgura de doblado y los desarrollos de la chapa metálica.

La holgura de doblado se determina mediante (3.67) [51].

$$L_b = \alpha(r + K \cdot T) \quad (3.67)$$

Donde

L_b holgura de doblado, en mm;

α ángulo de doblado, en radianes;

K relación entre el espesor del material y el eje de la fibra neutra, adimensional;

T espesor del material, en mm.

El factor K es el más importante al momento de calcular la holgura de doblado. Este valor se lo determina de manera experimental y va a depender tanto de las herramientas utilizadas para conformar como del espesor del material y el ángulo al que se va a conformar. De acuerdo con [51] los valores que puede tomar el factor K van de 0.33 a 0.5. Cabe recalcar que cada ángulo de doblado va a diferir en el valor de su factor K; en el caso de la conformación de letras la gran variedad de ángulos que se pueden encontrar en estas se hace impracticable la determinación del factor K para cada uno de estos, para esto se requiere de un método de aproximación para este factor. De acuerdo con [7] en situaciones en la que se requiera aproximar el factor K a algún valor se debe utilizar un factor de 0.5. Por lo tanto, la ecuación (3.67) toma la forma de la ecuación (1.1). Al utilizar la ecuación (1.1) se coloca al eje de la fibra neutra en la mitad del espesor del material.

$$L_b = \alpha \left(r + \frac{T}{2} \right)$$

Otro factor importante para la conformación de letras con chapa metálica es conocer el radio mínimo de doblado del material como lo describe en la ecuación (1.2) planteada por [7]. Bajo dicha ecuación se obtienen los datos para la Tabla 3.18 de donde se puede obtener el radio mínimo de doblado para diversos materiales.

Tabla 3.18 Radio mínimo de doblado para diversos materiales.

T= espesor del material	Condición	
	Blando	Duro
Material		
Aleaciones de Aluminio	0	6T
Cobre Berilio	0	4T
Latón	0	2T
Magnesio	5 T	13T
Acero Inoxidable	0.5T	6T
Acero al Bajo Carbono	0.5T	4T
Titanio	0.7T	3T
Aleaciones de Titanio	2.6T	4T

El desarrollo de la chapa metálica consiste en encontrar la longitud del material desplegado para obtener las dimensiones finales deseadas para ello se requiere conocer la holgura de plegado y la longitud de los segmentos como se indica en la Figura 3.27.

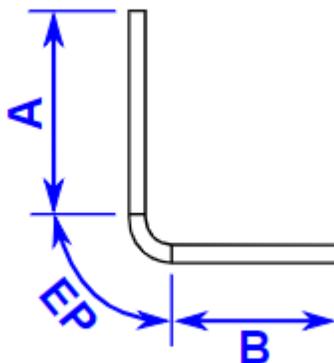


Figura 3.27 Longitud de Desarrollo.

La ecuación para encontrar la longitud de desarrollo se rige bajo (3.68).

$$L_t = A + B + L_b \quad (3.68)$$

Donde

L_t longitud de desarrollo, en mm;

A longitud del segmento a la izquierda, en mm;

- B longitud del segmento a la derecha, en mm;
 L_b holgura de plegado (etiquetado en la figura como “EP”), en mm.

Bajo estas consideraciones se procede a calcular el desarrollo de la chapa metálica para la palabra “UIDE” con una altitud de 250 mm, fabricadas en tol galvanizado de 0.75 mm de espesor. Una condición deseable en proceso de conformado de letras es que el radio del arco que une dos segmentos sea el menor posible para el espesor del material seleccionado. A continuación, se muestra el cálculo del desarrollo de la chapa metálica para cada una de estas letras.

3.2.11.1 Desarrollo de la letra U

La letra “U” se forma mediante seis segmentos y dos arcos, debido a la unión de vértices en el desarrollo de la chapa metálica se añaden 4 arcos más a la figura, estos arcos son de 90° y el radio de doblado para estos debe ser el mínimo. En el desarrollo de la figura se considera la holgura de doblado en los arcos y la variación de la longitud de los segmentos para obtener las dimensiones finales. En la Figura 3.28 se muestran las dimensiones finales para la letra “U”.

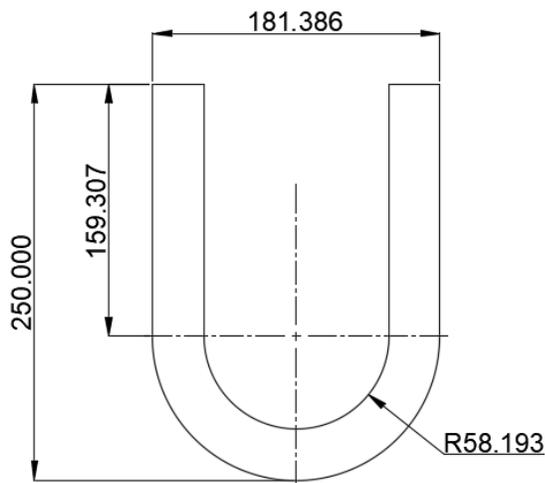


Figura 3.28. Dimensiones finales letra “U”.

El radio mínimo de doblado se obtiene mediante la Tabla 3.18 para un acero de 0.75 mm de espesor, siendo:

$$r_{min} = 0.5 \cdot 0.75 \text{ mm}$$

$$r_{min} = 0.375 \text{ mm}$$

Se calcula la holgura de doblado para los vértices que forman 90° en la letra U mediante la ecuación (1.1).

$$L_b = \alpha \left(r + \frac{T}{2} \right)$$

$$L_b = \frac{90^\circ \cdot \pi}{180^\circ} \cdot \left(0.375 \text{ mm} + \left(\frac{0.75}{2} \right) \right)$$

$$L_b = 1.178 \text{ mm}$$

De la holgura de doblado se calcula el radio del arco que posee el eje de la fibra neutra con la ecuación (3.69).

$$r_{eje} = \frac{L_b}{\alpha} \quad (3.69)$$

Donde

r_{eje} radio del eje neutro, en mm;

L_b holgura de doblado, en mm;

α ángulo de doblado, en radianes.

$$r_{eje} = \frac{1.178 \text{ mm}}{\left(\frac{90^\circ \cdot \pi}{180^\circ} \right)}$$

$$r_{eje} = 0.75 \text{ mm}$$

De acuerdo con la ubicación de la fibra neutra se determina la ecuación (3.70), utilizada para encontrar longitud del segmento que se encuentra comprendido por dos vértices. Esta ecuación se determina por geometría.

$$L_{vv} = L - 2 \cdot \left(r_{eje} + \frac{T}{2} \right) \quad (3.70)$$

Donde

L_{vv} longitud del segmento de línea neutra entre dos vértices, en mm;

- L distancia entre los dos vértices, en mm;
 r_{eje} radio del eje neutro adyacente al segmento a calcular, en mm;
 T espesor del material, en mm.

Para el segmento superior de la letra U.

$$L_{vv} = 32.5 \text{ mm} - 2 \cdot \left(0.75 \text{ mm} + \frac{0.75 \text{ mm}}{2} \right)$$

$$L_{vv} = 30.25 \text{ mm}$$

La holgura de doblado y el segmento L_{vv} calculado se muestra en la Figura 3.29.

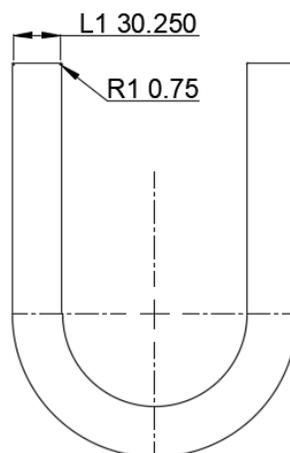


Figura 3.29. Longitud de un segmento y radio del arco más cerrado del eje neutro.

La longitud del segmento que une un vértice con un arco se define por (3.71) ecuación obtenida a partir de la geometría de la pieza a conformar.

$$L_{va} = L - \left(r_{eje} + \frac{T}{2} \right) \quad (3.71)$$

Donde

- L_{va} longitud del segmento de línea neutra comprendido entre un vértice y un arco, en mm;
 L distancia entre los dos vértices, en mm;
 r_{eje} radio del eje neutro adyacente al segmento a calcular, en mm;
 T espesor del material, en mm.

Para el segmento interno de la letra U se calcula la longitud mediante (3.71). El resultado se muestra en la Figura 3.30.

$$L_{va} = 159.307 - \left(r_{eje} + \frac{T}{2} \right)$$

$$L_{va} = 158.182 \text{ mm}$$

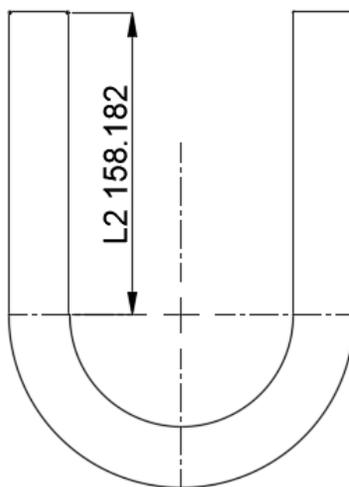


Figura 3.30. Segmento entre un vértice y un arco.

Se calcula la holgura de doblado en base a (1.1) para el arco interno de la letra U.

$$L_b = \frac{180^\circ \cdot \pi}{180^\circ} \cdot \left(58.193 \text{ mm} + \left(\frac{0.75}{2} \right) \right)$$

$$L_b = 183.997$$

Se calcula el radio de la línea neutra a partir del arco obtenido en la holgura de doblado, el resultado se muestra en la Figura 3.31.

$$r_{eje} = \frac{183.997 \text{ mm}}{\pi}$$

$$r_{eje} = 58.568 \text{ mm}$$

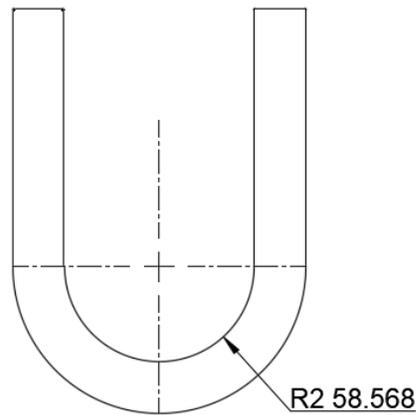


Figura 3.31. Holgura de doblado radio interno.

Para un arco externo se debe hallar el radio interno de doblado para utilizar la ecuación (1.1).

Para este caso el radio interno de doblado es igual al valor acotado menos el espesor del material:

$$r = \frac{181.386 \text{ mm}}{2} - 0.75 \text{ mm}$$

$$r = 89.943 \text{ mm}$$

La holgura de doblado en el arco externo de la letra U se calcula con (1.1).

$$L_b = \frac{180^\circ \cdot \pi}{180^\circ} \cdot \left(89.943 \text{ mm} + \left(\frac{0.75}{2} \right) \right)$$

$$L_b = 283.742 \text{ mm}$$

Radio del eje neutro se calcula con (3.69) y se muestra en la Figura 3.32.

$$r_{eje} = \frac{283.742 \text{ mm}}{\pi}$$

$$r_{eje} = 90.318 \text{ mm}$$

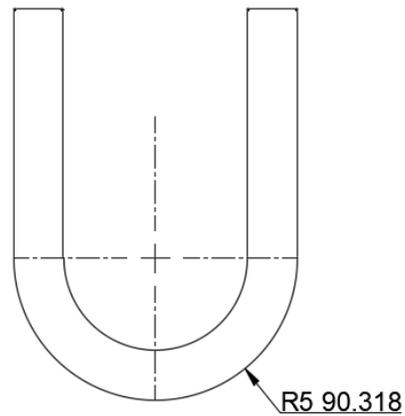


Figura 3.32. Radio del eje neutro de un arco exterior.

La numeración de los segmentos que conforman la letra se realiza de izquierda a derecha. La Tabla 3.19 muestra el resumen del desarrollo de la letra U. Las cotas del eje neutro se muestran en la Figura 3.33.

Tabla 3.19. Dimensiones Finales y Dimensiones de desarrollo para la letra U.

Segmento	Dimensiones finales de la letra	Dimensiones a partir del desarrollo de la chapa
L1	32.5	30.25
R1	--	0.75
L2	159.307	158.182
R2	58.193	58.568
L3	159.307	158.182
R3	--	0.75
L4	32.5	30.25
R4	--	0.75
L5	159.307	158.182
R5	90.693	90.318
L6	159.307	158.182
R6	--	0.75

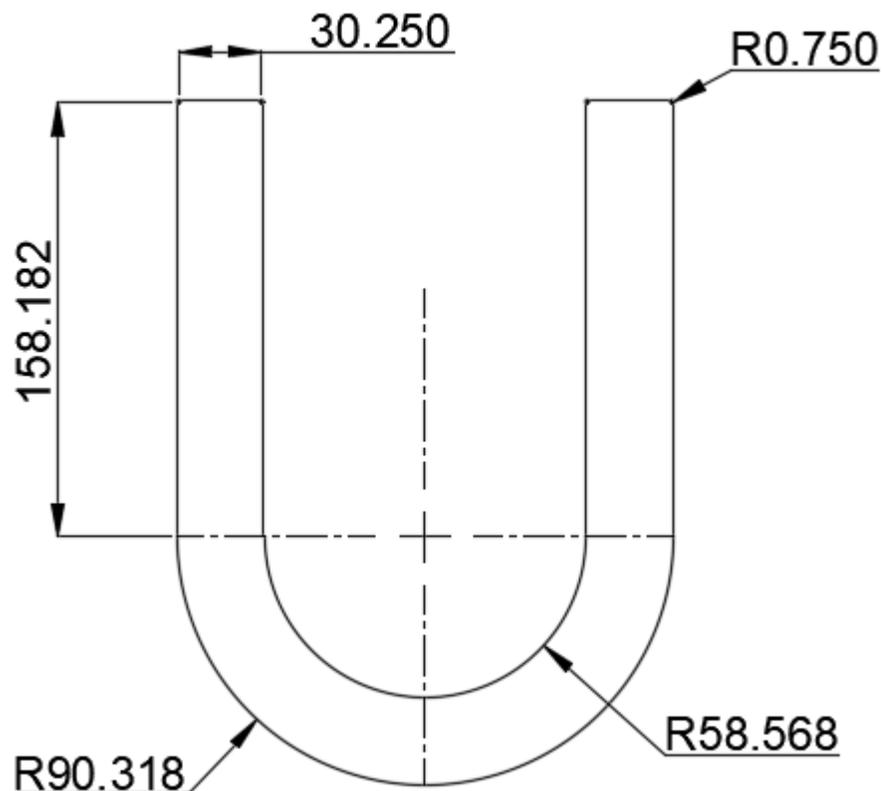


Figura 3.33. Acotación eje neutro letra "U".

Por lo tanto, la longitud del corte de la chapa metálica para conformar la letra "U" es igual a la suma de todos los desarrollos parciales calculados. Utilizando (3.68) con los valores de la tabla.

$$L_t = L1 + L3 + L3 + L4 + L5 + L6 +$$

$$R1 \cdot \alpha_1 + R2 \cdot \alpha_2 + R3 \cdot \alpha_3 + R4 \cdot \alpha_4 + R5 \cdot \alpha_5 + R6 \cdot \alpha_6$$

$$L_t = 1165.678 \text{ mm}$$

El perímetro original del archivo es:

$$L = 1169.966 \text{ mm}$$

3.2.11.2 Desarrollo de la letra I

La letra I se compone de cuatro segmentos y por lo tanto de cuatro arcos de 90°, las dimensiones finales de la letra se muestran en la Figura 3.34.

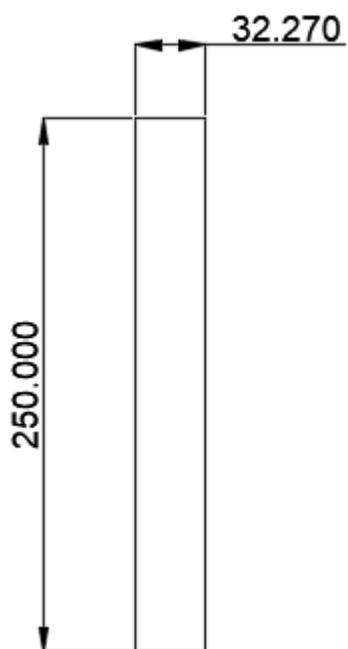


Figura 3.34 Dimensiones finales letra I.

Para el cálculo de la holgura de doblado se emplea (1.1) considerando el radio mínimo de doblado igual que en caso anterior (0.375 mm) ya que el espesor del material no ha variado.

$$L_b = \alpha \left(r + \frac{T}{2} \right)$$

$$L_b = \frac{90^\circ \cdot \pi}{180^\circ} \cdot \left(0.375 \text{ mm} + \left(\frac{0.75}{2} \right) \right)$$

$$L_b = 1.178 \text{ mm}$$

De la holgura de doblado se calcula el radio del arco que posee el eje de la fibra neutra.

$$r_{eje} = \frac{L_b}{\alpha}$$

$$r_{eje} = \frac{1.178 \text{ mm}}{\left(\frac{90^\circ \cdot \pi}{180^\circ} \right)}$$

$$r_{eje} = 0.75 \text{ mm}$$

Para determinar la longitud de los segmentos en base a (3.70).

$$L_{vv} = L - 2 \cdot \left(r_{eje} + \frac{T}{2} \right)$$

Para el segmento corto

$$L_{vv} = 32.27 \text{ mm} - 2 \cdot \left(0.75 \text{ mm} + \frac{0.75 \text{ mm}}{2} \right)$$

$$L_{vv} = 30.02 \text{ mm}$$

Para el segmento largo

$$L_{vv} = 250 \text{ mm} - 2 \cdot \left(0.75 \text{ mm} + \frac{0.75 \text{ mm}}{2} \right)$$

$$L_{vv} = 247.75 \text{ mm}$$

La Figura 3.35 muestra las dimensiones del eje neutro para la letra "I".

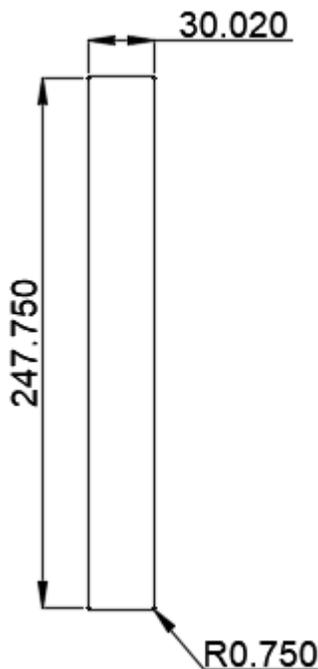


Figura 3.35 Dimensiones del eje neutro para la letra I.

La longitud de material requerida para conformar la letra "I" obtenido a partir del cálculo del desarrollo de la chapa metálica (3.58) es:

$$L_0 = 560.253 \text{ mm}$$

El perímetro de la letra en el dibujo por computador es:

$$L = 560.54 \text{ mm}$$

3.2.11.3 Desarrollo de la letra D

La letra D se compone de dos partes independientes la una interna y otra externa. Cada una de estas se compone de tres segmentos y un arco. Las dimensiones que se muestran en la Figura 3.36, en la izquierda se muestra la parte externa y en la derecha se muestra la parte interna.

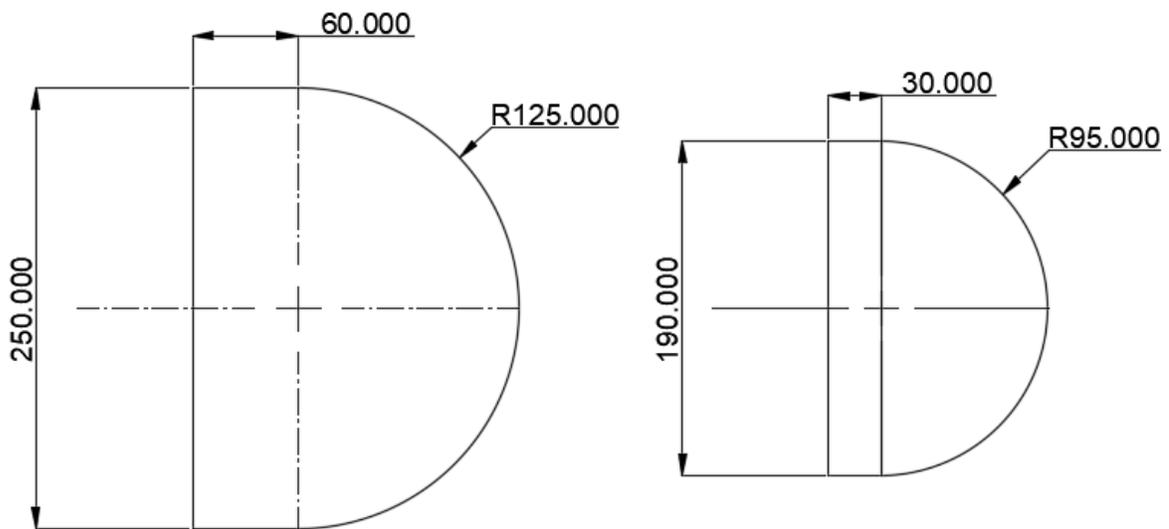


Figura 3.36. Dimensiones Finales letra D.

Para el cálculo de la holgura de doblado en los vértices se emplea la ecuación (1.1) considerando el radio mínimo igual a 0.375 mm.

Cálculo de la holgura de doblado en vértices:

$$L_b = \alpha \left(r + \frac{T}{2} \right)$$

$$L_b = \frac{90^\circ \cdot \pi}{180^\circ} \cdot \left(0.375 \text{ mm} + \left(\frac{0.75}{2} \right) \right)$$

$$L_b = 1.178 \text{ mm}$$

A partir de holgura de doblado en los vértices se calcula el radio del arco del eje de la fibra neutra mediante (3.69).

$$r_{eje} = \frac{L_b}{\alpha}$$

$$r_{eje} = \frac{1.178 \text{ mm}}{\left(\frac{90^\circ \cdot \pi}{180^\circ}\right)}$$

$$r_{eje} = 0.75 \text{ mm}$$

3.2.11.3.1 Desarrollo letra "D" pieza externa

Para determinar la longitud del segmento entre dos vértices se utiliza (3.70).

$$L_{vv} = L - 2 \cdot \left(r_{eje} + \frac{T}{2} \right)$$

$$L_{vv} = 250 \text{ mm} - 2 \cdot \left(0.75 \text{ mm} + \frac{0.75 \text{ mm}}{2} \right)$$

$$L_{vv} = 247.75 \text{ mm}$$

La longitud del segmento corto se determina mediante (3.71).

$$L_{va} = L - \left(r_{eje} + \frac{T}{2} \right)$$

$$L_{va} = 60 - \left(r_{eje} + \frac{T}{2} \right)$$

$$L_{va} = 58.875 \text{ mm}$$

La holgura de doblado para el arco se calcula mediante la ecuación (1.1).

$$L_b = \alpha \left(r + \frac{T}{2} \right)$$

El radio interno de doblado r es igual a:

$$r = 125 \text{ mm} - T$$

$$r = 124.25 \text{ mm}$$

$$L_b = \pi \cdot \left(124.25 \text{ mm} + \left(\frac{0.75}{2} \right) \right)$$

$$L_b = 391.521 \text{ mm}$$

El radio del eje neutro para el arco se calcula a partir de (3.69):

$$r_{eje} = \frac{L_b}{\alpha}$$

$$r_{eje} = \frac{391.521 \text{ mm}}{\pi}$$

$$r_{eje} = 124.625 \text{ mm}$$

3.2.11.3.2 Desarrollo de la pieza interna

Para determinar la longitud del segmento entre dos vértices se utiliza (3.70)

$$L_{vv} = L - 2 \cdot \left(r_{eje} + \frac{T}{2} \right)$$

$$L_{vv} = 190 \text{ mm} - 2 \cdot \left(0.75 \text{ mm} + \frac{0.75 \text{ mm}}{2} \right)$$

$$L_{vv} = 187.75 \text{ mm}$$

La longitud del segmento corto se determina mediante la ecuación (3.71).

$$L_{va} = L - \left(r_{eje} + \frac{T}{2} \right)$$

$$L_{va} = 30 - \left(r_{eje} + \frac{T}{2} \right)$$

$$L_{va} = 28.875 \text{ mm}$$

El radio interno de doblado r es igual a:

$$r = 95 \text{ mm} - T$$

$$r = 94.25 \text{ mm}$$

La holgura de doblado para el arco en la pieza interna se calcula con (1.1):

$$L_b = \pi \cdot \left(124.25 \text{ mm} + \left(\frac{0.75}{2} \right) \right)$$

$$L_b = 297.273 \text{ mm}$$

El radio del eje neutro para el arco se calcula a partir de (3.69):

$$r_{eje} = \frac{L_b}{\alpha}$$

$$r_{eje} = \frac{297.273 \text{ mm}}{\pi}$$

$$r_{eje} = 94.625 \text{ mm}$$

3.2.11.3.3 Resumen del desarrollo letra "D"

La Tabla 3.15 resume el desarrollo de la letra D con las dimensiones del eje neutro para el plegado de la letra D. Las etiquetas en la Tabla 3.20 se corresponden a las indicadas en la Figura 3.37.

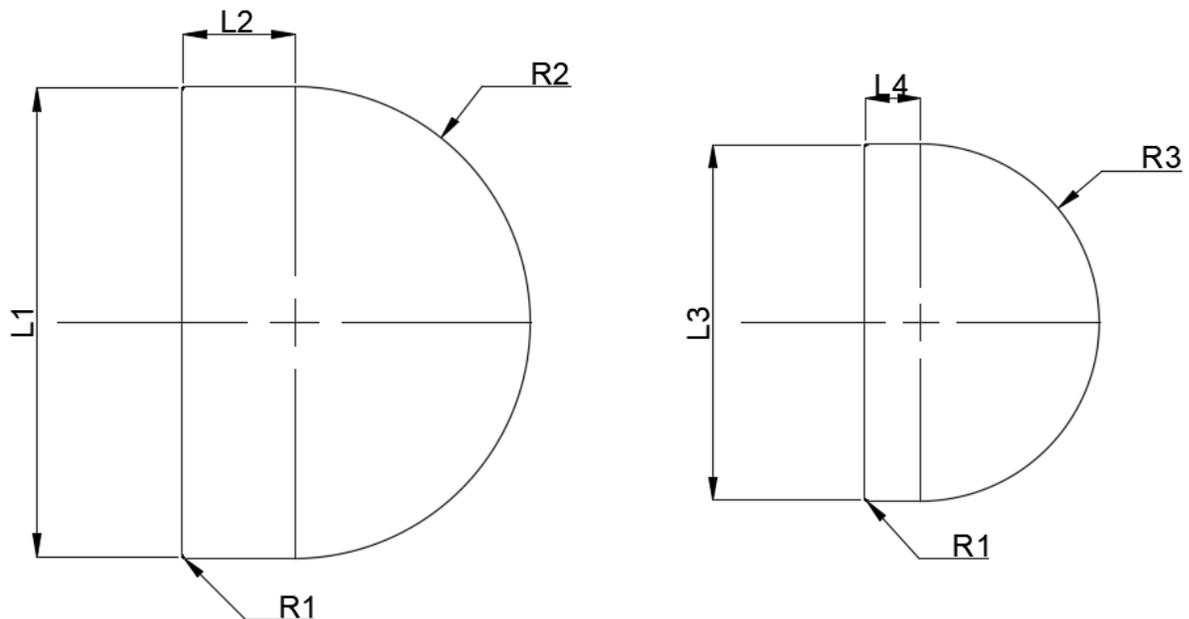


Figura 3.37 Etiquetas dimensiones del eje neutro letra "D".

Tabla 3.20. Resumen del Desarrollo Letra "D".

L1	247.75
L2	58.875
L3	187.75
L4	28.875
R1	0.75
R2	124.625

R3	94.625
----	--------

Por lo tanto, la longitud que debe tener el material de acuerdo con (3.68) para conformar la parte externa es:

$$L_{0e} = 759.377 \text{ mm}$$

La longitud para conformar la parte interna es:

$$L_{0i} = 545.129 \text{ mm}$$

El perímetro de la parte externa en el archivo es:

$$L = 762.699 \text{ mm}$$

El perímetro de la parte interna en el archivo es:

$$L = 548.451 \text{ mm}$$

3.2.11.4 Desarrollo de la letra E

La letra E se compone de doce segmentos, el desarrollo de la chapa metálica se describe a continuación. Los vértices se unen mediante arcos de 90° con un radio mínimo de doblado 0.375 mm. En la Figura 3.38 se muestran las dimensiones finales de la letra en la izquierda mientras que en la derecha se muestran los segmentos para el desarrollo de la letra.

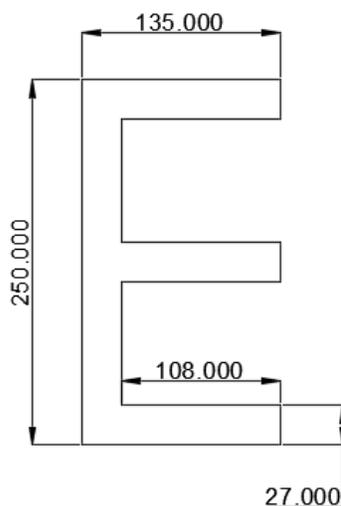


Figura 3.38. Dimensiones Finales de la letra E

La holgura de doblado para el radio R1 correspondiente al eje neutro se calcula con la ecuación (1.1).

$$L_b = \alpha \left(r + \frac{T}{2} \right)$$

$$L_b = \frac{90^\circ \cdot \pi}{180^\circ} \cdot \left(0.375 \text{ mm} + \left(\frac{0.75}{2} \right) \right)$$

$$L_b = 1.178 \text{ mm}$$

El radio del eje neutro se calcula mediante (3.69):

$$r_{eje} = \frac{L_b}{\alpha}$$

$$r_{eje} = \frac{1.178 \text{ mm}}{\left(\frac{90^\circ \cdot \pi}{180^\circ} \right)}$$

$$r_{eje} = 0.75 \text{ mm}$$

Se divide a la letra en segmentos de desarrollo, como resultado la Figura 3.39.

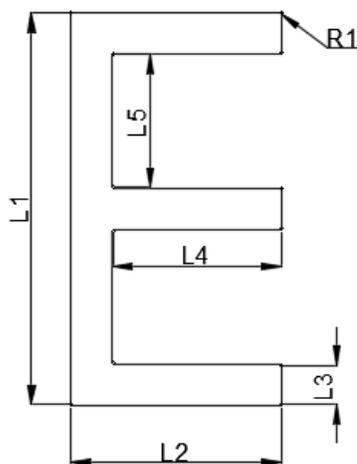


Figura 3.39. Segmentos de desarrollo.

La longitud de los segmentos se calcula con la ecuación (3.70).

$$L_{vv} = L - 2 \cdot \left(r_{eje} + \frac{T}{2} \right)$$

Para L1:

$$L_{vv} = 250 \text{ mm} - 2 \cdot \left(0.75 \text{ mm} + \frac{0.75 \text{ mm}}{2} \right)$$

$$L_{vv} = 247.75 \text{ mm}$$

Para L2:

$$L_{vv} = 135 \text{ mm} - 2 \cdot \left(0.75 \text{ mm} + \frac{0.75 \text{ mm}}{2} \right)$$

$$L_{vv} = 132.75 \text{ mm}$$

Para L3:

$$L_{vv} = 27 \text{ mm} - 2 \cdot \left(0.75 \text{ mm} + \frac{0.75 \text{ mm}}{2} \right)$$

$$L_{vv} = 24.75 \text{ mm}$$

Para L4:

$$L_{vv} = 108 \text{ mm} - 2 \cdot \left(0.75 \text{ mm} + \frac{0.75 \text{ mm}}{2} \right)$$

$$L_{vv} = 105.75 \text{ mm}$$

Para L5:

$$L_{vv} = \left(\frac{250 - 3 \cdot 27}{2} \right) \text{ mm} - 2 \cdot \left(0.75 \text{ mm} + \frac{0.75 \text{ mm}}{2} \right)$$

$$L_{vv} = 82.25 \text{ mm}$$

El resumen del desarrollo de la chapa metálica para la letra E se encuentra en la Tabla 3.21.

Tabla 3.21 Resumen del desarrollo de la letra E.

L1	247.75
L2	132.75
L3	24.75
L4	105.75
L5	82.25
R1	0.75

La longitud del corte de material se calcula en base a (3.68) y es:

$$L_t = 1195.137$$

El perímetro de la letra E del dibujo por computador es:

$$L = 1202.000 \text{ mm}$$

3.3 DISEÑO ELECTRÓNICO Y ELECTRICO

En esta sección se detalla el proceso de selección de componentes electrónicos y eléctricos además se describe el proceso del diseño del controlador capaz de procesar las señales de los sensores y controlar los movimientos de los actuadores.

3.3.1 SELECCIÓN DE LOS CONTROLADORES PARA LOS ACTUADORES

Se han pre-seleccionado los actuadores en la sección de diseño mecánico debido a la consideración de masa y geometría de los componentes. En el mercado existen varios controladores con diferentes prestaciones; elegir el adecuado para el entorno de aplicación permite reducir costos y garantizar el funcionamiento de la máquina. En base a la Tabla 3.22 de la sección 3.2 se comparan los controladores para los motores.

Tabla 3.22. Selección del controlador para motores.

Actuador	Descripción	Drivers compatibles	Ventajas	Desventajas
KL34H2160-62-8A	a) Movimiento mecanismo de flexión, eje A	DM 860A	Compatibilidad directa con TTL Corriente pico 7.2 A Aislación de 500 M ohm, Protecciones para sobre	Requiere una fuente de alimentación externa entre 48V a 80V DC.

	b) Movimiento mecanismo de alimentación, eje X.		voltajes, caídas de tensión y corto circuito entre fases Alimentación 36-80V DC Económico.	
		MA 860H	Compatibilidad directa con TTL Corriente pico 7.2 A Aislación de 500 M ohm, Protección contra sobre tensiones, caídas de tensión y corto circuito entre fases Alimentación 24-80V AC Económico.	Requiere la conexión a un transformador externo.
		DM 1182	Compatibilidad a TTL Corriente Pico 8.2 A. Alimentación hasta 110V AC. Aislación de 500 M ohm Protección contra sobre tensiones y corto circuito.	Costoso
57HS09	a) Avance mecanismo de corte, eje Z. b) Penetración de la cuchilla mecanismo de corte, eje Y.	DM 442	Compatibilidad TTL Voltaje de alimentación 20-40V DC Aislación 500 M ohm. Corriente pico 4.2 A. Protección contra sobre tensiones y sobre corriente.	Costoso
		HY-DIV268N	Compatibilidad TTL Voltaje de alimentación 9-40V DC Corriente pico 4 A. Protección contra sobre tensiones y sobre corriente.	Baja resolución en micro pasos
		G213V	Compatibilidad TTL Voltaje de alimentación 15-80V DC Corriente pico 7 A. Protección contra sobre tensiones, anti resonancia y sobre corriente.	Costoso
Spindle	Movimiento cuchilla de corte.	Controlador proporcionado por el fabricante del motor.	Compatible con Match 3	La señal de control no se encuentra aislada.

Los controladores propuestos para el motor KL34H2160-62-8A (NEMA 34) presentan prestaciones similares que varían principalmente en la fuente de alimentación. El driver

DM 860A se selecciona ya que al fallar su fuente de alimentación se puede reemplazar con mediante proveedores locales.

Los controladores propuestos para el motor 57HS09 (NEMA 23) presentan prestaciones similares que varían principalmente en la fuente de alimentación y el nivel de aislamiento. Para entornos industriales se debe elegir entre el controlador G213V y el DM-442 estos dos controladores presentan una relación de costos 15 a 1 con respecto a HY-DIV268N. Se elige el controlador ya que el entorno de trabajo es semi-industrial no se espera tener altos niveles de interferencias EMI.

3.3.2 SELECCIÓN DE LAS FUENTES DE ALIMENTACIÓN

Se plantea distribuir las cargas en cuatro fuentes de alimentación como se describe a continuación:

1. Fuente de alimentación independiente para el motor del mecanismo de alimentación.
2. Fuente de alimentación independiente para el motor del mecanismo de flexión.
3. Fuente de alimentación para el controlador principal y para los motores del eje X e Y.
4. Fuente de alimentación independiente para el Spindle (Se usa la recomendada por el fabricante).

La selección de las fuentes se las realiza a partir de las cargas que están deben soportar. Este motor de alimentación y flexión se controlan mediante el driver DM 860A, para alimentar el driver se utiliza una fuente de alimentación de 48 V capaz de proveer la corriente necesaria en el pico de operación de 7.2 A. Mediante la ecuación (3.72) se calcula la potencia que debe suministrar la fuente de alimentación.

$$P = V \cdot I \quad (3.72)$$

$$P = 48 V \cdot 7.2 A$$

$$P = 345.6 W$$

Por lo tanto, una fuente de 350 W es capaz de alimentar la carga del driver si esta trabajara al 98% de su capacidad. Se elige una fuente ligeramente superior a la potencia requerida en este caso una fuente de 48V y 400W.

El controlador principal se estima un consumo máximo de 300 mA, a esto se suman 8 A de corriente pico del driver HY-DIV268N. El voltaje de operación de este grupo es de 12 V, mediante la ecuación (3.72) se calcula la potencia mínima de la fuente.

$$P = 12V \cdot 8.3 A$$

$$P = 99.6 W$$

Se elige una fuente comercial de 120W para soportar el grupo de cargas mencionado.

El Spindle cuenta con una fuente de voltaje variable de 500 W provista por el fabricante del motor.

Una vez seleccionadas las fuentes de alimentación se calcula el consumo de la máquina de flexión

$$P_t = P_1 + P_2 + P_3 + P_4$$

$$P_t = 400W + 400W + 120W + 500W$$

$$P_t = 1420 W$$

La alimentación de la maquina es mediante 110V AC. La corriente alterna que consume la maquina se calcula al despejar la corriente de la ecuación (3.72).

$$I_{AC} = \frac{P_t}{V_{AC}}$$

$$I_{AC} = \frac{1420 W}{110 V}$$

$$I_{AC} = 12.9 A$$

3.3.3 CIRCUITO DE ENCENDIDO

Tanto el interruptor de encendido como el botón de paro de emergencia no son capaces de soportar la carga de la máquina de flexión. Se requiere adicionar un circuito de arranque de la maquina como se muestra en la Figura 3.40.

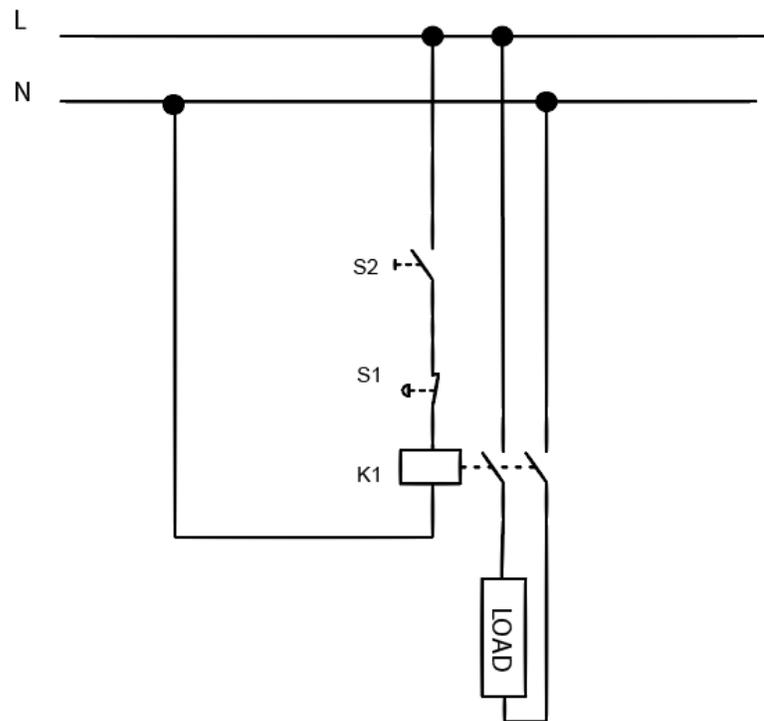


Figura 3.40. Circuito de Arranque de la máquina.

De acuerdo a la figura S1 es el botón de paro de emergencia y S2 es el interruptor de encendido. Las fuentes de alimentación representan la carga en el diagrama. Para el encendido se utiliza un contactor de 110 V a 25A.

3.3.4 SELECCIÓN DE SENSORES

La máquina de flexión posee siete sensores para controlar la posición de sus actuadores y el material a conformar. Para el posicionamiento del mecanismo flector y del eje Y (encargado de la penetración de la cuchilla de corte) se utilizan sensores inductivos de tipo PNP como se muestra en la Figura 3.41. La frecuencia de muestreo en estos sensores es de 500 Hz y la distancia de detección es de 4 mm [53] (únicamente objetos metálicos). Estos sensores se seleccionan por sus propiedades de repetibilidad e histéresis siendo mejores frente a los finales de carrera convencionales, además, no se encuentran expuestos al desgaste mecánico. Estas características los son ideales para el proceso de búsqueda de la posición 0 máquina.



Figura 3.41 Sensor inductivo PNP Lj12a3-4-z [53].

La ubicación del material se la realiza mediante un interruptor óptico EE-SX 1115 [54] mostrado en la Figura 3.42. Este sensor se utiliza para detectar la presencia de láminas sólidas de todo tipo. El acoplamiento de la señal se la realiza mediante el circuito en el controlador principal.

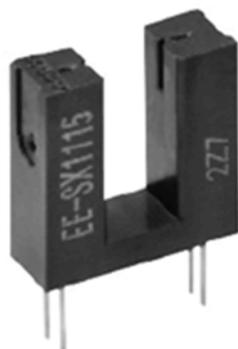


Figura 3.42. Sensor óptico OMROM.

El posicionamiento de partes móviles que no requieren exactitud al momento de encontrar el cero máquina se realiza mediante finales de carrea.

3.3.5 DISEÑO DEL CONTROLADOR

Una vez definidos los actuadores a utilizar se determinan los requerimientos para su control. Para el control de los motores NEMA 34 se utilizan driver DM860A mostrado en la Figura 3.43 estos motores se utilizan tanto en el mecanismo de flexión como el de alimentación, motores NEMA 23 se utilizan para el movimiento del eje X y Y los cuales

son controlados con drivers HY-DIV268N. En total 4 drivers que reciben del controlador 3 señales digitales cada uno. Estas señales son:

- Enable.- Se encarga de habilitar el motor, es decir cuando recibe un 1 lógico el motor se mueve la cantidad de pasos recibidos en la señal Step.
- Dir.- Mueve al motor en la dirección indicada, es una señal complementada donde un 1 lógico mueve al eje del motor en sentido anti-horario y un 0 lógico permite girar en sentido horario.
- Step.- Cada cambio de estado lógico en este pin indica la cantidad de pasos a dar por el motor.



Figura 3.43. Driver DM-860A [37].

El mecanismo de remoción utiliza un Spindle de 500 W refrigerado por aire, este motor puede variar su velocidad entre 10000 rpm y 0 rpm mediante un potenciómetro o una señal analógica de 0-10 V en la bornera de su controlador.

Para la detección del material se proponen utilizar sensores ópticos y las posiciones de los actuadores mediante fines de carrera. La descripción de los pines requeridos en el controlador se muestra en la Tabla 3.23.

Tabla 3.23. Pines Requeridos en el uC.

Descripción	PIN	CANTIDAD	TIPO
Motor de alimentación	STEP	1	OUT
	DIR	1	OUT
	ENABLE	1	OUT
Motor mecanismo de flexión	STEP	1	OUT
	DIR	1	OUT
	ENABLE	1	OUT
Motor eje Z	STEP	1	OUT
	DIR	1	OUT
	ENABLE	1	OUT
Motor de corte	On/off	1	OUT
Posición mecanismo de flexión	ON/OFF	2	IN
Posición mecanismo de corte	ON/OFF	2	IN
Alimentación de material	ON/OFF	2	IN
USB	RX	1	IN
	TX	1	OUT
ISP	MISO	1	IN
	RESET	1	IN
	SS	1	OUT
	MOSI	1	OUT
	SCK	1	OUT
		23	

El diagrama de bloques Figura 3.44 permite esquematizar las conexiones al microcontrolador, y dividir la complejidad del diseño de hardware a módulos o bloques. Esta estrategia de diseño permite organizar los diagramas esquemáticos para reutilizarlos en nuevos diseños o modificaciones futuras del mismo. Las entradas y salidas analógicas se basan en la configuración mostrada por Digital Loggers para un PLC basado en Arduino Mega [36], se utilizan drivers de corriente compatibles con CMOS y niveles lógicos TTL para controlar las bobinas y los opto acopladores. El microcontrolador utilizado es el ATMEGA 2560 [38] a una frecuencia de 16 MHz. Se añade al diseño protección para del bus de comunicación USB mediante el aislador

ADUM3160 [39] y protección al bus I2C con el aislador ISO1540 [40]. Los puertos de salida de para dar el paso a los motores paso a paso deben soportar conmutaciones de hasta 32kHz que se lo logra con opto acopladores de salida lógica.

Los circuitos son diseñados con los filtros recomendados en la hoja de datos del fabricante y la PCB se diseña con las recomendaciones de distancia entre los elementos.

Los diagramas electrónicos del controlador se encuentran en el Anexo C.

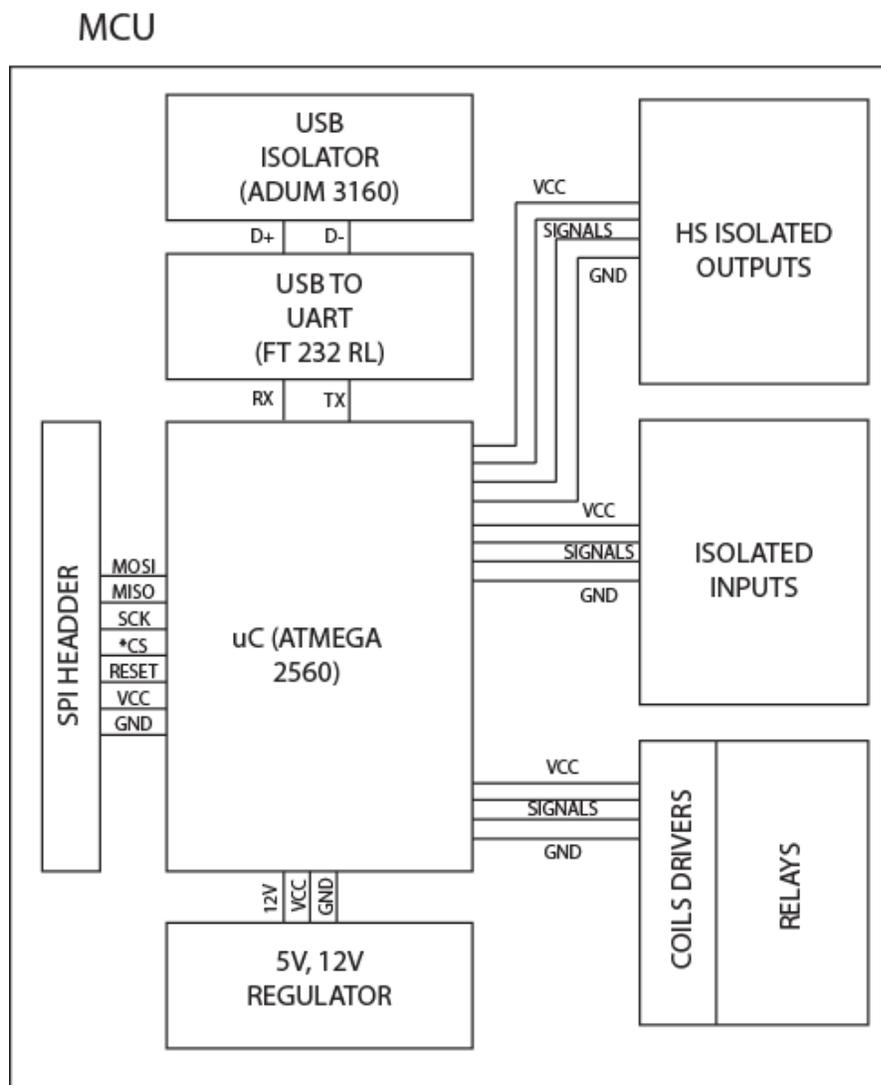


Figura 3.44. Diagrama de bloques del controlador.

3.3.6 DISEÑO DEL CONTROLADOR

Una vez diseñado el controlador (dimensionamiento, selección de elementos y diagramas esquemáticos) se procede al diseño del PCB y la generación de archivos Gerber para su

fabricación. El programa utilizado para el diseño electrónico es Altium Designer 18 en su versión de prueba. El programa es muy intuitivo, permite organizar al proyecto entre las hojas de esquemáticos, PCBs y archivos Gerbers para la fabricación en máquinas CNC. El PCB se diseña para su fabricación a 2 capas siguiendo las recomendaciones de montaje de los elementos en sus respectivas hojas de datos, además se organizan las borneras y conectores para facilitar el montaje en el tablero de control. Una vez ubicados los elementos estos se rutean mediante la topología Daisy-Simple; como resultado se obtiene el PCB de la Figura 3.45. y 3.46.

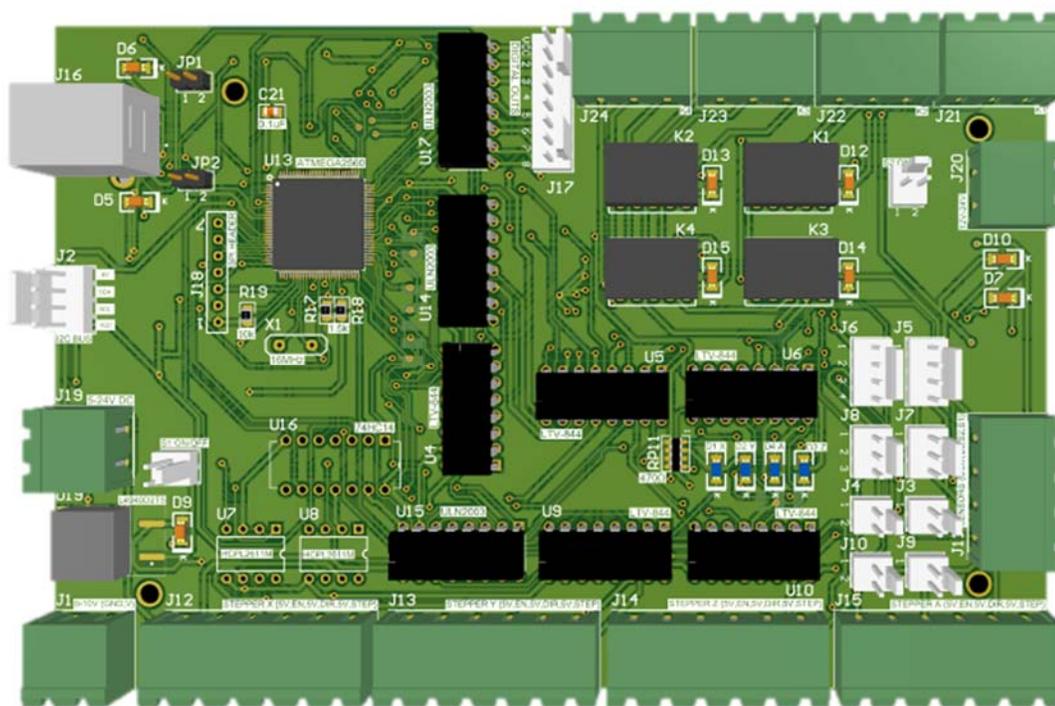


Figura 3.45 Controlador ABM vista superior.

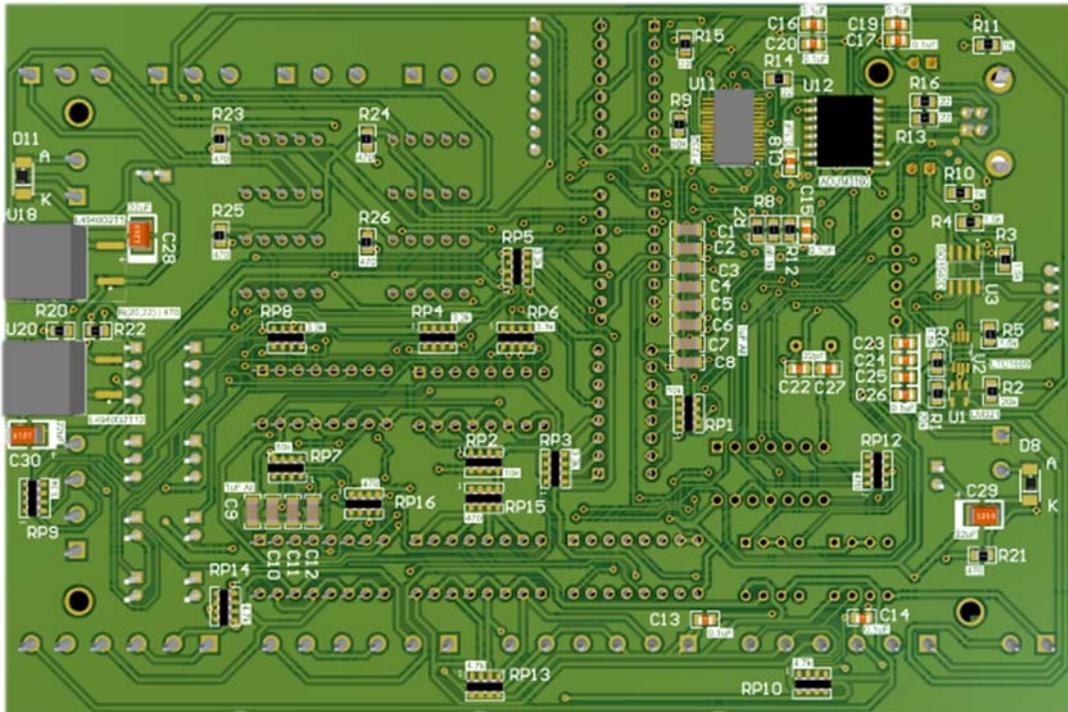


Figura 3.46 Controlador ABM vista inferior.

3.4 DISEÑO DEL FIRMWARE

La máquina de flexión automática posee un controlador de lazo abierto que recibe códigos G y los convierte en movimientos. La estructura lógica de la controladora se muestra en el diagrama de flujo de la Figura 3.47.

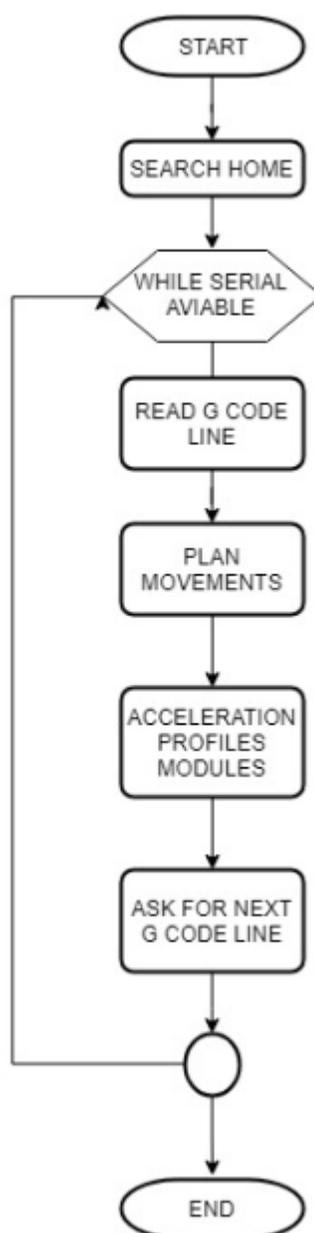


Figura 3.47. Diagrama de flujo tarjeta de control.

Existen dos módulos que se exponen en esta sección uno el de planeación de movimientos y el segundo de aceleración por perfiles [41].

Los movimientos de la máquina de flexión automática son realizados por motores paso a paso acoplados a los diversos mecanismos. Para evitar sobrecargar los motores y evitar la pérdida de pasos los motores paso a paso deben acelerar desde la velocidad de arranque segura hasta la velocidad de trabajo [42]. La velocidad de arranque segura se

la obtiene de los parámetros del fabricante y la velocidad de trabajo se define de acuerdo a las necesidades. Como se define la velocidad de trabajo de los motores es 150 rpm para obtener el torque máximo y hasta 600 rpm para movimientos solo de posicionamiento. De acuerdo al driver del motor se requiere un pulso PWM al 50% de 32 kHz para alcanzar la velocidad máxima establecida.

El módulo de perfiles de aceleración se encarga de variar la frecuencia del PWM pasando de 1 kHz a la velocidad de trabajo 32 kHz, para este controlador se elige una aceleración constante y como resultado obtenemos el perfil de aceleración indicado en la Figura 3.48.

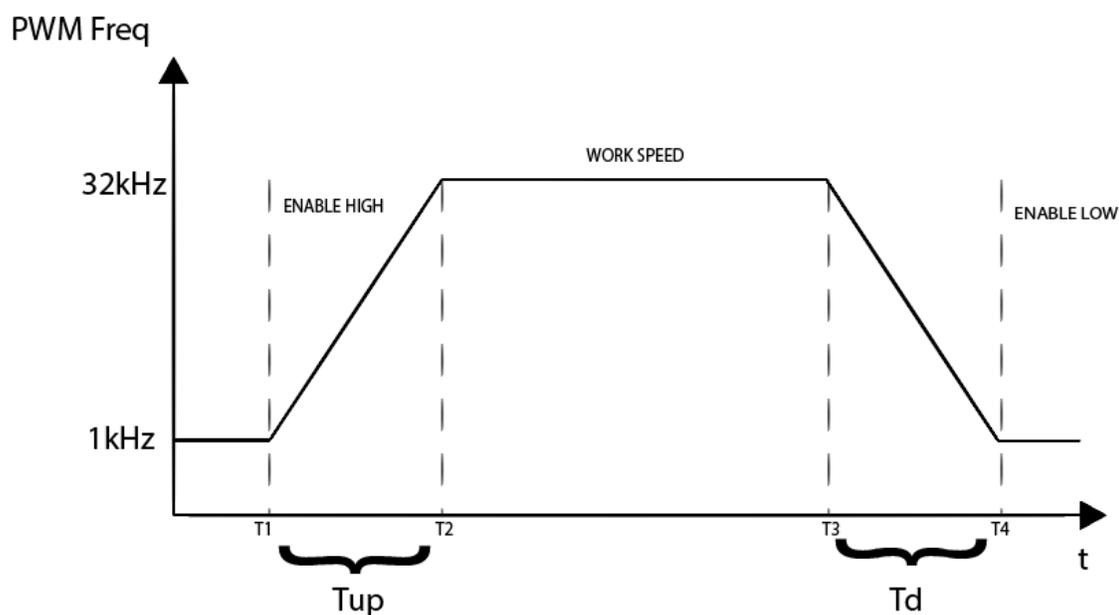


Figura 3.48. Perfil de aceleración Tipo 1.

Donde T_{up} es el tiempo de aceleración y T_d es el tiempo de desaceleración, nótese que la frecuencia del PWM no llega a 0 Hz sino que se mantiene en la frecuencia de arranque segura determinada por el fabricante [28]. Para comenzar el movimiento se pone en 1 lógico la entrada ENABLE del driver del controlador y para detener el motor se envía un 0 lógico.

Existe el caso donde el perfil de aceleración no alcanza la velocidad de trabajo como se muestra en la Figura 3.49.

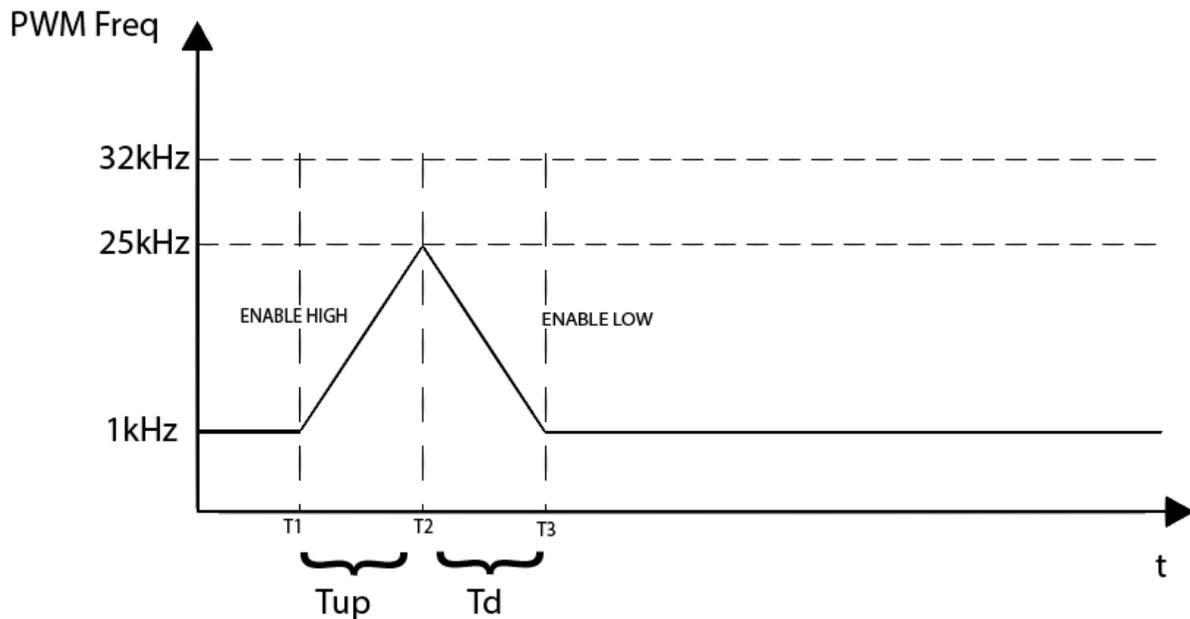


Figura 3.49. Perfil de aceleración Tipo 2.

El módulo de planeación se encarga de definir cuándo se activan los motores, el tiempo de aceleración y desaceleración. Es decir, el módulo de planeación define el perfil de aceleración a partir de los comandos recibidos por el ordenador.

Implementación módulo de aceleración

Se utiliza timer 0 para actualizar la frecuencia de oscilación cada 5 ms, cada uno de los pasos de los motores se encuentran en el timer 1,2,3 y 4. Se configuran las salidas como Fast PWM en el micro-controlador. La frecuencia del PWM se define por un valor tope definido en el registro OCRnA [38] del microcontrolador (n puede ser 1,2,3,4 dependiendo del timer a utilizar). De acuerdo con los perfiles de aceleración la frecuencia del PWM debe variar entre 1 kHz y 32 kHz por lo tanto los valores para el registro OCRnA se definen en la siguiente Tabla 3.24, nótese que se considera un oscilador de 16 MHz sin pre-scaler (cada pulso equivale a 62.5 ns).

Tabla 3.24. Límites del registro OCRnA 16 bits.

Registro	Pulsos por periodo (PPP)	Frecuencia resultante
OCRnA	500	32 kHz
OCRnA	16000	1 kHz

Los pulsos por periodo se determinan de acuerdo a la ecuación (3.73):

$$PPP = \frac{f_{clock}}{f_{pwm}} \quad (3.73)$$

Donde

PPP pulsos por periodo, adimensional;

f_{clock} es igual a frecuencia de reloj (16 MHz), en Hz;

f_{pwm} es la frecuencia del PWM de salida, en Hz;

El pin que controla los pasos del eje A se encuentra conectado al timer2 que es de 8 bits y se utiliza un preescaler de 64 bits para obtener la frecuencia de trabajo deseada.

La ecuación (3.73) de pulsos por periodo tiene la forma de:

$$PPP = \frac{f_{clock}}{f_{pwm} \cdot n} - 1$$

Donde

n es el valor del pre scaler

Debido a la resolución del timer se toma el valor más cercano a los 32kHz que se pueden generar con un timer de 8 bits a 16MHz, Tabla 3.25.

Tabla 3.25. Límites del registro OCRnA 8 bits.

Registro	Pulsos por periodo (PPP)	Frecuencia resultante
OCRnA	7	31.25 kHz
OCRnA	249	1 kHz

Las iteraciones para la aceleración se realizan en una interrupción generada por el timer0 del microcontrolador. El tiempo de aceleración T_{up} se define en este caso como 500 ms con 100 cambios de velocidad en dicho tiempo [41].

Un aumento lineal en el contador del timer para variar la frecuencia del PWM provoca en el motor una aceleración de tipo exponencial como se muestra en la Figura 3.50.

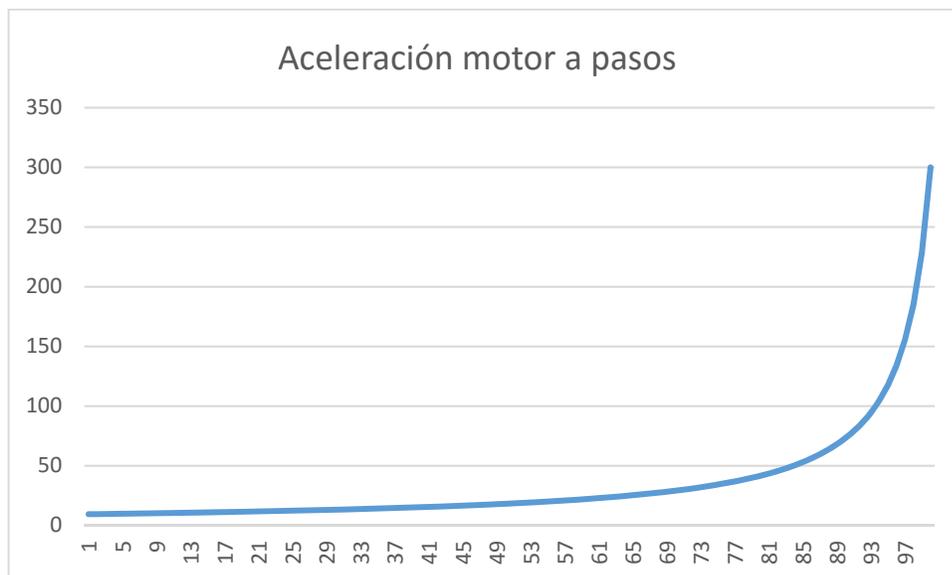


Figura 3.50. Aceleración del motor tras una variación lineal del contador en el timer.

Debido a que la aceleración del motor no es lineal se debe modificar el aumento del contador en el Timer1 para conseguir una aceleración lineal del motor. Para esto se genera un vector de aceleración. El vector de aceleración tiene una longitud de 100 y cada celda de memoria contiene la cantidad de pulsos que se deben aumentar para conseguir una aceleración lineal. Este vector se lo obtiene variando de forma lineal a la frecuencia del PWM y calculando el valor del contador del timer en cada aceleración.

La Tabla 3.26. muestra al vector de aceleración y el desplazamiento asociado a cada iteración.

Para el diseño del módulo de planeación del movimiento se debe conocer el vector de aceleración y su relación con el desplazamiento. Para la planeación de los movimientos se reciben como entrada dos parámetros; (1) el que se desea mover y (2) la distancia a desplazarse. Dicho esto, para obtener un perfil de aceleración tipo 1 como el de la Figura 3.22 la distancia a desplazarse debe ser como mínimo 2 veces el desplazamiento a la velocidad tope. Al linealizar la aceleración con el vector de aceleración se consigue que los resultados de la tabla se comporten de acuerdo con las ecuaciones MRUV en cinemática. Implementar estas ecuaciones permiten desarrollar el módulo de planeación del movimiento.

Tabla 3.26. Vector de aceleración y desplazamiento.

Iteración	Frecuencia	Velocidad Eje X (mm/s)	Vector de aceleración	Tiempo (s)	Desplazamiento (mm)	W eje x (rpm)
0	1000	0.82	16000	0.00	0.00	9.375
1	2240	1.83	7143	0.02	0.02	21
2	3480	2.85	4598	0.04	0.05	32.625
3	4720	3.86	3390	0.06	0.11	44.25
4	5960	4.88	2685	0.08	0.19	55.875
5	7200	5.89	2222	0.10	0.28	67.5
6	8440	6.90	1896	0.12	0.40	79.125
7	9680	7.92	1653	0.14	0.54	90.75
8	10920	8.93	1465	0.16	0.70	102.375
9	12160	9.95	1316	0.18	0.88	114
10	13400	10.96	1194	0.20	1.08	125.625
11	14640	11.98	1093	0.22	1.30	137.25
12	15880	12.99	1008	0.24	1.54	148.875
13	17120	14.01	935	0.26	1.80	160.5
14	18360	15.02	871	0.28	2.08	172.125
15	19600	16.04	816	0.30	2.38	183.75
16	20840	17.05	768	0.32	2.70	195.375
17	22080	18.06	725	0.34	3.04	207
18	23320	19.08	686	0.36	3.40	218.625
19	24560	20.09	651	0.38	3.78	230.25
20	25800	21.11	620	0.40	4.18	241.875
21	27040	22.12	592	0.42	4.60	253.5
22	28280	23.14	566	0.44	5.05	265.125
23	29520	24.15	542	0.46	5.51	276.75
24	30760	25.17	520	0.48	5.99	288.375
25	32000	26.18	500	0.50	6.50	300

El módulo de planeación usa el vector de aceleración y el vector de desplazamiento para determinar la cantidad de pasos que se debe enviar a cada motor. El módulo de planeación se ejecuta tras hacer un parsing de la información encapsulada en el G-Code. Los G-Codes aceptados por el controlador se muestran en la Tabla 3.27.

Tabla 3.27. Códigos G aceptados por la tarjeta de control.

G Code	Parameters	Description
G00	A,X,Y,Z (float)	Fast Move
G01	A,X,Y,Z	Work Speed Moves
S	Spindle Speed (int)	Sets Spindle Speed
M02	none	Stop Spindle
M03	none	Start Spindle
M30	none	End of program
F	Advance (float)	Set feeding rate
N	Line (int)	Program number line label

El código fuente del microcontrolador se encuentra en el Anexo D.

3.5 DISEÑO DEL PROGRAMA INTÉRPRETE

El programa intérprete se encarga de leer archivos 2d vectorizados, generar los códigos G, comunicarse con él controlador y presentar los controles al usuario mediante el HMI según el diagrama de flujo mostrado en la Figura 3.51.

**Figura 3.51.** Diagrama de Flujo Intérprete.

Se programa en C# bajo el IDE Visual Studio para programar las acciones mencionadas; el programa está formado por tres clases que son:

- “Program”.- Clase principal donde se encuentra la HMI para presentar la información al usuario y controlar las funciones de la máquina de flexión.
- “dxfReader”.- Se encarga de la lectura de archivos y convierte la información encontrada en un archivo XML.
- “GCodeGenerator”.- Clase que se encarga de abstraer la información definida en el archivos XML y traducirlo en los movimientos que la máquina debe realizar para la conformación de una pieza (genera un archivo de texto con códigos G).

La descripción detallada del funcionamiento del programa se presenta a continuación.

3.5.1 Lectura de archivos Clase “dxfReader”

Para satisfacer las necesidades del cliente se elige como formato de entrada archivos de tipo “dxf” (Drawing Exchange Format) que contiene toda la información necesaria para reconstruir un gráfico en computador. Los programas capaces de exportar sus gráficos a un archivo dxf son Autocad, Illustrator, CorelDraw, entre otros. Los tres programas mencionados son los más utilizados en el país para el diseño de dibujos vectorizados.

El archivo dxf se compone de diferentes secciones [44]:

- **HEADER:** Es esta sección se incluyen los valores correspondientes a la información general del archivo Autocad.
- **TABLES:** Esta sección contiene las definiciones de las entidades que contiene el dibujo que se enumeran a continuación:
 - Tabla **LTYPE** : Tipos de Líneas definidas
 - Tabla **LAYER:** Capas definidas
 - Tabla **STYLE:** Estilos de texto definidos
 - Tabla **VIEW:** Vistas definidas
 - Tabla **UCS:** Sistemas de coordenadas del usuario definidas
 - Tabla **VPORT:** View Ports definidos
 - Tabla **DIMSTYLE:** Tipos de estilos de dimensionamiento definidos
 - Tabla **APPID:** Identificación de aplicaciones definidos

- **BLOCKS:** Esta sección contiene las entidades de dibujo que define cada uno de los bloques empleados en el mismo.
- **ENTITIES:** Sección que contiene la información de todas las entidades que componen el mismo. En esta sección se incluyen todos los elementos de dibujo incluyendo las referencias hechas a los bloques insertados en el mismo.
- **END OF FILE :** Es la sección d fin de archivo compuesta simplemente por el identificador de sección y un EOF.

La información de los vectores que componen a un gráfico se encuentran en la sección de entidades. Para comunicar la información esta se agrupa por pares, cada par contiene un código de grupo y un atributo [43]. Los atributos pueden ser de tipo entero, flotante o doble.

Las entidades capaces de reconocer el programa intérprete se describen a continuación y su estructura de datos es como se muestra en las Tablas 3.28, 3.29, 3.30, 3.31 y 3.32:

Tabla 3.28. Estructura de una entidad tipo SPLINE [43].

SPLINE	
Grupo de código	Descripción
100	Marcador de subclase "AcDbSpline"
70	Tipo de spline (cerrada, periodica, racional, planar, lineal)
71	Grado de la spline
72	Numero de Knots
73	Numero de puntos de control
40	Valor del knot
41	Peso Knot
10,20,30	Valor de los puntos de control en X,Y,Z

Tabla 3.29. Estructura de una entidad tipo LINE [43].

LINE	
Grupo de código	Descripción
100	Marcador de subclase "AcDbLine"
10	Punto inicial en X
20	Punto inicial en Y
30	Punto inicial en Z
11	Punto final en X
21	Punto final en Y
31	Punto final en Z

Tabla 3.30. Estructura de una entidad tipo LWPOLYLINE [43].

LWPOLYLINE	
Grupo de código	Descripción
100	Marcador de subclase "AcDbPolyline"
90	Numero de vertices
10	Coordenadas del vertice en X
20	Coordenadas del vertice en Y
91	identificador del vertice
42	Bulge (propiedad geométrica)

Tabla 3.31. Estructura de una entidad tipo CIRCLE [43].

CIRCLE	
Grupo de código	Descripción
100	Marcador de subclase "AcDbCircle"
10,20,30	Coordenadas en X,Y,Z
40	Radio

Tabla 3.32. Estructura de una entidad tipo ARC [43].

ARC	
Grupo de código	Descripción
100	Marcador de subclase "AcDbArc"
50	Angulo Inicial
51	Angulo Final
10,20,30	Coordenadas en X,Y,Z
40	Radio

La clase "dxfReader" se encarga de extraer la información gráfica del archivo dxf. Para la extracción de la información gráfica se utiliza la librería netdxf [45] y se agrupan las propiedades de las entidades encontradas en el gráfico y se guarda la información en un archivo xml. Un ejemplo del xml generado se muestra a continuación. El código fuente del programa intérprete se encuentra en el Anexo E.

Código generado por el programa intérprete.

```
<GraphicalInfo>
  <LINE>
    <X1pos>23.6056482225121</X1pos>
    <Y1pos>8.28525915717134</Y1pos>
    <X2pos>48.4632951541481</X2pos>
```

```

        <Y2pos>8.28525915717134</Y2pos>
    </LINE>
    <LINE>
        <X1pos>48.4632951541481</X1pos>
        <Y1pos>8.28525915717134</Y1pos>
        <X2pos>54.7686496136139</X2pos>
        <Y2pos>16.8839340467928</Y2pos>
    </LINE>
    <ARC>
        <Xpos>54.7568881195797</Xpos>
        <Ypos>21.8879173126235</Ypos>
        <RADIUS>5.00399708807423</RADIUS>
        <ANGLE1>270.134669260901</ANGLE1>
        <ANGLE2>125.395515601752</ANGLE2>
    </ARC>
    <LWPOLYLINE>
        <NumberOfVertices>6</NumberOfVertices>
        <LoopClosed>0</LoopClosed>
        <Xpos>51.8584860740177</Xpos>
        <Ypos>25.9670412920751</Ypos>
        <Xpos>41.4303999210899</Xpos>
        <Ypos>20.3960688766905</Ypos>
        <Xpos>43.4917657678209</Xpos>
        <Ypos>16.0361773800293</Ypos>
        <Xpos>31.3660843775716</Xpos>
        <Ypos>16.0361773800293</Ypos>
        <Xpos>28.8196911505673</Xpos>
        <Ypos>21.6071497954139</Ypos>
        <Xpos>23.6056482225121</Xpos>
        <Ypos>8.28525915717134</Ypos>
    </LWPOLYLINE>
</GraphicalInfo>

```

3.5.2 REPRESENTACIÓN DE LA INFORMACIÓN DEL ARCHIVO XML

Tras generar el archivo xml se procede a generar los códigos G. Para esto se realiza una abstracción de las entidades encontradas en el archivo xml. Para máquina de flexión automática las entidades se representan como se describe a continuación.

3.5.2.1 Líneas

Las líneas rectas en la máquina de flexión automática sin importar su orientación se representan como un avance en "X" y un semicorte en el eje Z. Por ejemplo, para un triángulo equilátero de 5 cm de lado el contorno formado por la máquina es una tira metálica de 15 cm con semicortes como se muestra en la Figura 3.52 (los asteriscos representan los cortes).

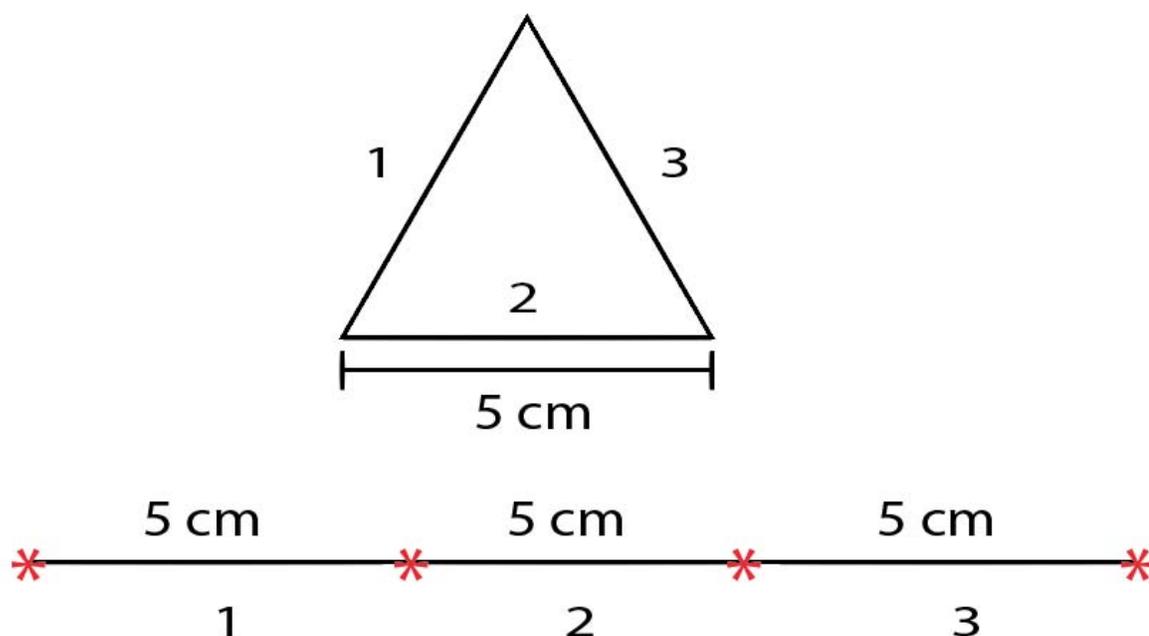


Figura 3.52. Representación de un triángulo por la máquina de flexión.

3.5.2.2 Arcos

Para conformar un arco en la máquina de flexión automática se deben realizar dos movimientos el primero posicionar el flector para determinar el radio del arco y el segundo mover el mecanismo de alimentación la longitud de arco requerida, como se indica en la Figura 3.53.

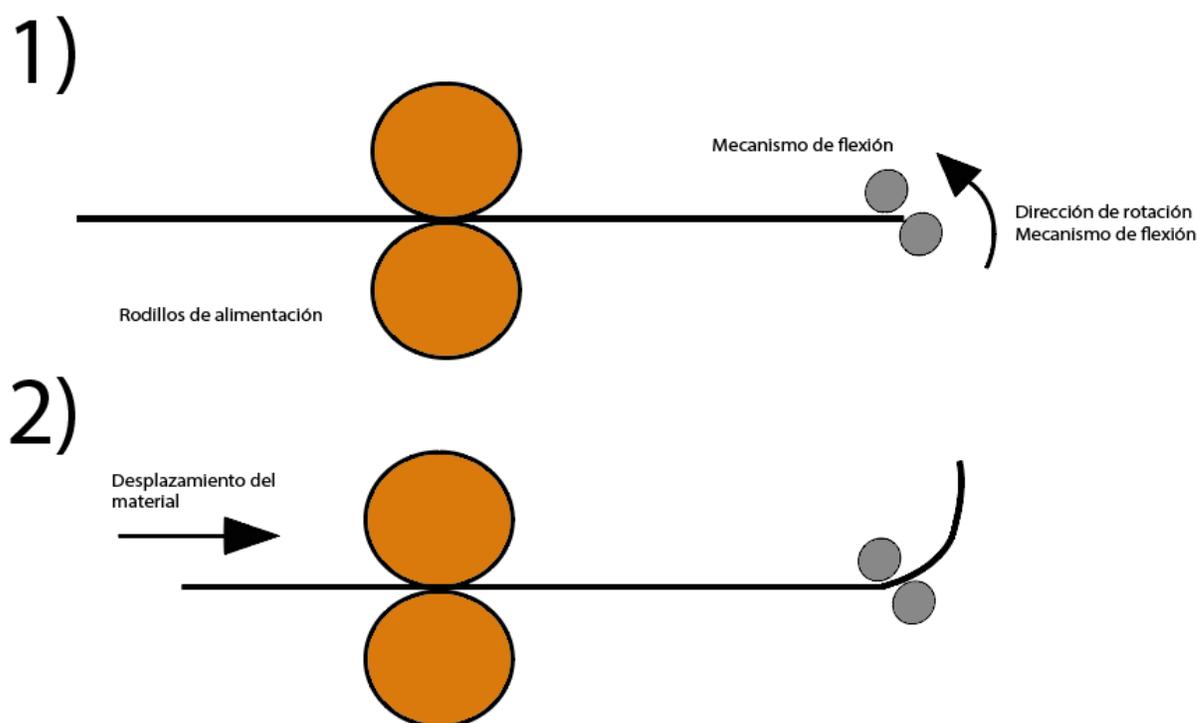


Figura 3.53. Representación de un arco por la máquina de flexión.

3.5.2.3 Polilineas

Las polilineas son la unión de líneas o arcos dentro de una misma entidad, por lo que el procedimiento para obtenerlas es el mismo antes mencionado. Las polilineas se definen por una lista consecutiva de 3 atributos que son:

- La posición del vértice actual en “x”
- La posición del vértice actual en “y”
- “Bulge” que es 1/4 del ángulo que compone el arco entre el vértice actual y el vértice anterior.

Dada esta propiedad las polilineas rectas tienen como al atributo “Bulge” como 0 y esta propiedad con un valor negativo representa que el arco va del punto actual al anterior (“Bulge positivo representa que el arco se forma desde el punto anterior al actual”).

Con estos tres atributos se puede representar segmentos de arcos que geoméricamente tienen la forma de la Figura 3.54 [48] y se rigen bajo (3.74) y (3.75) [48].

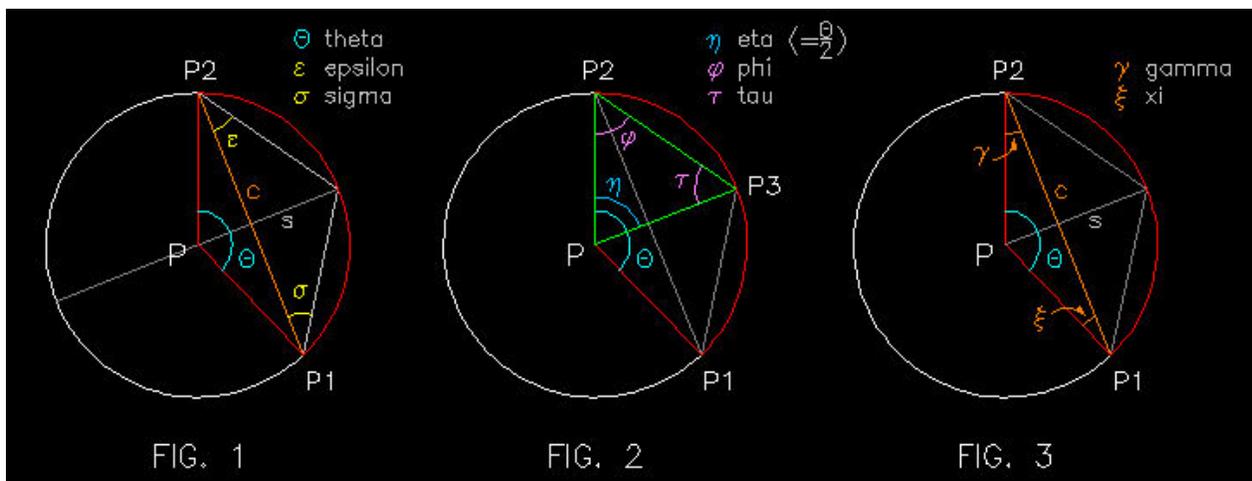


Figura 3.54 Interpretación de la propiedad “bulge” en la geometría de un arco de círculo. [48]

$$s = \frac{c}{2} \cdot Bulge \quad (3.74)$$

Donde

c es la cuerda del arco

$Bulge$ es el atributo de la polilinea $\frac{1}{4}$ del ángulo del arco

s es la sagita del arco

Por otro lado el radio del arco r_{arc} es igual a:

$$r_{arc} = \frac{\left(\frac{c}{2}\right)^2 + s^2}{2 \cdot s} \quad (3.75)$$

3.5.3 FUNCIONAMIENTO CLASE “GCODEGENERATOR”

Esta clase integra tanto la representación del archivo XML definido y las propiedades del material (tipo de material, espesor, altura y holgura de doblado) con el fin de determinar los movimientos que debe realizar la máquina para conformar la pieza especificada en el archivo XML.

La clase es capaz de reconocer entidades del tipo “polyline” (entidad de mayor complejidad por la agrupación de arcos y líneas) y dividir las en líneas y arcos; el archivo XML contiene una nube de puntos en un plano 2D que representa la figura que se quiere conformar. Para el reconocimiento de arcos y líneas dentro del archivo se utilizan las propiedades vectoriales del mismo convirtiendo en vectores tres puntos consecutivos del

archivo y se calcula el ángulo que estos forman. Una representación gráfica de este proceso se muestra en la Figura 3.55.

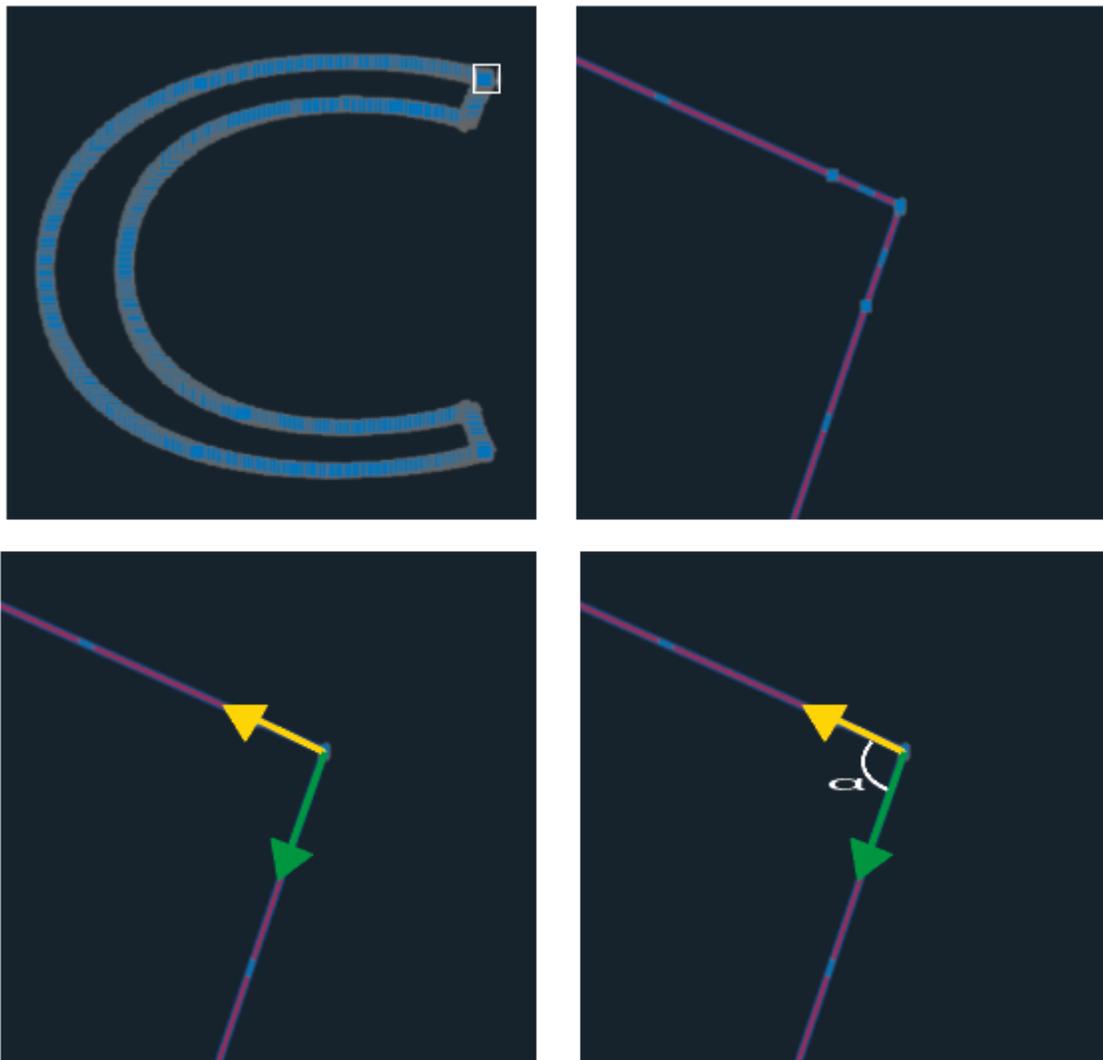


Figura 3.55. Representación de una nube de puntos a Vectores.

Por lo tanto, a cada nodo se puede asignar un valor para el ángulo alfa. El valor del ángulo alfa determina si el nodo pertenece a una recta o a un arco; estos valores son determinados mediante rangos como se indica a continuación:

1. $|\alpha|=180$ criterio para definir que el nodo pertenece a una recta.
2. $|\alpha| < 170$ criterio para definir el límite de un arco o recta, también se utiliza para definir un semicorte del material.
3. $|\alpha| \geq 170$ criterio para definir que el nodo pertenece a un arco.

Esta información se almacena en una estructura de datos tipo diccionario que contiene:

1. Numero de nodo en el que se debe realizar el semicorte.

2. Longitud del segmento.
3. Tipo de segmento (arco o línea).
4. Sentido de giro.

Una vez completo el diccionario de la figura se procede con la generación de los códigos G. La conversión de segmentos de línea se realiza de forma directa, es decir se desplaza el material la distancia necesaria para realizar un semicorte. El semicorte tiene una profundidad de $0.5T$ (donde T es el espesor del material) para permitir un radio de doblado cercanos a cero con el fin de obtener un mejor acabado visual. El radio mínimo de doblado depende del material a conformar y se determina según los datos de la Tabla 3.33 [7].

Tabla 3.33. Radio mínimo de doblado a temperatura ambiente de diversos materiales [7].

T= espesor del material	Condición	
	Blando	Duro
Aleaciones de Aluminio	0	6T
Cobre Berilio	0	4T
Latón	0	2T
Magnesio	5 T	13T
Acero Inoxidable	0.5T	6T
Acero al Bajo Carbono	0.5T	4T
Titanio	0.7T	3T
Aleaciones de Titanio	2.6T	4T

Para generar los códigos G de arcos se encaja un círculo que pasa por tres nodos consecutivos. Se plantea el sistema de ecuaciones (3.76) para definir un círculo que pasa por tres nodos consecutivos. La Figura 3.56 muestra de forma gráfica el círculo que se busca para los tres primeros nodos del arco interno de la letra C.

$$\begin{aligned}
 x_1^2 + y_1^2 + D \cdot x_1 + E \cdot y_1 + F &= 0 & (3.76) \\
 x_2^2 + y_2^2 + D \cdot x_2 + E \cdot y_2 + F &= 0 \\
 x_3^2 + y_3^2 + D \cdot x_3 + E \cdot y_3 + F &= 0
 \end{aligned}$$

Donde:

x_1, x_2, x_3 ubicación en el eje x de los nodos consecutivos, en mm

y_1, y_2, y_3 ubicación en el eje y de los nodos consecutivos, en mm

D, E, F coeficientes a encontrar, adimensional



Figura 3.56. Aproximación de Círculos a Segmentos de Arco.

Tras determinar la ecuación del círculo que pasa por tres nodos consecutivos se encuentra el radio del mismo con la ecuación 3.77.

$$r = \sqrt{\left(\frac{D}{2}\right)^2 + \left(\frac{E}{2}\right)^2 - F} \quad (3.77)$$

Donde

r es el radio del círculo, en mm.

D, E, F son los coeficientes de 3.44, adimensional.

El radio del círculo encontrado es la entrada para la ecuación característica del mecanismo flector (3.78) con la que se encuentra el ángulo de giro del mecanismo flector. Esta ecuación se obtiene de forma experimental y se debe determinar para cada material

a conformar. La ecuación considera el ángulo de recuperación elástica. En la sección de pruebas y resultados se muestra la forma en la que se obtuvo la ecuación.

$$\varphi = \left(\frac{r}{1192} \right)^{\left(\frac{1}{-1.95} \right)} \quad (3.78)$$

Donde

r radio del círculo, en mm;

φ es el ángulo que debe girar el flector, en grados.

Para la generación se los códigos G de un arco se posiciona el flector y se desplaza al material la longitud del arco que une al primer nodo con el segundo, a esta distancia se considera la holgura de doblado mediante la ecuación (1.1).

Los próximos tres nodos se toman a partir del segundo nodo hasta completar el arco.

CAPÍTULO IV

PROCESO CONSTRUCTIVO Y PRUEBAS DE FUNCIONAMIENTO

En este capítulo se encuentra información sobre el proceso constructivo de la máquina de flexión automática.

4.1 MANUFACTURA DEL CONTROLADOR

Los archivos Gerber generados son enviados a la planta de manufactura JLC PCB quienes entregan la placa electrónica lista para el montaje de los elementos. Como se muestra en la Figura 4.1.

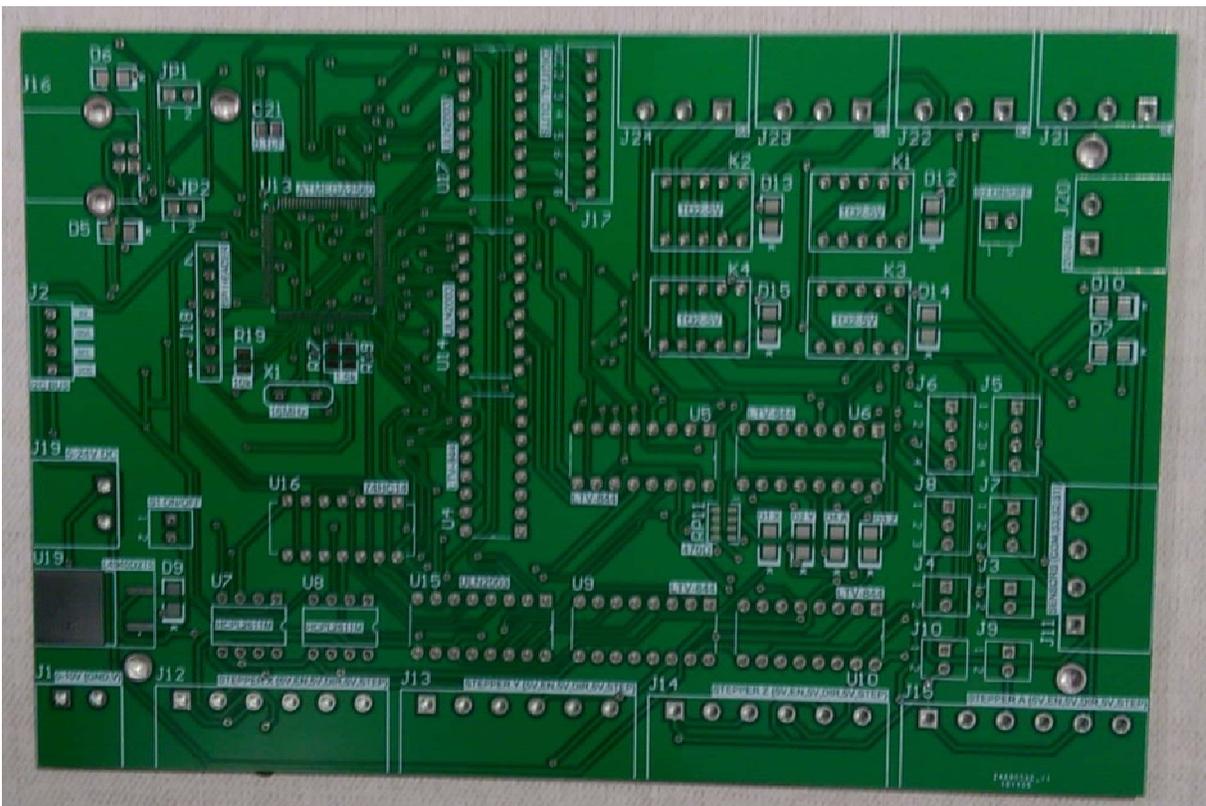


Figura 4.1 PCB física Controlador ABM.

Una vez soldados los elementos se procede a la validación del funcionamiento del PCB, donde se prueban las entradas, salidas y el funcionamiento con la máquina de flexión automática. Como se menciona en el Capítulo IV, el controlador cuenta con salidas digitales opto-acopladas de alta velocidad y de baja velocidad. Para validar el

funcionamiento de las salidas opto-acopladas se establece una prueba para determinar el factor de forma, se evalúan las salidas a diferentes frecuencias para encontrar el error relativo entre el factor de forma calculado y el factor de forma observable (medición del osciloscopio). Para las pruebas se generan pulsos pwm con un ciclo de trabajo del 54% con un voltaje de polarización de 5V y con una carga de 10k ohms; el instrumento de medición es un osciloscopio OWON DS6062E los resultados de las pruebas realizadas se resumen en la Tabla 4.1, algunas formas de onda resultantes obtenidas se muestran en las Figuras 4.2, 4.3. El resto de mediciones con las que se elaboró la Tabla 4.1 se pueden verificar en el Anexo F. En la tabla utilizaremos las siglas “HS” (High Speed) para las salidas de alta velocidad y “LS” (Low Speed) para las salidas digitales de baja velocidad.

Tabla 4.1 Resumen comparación salidas LS y HS controlador ABM.

Tipo de Salida	Frecuencia	Vp (V)	Vm (V)	Vrms (V)	Factor de forma teórico	Factor de forma observable	e
LS	1.012 kHz	4.88	2.135	3.172	1.358	1.486	9%
HS	1.012 kHz	4.8	2.569	3.488	1.358	1.358	0%
LS	3.086 kHz	4.88	1.7	2.705	1.358	1.591	17%
HS	3.086 kHz	4.8	2.569	3.481	1.358	1.355	0%
LS	4.91 kHz	4.72	1.304	2.246	1.358	1.722	27%
HS	4.902 kHz	4.8	2.608	3.501	1.358	1.342	1%
LS	6.173 kHz	4.48	1.175	2.022	1.358	1.721	27%
HS	6.182 kHz	4.8	2.307	3.274	1.358	1.419	5%
LS	10.34 kHz	3.52	0.48	0.938	1.358	1.954	44%
HS	10.32 kHz	4.8	2.464	3.38	1.358	1.372	1%
HS	31.5 kHz	4.88	2.461	3.344	1.358	1.359	0%

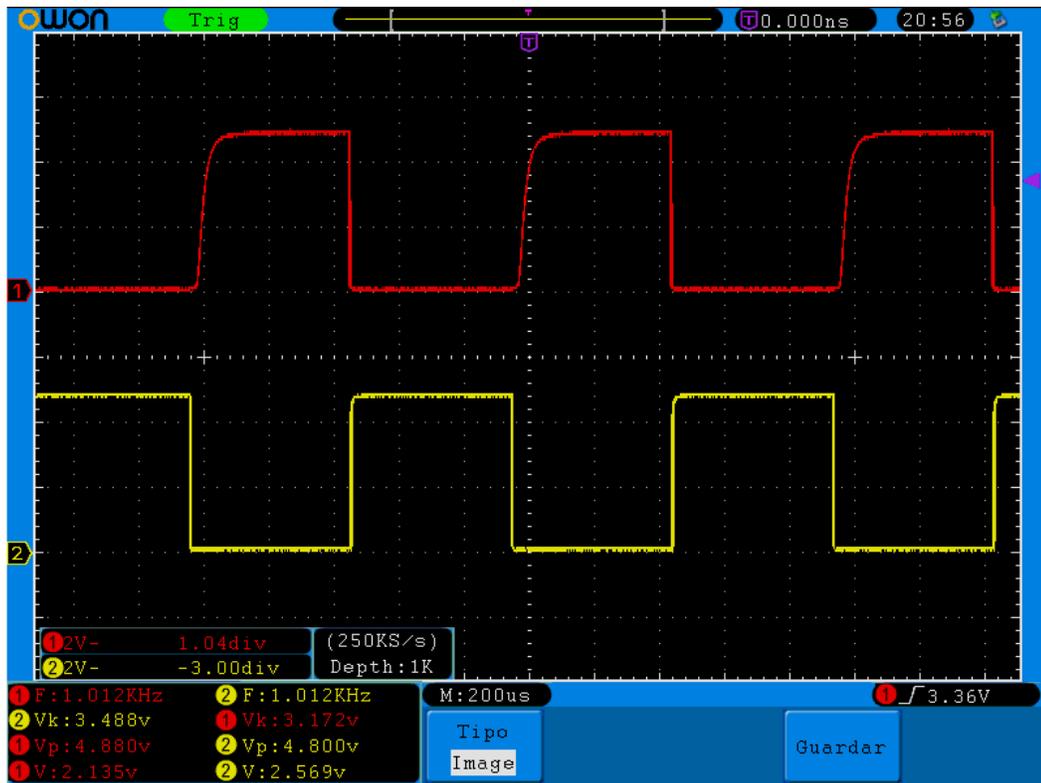


Figura 4.2 Salida HS Amarillo y Salida LS Rojo frecuencia 1kHz.

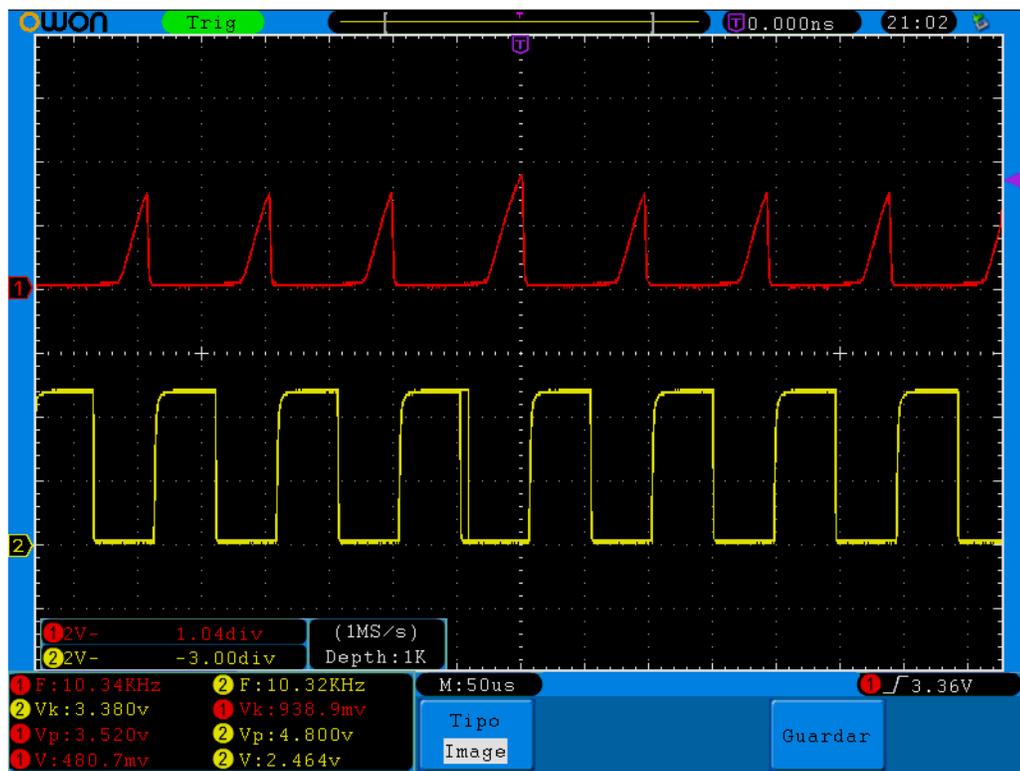


Figura 4.3 Salida HS Amarillo y Salida LS Rojo frecuencia 10kHz.

4.2 MONTAJE DE LOS COMPONENTES ELECTRÓNICOS

La distribución de los componentes en el panel tablero de control se la hace de tal forma que los elementos de potencia se encuentren separados de los elementos de control con el fin de disminuir el ruido que estos pueden provocar. Se utiliza canaleta ranurada 25x25 para organizar los conductores. La Figura 4.4 muestra la distribución de los componentes antes de su conexión.



Figura 4.4 Distribución de los componentes electrónicos.

Para las conexiones eléctricas se conserva una separación mínima de 40 mm entre distribuidores de líneas, se añaden terminales tipo puntera a los cables. Se utiliza cable flexible para todas las conexiones y se los distribuye mediante canaletas de PVC. Las terminaciones en la estructura de la máquina se cubren para evitar el contacto inintencionado del operador. El cableado de la máquina ABM se muestra en la Figura 4.5.

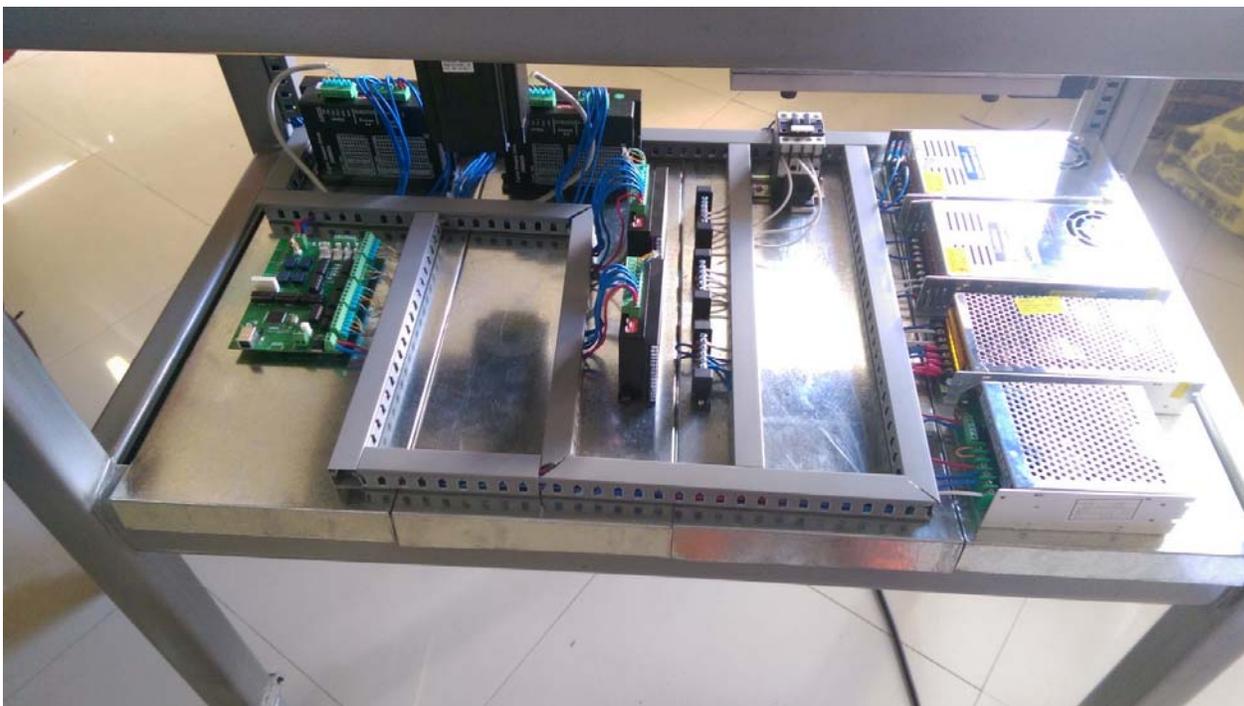


Figura 4.5. Cableado gabinete de control.

4.3 MONTAJE DE MECANISMOS

Los mecanismos se ensamblan de forma independiente para instalarse en la placa de aluminio base. Todas las uniones de los componentes son atornilladas con pernos M5 y M6. Las Figuras 4.6, 4.7, 4.8, 4.9 y 4.10 a continuación muestran el proceso de montaje de los elementos.

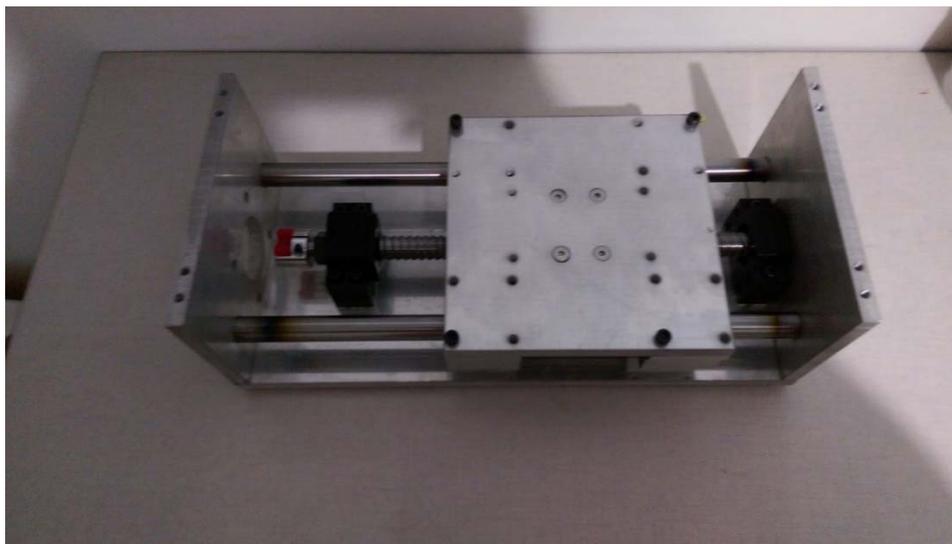


Figura 4.6. Sub-ensamble Eje Y.

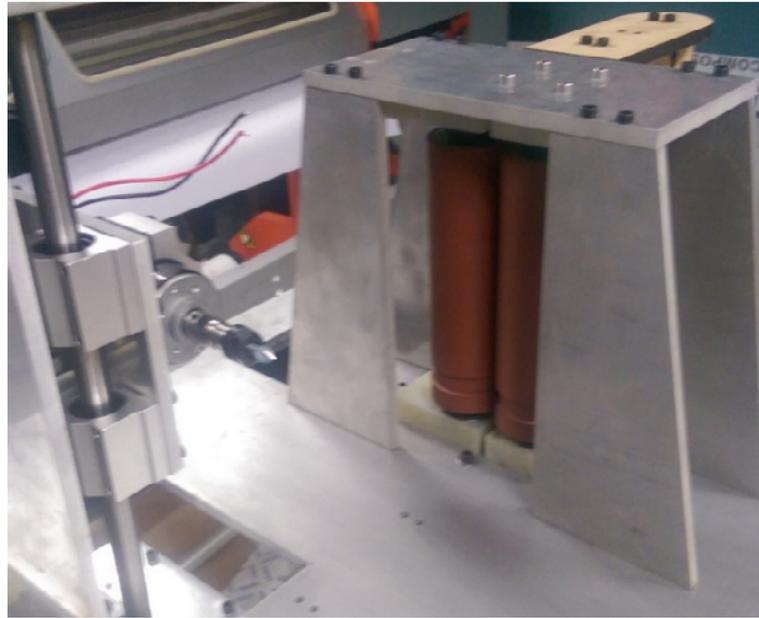


Figura 4.7. Montaje mecanismo de alimentación.



Figura 4.8. Montaje Eje Z.



Figura 4.9. Montaje Mecanismo de flexión.

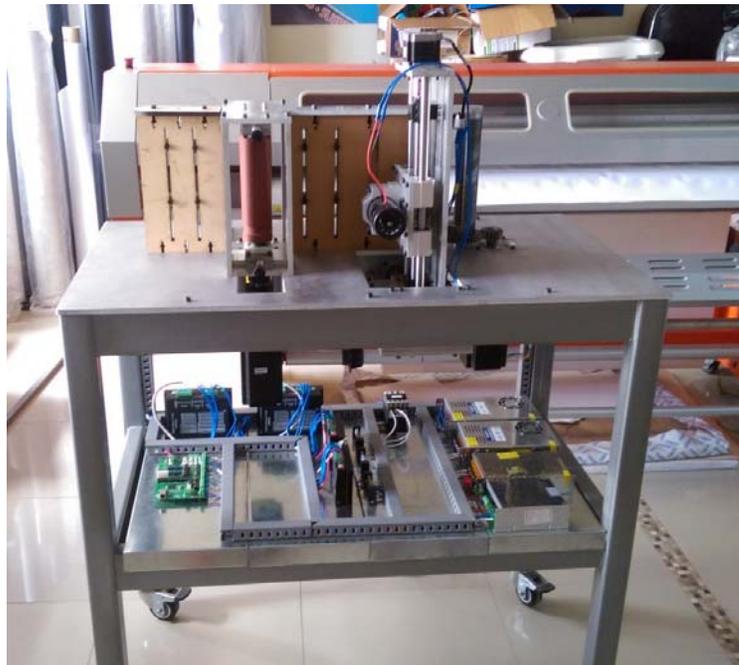


Figura 4.10. Ensamble Final ABM.

4.4 CARACTERIZACIÓN DE ABM

En esta sección se resumen los parámetros configurables del Firmware y del programa intérprete, además se evalúan las especificaciones de la máquina. Estos parámetros dependen de las relaciones mecánicas y limitaciones electrónicas en los mecanismos móviles.

Para la configuración del Firmware se requiere obtener el avance por pulso en cada uno de los ejes (X,Y,Z,A). Esta información se encuentra en las Tablas 4.2, 4.3, 4.4 y 4.5 ; dichos datos se los determina de forma directa por las relaciones mecánicas existentes entre los actuadores y mecanismos de transmisión.

Tabla 4.2. Características Eje X.

Motor	200	pulse/rev
Relación de reducción	25	:1
Driver	8000	pulses per rev
Diámetro del rodillo	55	Mm
Avance por pulso	0.000863938	mm/pulso

Tabla 4.3. Características Eje A

Motor	200	pulso/rev
Relación de reducción	64.125	:1
Driver	8000	pulsos por rev
Avance por pulso	0.000701755	grados/pulso

Tabla 4.4. Características Eje Y

Motor	200	pulso/rev
Paso del tornillo	5	mm
Driver	200	pulso por rev
Avance por pulso	0.005	mm/pulso

Tabla 4.5. Características Eje Z

Motor	200	pulso/rev
Paso del tornillo	5	mm
Driver	200	pulsos por rev
Avance por pulso	0.005	mm/pulso

Una vez establecida esta configuración en el microcontrolador se realizan pruebas de desplazamiento para evaluar el control de velocidad de la función Planner. Las pruebas de desplazamiento para el eje X consta en mover 10 veces diferentes distancias y medir el desplazamiento en cada iteración. El instrumento de medición es un flexómetro Truper FX-8.

A pesar de utilizar un instrumento de baja precisión para las mediciones se encuentra un patrón de error (2 mm) en el movimiento debido a los vectores de aceleración. Los resultados de las pruebas realizadas se muestran en la Tabla 4.6.

Tabla 4.6. Resultados pruebas de recorrido del material Eje X

Distancia	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
1000	1002	1002	1002	1002	1002	1002	1002	1002	1002	1002
200	202	202	202	202	202	202	202	202	202	202
100	102	102	102	102	102	102	102	102	102	102
50	52	52	52	52	52	52	52	52	52	52
40	41	41	41	41	41	41	41	41	41	41
30	31	31	31	31	31	31	31	31	31	31

Se realizan pruebas similares en el eje Y, que no posee control en la aceleración debido a que la velocidad de arranque en este motor es similar a la velocidad de operación. Sin el movimiento controlado por los vectores de aceleración no se produce el error en el desplazamiento que pueda ser medido mediante el uso del calibrador. Los resultados de las pruebas realizadas se muestran en la Tabla 4.7.

Tabla 4.7. Resultado pruebas de recorrido del carro Eje Y

Distancia	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
50	50	50	50	50	50	50	50	50	50	50
20	20	20	20	20	20	20	20	20	20	20
10	10	10	10	10	10	10	10	10	10	10
5	5	5	5	5	5	5	5	5	5	5
2	2	2	2	2	2	2	2	2	2	2
1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1

4.4.1 MÉTODO DE EVALUACIÓN DE ARCOS

Para determinar la longitud de arco y el radio de arco generado en la lámina metálica se utiliza una plantilla. El procedimiento de la prueba consta en tomar 10 mediciones a arcos

generados con esta plantilla y compararlos con el valor del archivo dxf enviado. La Figura 4.11 muestra la plantilla con la cual se realizan las mediciones.

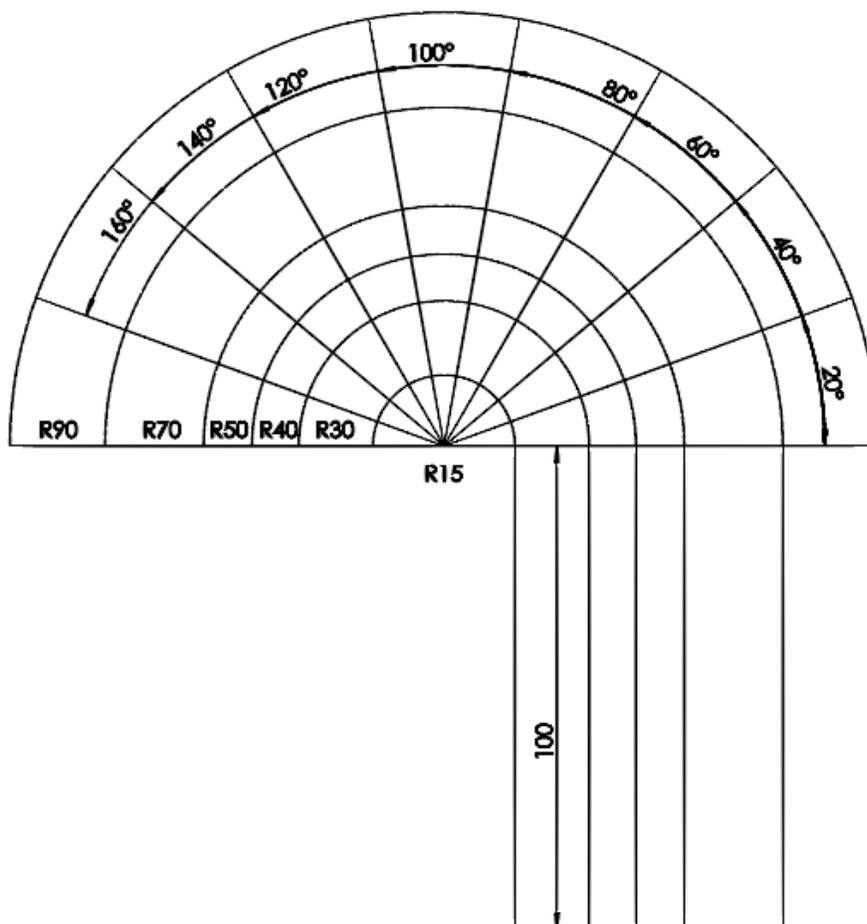


Figura 4.11. Plantilla para determinar radios en arcos doblados.

Se generan varios arcos mayores a 180° con diferentes radios de curvatura aumentando gradualmente el ángulo de giro del mecanismo de flexión después de que este entre en contacto con el material. Los resultados obtenidos se muestran en la Tabla 4.8. En el Anexo G se encuentran las fotografías del material doblado para esta prueba. La plantilla se utiliza únicamente como referencia visual, el diámetro externo se mide utilizando un calibrador digital Truper Caldi-6MP.

Tabla 4.8 Medición Arcos Formados vs Ángulo de Flexión

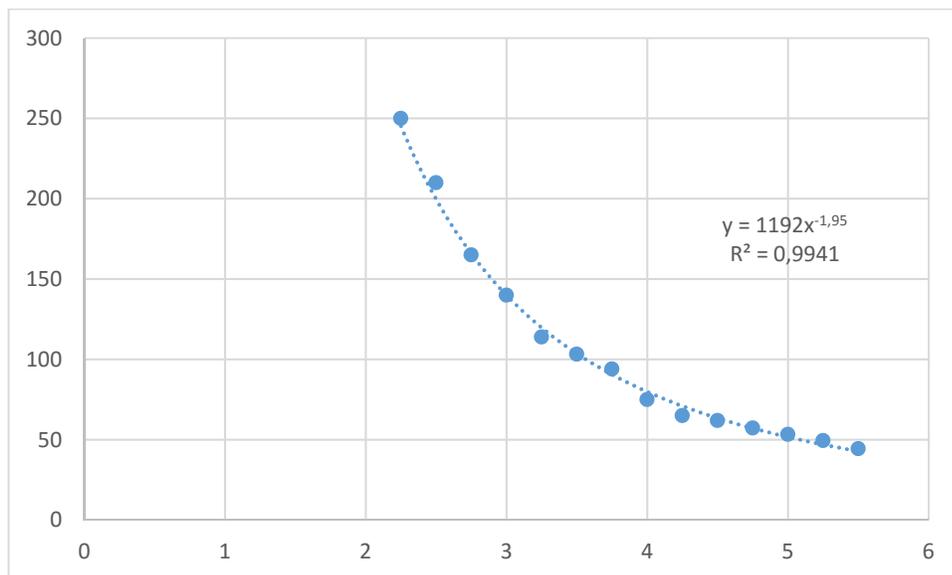
ESPESOR	ANCHO DEL MATERIAL	MATERIAL	ANGULO DE FLEXIÓN	PRUEBA	DIÁMETRO EXTERNO
1 mm	70 mm	Acero Negro	2	1	55.02 mm
1 mm	70 mm	Acero Negro	2	2	55.04 mm
1 mm	70 mm	Acero Negro	3	3	36.39 mm
1 mm	70 mm	Acero Negro	3.5	4	35.7 mm
1 mm	70 mm	Acero Negro	4	5	31.14 mm
0.75 mm	140 mm	Tol Galvanizado	1.7	6	55.59 mm
0.75 mm	140 mm	Tol Galvanizado	1.3	7	133.82 mm
0.75 mm	140 mm	Tol Galvanizado	1.5	8	88.84 mm
0.75 mm	140 mm	Tol Galvanizado	1.6	9	81.84 mm

El programa intérprete requiere de una ecuación que caracterice al mecanismo flector, esta ecuación debe relacionar el ángulo de giro del flector y el radio de arco resultante en el material a conformar. Mediante el método explicado anteriormente se realizan tres observaciones consecutivas a un paso de 0.25° en el movimiento del flector y se registran los radios conformados, el material a experimentar es un acero negro de 0.8mm y 150mm de altura. Los resultados de esta prueba se muestran en la Tabla 4.9.

Tabla 4.9 Medición Arcos Formados vs Ángulo de Flexión

Desplazamiento en X	Ángulo del Flector	Radio de arco resultante
300	9.375	250
300	9.625	210
250	9.875	165
225	10.125	140
200	10.375	114
180	10.625	103.3
140	10.875	94.09
120	11.125	75
110	11.375	65.05
100	11.625	62
90	11.875	57.36
85	12.125	53.33
85	12.375	49.47
80	12.625	44.47

Se grafican los puntos obtenidos y se los aproxima a una curva. Como resultado la Figura 4.12 y la ecuación (3.78) (Mostrada en el Capítulo III para el desarrollo del interprete).

**Figura 4.13.** Ecuación resultante de los arcos obtenidos.

$$\varphi = \left(\frac{r}{1192} \right)^{\left(\frac{1}{-1.95} \right)} \quad (3.78)$$

Donde

r radio del círculo a conformar, en mm;

φ es el ángulo que debe girar el flector, en grados.

4.5 COSTOS

En esta sección se detallan los costos asociados al desarrollo de la máquina de flexión automática. El detalle de las facturas y notas de venta se muestra en el Anexo J. En la Tabla 4.10 se resumen los costos asociados a los materiales y servicios requeridos para el desarrollo del proyecto.

Tabla 4.10 Costos materiales y servicios contratados

Detalle	Costo (\$)
Motores y drivers	762
Componentes MCU	255.15
Tornillos de potencia, Spindle, Fuentes alimentación y partes varias	475
Bastidor	120
Aluminio	300
Corte chorro de agua	280
Mecanizados	400
Cableado	120
Gastos varios (elementos de sujeción, etc)	80
Materiales de prueba	120
Total	2912.15

Los costos de ingeniería se calculan a partir del trabajo desarrollado por el investigador asumiendo que este gana 2.75\$/h. En el proyecto se han dedicado 2880 horas de trabajo aproximadamente. Por lo tanto el costo de ingeniería C_i es:

$$C_i = 2880 \text{ h} \cdot 2.75 \frac{\$}{\text{h}}$$

$$C_i = 7920 \$$$

El costo total de la máquina es de 10832.15\$.

El tiempo promedio para la conformación de cantos en letras es de 20 min/m. En cada corte la máquina tarda 49s. El tiempo se reduce en la producción de letras de gran tamaño (> 50 cm de alto) debido a que la cantidad de cortes por metro se reduce y se reducen los ciclos de aceleración y desaceleración del alimentador de material.

Se desarrolla la letra “E” con las dimensiones indicadas en el Capítulo 3 y se compara con el tiempo de fabricación artesanal estimado provisto por Record Publicidad. Se estima el tiempo de conformación de la máquina para conformar arcos en casos similares y se compara con el tiempo del método artesanal. La Tabla 4.11 compara el tiempo de conformado para letras sin arcos y la Tabla 4.12 compara el tiempo de conformado para letras con arcos.

Tabla 4.11 Tiempos de conformado letras sin arcos

Letras sin arcos	Tiempo Máquina min	Tiempo proceso artesanal min	
Cargar material	5	0	
Cargar archivo	1	0	
Conformado	25	40	Reducción
	31	40	23%

Tabla 4.12 Tiempo de conformado letras con arcos

Letras con Arcos	Tiempo Máquina, min	Tiempo Proceso artesanal, min	
Cargar material	5	0	
Cargar archivo	1	0	
Conformado	26	90	Reducción
	32	90	64%

Al promediar el porcentaje de reducción de conformado se puede estimar el beneficio económico en la implementación del proyecto.

$$R_T = \frac{0.64 + 0.23}{2}$$

$$R_T = 43.5\%$$

En base al salario del operador el uso de la máquina economiza en la empresa 1.09\$/h de uso. Por lo tanto, se espera un retorno del costo total de la máquina en 62 meses. Se espera un retorno del costo de los materiales en 16.5 meses.

CONCLUSIONES

- El desarrollo de un controlador es un proceso que requiere de instrumentos de medición apropiados para su validación.
- El desarrollo de un programa interprete requiere extensos conocimientos en cuanto a estructuras de datos.
- El método de control de motores a pasos mediante el cálculo de los vectores de aceleración permite suavizar el movimiento de los motores. Realizar una extensión al método de aceleración propuesto no solo permite seguir perfiles de aceleración tipo rampa.
- Los vectores de aceleración pueden utilizarse en microprocesadores de 8 bits.
- La capacidad de procesamiento del microcontrolador afecta directamente a la reducción del error en el proceso de aceleración de motores a pasos.
- Dominar el uso de ajustes permite construir ensambles rígidos y funcionales.
- La conversión de “Splines” a “Polylines” se realiza mediante un método aproximado.
- Los algoritmos generados deben ser lo más simple posible y tender a la generalización del problema.
- El factor K en la holgura de doblado es el factor más importante para obtener piezas de calidad. El factor depende del material, el ángulo de doblado y el espesor de la chapa metálica. Por lo tanto, se debe definir un proceso para la obtención de este factor mediante el uso de la máquina de flexión.
- Los filtros recomendados en las hojas de datos para el uso circuitos integrados no son opcionales.
- Los elementos diseñados a fatiga superficial, aseguran que estos no se van a desgastar en un ciclo de vida finita. Si se analiza estos elementos a falla por carga o a falla por fatiga se obtendrán factores de seguridad mayores a los de fatiga superficial.
- La dureza del material depende directamente en la resistencia al desgaste superficial. Debido a esto se aumenta la dureza superficial en engranajes.

- La teoría de desgaste superficial no se puede aplicar para el diseño de elementos de caucho.
- La extracción de información en archivos vectorizados
- Los factores de seguridad para el diseño toman en cuenta variables que no se pueden percibir en un análisis teórico, pero se evidencian al momento de poner en marcha el prototipo.

RECOMENDACIONES

- Se debe procurar usar partes comerciales para reducir costos y facilitar el mantenimiento.
- En el diseño electrónico se deben seleccionar la mayor cantidad de circuitos integrados que reduzcan la cantidad de elementos pasivos. Esto reduce el tamaño del PCB, el trabajo en la soldadura y el costo de elementos.
- Una distribución apropiada de las borneras en el PCB facilitará la conexión de los periféricos.
- Al momento de realizar un experimento se deben tomar la mayor cantidad de datos posibles que puedan interferir en el fenómeno a observar. En el caso de no poder probar la hipótesis con los datos principales se pueden buscar relaciones con el resto de datos obtenidos.
- Se debe realizar diseño de piezas mecánicas lo más simples posibles para evitar procesos de manufactura costosos.
- Cuando se requieren piezas de exactitud se debe contratar los servicios de un centro de mecanizado.
- Al momento de realizar el diseño mecánico se debe considerar la facilidad de ensamblaje.

REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- [1] Catalog 1, Channel Bender XP, AdamsTech, New Jersey, State of the art automated letter bending technology, 2017.
- [2] Mehta Cad Cam Systems, "Bending Machines Catalog", (18/1/18), [Online], Available: <http://www.mehtaindia.com/download/CNC-Router/cnc-channel-letter-bending-machine.pdf>
- [3] T. Altan, "Metal forming Handbook", 3 Ed, Berlin Alemania, Schuler, 1998, pp: 6-32.
- [4] R. Singh, "Introduction to basic manufacturing processes and workshop technology", 1 Ed, New Delhi, New Age International, 2006.
- [5] F. Beer y E. Johnston. "Diagrama esfuerzo deformación" en Mecánica de materiales. México DF.: McGraw-Hill, Quinta Edición (2009).
- [6] J. Atienza, "Estudio del comportamiento elastoplástico de estructuras metálicas de entramado", Revista internacional de métodos numéricos, Vol 1, No 1, pp 103-114, 1985.
- [7] S. Kalpakjian, "Manufactura ingeniería y tecnología", 5 Ed, México, Pearson Education, 2008.
- [8] M. Garcia, "Contribución al estudio del proceso de doblado al aire de chapa. modelo de predicción del ángulo de recuperación y del radio de doblado final", Tesis Doctoral, Universidad de Gerona, Gerona, España, 2005.
- [9] UNED "Cnc: Componentes, Arquitectura Y Programación", (18/1/18), [Online], Available: http://www.ieec.uned.es/investigacion/Dipseil/PAC/archivos/Informacion_de_referencia_2_ISE6_2_1.pdf
- [10] L. Arias, "CNC componentes, estructura y programación" (18/1/18), [Online], Available:

http://www.ieec.uned.es/investigacion/Dipseil/PAC/archivos/Informacion_de_referencia_ISE6_2_1.pdf

[11] E. J. Hess, "Introduction," *The CNC Cookbook*, Estados Unidos de Norte América: Scited Publications, 2009, pp. 9-14.

[12] ISO 6983, "Numerical Control machines - Program Format and definitions" 1985-9-15.

[13] R. Colburn, "Sams teach yourself CGI in 24 hours", 2 Ed, Indianapolis United States, Sams, 2003.

[14] J. Gayo, "Intérpretes y lenguajes de computación" (2014-04), [Online], Aviable: <http://di002.edv.uniovi.es/~labra/FTP/Interpretes.pdf>

[15] Catalog, MDUINO Family, Industrial Shields, Spain, User Guide, 3-6-2016.

[16] "Introducción a las máquinas dobladoras", (15/5/26), [Online], Aviable: <http://www.demaquinasyherramientas.com/maquinas/prensa-dobladora>

[17] Catálogo de equipos y herramientas para la fabricación de letras corpóreas, [Online], Aviable: <https://www.avanceytec.com.mx/equipos/equipos-y-materiales-para-la-elaboracion-de-letras-de-canal/pdf/equipos-para-elaboracion-de-letras-de-canal.pdf>

[18] C. Ondracek, "Automatic channel letter bending machine", US Patent, 5881591, Marzo 16, 1999.

[19] C. Riba, "Diseño concurrente", 1 Ed, Edicions UPC, Catalunya España, 2002.

Anexo A 12 Mecánica de materiales Ferdinand P. Beer, 6 ta edición

[20] Ferdinand P. Beer, Anexo A 12 en "Mecánica de materiales", 6ta Ed., Mac Graw Hill, 2015.

[21] M. Rossi, "Estampado en frío de la chapa", 9 na Ed, Editorial Dossat S.A., 1979.

[22] M. Rossi, Anexos Tabla XIII, "Estampado en frío de la chapa", 9 na Ed, Editorial Dossat S.A., 1979.

[23] Y. Freedman "Física Universitaria", 12 va Ed, Pearson Education, México 2009, Tabla 5.1, pp:150.

- [24] Sumitec S.A. “Acero grado maquinaria AISI 1045”, (22/12/2018) [Online], Aviable: <http://www.deinoxidable.mx/AISI%201045.pdf>
- [25] G. Budynas & J. Keith, “Diseño en ingeniería mecánica de Shigley”, 8 va Ed, Mc Graw Hill, 2008, pp 319-400, pp 600-800, pp 900-919, pp 993.
- [26] DIPAC “Especificaciones generales EN 102494-1”, (22/12/2018) [Online], Aviable: <http://www.dipacmanta.com/barra-perforada>.
- [27] American Gear Manufactures Association “ANSI/AGMA 2001-D04”, (22/12/18) [Online], Aviable: <https://www.agma.org/standards/ansi-agma-2001-d04/>
- [28] Automation Technologies Inc. “K34H2160” , (22/12/2018) [Online], Aviable: <https://www.automationtechnologiesinc.com/wp-content/uploads/downloads/2015/05/KL34H2160-62-8ATC.pdf>
- [29] DORMER PRAMET “Pramet 2017”, (22/12/2018) [Online], Aviable: https://www.dormerpramet.com/Downloads/Pramet_2017.2_ES.pdf
- [30] SANDVIK, “Fresado”, (22/12/2018) [Online], Aviable: <https://www.sandvik.coromant.com/es-es/knowledge/milling/pages/milling-different-materials.aspx>
- [31] SANDVIK, “ISO M Acero inoxidable”, (22/12/2018) [Online], Aviable: https://www.sandvik.coromant.com/es-es/knowledge/materials/workpiece_materials/iso_m_stainless_steel/pages/default.aspx
- [32] F. Krar & R. Gill, “Tecnología de las Maquinas Herramienta”, 6 ta Ed, Alfaomega, 2009.
- [33] C Fag “Bearings Catalog”, (22/12/2018) [Online], Aviable: http://www.darex-kozyska.pl/katalogi/x126xkozyska_wrzecionowe_FAG.pdf
- [34] M. Suntáxi, “Diseño Y Construcción De Una Máquina Cnc Cortadora Por Plasma Para Planchas De Acero De Hasta 10mm De Espesor.”, Tesis 1735, UIDE, 2017.
- [35] DIPAC, “Perfiles Estructurales”, (22/12/2018) [Online], Aviable: <http://www.dipacmanta.com/descargas/01-perfiles/1-correa-g.pdf>
- [36] DigitalLoggers, “PLDuino Schematics”, (22/12/2018) [Online], Aviable: <https://www.digital-loggers.com/plcschematics.pdf>

- [37] JSS “DM-860A”, (22/12/2018) [Online], Available: <http://www.jss-motor.com/uploadfiles/103.224.250.119/webid88/Downloadfile/201509/560234117890f.pdf>
- [38] Mouser “ATMEGA 2560”, (22/12/2018) [Online], Available: <https://www.mouser.ec/datasheet/2/268/Atmel-2549-8-bit-AVR-Microcontroller-ATmega640-128-1315286.pdf>
- [39] Mouser “ADUM 3160”, (22/12/2018) [Online], Available: <https://www.mouser.ec/datasheet/2/609/ADuM3160-1503629.pdf>
- [40] Mouser, “ISO 1540”, (22/12/2018) [Online], Available: <http://www.ti.com/general/docs/suppproductinfo.tsp?distId=26&gotoUrl=http%3A%2F%2Fwww.ti.com%2Flit%2Fgpn%2Fiso1540-q1>
- [41] W. Chen & Z. Fu “A Fast Accelerating Algorithm For Stepping Motor”, The 5th International Conference on Computer Science & Education Hefei, China, 2010.
- [42] I. Quinones, “Applying acceleration and deceleration profiles to bipolar stepper motors”, Analog Applications Journal, 3Q, 2012.
- [43] Autodesk, “DXF Reference”, (22/12/2018) [Online], Available: https://images.autodesk.com/adsk/files/autocad_2012_pdf_dxf-reference_enu.pdf
- [44] Autodesk, “Estructura General De Un Documento (DXF)”, (22/12/2018) [Online], Available: <https://knowledge.autodesk.com/es/search-result/caas/CloudHelp/cloudhelp/2016/ESP/AutoCAD-DXF/files/GUID-D939EA11-0CEC-4636-91A8-756640A031D3-htm.html>
- [45] D. Carvajal, “netdxf”, (22/12/2018) [Online], Available: <https://github.com/haplokuon/netDxf>
- [46] SKF, “Precision Rolled Ball Screws” (15/01/2019), [Online], Available: https://www.skf.com/binary/21-149715/Precision-rolled-ball-screws---6971_1-EN.pdf
- [47] Leadshine, “2015 LSC Stepper Systems” (15/01/2019) , [Online], Available: http://www.leadshineusa.com/uploadfile/down/catalog/LSC_Stepper_Systems_2015.pdf
- [48] Stig Madsen “Polylines Bulges” (30/01/2019), [Online], Available: <https://www.afralisp.net/archive/lisp/Bulges1.htm>
- [49] Grupo de Tecnología Mecánica “Ajustes y tolerancias” (31/03/2019), [Online], Available: <http://www3.fi.mdp.edu.ar/tecnologia/archivos/TecFab/11.pdf>

- [50] Rodavigo “Catalogo de elementos de utillaje” (31/03/2019), [Online], Aviable: <https://rodavigo.net/catalogos/UTILNORM/Elementos%20de%20utillaje/UTILNORM%2010%20Chavetas,%20roscas%20y%20datos%20t%C3%A9cnicos.pdf>
- [51] SKF “Housing Recommendations in Bearings Housings Designs” (31/03/2019), [Online], Aviable: <https://www.skf.com/uy/products/bearings-units-housings/super-precision-bearings/principles/design-considerations/radial-location-of-bearings/recommended-shaft-and-housing-fits/index.html>
- [52] MIPS A S.A. “Plegado de precision” (01/04/2019), [Online], Aviable: <https://www.mipsa.com.mx/dotnetnuke/Procesos/Plegado-precision>
- [53] Hoja de datos sensor inductivo “LJ12A3-4-Z/BX”, (01/04/2019), [Online], Aviable: <https://www.datasheetspdf.com/pdf/1096182/ETT/LJ12A3-4-Z/1>
- [54] Interruptor óptico OMROM “EE-SX1115”, (01/04/2019), [Online], Aviable: <https://www.components.omron.com/product-detail?partId=178>
- [55] ISO 286-1 “Geometrical product specifications”, (01/04/2019), [Online], Aviable: <https://www.iso.org/obp/ui/#iso:std:iso:286:-1:ed-2:v1:en>
- [56] Guía de válvulas y actuadores “Prontuario de rosca métrica ISO DIN 13”, (01/04/2019), [Online], Aviable: <http://www.valvias.com/prontuario-rosca-metrica-din-13.php?m=5>
- [57] Guía de válvulas y actuadores “Prontuario de rosca whitworth”, (01/04/2019), [Online], Aviable: <http://www.valvias.com/prontuario-rosca-whitworth-fina.php>