



ESCUELA POLITÉCNICA NACIONAL



FACULTAD DE INGENIERÍA MECÁNICA

DISEÑO Y SIMULACIÓN DE UNA MÁQUINA MULTIFUNCIÓN PARA PUNZONADO DE LÁMINAS Y PERFILES DE ACERO DE BAJO CARBONO DE HASTA 3MM DE ESPESOR

TRABAJO DE TITULACIÓN PREVIO A LA OBTENCIÓN DEL TÍTULO DE
MAGÍSTER EN DISEÑO, PRODUCCIÓN Y AUTOMATIZACIÓN INDUSTRIAL

AUTOR: ING. EDISSON DAVID GUAMÁN QUINATO
edisson.guaman@epn.edu.ec

DIRECTOR: ING. WILLAN LEOPOLDO MONAR MONAR, M.Sc.
william.monar@epn.edu.ec

CODIRECTOR: ING. MARIO GERMÁN GRANJA RAMÍREZ, M.Sc.
mario.granja@epn.edu.ec

Quito, mayo, 2017

CERTIFICACIÓN

Certifico que el presente trabajo fue desarrollado por el ING. EDISSON DAVID GUAMÁN QUINATO, bajo nuestra supervisión.

ING. WILLAN MONAR, M.Sc.
DIRECTOR DE PROYECTO

ING. MARIO GRANJA, M.Sc.
CO-DIRECTOR DE PROYECTO

DECLARACIÓN

Yo, Edison David Guamán Quinatoa, declaro bajo juramento que el trabajo aquí descrito es de mi autoría; que no ha sido previamente presentado para ningún grado o calificación profesional; y, que he consultado las referencias bibliográficas que se incluyen en este documento.

A través de la presente declaración cedo mis derechos de propiedad intelectual correspondiente a este trabajo, a la Escuela Politécnica Nacional, según lo establecido por la Ley de Propiedad Intelectual, por su Reglamento y por la normativa institucional vigente.

Ing. Edison David Guamán Quinatoa.

APROBACIÓN DEL TRIBUNAL

DEDICATORIA

A Dios, aquel que me ha acompañado durante toda la vida.

A mi esposa Zully, mi princesa Nicole y a mi chiquito David, la familia que Dios me dio y por la cual uno como padre es capaz de desvivirse.

A mi papá Nicolás, mi mamá Elsa y a mi hermano Jonathan, quienes me han visto crecer, me han visto tropezar, pero también me han visto levantarme una y otra vez.

A todos les dedico aquellos días y noches que han significado el desarrollo de esta tesis.

AGRADECIMIENTO

Gracias Dios, tú el dador de todo, te agradezco por ser tú aquel que me ha regalado la oportunidad de alcanzar una meta más, gracias Padre.

A mi esposa Zully por su apoyo, a mis dos hijos Nicole y David, con sus sonrisas, con sus travesuras, son los que inconscientemente han sido los motores de este trabajo, los amo con todo mi corazón.

A mi papá, mi mamá y mi hermano, los que siempre me han apoyado, no solo a mí sino también a mi esposa e hijos.

Al Ing. Willan Monar y al Ing. Mario Granja por su dirección en el desarrollo del presente proyecto.

A todos gracias.

ÍNDICE DE CONTENIDO

Certificación.....	i
Declaración.....	ii
Aprobación del tribunal.....	iii
Dedicatoria.....	iv
Agradecimiento.....	v
Resumen.....	xix
Abstract.....	xx
Introducción.....	1
Objetivo general.....	2
Objetivos específicos	
Alcance	
1. GENERALIDADES.....	3
1.1. Antecedentes	
1.2. Descripción de productos sujetos a fabricación.....	4
1.2.1. Góndolas	
1.2.2. Gabinete tipo Rack Compacto.....	5
1.2.3. Rack Cerrado.....	6
1.2.4. Locker.....	7
1.2.5. Estantería carga liviana.....	8
1.2.6. Estantería carga pesada.....	9
1.2.7. Productos varios.....	10
1.3. Definición de formas geométricas.....	11
1.4. Material a procesar.....	13
1.5. Configuración de punzonamiento	
2. MARCO TEÓRICO.....	15
2.1. Prensas y troqueles para procesos con lámina metálicas	

2.1.1. Prensas	
2.1.2. Potencia y sistemas de transmisión .	16
2.1.3. Troqueles	
2.1.4. Punzón .	18
2.1.5. Placa matriz .	19
2.2. Trabajo metálico de láminas	
2.2.1. Operaciones de corte	
2.2.2. Punzonado .	21
2.2.3. Cizallado .	24
2.2.4. Plegado .	26
2.3. Hidráulica .	31
2.3.1. Actuadores hidráulicos .	32
2.3.2. Sistemas de accionamiento .	33
2.3.3. Central hidráulica .	35
2.3.4. Fluido hidráulico .	36
2.4. Diseño de elemento mecánicos .	38
2.4.1. Tornillos	
2.4.2. Soldadura .	48
2.4.3. Análisis de elementos finitos .	53
2.5. Sistemas de control .	57
2.5.1. Sistema	
2.5.2. Control de un sistema	
2.5.3. Controladores lógicos programables PLC's .	59
2.5.4. Motores eléctricos .	65
3. ESTUDIO DE ALTERNATIVAS .	67
3.1. Definición de la necesidad	
3.2. Casa de la Calidad	

3.2.1. Voz del usuario.....	68
3.2.2. Análisis de competitividad	
3.2.3. Voz del ingeniero.....	69
3.2.4. Análisis de la Casa de la Calidad	70
3.2.5. Especificaciones Técnicas	73
3.3. Estructura Funcional	74
3.3.1. Definición	
3.3.2. Diagramas funcionales.....	75
3.3.3. Análisis de los diagramas	
3.4. Estudio de alternativas para los módulos de la máquina	76
3.4.1. Módulo Estructural	
3.4.2. Módulo de Trabajo	80
3.4.3. Módulo de Control	84
3.4.4. Módulos Finales Seleccionados	88
3.5. Esquema general de la máquina	89
4. DISEÑO, SIMULACIÓN Y CONTROL.....	90
4.1. Cálculo potencia requerida	
4.1.1. Punzonado	
4.1.2. Guillotina.....	96
4.1.3. Plegado.....	98
4.2. Diseño de sistema hidráulico	100
4.2.1. Punzonado	
4.2.2. Guillotina/plegadora	102
4.2.3. Despunte	105
4.2.4. Circuito hidráulico	108
4.2.5. Descripción y dimensionamiento de componentes	112
4.3. Diseño Mecánico	117

4.3.1. Sistema de punzonado	
4.3.2. Mesa de punzonado.....	129
4.3.3. Soporte de cilindro hidráulico.....	131
4.3.4. Unión empernada cilindro hidráulico a soporte	132
4.3.5. Soldadura perfil IPN	134
4.3.6. Sistema de guillotina/plegadora.....	138
4.3.7. Sistema guillotina	
4.3.8. Cuchillas superiores, guillotina	139
4.3.9. Cuchillas inferiores, guillotina.....	140
4.3.10. Pernos de chuchillas, guillotina.....	141
4.3.11. Acople cuchillas-viga, guillotina	143
4.3.12. Viga soporte acoples, guillotina	144
4.3.13. Pernos ensamble acople sobre viga, guillotina	146
4.3.14. Guía de movimiento lineal vertical, guillotina	148
4.3.15. Pernos de riel guía movimiento lineal, guillotina	151
4.3.16. Pernos anclaje guía riel a estructura, guillotina.....	152
4.3.17. Unión empernada cilindro hidráulico a soporte, guillotina.....	153
4.3.18. Cuchilla guillotina perfiles.....	155
4.3.19. Sistema movimiento cuchillas inferiores, guillotina	157
4.3.20. Guía de movimiento lineal horizontal, guillotina	160
4.3.21. Sistema de plegado.....	162
4.3.22. Punzón superior, plegado	
4.3.23. Acople cuchillas-viga, plegado.....	165
4.3.24. Matriz inferior, plegado.....	167
4.3.25. Pernos de punzón superior, plegado.....	169
4.3.26. Soldadura perfil IPN, guillotina plegadora	171
4.3.27. Sistema de despunte.....	172

4.3.28. Pernos de cuchilla, despuntadora	
4.3.29. Unión empernada cilindro hidráulico a soporte, despuntadora.....	174
4.3.30. Soporte cilindro hidráulico, despuntadora	176
4.3.31. Soldadura perfil IPN	178
4.3.32. Mesa despuntadora.....	180
4.3.33. Sistema movimiento cuchillas inferiores, despuntadora	181
4.3.34. Guía de movimiento lineal vertical, despuntadora	184
4.3.35. Guía de movimiento lineal horizontal, despuntadora	185
4.3.36. Estructura	
4.4. Control	191
4.4.1. Zona de punzonado	
4.4.2. Zona de estación guillotina/plegadora	193
4.4.3. Zona de despuntadora	195
4.4.4. Configuración de PLC	197
4.4.5. Programación de PLC.....	198
4.4.6. Dimensionamiento de los conductores.....	200
4.4.7. Dimensionamiento de las protecciones	
5. ANÁLISIS ECONÓMICO.....	202
5.1. Costos directos	
5.2. Costos indirectos	206
5.3. Costo total.....	207
6. CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES	208
6.1. Conclusiones	
6.2. Recomendaciones.....	209
Referencias bibliográficas	210
Anexo 1 Gráficos y Tablas.....	i
Anexo 2 Programación PLC.....	xxx

Anexo 3 Sistema eléctrico.....	xxxI
Anexo 4 Planos de fabricación.....	xxxii

ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 1.1. Góndola.....	5
Figura 1.2. Gabinete compacto tipo rack.....	6
Figura 1.3. Rack cerrado.....	7
Figura 1.4. Locker.....	8
Figura 1.5. Estantería carga liviana.....	9
Figura 1.6. Estantería carga pesada.....	10
Figura 1.7. Productos varios.....	11
Figura 1.8. Diámetro de perforaciones redondas.....	12
Figura 1.9. Lado perforaciones cuadradas	
Figura 1.10. Dimensiones perforaciones rectangulares	
Figura 2.1. Componentes de prensa troqueladora típica mecánica.....	15
Figura 2.2. Componentes de un punzón y troquel para corte.....	17
Figura 2.3. Tipos de punzón con forma de tijera.....	18
Figura 2.4. Corte de lámina metálica: (a)Antes del contacto entre punzón y material, (b)Punzón empieza a oprimir, (c) Punzón comprime y penetra y (d) Inicio de fractura.	20
Figura 2.5. Bordes cizallados	
Figura 2.6. Punzonado.....	21
Figura 2.7. Efecto de juego: (a) juego demasiado pequeño y (b) juego demasiado grande.	22
Figura 2.8. Juego entre punzón y troquel.....	23
Figura 2.9. Apertura de la matriz: (a)Abertura para alta calidad y (b)Abertura para baja precisión.....	24
Figura 2.10. Cuchillas inclinadas rectas.....	25
Figura 2.11. Tipos de plegado: (a) Doblado en V y (b) Doblado de bordes.....	27
Figura 2.12. Lámina metálica doblada.....	28
Figura 2.13. Recuperación elástica plegado.....	29

Figura 2.14. Cilindros hidráulicos: (a) Simple efecto retorno por muelle, (b) Simple efecto retorno por gravedad, (c) Doble efecto y (d) Telescópico.	32
Figura 2.15. Central hidráulica.	35
Figura 2.16. Rosca de tornillo.	39
Figura 2.17. Conexión con perno cargado a tensión por las fuerzas P.	40
Figura 2.18. Compresión de perno.	42
Figura 2.19. Falla por carga cortante: (a) Carga cortante, (b) Flexión, (c) Corte, (d) Falla de tensión, (e) Apoyo sobre elementos, (f) Desgarramiento por corte y (g) Desgarramiento por tensión.	46
Figura 2.20. Tipos de uniones: (a) Empalmada, (b) De esquina, (c) Superpuesta, (d) En T y (e) De bordes.	48
Figura 2.21. Diversas formas de soldaduras de filete.	49
Figura 2.22. Soldaduras con surco	
Figura 2.23. (a) Soldadura con inserto y (b) Soldadura ranurada.	50
Figura 2.24. (a) Soldadura de puntos y (b) Soldadura de costura	
Figura 2.25. a) Soldadura en reborde y (b) Soldadura en superficie.	51
Figura 2.26. Voladizo de sección transversal rectangular soldado	
Figura 2.27. Planteamiento de un sistema físico para control.	58
Figura 3.1. Casa de la Calidad.	72
Figura 3.2. Nivel 0 de estructura funcional.	75
Figura 3.3. Nivel 1 de estructura funcional	
Figura 3.4. Cuello de cisne con módulo único de trabajo.	76
Figura 3.5. Estructura completa con módulos independientes de trabajo.	77
Figura 3.6. Circuito neumático.	81
Figura 3.7. Circuito hidráulico	
Figura 3.8. PLC.	85
Figura 3.9. Microcontrolador	
Figura 3.10. Esquema general de la máquina.	89

Figura 4.1. Góndolas, entrepaño y pared.	93
Figura 4.2. Arreglo de perforaciones, góndola	
Figura 4.3. Estantería carga liviana, parante.	94
Figura 4.4. Arreglo de perforaciones, estantería de carga liviana	
Figura 4.5. Estantería carga pesada, parante.	95
Figura 4.6. Arreglo de perforaciones, estantería carga pesada	
Figura 4.7. Fuerza de corte guillotina, ángulo vs fuerza.....	97
Figura 4.8. Fuerza de plegado, espesor vs fuerza.	99
Figura 4.9. Circuito hidráulico.	108
Figura 4.10. Configuración cilindro hidráulico punzonado.	109
Figura 4.11. Comportamiento cilindro hidráulico punzonado	
Figura 4.12. Configuración cilindro hidráulico guillotina-plegadora.....	111
Figura 4.13. Comportamiento cilindro hidráulico guillotina-plegadora	
Figura 4.14. Configuración cilindro hidráulico despunte.....	112
Figura 4.15. Comportamiento cilindro hidráulico despunte	
Figura 4.16. Cálculo de vástago de cilindro hidráulico.	114
Figura 4.17. Esquema cilindro hidráulico.....	115
Figura 4.18. Efecto de la separación total.	118
Figura 4.19. Porcentaje de juego vs defectos superficiales, punzonado.....	119
Figura 4.20. Porcentaje de juego vs defectos superficiales análisis, punzonado.....	120
Figura 4.21. Dimensionamiento plaza matriz, punzonado.	122
Figura 4.22. Análisis de esfuerzos punzón-placa matriz.	125
Figura 4.23. SolidWorks Material K100.	128
Figura 4.24. Punzones condiciones. (a)Restricciones, (b)Aplicación F y (c) Aplicación Ft.	129
Figura 4.25. Mesa de punzonado: (a) Restricciones y fuerzas, (b)Tensiones, (c)Desplazamientos y (d) Factor de seguridad.....	130

Figura 4.26. Soporte cilindro hidráulico: (a) Restricciones y fuerzas, (b)Tensiones, (c)Desplazamientos y (d) Factor de seguridad.....	131
Figura 4.27. Sujeción cilindro hidráulico a viga, punzonado.	132
Figura 4.28. DCL Voladizo perfil ipn punzonado.	135
Figura 4.29. Fuerza cortante y momento flexionantes voladizo perfil ipn punzonado	
Figura 4.30. DCL Arreglo voladizo ipn punzonado.....	136
Figura 4.31. Fuerza cortantes y momentos flexionantes ipn arreglo voladizo (a) Fuerza cortante (b) Momento flexionante y (c) Resumen	
Figura 4.32. Soldadura configuración perfil ipn.	138
Figura 4.33. Cuchillas superiores e inferiores de guillotina.	139
Figura 4.34. Cuchilla superior de corte: (a) Restricciones y fuerzas, (b)Tensiones, (c)Desplazamientos y (d) Factor de seguridad.....	140
Figura 4.35. Cuchilla inferior de corte. a) Restricciones y fuerzas, (b)Tensiones, (c)Desplazamientos y (d) Factor de seguridad.....	141
Figura 4.36. Pernos cuchillas, guillotina.	142
Figura 4.37. Acople cuchillas viga. a) Restricciones y fuerzas, (b)Tensiones, (c)Desplazamientos y (d) Factor de seguridad.....	144
Figura 4.38. Viga soporte acoples. a) Restricciones y fuerzas, (b)Tensiones, (c)Desplazamientos y (d) Factor de seguridad.....	145
Figura 4.39. Pernos ensamble viga.	146
Figura 4.40. Desplazamiento lineal perfil ipn.....	148
Figura 4.41. DCL perfil ipn.	149
Figura 4.42. Fuerza cortante perfil ipn	
Figura 4.43. Momentos flexionantes perfil ipn.....	150
Figura 4.44. Funcionalidad guía lineal de movimiento	
Figura 4.45. Riel de guía movimiento lineal.....	151
Figura 4.46. Anclaje a estructura de guía movimiento lineal.....	152
Figura 4.47. Anclaje a estructura de cilindro hidráulico.....	153

Figura 4.48. Cuchilla guillotina perfiles. a) Restricciones y fuerzas, (b)Tensiones, (c)Desplazamientos y (d) Factor de seguridad.....	157
Figura 4.49. Sistema movimiento cuchilla inferior guillotina.....	158
Figura 4.50. Guías de movimiento lineal guillotina.....	161
Figura 4.51. Fuerzas de reacción y momentos flexionantes de guía guillotina horizontal	
Figura 4.52. Ejemplos de dobleces en láminas de tol.....	162
Figura 4.53. Configuración herramienta de plegado.....	163
Figura 4.54. Cuchilla de plegado. a) Restricciones y fuerzas, (b)Tensiones, (c)Desplazamientos y (d) Factor de seguridad.....	165
Figura 4.55. Acople cuchillas de plegado. a) Restricciones y fuerzas, (b)Tensiones, (c)Desplazamientos y (d) Factor de seguridad.....	167
Figura 4.56. Matriz inferior de plegado. a) Restricciones y fuerzas, (b)Tensiones, (c)Desplazamientos y (d) Factor de seguridad.....	169
Figura 4.57. Pernos de cuchillas de plegado	
Figura 4.58. Cordón soldadura perfil ipn guillotina plegadora.....	172
Figura 4.59. Pernos de cuchilla, despuntadora.....	173
Figura 4.60. Anclaje a estructura de cilindro hidráulico.....	174
Figura 4.61. Viga de soporte cilindro hidráulico: (a) Restricciones y fuerzas, (b)Tensiones, (c)Desplazamientos y (d) Factor de seguridad.....	177
Figura 4.62. Soldadura perfil ipn. (a) DCL, (b) Fuerza cortante, (c) Momento flexionante y (d) Resumen.....	178
Figura 4.63. Configuración soldadura perfil ipn.....	180
Figura 4.64. Mesa de soporte despuntadora a) Restricciones y fuerzas, (b)Tensiones, (c)Desplazamientos y (d) Factor de seguridad.....	181
Figura 4.65. Guías de movimiento lineal vertical despuntadora.....	184
Figura 4.66. Fuerzas de reacción (a) y momentos flexionantes(b) de guía despuntadora.....	185
Figura 4.67. Guías de movimiento lineal horizontal despuntadora.....	186

Figura 4.68. Estructura ironworker: (a) Asignación de perfiles, (b)Fuerzas puntuales, (c)Fuerza distribuida, (d)Fuerzas cortantes, (e)Momentos flexionantes, (f)Diseño y (g)Comprobación elemento crítico.	190
Figura 4.69. Funcionamiento zona de punzonado.	191
Figura 4.70. Funcionamiento zona de guillotina/plegadora.....	193
Figura 4.71. Funcionamiento zona de despunte.	195
Figura 4.72. Entradas y salidas del plc.	197
Figura 4.73. Accionamiento manual o automático.	198
Figura 4.74. Configuración paro o marcha	
Figura 4.75. Configuración pedal.	199
Figura 4.76. Descenso cilindro hidráulico	
Figura 4.77. Ascenso cilindro hidráulico	

ÍNDICE DE TABLAS

Tabla 1.1. Configuración de fabricación de góndolas.	5
Tabla 1.2. Configuración de fabricación de Gabinete tipo rack compacto.....	6
Tabla 1.3. Configuración de fabricación de Rack cerrado.	7
Tabla 1.4. Configuración de fabricación de Lockers.	8
Tabla 1.5. Configuración de fabricación de Estantería carga liviana.	9
Tabla 1.6. Configuración de la fabricación estantería carga pesada.	10
Tabla 1.7. Definición de configuración.....	14
Tabla 2.1. Altura de matriz de punzonado.	24
Tabla 2.2. Cantidad relativa de penetración de cuchilla.	26
Tabla 2.3. Velocidad recomendada de los fluidos hidráulicos en los circuitos.	36
Tabla 2.4. Límites de viscosidad de los fluidos hidráulicos	
Tabla 3.1. Evaluación del peso específico de cada criterio.	78
Tabla 3.2. Evaluación del criterio confiabilidad	
Tabla 3.3. Evaluación del criterio facilidad de construcción.....	79
Tabla 3.4. Evaluación del criterio facilidad de mantenimiento	
Tabla 3.5. Evaluación del criterio costo	
Tabla 3.6. Evaluación del criterio seguridad	
Tabla 3.7. Selección final de la alternativa.	80
Tabla 3.8. Evaluación del peso específico de cada criterio.	82
Tabla 3.9. Evaluación del criterio confiabilidad.....	83
Tabla 3.10. Evaluación del criterio potencia	
Tabla 3.11. Evaluación del criterio precisión	
Tabla 3.12. Evaluación del criterio costo	
Tabla 3.13. Evaluación del criterio seguridad.....	84
Tabla 3.14. Selección final de la alternativa	

Tabla 3.15. Evaluación del peso específico de cada criterio.	86
Tabla 3.16. Evaluación del criterio confiabilidad.....	87
Tabla 3.17. Evaluación del criterio vida útil	
Tabla 3.18. Evaluación del criterio facilidad de operación	
Tabla 3.19. Evaluación del criterio costo	
Tabla 3.20. Evaluación del criterio seguridad.....	88
Tabla 3.21. Selección final de la alternativa	
Tabla 3.22. Módulos finales seleccionados	
Tabla 4.1. Potencia total requerida.	100
Tabla 4.2. Dimensionamiento del depósito del fluido hidráulico para el sistema en función del volumen necesario en litros.....	113
Tabla 4.3. Propiedades al aceite hidráulico ISO32.	116
Tabla 4.4. Análisis de la deformación, punzonado.....	120
Tabla 4.5. Dimensionamiento punzón y placa matriz.	121
Tabla 4.6. Longitud de pandeo punzonado.	123
Tabla 4.7. Fuerza transversal punzonado.	126
Tabla 4.8. Separación cuchillas guillotina.	139
Tabla 4.9. Tabla de calibre en función del amperaje.....	200
Tabla 4.10. Dimensionamiento de los conductores.....	201
Tabla 4.11. Dimensionamiento de los breaker	
Tabla 5.1. Costo materia prima.....	202
Tabla 5.2. Costo elementos normalizados.....	203
Tabla 5.3. Costos componentes eléctricos y electrónicos	
Tabla 5.4. Costos directos.....	205
Tabla 5.5. Costo material consumible.....	206
Tabla 5.6. Costo ingeniería	
Tabla 5.7. Costos indirectos	
Tabla 5.8. Costo total.	207

RESUMEN

El presente proyecto tuvo como objetivo principal el diseño y simulación de una máquina multifunción para punzonado de láminas y perfiles de acero de bajo carbono de hasta 3mm de espesor. Por lo que se definió los parámetros del proceso de punzonado, así como su acoplamiento en los procesos complementarios de corte y plegado; diseñándose a la misma vez los componentes mecánicos, sistema bastidor y el sistema de control, complementados con la simulación del comportamiento de los elementos diseñados. Esta máquina surgió de la necesidad de desarrollar un equipo multifunción para el área de producción de cualquier metalmecánica, ya que acopla los principales procesos: corte, plegado, despunte. Los procesos mencionados son empleados en la fabricación de diversos productos, tales como: góndolas, gabinetes, racks, lockers, estanterías de carga liviana y pesada, y una gran variedad de productos adicionales. Las especificaciones en cuanto a la necesidad y las diversas características fueron determinadas mediante la consulta a personas vinculadas al campo, estas fueron cotejadas mediante el empleo de la casa de la calidad, desarrollando la estructura funcional, la determinación de las diversas opciones para cada módulo y el posterior diseño de las soluciones encontradas. Arrojando como resultado final una máquina con tres zonas de trabajo: zona de punzonado, zona de plegado/guillotina, y zona de despunte. La zona de punzonado con una potencia de 5hp para procesamiento de material de hasta 3mm de espesor. La zona de plegado/guillotina, para láminas de acero con una longitud útil de 1220mm, en tanto que para perfiles puede procesar secciones U, G y ángulos; esta zona tiene una potencia de 5hp. La zona de despunte, con una potencia de 2hp, puede procesar láminas de acero de bajo carbono de hasta 3mm de espesor.

Palabras clave: punzonadora, plegadora, guillotina, lámina acero, metalmecánica, multifunción.

ABSTRACT

The main objective of this project was the design and simulation of a multifunctional machine for punching of sheets and profiles of low carbon steel up to 3mm thick. The parameters of the punching process were defined, as well as their coupling in the complementary processes of cutting and bending; while designing the mechanical components, structure system and the control system, complemented with the simulation of the designed elements. This machine is about of the need to develop a multifunction equipment for the production area of any metalworking, since it couples the main processes: cutting, bending, notching. The processes are used in the manufacture of various products, such as: gondolas shelving, cabinets, racks, lockers, light and heavy load racks, and a variety of additional products. The specifications regarding the need and the various characteristics were determined through the consultation of people linked to the area; these were collated using the quality house, developing the functional structure, determining the various options for each module and the subsequent design of the found solutions. The result was a machine with three work zones: punching zone, bending/guillotine zone, and notching zone. The punching zone with a power of 5hp for processing of material of up to 3mm of thickness. The bending/guillotine zone, for steel sheets with a useful length of 1220mm, while for profiles can process sections U, G and angles; this zone has a power of 5hp. The notching zone, with a power of 2hp, can process sheets of low carbon steel up to 3mm thick

Keywords: punching machine, bending machine, guillotine machine, steel sheet, metalworking, ironworker.

DISEÑO Y SIMULACIÓN DE UNA MÁQUINA MULTIFUNCIÓN PARA PUNZONADO DE LÁMINAS Y PERFILES DE ACERO DE BAJO CARBONO DE HASTA 3MM DE ESPESOR

INTRODUCCIÓN

El sector de la pequeña empresa metalmecánica, descrito anteriormente, se dedica a la fabricación de productos envolventes metálicos tales como: gabinetes compactos y tipo rack, tableros modulares, soportes , góndolas, estanterías de carga liviana y pesada, muebles y productos de exhibición; fabricados generalmente en elementos de acero de bajo carbono en espesores desde 0.5mm hasta 3mm; productos que requieren de procesos de transformación (punzonados, cortes, destajes, dobleces y otros) en múltiples formas y variadas distribuciones, acciones que actualmente se ejecutan en equipos individuales costosos o de forma artesanal para posteriormente corregir el resultado con procesos adicionales. Cuando el tipo de proceso a llevar exige la repetición de una forma predeterminada a lo largo de toda el área o sección longitudinal el proceso se torna lento, ya que este exige mayor uso del recurso humano con el concerniente grado de inexactitud y elevado costo por mano de obra.

Requiriéndose de una máquina que facilite la operación descrita de forma semiautomática o automática, y que concentre los procesos de transformación en una sola máquina, generando así mayor calidad en los productos finales, así como también una optimización de los recursos.

El incremento de los niveles de calidad y reducción de tiempos de producción ofertadas por medianas y grandes empresas metalmecánicas obligan a las pequeñas o naciescentes empresas a la optimización de sus procesos, pero con la particularidad de que las mismas no cuentan con los suficientes recursos económicos para la consecución de máquinas industriales que satisfagan sus necesidades, mismas que representan grandes flujos de dinero. Por lo que el presente trabajo oferta la posibilidad de generar los mismos resultados que varias máquinas industriales costosas en una sola máquina, para que las pequeñas empresas metalmecánicas puedan ofrecer productos variados con multiplicidad de formas y acabados, con excelente calidad y en menor tiempo para entrega.

Objetivo General

Diseñar y simular una máquina multifunción para punzonado de láminas y perfiles de acero de bajo carbono de hasta 3mm de espesor.

Objetivos Específicos

Definir los parámetros de diseño del proceso de punzonado, así como su acoplamiento a los procesos complementarios de corte y plegado, sobre láminas y perfiles de acero de bajo carbono de hasta 3mm de espesor.

Diseñar los componentes mecánicos de la máquina punzonadora multifunción, de forma tal que cumplan con el proceso de punzonado y los procesos complementarios.

Diseñar el sistema bastidor de la máquina.

Desarrollar el sistema de control para la máquina.

Simular el comportamiento real de los elementos diseñados mediante el uso de software de elementos finitos: ANSYS, SAP2000, Inventor o SolidWorks.

Alcance

El diseño de cada uno de los componentes de la máquina, así como la simulación de los mismos, se constituye en el alcance de este proyecto. Dicha máquina estará en la capacidad de trabajar con láminas de acero de bajo carbono de hasta 3mm de espesor.

CAPÍTULO 1

1. GENERALIDADES

1.1. Antecedentes

La importancia del sector metalmeccánico en el Ecuador puede ser definido por una de las agrupaciones más importantes del sector, como lo es FEDIMETAL. El sector metalmeccánico está presente en cuatro grandes actividades industriales: Los sectores vinculados a la construcción y a las obras de infraestructura; las inversiones que se realizan en las actividades primarias, industriales y de servicios, que involucran la adquisición de máquinas y equipos; la elaboración de bienes orientadas al consumo final, típicamente bienes de consumo durable; la industria automotriz y de material de transporte en general. [1] Esto muestra una gran versatilidad, misma que abala cualquier mejora en cualesquiera de los procesos comúnmente empleados por este sector.

Tal relevancia marcada por el sector en mención que la Federación Ecuatoriana de Industrias del Metal agrupa a 45 empresas dedicadas a este fin, muchas de las cuales se dedican a la transformación de la materia prima (planchas de acero, perfilería y otros) en productos evolvientes metálicos. Ejemplo de esas empresas serían: Ferro Torre S.A., Inselec, Myrco, Puertacero, Dichos productos de chapa metálica con valor agregado, de diversas y variadas formas, presentan un amplio grado de aceptación en el mercado nacional.

En consideración que las empresas agremiadas no corresponden a la totalidad del sector metalmeccánico dedicado a la fabricación de este tipo de productos, se pueden destacar:

Góndolas y Perchas, dedicada a la fabricación de góndolas, racks, perchas y otro tipo de mobiliarios.

Vitrinas Buenaño, dedicada a la fabricación de vitrinas, exhibidores, frigoríficos, congeladores, estanterías, góndolas, cocinas, hornos, muebles de oficinas y productos varios.

Duque Matriz, dedicada a la fabricación de racks, estanterías, lockers, góndolas y accesorios.

Tablicon, dedicada a la fabricación de cajas metálicas y modulares, accesorios porta cables, accesorios tipo escaleras, postes y otros.

Racks del Pacifico, dedicada a la fabricación de estanterías, racks, pisos metálicos, góndolas, equipamiento mobiliario retail, exhibidores, y equipamiento hogar.

Artialambre, equipos de acero inoxidable, equipos para autoservicios y tiendas, sistemas de almacenaje, exhibidores corporativos, lockers y cancelas y productos de refrigeración industrial.

Y otras empresas más.

Siendo las empresas mencionadas solo algunas de las empresas vinculadas directamente al sector en cuestión. La proliferación de empresas y talleres dedicados a la fabricación de este tipo de productos han abierto el sendero para la creación de nuevas y pequeñas empresas, mismas que se verían en la obligación de ofertar productos de mejor calidad con la finalidad de poder ser competitivos con las empresas anteriormente citadas.

1.2. Descripción de productos sujetos a fabricación

Considerando que muchos de los productos fabricados a nivel de metalmecánicas no exigen necesariamente perforaciones, a continuación, se van a detallar los productos que van a ser objeto de análisis en cuanto a espesores de materia prima y tipo de configuración de las perforaciones que contienen.

1.2.1. Góndolas

Exhibidores con estructura metálica, presenta gran facilidad de armado y variada configuración de ensamble en distintos espacios (góndolas de cabecera, góndolas centrales, góndolas de pared y publicitarias). Su capacidad de contener varios tipos de accesorios (barras, ganchos, canastas) lo hace ideal para ser empleados en supermercados, farmacias y autoservicios. La Figura 1.1 muestra las góndolas, mismas que presentan componentes denominados parantes, que a su vez pueden ser empleados de forma independiente y configurar paredes externas, el principio de fabricación sigue siendo el mismo.



Figura 1.1. Góndola.

(Fuente: Propia).

La configuración más común para la fabricación de partes de este producto se detalla a continuación. La Tabla 1.1 determina el tipo perforaciones y el espesor de la materia prima.

Tabla 1.1. Configuración de fabricación de góndolas.

GÓNDOLAS/PAREDES (Parantes)	CONFIGURACIÓN		PROCESO DE TRANSFORMACIÓN				Tipo de perforaciones		
	Comp. metálicos	Tol (e)	Corte	Despunte	Punzonad	Plegado	●	■	▬
							d=6,35mm	l=6,35mm	10x20mm
Entrepaños	0,75mm	X	X	X	X	X	●	■	
Paredes	0,75mm	X	X	X	X	X	●	■	
Parantes	1,9mm	X		X	X				▬
Bases	0,75mm	X	X		X				
Tapa paredes	0,75mm	X	X		X				

(Fuente: Propia).

1.2.2. Gabinete tipo Rack Compacto

Producto metálico destinado a dar solución al cableado estructurado en oficinas, hogares y pequeños negocios. Adicionalmente puede emplearse en sistemas de telefonía. Fabricado en acero laminado en frío, constituido por un solo cuerpo, ideal para proteger equipos pequeños de la suciedad, de impactos accidentales y el acceso directo por parte de personal no autorizado. Internamente contiene sistema regulable con parantes con marcación UR, y para la contención de equipos internos y su correcto funcionamiento dispone de ranuras para ventilación, ver Figura 1.2.



Figura 1.2. Gabinete compacto tipo rack.

(Fuente: Propia).

La configuración para la fabricación de partes y componentes de este producto se detalla a continuación en la Tabla 1.2.

Tabla 1.2. Configuración de fabricación de Gabinete tipo rack compacto.

GABINETE TIPO RACK COMPACTO	CONFIGURACIÓN		PROCESO DE TRANSFORMACIÓN				Tipo de perforaciones	
	Comp. metálicos	Tol (e)	Corte	Despunte	Punzonado	Plegado	●	—
							d=6,35mm	5x20mm
Parantes	1,5mm	X		X	X	●		
Cuerpo	1mm	X	X	X	X		—	
Puerta	1mm	X	X	X	X	●		

(Fuente: Propia).

1.2.3. Rack Cerrado










Producto fabricado completamente en metal, desde su estructura interna hasta los componentes externos. Sus puertas, frontal y posterior, tienen ranuras para una apropiada ventilación de los dispositivos alojados en su interior; adicionalmente presenta gran versatilidad al permitir el ingreso de cables al interior por medio de segmentos pre cortados en la tapa inferior, ver Figura 1.3. Puede ser aplicado a sistemas de telecomunicaciones, transmisión de datos e imágenes, aplicaciones de cableado estructurado en general, así como también en data center.



Figura 1.3. Rack cerrado.
(Fuente: Propia).

En la Tabla 1.3 se puede denotar la configuración más común para partes y piezas de este producto.

Tabla 1.3. Configuración de fabricación de Rack cerrado.

RACK CERRADO	CONFIGURACIÓN		PROCESO DE TRANSFORMACIÓN				Tipo de perforaciones		
	Comp. metálicos	Tol (e)	Corte	Despunte	Punzonad	Plegado			
							d=6,35mm	l=6,35mm	5x20mm
	Parantes	1,9mm	X		X	X			
	Cuerpo	1mm	X	X	X	X			
	Puerta	1,2mm	X	X	X	X			

(Fuente: Propia).

1.2.4. Locker

Constituido por partes fabricadas en acero laminado en frío, presenta una gran variedad de diseños y de medidas, así como puede contener diferentes tipos de seguridad: candado o con chapa, ver Figura 1.4. Es muy utilizado en ambientes de vestuario como industrias, oficinas, centros deportivos y centros de estudio.











Figura 1.4. Locker.

(Fuente: Propia).

La configuración de fabricación de cada uno de los componentes de este producto puede observarse en la Tabla 1.4.

Tabla 1.4. Configuración de fabricación de Lockers.

LOCKERS	CONFIGURACIÓN		PROCESO DE TRANSFORMACIÓN				Tipo de perforaciones			
	Comp. metálicos	Tol (e)	Corte	Despunte	Punzonado	Plegado				
	Cuerpo	0,45/0,75mm	X	X		X				
	Puertas	0,75mm	X	X	X	X				

(Fuente: Propia).

1.2.5. Estantería carga liviana

La estantería de carga liviana corresponde a un tipo de almacenamiento funcional para productos de bajo peso, ver Figura 1.5. Presenta una gran disponibilidad de medidas, pudiéndose acoplarse al espacio que el cliente necesite ocupar. Su ventaja radica en que puede aprovecharse al máximo la altura en relación al espacio horizontal. Ideales para ser empleados en archivos, bodegas de todo tipo y almacenamiento de cualquier producto que no sobrepase el peso por cada nivel.

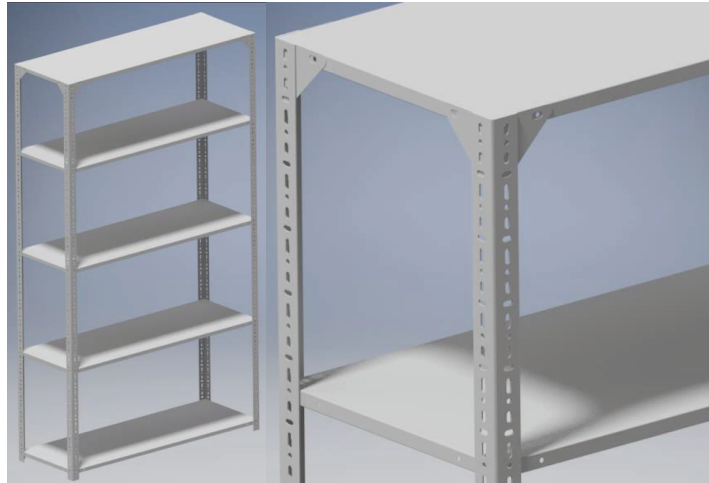










Figura 1.5. Estantería carga liviana.

(Fuente: Propia).

La configuración para el proceso de fabricación de los elementos constituyentes de este producto puede notarse en la Tabla 1.5.

Tabla 1.5. Configuración de fabricación de Estantería carga liviana.

ESTANTERÍA CARGA LIVIANA	CONFIGURACIÓN		PROCESO DE TRANSFORMACIÓN				Tipo de perforaciones	
	Comp. metálicos	Tol (e)	Corte	Despunte	Punzonado	Plegado		
							d=8mm	8x20mm
Parantes	1,9mm	X			X	X		
Bandejas	0,75mm	X	X	X	X	X		
Esquineros	0,75mm	X			X	X		

(Fuente: Propia).

1.2.6. Estantería carga pesada

Dependiendo de la carga a soportar pudiera considerarse dos tipos: estantería semipesada y pesada. La estantería semipesada puede alcanzar un máximo de 550 kg dependiendo de la medida del larguero y travesaño utilizado; pudiendo contener pisos con madera, piso metálico o malla, su ensamblaje no requiere de tornillos. En tanto que las estanterías de carga pesada o rack pallet son usadas para almacenamiento de pallets, en dichas bodegas se emplea montacargas o escalerillas de avión para la manipulación de las cargas. Comprendiéndose a estos dos tipos como sistemas de alto rendimiento y soporte, diseñados para el almacenamiento de mercaderías paletizadas, adaptable a cualquier tipo de necesidad, permitiendo el fácil acceso a la mercadería, eficiencia en la rotación de

inventarios, seguridad y un mejor nivel de control del producto almacenado, un esquema de este producto puede observarse en la Figura 1.6.



Figura 1.6. Estantería carga pesada.

(Fuente: Propia).

La configuración de fabricación de cada componente de este producto puede notarse en la Tabla 1.6.

Tabla 1.6. Configuración de la fabricación estantería carga pesada.

ESTANTERÍA CARGA PESADA	CONFIGURACIÓN		PROCESO DE TRANSFORMACIÓN				Tipo de perforaciones		
	Comp. metálicos	Tol (e)	Corte	Despunte	Punzonado	Plegado	20X13mm	10x20mm	d=12,5mm
Perfil marco	2-3mm	X			X				
Travesaños	2mm	X				X			
Placas base	2-3mm	X			X				
Perfil viga	2-3mm	X							
Uñetas	2-3mm	X			X	X			

(Fuente: Propia).

1.2.7. Productos varios

La versatilidad al usar elementos metálicos fabricados se restringe al proceso de diseño. Siendo múltiples y variadas las configuraciones en cuanto a perforaciones, cortes y plegados, siendo una muestra de esto la Figura 1.7

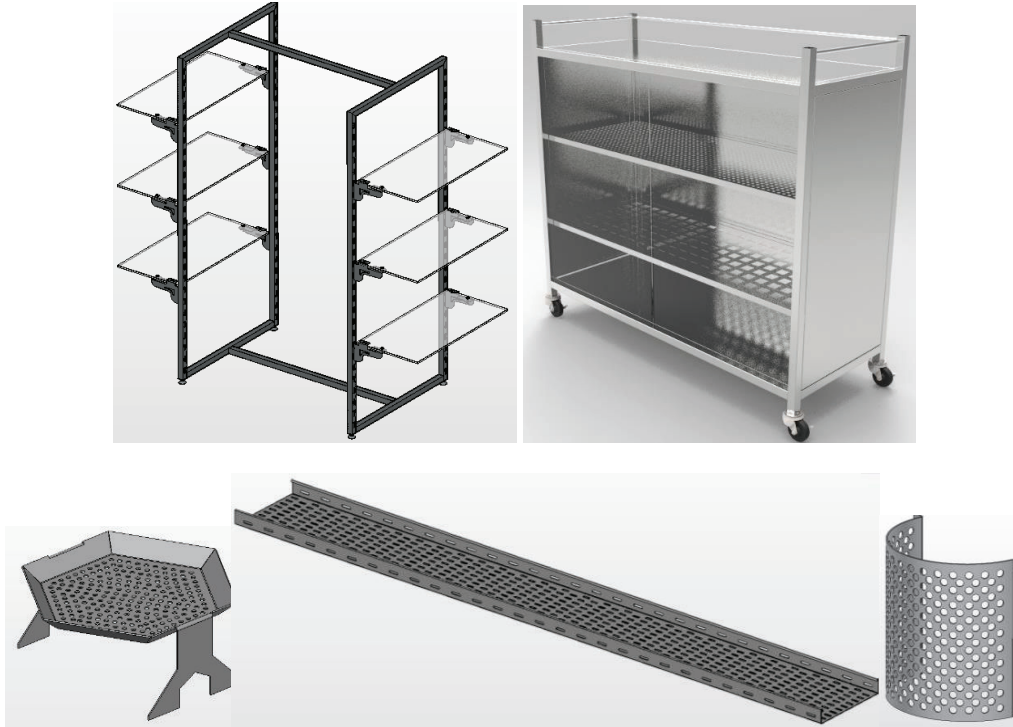


Figura 1.7. Productos varios.

(Fuente: Propia).

1.3. Definición de formas geométricas

Varias son las figuras geométricas empleadas en la fabricación de los productos anteriormente citados, por lo cual se aceptarán para diseño aquellas que se presenten en la mayor cantidad de productos.

Con la finalidad de tener un mayor grado de respaldo en la decisión de dichas formas se tomarán adicionalmente como referencia aquellas dotadas por proveedores externos, tal es el caso de Repermetal. [2]

Perforaciones redondas, ver Figura 1.8.

Perforaciones cuadradas, ver Figura 1.9.

Perforaciones largo redondeados, ver Figura 1.10.

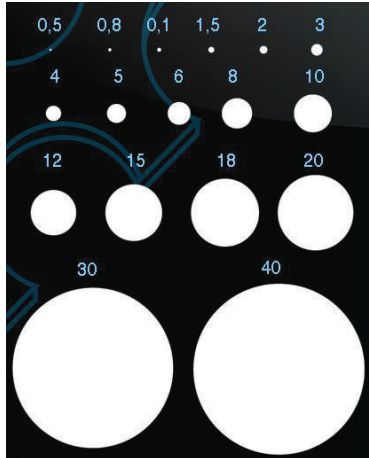


Figura 1.8. Diámetro de perforaciones redondas.

(Fuente: <http://www.repermetalecuador.com/perforaciones-redondas>).

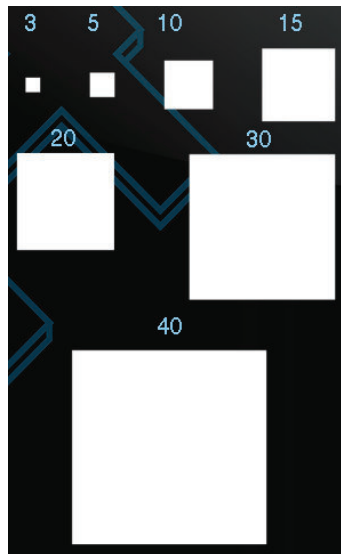


Figura 1.9. Lado perforaciones cuadradas.

(Fuente: <http://www.repermetalecuador.com/perforaciones-cuadradas>).



Figura 1.10. Dimensiones perforaciones rectangulares.

(Fuente: <http://www.repermetalecuador.com/perforaciones-lr>).

1.4. Material a procesar

Todos los productos en su mayoría se fabrican en acero laminado en frío o acero laminado en caliente, esto a causa de que posterior a su transformación de planchas de acero en productos con valor agregado, estos son sometidos a un proceso de pintura, ya sea con recubrimiento de pintura electrostática o a su vez a algún tipo de pintura líquida; acabado que es el que protege al producto final del medio ambiente o agentes nocivos.

Las características del acero encontrado comercialmente corresponden a los datos técnicos indicados por el proveedor DIPAC e IPAC.

Las planchas de acero laminado en frío tienen recubrimiento negro, fabricados bajo norma técnica NTE INEN 115. La calidad del acero que puede encontrarse comercialmente corresponde a la designación Tipo A, Carbón 0.1% [3]. Puede ser encontrado en un rango de espesores desde 0,4mm hasta 1,4mm. Material que puede ser empleado en: muebles metálicos en general, puertas metálicas, carpintería metálica, tanque para almacenamiento de aceite, tanques de exportación de frutas, baldes para camionetas, partes y piezas metálicas, rótulos, señalización de tránsito, cajas fúnebres, autopartes y otros.

Las planchas de acero laminado en caliente tienen un recubrimiento negro, fabricados bajo norma técnica NTE INEN 115. La calidad del acero que puede encontrarse comercialmente corresponde a la calidad JIS G3131 (0,08-0,13%C), SAE 1008(0,03-0,1%C), SAE 1012(0,1-0,15%C) [4]. Puede ser encontrado en un rango de espesores desde 1,5mm hasta 12mm. Material que puede ser empleado en: conformación de estructuras en general con elementos de alma llena, fabricación de tanque, estructuras de puentes, estructuras de barcos, camisas de pilotes, encofrados, placas, contención de tierra, plataformas, calderos, tubería de grandes diámetros.

1.5. Configuración de punzonamiento

Si bien la naturaleza propia de la fabricación de varios tipos de productos constituidos de chapa metálica hace que sea muy complicado definir geometrías y espesores sobre los cuales se trabajaría, el objetivo de la Tabla 1.7 es reducir al máximo posible las diversas combinaciones en base a los productos descritos anteriormente, emplear esta información para determinar capacidades máximas de trabajo, y asegurar que la capacidad de procesamiento de la máquina de máximo 3mm de espesor para láminas y perfiles pueda asegurar la fabricación de los productos citados anteriormente.

Tabla 1.7. Definición de configuración.

Tol (e)	TIPO DE PERFORACIONES								
									
	d=6,35mm	d=8mm	d=12,5mm	l=6,35mm	l=10mm	5x20mm	8x20mm	10x20mm	20x13mm
0,75mm	G-L	El		G-L	L	L	El		
1mm	Ga					Ga-R			
1,2mm	R			R		R			
1,5mm	Ga								
1,9mm	R	El		R			El	G	
2mm			Ep					Ep	Ep
2,5mm			Ep						
3mm			Ep					Ep	Ep

G: Góndola; **R:** Rack; **Ga:** Gabinete; **L:** Locker; **El:** Estantería liviana; **Ep:** Estantería pesada.

(Fuente: Propia).

CAPÍTULO 2

2. MARCO TEÓRICO

2.1. Prensas y troqueles para procesos con lámina metálicas

2.1.1. Prensas

Las prensas que se usan para el trabajo de láminas metálicas son máquinas herramienta que tienen una cama estacionaria y un pisón (o corredera), el cual puede ser accionado hacia la cama y en dirección contraria para ejecutar varias operaciones de corte y formado. En la Figura 2.1 se muestra una prensa típica con sus principales componentes. El armazón establece las posiciones relativas de la cama y el pisón, el cual es accionado mediante fuerza mecánica o hidráulica. Cuando se monta un troquel en la prensa, el porta punzón se fija al pisón y el porta matriz se fija a la placa transversal de la cama de la prensa [5].

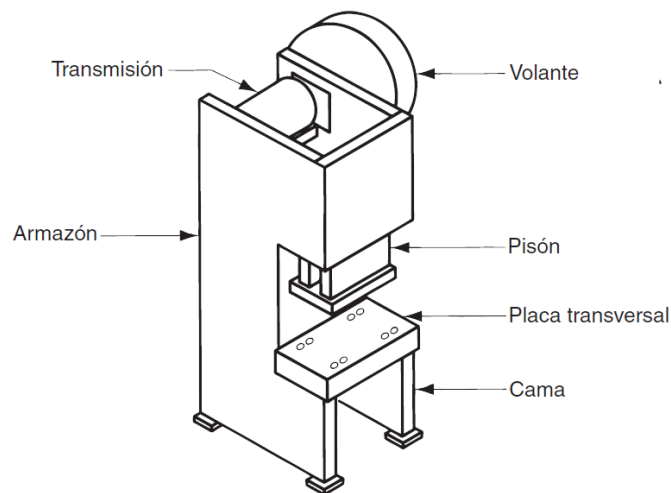


Figura 2.1. Componentes de prensa troqueladora típica mecánica.

(Fuente: Groover, 2007, p.464).

Hay prensas de varias capacidades, sistemas de potencia y tipos de armazón. La capacidad de una prensa es su disposición para manejar la fuerza y energía requerida para realizar las operaciones de troquelado. Ésta se determina por su tamaño físico y por sus sistemas de potencia. El sistema de potencia se refiere a la clase de fuerza que usa, ya sea mecánica o hidráulica, así como al tipo de transmisión empleada para enviar la potencia al pisón. La velocidad de producción es otro aspecto importante de la capacidad. El tipo de armazón de la prensa se refiere a la construcción física de la misma. Hay dos tipos de armazón o estructura de uso común: de escote o de estructura en C y estructura de lados rectos.

2.1.2. Potencia y sistemas de transmisión

Los sistemas de transmisión de las prensas pueden ser hidráulicos o mecánicos. Las prensas hidráulicas usan grandes cilindros y pistones para mover el pisón. Este sistema de potencia suministra típicamente carreras más largas que las de impulsión mecánica y pueden generar la fuerza de tonelaje completo a través de la carrera entera. Sin embargo, es más lento. Su aplicación a las láminas de metal se limita normalmente al embutido profundo y a otras operaciones de formado donde sus características son ventajosas. Estas prensas disponen de una o más correderas independientes, llamadas de simple acción (corredera simple), doble acción (dos correderas) y así sucesivamente. Las prensas de doble acción son útiles en operaciones de embutido profundo cuando se requiere un control separado de la fuerza de punzón y la fuerza del sujetador [6].

2.1.3. Troqueles

Casi todas las operaciones de trabajo en prensas que se describen a continuación se ejecutan con punzones y troqueles convencionales. La herramienta aquí referida de manera específica es un troquel. Una herramienta diseñada a la medida de la pieza que se produce. Se usa frecuentemente el término troquel de estampado (o troquelador) para los troqueles de alta producción.

Componentes de un troquel de estampado: En la Figura 2.2 se ilustran los componentes de un troquel de estampado que ejecuta una operación simple de corte de formas. Los componentes de trabajo son el punzón y el troquel. El punzón y el troquel se fijan a las porciones superior e inferior del conjunto troquelador, llamados respectivamente el portapunzón (o zapata superior) y el portamatriz (zapata inferior). El conjunto incluye también barras guía y bujes para asegurar el alineamiento apropiado entre el punzón y el troquel durante la operación. El porta matriz se fija a la base de la prensa y el porta punzón se fija al pisón. El movimiento del pisón ejecuta la operación de prensado [7].

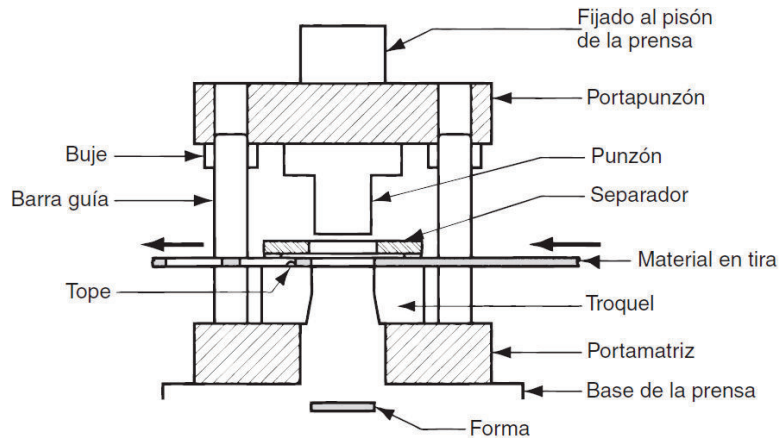


Figura 2.2. Componentes de un punzón y troquel para corte.

(Fuente: Groover, 2007, p.463).

Además de estos componentes, un troquel para corte de formas o punzonado debe incluir un medio para evitar que se peguen las láminas al punzón cuando éste regresa hacia arriba, después de la operación. El agujero que se genera en el material es del mismo tamaño que el punzón y tiende a pegarse a éste antes de su retiro. El dispositivo del troquel que separa la lámina del punzón se llama separador, el cual consiste frecuentemente en una simple placa fijada al troquel con un agujero ligeramente más grande que el diámetro del punzón.

Tipos de troqueles de estampado: Aparte de las diferencias entre los troqueles de estampado de corte, doblado y embutido, hay otras que se refieren al número de operaciones separadas que se ejecutan en cada acción de la prensa y a cómo se realizan dichas operaciones.

El tipo de troquel considerado aquí ejecuta una sola operación con cada golpe de la prensa y se llama troquel simple. Otro troquel que ejecuta operaciones simples es el troquel en V. En el trabajo con prensas hay troqueles más complicados, como troqueles compuestos, combinados y progresivos. Un troquel compuesto realiza dos operaciones en una sola estación, tales como corte de formas y punzonado, o corte de formas y embutido. Un troquel combinado es menos común: ejecuta dos operaciones en dos diferentes posiciones. Un troquel progresivo ejecuta dos o más operaciones sobre una lámina de metal en dos o más posiciones con cada golpe de prensa. La pieza se fabrica progresivamente. El rollo de lámina se alimenta de una posición a la siguiente y en cada una de estas estaciones se ejecutan las diferentes operaciones (por ejemplo, punzonado, muescado, doblado y perforado).

2.1.4. Punzón

Los punzones son piezas de acero templado que efectúan el corte introduciéndose en los agujeros de la matriz para producir el cizallamiento de la chapa. La sección transversal del punzón tiene, generalmente, la forma del agujero a cortar. Sin embargo, hay ocasiones en que el corte del perfil se hace en dos o más veces para evitar que queden punzones debilitados [8].

Hasta no hace mucho, los punzones se hacían de una pieza cuando eran de formas sencillas, y con piezas postizas si eran de formas complicadas simplificando así la construcción evitando perfiles cóncavos, o bien poder sustituir una parte del punzón en caso de rotura sin necesidad de alterar el resto. En caso de punzones de grandes dimensiones conviene, a menudo, hacerlos de varias piezas, no tanto por simplificar la construcción como por ahorrar material caro.

Normalmente la superficie inferior del punzón que forma el filo, es completamente plana y perpendicular al movimiento del punzón, pero puede ser oblicua o tener otros perfiles para efectuar mejor el corte, ver Figura 2.3. Cuando dicha superficie no tiene el perfil plano y perpendicular al eje, el corte no se hace de una vez, sino en forma de tijera y se efectúa con menos esfuerzo, pero el trozo cortado generalmente queda deformado, por lo cual sólo se puede acudir a esta solución cuando ese trozo es el desperdicio y no la pieza cortada.

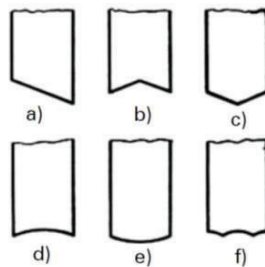


Figura 2.3. Tipos de punzón con forma de tijera.

(Fuente: Ginjaume, 2005, p.426).

Los punzones tienen por lo general una sección uniforme en toda su longitud. Sin embargo, cuando el agujero que se va a ejecutar es muy pequeño se ensancha el punzón unos milímetros más arriba del corte, para darle más resistencia. Otras veces el cambio de forma es en la cabeza del punzón para facilitar su sujeción.

2.1.5. Placa matriz

La placa matriz o simplemente matriz es una pieza de acero templado, provista de agujeros que responden exactamente en forma, tamaño y disposición relativa, a los punzones y su distribución en la placa porta punzones, y cuya superficie superior, que es la superficie de corte, está rectificadas. Esta pieza, junto con los punzones, son los elementos más importantes. La parte superior de la matriz, donde están los filos de corte, habitualmente es plana totalmente, y por esa cara se va afilando, cuando así lo exige, el desgaste de dichos filos [9].

2.2. Trabajo metálico de láminas

El trabajo metálico de láminas incluye operaciones de corte y formado realizadas sobre láminas delgadas de metal. Los espesores del material típicos están entre 0.4 mm (1/64 de in) y 6 mm (1/4 de in). Cuando el espesor excede de 6 mm se le llama placa en lugar de lámina. El material de lámina o placa que se usa en el trabajo metálico de láminas se produce por laminado [10].

Las piezas de lámina de metal se caracterizan generalmente por su alta resistencia, buena precisión dimensional, buen acabado superficial y bajo costo relativo. Se pueden diseñar operaciones de producción masiva de lámina para grandes cantidades de componentes que se requieren en muchos de los productos arriba mencionados.

Las tres grandes categorías de los procesos de láminas metálicas son: 1) corte, 2) doblado y 3) embutido. El corte se usa para separar láminas grandes en piezas menores, para cortar un perímetro o hacer agujeros en una pieza. El doblado y el embutido se usan para transformar láminas de metal en piezas de forma especial.

La mayoría de las operaciones con láminas metálicas se ejecutan en máquinas herramienta llamadas prensas. Las herramientas que se usan para realizar el trabajo en láminas se llaman punzón y troquel; también se usa el término troquel estampado. Los productos hechos de lámina se llaman troquelados o estampados.

2.2.1. Operaciones de corte

El corte de lámina se realiza por una acción de cizalla entre dos bordes afilados de corte. La acción de cizalla se describe en los cuatro pasos esquematizados en la Figura 2.4, donde el borde superior de corte (el punzón) se mueve hacia abajo sobrepasando el borde

estacionario inferior de corte (el troquel). Cuando el punzón empieza a empujar el trabajo, ocurre una deformación plástica en las superficies de la lámina; conforme éste se mueve hacia abajo, ocurre la penetración, en la cual comprime la lámina y corta el metal. Esta zona de penetración es generalmente una tercera parte del espesor de la lámina. A medida que el punzón continúa su viaje dentro del trabajo, se inicia la fractura en éste entre los dos bordes de corte. Si el espacio entre el punzón y el troquel es correcto, las dos líneas de fractura se encuentran y el resultado es una separación limpia de trabajo en dos piezas.

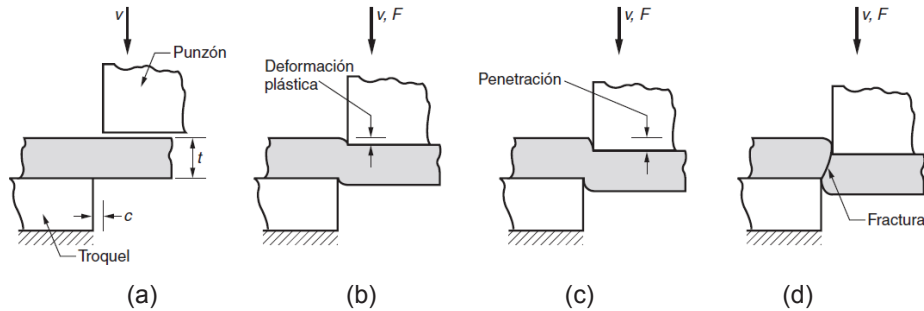


Figura 2.4. Corte de lámina metálica: (a) Antes del contacto entre punzón y material, (b) Punzón empieza a oprimir, (c) Punzón comprime y penetra y (d) Inicio de fractura.

(Fuente: Groover, 2007, p.442).

Los bordes cizallados de la lámina tienen formas características que se muestran en la Figura 2.5. Encima de la superficie de corte hay una región que se llama redondeado. Éste corresponde a la depresión hecha por el punzón en el trabajo antes de empezar el corte. Aquí es donde empieza la deformación plástica del trabajo: justo abajo del redondeado hay una región relativamente lisa llamado bruñido. Ésta resulta de la penetración del punzón en el material antes de empezar la fractura. Debajo del bruñido está la zona de fractura, una superficie relativamente tosca del borde de corte donde el movimiento continuo del punzón hacia abajo causa la fractura del metal. Por último, al fondo del borde está la rebaba, un filo causado por la elongación del metal durante la separación final de las dos piezas.

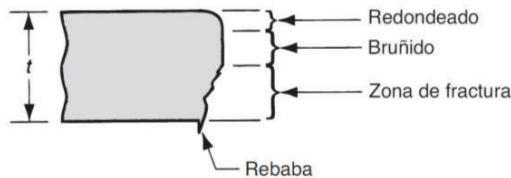


Figura 2.5. Bordes cizallados.

(Fuente: Groover, 2007, p.442).

2.2.2. Punzonado

El punzonado implica el corte de una lámina de metal a lo largo de una línea cerrada en un solo paso para separar la pieza del material circundante, como se muestra en la Figura 2.6. Generalmente esta separación se realiza mediante un golpe de prensa y utilizando un utillaje especial, punzón-matriz.

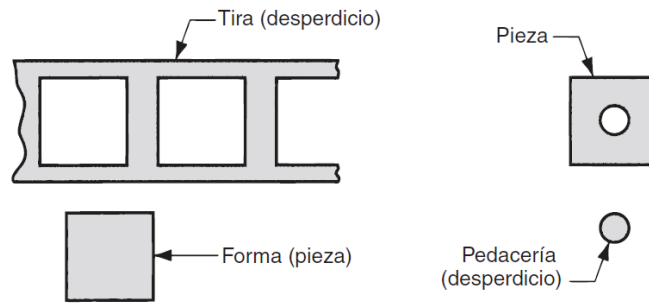


Figura 2.6. Punzonado.

(Fuente: Groover, 2007, p.443).

Fuerza de corte: es importante estimar esta fuerza ya que esta a su vez determina el tonelaje de la prensa necesario. Por ende, la fuerza de corte F en el trabajo de láminas puede determinarse por:

$$F = \frac{(c)(s)(\sigma_k)}{1000}$$

Ecuación 2.1

Donde;

s : espesor de la lámina de acero (mm)

c : perímetro de la sección transversal (mm)

σ_k : resistencia a la tracción (kg/mm^2)

En la práctica es bueno tener en cuenta el rozamiento que el material dilatado genera a lo largo de las paredes de la matriz durante el corte; al elegir la prensa se deberá, por consiguiente, tener en cuenta el mayor esfuerzo debido a dichos rozamientos, multiplicando la presión teórica por un coeficiente que puede variar de 1.1 a 1.2 [11].

Holgura de punzonado: en una operación, el espacio c es la distancia entre el punzón y el troquel. Los espacios típicos en el prensado convencional fluctúan entre 4 y 8% del espesor de la lámina metálica t . El efecto de los espacios inapropiados se ilustra en la Figura 2.7.

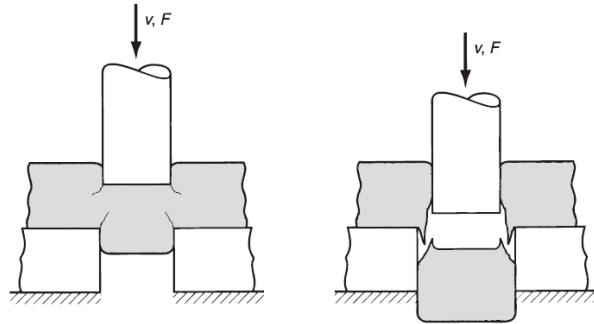


Figura 2.7. Efecto de juego: (a) juego demasiado pequeño y (b) juego demasiado grande.

(Fuente: Groover, 2007, p.444).

Si el espacio es demasiado pequeño, las líneas de fractura tienden a pasar una sobre otra, causando un doble bruñido y requiriendo mayor fuerza de corte. Si éste es demasiado grande, los bordes de corte pellizcan el metal y da por resultado una rebaba excesiva. El espacio correcto depende del tipo de lámina y su espesor. El que se recomienda se puede calcular mediante la fórmula siguiente:

$$C = A_c t$$

Ecuación 2.2

Donde;

c : espacio (mm).

A_c : tolerancia del espacio.

t : espesor de la lámina de acero(mm).

Los valores calculados del espacio se pueden aplicar al punzonado convencional y a las operaciones de perforado de agujeros para determinar los tamaños del punzón y del troquel adecuados. Es evidente que la abertura del troquel debe ser siempre más grande que el tamaño del punzón. La adición del valor del espacio al tamaño del troquel o su resta del tamaño del punzón depende de que la pieza que se corta sea un disco o pedacera, como se ilustra en la Figura 2.8, para una pieza circular.

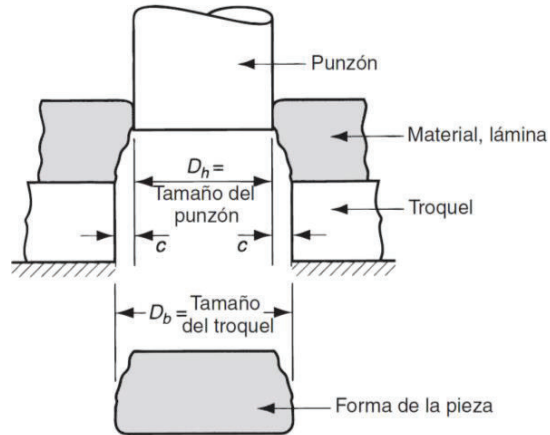


Figura 2.8. Juego entre punzón y troquel.

(Fuente: Groover, 2007, p.445).

Debido a la forma del borde cizallado, la dimensión exterior de la pieza que se corta de la lámina será más grande que el tamaño del agujero; por tanto, el tamaño del punzón y del troquel para una forma o pieza redonda de diámetro D_b se determina como sigue:

$$\phi_{\text{punzón corte formas}} = D_b - 2c$$

Ecuación 2.3

$$\phi_{\text{troquel corte formas}} = D_b$$

Ecuación 2.4

Los tamaños del troquel y del punzón para un agujero redondo de diámetro D_h se determinan como sigue:

$$\phi_{\text{punzón corte agujeros}} = D_h$$

Ecuación 2.5

$$\phi_{\text{troquel corte agujeros}} = D_h + 2c$$

Ecuación 2.6

Apertura de la matriz [12]: para que las formas o la pedacería caigan a través del troquel, la abertura de éste debe ser definida, esto depende del propósito y de la tolerancia requerida de la pieza a ser trabajada. Los tipos de aberturas más comunes pueden ser observadas en la Figura 2.9.

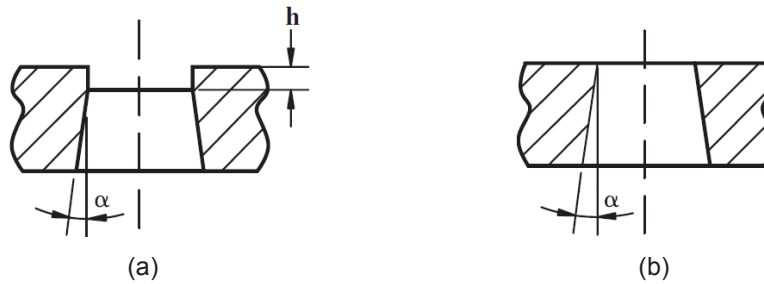


Figura 2.9. Apertura de la matriz: (a)Apertura para alta calidad y (b)Apertura para baja precisión.

(Fuente: Oberg, 2012, p.1342).

El perfil de la Figura 2.9a se emplea para piezas de mayor calidad, esto a su vez permite que este elemento pueda ser rectificadado cuando presente desgaste, la única condicionante es que la altura h del bloque de matriz debe ser mayor que el espesor de la lámina de acero de bajo carbono. El valor de h se da en la Tabla 2.1. El perfil de apertura de la matriz en la Figura 2.9b es empleada en elementos que requieran baja precisión y en material blanco, suave y delgado. El ángulo del cono, α , generalmente está entre 3° y 5° .

Tabla 2.1. Altura de matriz de punzonado.

	Work material thickness, T		
	< 0.04 inch (< 1 mm)	> 0.04 to 0.2 inch (> 1 to 5 mm)	> 0.2 to 0.4 inch (> 5 to 10 mm)
Height h	0.14 in (3.5 mm)	0.26 in (6.5 mm)	0.45 in (11.5 mm)

(Fuente: Oberg, 2012, p.1342).

2.2.3. Cizallado

El cizallado es la operación de corte de una lámina de metal a lo largo de una línea recta entre dos bordes de corte, como se muestra en la figura 2.1. El cizallado se usa típicamente para reducir grandes láminas a secciones más pequeñas para operaciones posteriores de prensado. Se ejecuta en una máquina llamada cizalla de potencia o cizalla recta. El cizallado es la forma preferida de cortar espacios en blanco siempre que la forma original permita su uso. El corte es económico porque no se deben hacer troqueles costosos para cortar las láminas de acero.

Fuerza de corte [13]: el cálculo de la fuerza de corte a ser desarrollada en el cizallado depende de los tipos de cuchillas empleados. Existen 3 tipos de cuchillas para este fin: cuchillas paralelas rectas, cuchillas inclinadas rectas y cortadores rotativos; para el desarrollo tan sólo se considerarán las dos primeras.

Corte con cuchillas paralelas rectas: la fuerza puede ser calculado con la siguiente relación.

$$F = \tau A$$

Ecuación 2.7

Donde;

F: fuerza de corte (lbf).

τ : resistencia al corte del material (lbf/in²).

A: área de corte (in²).

$$A = bT$$

Ecuación 2.8

Donde;

b: longitud de corte del material (in).

T: espesor del material (in)

La fuerza calculada de corte necesita ser incrementada entre un 20% y 40%, dependiendo de las siguientes condiciones: una holgura muy amplia entre cuchillas, variaciones en el espesor del material, los ángulos del filo de corte y otros factores impredecibles. Por lo que la fuerza real de corte de la máquina cizalladora será de:

$$F_M = 1.3F$$

Ecuación 2.9

Corte con cuchillas inclinadas rectas: generalmente son usadas para cortar material de un pequeño espesor comparado con el ancho de corte. Al emplear este tipo de cuchillas se reduce la fuerza de corte e incrementa el rango del movimiento de las mismas para separar el material, ver figura 2.7.

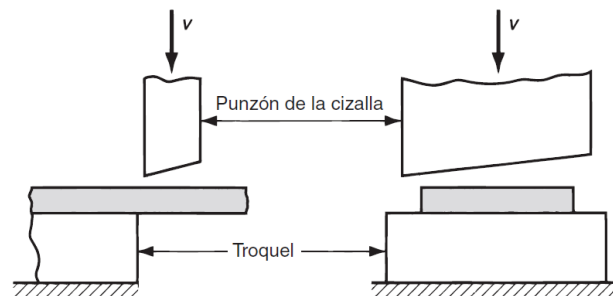


Figura 2.10. Cuchillas inclinadas rectas.

(Fuente: Groover, 2007, p.443).

La penetración de la cuchilla superior en el material es gradual, lo que equivale a que la fuerza de corte empleada sea menor. La fuerza de corte puede ser calculada:

$$F = (n)(k)(UTS)(\lambda) \left(\frac{T^2}{\tan\phi} \right)$$

Ecuación 2.10

Donde;

F: fuerza de corte (lbf).

n: 0.75-0.85 para la mayoría de materiales.

k: 0.7-0.8 (radio UTS/ τ)

λ : cantidad relativa de penetración de la cuchilla superior en el material, ver Tabla 2.2.

T: espesor del material (in).

Φ : ángulo de inclinación de la cuchilla superior.

Tabla 2.2. Cantidad relativa de penetración de cuchilla.

Material	Thickness of material T , inch (mm)			
	< 0.04 inch (< 1.0 mm)	0.04 – 0.08 inch (1.0 – 2.0 mm)	0.08 – 0.16 inch (2 – 4 mm)	> 0.16 inch (> 4 mm)
Plain carbon steel	0.75 to 0.70	0.70 to 0.65	0.65 to 0.55	0.50 to 0.40
Medium steel	0.65 to 0.60	0.60 to 0.55	0.55 to 0.48	0.45 to 0.35
Hard steel	0.50 to 0.47	0.47 to 0.45	0.44 to 0.38	0.35 to 0.25
Aluminum and copper (annealed)	0.80 to 0.75	0.75 to 0.70	0.70 to 0.60	0.60 to 0.50

(Fuente: Oberg, 2012, p.1337).

La fuerza real para la máquina cizalladora es:

$$F_M = 1.3F$$

Ecuación 2.11

Si bien la fuerza de corte disminuye a medida que crece el ángulo de corte, la calidad disminuye con este incremento de ángulo. Generalmente a mayor ángulo se provocan mayores irregularidades en las láminas de acero a cortar; en la práctica el ángulo varía entre 1° a 3° [14].

2.2.4. Plegado

Las operaciones de doblado se realizan usando como herramienta de trabajo diversos tipos de punzones y troqueles. Los dos métodos de doblado más comunes y sus herramientas

asociadas son el doblado en V, ejecutado con un troquel en V; y el doblado de bordes, ejecutado con un troquel deslizante, ver Figura 2.11.

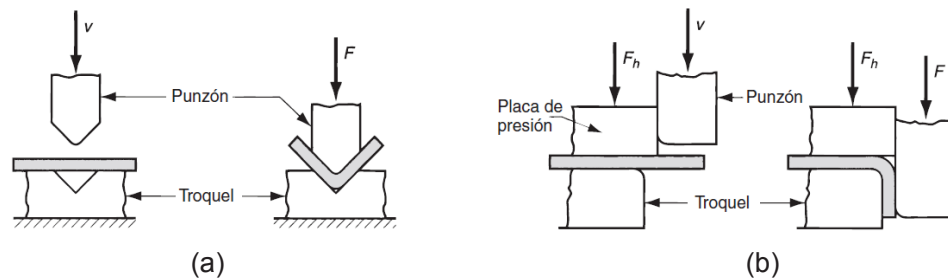


Figura 2.11. Tipos de plegado: (a) Doblado en V y (b) Doblado de bordes.

(Fuente: Groover, 2007, p.448).

En el doblado en V, la lámina de metal se dobla entre un punzón y un troquel en forma de V. Los ángulos incluidos, que fluctúan desde los muy obtusos hasta los muy agudos, se pueden hacer con troqueles en forma de V. El doblado en V se usa por lo general para operaciones de baja producción y se realiza frecuentemente en una prensa de cortina los correspondientes troqueles en V son relativamente simples y de bajo costo [15].

El doblado de bordes involucra una carga voladiza sobre la lámina de metal. Se usa una placa de presión que aplica una fuerza de sujeción F_h para sostener la base de la pieza contra el troquel, mientras el punzón fuerza la pieza volada para doblarla sobre el borde de un troquel. El doblado se limita a ángulos de 90° o menores. Se puede diseñar troqueles deslizantes más complicados para ángulos mayores de 90° . Debido a la placa de presión, los troqueles deslizantes son más complicados y más costosos que los troqueles en V y se usan generalmente para trabajos de alta producción.

Fuerza de plegado [16]: esta es función de la rigidez del material, la longitud de la lámina a procesar y de la abertura de la matriz inferior. Una buena aproximación de la fuerza requerida es:

$$F = \frac{(L)(T^2)(UTS)}{W}$$

Ecuación 2.12

Donde;

F: Fuerza de plegado (lbf, N).

L: Longitud de la lámina a procesar (in, mm).

T: Espesor de la lámina (in, mm).

UTS: Resistencia a la tracción final (lbf/in², MPa)

W: Abertura de la matriz (in, mm)

Análisis de variables en plegado [17]: algunos términos importantes del doblado se identifican en la Figura 2.12. El metal, cuyo espesor es igual a t , se dobla a través de un ángulo, llamado ángulo de doblado α . El resultado es una lámina de metal con un ángulo incluido α' , tal que $\alpha + \alpha' = 180^\circ$. El radio del doblado R se especifica normalmente en la parte interna de la pieza, en lugar de sobre el eje neutral, y se determina por el radio de la herramienta que se usa para ejecutar la operación. El doblado se hace sobre el ancho de la pieza de trabajo.

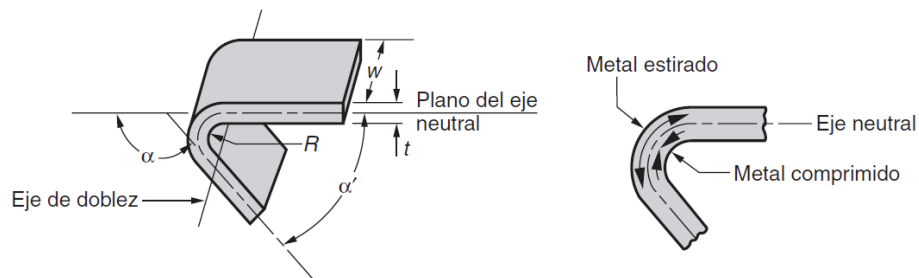


Figura 2.12. Lámina metálica doblada.

(Fuente: Groover, 2007, p.448).

Tolerancia de doblado: si el radio del doblado es pequeño respecto al espesor del material, el metal tiende a estirarse durante el doblado. Es importante poder estimar la magnitud del estirado que ocurre, de manera que la longitud de la pieza final pueda coincidir con la dimensión especificada. El problema es determinar la longitud del eje neutral antes del doblado, para tomar en cuenta el estirado de la sección doblada final. Esta longitud se llama tolerancia de doblado y se puede estimar como sigue:

$$A_b = 2\pi \frac{\alpha}{360} (R + K_{ba}t)$$

Ecuación 2.13

Donde;

A_b : Tolerancia de doblado (mm, in)

α : Ángulo de doblado ($^\circ$).

R : Radio de doblado (mm, in).

K_{ba} : Factor para estimar el estirado ($K_{ba} = 0.33$ si $R < 2t$ y $K_{ba} = 0.5$ si $R > 2t$).

t : espesor del material (mm, in)

Recuperación elástica: cuando la presión de doblado se retira al terminar la operación de deformación, la energía elástica permanece en la pieza doblada haciendo que ésta recobre parcialmente su forma original. Esta recuperación se conoce como recuperación elástica y se define como el incremento del ángulo comprendido por la pieza doblada en relación con el ángulo comprendido por la herramienta formadora después de que ésta se retira. Esto se ilustra en la Figura 2.13 y se expresa como:

$$SB = \frac{\alpha' - \alpha'_t}{\alpha'_t}$$

Ecuación 2.14

Donde;

SB: Recuperación elástica.

α' : Ángulo comprendido por la lámina de metal ($^{\circ}$).

α'_t : Ángulo comprendido por la herramienta de doblado ($^{\circ}$).

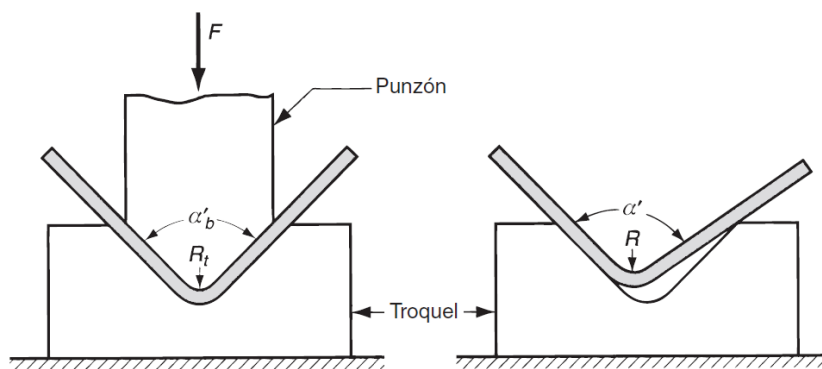


Figura 2.13. Recuperación elástica plegado.

(Fuente: Groover, 2007, p.449).

Aunque no tan obvio, ocurre un incremento en el radio de doblado debido a la recuperación elástica. La magnitud de la recuperación elástica se incrementa con el módulo de elasticidad E y la resistencia de la fluencia Y del metal de trabajo. Se puede lograr una compensación para la recuperación elástica por varios métodos. Dos métodos comunes son el sobre doblado y el fondeado. En el sobre doblado, el ángulo del punzón y su radio se fabrican ligeramente menores que el ángulo especificado en la pieza final, de manera que la lámina regrese al valor deseado. El fondeado involucra comprimir la pieza al final de la carrera, deformándola plásticamente en la región de doblado.

Pero la expresión anterior tan solo establece la relación entre estado final e inicial del ángulo de plegado, por lo que a continuación se detalla la fórmula en términos del radio de plegado antes de la recuperación R_i y el radio de plegado luego de la recuperación R_f . [18]

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

Ecuación 2.15

Donde;

R_i : Radio de plegado antes de la recuperación (in, mm).

R_f : Radio de plegado luego de la recuperación (in,mm).

YS: Límite de elasticidad del material (lbf/in², MPa).

E: Módulo de elasticidad del material (lbf/in², MPa).

T: Espesor del material (in, mm).

Radio mínimo de plegado [19]: si el radio de plegado es menor que el radio mínimo, el material tendrá una apariencia exterior de piel de naranja para el caso de materiales duros. Si este defecto es bastante severo se producirá grietas o fracturas, por lo que la fórmula se expresa a continuación.

$$R_{\min} = T \left(\frac{50}{r} - 1 \right)$$

Ecuación 2.16

Donde;

R_{\min} : Radio mínimo de plegado (in, mm).

T: Espesor del material (in, mm).

r: Porcentaje de reducción en una prueba de tensión para un material dado (%).

Radio máximo de plegado [20]: si el radio de plegado es mayor que el radio máximo el plegado será muy difícil de controlar y este regresará erráticamente. Esta recuperación elástica será más crítica en materiales más delgados. Cuando se requieran grandes curvas de radio, siempre se debe dar una tolerancia a la pieza. Para conseguir una deformación plástica permanente en las fibras exteriores de la pieza de trabajo curvada, el radio máximo de curva debe ser:

$$R_{\text{máx}} = \leq \frac{TE}{2(YS)}$$

Ecuación 2.17

Donde;

$R_{\text{máx}}$: Radio máximo de plegado (in, mm).

T: Espesor del material (in, mm).

E: Módulo de elasticidad (lbf/in², N/mm²)

YS: Límite de elasticidad del material (lbf/in², N/mm²).

2.3. Hidráulica

La hidráulica utiliza básicamente los fluidos hidráulicos como medios de presión para mover los pistones de los cilindros. Donde el movimiento típico de un pistón dentro del cilindro ocurre gracias a la energía proporcionada por un sistema hidráulico formado por una bomba, un depósito y un conjunto de tuberías que llevan el fluido a presión hasta los puntos de utilización. Dentro de estos sistemas se encuentran los motores hidráulicos con velocidades que abarcan desde 0,5 rpm hasta 10.000 rpm y el par que proporcionan va desde 1 Nm (baja velocidad) hasta 20.000 Nm (alta velocidad) [21].

Tienen las siguientes ventajas:

Gran potencia transmitida con pequeños componentes, posicionamiento preciso, arranque con cargas pesadas, movimientos lineales independientes de la carga ya que los líquidos son casi incompresibles y pueden emplearse válvulas de control, operación suave e inversa, buen control y regulación y disipación favorable de calor.

Y entre sus desventajas figuran:

Polución del ambiente con riesgo de incendio y accidentes en el caso de fuga de aceite, sensibilidad a la suciedad, peligro presente debido a las excesivas presiones, dependencia de la temperatura por cambios en la viscosidad.

Análogamente a los sistemas neumáticos, los sistemas hidráulicos se complementan con los eléctricos y electrónicos mediante dispositivos tales como válvulas solenoide, señales de realimentación de interruptores magnéticos, sensores e interruptores eléctricos de final de carrera. Es fácil, en particular en sistemas complejos, acoplarles un PLC (programmable logic controller) que les permite programar la lógica de funcionamiento de varios cilindros.

2.3.1. Actuadores hidráulicos

Los actuadores hidráulicos, que son los más usuales y de mayor antigüedad en las instalaciones hidráulicas, pueden ser clasificados de acuerdo con la forma de operación, y aprovechan la energía de un circuito o instalación hidráulica de forma mecánica, generando movimientos lineales.

Los cilindros hidráulicos pueden ser de simple efecto, de doble efecto y telescópicos, ver Figura 2.14. En el primer tipo, el fluido hidráulico empuja en un sentido el pistón del cilindro y una fuerza externa (resorte o gravedad) lo retrae en sentido contrario. El cilindro de acción doble utiliza la fuerza generada por el fluido hidráulico para mover el pistón en los dos sentidos, mediante una válvula de solenoide. El cilindro telescópico contiene otros de menor diámetro en su interior y se expanden por etapas, muy utilizados en grúas, etc.

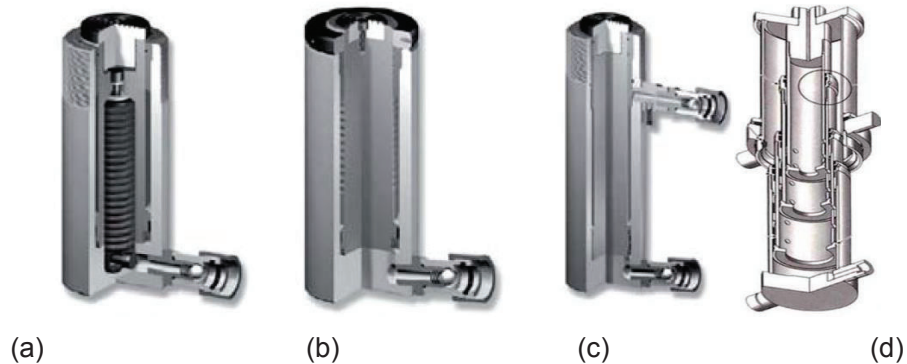


Figura 2.14. Cilindros hidráulicos: (a) Simple efecto retorno por muelle, (b) Simple efecto retorno por gravedad, (c) Doble efecto y (d) Telescópico.

(Fuente: Creus, 2007, p.11-12).

Los actuadores hidráulicos proporcionan pares y fuerzas elevados y un buen control del movimiento y ésta es su principal ventaja frente a los sistemas neumáticos y eléctricos. Los fluidos hidráulicos son virtualmente incompresibles y gracias a las altas presiones con que trabajan (35 a 350 bar) permiten un control del caudal lo suficientemente preciso para el actuador. Sus desventajas son el coste elevado y la necesidad de acondicionar, contener y filtrar el fluido hidráulico a temperaturas seguras y en centrales hidráulicas o unidades de potencia (power pack).

Cilindro hidráulico [22]: los cilindros hidráulicos de movimiento lineal son utilizados comúnmente en aplicaciones donde la fuerza de empuje del pistón y su desplazamiento son elevados. Los cilindros hidráulicos de movimiento giratorio pueden ser de pistón-cremallera-piñón y de dos pistones con dos cremalleras en los que el movimiento lineal

del pistón es transformado en un movimiento giratorio mediante un conjunto de piñón y cremallera y el cilindro de aletas giratorias de doble efecto para ángulos entre 0° y 270°.

Tamaño del cilindro: las fuerzas generadas en un cilindro en la extensión del pistón son:

$$F_{\text{ext}}(\text{N}) = P(\text{MPa}) \frac{\pi D^2}{4} * 0.9 = P(\text{bar}) \frac{\pi D^2}{40} * 0.9$$

Ecuación 2.18

$$F_{\text{ret}}(\text{N}) = P(\text{MPa}) \frac{\pi(D^2 - d^2)}{4} * 0.9 = P(\text{bar}) \frac{\pi(D^2 - d^2)}{40} * 0.9$$

Ecuación 2.19

Donde;

F_{ext} : Fuerza de extensión (N).

F_{ret} : Fuerza de retracción (N).

P: Presión de operación (MPa, bar).

D: Diámetro interior del cilindro (mm).

d: Diámetro del vástago del pistón (mm).

0.9: Coeficientes de rozamiento de rodamientos, juntas y partes móviles del cilindro.

2.3.2. Sistemas de accionamiento

Válvulas distribuidoras: las válvulas distribuidoras o de control direccional se utilizan para cambiar el sentido del flujo de aceite dentro del cilindro y mover el pistón de un extremo al otro de su carrera. Las modalidades principales de válvulas distribuidoras son las siguientes [23]:

Válvula 2/2 (2 vías – 2 posiciones): Controla el paro, el arranque y la dirección del caudal. La posición inicial de la válvula puede ser normalmente abierta N.A. (o N.O. = Normally open) o normalmente cerrada N.C. (o N.C. = Normally close), según sea la disposición del obturador y del resorte. Las entradas 1 y 2 admiten una presión máxima de 350 bar (5076 psi) y el caudal puede pasar en ambas direcciones. Un botón lateral permite el mando manual sin necesitar la excitación del solenoide.

Válvula 3/2 (3 vías – 2 posiciones): Es semejante a la válvula 2/2 con la diferencia que tiene 3 vías que durante la conmutación se conectan brevemente (solape negativo).

Válvula 4/2 (4 vías – 2 posiciones): Es semejante a la válvula 2/2 con la diferencia que tiene 4 entradas de las que la 1, la 2 y la 3 admiten simultáneamente la presión de 350 bar. Típicamente la entrada 3 se conecta a la bomba, las entradas 2 y 4 a los actuadores y la 1 al tanque.

La válvula proporcional: Dispone de un solenoide que proporciona un desplazamiento del émbolo proporcional a la corriente que pasa a través de la bobina solenoide.

En la versión N el funcionamiento es el siguiente: Con el solenoide des excitado, el émbolo de control bloquea el caudal entre 1 y 2. Al excitar el solenoide el émbolo se mueve en forma directamente proporcional a la señal eléctrica de entrada y a través de un oficio conecta las entradas 1 y 2 con características de caudal progresivas.

Dentro de los diversos accesorios se puede encontrar los siguientes elementos:

Manómetro: El manómetro mide la presión del circuito hidráulico en bar o psi (1 psi = 0,069 bar, 1 bar = 14,5 psi). El modelo normal consiste es un tubo Bourdon de sección elíptica que forma un anillo casi completo, cerrado por un extremo. Al aumentar la presión en el interior del tubo, éste tiende a enderezarse y el movimiento es transmitido a la aguja indicadora, por un sector dentado y un piñón. Dispone de ajustes de cero y de multiplicación.

Amplificador de presión: El amplificador de presión consiste en un cilindro con dos pistones de área diferente unidos por el vástago. Con el área pequeña A2 conectada a la salida del sistema hidráulico y la grande A1 al lado interior del sistema aumenta la presión en un circuito.

Válvula antiretorno: La válvula antiretorno de control de caudal bloquea el caudal de aceite en un solo sentido de paso dejando libre la circulación del fluido en sentido contrario. La válvula antiretorno operada por piloto, actúa al aplicar la presión piloto levantando la bola para dejar paso al fluido en un solo sentido. Si no se aplica la presión piloto, la válvula se comporta como una válvula antiretorno normal. La máxima presión admisible es de 350 bar (5.000 psi).

Presostato: Un presostato representativo es el de pistón formado por un pistón sometido a la presión del fluido hidráulico que actúa sobre un resorte ajustable. Cuando la presión del fluido supera la ajustada en el resorte se acciona un micro ruptor.

Restrictores de caudal: Los restrictores de caudal presentan una resistencia al fluido que depende de su forma geométrica y de la viscosidad del fluido hidráulico. Se presenta una pérdida de carga debido al rozamiento provocado por el aumento de velocidad del flujo y

por lo tanto del caudal, y por este motivo no son adecuados para ajustar un caudal constante si hay variaciones de carga en la instalación hidráulica. La válvula de control de caudal de una vía consiste en una válvula dotada de un restrictor que es solo efectivo para un sentido del flujo. Es una combinación de un restrictor y una válvula antiretorno. No compensa los cambios de temperatura o de presión del fluido. Las válvulas de control de caudal de presión diferencial compensada mantienen una presión diferencial constante entre la entrada y la salida de modo que, aunque varíe la presión, es decir, la carga, el caudal se mantiene constante.

Servo válvula de control de presión: Proporciona una presión hidráulica diferencial de salida en respuesta a una señal de control en corriente continua (0 a 150 mA). Puede controlar directamente la presión. La servo válvula es actuada por un motor de par, un conjunto doble tobera obturador y una etapa amplificadora. Básicamente la señal eléctrica de mando (4 – 20 mA cc) cambia las señales de presión (P1 y P2) a la etapa amplificadora aumentando una presión y disminuyendo la otra.

2.3.3. Central hidráulica

Una central hidráulica consiste en un circuito formado por una motobomba, un tanque, un acumulador hidráulico y la red de tuberías para alimentar los dispositivos hidráulicos. En la Figura 2.15 puede verse un esquema de un tipo de central hidráulica.

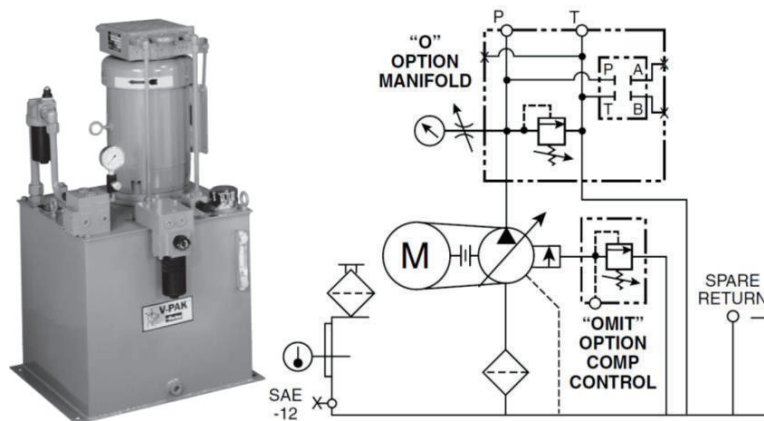


Figura 2.15. Central hidráulica.
(Fuente: <http://www.parker.com>).

Es muy importante el papel que juegan las bombas, el acumulador hidráulico, el fluido hidráulico, los sellos y las juntas, los filtros de impurezas y todos los accesorios de protección y seguridad del circuito. Su papel es muy importante, y cabe mencionar que

gran parte de los problemas que los circuitos hidráulicos presentan, proceden del uso indebido del fluido hidráulico o del empleo de fluidos que contienen contaminantes.

2.3.4. Fluido hidráulico

El fluido hidráulico posee una serie de propiedades de calentamiento, lubricación y en algunas ocasiones la corrosión de los componentes mecánicos, la captación y el desprendimiento de gases y el desvío de impurezas. Su papel es muy importante pudiendo afirmarse que gran parte de los problemas que los circuitos hidráulicos presentan, proceden del uso indebido del fluido hidráulico o del empleo de fluidos que contienen contaminantes.

La velocidad recomendada de los fluidos hidráulicos en los circuitos puede observarse en la Tabla 2.3.

Tabla 2.3. Velocidad recomendada de los fluidos hidráulicos en los circuitos.

Equipos	Velocidad m/s
Aspiración de bombas	0,6 – 1,2
Caudal de impulsión	2 – 5
Caudal de retorno	1,5 - 4
Aplicaciones generales	4

(Fuente: Creus, 2007, p.216).

Los límites de viscosidad de los fluidos hidráulicos están detallados en la Tabla 2.4.

Tabla 2.4. Límites de viscosidad de los fluidos hidráulicos.

Límite	Pistón	Paletas (motor hidráulico)
Máximo en el arranque en frío	7500 (1618)	4000 (862)
Máximo a plena potencia	750 (162)	500 (108)
Óptimo a la temperatura de servicio	140 (30)	140 (30)
Mínimo a plena potencia	60 (10)	60 (10)

(Fuente: Creus, 2007, p.216).

La oxidación del fluido hidráulico se presenta con el uso y los cambios en la temperatura y se evidencia por cambios en el color, un incremento de la acidez, y la formación de

residuos, goma o barnices en el sistema. Se cuantifica por el aumento de la acidez, medido mediante un número de neutralización. Un cambio rápido de dicho número (en un factor de 2 a 3) indica que el fluido ha llegado al final de su vida útil y debe sustituirse.

El calentamiento excesivo del fluido hidráulico puede provocar la pérdida de lubricidad. Los aceites de bajo índice de viscosidad cambian muy poco sus características, pero sí que lo hacen los de alto índice de viscosidad. La adición de aditivos químicos mejora el comportamiento del fluido hidráulico.

Con carácter general, se recomienda instalar un filtro de 10 micras en el circuito e incluso filtrar el fluido recibido del fabricante antes de su uso en el sistema. Asimismo, se recomienda utilizar filtros con alarma de contaminación por partículas y realizar, a intervalos regulares, una comprobación visual de los elementos del filtro para detectar la existencia de depósitos metálicos y la deterioración del fluido. Lógicamente el fluido contaminado debe desecharse.

La temperatura de operación del circuito hidráulico es de unos 50 a 60°C y si se excede baja la viscosidad del fluido, lo cual conduce a un envejecimiento prematuro y acorta la vida útil de los sellos.

La velocidad del fluido hidráulico en las tuberías de presión depende del valor de la presión y es del orden de: 4 m/s hasta 50 bar; 4,5 m/s hasta 100 bar; 5 m/s hasta 150 bar; 5,5 m/s hasta 200 bar y 6 m/s hasta 300 bar.

En las tuberías de aspiración es de 1,5 m/s. En las tuberías de retorno es de 2 m/s.

Las normas de fluidos hidráulicos son: BS (British Standards), ISO (International Standards Organization), CETOP (Comite Des Transmissions Oleohydrauliques et Pneumatiques or European Hydraulic and Pneumatics Committee).

2.4. Diseño de elemento mecánicos

El diseño mecánico es una tarea compleja que requiere muchas habilidades. Es necesario subdividir grandes relaciones en una serie de tareas simples. La complejidad del tema requiere una secuencia en la que las ideas se presentan y se revisan.

El diseño es un proceso iterativo con muchas fases interactivas. Existen muchos recursos para apoyar al diseñador, entre los que se incluyen muchas fuentes de información y una gran abundancia de herramientas de diseño por computadora.

La supervivencia de un componente mecánico está frecuentemente relacionada con el esfuerzo y la resistencia. Los aspectos de incertidumbre siempre han estado presentes en el diseño en la ingeniería y se abordan de manera típica mediante el factor de diseño y el factor de seguridad, ya sea en la forma determinista (absoluta) o en un sentido estadístico. En el diseño mecánico existen otras consideraciones que incluyen las dimensiones y las tolerancias, unidades y cálculos.

2.4.1. Tornillos

El tornillo de rosca helicoidal fue un invento mecánico muy importante. Es la base de los tornillos de potencia, que cambian de movimiento angular a movimiento lineal para transmitir potencia o desarrollar grandes fuerzas (prensas, gatos, etc.), y de los sujetadores roscados, que son un elemento fundamental en las uniones no permanentes.

La terminología de las roscas de tornillo [24], que se ilustran en la figura 2.13, se explica de la manera siguiente:

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

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

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

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

El avance l , que no se muestra, es la distancia que se desplaza una tuerca en forma paralela al eje del tornillo cuando a ésta se le da una vuelta. En el caso de una rosca simple, como en la Figura 2.16, el avance es igual al paso.

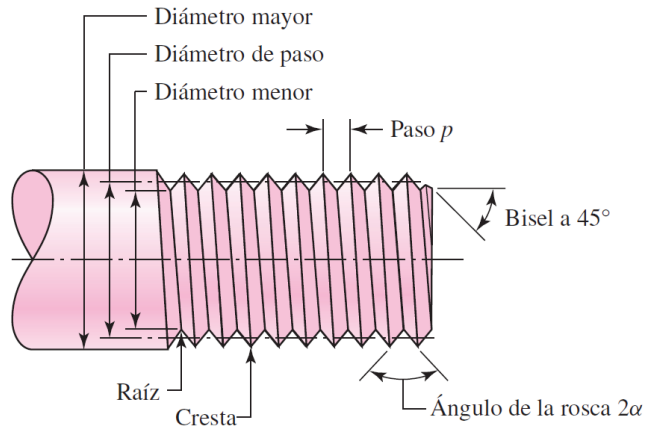


Figura 2.16. Rosca de tornillo.

(Fuente: Budynas, 2008, p.397).

Sujetadores roscados: a medida que se estudien las secciones sobre sujetadores roscados y su uso, se debe estar alerta a la presencia de una mezcla de puntos de vista estocásticos y determinísticos. En la mayoría de los casos, la amenaza es por sobrecargar a los sujetadores, lo que se logra mejor mediante métodos estadísticos. La amenaza de la fatiga es menor y los métodos determinísticos tal vez sean adecuados.

La longitud de la rosca de tornillos de serie en pulgadas, donde d es el diámetro nominal, se expresa mediante:

$$L_T = \begin{cases} 2d + \frac{1}{4} \text{ in.}, & L \leq 6 \text{ in.} \\ 2d + \frac{1}{2} \text{ in.}, & L > 6 \text{ in.} \end{cases}$$

Ecuación 2.20

Y para tornillos métricos:

$$L_T = \begin{cases} 2d + 6, & L \leq 125, \quad d \leq 48 \\ 2d + 12, & 125 < L \leq 200, \\ 2d + 25, & L > 200 \end{cases}$$

Ecuación 2.21

donde las dimensiones están en milímetros. La longitud ideal del tornillo es aquella donde sólo sobresalen una o dos roscas de la tuerca después de que se aprieta. Los agujeros de los tornillos quizás presenten rebabas o bordes agudos después de su formado, que podrían penetrar en el entalle e incrementar la concentración del esfuerzo. Por lo tanto, para prevenir este problema, siempre deben usarse arandelas debajo de la cabeza del perno. Deben ser de acero endurecido y cargadas en el perno de manera que el borde

redondeado del agujero estampado esté de frente al tornillo. Algunas veces también es necesario emplear arandelas debajo de la tuerca. El propósito de un tornillo es sujetar dos o más partes.

Rigidez del sujetador: cuando se desea realizar una conexión que se pueda desensamblar sin el empleo de métodos destructivos y que sea suficientemente fuerte para resistir cargas externas de tensión, cargas debidas a momentos y cargas de cortante, o una combinación de ellas, una buena solución es la unión atornillada simple que tenga arandelas de acero endurecido. Una unión de ese tipo puede resultar peligrosa, a menos que se diseñe de manera adecuada y la ensamble un mecánico capacitado.

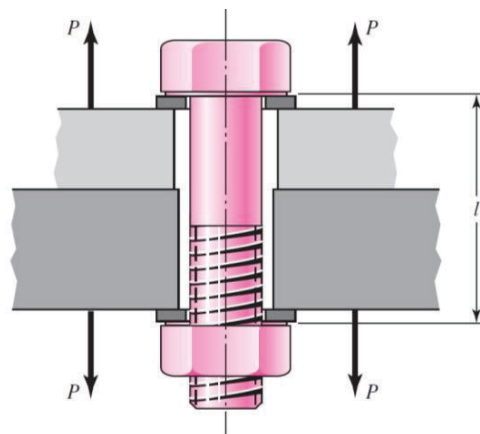


Figura 2.17. Conexión con perno cargado a tensión por las fuerzas P.

(Fuente: Budynas, 2008, p.411).

En la Figura 2.17 se ilustra una sección en corte a través de una unión atornillada en tensión. Note el espacio de holgura que proporcionan los agujeros de los pernos. Asimismo, observe cómo los hilos de los pernos se extienden hacia el cuerpo de la conexión. Como se mencionó con anterioridad, el propósito del perno consiste en sujetar dos o más partes. Apretando la tuerca se estira el perno, y de esta manera se produce la fuerza de sujeción, que se llama pre-tensión o precarga del perno. Existe en la conexión después de que la tuerca se apretó en forma apropiada, sin importar si se ejerce o no la fuerza externa de tensión P. Por supuesto, como los miembros se están sujetando, la fuerza de sujeción que produce tensión en el perno induce compresión en los elementos.

El agarre l de una conexión consiste en el espesor total del material sujetado. En la Figura 2.17 el agarre es la suma de los espesores de ambos elementos y ambas arandelas. La rigidez de la parte de un perno o de un tornillo dentro de la zona de sujeción en general consistirá en dos partes, la de la parte del cuerpo sin rosca y la de la parte roscada. Así, la

constante de rigidez del perno equivale a la rigidez de dos resortes en serie. Con esto se encuentra que:

$$\frac{1}{k} = \frac{1}{k_1} + \frac{1}{k_2} \quad \text{ó} \quad k = \frac{k_1 k_2}{k_1 + k_2}$$

Ecuación 2.22

para dos resortes en serie, las relaciones del resorte de las partes roscada y sin rosca en la zona de sujeción son, respectivamente,

$$k_t = \frac{A_t E}{l_t} \quad k_d = \frac{A_d E}{l_d}$$

Ecuación 2.23

Donde;

A_t : Área de esfuerzo sometida a tensión (m^2 , in^2).

l_t : Longitud de la parte roscada de agarre (m, in).

A_d : Área del diámetro mayor del sujetador (m^2 , in^2).

l_d : Longitud de la parte sin rosca en agarre (m, in).

Sustituyendo las rigideces se tiene:

$$k_b = \frac{A_d A_t E}{A_d l_t + A_t l_d}$$

Ecuación 2.24

Donde;

k_b : Rigidez efectiva estimada del perno o tornillo de cabeza en la zona de sujeción (N/m, lbf/in).

Rigidez del elemento: puede haber más de dos elementos incluidos en el agarre del sujetador. En conjunto actúan como resortes de compresión en serie y de aquí que la relación del resorte total de los elementos sea:

$$\frac{1}{k_m} = \frac{1}{k_1} + \frac{1}{k_2} + \frac{1}{k_3} + \dots + \frac{1}{k_i}$$

Ecuación 2.25

Si uno de los elementos es un empaque suave, su rigidez relativa respecto de los otros elementos generalmente resulta tan pequeña que para todos los propósitos prácticos éstos

se desprecian y sólo se considera la rigidez del empaque. Si no hay empaque, la rigidez de los elementos no puede obtenerse con facilidad, excepto mediante experimentación, porque la compresión se difunde entre la cabeza del perno y la tuerca, así que el área no es uniforme. Sin embargo, hay algunos casos en los que el área sí puede determinarse.

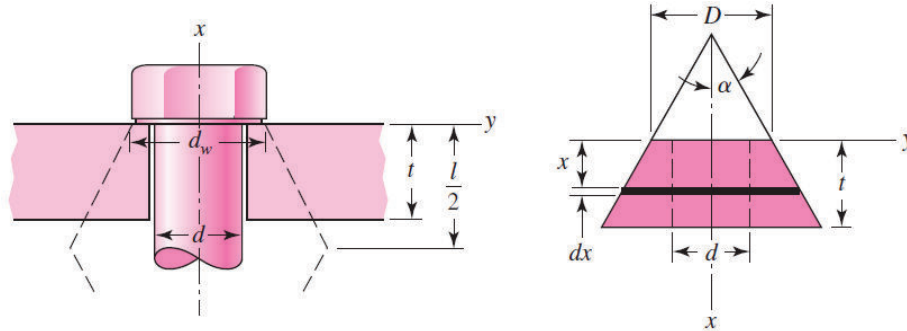


Figura 2.18. Compresión de perno.

(Fuente: Budynas, 2008, p.414).

En la Figura 2.18 se ilustra la geometría general del cono con un ángulo de la mitad del ápice α . En este cálculo se empleará $\alpha = 30^\circ$, excepto en los casos en que el material sea insuficiente para permitir que existan los troncos. La elongación de un elemento del cono con espesor dx , sometido a una fuerza de tensión P , es:

$$d\delta = \frac{Pdx}{EA}$$

Ecuación 2.26

El área del elemento está dada por:

$$A = \pi(r_0^2 - r_1^2) = \pi \left(x \tan \alpha + \frac{D+d}{2} \right) \left(x \tan \alpha + \frac{D-d}{2} \right)$$

Ecuación 2.27

Donde el resultado es:

$$\delta = \frac{P}{\pi E d \tan \alpha} \ln \frac{(2t \tan \alpha + D - d)(D + d)}{(2t \tan \alpha + D + d)(D - d)}$$

Ecuación 2.28

Así la relación del resorte o rigidez de este tronco es:

$$k = \frac{P}{\delta} = \frac{\pi E d \tan \alpha}{\ln \frac{(2t \tan \alpha + D - d)(D + d)}{(2t \tan \alpha + D + d)(D - d)}}$$

Ecuación 2.29

Con $\alpha=30^\circ$ y si los elementos de la unión tienen el mismo módulo de Young E con troncos espalda con espalda simétricas, entonces actúan como dos resortes idénticos en serie. Se sabe que $k_m = k/2$. Usando el agarre como $l = 2t$ y dw como el diámetro de la cara de la arandela. El diámetro de la cara de la arandela es aproximadamente 50% mayor que el diámetro del sujetador en pernos estándar de cabeza hexagonal y tornillos con cabeza. Así, se puede simplificar haciendo $dw = 1.5d$. Si también se usa $\alpha = 30^\circ$, entonces la ecuación se escribe como:

$$k_m = \frac{0.5774\pi Ed}{2 \ln \left(5 \frac{0.5774l + 0.5d}{0.5774l + 2.5d} \right)}$$

Ecuación 2.30

Uniones a tensión, la carga externa: ahora, se debe considerar qué sucede cuando se aplica una carga externa de tensión P a una unión con pernos. Por supuesto, se debe suponer que la fuerza de sujeción, a la que se le llama precarga F_i , se ha aplicado de manera correcta apretando la tuerca antes de aplicar P. Se emplea la nomenclatura siguiente:

F_i = precarga

P = carga externa de tensión

P_b = parte de P tomada por el perno

P_m = parte de P tomada por los elementos

$F_b = P_b + F_i$ = carga resultante en el perno

$F_m = P_m - F_i$ = carga resultante en los elementos

C = fracción de la carga externa P soportada por el perno

$1 - C$ = fracción de la carga externa P que soportan los elementos

La carga P es de tensión y causa que la conexión se alargue, o estire, a través de una distancia δ . Dicha elongación puede relacionarse con la rigidez, recordando que k es la fuerza dividida entre la deflexión. Así

$$\delta = \frac{P_b}{k_b} \text{ y } \delta = \frac{P_m}{k_m} \text{ ó bien } P_m = P_b \frac{k_m}{k_b}$$

Ecuación 2.31

Como $P=P_b+P_m$ se tiene:

$$P_b = \frac{k_b P}{k_b + k_m} = CP$$

Ecuación 2.32

$$P_m = P - P_b = (1 - C)P$$

Ecuación 2.33

Donde:

$$C = \frac{k_b}{k_b + k_m}$$

Ecuación 2.34

Se llama constante de rigidez de la unión. La carga resultante en el perno es:

$$F_b = P_b + F_i = CP + F_i, \quad F_m < 0$$

Ecuación 2.35

Y la carga resultante en los elementos conectados es:

$$F_m = P_m - F_i = (1 - C)P - F_i, \quad F_m < 0$$

Ecuación 2.36

Uniones a tensión cargada en forma estática: el esfuerzo de tensión en el perno puede encontrarse a partir de

$$\sigma_b = \frac{CP}{A_t} + \frac{F_i}{A_t}$$

Ecuación 2.37

El valor limitante de σ_b es la resistencia de prueba S_p . Debido a ello, con la introducción de un factor de carga n , la ecuación anterior se convierte en:

$$\frac{CnP}{A_t} + \frac{F_i}{A_t} = S_p$$

Ecuación 2.38

$$n = \frac{S_p A_t - F_i}{CP}$$

Ecuación 2.39

Aquí n se considera un factor de carga en lugar de un factor de seguridad, en vista de que las dos ideas están relacionadas de alguna manera. Cualquier valor de $n > 1$ en la ecuación descrita asegura que el esfuerzo en el perno es menor que la resistencia de prueba.

Las recomendaciones de Russell, Burdsall & Ward Inc. (RB&W) con respecto a la precarga son 60 kpsi para pernos SAE grado 5 para conexiones no permanentes y que los pernos A325 (equivalentes a SAE grado 5) que se emplean en aplicaciones estructurales se aprieten hasta la carga de prueba o una mayor (85 kpsi hasta un diámetro de 1 pulg). Bowman recomienda una precarga de 75% de la carga de prueba, que es casi la misma que la recomendación RB&W para pernos reutilizados. Con base en estas directrices, se recomienda tanto para la carga estática como para la de fatiga que se use lo siguiente para la precarga:

$$F_i = \begin{cases} 0.75F_p, & \text{para conexiones no permanentes.} \\ 0.90F_p, & \text{para conexiones permanentes.} \end{cases}$$

Ecuación 2.40

Donde F_p es la carga de prueba que se obtiene mediante la ecuación:

$$F_p = A_t S_p$$

Ecuación 2.41

Aquí S_p es la resistencia de prueba. Para otros materiales, un valor aproximado es $S_p = 0.85S_y$. Es necesario tener mucho cuidado de no emplear un material suave en un sujetador roscado. Para pernos de acero de alta resistencia que se utilizan como conectores de acero estructural, si se emplean métodos avanzados de apriete, se necesita apretar hasta la fluencia.

Uniones con pernos y remaches cargadas en cortantes: las uniones con pernos y remaches sujetas a carga cortante se consideran exactamente igual en el diseño y el análisis.

En la Figura 2.19a se muestra una conexión con remaches sujeta a carga cortante. Ahora se estudian los diversos medios por los cuales podría fallar esta conexión. En la Figura 2.19b se ilustra una falla por flexión del remache de los elementos remachados.

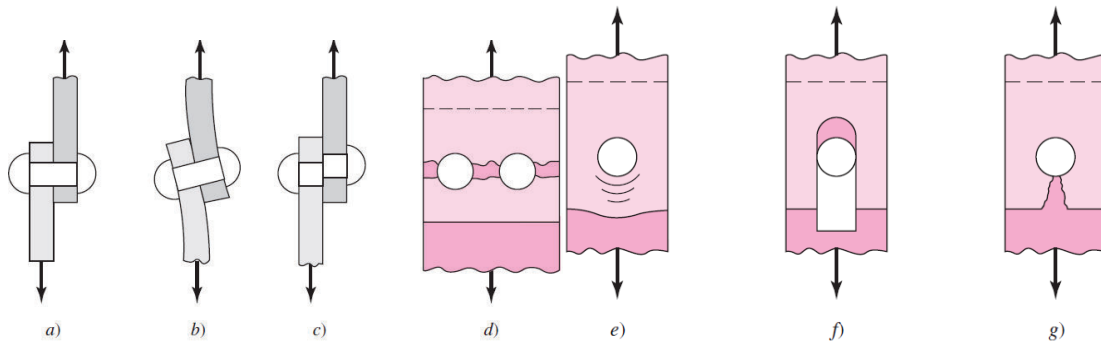


Figura 2.19. Falla por carga cortante: (a) Carga cortante, (b) Flexión, (c) Corte, (d) Falla de tensión, (e) Apoyo sobre elementos, (f) Desgarramiento por corte y (g) Desgarramiento por tensión.

(Fuente: Budynas, 2008, p.436).

El momento flexionante es aproximadamente $M = Ft/2$, donde F es la fuerza cortante y t el agarre del remache, esto es, el espesor total de las partes conectadas. El esfuerzo flexionante en los elementos o en el remache está dado, sin considerar la concentración de esfuerzo.

$$\sigma = \frac{M}{I/c}$$

Ecuación 2.42

donde I/c es el módulo de sección del elemento más débil o del remache o remaches, según sea el esfuerzo que se determine. Esta manera de calcular el esfuerzo flexionante es una suposición, porque no se sabe con exactitud cómo se distribuye la carga en el remache o las deformaciones relativas de éste y los elementos. Aunque esta ecuación puede usarse para determinar el esfuerzo flexionante, en raras ocasiones se emplea en el diseño; en vez de eso su efecto se compensa mediante un incremento del factor de seguridad.

En la Figura 2.19c se presenta la falla del remache por cortante puro; el esfuerzo en el remache es:

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

Ecuación 2.43

donde A es el área de la sección transversal de todos los remaches en el grupo. Una práctica estándar en el diseño estructural consiste en emplear el diámetro nominal del remache, en vez del diámetro del agujero, aunque un remache colocado en caliente se expande y casi llena el agujero.

En la Figura 2.19d se ilustra la ruptura de uno de los elementos o placas conectadas por tensión pura. El esfuerzo de tensión es

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

Ecuación 2.44

donde A es el área neta de la placa, es decir, el área reducida por una cantidad igual al área de todos los agujeros de los remaches. Para materiales frágiles y cargas estáticas, y para materiales dúctiles o frágiles cargados a fatiga, deben incluirse los efectos de la concentración del esfuerzo. Ciertamente, la utilización de un perno con una precarga inicial y, algunas veces un remache, pondrá el área alrededor del agujero en compresión y de esta manera tenderá a anular los efectos de la concentración del esfuerzo, pero a menos que se tomen medidas definidas para asegurar que la precarga no se relaje, el diseño se realiza de manera conservadora, como si el efecto total de la concentración del esfuerzo estuviera presente. Los efectos de la concentración del esfuerzo no se toman en cuenta en el diseño estructural, porque las cargas son estáticas y los materiales dúctiles.

Al calcular el área de la ecuación anterior, el diseñador debe, por supuesto, emplear la combinación o agujeros de remache o de pernos que proporcionen el área menor. En la Figura 2.19e se ilustra una falla por aplastamiento del remache o placa. El cálculo de este esfuerzo, que por lo general se llama esfuerzo de aplastamiento, resulta complicado debido a la distribución de la carga en la superficie cilíndrica del remache. Los valores exactos de las fuerzas que actúan en el remache se desconocen, y por lo tanto se puede suponer que las componentes de las fuerzas están distribuidas de manera uniforme sobre el área de contacto proyectada del remache. Lo anterior significa que, para el esfuerzo,

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

Ecuación 2.45

donde el área proyectada de un remache individual es $A = td$. Aquí, t es el espesor de la placa más delgada y d es el diámetro del remache o perno. El cortante del borde, o desgarramiento, del margen se ilustra en la Figura 2.19f y g, respectivamente. En la práctica estructural se evita la falla espaciando los remaches al menos 112 diámetros desde el borde. Por lo general, las conexiones con pernos se espacian una distancia aún mayor, para tener una apariencia satisfactoria; de aquí que este tipo de falla se desprece con frecuencia.

2.4.2. Soldadura

La soldadura es un proceso de unión de materiales en el cual se funden las superficies de contacto de dos o más piezas mediante la aplicación conveniente de calor y/o presión [25]. Muchos procesos de soldadura se obtienen solamente por calor, sin aplicar presión; otros mediante una combinación de calor y presión; y otros más, únicamente por presión, sin suministrar calor externo. En algunos procesos de soldadura se agrega un material de relleno para facilitar la fusión. El ensamblaje de partes que se unen mediante soldadura se denomina ensamblaje soldado. La soldadura se asocia por lo regular con piezas metálicas, pero el proceso también se usa para unir plásticos.

Tipos de uniones [26]: existen cinco tipos básicos de uniones para pegar dos piezas de una junta. Los cinco tipos de unión no están limitados a la soldadura; también se aplican a otras técnicas de unión y sujeción. De acuerdo con la Figura 2.20, los cinco tipos de unión pueden definirse como sigue:

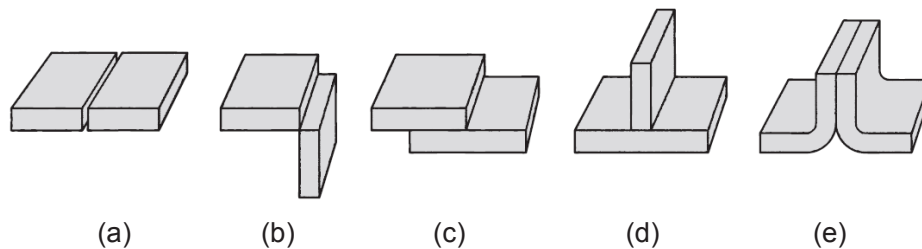


Figura 2.20. Tipos de uniones: (a) Empalmada, (b) De esquina, (c) Superpuesta, (d) En T y (e) De bordes.

(Fuente: Groover, 2007, p.694).

a) Unión empalmada: En este tipo de unión, las piezas se encuentran en el mismo plano y se unen en sus bordes.

b) Unión de esquina: Las piezas en una unión de esquina forman un ángulo recto y se unen en la esquina del ángulo.

c) Unión superpuesta: Esta unión consiste en dos piezas que se superponen.

d) Unión en te: En la unión en te, una pieza es perpendicular a la otra en una forma parecida a la letra T.

e) Unión de bordes: Las piezas en una unión de bordes están paralelas con al menos uno de sus bordes en común y la unión se hace en el(los) borde(s) común(es).

Tipos de soldaduras [27]: cada una de las uniones anteriores puede hacerse mediante soldadura. Es adecuado distinguir entre el tipo de unión y el modo en que se suelda, es

decir, el tipo de soldadura. Las diferencias entre los tipos de soldadura están en la forma (el tipo de unión) y el proceso de soldadura.

Se usa soldadura de filete para rellenar los bordes de las placas creadas mediante uniones de esquina, sobrepuestas y en te, como en la Figura 2.21. Se usa un metal de relleno para proporcionar una sección transversal con una forma aproximada a la de un triángulo recto. Es el tipo de soldadura más común en la soldadura con arco y en la de oxígeno y gas combustible porque requiere una mínima preparación de los bordes, pues se usan los bordes cuadrados básicos de las partes. Las soldaduras de filete pueden ser sencillas o dobles (es decir, pueden soldarse en uno o ambos lados) y continuas o intermitentes (esto es, soldadas a lo largo de toda la longitud de la unión o con espacio sin soldar a lo largo de la pieza).

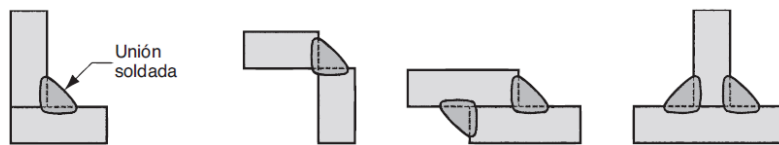


Figura 2.21. Diversas formas de soldaduras de filete.

(Fuente: Groover, 2007, p.694).

Las soldaduras con surco por lo general requieren que se moldeen las orillas de las piezas en un surco para facilitar la penetración de la soldadura. Las formas con surco incluyen un cuadrado, un bisel, la V, la U y la J, en lados sencillos o dobles, como se muestra en la Figura 2.22. Se usa metal de relleno para saturar la unión, por lo general, mediante soldadura con arco eléctrico o con oxígeno y gas combustible. Con frecuencia se preparan los bordes de las piezas más allá de un cuadrado básico, aunque se requiera de un procesamiento adicional, para aumentar la resistencia de la unión soldada o donde se van a soldar piezas más gruesas. Aunque se asocia más estrechamente con una unión empalmada, la soldadura con surco se usa en todos los tipos de uniones, excepto en la sobrepuesta.

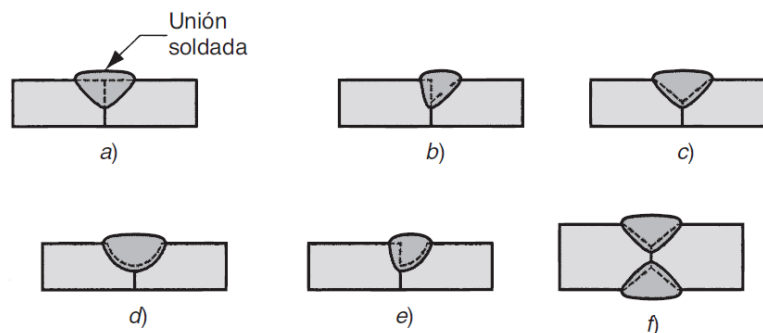


Figura 2.22. Soldaduras con surco.

(Fuente: Groover, 2007, p.695).

Las soldaduras con insertos y las soldaduras ranuradas se usan para unir placas planas, como se muestra en la Figura 2.23, usando uno o más huecos o ranuras en la pieza superior, que después se rellenan con metal para fundir las dos piezas.

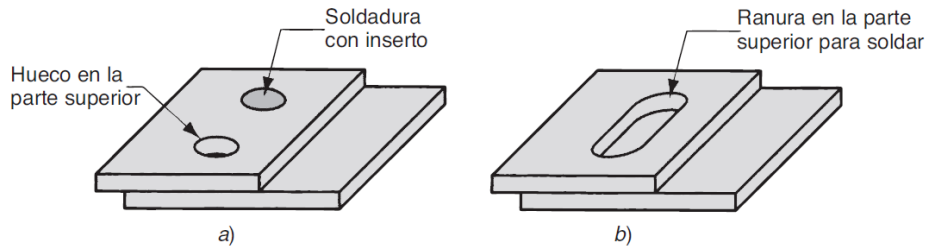


Figura 2.23. (a) Soldadura con inserto y (b) Soldadura ranurada.

(Fuente: Groover, 2007, p.695).

En la Figura 2.24 se muestran la soldadura de puntos y la soldadura de costura, usadas para uniones sobrepuestas. Una soldadura de puntos es una pequeña sección fundida entre las superficies de dos láminas o placas. Normalmente se requieren varias soldaduras de puntos para unir las piezas. Se asocia más estrechamente con la soldadura por resistencia. Una soldadura de costura es similar a una de puntos, excepto que consiste en una sección fundida más o menos continua entre las dos láminas o placas.

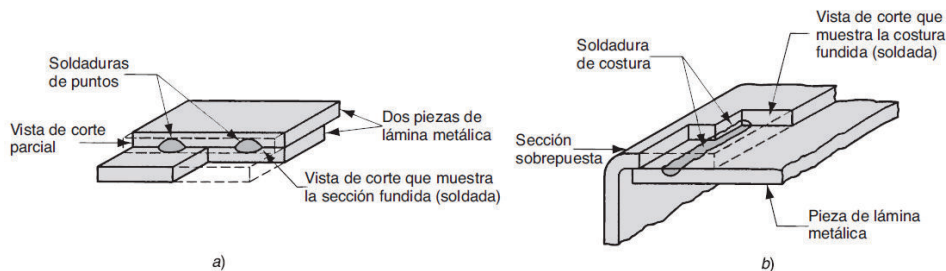


Figura 2.24. (a) Soldadura de puntos y (b) Soldadura de costura.

(Fuente: Groover, 2007, p.695).

En la Figura 2.25 se muestran soldaduras en rebordes y soldaduras en superficies. Una soldadura en rebordes se hace en los bordes de dos (o más) piezas, por lo general, láminas metálicas o placas delgadas, en donde al menos una de las piezas está en un reborde, como en la Figura 2.25a. Una soldadura en superficie no se usa para unir piezas, sino para depositar metal de relleno sobre la superficie de una pieza base en una o más gotas de soldadura. Las gotas de soldadura pueden colocarse en una serie de líneas paralelas sobrepuestas, con lo que se cubren grandes áreas de la pieza base. El propósito es aumentar el espesor de la placa o proporcionar un recubrimiento protector sobre la superficie.

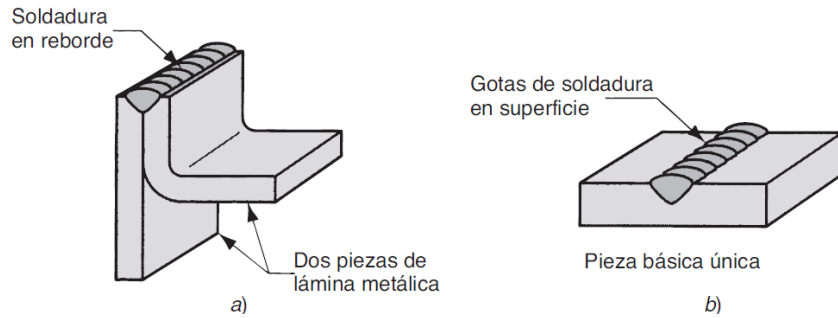


Figura 2.25. a) Soldadura en reborde y (b) Soldadura en superficie.

(Fuente: Groover, 2007, p.696).

Esfuerzos en uniones soldadas sujetas a flexión: en la Figura 2.26 hay un voladizo soldado a un soporte mediante soldaduras de filete en la parte superior y en la inferior. Un diagrama de cuerpo libre de la viga mostraría una reacción de fuerza cortante V y una reacción de momento M . La fuerza cortante produce un cortante primario en las soldaduras de magnitud

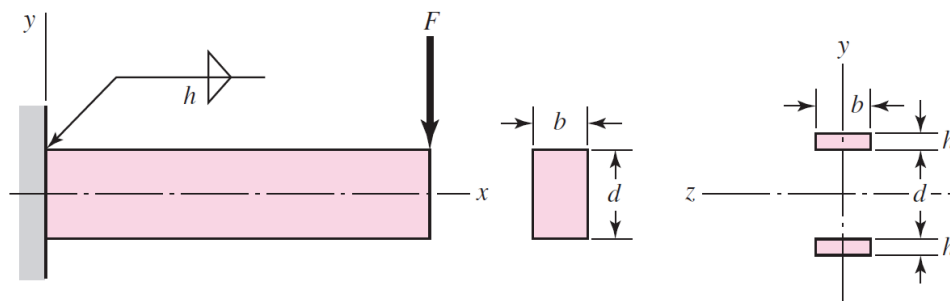


Figura 2.26. Voladizo de sección transversal rectangular soldado.

(Fuente: Budynas, 2008, p.469).

$$\tau' = \frac{V}{A}$$

Ecuación 2.46

Donde;

τ' : Esfuerzo cortante primario (N/m², lbf/in²).

V : Fuerza cortante (N, lbf).

A : Área total de la garganta (m², in²).

El momento M induce una componente de esfuerzo cortante en la garganta de 0.707τ , donde están las soldaduras. Si se consideran las dos soldaduras de la Figura 2.26 como líneas, se observa que el segundo momento del área unitaria es:

$$I_u = \frac{bd^2}{2}$$

Ecuación 2.47

Donde;

I_u : Segundo momento del área unitaria (m^3 , in^3).

b : Longitud del cordón de soldadura (m, in).

d : Distancia entre cordones de soldadura (m, in).

El segundo momento del área I , con base en el área de la garganta de la soldadura, es:

$$I = 0.707hI_u = 0.707h \frac{bd^2}{2}$$

Ecuación 2.48

Donde;

I : Segundo momento del área (m^4 , in^4).

h : Altura del cordón de soldadura (m, in).

Ahora se determina que el esfuerzo cortante nominal en la garganta es:

$$\tau = \frac{Mc}{I} = \frac{Md/2}{0.707hbd^2/2} = \frac{1.414M}{bdh}$$

Ecuación 2.49

La magnitud del cortante total es la ecuación de Pitágoras:

$$\tau = \sqrt{\tau'^2 + \tau''^2}$$

Ecuación 2.50

Con base en una resistencia mínima y el criterio de energía de distorsión, el factor de seguridad es:

$$n = \frac{S_{sy}}{\tau}$$

Ecuación 2.51

Resistencia de las uniones soldadas: al diseñar componentes soldadas es preferible seleccionar un acero que proporcione una soldadura rápida y económica, aunque quizá requiera un sacrificio de otras cualidades, como la maquinabilidad. En condiciones apropiadas, todos los aceros se pueden soldar, pero se obtendrán mejores resultados si

se eligen aceros con una especificación UNS entre G10140 y G10230. Dichos aceros tienen una resistencia a la tensión en la condición laminada en caliente, en el intervalo de 60 a 70 kpsi.

El diseñador puede elegir factores de seguridad o esfuerzos permisibles de trabajo con más confianza si está consciente de los valores que otros han empleado. Uno de los mejores estándares que se pueden usar es el código para la construcción de edificios de la American Institute of Steel Construction (AISC). En la actualidad, los esfuerzos permisibles se basan en el límite elástico del material, en vez de la resistencia última; asimismo, el código permite usar una variedad de aceros estructurales ASTM, con límites elásticos que varían de 33 a 50kpsi. A condición de que la carga sea la misma, el código permite el mismo esfuerzo en el metal de aporte y en el de base. Para estos aceros ASTM, $S_y = 0.5S_u$.

Los factores de seguridad implicados se calculan con facilidad. Para tensión, $n = 1/0.60 = 1.67$. Para cortante, $n = 0.577/0.40 = 1.44$, al emplear la teoría de la energía de distorsión como el criterio de falla. Es importante observar que, con frecuencia, el material del electrodo es el material presente más fuerte.

2.4.3. Análisis de elementos finitos

Los componentes mecánicos en forma de vigas, barras simples, etc., se pueden analizar con bastante facilidad por medio de métodos básicos de la mecánica que proporcionan soluciones aproximadas. Sin embargo, los componentes reales rara vez son tan sencillos, y el diseñador se ve forzado a realizar aproximaciones menos eficaces mediante soluciones cercanas, experimentación o métodos numéricos [28]. Existe un gran número de técnicas numéricas que se emplea en aplicaciones de ingeniería para las cuales la computadora digital es sumamente útil. En diseño mecánico, donde el software de diseño asistido por computadora (CAD) se utiliza de manera considerable, el método de análisis que se integra perfectamente con el CAD es el análisis de elemento finito (FEA, por sus siglas en inglés). La teoría y aplicaciones matemáticas del método son enormes. Existe una diversidad de paquetes de software comerciales de FEA que se encuentran disponibles, tal como ANSYS, NASTRAN, Algor, etcétera.

Un componente mecánico real es una estructura elástica continua (un continuo). El FEA divide (“discretiza”), la estructura en pequeñas subestructuras (elementos) de tipo elástico, bien definidas pero finitas. Al emplear funciones polinomiales, en conjunto con operaciones matriciales, el comportamiento elástico continuo de cada elemento se desarrolla en

términos del material y las propiedades geométricas del elemento. Las cargas se pueden aplicar dentro del elemento (gravedad, dinámica, térmica, etc.), en la superficie del elemento o en los nodos del mismo.

Estos nodos son las entidades fundamentales de gobierno del elemento, en la medida en que el nodo es donde se conecta un elemento con los otros, donde finalmente se establecen las propiedades elásticas de los mismos, donde se asignan las condiciones de frontera y donde, por último, se aplican las fuerzas (de contacto o cuerpo). Un nodo posee grados de libertad (dof, por sus siglas en inglés). Los grados de libertad son los movimientos independientes de rotación y traslación que pueden existir en un nodo. Como máximo, un nodo puede tener tres grados de libertad rotacionales y tres traslacionales. Una vez que cada nodo dentro de la estructura está definido localmente en forma matricial, entonces los elementos se ensamblan (unen) globalmente a través de sus nodos en común (dof) en una matriz global del sistema. Las cargas aplicadas y las condiciones de frontera se especifican entonces y mediante operaciones matriciales se determinan los valores de todos los grados de libertad de desplazamiento desconocidos. Una vez que se ha realizado este procedimiento, es algo simple hacer uso de estos desplazamientos para determinar las tensiones y esfuerzos por medio de las ecuaciones constitutivas de elasticidad.

Geometría del elemento: se utilizan muchas formas geométricas de elementos en el análisis del elemento finito para aplicaciones específicas. Los diversos elementos que emplean los códigos de software comercial FEM de propósito general constituyen los que se conoce como la biblioteca de elementos del código. Los elementos pueden ubicarse en las siguientes categorías: elementos de línea, elementos de superficie, elementos sólidos y elementos de propósito específico. No todos los elementos soportan todos los grados de libertad.

Generación de malla: la red de elementos y nodos que “discretizan” una región se conoce como malla. La densidad de malla se incrementa a medida que más elementos se colocan dentro de una región dada. El refinamiento de malla ocurre cuando la malla se modifica de un análisis de un modelo al siguiente análisis para producir resultados mejorados. Por lo general, los resultados mejoran cuando la densidad de malla se incrementa en áreas de gradientes de esfuerzo alto y/o cuando las zonas de transición geométrica se enmallan de manera uniforme. Si existe un mínimo cambio en el máximo valor de esfuerzo, es razonable presumir que la solución ha convergido. Existen tres formas básicas para generar una malla de elementos: manual, semiautomática o completamente automatizada.

Generación manual de mallas: este es un método intensivo de mucha labor para crear una malla, y excepto por algunas modificaciones rápidas de un modelo se utiliza raras veces.

Generación semiautomática de malla: a lo largo de los años, se han desarrollado algoritmos computacionales que le permiten al modelador enmallar de manera automática las regiones de la estructura que se está dividiendo, mediante el empleo de límites bien definidos. Puesto que el modelador tiene que definir estas regiones, la técnica se considera semiautomática.

Generación completamente automatizada de mallas: la mayor parte de los distribuidores de software han concentrado sus esfuerzos en desarrollar la generación completamente automática de mallas, y en algunos casos, un refinamiento para mallas automáticas autoadaptables. El objetivo obvio es reducir de manera significativa el tiempo de pre procesamiento del modelador, así como el esfuerzo para llegar a una malla de FEA final bien construida. Una vez que se han definido las fronteras o los límites completos de la estructura, sin subdivisiones como en la generación semiautomática de mallas y con un mínimo de intervención por parte del usuario, se tienen disponibles diversos esquemas para discretizar la región con un tipo de elemento.

Aplicación de carga: existen dos formas básicas de especificar cargas en una estructura: nodal y por carga de elementos. No obstante, la carga de elementos finalmente se aplica a los nodos empleando cargas nodales equivalentes. Un aspecto de la aplicación de cargas se relaciona con el principio de Saint-Venant. Si no se tiene interés acerca de los esfuerzos cercanos a los puntos de aplicación de carga, no es necesario intentar distribuir la carga de manera muy precisa. La fuerza neta y/o momento puede aplicarse a un solo nodo, siempre que el elemento soporte los grados de libertad asociados con la fuerza y/o el momento en el nodo. Sin embargo, el analista no debe sorprenderse, o preocuparse, cuando revise los resultados y los esfuerzos en la vecindad del punto de aplicación de la carga y encuentre que son muy grandes. Los momentos concentrados pueden aplicarse a los nodos de vigas y la mayoría de los elementos de placas. No obstante, los momentos concentrados no pueden aplicarse a elementos de puntales, planos elásticos bidimensionales, axiales simétricos o de ladrillos, pues no soportan grados de libertad rotacionales. Un momento puro se puede aplicar a estos elementos solamente mediante el empleo de fuerzas en la forma de un par. De la mecánica de la estática se puede generar un par empleando dos o más fuerzas que actúen en un plano donde la fuerza neta de las mismas sea igual a cero. El momento neto de las fuerzas es un vector perpendicular al

plano y es la sumatoria de los momentos de las fuerzas que se toman en cualquier punto común.

Las cargas de elementos incluyen cargas estáticas debidas a la gravedad (peso), efectos térmicos, cargas superficiales tales como la presión hidrostática y uniforme, y cargas dinámicas debidas a aceleración constante y rotación en estado estacionario (aceleración centrífuga). Como se estableció con anterioridad, las cargas de elementos se convierten por medio de software en las cargas nodales equivalentes y al final se tratan como cargas concentradas que se aplican a los nodos.

Para carga de gravedad, la gravedad constante en unidades adecuadas y la dirección de la misma deben ser suministradas por el modelador. Si la longitud del modelo y las unidades de fuerza son pulgadas y lbf, $g = 386.1 \text{ ips}^2$. Si dicha longitud, así como las unidades de fuerza, están dadas en metros y newtons, $g = 9.81 \text{ m/s}^2$. La dirección de la gravedad normalmente se encuentra hacia el centro de la Tierra.

Condiciones de frontera: la simulación de las condiciones de frontera y otras formas de limitantes probablemente es la parte más difícil del modelado preciso de una estructura para un análisis de elemento finito. Con limitantes específicas, es relativamente sencillo cometer errores de omisión o distorsión. Para el analista puede ser necesario probar diferentes enfoques para modelar limitantes enigmáticas tales como uniones de pernos, soldaduras, etc., que no son tan simples como las uniones fijas o pernos idealizados. La prueba debería confinarse a problemas simples y no a una estructura grande y compleja. En ocasiones, cuando la naturaleza exacta de una condición limítrofe o de frontera es incierta, sólo pueden ser posibles los límites de comportamiento.

Las ecuaciones de restricción de punto múltiple se emplean con bastante frecuencia para modelar condiciones de frontera o conexiones rígidas entre miembros elásticos. Cuando se utilizan en esta última forma, las ecuaciones actúan como elementos y entonces se conocen como elementos rígidos. Los elementos rígidos pueden rotar o trasladarse únicamente de manera rígida.

Los elementos de frontera se utilizan para forzar desplazamientos específicos distintos de cero sobre una estructura. Los elementos de frontera también pueden ser útiles al modelar condiciones de frontera que son laterales del sistema coordinado global.

Técnica de modelado: con los actuales paquetes de CAD y generadores automáticos de mallas, es una tarea cómoda crear un modelo sólido y enmallar el volumen con elementos finitos. Con las velocidades de computación actuales y con sobrada memoria de trabajo computacional, es muy fácil crear un modelo con números extremadamente grandes de elementos y nodos. Las técnicas antiguas de modelado de elemento finito parecen pasadas de moda e innecesarias. No obstante, puede gastarse mucho tiempo de manera innecesaria en un modelo sumamente complejo cuando uno mucho más sencillo funcionaría. El modelo complejo puede incluso no proporcionar una solución precisa, mientras que un modelo más simple lo hará.

2.5. Sistemas de control

2.5.1. Sistema

Es un conjunto de elementos que interactúan para cumplir unos objetivos determinados.

2.5.2. Control de un sistema

Consiste en actuar sobre un sistema para que este cumpla con sus objetivos.

Los componentes de un sistema de control se detallan a continuación:

El control en sí mismo es un sistema físico y por lo tanto se define como un conjunto de elementos que interactúan con el fin de posibilitar que un sistema cumpla con sus objetivos. Para evitar confusiones con los sistemas que controla, simplemente se lo llama Control.

Los componentes principales del control son [29] :

SENSORES: Son dispositivos que establecen, detectan o sensan parámetros de los sistemas físicos y envían esta información a un controlador.

CONTROLADOR: Es el cerebro que además de almacenar información, recibe información de los sensores, procesa información y envía órdenes a los actuadores para que accionen sobre el sistema en vista a lograr que este logre sus objetivos.

ACTUADORES: Son dispositivos que reciben las órdenes por parte del controlador y accionan o actúan sobre un sistema para controlarlo.

Estos componentes de un sistema de control pueden tener tecnologías muy diversas: mecánica, electromecánica, electrónica, etc.

Dependiendo del tipo de sujeto, el control se clasifica en:

CONTROL MANUAL: Cuando un operador humano es el que efectúa el control sobre el sistema.

CONTROL AUTOMÁTICO: Cuando no interviene un operador humano, sino son elementos artificiales los que efectúan el control.

CONTROL SEMIAUTOMÁTICO: Cuando parte del proceso de control es automático y otra parte es manual.

Planteamiento de un sistema físico para el control: la condición necesaria para que el control de un sistema físico cumpla con su finalidad es que este sistema funcione correctamente. Para el control los componentes del sistema físico se consideran dentro de una “caja negra” y más bien se considera al sistema en forma paramétrica, siendo los parámetros funcionales del sistema, ver Figura 2.27:

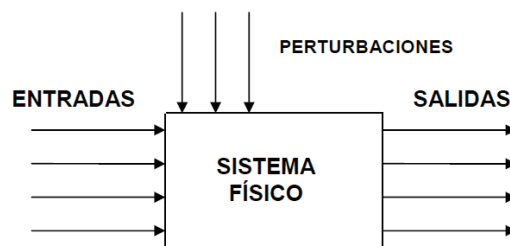


Figura 2.27. Planteamiento de un sistema físico para control.

(Fuente: Propia).

SALIDAS: Son parámetros cuantificables que representan los objetivos de un sistema.

ENTRADAS: Son parámetros cuantificables sobre los que se puede actuar directamente.

PERTURBACIONES: Son parámetros generalmente del medio ambiente en que funciona el sistema y que son muy difíciles o imposible de evitarlos. Estos parámetros se consideran perturbaciones solamente cuando estos afectan significativamente en el funcionamiento de un sistema.

Señales digitales y analógicas: las señales de información transmitidas entre los diferentes componentes y elementos de un sistema de control se dividen en dos tipos que son:

SEÑALES ANALÓGICAS: Son señales continuas físicas de la naturaleza.

SEÑALES DIGITALES: Son señales discretas o discontinuas que se encuentran codificadas.

Dependiendo de cuál de estas señales o información es la predominante en un elemento, equipo o sistema de control a este se lo define como analógico o digital.

2.5.3. Controladores lógicos programables PLC's

Un controlador lógico programable (PLC, por sus siglas en inglés) se define como un dispositivo electrónico digital que usa una memoria programable para guardar instrucciones y llevar a cabo funciones lógicas, de configuración de secuencia, de sincronización, de conteo y aritméticas, para el control de maquinaria y procesos. Este tipo de procesadores se denomina lógico debido a que su programación básicamente tiene que ver con la ejecución de operaciones lógicas y de conmutación.

Los dispositivos de entrada (por ejemplo, un interruptor) y los dispositivos de salida (por ejemplo, un motor), que están bajo control, se conectan al PLC; de esta manera el controlador monitorea las entradas y salidas, de acuerdo con el programa diseñado por el operador para el PLC y que éste conserva en memoria, y de esta manera se controlan máquinas o procesos. En un principio, el propósito de estos controladores fue sustituir la conexión física de relevadores de los sistemas de control lógicos y de sincronización.

Los PLC's tienen la gran ventaja de que permiten modificar un sistema de control sin tener que volver a alambrear las conexiones de los dispositivos de entrada y de salida; basta con que el operador digite en un teclado las instrucciones correspondientes. Lo anterior permite contar con un sistema flexible mediante el cual es posible controlar sistemas muy diversos entre sí, tanto en tipo como en complejidad.

Si bien los PLCs son similares a las computadoras, tienen características específicas que permiten su empleo como controladores. Éstas son:

Son robustos y están diseñados para resistir vibraciones, temperatura, humedad y ruido.

La interfaz para las entradas y las salidas está dentro del controlador.

Es muy fácil programarlos, así como entender el lenguaje de programación.

La programación básicamente consiste en operaciones de lógica y conmutación.

Las tareas sugeridas para realizar la automatización del control de un sistema se resumen en las siguientes:

Estructurar el proceso en secciones independientes entre sí.

Describir las funciones de cada proceso, para ello tome en cuenta lo siguiente: entradas y salidas, describir el funcionamiento, condiciones que deben cumplirse para la operación de

los actuadores (electroválvulas, motores, accionamientos, etc.), describir la interface del operador.

Diseñar los circuitos de seguridad para la instalación de los cables de interconexión. En este caso es necesario considerar condiciones de operación normal y de falla, tanto en condiciones de cortocircuito, sobrecarga o sobre voltaje, tomando en cuenta la seguridad del equipo y del personal que operará el sistema.

Distribuir adecuadamente las estaciones de control del operador, considerando la disposición mecánica de los CPU's, de los módulos de ampliación y lógicamente de los equipos que se controlarán.

Elaborar una lista de nombres asociados a las entradas, salidas y de todos los elementos que intervienen en el sistema.

El PLC opera en forma cíclica, realizando las siguientes tareas: lee las entradas, ejecuta el programa del usuario, procesa las peticiones de comunicación, efectúa el autodiagnóstico, escribe las salidas.

Entradas digitales: los módulos de entradas digitales permiten conectar al autómata sensores de tipo todo o nada. El cable de señal del sensor se conecta a una vía de entrada del módulo. El módulo se encarga de convertir la señal que entra por la vía en una señal que es cero o uno en un bit interno de la memoria del módulo. Cada ciclo de autómata, la unidad central lee los bits de los módulos y vuelca su valor en los objetos del lenguaje del autómata conocidos como entradas digitales.

Los módulos de entradas digitales trabajan con señales de tensión, por ejemplo, cuando por una vía llegan 24 voltios se interpreta como un 1 y cuando llegan cero voltios se interpreta como un 0. Los módulos de entradas digitales se caracterizan por el nivel de tensión que interpretan como "uno". Los niveles de tensión estándar son 24 voltios C.C., 110 VCA, 220 VCA.

Los módulos de entradas digitales a 24 VCC son los más comunes. ¿Por qué se utilizan 24 VCC y no un nivel de tensión más bajo, como podría ser 5 VCC? En una instalación industrial hay que garantizar que la señal que da el sensor, llegue al módulo de entradas, el cable perfectamente puede medir 100 metros, y no existe ninguna garantía de que los 5 voltios lleguen al módulo de entradas. En el cable además pueden inducirse ruidos que den lugar a la aparición de voltajes que el autómata interpretará como que el sensor está activo. Es más difícil que esto suceda si se utilizan 24 voltios.

También existen módulos cuyos niveles de tensión son 110 VCA y 220 VCA. Son niveles de tensión más elevados, que "garantizan" la llegada de la señal del sensor. Además, los sensores no necesitan fuente de alimentación, ya que con un simple transformador reductor basta.

En su contra, utilizan tensión alterna, la cual debe ser rectificadora y comparada, por lo que el proceso de adquisición de la señal es más lento que en tensión continua. El nivel de tensión 220 debe ser considerado peligroso para el ser humano y los sensores tendrán puntos a esta tensión. En la máquina existirán puntos de tensión peligrosa. Son módulos más caros que los de 24 VCC. El número de vías por módulo es menor debido a que la electrónica de tratamiento es más complicada y ocupa más sitio. Además, se debe tener en cuenta que la oferta comercial de estos módulos es mucho más reducida.

En el proceso de adquisición de la señal hay varias etapas. En la primera existe una protección contra sobretensiones, si la señal es de corriente alterna se rectifica. En la segunda etapa se produce un filtrado, para evitar los ruidos que pueden entrar por el cable del sensor. En algunos módulos es programable el tiempo de filtrado (entre 0.1 y 12 ms). Un ruido que induzca en el cable del sensor 24 voltios durante un tiempo inferior al filtrado, no será interpretado como "uno". Después del filtrado se produce una puesta en forma de la onda y un aislamiento galvánico o por opto acoplador. A continuación, la señal se deposita como un "cero" o como un "uno" en un bit interno de la memoria del módulo.

Al existir el filtrado de la señal se impide que los ruidos "lleguen" al interior del autómatas. Pero también impide que estos módulos se puedan utilizar para cablear sensores que dan pulsos a alta frecuencia, como pueden ser los pulsos de un encoder. Un filtrado de 10 ms indica que se podrán leer pulsos a una frecuencia máxima de 50 Hz (50 pulsos por segundo). Para efectuar contajes rápidos el autómatas dispone de entradas de contaje rápido, que asociadas a circuitos contadores rápidos pueden contar pulsos a altas frecuencias (hasta 500 KHz).

En algunos autómatas cada vía de entrada digital ocupa tres bits. Uno para el valor actual, otro para el valor anterior y otro para el valor de forzado. Con los bits de valor actual y valor anterior el autómatas puede reconocer flancos de subida o bajada en la vía de entrada digital. Con el bit de forzado se pueden forzar desde el software de programación el estado de las entradas, para por ejemplo comprobar la evolución del programa del autómatas sin tener que tener la máquina conectada.

Salidas digitales: un módulo de salidas digitales permite al autómatas programable actuar sobre los preactuadores y actuadores que admitan órdenes del tipo todo o nada.

Periódicamente el autómata escribe el valor de los objetos conocidos en su lenguaje como salidas digitales en estos módulos.

El valor binario de las salidas digitales (0 ó 1) se convierte en la apertura o cierre de un contacto relé interno del autómata en el caso de módulos de salidas a relé. O bien se convierte en la presencia de 0 ó 24 voltios en un tornillo del bornero del módulo, en los módulos de salidas estáticos.

En los módulos estáticos el elemento que conmuta es un componente electrónico como transistores o triacs, y en los módulos electromecánicos son contactos de relés internos al módulo.

Los módulos de salida digitales a base de transistores o triacs suministran tensión cuando la vía de salida está activa. Los niveles de tensión estándar son 24 VCC y 110 VCA. La potencia que suministran las vías de salida es limitada.

Los módulos de salidas electromecánicos disponen de relés internos que al activar la salida conmutan su contacto. Este contacto une eléctricamente dos tornillos del bornero de conexión del autómata. Las salidas a relé son libres de tensión. La tensión debe provenir de una fuente de alimentación externa al autómata y conectarse al común del contacto del relé, el otro tornillo del contacto se cableará al elemento que deseamos activar con esta salida. Aunque las salidas a relé sean libres de tensión se procurará no sobrepasar la intensidad máxima que soporta el contacto del relé. De lo contrario el contacto podría soldarse, de manera que la salida permanecería activa, aunque por programa estuviera desactivada.

Los módulos de salidas estáticos al suministrar tensión, sólo pueden actuar sobre elementos que trabajen todos a la misma tensión, en cambio los módulos de salidas electromecánicos, al ser libres de tensión, pueden actuar sobre elementos que trabajen a tensiones distintas. Los módulos estáticos a 24 VCC permiten una mayor densidad de vías por módulo y son menos costosos que los electromecánicos. Pero tienen la desventaja de que exteriormente al módulo muchas veces hay que efectuar una activación en cascada mediante un relé para poder actuar sobre el actuador.

Protección de los módulos de salidas digitales: cuando una falla, por ejemplo, un cortocircuito, tiene como consecuencia la disyunción de una salida, ésta puede reactivarse si no persiste ninguna falla en sus límites. El comando de reactivación se define en la configuración. La reactivación puede ser automática o controlada por el programa.

Automático: el módulo ejecuta la reactivación en periodos de 10 segundos hasta que desaparezca la falla.

Programado: el programa de aplicación ejecuta la reactivación. Para evitar las reactivaciones repetidas, el módulo asegura automáticamente una temporización de 10 segundos entre dos reactivaciones.

La reactivación no tiene ningún efecto en una vía no activada o que contiene una falla. Si el programa de autómatas se detiene y pasa a estado de STOP, por falla del procesador, o por fallo en algún módulo de entradas salidas, las salidas pueden ponerse en un estado no perjudicial para la aplicación. Este estado, llamado posición de retorno, se define para cada módulo en la configuración de salidas. La configuración permite seleccionar:

Retorno: las vías se ponen a 0 o 1 en función del valor de retorno configurado.

Conservación: las salidas permanecen en el estado anterior a STOP.

Los módulos de entradas salidas analógicas permiten que los autómatas programables trabajen con actuadores de mando analógico y lean señales de tipo analógico. Estos módulos son la interfaz para que el autómata pueda controlar procesos continuos como son temperatura, presión, caudal y otros.

Entradas analógicas: los módulos de entradas analógicas convierten una magnitud analógica en un número que se deposita en una variable tipo palabra interna del autómata. Esta conversión se realiza con una precisión o resolución determinada (número de bits) y cada cierto intervalo de tiempo (periodo de muestreo).

La precisión en los módulos de entrada analógica suele ir desde los 12 a los 16 bits. A mayor número de bits más precisa será la conversión, pero también más lenta. Una precisión de 14 bits es mucho más que suficiente en la mayoría de las aplicaciones industriales.

La velocidad con que se toman muestras de la señal analógica, define el periodo de muestreo. El periodo de muestreo, en las tarjetas de entrada analógica de los autómatas, suele ir desde 25 ms a unos 30 segundos. Como muy rápido se toman 40 muestras por segundo. Se debe considerar que los autómatas se dedican a control industrial de variables lentas como son la temperatura, y 40 muestras por segundo es mucho más que suficiente para controlar temperatura (y también para controlar velocidad).

Los módulos de entrada analógica pueden leer tensión o intensidad. Una gran gama de sensores analógicos da como señal de salida una señal en intensidad. La razón es que es mucho más difícil que su forma de onda se vea alterada por ruidos o tensiones inducidas, que en el caso de que la señal sea tensión. En el rango de 4-20 mA se puede detectar la rotura de hilo del cable del sensor. Esto no se puede realizar en ningún otro rango. Pero también existen sensores que no dan ni tensión ni intensidad, como pueden ser los termopares o las Pt100. Estos sensores necesitan de una etapa electrónica de tratamiento y adquisición de la señal.

Existen módulos que llevan incorporada la electrónica necesaria para el tratamiento de la señal, evitando la necesidad de electrónica externa al autómatas para el tratamiento de la señal que dan los termopares o las resistencias Pt100. Estos módulos permiten conectar directamente termopares, Pt100, Ni1000. El tratamiento de la señal del sensor se realiza internamente en el módulo, incluyendo también la compensación de la soldadura fría en los termopares.

Salidas analógicas: los módulos de salida analógica permiten que el valor de una variable numérica interna del autómatas se convierta en tensión o en intensidad. Esta tensión o intensidad puede servir de referencia de mando para actuadores que admitan mando analógico, como pueden ser los variadores de velocidad, las etapas de tiristores de los hornos, reguladores de temperatura, reguladores de caudal, etc., permitiendo al autómatas realizar funciones de regulación y control de procesos continuos.

La precisión en los módulos de salida analógica suele ir desde los 12 a los 14 bits (suele ser menor que la de los módulos de entrada). No tienen problemas de velocidad, dado que la conversión digital-analógica es prácticamente instantánea. Cada salida se caracteriza por el tipo de señal suministrada que puede ser intensidad o tensión y por el rango 0-10Voltios, ± 10 Voltios, 0-20mA, 4-20mA.

Protección de los módulos de salidas analógicas: si el programa se detiene, las salidas analógicas deben ponerse en un estado no perjudicial para la aplicación. Este estado, llamado posición de retorno, se define para cada módulo en la configuración de las salidas. La configuración permite elegir:

Retorno de las salidas a un valor. O es el valor predeterminado.

Conservación del estado: las salidas permanecen en el estado anterior al Paro.

En muchas aplicaciones el valor de retorno es diferente de 0, entonces se deberá programar el valor adecuado. El valor de retorno depende del tipo de salida utilizada:

0..10500 para 0-20mA.

500..10500 para 4-20mA.

10500..+10500 para $\pm 10V$.

2.5.4. Motores eléctricos

Por su fácil montaje, reducido coste y seguridad de funcionamiento, entre otras razones, los más utilizados son los asíncronos trifásicos. Sus partes fundamentales son: estator o inductor: es un recinto cilíndrico formado por un bloque de chapas magnéticas, las cuales descansan en un soporte de fundición o aleación ligera (carcasa) y están provistas de ranuras para alojar las bobinas; y rotor o inducido: conectado normalmente en cortocircuito, es un cilindro formado por chapas compactadas sobre un núcleo de aluminio ensamblado sobre el eje motor [30].

Con la aplicación en los extremos del bobinado (placa de bornes) de una corriente trifásica, se produce un flujo magnético que provoca en el rotor una fuerza electromotriz, la cual genera una corriente eléctrica en las barras de éste. Dado que si sobre un conductor por el que circula una corriente eléctrica en el seno de un campo magnético se genera una fuerza sobre el mismo, los conductores del rotor generan un par de giros sobre el eje del motor siguiendo el flujo giratorio del estator, haciéndolo girar y transformando la energía eléctrica en mecánica.

Adquiere gran importancia para el comportamiento del motor durante el arranque el tipo de conexión de las bobinas. Ésta puede estar en estrella (Y) o en triángulo (Δ), simplemente variando la posición de los extremos de los conductores en la placa de bornes. La inversión del sentido de giro del motor se realiza mediante la permuta de dos fases cualesquiera. El número de polos del estator (2,4,6,8...) junto con la frecuencia de la red, determinan la velocidad del motor. Cuantos menos polos, menor velocidad.

El desarrollo de convertidores de frecuencia para motores de corriente alterna ha dado lugar a una menor utilización de los motores tradicionales de corriente continua. En la actualidad, los tipos de motores más empleados en las máquinas herramienta son:

Brushless: sin escobillas. Es un motor de corriente continua en el que se ha sustituido el colector por un dispositivo electrónico. Se monta en máquinas que requieran grandes pares y aceleraciones.

Paso a paso: se utilizan para el posicionado preciso.

Corriente continua controlado por servomecanismos: permiten un control de velocidad y posicionamiento preciso.

Arranque de motores: cuando se requiere cierta potencia, el sistema utilizado habitualmente para el arranque es el llamado estrella-triángulo (Y- Δ). Radica en conectar el motor en estrella durante un período breve con el fin de reducir la intensidad de la corriente absorbida -puesto que de realizarse directamente sería entre 5 y 7 veces superior a la nominal- para cuando el motor ya está impulsado, pasar a la conexión en triángulo, quedando de esta forma las fases vinculadas a la tensión de la red. Los motores asíncronos de baja potencia del tipo «jaula de ardilla» admiten arranque directo. Los asíncronos de rotor bobinado se arrancan por eliminación de resistencias rotóricas, manual o automáticamente, mediante sistemas temporizados.

Para condiciones de bajo par de arranque se utiliza la eliminación de resistencias estáticas. El arranque por autotransformador sólo se aplica para potencias superiores a 80 kW. Los motores de corriente continua de mediana y elevada potencia deben arrancarse con ciertas precauciones p.ej. intercalando una resistencia variable (reóstato de arranque).

Frenado de motores: existen varios sistemas de frenado para los motores eléctricos, pero actualmente, tanto los asíncronos de corriente alterna como los de corriente continua, la mayoría utilizan el sistema de frenado electromagnético. Su funcionamiento está basado en la acción de un electroimán que mantiene los dos discos de freno separados mientras el motor está funcionando. Cuando cerramos la corriente, se desactiva el electroimán y uno de los discos de frenado es impulsado por un resorte y presiona muy fuertemente al disco gemelo montado sobre el eje motor, lo que provoca el frenado. Un sistema un poco más rudo es el frenado por contracorriente, invirtiendo el sentido de la corriente de alimentación.

Uso de los motores: para el movimiento de los husillos principales de las máquinas herramienta, es imprescindible que el motor encargado de ello sea capaz de proporcionar de forma continua y estable la potencia requerida para el corte, tanto a baja como a alta velocidad de giro. A su vez, como no, mantener estable la velocidad de giro en cualquier posición de su gama de velocidades. En los movimientos de avance, cambios de herramienta, alimentación, etc., los motores deben poder ser capaces de grandes aceleraciones y deceleraciones, administrando una amplia gama de velocidades y siendo muy estables en cualquiera de ellas.

CAPÍTULO 3

3. ESTUDIO DE ALTERNATIVAS

3.1. Definición de la necesidad

La realidad del país en cuanto a la restricción de flujo de recursos económicos y la imperiosa necesidad de mejorar los procesos de fabricación, obligan a las pequeñas y nacientes empresas metalmecánicas a ofertar productos de bajo costo y con un alto grado de calidad. En base a la descripción del problema se puede definir que la necesidad se centra en una máquina que pueda ofertar los procesos de corte (punzonado-corte-despunte) y plegado; mismos a ser efectuados sobre láminas de acero de bajo carbono, laminadas al frío y al caliente, así como también sobre perfiles G, canales U y ángulos del mismo material.

3.2. Casa de la Calidad

Con la finalidad de garantizar la calidad a través del diseño planteado se consideran los siguientes aspectos: el diseño final corresponda a la respuesta a los requerimientos y necesidades del usuario, establecer los parámetros correctos para un funcionamiento robusto, diseño que facilite el proceso de fabricación y mantenimiento, y que el producto final opere sin fallos.

Las necesidades y requerimientos expresadas por el cliente o usuario deberán ser consideradas en la definición del producto, esto se puede asegurar con el desarrollo de la función de la calidad QFD (quality function deployment). Proceso estructurado que permite traducir los requerimientos y deseos de los usuarios en requerimientos técnicos de ingeniería en cada fase del diseño y de la fabricación.

YojiAkao definió una serie de matrices para guiar el proceso del desarrollo de la función de la calidad, una de esas matrices corresponde a la Planificación del Producto o Casa de la Calidad, misma que traduce las demandas de los clientes en características técnicas del producto [31]. Es la de aplicación más frecuente y en ella se distinguen 6 pasos:

- a. Voz del usuario: describe las demandas (requerimientos y deseos) de los usuarios.
- b. Análisis de competitividad: describe, según el usuario el grado de satisfacción que proporcionan los productos o servicios de la empresa respecto a los de la competencia.
- c. Voz del ingeniero: describe los requerimientos técnicos que deberán articularse para satisfacer las necesidades de los usuarios.

d. Correlaciones: establece las correlaciones entre la voz de los usuarios y la voz del ingeniero.

e. Comparación técnica: compara el producto de la empresa con los de la competencia.

f. Compromisos técnicos, establece los compromisos potenciales entre las diferentes características técnicas del producto.

A continuación, se desarrollan cada una de los pasos señalados.

3.2.1. Voz del usuario

Para la definición de este ítem se considera las opiniones de 3 personas: Sr. Juan Shuguli (líder producción en Artialambre), Sr. Carlos Tiglla (supervisor de planta metal en ECASA) y Sr. Saúl Pozo (supervisor producción línea metal en Racks del Pacífico); personas que se han desenvuelto durante toda su vida en el sector metalmecánico en empresas grandes, medianas y pequeñas.

La máquina debe estar en la capacidad de procesar elementos de tol negro y perfiles hasta un espesor de 3mm.

Debe reproducir los procesos generados por máquinas grandes como guillotinas, despuntadoras, plegadoras y prensas.

Una velocidad de trabajo similar a las máquinas industriales especializadas y a máquinas importadas del mismo tipo.

El cambio de herramientas y el mantenimiento deben ser fáciles de realizar.

El funcionamiento de la máquina debe ser el más sencillo posible.

Bajo nivel de ruido.

Funcionamiento seguro.

El operador de la máquina debe ser capaz de trabajar de forma independiente.

El costo de fabricación de la máquina debe ser competitivo en base a máquinas importadas.

3.2.2. Análisis de competitividad

En el caso de tercerizar los procesos, el nivel de calidad es similar a los productos ofertados por empresas que disponen de máquinas industriales especializadas, pero esto se traduce

a una alta dependencia de la disponibilidad y nivel de respuesta de las empresas tercerizadoras y adicionalmente esto repercute en un alto costo económico.

En el caso de fabricación propia, forma artesanal con acoplamiento de herramientas disponibles, se presentan varios problemas: mayor tiempo en la fabricación de partes y piezas, limitación en la configuración del diseño para fabricación y bajo nivel de calidad del producto final.

3.2.3. Voz del ingeniero

En base a las necesidades y requerimientos mencionados por las personas inmiscuidas en el ramo de la metalmecánica, se procede con la formulación de las especificaciones técnicas correspondientes:

Capacidad: corresponde a los estándares máximos de materia prima que la máquina puede procesar.

Funcionalidad: la acción de llevar a cabo procesos de transformación apropiados sobre la materia prima.

Velocidad de trabajo: actividad relacionada a la carrera del herramental por unidad de tiempo.

Mantenimiento: el sistema a ser planteado requiere gran accesibilidad a los elementos y dispositivos que requieran un control y mantenimiento continuo, mismos elementos adicionalmente deben presentar facilidad de inspección de su funcionamiento.

Facilidad de operación: tanto el funcionamiento de la máquina, así como la programación de la misma debe ser amigables con el usuario, y en el caso que aplique cualquier operación debe ser intuitiva y lo más lógica posible.

Nivel de ruido: el límite en cuanto a la cantidad de ruido generada por la máquina durante su funcionamiento, mismo nivel que deberá ser soportado por el operador.

Confiabilidad, se refiere al cumplimiento de todas las funciones propias de la máquina sin presentar anomalías.

Ergonomía: la máquina debe presentar comodidad al operador durante su manipulación, no realizando movimientos bruscos ni acciones repetitivas, lo que se traduce en una optimización de la relación hombre/máquina.

Costo: un apartado fundamental en cuanto al diseño corresponde a brindar un punto óptimo en la relación costo/beneficio, mediante el empleo de materiales y elementos comerciales

a nivel local, así como la simplificación de mecanismos, garantizando a su vez el funcionamiento apropiado y el grado de calidad de los elementos procesados.

Los puntos restantes: d(Correlaciones), f(Evaluación Técnica) y g(Compromisos Técnicos) son desarrollados en la casa de la calidad.

Correlaciones: el cuerpo de la casa de la calidad muestra las capacidades de cada característica técnica para satisfacer al cliente en cada una de las demandas. En este caso cabe formularse la pregunta ¿hasta qué nivel se puede satisfacer las demandas?: fuerte, mediano o débil.

Evaluación técnica: luego de haber completado el cuadro de correlaciones es necesario evaluar la incidencia de cada una de las características técnicas en la satisfacción de las demandas. Fuerte (9), mediana (3), débil (1).

Compromisos técnicos: el techo de la casa de la calidad contiene los distintos compromisos entre las características técnicas del producto que el diseño debe contener. Se han establecido cuatro niveles de correlación: muy negativa, negativa, positiva y muy positiva.

3.2.4. Análisis de la Casa de la Calidad

En base a las necesidades y deseos del usuario (voz del usuario) se cotejaron las características técnicas (voz del ingeniero). Cada necesidad fue clasificada en base a su naturaleza: B básico, O unidimensional y E estimulante.

Las correlaciones entre la voz del usuario y la voz del ingeniero han sido comparadas bajo un factor de incidencia: 9 para fuerte, 3 para medio y 1 para bajo, mismos representados bajo figuras geométricas correspondientes. En tanto que los compromisos entre las características técnicas han sido determinados mediante una convención de signos como: muy positiva, positiva, negativa y muy negativa.

Para la evaluación del usuario, columnas A-B-C, se consideró una calificación a la situación actual de la empresa, y la comparación con 2 empresas que pueden ofertar este caso. Columna A, evaluación bajo el concepto de que no se dispone de máquinas y herramientas para realizar el proceso requerido. Columna B, empresa que dispone de máquinas importadas destinadas para este fin. Columna C, empresa con maquinaria adaptada para realizar trabajos similares.

Las columnas D, E, F, G, H e I, fueron llenadas en base a las indicaciones siguientes. Columna D, Objetivos, mismos que se pretenden cumplir en base a la demanda de los clientes, nivel de fijación deseado del 1 al 5. Columna E, Índice de mejora, la relación naciente entre la columna D y columna A. Columna F, Factor de venta, la evaluación para

los puntos fuertes considerados en la venta del producto, niveles 1,1.2,1.5. Columna G, Importancia, corresponde a la catalogación para parte del cliente de que necesidades son más importantes que otras, evaluación desde 1 a 5. Columna H, Ponderación, resultado de multiplicar las columnas E*F*G. Columna I, Ponderación %, es solamente la expresión de la columna H en porcentajes.

Las filas: Propia empresa, Competencia 1, Competencia 2; son llenadas en base a la catalogación de las características técnicas. La fila Incidencia, corresponde al resultado de la sumatoria del producto de las correlaciones entre voz usuario y voz ingeniero (fuerte, medio, bajo) con la columna H; la sumatoria corresponde a la consideración de todas las filas de la voz del usuario por su correspondiente de la columna H. La fila Incidencia en %, se entiende como la expresión de la fila Incidencia, pero a nivel de porcentajes. La Figura 3.1 corresponde al diagrama de la casa de la calidad aplicable para el proyecto de diseño y simulación de una punzonadora multifunción.

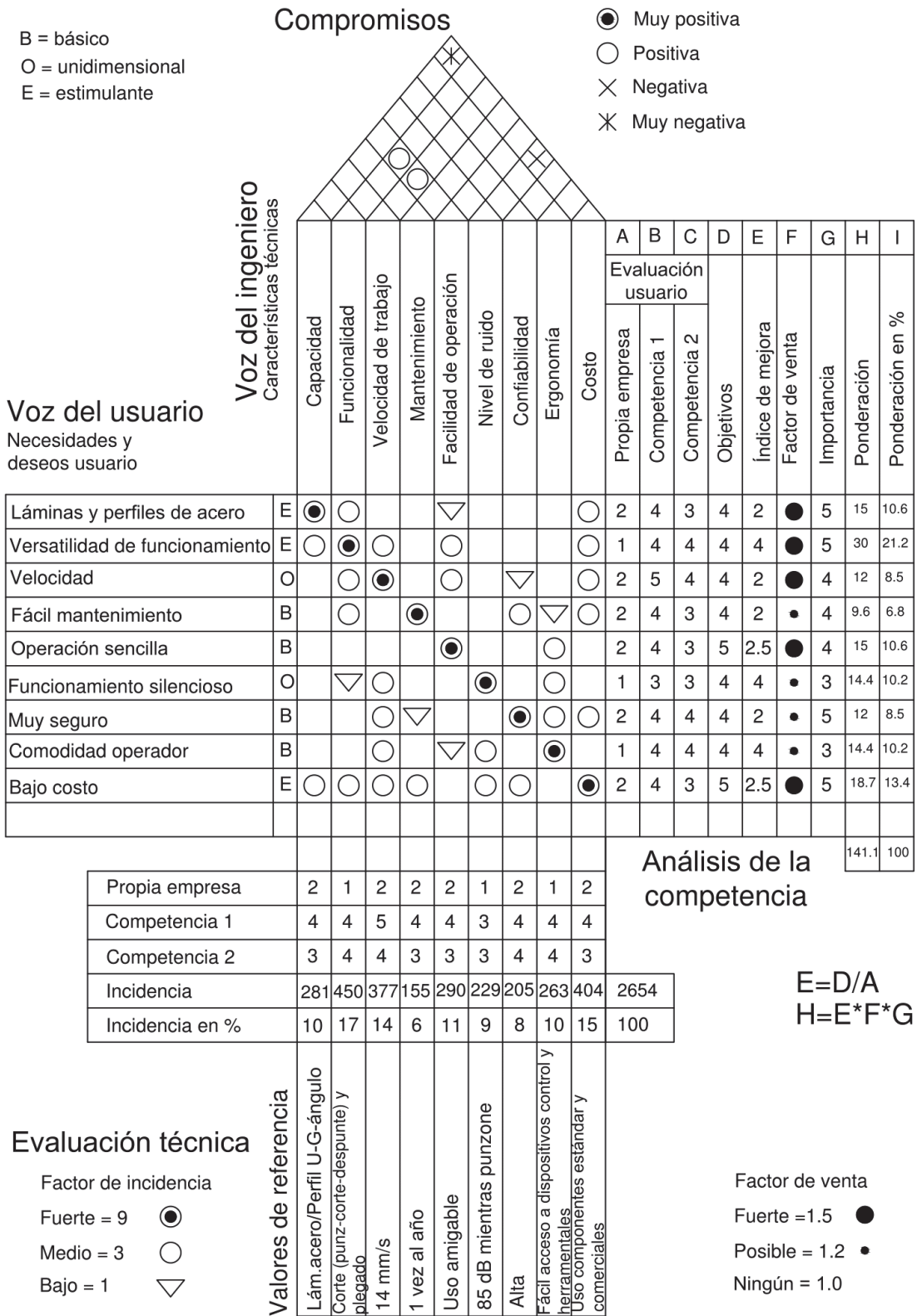


Figura 3.1. Casa de la Calidad.
(Fuente: Propia).

3.2.5. Especificaciones Técnicas

Posterior a la consideración de las necesidades y el análisis de la casa de la calidad se puede enlistar las especificaciones técnicas que debe contener el diseño de la máquina punzonadora:

Capacidad: elementos de acero de bajo carbono laminado al frío de hasta 1.9mm de espesor, y elementos de acero de bajo carbono laminados al caliente desde 2 hasta 3mm de espesor; así como también correas de acero de bajo carbono G80x40x15x2mm-G80x40x15x3mm-G100x50x15x2mm-G100x50x15x3mm, Canal U de acero de bajo carbono U80x40x2mm-U80x40x3mm-U100x50x2mm -U100x50x3mm y ángulos de acero de bajo carbono L40x2mm-L40x3mm -L50x2mm-L50x3mm.

Funcionalidad: la máquina debe estar en la capacidad de realizar procesos de corte (punzonado-corte-despunte) y plegado, con la particularidad de que en el caso de punzonado pueda trabajar con las geometrías descritas en la tabla 1.7.

Velocidad de trabajo: 14mm/s como velocidad de trabajo y de retroceso. [32]

Mantenimiento: 1 vez al año y facilidad de inspección de componentes importantes.

Facilidad de operación: funcionamiento de la máquina amigable con el usuario.

Nivel de ruido: durante proceso de punzonado no debe sobrepasar los 85 dBA. [33]

Confiabilidad, alta.

Ergonomía: fácil acceso a dispositivos de control, así como a los herramientas a emplear.

Costo: se emplearán componentes estándar y comerciales, con el fin de optimizar el recurso económico.

Ambiente de trabajo: temperatura ambiente en la ciudad de Quito.

3.3. Estructura Funcional

3.3.1. Definición

Con el propósito de describir y resolver los problemas de diseño, es útil aplicar el concepto de función, que es cualquier transformación (en el sentido de realización de una tarea) entre unos flujos de entrada y de salida, tanto si se trata de funciones estáticas (invariables en el tiempo) como de funciones dinámicas (que cambien con el tiempo). La función es, pues, una formulación abstracta de una tarea, independientemente de la solución particular que la materializa.

La función global representa la tarea global que debe realizar el producto que se va a diseñar y se establece como una caja negra que relaciona los flujos de entrada y los de salida. Sin embargo, esta presentación es muy esquemática y, para obtener una representación más precisa, hay que dividir la función global en subfunciones (correspondientes a subtareas) y a la vez, establecer las relaciones de flujos entre estas subfunciones.

La representación del conjunto de subfunciones con las entradas y salidas, así como las interrelaciones de flujos entre ellas se denomina estructura funcional [34]. Para facilitar la representación de las funciones y de los flujos en la estructura funcional de un producto, es conveniente disponer de símbolos adecuados cuya utilización sea lo suficientemente flexible. Los símbolos utilizados son los siguientes:

Función: rectángulo de línea continua.

Flujo de material y dirección: flecha de doble línea continua.

Flujo de energía y dirección: flecha de línea continua.

Flujo de señal y dirección: flecha de línea discontinua.

Sistema, subsistema, módulo: polígono de línea de punto y raya.

Las descripciones de los diferentes conceptos se realizan de la siguiente manera:

Funciones. Se sitúan dentro del rectángulo y preferentemente se definen con un verbo seguido de un predicado: transferir pieza; mover brazo; controlar posición.

Flujos. Su objeto se indica encima de las flechas correspondientes: de pieza en bruto, acabada; de alimentación eléctrica, de accionamiento del cabezal; de señal en marcha, de posición.

Sistema, subsistemas y módulos. Se indica encima y a mano izquierda del polígono que los delimita.

3.3.2. Diagramas funcionales

La función global de la máquina puede ser representado como se indica en la Figura 3.2, Nivel 0.

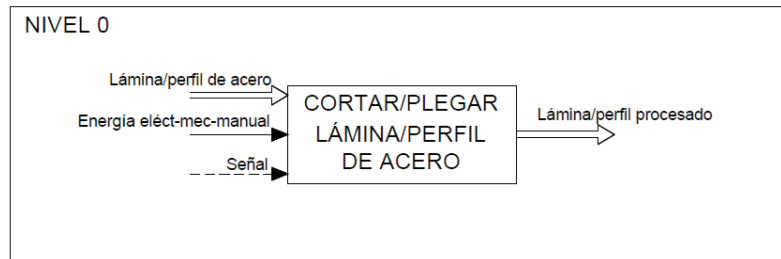


Figura 3.2. Nivel 0 de estructura funcional.

(Fuente: Propia).

El detalle de la función global puede ser revisado en la Figura 3.3, Nivel 1.

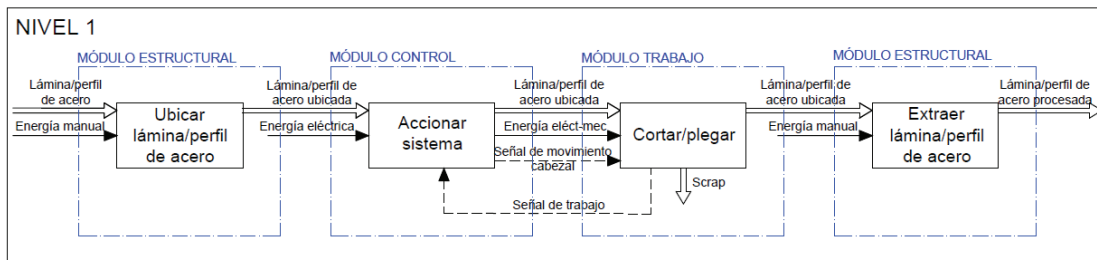


Figura 3.3. Nivel 1 de estructura funcional.

(Fuente: Propia).

3.3.3. Análisis de los diagramas

La representación esquemática de la tarea global que debe realizar la máquina ha sido desglosada en 2 niveles. La Figura 3.2 corresponde al Nivel 0 de la estructura funcional. Los flujos de entrada (materia prima, energía y señal) alimentan la función global con la finalidad de obtener un elemento de lámina o perfil de acero procesada. Este nivel describe de forma general, pero clara, el propósito principal de la máquina a ser desarrollada.

La Figura 3.3 hace referencia al Nivel 1 de la estructura funcional, máximo desglose del funcionamiento de la estructura. Este nivel se adentra en la descomposición de la función principal, subsistemas. Estos a su vez se encuentran interrelacionados a través de flujos

tanto de entrada como de salida. La correcta definición de las subfunciones garantiza la apropiada división de la máquina en los módulos constitutivos de la misma. El resultado del análisis de la figura 3.3, se denota en la determinación de los módulos constituyentes de la máquina punzonadora, mismos que son: módulo estructural, módulo de trabajo (corte y plegado) y módulo de control.

3.4. Estudio de alternativas para los módulos de la máquina

3.4.1. Módulo Estructural

Aquella parte que soporta a los demás módulos, entendiéndose como la mayoría de la estructura física de la máquina y el tipo de disposición de la parte ejecutante.

Alternativa 1, Cuello de cisne con módulo único de trabajo: estructura caracterizada por su forma tipo C o conocida también como cuello de cisne, ver Figura 3.4, esta disposición permite la ubicación del pistón actuante en la parte vertical superior. Presenta también una amplia mesa de trabajo sobre la cual se facilita la ubicación de las distintas matrices (punzonado, corte, despunte, plegado).



Figura 3.4. Cuello de cisne con módulo único de trabajo.

(Fuente: <http://www.narges.com/es/maquinaria-industrial/punzonadoras-hidraulicas>).

Ventajas: diseño compacto, facilidad de mantenimiento y fabricación de máquina a menor costo.

Desventajas: tiempo para recambio de matriz a emplear, mayor grado de calibración y mayor tiempo de producción.

Alternativa 2, Estructura completa con módulos independientes de trabajo: esta configuración permite el acoplamiento independiente sobre la máquina de cada uno de los módulos: punzonado, corte de lámina, corte de perfil y despunte de lámina, pudiendo adaptarse el módulo de plegado a uno de ellos, ver Figura 3.5.



Figura 3.5. Estructura completa con módulos independientes de trabajo.

(Fuente: http://www.sinokd.com/Hydraulic_Ironworkers/?gclid=CLzb4pPo0NACFQFDhgod95IHlw).

Ventajas: menor tiempo de producción, mayor grado de calidad, diseño robusto y facilidad de operación.

Desventajas: fabricación de máquina a mayor costo, necesita mayor espacio y complejidad en mantenimiento.

Criterios de selección de alternativas: los conceptos descritos abajo serán empleados para evaluar cada una de las alternativas anteriores.

Confiabledad: el nivel de satisfacción en cuanto al cumplimiento de las necesidades expresadas por el cliente.

Facilidad de construcción: la disponibilidad de recursos y procesos que simplifiquen la fabricación de la máquina.

Facilidad de mantenimiento: el acceso directo y simple hacia los elementos o sistemas que requieran revisión para que estos mantengan un correcto funcionamiento, o a su vez estos puedan ser encontrados comercialmente para su recambio o reparación.

Costo: representa el valor económico que implica la fabricación de la máquina.

Seguridad: el grado de confianza experimentado por el operador durante el funcionamiento de la máquina.

Evaluación de alternativas: el tipo de calificación para las tablas inferiores corresponde al siguiente razonamiento: 1 si el criterio de la fila es superior al criterio de la columna, 0.5 si el criterio de la fila es igual al criterio de la columna y 0 si el criterio de la fila es inferior al criterio de la columna. En la Tabla 3.1 puede notarse la evaluación del peso específico de cada criterio para la selección de alternativas.

Tabla 3.1. Evaluación del peso específico de cada criterio.

Confiabilidad = Seguridad = Costo > Facilidad de construcción = Facilidad de mantenimiento							
CRITERIO	Confiabilidad	Facilidad de construcción	Facilidad de mantenimiento	Costo	Seguridad	$\Sigma+1$	Ponderación
Confiabilidad		1	1	0,5	0,5	4	0,27
Facilidad de construcción	0		0,5	0	0	1,5	0,10
Facilidad de mantenimiento	0	0,5		0	0	1,5	0,10
Costo	0,5	1	1		0,5	4	0,27
Seguridad	0,5	1	1	0,5		4	0,27
					SUMA	15	1,00

(Fuente: Propia).

En la Tabla 3.2 se desarrolla la evaluación del criterio de la confiabilidad para cada una de las alternativas planteadas.

Tabla 3.2. Evaluación del criterio confiabilidad.

Alternativa 1 < Alternativa 2				
CONFIABILIDAD	Alternativa 1	Alternativa 2	$\Sigma+1$	Ponderación
Alternativa 1		0	1	0,33
Alternativa 2	1		2	0,67
		SUMA	3	1,00

(Fuente: Propia).

En la Tabla 3.3 se denota la evaluación del criterio de la facilidad de construcción para las alternativas planteadas.

Tabla 3.3. Evaluación del criterio facilidad de construcción.

Alternativa 1> Alternativa 2				
FACILIDAD DE CONSTRUCCIÓN	Alternativa 1	Alternativa 2	$\Sigma+1$	Ponderación
Alternativa 1		1	2	0,67
Alternativa 2	0		1	0,33
		SUMA	3	1,00

(Fuente: Propia).

En la Tabla 3.4 se desarrolla la evaluación del criterio de facilidad de mantenimiento para cada una de las alternativas planteadas.

Tabla 3.4. Evaluación del criterio facilidad de mantenimiento.

Alternativa 1> Alternativa 2				
FACILIDAD DE MANTENIMIENTO	Alternativa 1	Alternativa 2	$\Sigma+1$	Ponderación
Alternativa 1		1	2	0,67
Alternativa 2	0		1	0,33
		SUMA	3	1,00

(Fuente: Propia).

En la Tabla 3.5 se denota la evaluación del criterio costo para las alternativas planteadas.

Tabla 3.5. Evaluación del criterio costo.

Alternativa 1> Alternativa 2				
COSTO	Alternativa 1	Alternativa 2	$\Sigma+1$	Ponderación
Alternativa 1		1	2	0,67
Alternativa 2	0		1	0,33
		SUMA	3	1,00

(Fuente: Propia).

En la Tabla 3.6 se desarrolla la evaluación del criterio seguridad para cada una de las alternativas planteadas.

Tabla 3.6. Evaluación del criterio seguridad.

Alternativa 2> Alternativa 1				
SEGURIDAD	Alternativa 1	Alternativa 2	$\Sigma+1$	Ponderación
Alternativa 1		0	1	0,33
Alternativa 2	1		2	0,67
		SUMA	3	1,00

(Fuente: Propia).

El uso de los datos obtenidos en las tablas predecesoras son empleados en la obtención de la Tabla 3.7, misma que corresponde a la selección final de la alternativa. Los datos calculados corresponden a la multiplicación del valor de la ponderación obtenida por cada criterio en la Tabla 3.1, por el valor de la ponderación obtenida en cada tabla correspondiente.

Tabla 3.7. Selección final de la alternativa.

CONCLUSIÓN	Confiabilidad	Facilidad de construcción	Facilidad de mantenimiento	Costo	Seguridad	Σ	Prioridad
Alternativa 1	0,089	0,067	0,067	0,178	0,089	0,489	2,00
Alternativa 2	0,178	0,033	0,033	0,089	0,178	0,511	1,00

(Fuente: Propia).

En base a la Tabla 3.7 se puede concluir que la mejor alternativa en cuanto al módulo de la estructura es la Alternativa 2 “Estructura completa con módulos independientes de trabajo”.

3.4.2. Módulo de Trabajo

El conjunto de elementos que al interactuar entre sí cumplen con la finalidad de generar potencia, energía empleada para el procesamiento de los elementos de acero de bajo carbono, ya sea bajo accionamiento de distintos tipos de corte como de plegado.

Alternativa 1, Circuito neumático: los sistemas de aire comprimido proporcionan un movimiento controlado con el empleo de cilindros y motores neumáticos y se aplican en herramientas, válvulas de control y posicionadores, martillos neumáticos, pistolas, etc. Un claro ejemplo puede notarse en la Figura 3.6.

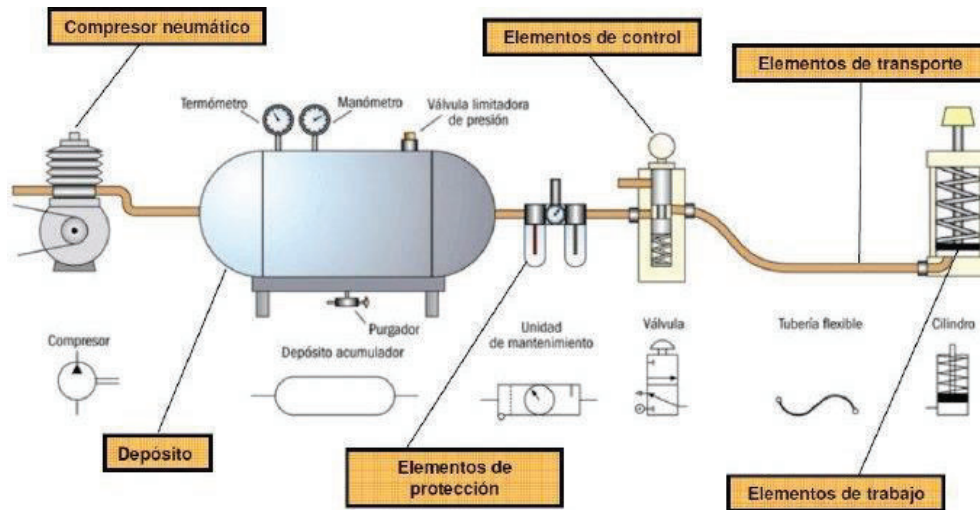


Figura 3.6. Circuito neumático.

(Fuente: <http://www.areatecnologia.com/NEUMATICA.htm>).

Ventajas: bajo costo de componentes, facilidad de diseño e implementación, riesgo nulo de explosión, conversión fácil al movimiento giratorio como al lineal y posibilidad de transmitir energía a grandes distancias.

Desventajas: imposibilidad de obtener velocidades estables, reducción del rendimiento por posibles fugas y pérdidas, fuerza limitada y baja estabilidad.

Alternativa 2, Circuito hidráulico: la hidráulica utiliza básicamente los fluidos hidráulicos como medios de presión para mover los pistones de los cilindros. En la Figura 3.7 se representa el movimiento típico de un pistón dentro del cilindro gracias a la energía proporcionada por un sistema hidráulico formado por una bomba, un depósito y un conjunto de tuberías que llevan el fluido a presión hasta los puntos de utilización.

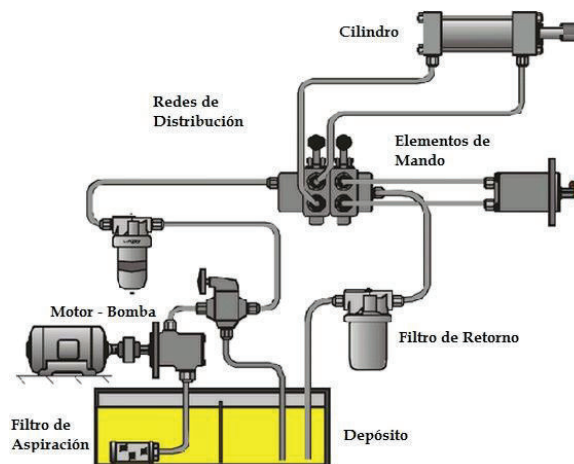


Figura 3.7. Circuito hidráulico.

(Fuente: <http://industrial-automatiza.blogspot.com/2011/05/elementos-de-un-circuito-hidraulico.html>).

Ventajas: gran potencia transmitida con pequeños componentes, posicionamiento preciso, arranque con cargas pesadas, movimientos lineales independientes de la carga, operación suave e inversa, buen control y mayor complementación con elementos eléctricos y electrónicos.

Desventajas: polución del ambiente, riesgo de incendio, sensibilidad a la suciedad y peligro por presiones.

Criterios de selección de alternativas: los conceptos descritos abajo serán empleados para evaluar cada una de las alternativas anteriores.

Confiabilidad: el nivel de satisfacción en cuanto al cumplimiento de las necesidades expresadas por el cliente.

Potencia: la capacidad de generar y transmitir energía.

Precisión: el grado de respuesta en cuanto a tiempo y ubicación, así como su control.

Costo: representa el valor económico que implica la fabricación del módulo requerido.

Seguridad: el grado de confianza experimentado por el operador durante el funcionamiento de la máquina.

Evaluación de alternativas: el tipo de calificación para las tablas inferiores corresponde al siguiente razonamiento: 1 si el criterio de la fila es superior al criterio de la columna, 0.5 si el criterio de la fila es igual al criterio de la columna y 0 si el criterio de la fila es inferior al criterio de la columna. En la Tabla 3.8 puede notarse la evaluación del peso específico de cada criterio para la selección de alternativas.

Tabla 3.8. Evaluación del peso específico de cada criterio.

Confiabilidad > Seguridad > Costo = Precisión = Potencia							
CRITERIO	Confiabilidad	Potencia	Precisión	Costo	Seguridad	Σ+1	Ponderación
Confiabilidad		1	1	1	0,5	4,5	0,32
Potencia	0		0,5	0,5	0	2	0,14
Precisión	0	0,5		0,5	0	2	0,14
Costo	0	0,5	0,5		0	2	0,14
Seguridad	0,5	1	1	0		3,5	0,25
					SUMA	14	1,00

(Fuente: Propia).

En la Tabla 3.9 se desarrolla la evaluación del criterio confiabilidad para cada una de las alternativas planteadas.

Tabla 3.9. Evaluación del criterio confiabilidad.

Alternativa 1 < Alternativa 2				
CONFIABILIDAD	Alternativa 1	Alternativa 2	Σ+1	Ponderación
Alternativa 1		0	1	0,33
Alternativa 2	1		2	0,67
		SUMA	3	1

(Fuente: Propia).

En la Tabla 3.10 se denota la evaluación del criterio potencia para las alternativas planteadas.

Tabla 3.10. Evaluación del criterio potencia.

Alternativa 1 < Alternativa 2				
POTENCIA	Alternativa 1	Alternativa 2	Σ+1	Ponderación
Alternativa 1		0	1	0,33
Alternativa 2	1		2	0,67
		SUMA	3	1

(Fuente: Propia).

En la Tabla 3.11 se desarrolla la evaluación del criterio precisión para cada una de las alternativas planteadas.

Tabla 3.11. Evaluación del criterio precisión.

Alternativa 1 < Alternativa 2				
PRECISIÓN	Alternativa 1	Alternativa 2	Σ+1	Ponderación
Alternativa 1		0	1	0,33
Alternativa 2	1		2	0,67
		SUMA	3	1

(Fuente: Propia).

En la Tabla 3.12 se denota la evaluación del criterio costo para las alternativas planteadas.

Tabla 3.12. Evaluación del criterio costo.

Alternativa 1 > Alternativa 2				
COSTO	Alternativa 1	Alternativa 2	Σ+1	Ponderación
Alternativa 1		1	2	0,67
Alternativa 2	0		1	0,33
		SUMA	3	1

(Fuente: Propia).

En la Tabla 3.13 se desarrolla la evaluación del criterio seguridad para cada una de las alternativas planteadas.

Tabla 3.13. Evaluación del criterio seguridad.

Alternativa 1 > Alternativa 2				
SEGURIDAD	Alternativa 1	Alternativa 2	$\Sigma+1$	Ponderación
Alternativa 1		1	2	0,67
Alternativa 2	0		1	0,33
		SUMA	3	1

(Fuente: Propia).

El uso de los datos obtenidos en las tablas predecesoras son empleados en la obtención de la Tabla 3.14, misma que corresponde a la selección final de la alternativa. Los datos calculados corresponden a la multiplicación del valor de la ponderación obtenida por cada criterio en la Tabla 3.8, por el valor de la ponderación obtenida en cada tabla correspondiente.

Tabla 3.14. Selección final de la alternativa.

CONCLUSIÓN	Confiabilidad	Potencia	Precisión	Costo	Seguridad	Σ	Prioridad
Alternativa 1	0,107	0,048	0,048	0,095	0,167	0,464	2
Alternativa 2	0,214	0,095	0,095	0,048	0,083	0,536	1

(Fuente: Propia).

En base a la Tabla 3.14 se puede concluir que la mejor alternativa en cuanto al módulo de trabajo es la Alternativa 2 "Circuito hidráulico".

3.4.3. Módulo de Control

El elemento o sistema de elementos que determinan el accionar de otros, mediante el envío o recepción de señales.

Alternativa 1, PLC: el control lógico programable corresponde a un dispositivo diseñado para automatizar procesos. Es aquel elemento que controla todo lo que se automatizará, cuando se programa se debe llevar una lógica para saber qué es lo primero que indicará el control que se debe hacer y que será lo siguiente y en cuanto a lo programable, básicamente indica que puede ser programado una y otra vez por medio de un código y siempre puede adaptarse a nuevas exigencias que se requieran, ver Figura 3.8.



Figura 3.8. PLC.

(Fuente: http://articulo.mercadolibre.com.ec/MEC-409857146-logo-mini-plc-v8-automatizacion-siemens-_JM).

Ventajas: instalación sencilla, ocupa poco espacio, trabaja bajo condiciones ambientales adversas, posibilidad de manejar múltiples equipos de manera simultánea, amplio monitoreo de los procesos, bajos costos de operación, mantenimiento y energía y facilidad de programación.

Desventajas: conocimiento para programarlo y costo.

Alternativa 2, Microcontrolador: es un circuito integrado, tiene en su interior una unidad central de procesamiento, unidades de memoria, puertos de entrada y salida y periféricos. Estas partes están interconectadas dentro del microcontrolador, y en conjunto forman lo que se le conoce como microcomputadora, ver Figura 3.9.

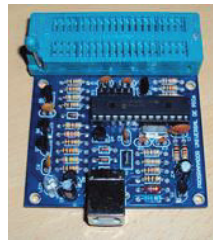


Figura 3.9. Microcontrolador.

(Fuente: http://www.importronic.net/microcontroladores_ecuador_1.html)

Ventajas: costo bajo y poseer programas especializados para operar máquinas similares que podrían usarse.

Desventajas: programación más complicada, hay que agregarle todas las interfaces para trabajar y funcionamiento muy sensible a condiciones ambientales adversas.

Criterios de selección de alternativas: los conceptos descritos abajo serán empleados para evaluar cada una de las alternativas anteriores.

Confiabilidad: el nivel de satisfacción en cuanto al cumplimiento de las necesidades expresadas por el cliente.

Vida útil: el tiempo de vida del producto.

Facilidad de operación: la facilidad que presente para la programación y posterior manipulación durante el funcionamiento de la máquina.

Costo: representa el valor económico que implica la fabricación del módulo requerido.

Seguridad: el grado de confianza experimentado por el operador durante el funcionamiento de la máquina.

Evaluación de alternativas: el tipo de calificación para las tablas inferiores corresponde al siguiente razonamiento: 1 si el criterio de la fila es superior al criterio de la columna, 0.5 si el criterio de la fila es igual al criterio de la columna y 0 si el criterio de la fila es inferior al criterio de la columna. En la Tabla 3.15 puede notarse la evaluación del peso específico de cada criterio para la selección de alternativas.

Tabla 3.15. Evaluación del peso específico de cada criterio.

Confiabilidad = Seguridad > Vida útil > Costo > Facilidad de operación							
CRITERIO	Confiabilidad	Vida útil	Facilidad de operación	Costo	Seguridad	$\Sigma+1$	Ponderación
Confiabilidad		1	1	1	0,5	4,5	0,30
Vida útil	0		0,5	0,5	0	2	0,13
Facilidad de operación	0	0,5		0,5	0	2	0,13
Costo	0	0,5	0,5		0	2	0,13
Seguridad	0,5	1	1	1		4,5	0,30
					SUMA	15	1,00

(Fuente: Propia).

En la Tabla 3.16 se desarrolla la evaluación del criterio confiabilidad para cada una de las alternativas planteadas.

Tabla 3.16. Evaluación del criterio confiabilidad.

Alternativa 1 = Alternativa 2				
CONFIABILIDAD	Alternativa 1	Alternativa 2	Σ+1	Ponderación
Alternativa 1		0,5	1,5	0,50
Alternativa 2	0,5		1,5	0,50
		SUMA	3	1

(Fuente: Propia).

En la Tabla 3.17 se desarrolla la evaluación del criterio vida útil para cada una de las alternativas planteadas.

Tabla 3.17. Evaluación del criterio vida útil.

Alternativa 1 = Alternativa 2				
VIDA ÚTIL	Alternativa 1	Alternativa 2	Σ+1	Ponderación
Alternativa 1		0,5	1,5	0,50
Alternativa 2	0,5		1,5	0,50
		SUMA	3	1

(Fuente: Propia).

En la Tabla 3.18 se desarrolla la evaluación del criterio facilidad de operación para cada una de las alternativas planteadas.

Tabla 3.18. Evaluación del criterio facilidad de operación.

Alternativa 1 < Alternativa 2				
FACILIDAD DE OPERACIÓN	Alternativa 1	Alternativa 2	Σ+1	Ponderación
Alternativa 1		0	1	0,33
Alternativa 2	1		2	0,67
		SUMA	3	1

(Fuente: Propia).

En la Tabla 3.19 se desarrolla la evaluación del criterio costo para cada una de las alternativas planteadas.

Tabla 3.19. Evaluación del criterio costo.

Alternativa 1 < Alternativa 2				
COSTO	Alternativa 1	Alternativa 2	Σ+1	Ponderación
Alternativa 1		0	1	0,33
Alternativa 2	1		2	0,67
		SUMA	3	1

(Fuente: Propia).

En la Tabla 3.20 se desarrolla la evaluación del criterio seguridad para cada una de las alternativas planteadas.

Tabla 3.20. Evaluación del criterio seguridad.

Alternativa 1 > Alternativa 2				
SEGURIDAD	Alternativa 1	Alternativa 2	$\Sigma+1$	Ponderación
Alternativa 1		1	2	0,67
Alternativa 2	0		1	0,33
		SUMA	3	1

(Fuente: Propia).

El uso de los datos obtenidos en las tablas predecesoras son empleados en la obtención de la Tabla 3.21, misma que corresponde a la selección final de la alternativa. Los datos calculados corresponden a la multiplicación del valor de la ponderación obtenida por cada criterio en la Tabla 3.15, por el valor de la ponderación obtenida en cada tabla correspondiente.

Tabla 3.21. Selección final de la alternativa.

CONCLUSIÓN	Confiabilidad	Potencia	Precisión	Costo	Seguridad	Σ	Prioridad
Alternativa 1	0,150	0,067	0,044	0,044	0,200	0,506	1
Alternativa 2	0,150	0,067	0,089	0,089	0,100	0,494	2

(Fuente: Propia).

En base a la Tabla 3.21 se puede concluir que la mejor alternativa en cuanto al módulo de control es la Alternativa 1 "PLC", aunque la diferencia entre las dos opciones es mínima, por lo que durante el proceso del diseño del control se definirá apropiadamente la opción viable.

3.4.4. Módulos Finales Seleccionados

En la Tabla 3.22 se indican las alternativas seleccionadas para cada uno de los módulos de la máquina.

Tabla 3.22. Módulos finales seleccionados.

MÓDULO	ALTERNATIVA FINAL	DESCRIPCIÓN
Estructural	2	Estructura completa con módulos independientes de trabajo
Trabajo	2	Circuito hidráulico
Control	1	PLC

(Fuente: Propia).

3.5. Esquema general de la máquina

En la Figura 3.10 se puede observar el esquema final de la máquina que en el capítulo siguiente se diseñará.

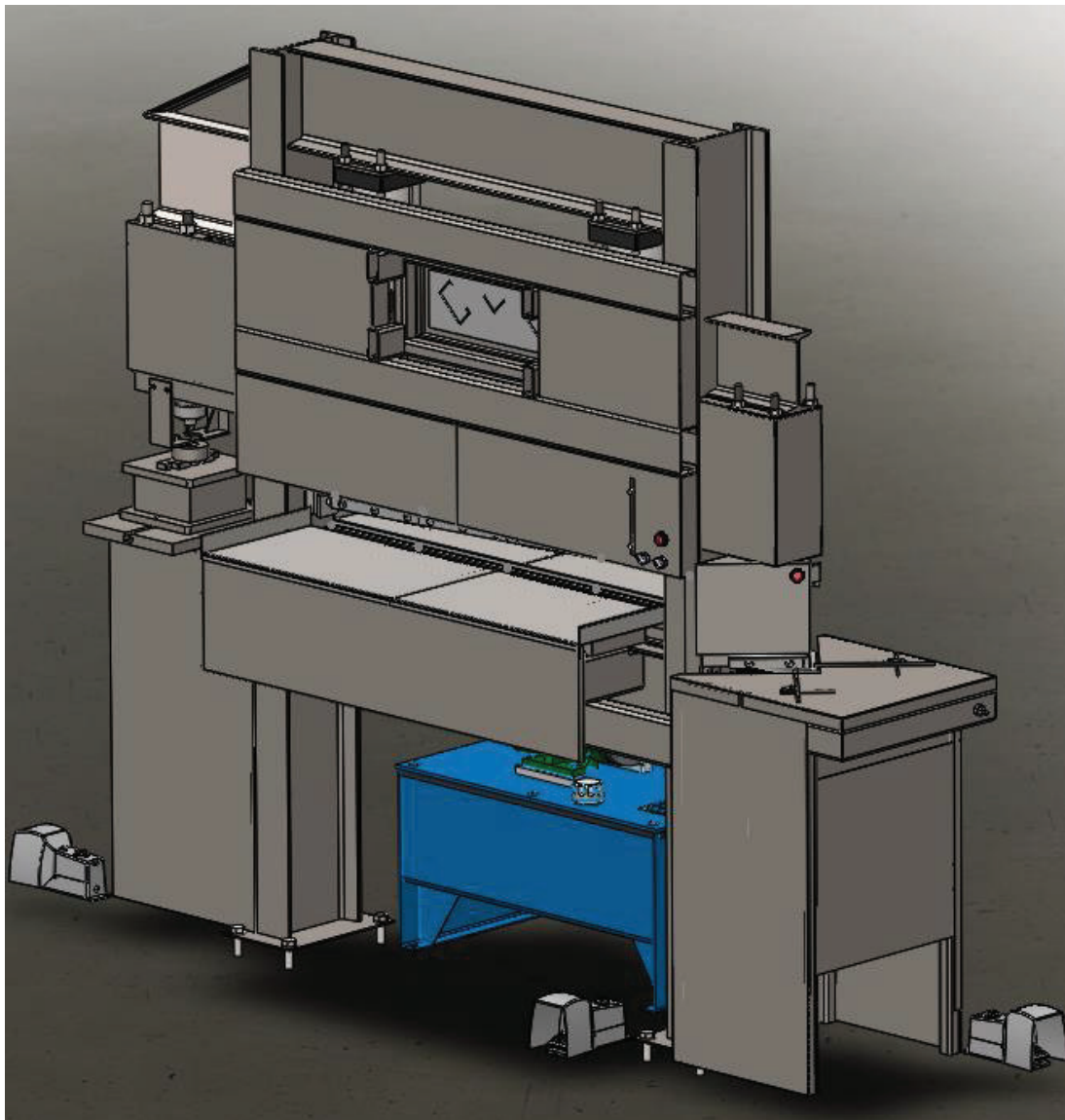


Figura 3.10. Esquema general de la máquina.

(Fuente: Propia).

CAPÍTULO 4

4. DISEÑO, SIMULACIÓN Y CONTROL

4.1. Cálculo potencia requerida

La configuración de la máquina se basa en las siguientes zonas de trabajo: punzonado, corte-plegado y despunte; donde cada zona tiene su requerimiento en cuanto a la solicitud de potencia. A continuación, se desarrollan los cálculos necesarios.

4.1.1. Punzonado

El objetivo de esta zona de trabajo es permitir la perforación, de varias formas geométricas, en elementos de acero de bajo carbono de hasta 3mm de espesor, con la finalidad de reproducir cualquier componente de los productos detallados en el capítulo 1. De acuerdo a la teoría de punzonado se emplea la Ecuación 2.1 correspondiente:

$$F = \frac{(c)(s)(\sigma_k)}{1000}$$

Empleando a la misma vez la información detallada en la Tabla 1.7 Definición de configuración, tipos de perforaciones en comparación al material de acero sobre el cual debería reproducirse. Para los cálculos a desarrollar se considera el siguiente valor común para la fórmula anteriormente mencionada:

$$\sigma_k = 32 \frac{\text{kg}}{\text{mm}^2}, [35]$$

e_{nom} = espesor nominal usado, mm

$e_{\text{máx}}$ = 3mm

Punzonado único, correspondiente a los punzonados independientes y a las fuerzas a ser desarrolladas para cada una de ellas.

Perforación circular $d=6.35\text{mm}$.

$c = 2\pi r = \pi d$, siendo d diámetro.

$$F_{\text{nom}} = \frac{\pi(6.35\text{mm})(1.9\text{mm})(32 \frac{\text{kg}}{\text{mm}^2})}{1000} = 1.213 \text{ tnf}$$

$$F_{\text{máx}} = \frac{\pi(6.35\text{mm})(3\text{mm})(32 \frac{\text{kg}}{\text{mm}^2})}{1000} = 1.915 \text{ tnf}$$

Perforación circular d=8mm.

$$F_{\text{nom}} = \frac{\pi(8\text{mm})(1.9\text{mm})(32 \frac{\text{kg}}{\text{mm}^2})}{1000} = 1.528 \text{ tnf}$$

$$F_{\text{máx}} = \frac{\pi(8\text{mm})(3\text{mm})(32 \frac{\text{kg}}{\text{mm}^2})}{1000} = 2.413 \text{ tnf}$$

Perforación circular d=12.5mm.

$$F_{\text{nom}} = F_{\text{máx}} = \frac{\pi(12.5\text{mm})(3\text{mm})(32 \frac{\text{kg}}{\text{mm}^2})}{1000} = 3.770 \text{ tnf}$$

Perforación cuadrada l=6.35mm.

$c = 4l$, siendo l lado.

$$F_{\text{nom}} = \frac{4(6.35\text{mm})(1.9\text{mm})(32 \frac{\text{kg}}{\text{mm}^2})}{1000} = 1.544 \text{ tnf}$$

$$F_{\text{máx}} = \frac{4(6.35\text{mm})(3\text{mm})(32 \frac{\text{kg}}{\text{mm}^2})}{1000} = 2.438 \text{ tnf}$$

Perforación cuadrada l=10mm.

$$F_{\text{nom}} = \frac{4(10\text{mm})(0.75\text{mm})(32 \frac{\text{kg}}{\text{mm}^2})}{1000} = 0.96 \text{ tnf}$$

$$F_{\text{máx}} = \frac{4(10\text{mm})(3\text{mm})(32 \frac{\text{kg}}{\text{mm}^2})}{1000} = 3.84 \text{ tnf}$$

Perforación rectangular 5x20mm.

$c = 2(a + b)$, siendo: a lado corto y b lado largo.

$$F_{\text{nom}} = \frac{2(5 + 20)\text{mm}(1.2\text{mm})(32 \frac{\text{kg}}{\text{mm}^2})}{1000} = 1.92 \text{ tnf}$$

$$F_{\text{máx}} = \frac{2(5 + 20)\text{mm}(3\text{mm})(32 \frac{\text{kg}}{\text{mm}^2})}{1000} = 4.8 \text{ tnf}$$

Perforación rectangular 8x20mm.

$$F_{\text{nom}} = \frac{2(8 + 20)\text{mm}(1.9\text{mm})(32 \frac{\text{kg}}{\text{mm}^2})}{1000} = 3.405 \text{ tnf}$$

$$F_{\text{máx}} = \frac{2(8 + 20)\text{mm}(3\text{mm})(32 \frac{\text{kg}}{\text{mm}^2})}{1000} = 5.376 \text{ tnf}$$

Perforación rectangular 10x20mm.

$$F_{\text{nom}} = F_{\text{máx}} = \frac{2(10 + 20)\text{mm}(3\text{mm})(32 \frac{\text{kg}}{\text{mm}^2})}{1000} = 5.76 \text{ tnf}$$

Perforación especial 20x13mm.

$$F_{\text{nom}} = F_{\text{máx}} = \frac{(84.65\text{mm})(3\text{mm})(32 \frac{\text{kg}}{\text{mm}^2})}{1000} = 8.126 \text{ tnf}$$

De acuerdo a los cálculos desarrollados, comparando todos los valores, se puede determinar que el valor necesario para este tipo de punzonado es de 8.313tnf equivalente a 81467.4N.

Punzonado múltiple: considerando que existen elementos de productos que requieren varios tipos de perforaciones siguiendo un patrón de repetición a lo largo de todo su desarrollo, es importante determinar cuáles son los productos en mención y cuál es la configuración geométrica que podría adoptarse.

Góndolas, siendo las paredes y los entrepaños los elementos que requerirían de un punzonado múltiple, ver Figura 4.1.

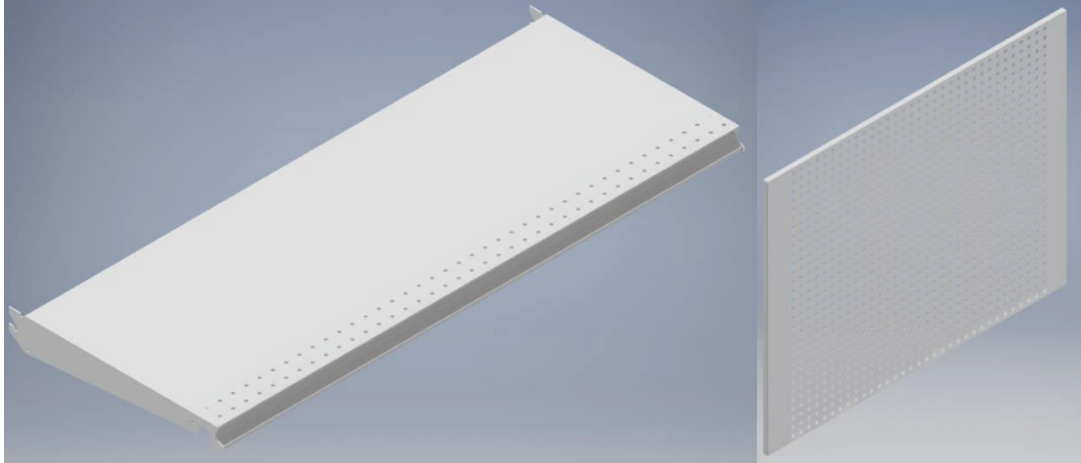


Figura 4.1. Góndolas, entrepaño y pared.

(Fuente: Propia).

Normalmente estos elementos son fabricados con perforaciones circulares de diámetro 6.35mm, con una distancia entre ellas de 25.4mm, por lo que, si cabría un arreglo cuadrado de 4 perforaciones, ya sean circulares o cuadradas, ver Figura 4.2.

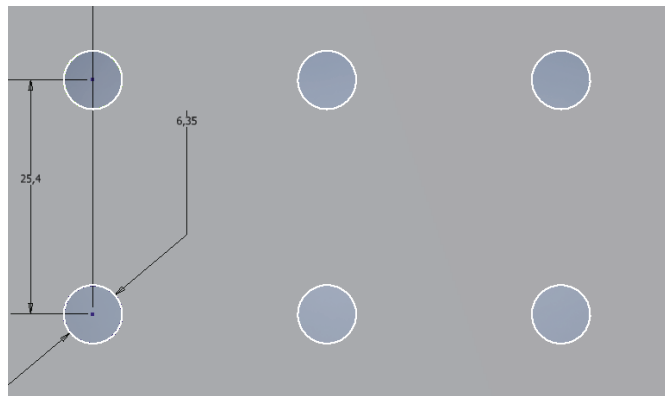


Figura 4.2. Arreglo de perforaciones, góndola.

(Fuente: Propia).

Para el caso de perforaciones circulares, diámetro 6.35mm, equivaldría a multiplicar el valor unitario de punzonado por el arreglo de 4, por lo que:

$$F_{\text{nom}} = (1.213 \text{ tnf})(4) = 4.852 \text{ tnf}$$

Siendo perforaciones cuadradas, lado 6.35mm, equivaldría a multiplicar el valor unitario de punzonado por el arreglo de 4, por lo que:

$$F_{\text{nom}} = (1.544 \text{ tnf})(4) = 6.176 \text{ tnf}$$

Estantería de carga liviana, la figura 1.5 muestra una imagen de este producto. Siendo los parantes los elementos más destacados en cuanto a la consideración de un troquelado múltiple, ver Figura 4.3.

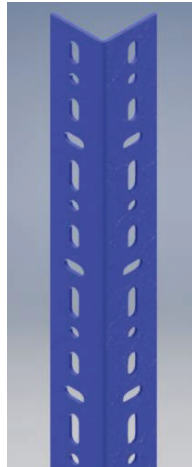


Figura 4.3. Estantería carga liviana, parante.
(Fuente: Propia).

Normalmente estos elementos son fabricados con perforaciones rectangulares 8x20mm y perforaciones circulares de diámetro 8mm, constituyéndose como un arreglo de varias figuras geométricas, ver Figura 4.4.

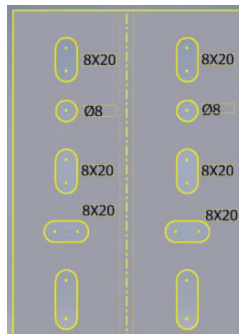


Figura 4.4. Arreglo de perforaciones, estantería de carga liviana.
(Fuente: Propia).

La fuerza requerida corresponde a la sumatoria de cada una de las fuerzas requeridas para las perforaciones únicas.

$$F_{nom} = 6(\text{perf rectangular}) + 2(\text{perf circular}) = 6(3.405 \text{ tnf}) + 2(1.528 \text{ tnf}) = 23.486 \text{ tnf}$$

Estantería carga pesada, la Figura 1.6 muestra una imagen de este producto. En donde los parantes corresponden a los elementos que presentan una repetición a lo largo de su desarrollo, ver Figura 4.5.

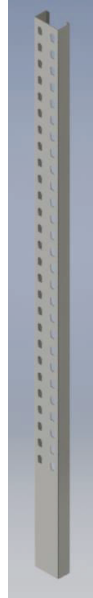


Figura 4.5. Estantería carga pesada, parante.

(Fuente: Propia).

Si bien la forma geométrica de la perforación de la estantería de carga pesada no es la única, si es la más empleada. Pudiendo a su vez ampliar la capacidad de la prensa al utilizar esta forma para el cálculo de fuerza requerida, garantizando varios tipos de perforaciones empleados para distintos tipos de carga limitado inferiormente por la estantería de carga liviana y limitado superiormente por esta estantería de carga pesada. El arreglo de las perforaciones puede observarse en la Figura 4.6.

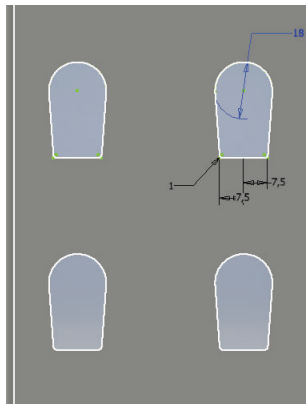


Figura 4.6. Arreglo de perforaciones, estantería carga pesada.

Fuente: Propia).

Con el objeto de no elevar demasiado el nivel de potencia se utiliza un arreglo de dos perforaciones especiales separadas, por lo que, la fuerza requerida corresponde a la sumatoria de cada una de las fuerzas requeridas para las perforaciones únicas.

$$F_{\text{NOM}} = 2(\text{perf especiales}) = 16.252 \text{ tnf}$$

La fuerza de punzonado máximo requerido corresponde al punzonado múltiple, estantería de carga liviana, 23.486 tnf equivalente a 230162N. En la práctica es bueno tener en cuenta el rozamiento que el material dilatado genera a lo largo de las paredes de la matriz durante el corte, al elegir la prensa se deberá, por consiguiente, tener en cuenta el mayor esfuerzo debido a dichos rozamientos, multiplicando la presión teórica por un coeficiente que puede variar de 1.1 a 1.2. Por lo que:

$$F_{\text{req}} = 1.2F_{\text{NOM}} = 1.2(23.486 \text{ tnf}) = 28.183 \text{ tnf} = 276193\text{N}$$

En base a las especificaciones técnicas arrojadas de la casa de la calidad, Figura 3.1, se desprende la velocidad de punzonado de 14mm/s. Dato a emplearse en el cálculo de la potencia requerida en la sección de punzonado.

$$P = Fv$$

Donde:

P = potencia requerida (W)

F = fuerza de punzonado (N)

V = velocidad de punzonado (m/s)

$$P = (276193\text{N}) \left(\frac{0.014\text{m}}{\text{s}} \right) = 3866 \text{ W} = 5.1\text{hp.}$$

4.1.2. Guillotina

Zona de trabajo destinada al corte de planchas de acero de bajo carbono de 3mm de espesor y a una longitud máxima de 1.22m, dimensión correspondiente al ancho estándar de las planchas de acero distribuidas comercialmente. Con la premisa de la optimización de recursos se pretende emplear cuchillas de corte con un ángulo de inclinación, efectuando el trabajo de forma gradual, traduciéndose en una fuerza baja de corte requerida. Empleando la Ecuación 2.10 se tiene:

$$F = (n)(k)(\text{UTS})(\lambda) \left(\frac{T^2}{\tan\phi} \right)$$

Para la relación mencionada se tienen los siguientes valores:

$$n = 0.85$$

$$k = 0.8$$

Esfuerzo último de tracción acero A36, $UTS = \frac{58000\text{lb}}{\text{in}^2}$. [36]

$$\lambda(< 1\text{mm}) = 0.75$$

$$\lambda(1\text{mm a } 2\text{mm}) = 0.65$$

$$\lambda(2\text{mm a } 4\text{mm}) = 0.55$$

$$T = 1\text{mm}(0.039\text{in})/2\text{mm}(0.078\text{in})/3\text{mm}(0.118)$$

$$\phi = 1^\circ \text{ a } 3^\circ. [14]$$

En base a que son varias las combinaciones de datos, para tener una visión clara de las fuerzas se ha graficado el resultado de las mismas, ver Figura 4.7.

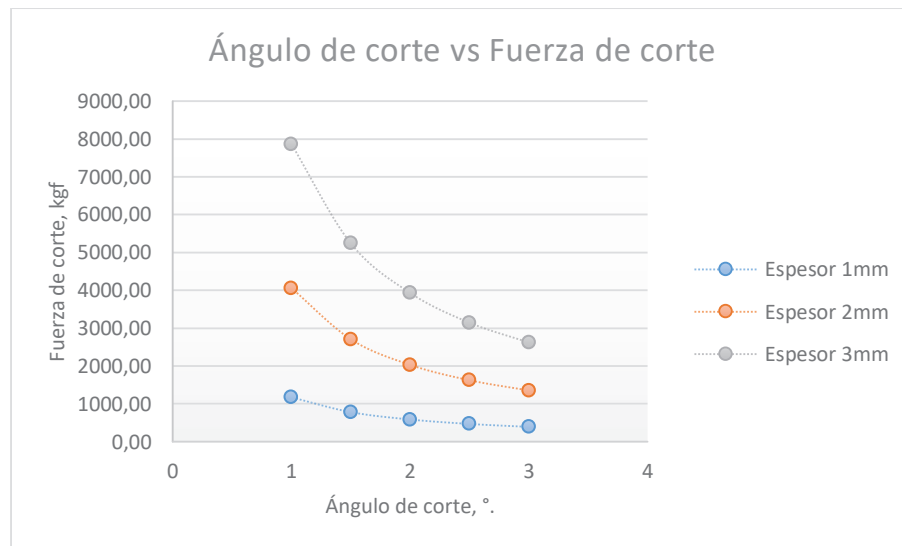


Figura 4.7. Fuerza de corte guillotina, ángulo vs fuerza.

(Fuente: Propia)

De la Figura 4.7 se puede verificar que la fuerza requerida para cortar la lámina de acero disminuye a medida que el ángulo de corte aumenta, independientemente del espesor de acero trabajado. Pero la calidad del corte final decrece a medida que se aumenta el ángulo, debiendo analizarse un equilibrio en la fuerza de corte y en la calidad final de la superficie trabajada. En base a lo expuesto se selecciona para el diseño la fuerza de corte en materiales de 3mm de espesor con un ángulo de 2° , ángulo que se encuentra como punto de referencia en máquinas guillotinas Durma. [37]

$$F = 3931.48\text{kgf} = 38528.5\text{N}$$

Dependiendo de las diversas condiciones de trabajo y otras restricciones propias del proceso de corte, se emplea un factor para calcular la fuerza real de corte para la máquina, valor de 1.3. Siendo el valor calculado:

$$F = 1.3(3931.48\text{kgf}) = 5110.924\text{kgf} = 50087\text{N}$$

Considerando que la zona de guillotina compartirá el mismo espacio de la zona de plegado, es decir una zona puede convertirse en la otra cambiando ciertas partes de herramientas, se mantendrá la misma velocidad de punzonado 14mm/s, adicional esta misma velocidad será aquella empleada para cortar los perfiles de acero de bajo carbono. Por lo que:

$$P = Fv = (50087\text{N}) \left(\frac{0.014\text{m}}{\text{s}} \right) = 701.22\text{W} = 0.95\text{hp}$$

4.1.3. Plegado

Como se mencionó anteriormente esta zona compartirá espacio físico con la zona de corte, guillotina. Está encargada de doblar láminas de acero de bajo carbono, en longitudes máximas de 1220mm y espesores de hasta 3mm. Empleando la Ecuación 2.12 correspondiente se tiene:

$$F = \frac{(L)(T^2)(UTS)}{W}$$

De igual forma a la sección de corte, guillotina, se emplearán las diversas combinaciones entre espesores para analizar las fuerzas requeridas. A continuación, se detallan los valores comunes para todas las consideraciones.

$$L = 1220\text{mm} = 48.03\text{in}$$

$$T = 0.75/1/1.2/1.5/1.9/2/2.5/3\text{mm} \\ = 0.029/0.039/0.047/0.059/0.074/0.078/0.098/0.118\text{in}$$

$$\text{Esfuerzo último de tracción acero A36, UTS} = \frac{58000\text{lbf}}{\text{in}^2}$$

$$W = 0.157/0.249/0.276/0.394/0.472/0.493/0.597/0.709\text{in} [38]$$

Un resumen de los datos calculados puede observarse en la Figura 4.8.

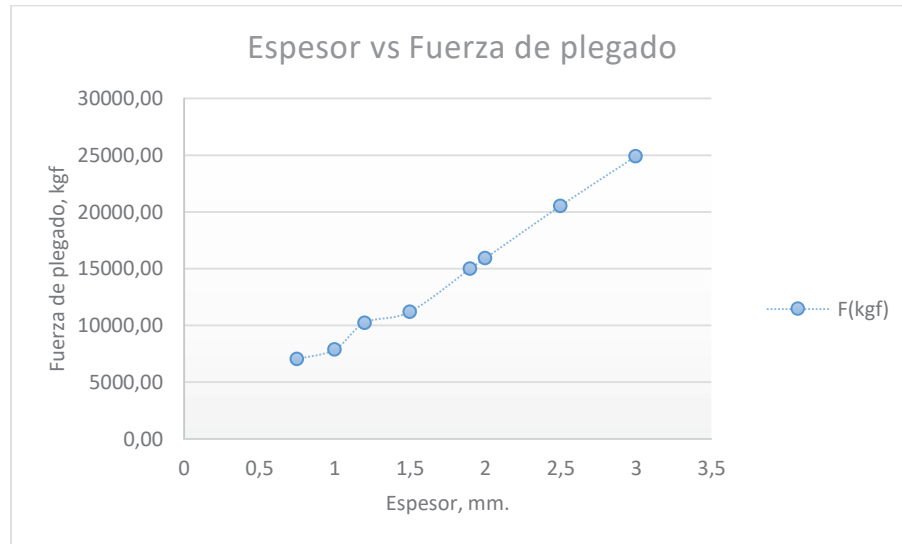


Figura 4.8. Fuerza de plegado, espesor vs fuerza.

(Fuente: Propia)

De la Figura 4.8 se puede indicar que los valores del espesor de la lámina de acero con la fuerza de plegado son directamente proporcionales. En base al requerimiento para el diseño se ha considerado la fuerza para el espesor máximo de 3mm, 24914,19kgf(244159N).

Tomando en consideración la misma premisa de la sección guillotina en cuanto a condiciones de movimiento se tiene que:

$$P = Fv = (244159N) \left(\frac{0.014m}{s} \right) = 3418.2W = 4.58hp$$

Ya habiendo sido calculadas las potencias requeridas para cada zona de trabajo a continuación se resumen los datos obtenidos con la finalidad de determinar el requerimiento de la máquina completa, ver tabla 4.1. En cuanto a la zona 3, Despunte, corresponde a un doble corte, por lo que se considera el doble de potencia que su similar guillotina lámina. Diseño que a diferencia de las punzonadoras cizallas universales o ironworkers que se constituyen como una estación de trabajo en la que es solo posible accionar una de las zonas a la vez; esta máquina presenta el funcionamiento independiente de cada una de las zonas, a excepción de la zona 2, en la que es posible solamente emplear una de las 3 actividades ya que por la propia ubicación no sería posible utilizar las 3 al mismo tiempo.

Tabla 4.1. Potencia total requerida.

Zona	Funcionamiento	Actividad	Potencia		Nivel
			W	hp	
1	Único	Punzonado	3866	5,1	Máximo
2	Selectivo	Guillotina lámina	701,2	0,95	
		Guillotina perfil	701,2	0,95	
		Plegadora	3418,2	4,58	Máximo
3	Único	Despunte	1402,4	1,9	Máximo
POTENCIA TOTAL REQUERIDA			8686,6	11,6	

(Fuente: Propia)

4.2. Diseño de sistema hidráulico

4.2.1. Punzonado

Presión del sistema: la base para el cálculo de los componentes del sistema hidráulico corresponde a las fuerzas presentes en el proceso de punzonado, zona 1, ver Tabla 4.1. Considerando la Figura 4.4 y a la fuerza calculada correspondiente, 28183kgf, se puede aplicar las relaciones apropiadas:

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

Con la finalidad de optimizar el proceso de cálculo se tabulan los datos del catálogo de cilindros FAP y se emplea un cilindro hidráulico de diámetro interno 6". [39]

$$Pre = \frac{28183\text{kgf}}{\pi \left(\frac{6\text{in}}{2}\right)^2} = 996.77 \frac{\text{kgf}}{\text{in}^2} = 2192.9 \frac{\text{lbf}}{\text{in}^2} = 151.2\text{bar} = 15.2\text{MPa}$$

Por lo que empleando la tabla del catálogo se puede corroborar el cálculo, ver Anexo 4.1, siendo seleccionado para el diseño una presión de 160bar, mismos que estarían en la capacidad de generar 29168kgf bajo la configuración geométrica de 6in de diámetro interno para el cilindro hidráulico, ver Anexo 4.2. Una forma de corroborar es empleando la Ecuación 2.18, quedando:

$$D = \sqrt{\frac{40F}{P(\text{bar})\pi 0.9}}$$

$$D = \sqrt{\frac{40(276193N)}{160\text{bar}(\pi)0.9}} = 156\text{mm} \approx 6\text{in.}$$

Caudal, se tiene:

$$Q = (v)(A)$$

$$Q = (0.014\text{m/s})(\pi(0.0762\text{m})^2) = 0.00025 \frac{\text{m}^3}{\text{s}} = 3.365 \frac{\text{gal}}{\text{min}}$$

Potencia de la bomba, se tiene:

$$P = (Q)(\text{Pres})$$

$$P = \left(0.00025 \frac{\text{m}^3}{\text{s}}\right)(16\text{MPa}) = 4000\text{W} = 5.36\text{hp}$$

Depósito de aceite, se tiene:

$$V = 3Q, \text{ unidades en gal/min}$$

$$V = 3\left(3.365 \frac{\text{gal}}{\text{min}}\right) = 10.095\text{gal}$$

Línea de aspiración, en base a la Tabla 2.3, se desprende para la línea de aspiración de bombas una velocidad media de 0.9 m/s. Con dicho valor se puede encontrar el área apropiada para esta sección.

$$Q = (v)(A)$$

$$A = \frac{Q}{v} = \frac{0.00025 \frac{\text{m}^3}{\text{s}}}{0.9 \frac{\text{m}}{\text{s}}} = 0.000277\text{m}^2$$

$$A = \pi r^2 = \pi \frac{d^2}{4}$$

$$d = \sqrt{\frac{4A}{\pi}}$$

Reemplazando el valor encontrado del área.

$$d = \sqrt{\frac{4(0.000277\text{m}^2)}{\pi}} = 0.0187\text{m}$$

Del catálogo de mangueras hidráulicas se puede seleccionar el siguiente elemento:

Manguera hidráulica fabricada bajo norma DIN 20022-2SN: Medida 12, Diámetro interior 3/4in-19mm, Diámetro exterior 29.3mm, Presión de trabajo 215bar(>160bar sistema), Radio de curva 240mm, ver Anexo 4.3.

Línea de impulsión y retorno, de acuerdo a la Figura 2.3 se puede observar que tanto la línea de caudal como la de retorno manejan velocidades de fluidos similares, por lo que para estandarizar elementos en el diseño se empleará una velocidad media de 3m/s.

$$A = \frac{Q}{v} = \frac{0.00025 \frac{\text{m}^3}{\text{s}}}{3 \frac{\text{m}}{\text{s}}} = 0.0000833\text{m}^2$$

$$d = \sqrt{\frac{4A}{\pi}} = \sqrt{\frac{4(0.0000833\text{m}^2)}{\pi}} = 0.0103\text{m}$$

Empleando la información del catálogo de mangueras hidráulicas se selecciona el siguiente elemento:

Manguera hidráulica fabricada bajo norma DIN 20022-1SN: Medida 6, Diámetro interior 3/8in-9.5mm, Diámetro exterior 17.4mm, Presión de trabajo 180bar(>160bar sistema), Radio de curva 130mm. [40] Considerando que al reducir el diámetro de la tubería disminuye el área, y esta a su vez incrementa el caudal, se da por aceptado la manguera seleccionada, ver Anexo 4.4.

4.2.2. Guillotina/plegadora

Presión del sistema, en base a la configuración propia de la máquina, en esta zona existen 3 actividades que deberían llevarse a cabo, ver Tabla 4.1. Dentro de las cuales hay que seleccionar el mayor requerimiento de fuerza, para este caso es aplicable el requerimiento propio de la actividad de plegado con un valor de 24914,19kgf, se puede aplicar las relaciones apropiadas:

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

La configuración propia de la zona para actuar como guillotina o plegadora maneja una longitud máxima de 1220mm, razón por la cual sería preferible emplear dos cilindros de forma tal que actúen permitiendo el desplazamiento horizontal. Empleando los datos del catálogo de cilindros FAP se emplean cilindros hidráulicos de diámetro interno 5", ver Anexo 4.2. Cada uno de los cilindros debe estar en la capacidad de al menos trabajar con la mitad de la fuerza requerida.

$$Pre = \frac{12457\text{kgf}}{\pi \left(\frac{5\text{in}}{2}\right)^2} = 634.42 \frac{\text{kgf}}{\text{in}^2} = 1395.7 \frac{\text{lbf}}{\text{in}^2} = 96.23\text{bar} = 9.6\text{MPa}$$

Por lo que empleando la tabla del catálogo se puede corroborar el cálculo, ver Anexo 4.1, siendo seleccionado para el diseño una presión de 100bar, 10MPa, mismos que estarían en la capacidad de generar 12660kgf, por cada unidad. Bajo la misma configuración geométrica de dos cilindros hidráulicos podrían aportar 25320kgf, valor superior al requerimiento inicial de 24914,19kgf. Una forma de corroborar es empleando la Ecuación 2.18, quedando:

$$D = \sqrt{\frac{40F}{P(\text{bar})\pi 0.9}}$$

$$D = \sqrt{\frac{40(124068\text{N})}{100\text{bar}(\pi)0.9}} = 132\text{mm} \approx 5\text{in.}$$

Caudal, se tiene:

$$Q = 2(v)(A)$$

$$Q = 2(0.014\text{m/s})(\pi(0.0635\text{m})^2) = 0.000354 \frac{\text{m}^3}{\text{s}} = 5.61 \frac{\text{gal}}{\text{min}}$$

Potencia de la bomba, se tiene:

$$P = (Q)(Pres)$$

$$P = \left(0.000354 \frac{\text{m}^3}{\text{s}}\right)(10\text{MPa}) = 3540\text{W} = 4.47\text{hp}$$

Depósito de aceite, se tiene:

$$V = 3Q, \text{ unidades en gal/min}$$

$$V = 3 \left(5.61 \frac{\text{gal}}{\text{min}} \right) = 16.83 \text{ gal}$$

Línea de aspiración, en base a la Tabla 2.3, se desprende para la línea de aspiración de bombas una velocidad media de 0.9 m/s. Con dicho valor se puede encontrar el área apropiada para esta sección.

$$Q = (v)(A)$$

$$A = \frac{Q}{v} = \frac{0.000354 \frac{\text{m}^3}{\text{s}}}{0.9 \frac{\text{m}}{\text{s}}} = 0.000393 \text{m}^2$$

$$A = \pi r^2 = \pi \frac{d^2}{4}$$

$$d = \sqrt{\frac{4A}{\pi}}$$

Reemplazando el valor encontrado del área.

$$d = \sqrt{\frac{4(0.000393 \text{m}^2)}{\pi}} = 0.0223 \text{m}$$

Del catálogo de mangueras hidráulicas se puede seleccionar el siguiente elemento:

Manguera hidráulica fabricada bajo norma SAE 100R2AT: Medida 16, Diámetro interior 1in-25.4mm, Diámetro exterior 38.1mm, Presión de trabajo 138bar(>100bar sistema), Radio de curva 305mm [40], ver Anexo 4.5. Comprobando la modificación hecha:

$$A = \pi \frac{0.0254^2}{4} = 0.000506 \text{m}^2$$

$$Q = (v)(A) = \left(\frac{0.9 \text{m}}{\text{s}} \right) (0.000506 \text{m}^2) = 0.000456 \frac{\text{m}^3}{\text{s}}, \text{ mangueras}$$

$$V = 3 \left(7.22 \frac{\text{gal}}{\text{min}} \right) = 21.68 \text{ gal}$$

$$v = \frac{Q}{2A_{\text{cil}}} = \frac{0.000456 \frac{\text{m}^3}{\text{s}}}{2(\pi(0.0635 \text{m})^2)} = 0.017 \frac{\text{m}}{\text{s}}, \text{ cilindros}$$

La velocidad encontrada es superior a la velocidad requerida de 0.014m/s, aceptándose dicho valor, ya que, al elegir una manguera de diámetro menor, la velocidad de desplazamiento de los cilindros sería inferior, desplazamiento que no podría ser aceptado.

Actualizando los valores:

$$P = (Q)(Pres)$$

$$P = \left(0.000456 \frac{\text{m}^3}{\text{s}}\right)(10\text{MPa}) = 4560\text{W} = 6.12\text{hp}$$

$$V = 3Q$$

$$V = 3 \left(0.000456 \frac{\text{m}^3}{\text{s}}\right) = 0.001368\text{m}^3$$

Línea de impulsión y retorno, de acuerdo a la tabla Tabla 2.3 se puede observar que tanto la línea de caudal como la de retorno manejan velocidades de fluidos similares, por lo que para estandarizar elementos en el diseño se empleará una velocidad media de 2.5m/s.

$$A = \frac{Q}{v} = \frac{0.000506 \frac{\text{m}^3}{\text{s}}}{2.5 \frac{\text{m}}{\text{s}}} = 0.0002024\text{m}^2$$

$$d = \sqrt{\frac{4A}{\pi}} = \sqrt{\frac{4(0.0002024\text{m}^2)}{\pi}} = 0.016\text{m}$$

Empleando la información del catálogo de mangueras hidráulicas se selecciona el siguiente elemento:

Manguera hidráulica fabricada bajo norma DIN 20022-1SN: Medida 10, Diámetro interior 5/8in-15.9mm, Diámetro exterior 23.7mm, Presión de trabajo 130bar(>100bar sistema), Radio de curva 200mm, ver Anexo 4.4.

4.2.3. Despunte

Presión del sistema, de acuerdo a la Tabla 4.1 se desprende que esta zona corresponde a un accionamiento único, despunte. Considerando nuevamente que se compone de un doble corte por la misma naturaleza del despunte, doble cuchilla, se empleará también el doble valor de la fuerza calculada en la sección guillotina, por lo que la fuerza a considerar es de 10221kgf.

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

Siendo el requerimiento muy inferior a la zona de punzonadora y analizando que la sección de doble corte no sobrepasaría los 250mm de longitud se opta por el empleo de un solo

cilindro hidráulico. Empleando los datos del catálogo de cilindros FAP se emplea un cilindro hidráulico de diámetro interno 5", ver Anexo 4.2.

$$Pre = \frac{10221 \text{kgf}}{\pi \left(\frac{5 \text{in}}{2}\right)^2} = 520.5 \frac{\text{kgf}}{\text{in}^2} = 1145.2 \frac{\text{lbf}}{\text{in}^2} = 78.94 \text{bar} = 7.89 \text{MPa}$$

Por lo que empleando la tabla del catálogo se puede corroborar el cálculo, ver Anexo 4.1, siendo seleccionado para el diseño una presión de 80bar, 8MPa, mismos que estarían en la capacidad de generar 10128kgf, valor que difiere en 1% por lo que se acepta. Una forma de corroborar es empleando la Ecuación 2.18, quedando:

$$D = \sqrt{\frac{40F}{P(\text{bar})\pi 0.9}}$$

$$D = \sqrt{\frac{40(100165 \text{N})}{80 \text{bar}(\pi)0.9}} = 133 \text{mm} \approx 5 \text{in.}$$

Caudal, se tiene:

$$Q = (v)(A)$$

$$Q = (0.014 \text{m/s})(\pi(0.0635 \text{m})^2) = 0.000177 \frac{\text{m}^3}{\text{s}} = 2.805 \frac{\text{gal}}{\text{min}}$$

Potencia de la bomba, se tiene:

$$P = (Q)(Pres)$$

$$P = \left(0.000177 \frac{\text{m}^3}{\text{s}}\right)(8 \text{MPa}) = 1416 \text{W} = 1.9 \text{hp}$$

Depósito de aceite, se tiene:

$$V = 3Q, \text{ unidades en gal/min}$$

$$V = 3 \left(2.805 \frac{\text{gal}}{\text{min}}\right) = 8.415 \text{ gal}$$

Línea de aspiración, en base a la Tabla 2.3, se desprende para la línea de aspiración de bombas una velocidad media de 0.9 m/s. Con dicho valor se puede encontrar el área apropiada para esta sección.

$$Q = (v)(A)$$

$$A = \frac{Q}{v} = \frac{0.000177 \frac{\text{m}^3}{\text{s}}}{0.9 \frac{\text{m}}{\text{s}}} = 0.000196 \text{m}^2$$

$$A = \pi r^2 = \pi \frac{d^2}{4}$$

$$d = \sqrt{\frac{4A}{\pi}}$$

Reemplazando el valor encontrado del área.

$$d = \sqrt{\frac{4(0.000196 \text{m}^2)}{\pi}} = 0.0158 \text{m}$$

Del catálogo de mangueras hidráulicas se puede seleccionar el siguiente elemento:

Manguera hidráulica fabricada bajo norma SAE 100R1AT: Medida 10, Diámetro interior 5/8in-15.9mm, Diámetro exterior 23.7mm, Presión de trabajo 103bar(>80bar sistema), Radio de curva 203mm, ver Anexo 4.6.

Línea de impulsión y retorno, de acuerdo a la Tabla 2.3 se puede observar que tanto la línea de caudal como la de retorno manejan velocidades de fluidos similares, por lo que para estandarizar elementos en el diseño se empleará una velocidad media de 2.5m/s.

$$A = \frac{Q}{v} = \frac{0.000177 \frac{\text{m}^3}{\text{s}}}{2.5 \frac{\text{m}}{\text{s}}} = 0.000071 \text{m}^2$$

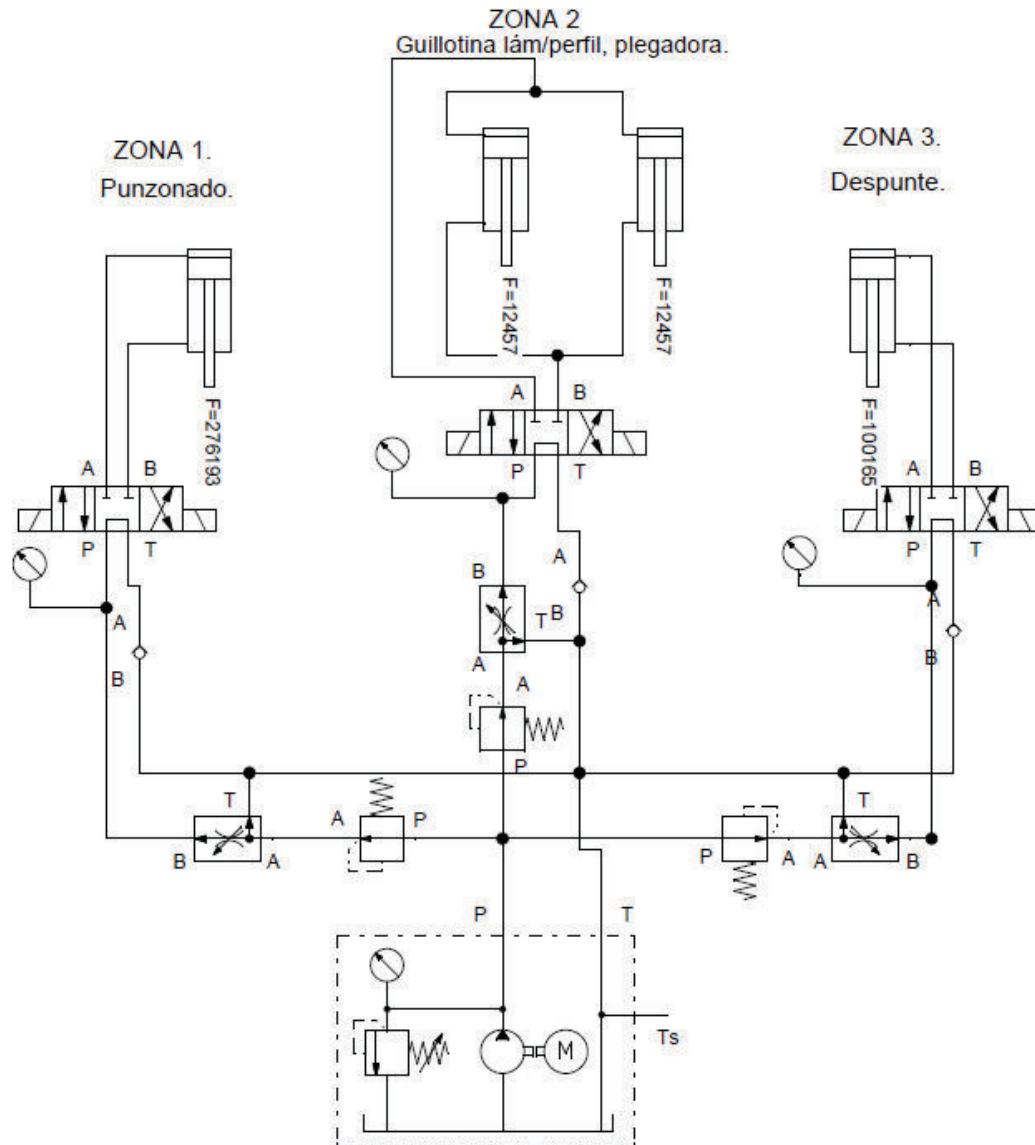
$$d = \sqrt{\frac{4A}{\pi}} = \sqrt{\frac{4(0.000071 \text{m}^2)}{\pi}} = 0.0095 \text{m}$$

Empleando la información del catálogo de mangueras hidráulicas se selecciona el siguiente elemento:

Manguera hidráulica fabricada bajo norma SAE 100R1AT: Medida 6, Diámetro interior 3/8in-9.5mm, Diámetro exterior 17.4mm, Presión de trabajo 155bar(>80bar sistema), Radio de curva 127mm, ver Anexo 4.6.

4.2.4. Circuito hidráulico

Con los datos calculados tanto de fuerza, presión y caudal, así como las dimensiones geométricas de los cilindros hidráulicos para los distintos procesos, es factible realizar el esquema completo del circuito hidráulico, ver Figura 4.9.



Cantidad	Denominación de componentes
1	Grupo motriz
3	Aparato de medición de presión
3	Válvula antirretorno
3	Válvula de 4/n vías
3	Válvula reguladora de caudal de 3 vías
3	Válvula reguladora de presión
4	Cilindro doble efecto

Figura 4.9. Circuito hidráulico.

(Fuente: Propia).

Funcionamiento: la zona 1, Punzonado, se encuentra gobernada bajo una fuerza máxima de 28183kgf(276193N), una presión de 160 bar y una caudal de 3.37gal/min. Constituida físicamente por: 1 cilindro de doble efecto de diámetro interno 6in, 1 válvula de 4 vías 3 posiciones, 1 aparato de medición de presión, 1 válvula reguladora de presión, 1 válvula reguladora de caudal, 1 válvula anti retorno y 1 grupo motriz común (bomba, motor, válvula, tanque y complementos), ver Figura 4.9. El fluido hidráulico es bombeado por la línea de impulsión, regulándose su presión y su caudal por las válvulas correspondientes, llegando a la válvula de 4 vías 3 posiciones, misma que es accionada mediante un solenoide, gobernando a su vez el movimiento del cilindro hidráulico; en tanto que al regreso el fluido hidráulico es impulsado por la línea de retorno cruzando por una válvula anti retorno, llegando al depósito de aceite. La configuración del cilindro en cuanto a parámetros físicos puede observarse en la Figura 4.10. En tanto que el comportamiento en el descenso del vástago del cilindro puede ser revisada en la Figura 4.11.

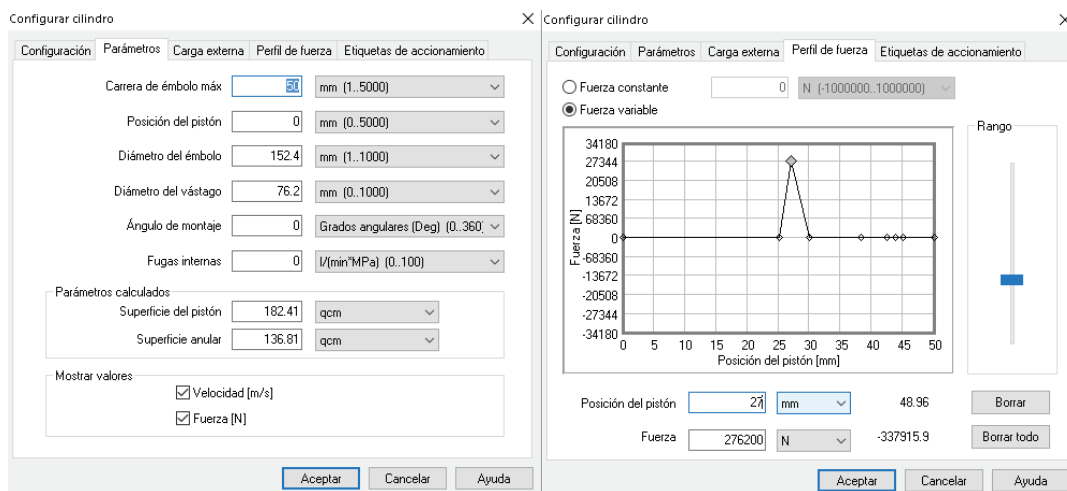


Figura 4.10. Configuración cilindro hidráulico punzonado.

(Fuente: Propia).

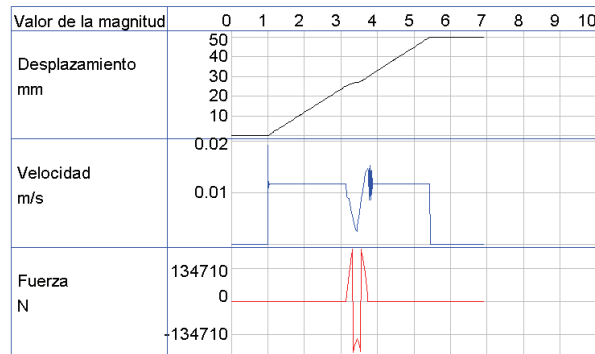


Figura 4.11. Comportamiento cilindro hidráulico punzonado.

(Fuente: Propia).

La zona 2, Guillotina lámina/perfil y plegadora, se encuentra gobernada bajo una fuerza máxima de 12457kgf(122078N), una presión de 100 bar y una caudal de 7.27gal/min, valores determinados por el proceso de plegado que compete al valor máximo en esta zona. Constituida físicamente por: 2 cilindros de doble efecto de diámetro interno 5in, 1 válvula de 4 vías 3 posiciones, 1 aparato de medición de presión, 1 válvula reguladora de presión, 1 válvula reguladora de caudal, 1 válvula anti retorno y 1 grupo motriz común (bomba, motor, válvula, tanque y complementos), ver Figura 4.9.

Los dos cilindros conectados en paralelo teóricamente podrían funcionar en sincronización, ya que tienen las mismas dimensiones, sometidos a cargas iguales y reciben los mismos niveles de alimentación hidráulica, pero en la práctica ningún elemento es idéntico a su semejante, existiendo también diferencias en cuanto a fricciones, texturas, fugas y otros. Por lo que una alternativa para la solución de esta variación real en cuanto al requerimiento de desplazamiento igual es la aplicación de un yugo mecánico, elemento resistente que se entiende como un medio sólido de conexión entre los vástagos de los dos cilindros, para el presente diseño se empleará una viga o un tipo de perfil mecánico. Esto permite distribuir la carga equitativamente, de forma tal que los cilindros arrojen un comportamiento igual en cuanto a velocidad y desplazamiento.

El fluido hidráulico es bombeado por la línea de impulsión, regulándose su presión y su caudal por las válvulas correspondientes, llegando a la válvula de 4 vías 3 posiciones, misma que es accionada mediante un solenoide, gobernando a su vez el movimiento de los dos cilindros hidráulicos ubicados equidistantes; la distribución de aplicación de la fuerza es muy variada ya que esta accionará guillotina o plegadoras, mecanismos que son distintos en cuanto a la carrera sometida bajo fuerza, para este caso se considera el funcionamiento como plegadora. Al regreso el fluido hidráulico es impulsado por la línea de retorno cruzando por una válvula anti retorno, llegando al depósito de aceite. La configuración de los parámetros físicos de los 2 cilindros puede observarse en la Figura 4.11. La Figura 4.12 arroja el comportamiento en el descenso del vástago de los 2 cilindros.

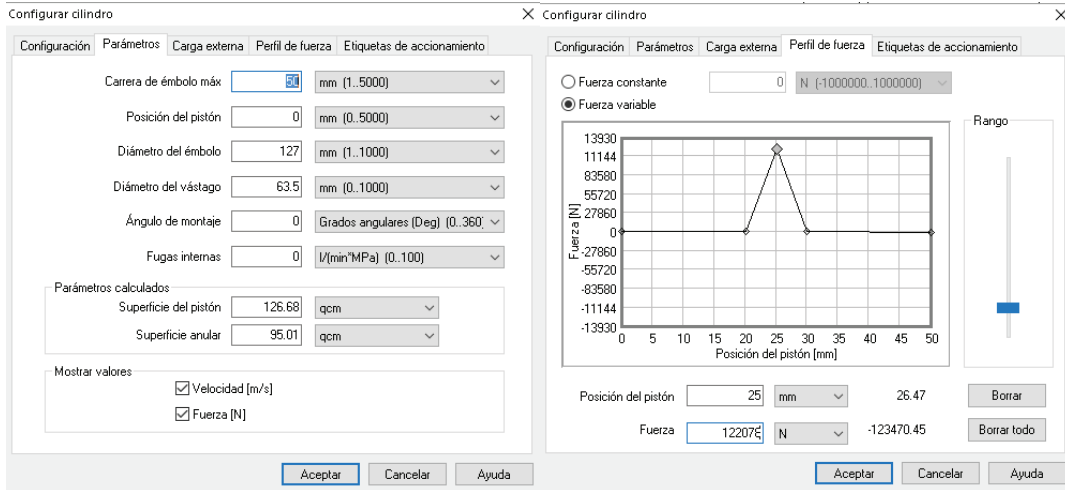


Figura 4.12. Configuración cilindro hidráulico guillotina-plegadora.

(Fuente: Propia).

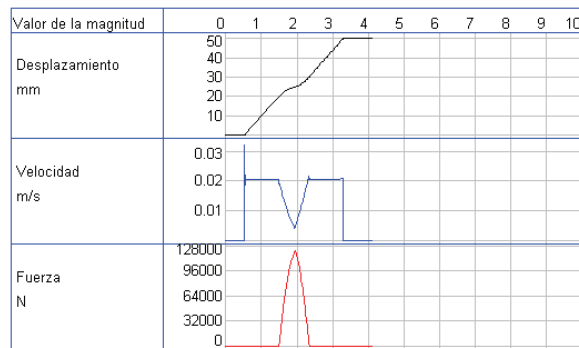


Figura 4.13. Comportamiento cilindro hidráulico guillotina-plegadora.

(Fuente: Propia).

La zona 3, Despunte, se encuentra gobernada bajo una fuerza máxima de 10221kgf(100165N), una presión de 80 bar y un caudal de 2.805 gal/min. Constituida físicamente por: 1 cilindro de doble efecto de diámetro interno 5in, 1 válvula de 4 vías 3 posiciones, 1 aparato de medición de presión, 1 válvula reguladora de presión, 1 válvula reguladora de caudal, 1 válvula anti retorno y 1 grupo motriz común (bomba, motor, válvula, tanque y complementos).

Por la línea de impulsión el fluido hidráulico es regulado en torno a su presión y caudal por las válvulas correspondientes, llegando a la válvula de 4 vías 3 posiciones, misma que es accionada mediante un solenoide, gobernando a su vez el movimiento del cilindro hidráulico. Al regreso el fluido hidráulico es impulsado por la línea de retorno cruzando por una válvula anti retorno, llegando al depósito de aceite. Los parámetros asignados al

cilindro hidráulico pueden observarse en la Figura 4.14. La Figura 4.15 muestra el comportamiento en el descenso del vástago del cilindro hidráulico.

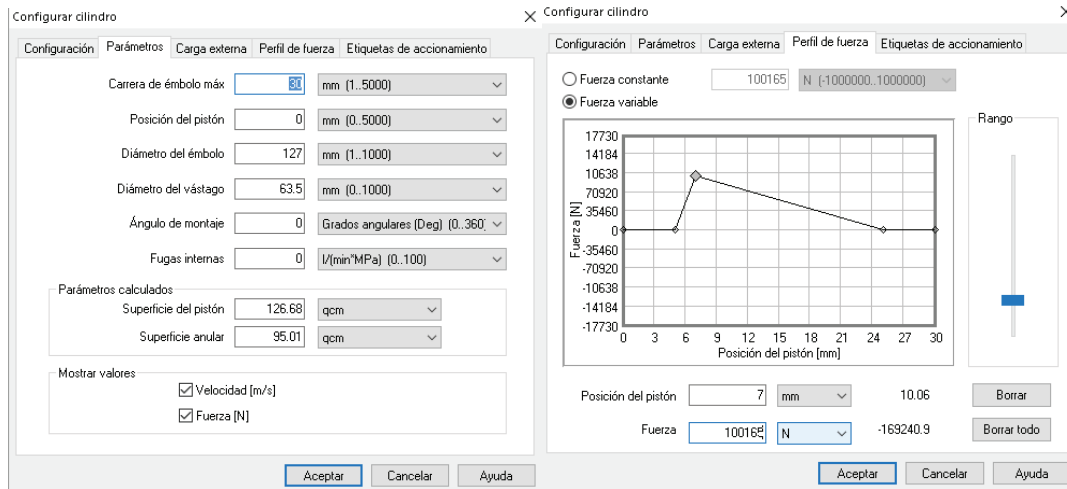


Figura 4.14. Configuración cilindro hidráulico despunte.

(Fuente: Propia).

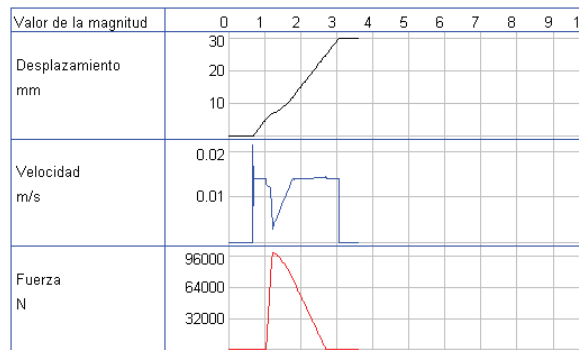


Figura 4.15. Comportamiento cilindro hidráulico despunte.

(Fuente: Propia).

4.2.5. Descripción y dimensionamiento de componentes

Depósito de aceite: en cada zona de acuerdo a la necesidad se ha determinado el volumen apropiado para cada requerimiento, por lo que, a continuación se suman dichos valores y se determinan las dimensiones del depósito.

$$V = V_{punz} + V_{gui-ple} + V_{desp}$$

$$V = (10.095 + 21.68 + 8.415)gal = 40.15gal = 152 l$$

En base a la Tabla 4.2 se interpolan los datos:

Tabla 4.2. Dimensionamiento del depósito del fluido hidráulico para el sistema en función del volumen necesario en litros.

Dimensionamento					
Reservatório (litros)	Dimensões (mm)				
	A	B	C	D	E
20	330,0	327,0	430,0	87,5	13,0
60	400,0	410,0	600,0	114,0	13,0
80	410,0	473,0	720,0	114,0	13,0
120	490,0	495,0	870,0	114,0	13,0
180	620,0	500,0	950,0	114,0	
250	660,0	550,0	1050,0	114,0	
300	680,0	600,0	1100,0	114,0	
400	770,0	600,0	1270,0	114,0	
500	800,0	700,0	1300,0	114,0	

(Fuente: Parker, 1999, p.15)

Obteniéndose las siguientes dimensiones: A=560mm, B=497mm, C=912mm, D=114mm y E=13mm.

Unidad de potencia hidráulica: conjunto de elementos que agrupa a: motor eléctrico, bomba hidráulica, válvulas, elementos de medición y otros. Bajo la premisa del cálculo desarrollado se desprenden los siguientes datos, mismos que son empleados al momento de seleccionar el modelo a emplear: Presión de trabajo 160 bar, Caudal mínimo 14 gal/min, Potencia de motor eléctrico 12hp.

En base al Anexo 4.7 se selecciona una Unidad de Poder Vertical V-Packs, 151.4l de reservorio, 15.6gpm, motor eléctrico 15hp y presión máxima 207bar.

Cilindro hidráulico: existen 2 tipos a seleccionarse:

Cilindro punzonado: Diámetro interno 6", Diámetro de vástago 76.2 mm, Carrera 60mm, Montaje frontal rectangular, Rosca exterior de vástago 2 1/2UNF, Presión de trabajo 160bar, sin amortiguación.

De acuerdo al fabricante la longitud de pandeo de los cilindros depende de la configuración de ensamble, por lo que a continuación se verifica:

$$F = \frac{\pi^2(E)(J)}{(S_k)^2(C^2)}$$

Despenjando S_k se tiene:

$$S_k = \sqrt{\frac{\pi^2(E)(J)}{F(C^2)}}$$

De acuerdo a la Figura 4.16 se tiene:

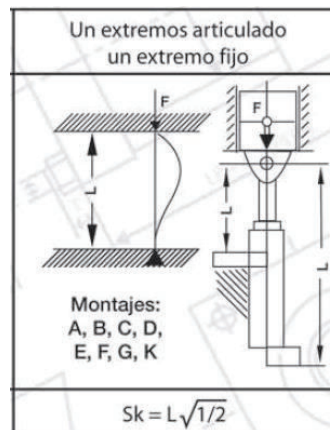


Figura 4.16. Cálculo de vástago de cilindro hidráulico.

(Fuente: FAP, 2005, p.5)

$$S_k = L \sqrt{\frac{1}{2}}$$

$$L \sqrt{\frac{1}{2}} = \sqrt{\frac{\pi^2(E)(J)}{F(C^2)}}$$

$$L = \sqrt{\frac{2\pi^2(E)(J)}{F(C^2)}}$$

Donde los parámetros de acuerdo al proveedor son: $E=2.1 \times 10^6 \text{ kg/cm}^2$, $J=0.0491 \text{xd}^4 = 0.0491 \times (7.62 \text{cm})^4 = 165.54 \text{cm}^4$, $F=28183 \text{kgf}$ y $C=3.5$, obteniéndose:

$$L = 140,9 \text{cm}$$

En cuanto a la configuración propia del cilindro, ver Figura 4.16, se tiene:

$$L_{\text{prac}} = L_B + \text{carrera} + V + B + A$$

$$L_{\text{prac}} = 21.3 + 10(\text{máx}) + 0.7 + 2.5 + 8.2 = 42.7\text{cm}$$

En virtud de que L_{parc} es muy inferior al valor obtenido L , el cilindro escogido se dá por válido.

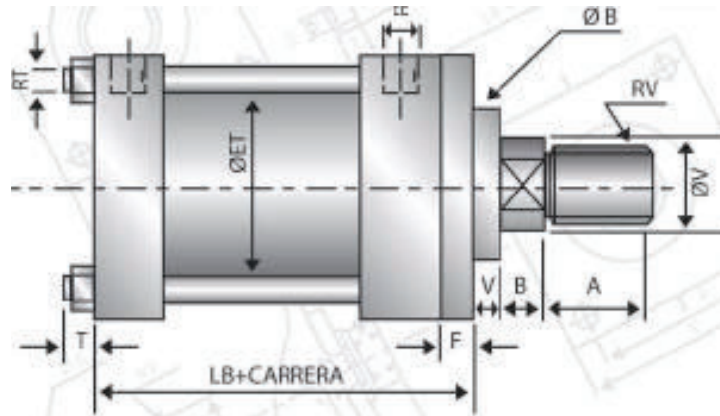


Figura 4.17. Esquema cilindro hidráulico.

(Fuente: FAP, 2005, p.11)

Cilindros guillotina/plegadora/despunte: Diámetro interno 5", Diámetro de vástago 63.5 mm, Carrera 50mm, Montaje trasero rectangular, Rosca exterior de vástago 2UNF, Presión de trabajo 100/80bar, sin amortiguación.

De forma similar al procedimiento anterior se verifica la longitud de pandeo del cilindro. Los parámetros de acuerdo al proveedor son: $E=2.1 \times 10^6 \text{ kg/cm}^2$, $J=0.0491 \times d^4 = 0.0491 \times (6.35\text{cm})^4 = 79.83\text{cm}^4$, $F=12457\text{kgf}$ y $C=3.5$, obteniéndose:

$$L = 147.2\text{cm}$$

En cuanto a la configuración propia del cilindro, ver Figura 4.17, se tiene:

$$L_{\text{prac}} = 18.1 + 10(\text{máx}) + 0.7 + 2.5 + 7.6 = 38.9\text{cm}$$

En virtud de que L_{parc} es muy inferior al valor obtenido L , el cilindro escogido se dá por válido.

Aceite hidráulico: con la finalidad de obtener una rápida aplicación de la carga, una buena lubricación, estabilidad en la velocidad de desplazamiento es básico la apropiada selección del aceite hidráulico. En base al equipo, grupo motriz o unidad de mantenimiento, se determina la viscosidad del aceite, un aceite muy ligero puede causar problemas de lubricación inapropiada, en el otro extremo si es muy denso se produce una fricción mayor con el concerniente desgaste prematuro de componentes. La mayoría de los sistemas

hidráulicos industriales que operan a temperaturas normales tienen bombas que requieren aceites con un grado de viscosidad entre 5 y 100 ISO, aunque los grados más comúnmente usados están entre 32 y 46. Las bombas de pistón generalmente usan un aceite más viscoso que las bombas rotatorias, y las bombas de engranaje requieren un aceite aún más espeso, particularmente a altas temperaturas. [41]

La selección del aceite debe estar orientada a la selección del grado ISO en función de la temperatura de operación del aceite en el equipo y la temperatura ambiente. Por lo que a continuación se detallan las equivalencias del aceite ISO 32 seleccionado en base a las recomendaciones antes detalladas: Grado ISO 32 equivalente a Grado ASTM 150 y a Grado SAE 10W [42]. En la Tabla 4.3 se puede observar las propiedades del aceite ISO 32.

Tabla 4.3. Propiedades al aceite hidráulico ISO32.

Ensayos	Unidad	Método ASTM	PRODUCTOS							
			22	32	37	46	68	100	150	220
Grado ISO	----	----	22	32	(*)	46	68	100	150	220
Viscosidad a 40 °C	cSt	D-445	22,0	31,5	37,5	44,0	66,0	102	148	218
Índice de Viscosidad	----	D-2270	93	93	93	93	93	93	93	93
Punto de Inflamación	°C	D-92	180	205	210	210	215	220	230	240
Punto de Escurrimiento	°C	D-97	- 15	- 27	- 12	- 24	- 24	- 9	- 9	- 9
Corrosión s/Cu	----	D-130	1b	1b	1b	1b	1b	1b	1b	1b
Herrumbre	----	D-665-B	Pasa	Pasa	Pasa	Pasa	Pasa	Pasa	Pasa	Pasa
Número de Ácido	mg KOH/g	D-974	0,2	0,2	0,2	0,2	0,2	0,2	0,2	0,2
Ensayo FZG	Etapas	(I)	10	10	10	10	10	10	10	10
Evacuación de aire a 50 °C, máx min		D-3427	5	5	---	10	10	14	---	---
Emulsión a 54,4 °C	min	D-1401	30	30	30	30	30	---	---	---
Emulsión a 82,2 °C	min	D-1401	---	---	---	---	---	30	30	30

(Fuente: www.brettis.com/shell/05%20TUTOR%20LUBRICACION)

Mangueras: en base a las diversas zonas se especifica a continuación.

Zona 1, Línea de aspiración: Manguera hidráulica fabricada bajo norma DIN 20022-2SN: Medida 12, Diámetro interior 3/4in-19mm, Diámetro exterior 29.3mm, Presión de trabajo 215bar (>160bar sistema), Radio de curva 240mm.

Zona 1, Línea de impulsión y retorno: Manguera hidráulica fabricada bajo norma DIN 20022-1SN: Medida 6, Diámetro interior 3/8in-9.5mm, Diámetro exterior 17.4mm, Presión de trabajo 180bar(>160bar sistema), Radio de curva 130mm. Considerando que al reducir el diámetro de la tubería disminuye el área, y esta a su vez incrementa el caudal , se da por aceptado la manguera seleccionada.

Zona 2, Línea de aspiración: Manguera hidráulica fabricada bajo norma SAE 100R2AT: Medida 16, Diámetro interior 1in-25.4mm, Diámetro exterior 38.1mm, Presión de trabajo 138bar (>100bar sistema), Radio de curva 305mm.

Zona 2, Línea de impulsión y retorno: Manguera hidráulica fabricada bajo norma DIN 20022-1SN: Medida 10, Diámetro interior 5/8in-15.9mm, Diámetro exterior 23.7mm, Presión de trabajo 130bar (>100bar sistema), Radio de curva 200mm.

Zona 3, Línea de aspiración: Manguera hidráulica fabricada bajo norma SAE 100R1AT: Medida 10, Diámetro interior 5/8in-15.9mm, Diámetro exterior 23.7mm, Presión de trabajo 103bar (>80bar sistema), Radio de curva 203mm.

Zona 4, Línea de impulsión y retorno: Manguera hidráulica fabricada bajo norma SAE 100R1AT: Medida 6, Diámetro interior 3/8in-9.5mm, Diámetro exterior 17.4mm, Presión de trabajo 155bar (>80bar sistema), Radio de curva 127mm.

Válvula reguladora de presión: la válvula reguladora de presión modifica la presión en la conexión A hasta la presión de trabajo preestablecido y nivela las fluctuaciones de presión. La válvula se cierra cuando la presión en la conexión A supera la presión de funcionamiento.

Válvula control de caudal: con suficiente presión, el nivel de caudal se mantiene constante en la dirección requerida, en cuanto que el fluido hidráulico sobrante se drena por la conexión correspondiente hacia el tanque.

Válvula de control: si la presión de entrada es mayor que la presión de salida, entonces la válvula permite el paso del flujo, caso contrario se cierra.

4.3. Diseño Mecánico

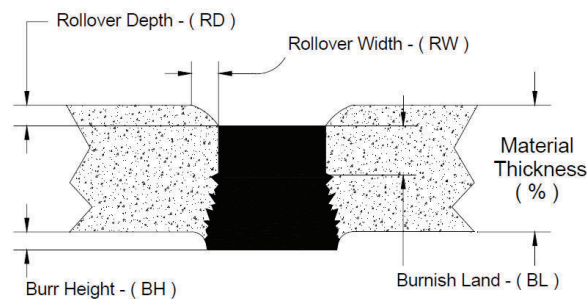
4.3.1. Sistema de punzonado

Este sistema está conformado por varios elementos, dentro de los cuales existen dos que necesitan más análisis en cuanto a las dimensiones de fabricación, estos son: punzones y placas matrices, con secciones transversales detalladas en la Tabla 1.7. El apropiado dimensionamiento de estos elementos garantiza el nivel de calidad del producto final. De acuerdo a lo indicado se procede con el dimensionamiento de las secciones en cuestión.

Configuradas las secciones transversales a ser trabajadas es necesario determinar el juego apropiado que se les debe dar a cada uno de los componentes. Considerando también que

el propósito del sistema de punzonado, para este caso particular, corresponde a reproducir dimensionalmente las formas geométricas sobre las láminas de acero, por lo que, las dimensiones exactas de las secciones debe ser asignadas a los componentes de las diversas placas matrices, en tanto que el ajuste o juego debe ser asignado a los elementos denominados punzones.

Separación como porcentaje del espesor del material: Durmazlar, una empresa dedicada a la fabricación de máquinas destinadas a la función de punzonado determina algunas relaciones acerca del espesor del material a ser procesado en relación a las deformaciones que pudieran presentarse en la superficie transversal de corte. Estas relaciones pueden notarse en la Figura 4.18.



EFFECTS OF TOTAL CLEARANCE AS A PERCENT (%) OF MATERIAL THICKNESS				
TC (Total Clearance)	RD (Rollover Depth)	RW (Rollover Width)	BH (Burr height)	BL (Burnish land)
10%	10%	50%	15%	75%
15%	12%	40%	10%	55%
25%	16%	45%	6%	50%
35%	20%	50%	6%	45%

Figura 4.18. Efecto de la separación total.

(Fuente: Durmazlar, 2005, p.37)

En el diseño de la máquina se han considerado espesores de lámina de acero de bajo carbono desde 0.75mm hasta 3mm. Por lo que a continuación en la Figura 4.19 se analizan las relaciones experimentales tabuladas por dicha empresa para el espesor máximo de 3mm, ya que en este material se reflejaría el resultado más claramente de las deformaciones comunes.

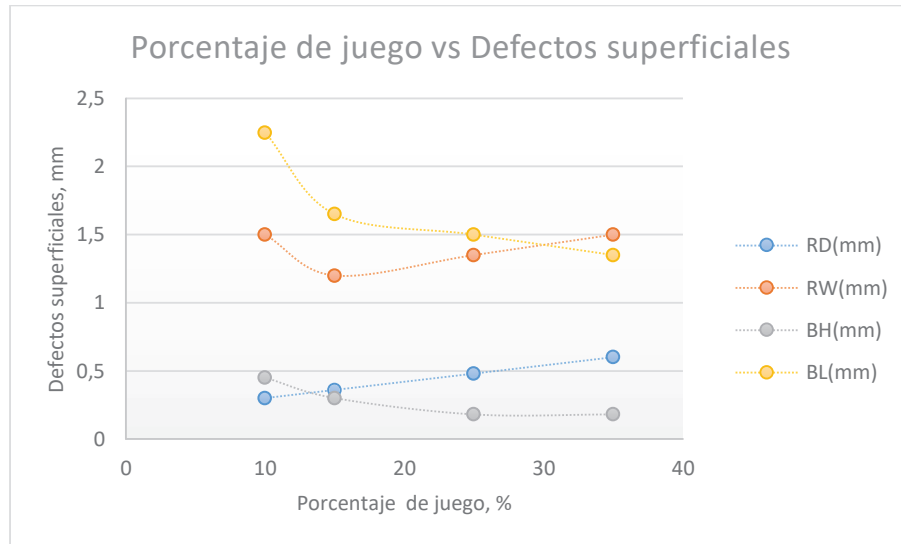


Figura 4.19. Porcentaje de juego vs defectos superficiales, punzonado.

(Fuente: Propia).

Si bien se tienen los datos relacionados a los efectos de deformación es necesario encontrar las expresiones matemáticas que permitan la obtención de dichas curvas. En la Figura 4.20 se han obtenido dichas ecuaciones, relaciones que hay que analizar en virtud de encontrar la combinación que implique menores deformaciones. Existen varias publicaciones que indican porcentajes distintos, los ejemplos son: 7.5% [43] por cada lado, lo equivalente al 15% total; el valor del 7% [44] por lado, lo equivalente al 14%; el valor del 18% [45] total; valores que a continuación se combinarán con el objetivo de optimizar la calidad de la superficie a obtener en la Tabla 4.4.

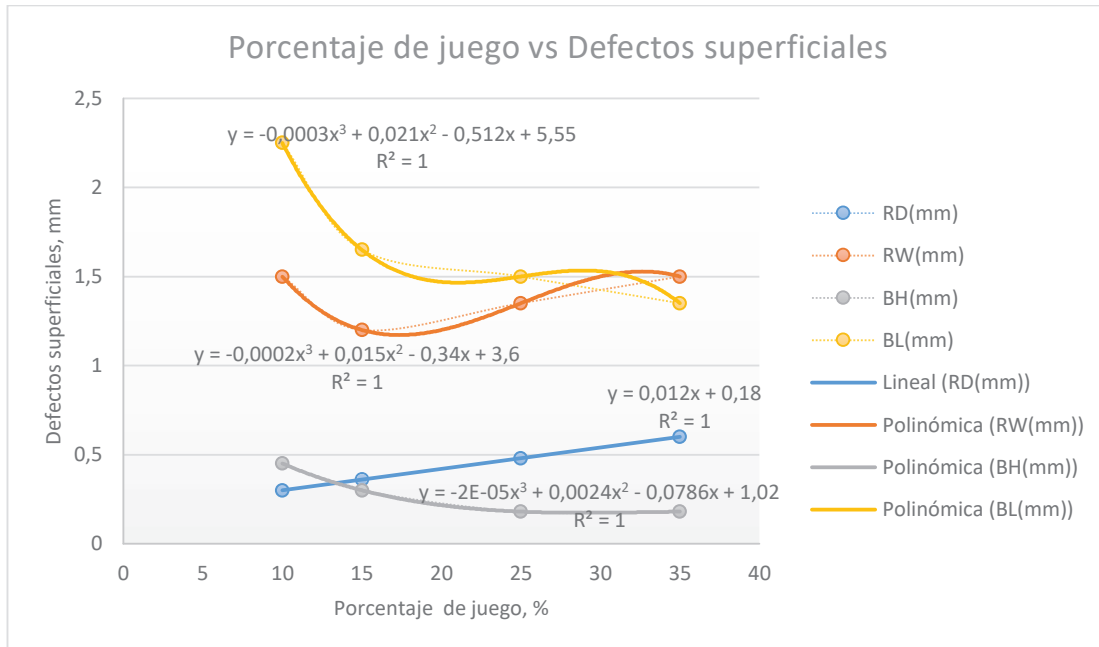


Figura 4.20. Porcentaje de juego vs defectos superficiales análisis, punzonado.

(Fuente: Propia)

Tabla 4.4. Análisis de la deformación, punzonado.

% Juego total	Deformación(mm)			
	BL	RW	RD	BH
14	1,67	1,23	0,35	0,34
15	1,58	1,20	0,36	0,31
16	1,51	1,18	0,37	0,29
17	1,44	1,17	0,38	0,28
18	1,39	1,17	0,40	0,27
Requerimiento	Máximo	Mín	Mín	Mín
Diferencia media	0,07	0,01	0,01	0,02

(Fuente: Propia)

Al analizar la Tabla 4.4 se puede verificar que en base a los requerimientos de cada tipo de deformación el mejor porcentaje total corresponde al 15%. Dicha aseveración puede ser verificada en la Figura 4.20, por lo que dicho valor será empleado en la configuración geométrica de partes y piezas del sistema de punzonado.

Dimensionamiento punzón y placa matriz: con un valor de juego total del 15% y con la premisa de que se requieren las dimensiones exactas de la figura sobre la lámina de acero de bajo carbono, a continuación se detallan las dimensiones para cada una de las geometrías especificadas en la Tabla 1.7, estas pueden ser revisadas en la Tabla 4.5.

Tabla 4.5. Dimensionamiento punzón y placa matriz.

SECCIÓN TRANSVERSAL	MATERIAL	COMPONENTES		
	e(mm)	Punzón(mm)	Punzón optimizado(mm)	Placa matriz(mm)
Círculo d=6,35mm	0,75	6,24	6,24	6,35
	1	6,20		
	1,2	6,17	6,13	6,35
	1,5	6,13		
	1,9	6,07	6,07	6,35
Círculo d=8mm	0,75	7,89	7,89	8
	1,9	7,72	7,72	8
Círculo d=12,5mm	2	12,20	12,20	12,5
	2,5	12,13	12,13	12,5
	3	12,05	12,05	12,5
Cuadrado l=6,35mm	0,75	6,24	6,24	6,35
	1,2	6,17	6,17	6,35
	1,9	6,07	1,90	6,35
Cuadrado l=10mm	0,75	9,89	9,89	10
Rectángulo 5x20mm	0,75	l4,88x19,88	l4,88x19,88	l5x20
	1	l4,85x19,85		
	1,2	l4,82x19,82	l4,82x19,82	l5x20
Rectángulo 8x20mm	0,75	l7,88x19,88	l7,88x19,88	l8x20
	1,9	l7,71x19,71	l7,71x19,71	l8x20
	1,9	l9,71x19,71	l9,7x19,7	l10x20

Rectángulo 10x20mm	2	l9,7x19,7		
	3	l9,55x19,55	l9,55x19,55	l10x20
Especial 20x13mm	2	l19,7x12,7	l19,7x12,7	l20x13
	3	l19,55x12,55	l19,55x12,55	l20x13

(Fuente: Propia)

Placa Matriz, Apertura: la apertura de la placa matriz determina en gran manera la calidad del punzonado, así como también la vida útil del mismo elemento, por lo que en base a la teoría desarrollada se determinan los parámetros reflejados en la Figura 4.21. Seleccionando una configuración en la que exista una altura previa al ángulo del cono en la parte inferior.

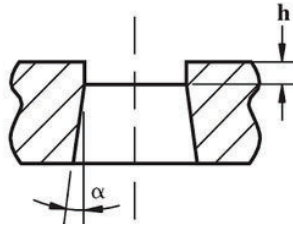


Figura 4.21. Dimensionamiento plaza matriz, punzonado.

Quedando determinado: $h = 3.5\text{mm}$ para lámina de acero inferior a $e=1\text{mm}$, en tanto que $h=6.5\text{mm}$ para lámina de acero en el intervalo de 1 a 3mm. Siendo el ángulo del cono para cualquier espesor de lámina de 4° .

Altura: la dimensión correspondiente a la altura puede ser obtenida mediante la aplicación de la ecuación abajo indicada, misma que calcula la dimensión mínima bajo las cargas especificadas para que este elemento no sufra fractura durante el proceso de trabajo. Con el fin de evitar sobredimensionar muchos de los elementos y se tengan placas matrices con varias alturas, se procede a clasificar las fuerzas en 3 grupos: grupo 1 $\leq 5 \text{ tnf}(49000\text{N})$; $5 \text{ tnf}(49000\text{N}) < \text{grupo 2} \leq 10 \text{ tnf}(98000\text{N})$; $10 \text{ tnf}(98000\text{N}) < \text{grupo 3} \leq 28 \text{ tnf}(274400\text{N})$

$$e_{\text{placa}} = 0.6\sqrt[3]{F}$$

$$\text{Grupo 1, } e_{\text{placa}} = 0.6\sqrt[3]{49000\text{N}} = 21.95\text{mm}$$

$$\text{Grupo 2, } e_{\text{placa}} = 0.6\sqrt[3]{98000\text{N}} = 27.66\text{mm}$$

$$\text{Grupo 3, } e_{\text{placa}} = 0.6\sqrt[3]{274400\text{N}} = 38.98\text{mm}$$

Punzón: a razón de que estos elementos son los que aportan la fuerza de punzonado sobre las láminas de acero de bajo carbono, hay que dimensionarlos apropiadamente con la finalidad de descartar fallos. Esa revisión implica la longitud de pandeo de cada uno de los punzones, estos en relación a la sección transversal.

$$F = \frac{\pi^2(E)(I)}{L_p^2} \quad [46]$$

Despejando la variable L_p correspondiente a la longitud de pandeo, se encuentra:

$$L_p = \sqrt{\frac{\pi^2(E)(I)}{F}}$$

Considerando que son varios los parámetros a considerar, muchos de los cuales ya han sido calculados, a continuación se describe la Tabla 4.6, con el objeto de justificar el procedimiento de cálculo de la longitud de pandeo.

Tabla 4.6. Longitud de pandeo punzonado.

Figura	a (mm)	b (mm)	e(mm)	C(mm)	σ_k (kg/mm ²)	F'(tnf)	F(tnf)	I(mm ⁴)	Lp(mm)
Círculo	-	6,35	0,75	19,95	32	0,479	0,575	79,81	171,3
Círculo	-	6,35	1	19,95	32	0,638	0,766	79,81	148,4
Círculo	-	6,35	1,2	19,95	32	0,766	0,919	79,81	135,4
Círculo	-	6,35	1,5	19,95	32	0,958	1,149	79,81	121,1
Círculo	-	6,35	1,9	19,95	32	1,213	1,455	79,81	107,6
Círculo	-	6,35	3	19,95	32	1,915	2,298	79,81	85,7
Círculo	-	8	0,75	25,13	32	0,603	0,724	201,06	242,3
Círculo	-	8	1,9	25,13	32	1,528	1,834	201,06	152,2
Círculo	-	8	3	25,13	32	2,413	2,895	201,06	121,1
Círculo	-	12,5	2	39,27	32	2,513	3,016	1198,43	289,7
Círculo	-	12,5	2,5	39,27	32	3,142	3,770	1198,43	259,2
Círculo	-	12,5	3	39,27	32	3,770	4,524	1198,43	236,6

Cuadrado	-	6,35	0,75	25,40	32	0,610	0,732	135,49	197,8	
Cuadrado	-	6,35	1,2	25,40	32	0,975	1,170	135,49	156,4	
Cuadrado	-	6,35	1,9	25,40	32	1,544	1,853	135,49	124,3	
Cuadrado	-	6,35	3	25,40	32	2,438	2,926	135,49	98,9	
Cuadrado	-	10	0,75	40,00	32	0,960	1,152	833,33	390,9	
Cuadrado	-	10	3	40,00	32	3,840	4,608	833,33	195,5	
Especial	20	13	2	84,65	32	5,418	6,501	10502,00	584,2	
Especial	20	13	3	84,65	32	8,126	9,752	10502,00	477,0	
Rectángulo	5	20	0,75	50,00	32	1,200	1,440	208,33	174,8	
Rectángulo	5	20	1	50,00	32	1,600	1,920	208,33	151,4	
Rectángulo	5	20	1,2	50,00	32	1,920	2,304	208,33	138,2	
Rectángulo	5	20	3	50,00	32	4,800	5,760	208,33	87,4	
Rectángulo	8	20	0,75	56,00	32	1,344	1,613	853,33	334,3	
Rectángulo	8	20	1,9	56,00	32	3,405	4,086	853,33	210,1	
Rectángulo	8	20	3	56,00	32	5,376	6,451	853,33	167,2	
Rectángulo	10	20	1,9	60,00	32	3,648	4,378	1666,67	283,6	
Rectángulo	10	20	2	60,00	32	3,840	4,608	1666,67	276,4	
Rectángulo	10	20	3	60,00	32	5,760	6,912	1666,67	225,7	
									Lp mín	85,7

(Fuente: Propia)

Las columnas a y b corresponden a las dimensiones de la figura, en el caso de un círculo o un cuadro solo se menciona el diámetro o el lado en el caso apropiado; para el caso que se detallan dos medidas corresponden a los rectángulos o a la perforación especial. La columna denominada e compete al espesor de la lámina de acero de bajo carbono. La columna C corresponde al perímetro de las secciones geométricas. La columna σ_k se entiende como el esfuerzo de tracción. Para el caso de los datos calculados se extiende la siguiente explicación. La columna F' contiene los valores obtenidos como fuerza de

punzonado. La columna F emplea los valores de la fuerza de punzonado y los multiplica por un factor de 1.2, anteriormente justificado. La columna I se entiende como los momentos de inercia de las concernientes secciones transversales. Como resultado final se ubica la columna L_p , siendo esta la longitud de pandeo obtenido para cada sección.

Definiendo que la longitud de pandeo corresponde a aquella longitud máxima que el punzón no puede sobrepasar debido a que posterior a eso presentará falla en su funcionamiento, se asignará un valor inferior a la longitud de pandeo mínima 85.7mm, pudiendo estar entre los 40 y 50mm. Conclusión aplicable a los punzones de accionamiento único, no a aquellos que actúen en conjunto.

Análisis de esfuerzos: para realizar el análisis de esfuerzos tanto a los punzones como a las placas matriz es necesario realizar algunas consideraciones. La primera, el punzón en relación a la placa matriz van a estar en una alineación ideal, es decir la sección transversal del punzón como de la matriz van a estar completamente alineados. El juego asignado entre el punzón y la matriz va a ser de 7.5% del espesor a ser trabajo por lado, es decir 15% de disminución en la longitud total. La posición de análisis corresponde a la posición inicial de trabajo, lo que se entiende como el momento en que el punzón está entrando en contacto con la lámina de acero. La Figura 4.22 detalla las consideraciones hechas, así como también la relación existente entre la parte dimensional con la distribución de fuerza.

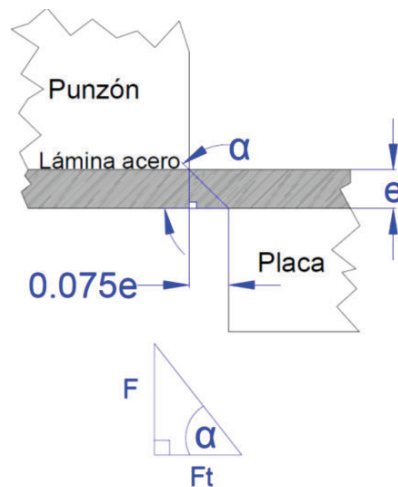


Figura 4.22. Análisis de esfuerzos punzón-placa matriz.

(Fuente: Propia)

Del triángulo dimensional se tiene:

$$\tan \alpha = \frac{e}{0.075e} = \frac{1}{0.075}$$

$$\alpha = 85.71^\circ$$

Del triángulo de fuerzas, ya obtenido el valor del ángulo se puede encontrar el valor de la fuerza transversal, misma que actuará sobre la cara interna de la sección geométrica de la placa matriz.

$$\tan \alpha = \frac{F}{F_T}$$

$$F_T = \frac{F}{\tan \alpha}$$

Encontrada la expresión que permite conocer dichas fuerza y en virtud de que son múltiples los punzones y placas matriz, a continuación se presenta la Tabla 4.7, misma que detalla el valor para cada una de las figuras geométricas en las configuraciones dadas.

Tabla 4.7. Fuerza transversal punzonado.

Figura	a (mm)	b (mm)	e(mm)	F(tnf)	Ft(tnf)
Círculo	-	6,35	0,75	0,575	0,044
Círculo	-	6,35	1	0,766	0,058
Círculo	-	6,35	1,2	0,919	0,070
Círculo	-	6,35	1,5	1,149	0,087
Círculo	-	6,35	1,9	1,455	0,111
Círculo	-	6,35	3	2,298	0,175
Círculo	-	8	0,75	0,724	0,055
Círculo	-	8	1,9	1,834	0,139
Círculo	-	8	3	2,895	0,220
Círculo	-	12,5	2	3,016	0,229
Círculo	-	12,5	2,5	3,770	0,286
Círculo	-	12,5	3	4,524	0,344
Cuadrado	-	6,35	0,75	0,732	0,056
Cuadrado	-	6,35	1,2	1,170	0,089

Cuadrado	-	6,35	1,9	1,853	0,141
Cuadrado	-	6,35	3	2,926	0,222
Cuadrado	-	10	0,75	1,152	0,087
Cuadrado	-	10	3	4,608	0,350
Especial	20	13	2	6,501	0,494
Especial	20	13	3	9,752	0,741
Rectángulo	5	20	0,75	1,440	0,109
Rectángulo	5	20	1	1,920	0,146
Rectángulo	5	20	1,2	2,304	0,175
Rectángulo	5	20	3	5,760	0,437
Rectángulo	8	20	0,75	1,613	0,122
Rectángulo	8	20	1,9	4,086	0,310
Rectángulo	8	20	3	6,451	0,490
Rectángulo	10	20	1,9	4,378	0,332
Rectángulo	10	20	2	4,608	0,350
Rectángulo	10	20	3	6,912	0,525

(Fuente: Propia)

Simulación de esfuerzos: de la Tabla 4.7 se desprenden la F Fuerza de punzonado y Ft Fuerza tangencial de punzonado. En virtud de que los datos están en unidades tnf, con la finalidad de acoplarse a las unidades del programa empleado para simulación SolidWorks, se deberá multiplicar el valor por 9.8 con la finalidad de hallar los valores en N.

Uno de los principales parámetros a definir corresponde al material del que se van a fabricar los punzones así como las placas matrices, haciendo referencia al Anexo 4.8 se selecciona el material acero K100. Este material se constituye como uno de alta resistencia y estabilidad dimensional durante su tratamiento térmico, recomendado para el uso en matrices de corte así como para conformación de cuchillas y cizallas, elementos primordiales en el desarrollo de la máquina.

En virtud de que la simulación va a llevarse a cabo en el programa SolidWorks se verifica el material en la biblioteca de dicho programa, al no existir el elemento hay que crearlo,

pero para este fin es necesario conocer las propiedades mecánicas inherentes [47] y [48] , por lo que a continuación se detallan:

Densidad a 20°C, 7700kg/m³.

Conductividad térmica a 20°C, 20W/mK.

Módulo de elasticidad a 20°C, 2.1x10¹¹ N/m².

Límite a la tracción, 60HRC, 2.88x10⁹ N/m².

Límite elástico, 60HRC, 1.99x10⁹ N/m².

Definidas ya las propiedades inherentes al material bajo las condiciones de dureza, estas se proceden a asignar al software de diseño, puede ser verificado en la Figura 4.23.

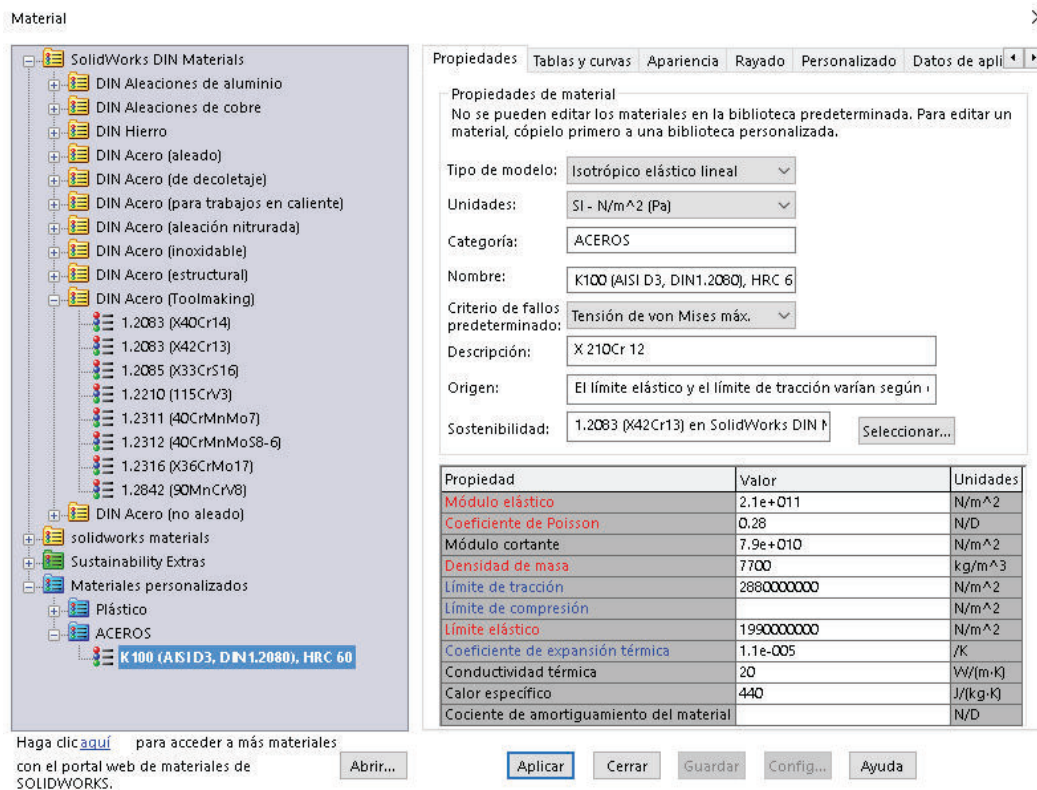


Figura 4.23. SolidWorks Material K100.

(Fuente: Propia)

La Figura 4.24a muestra las restricciones en cuanto a movimiento, asignándose a la cabeza del punzón, ya que este será unido al vástago del cilindro hidráulico mediante una tuerca, siendo esta última la que restrinja las superficies de acuerdo a esta figura. La Figura 4.24b corresponde a la aplicación de la fuerza de punzonado F, misma que es aplicada sobre la superficie inferior, aquella que está formada por la sección transversal a ser trabajada. La Figura 4.24c demuestra la aplicación de la fuerza tangencial Ft, aplicada

sobre la cara lateral del extremo del punzón. Estas consideraciones van a ser las mismas que se aplicarán a todos los punzones, independientemente de la sección transversal.

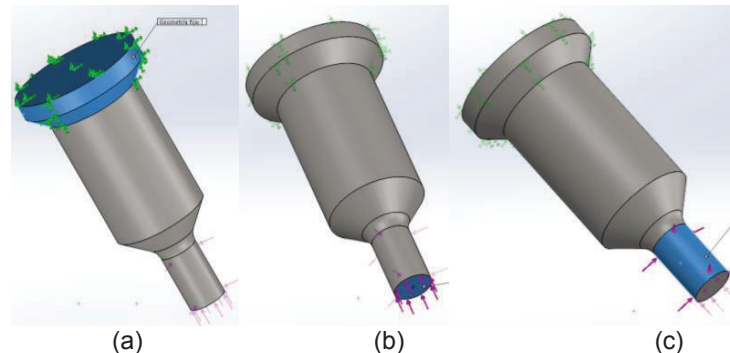


Figura 4.24. Punzones condiciones. (a)Restricciones, (b)Aplicación F y (c) Aplicación Ft.
(Fuente: Propia)

En relación a la simulación de los punzones, se han agrupado 3 figuras, en donde cada una de ellas corresponde a un ítem en específico: (a) Tensiones generadas, (b) Desplazamientos y (c) Factor de seguridad. El análisis de tensión lineal permite validar de forma rápida y eficaz la calidad, el rendimiento y la seguridad. SolidWorks utiliza los métodos de análisis de elementos finitos (FEA) para individualizar los componentes del diseño en elementos sólidos, y el análisis de tensión lineal para determinar la respuesta de los elementos a fuerzas, presiones, aceleraciones y otros. El software emplea el método de formulación de desplazamientos de elementos finitos para calcular desplazamientos, deformaciones y tensiones.

En cuanto al factor de seguridad [49]. Un factor de seguridad inferior a 1.0 en una ubicación significa que el material que se encuentra en esa ubicación ha fallado. Un factor de seguridad de 1.0 en una ubicación significa que el material que se encuentra en esa ubicación ha empezado a fallar. Un factor de seguridad superior a 1.0 en una ubicación significa que el material que se encuentra en esa ubicación es seguro. A raíz de lo escrito, todos los diseños a continuación detallados cuentan con un factor de seguridad cercano a 2 para el caso más crítico, en los demás este valor es superior a 2, por lo que se dá por válidos dichos resultados. En el Anexo 4.9 se detallan las simulaciones de los diversos punzones.

4.3.2. Mesa de punzonado

Elemento que soporta el accionar de la fuerza de punzonado, con el objetivo de facilidad de construcción este elemento se considera como elemento único para su fabricación, simplemente apoyado a la estructura general de la máquina, ver Figura 4.25. Siendo

aplicada la fuerza máxima de punzonado, 276000N, en tanto que las restricciones de movimiento son asignadas a los soportes inferiores.

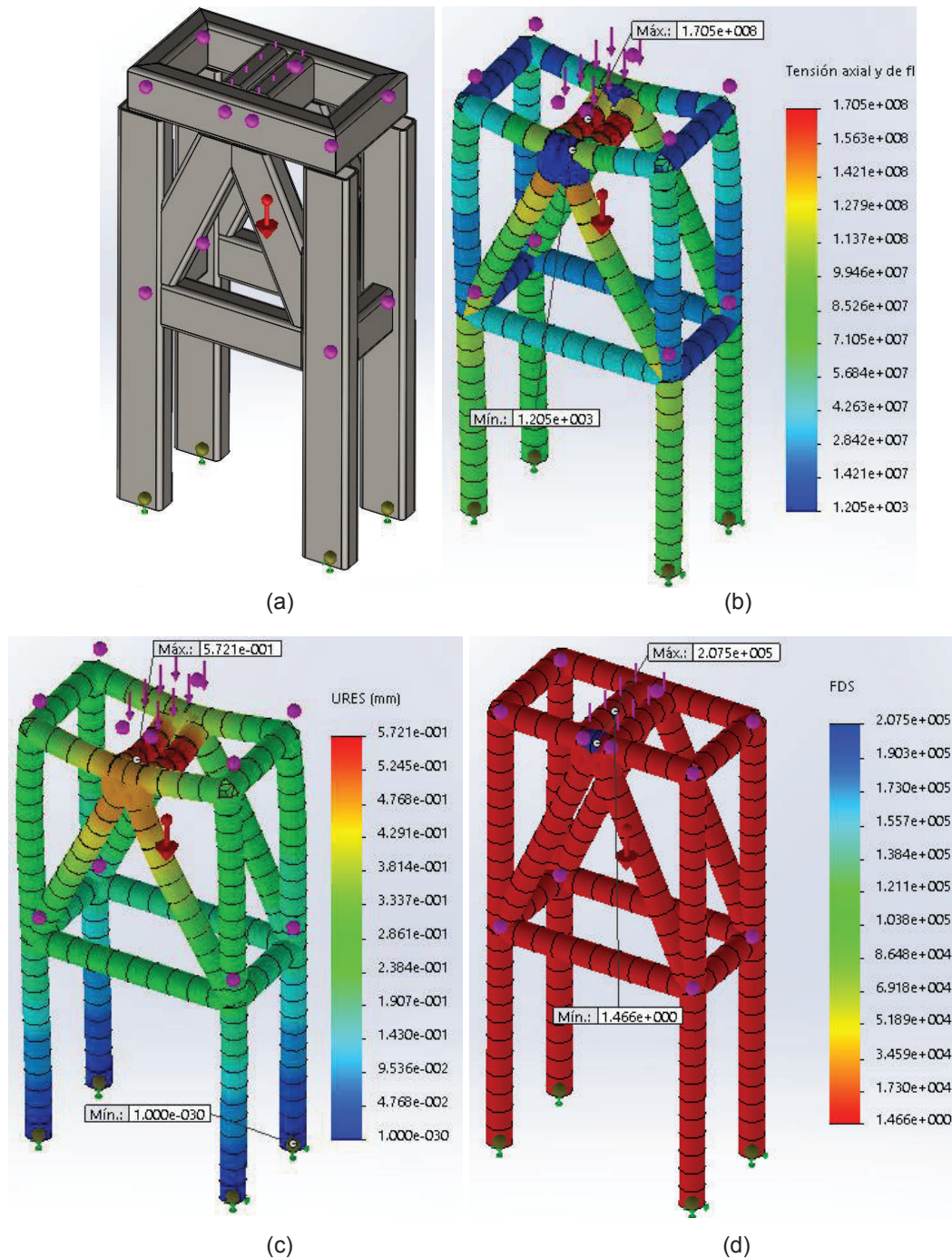


Figura 4.25. Mesa de punzonado: (a) Restricciones y fuerzas, (b) Tensiones, (c) Desplazamientos y (d) Factor de seguridad.

(Fuente. Propia)

De la Figura 4.25 se observa que el factor de seguridad mínimo es de 1.46, en virtud de que corresponde al comportamiento para una sollicitación extrema, condición no

permanente, por lo que se acepta la configuración especificada para la mesa de punzonado.

4.3.3. Soporte de cilindro hidráulico

El cilindro hidráulico, elemento que genera el desplazamiento del vástago, debe estar sujeto a la estructura, por lo que es necesario identificar el perfil o estructura que estén en la capacidad de soportar la fuerza máxima de púnzonado. La fuerza a ser considerada es de 276000N. Se han verificado muchas configuraciones así como perfiles, por lo que a continuación en la Figura 4.26 se muestra la distribución de perfiles que cumplen el requerimiento en cuestión.

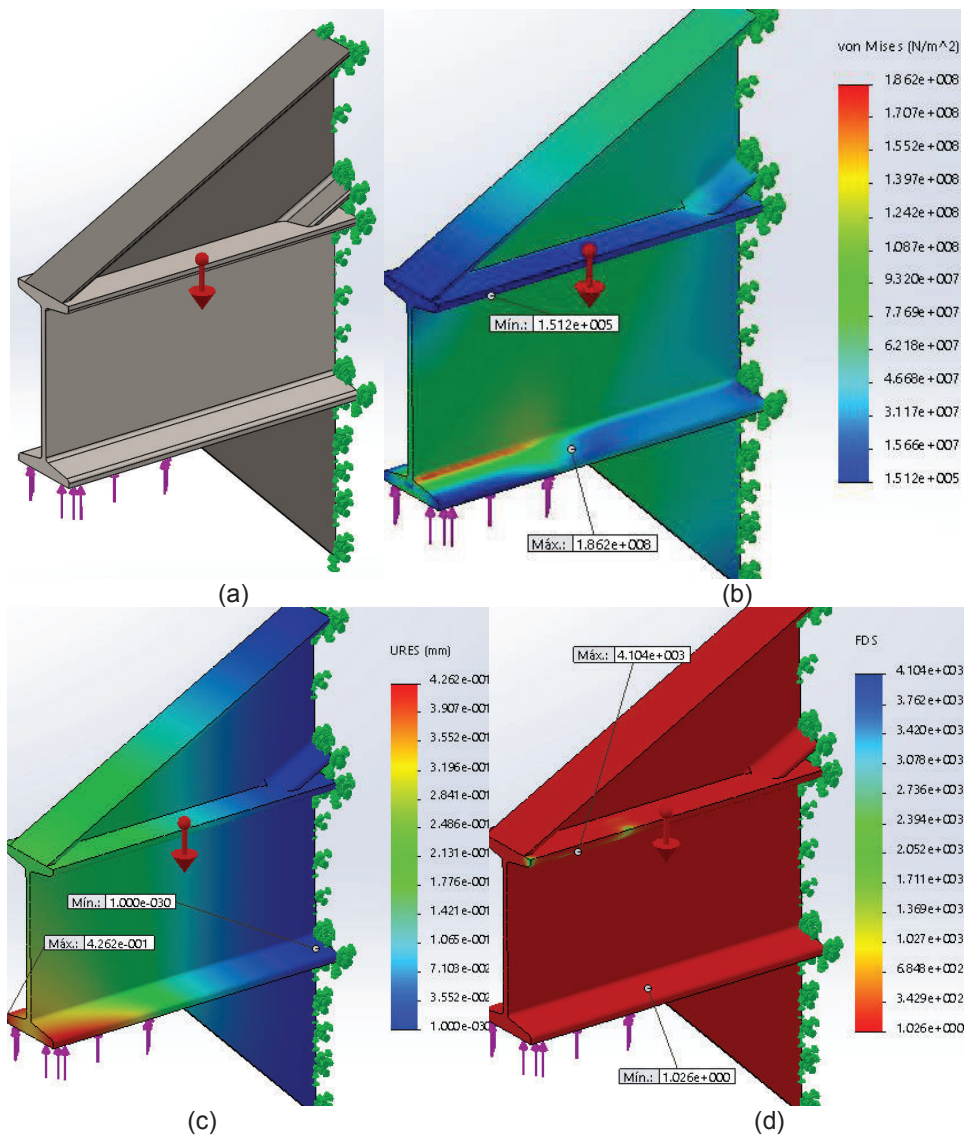


Figura 4.26. Soporte cilindro hidráulico: (a) Restricciones y fuerzas, (b) Tensiones, (c) Desplazamientos y (d) Factor de seguridad.

(Fuente. Propia)

El factor de seguridad bajo la carga máxima de punzonado, Figura 4.26d, muestra un factor de seguridad de 1.1, si bien el concepto del programa de simulación indica que un valor superior a 1 se puede entender como que el elemento bajo carga está en la capacidad de trabajar bajo dichas condiciones, y que además la fuerza máxima considera un factor del 20% adicional a la carga real, se acepta el diseño planteado para sujeción del cilindro hidráulico para punzonado.

4.3.4. Unión empernada cilindro hidráulico a soporte

La unión en base a la configuración propia del cilindro debe hacerse mediante el empleo de los extremos roscados, $\Phi 1''$ UNF x 92mm (libre para sujeción) y agarre de 50mm, Figura 4.27, por lo que a continuación se desarrolla el cálculo para verificar que la unión empernada pueda ser capaz de soportar la máxima fuerza de punzonado.

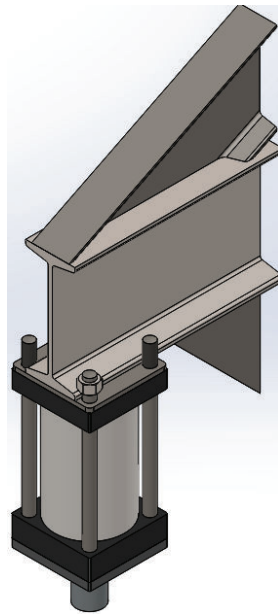


Figura 4.27. Sujeción cilindro hidráulico a viga, punzonado.

(Fuente. Propia)

La tuerca correspondiente a la rosca del extremo roscado corresponde a una tuerca hexagonal regular con una altura de $55/64''$ (tabla a-31).

$$L_p = \text{agarre} + \text{espesor tuerca} + 2\text{hilos}; d = 1\text{in equivale a } 12\text{hilos/in}$$

$$L_p = 50\text{mm} + 21.82\text{mm} + 4.23\text{mm} = 76.05\text{mm}$$

De la Ecuación 2.20 se tiene que la longitud roscada es:

$$L_t = 2d + \frac{1}{4}"; L < 6in$$

$$L_t = 2(1) + \frac{1}{4} = 2.25in$$

La longitud sin rosca es:

$$l_d = 1.96in$$

La longitud roscada en el agarre es:

$$l_t = 0$$

Del Anexo 4.10 se tiene que:

$$A_t = 0.663 \text{ in}^2$$

En tanto que:

$$A_d = \pi r^2 = \pi(0.5)^2 = 0.785in^2$$

Siendo la rigidez del perno Ecuación 2.24:

$$k_b = \frac{A_d A_t E}{A_d l_t + A_t l_d}$$

$$E = 30 \times 10^6 \text{ psi, para acero de alta resistencia}$$

Reemplazando los datos se tiene:

$$k_b = 12 \times 10^6 \text{ lbf/in}$$

La rigidez de los elementos Ecuación 2.30:

$$k_m = \frac{0.5774 \pi E d}{2 \ln \left(5 \frac{0.5774 l + 0.5 d}{0.5774 l + 2.5 d} \right)}$$

$$E = 29.8 \times 10^6 \text{ psi, para acero A36}$$

Al reemplazar se tiene:

$$k_m = \frac{54055876}{1.618} = 33.4 \times 10^6 \text{ lbf/in}$$

Siendo la constante de rigidez Ecuación 2.34:

$$C = \frac{k_b}{k_b + k_m}$$

Reemplazando los datos se tiene:

$$C = 0.264$$

En base a la especificación SAE para pernos de acero se tiene que:

$$\text{SAE 5; } S_p = 85000\text{psi, resistencia de prueba mínima}$$

Considerando también que se está diseñando una conexión no permanente, sujetadores reutilizados, se obtiene la precarga con Ecuación 2.40:

$$F_i = 0.75F_p$$

$$F_i = 0.75(A_t S_p) = 0.75(0.663\text{in}^2)(85000\text{psi}) = 42266 \text{ lbf}$$

El diseño de la junta empernada arroja que se consideran 4 extremos roscados para sujeción, por lo que se tiene la Ecuación 2.39:

$$n = \frac{S_p A_t - F_i}{C\left(\frac{P}{N}\right)}$$

Siendo P la fuerza de punzonado máximo, $276193\text{N}=62002\text{lbf}$. Un factor de diseño mínimo considerado de 2. Se puede obtener el número de pernos ideales para soportar dicha carga, reemplazando los valores correspondientes:

$$N = \frac{CnP}{S_p A_t - F_i} = 2.32$$

Indicando que con 3 extremos roscados sujetos con tuercas hexagonal normales la junta es capaz de soportar la fuerza en cuestión. Por cuestiones propias de diseño se emplean los 4 extremos roscados con sus respectivas tuercas.

4.3.5. Soldadura perfil IPN

Esta sección pretende garantizar que la configuración en cuanto al tipo de soldadura es satisfactoria en lo concerniente al voladizo del perfil ipn, ver Figura 4.28. Correspondiendo a esfuerzos en una unión soldada sujeta a flexión.

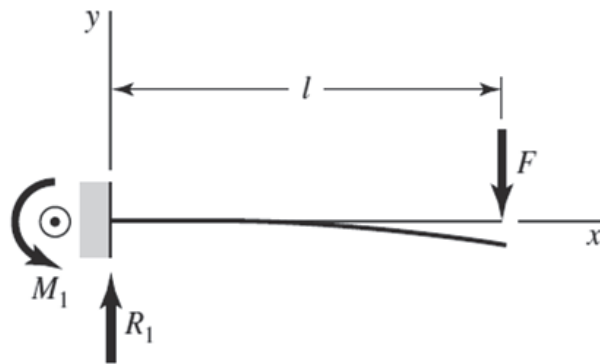


Figura 4.28. DCL Voladizo perfil ipn punzonado.
(Fuente. Propia)

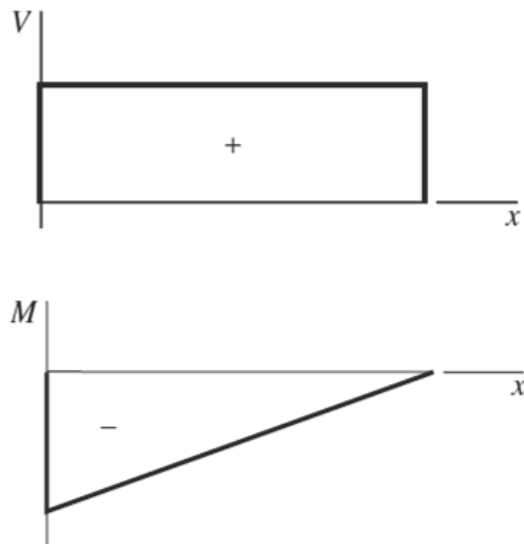


Figura 4.29. Fuerza cortante y momento flexionantes voladizo perfil ipn punzonado.
(Fuente. Propia)

$$R_1 = V = F$$

$$R_1 = 276193\text{N} = 62002\text{lbf}$$

$$M_1 = Fl$$

$$M_1 = (276193\text{N})(0.5\text{m}) = 138096\text{Nm} = 1220511\text{lbf} - \text{in}$$

Pero en virtud de que la viga ipn está a su vez soportada por dos elementos adyacentes, con la finalidad de reducir el momento flexionante y a su vez la fuerza cortante, se procede a hallar las reacciones y momentos para la configuración realmente empleada, ver Figura 4.30. En donde la carga de 276193N se aplica sobre una longitud de 0.19m, configuración cilindro hidráulico, dando una carga distribuida de 1453647.3Nm.

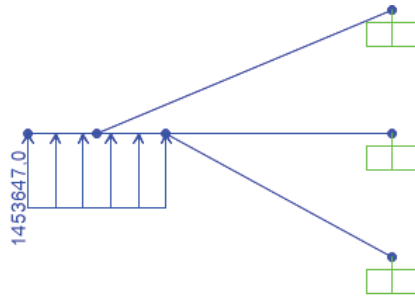


Figura 4.30. DCL Arreglo voladizo ipn punzonado.

(Fuente. Propia)

En tanto que las fuerzas máximas cortantes y momento flexionantes se producen en el perfil ipn, sobre el cual se instala directamente el cilindro, pero las reacciones son mucho menores a la consideración previa de una viga simple en voladizo, ver Figura 4.31.

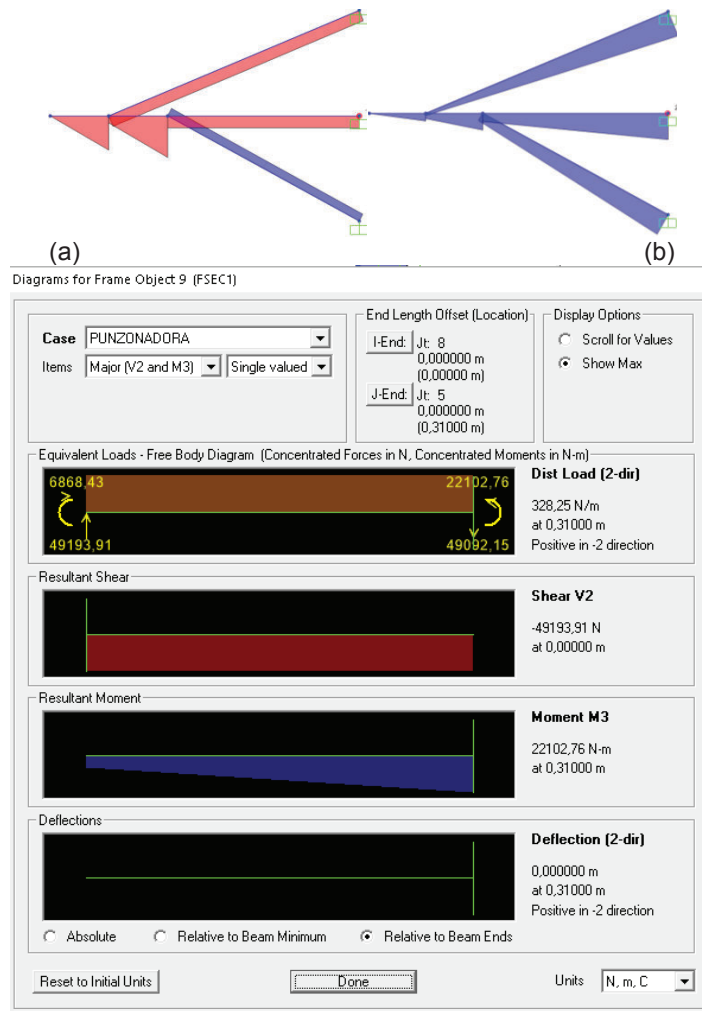


Figura 4.31. Fuerza cortantes y momentos flexionantes ipn arreglo voladizo (a) Fuerza cortante (b) Momento flexionante y (c) Resumen.

(Fuente. Propia)

El cordón que se plantea corresponde a una soldadura de filete de 12mm=0.47in por ambas caras del perfil, en donde el cortante primario será Ecuación 2.43:

$$\tau' = \frac{V}{A}$$

$$d = 225\text{mm} = 8.9\text{in altura del alma del perfil}$$

$$A = 1.414hd = 1.414(0.47\text{in})(8.9\text{in}) = 5.92\text{in}^2$$

$$V = 49092\text{N} = 11020\text{lbf}$$

$$\tau' = \frac{11020\text{lbf}}{5.92\text{in}^2} = 1.86\text{kpsi}$$

El cortante secundario Ecuación 2.42:

$$\tau'' = \frac{Mc}{I}$$

$$I_u = \frac{d^3}{6} = \frac{(8.9\text{in})^3}{6} = 117.5\text{in}^3$$

$$I = 0.707hI_u = 0.707(0.47\text{in})(117.5\text{in}^3) = 39\text{in}^3$$

$$M = 22102\text{Nm} = 195341\text{lbf.in}$$

$$c = \frac{d}{2} = 4.45\text{in}$$

$$\tau'' = \frac{(195341\text{lbf.in})(4.45\text{in})}{39\text{in}^3} = 22.2\text{kpsi}$$

Como se pretende emplear electrodos E7018, Anexo 4.11 se tiene: $S_y=57\text{kpsi}$ y $S_{ut}=70\text{kpsi}$. Con base en una resistencia mínima y el criterio de energía de distorsión, el factor de seguridad es:

$$n = \frac{S_{sy}}{\tau}$$

La magnitud del cortante es la ecuación de pitágoras.

$$\tau = \sqrt{\tau'^2 + \tau''^2} = 22.27\text{kpsi}$$

$$S_{sy} = 0.577S_y = 0.577(57\text{kpsi}) = 33\text{kpsi}$$

$$n = \frac{33\text{kpsi}}{22.27} = 1.5$$

Por lo que el metal de aporte tiene una resistencia satisfactoria. En cuanto a las demás conexiones de soldadura, se procederá a emplear el mismo cordón de soldadura bajo las

mismas condiciones, debido a que se dimensionó el cordón de soldadura sometido a las máximas fuerzas y momento flexionantes, ver Figura 4.32.

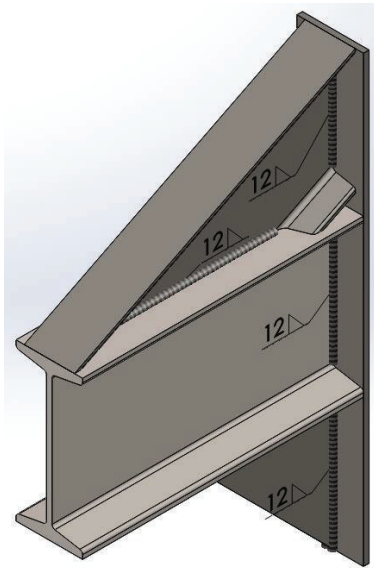


Figura 4.32. Soldadura configuración perfil ipn.

(Fuente. Propia)

4.3.6. Sistema de guillotina/plegadora

Zona correspondiente destinada al alojamiento de las zonas de trabajo: guillotina de láminas de acero de bajo carbono de hasta 3mm de espesor, guillotina de cierto tipo de perfiles de acero de bajo carbono de hasta 3mm de espesor y plegadora de láminas de acero de hasta 3mm de espesor. En base a que estas 3 zonas serán accionadas por dos cilindros hidráulicos, es necesario considerar el mayor requerimiento de diseño, este es el caso de la fuerza requerida para el proceso de plegado. Valor a ser tomado en cuenta para el dimensionamiento apropiado de los elementos constitutivos de la máquina.

4.3.7. Sistema guillotina

Espacio de separación entre cuchillas: al considerar al proceso de punzonado como un tipo de corte se puede emplear el valor asumido al juego entre punzón y placa matriz como el valor para separación entre cuchillas de la guillotina. Razón por la cual en virtud de la Tabla 4.5 se desarrolla la Tabla 4.8:

Tabla 4.8. Separación cuchillas guillotina.

e(mm)	% juego total	separación(mm)
0,75	7,5	0,06
1	7,5	0,08
1,2	7,5	0,09
1,5	7,5	0,11
1,9	7,5	0,14
2	7,5	0,15
2,5	7,5	0,19
3	7,5	0,23

(Fuente. Propia)

Los valores obtenidos serán empleados posteriormente para el diseño del tornillo de potencia para el movimiento de los elementos correspondientes.

4.3.8. Cuchillas superiores, guillotina

Corresponden a los elementos de acero destinados a producir el corte de las diversas láminas de acero, ubicadas en forma vertical y aquellas que son móviles. Su propósito es manejar una longitud máxima de corte de hasta 1.22m. De acuerdo al cálculo empleado en las fuerzas de corte en la sección de guillotina se emplea el ángulo de inclinación de las cuchillas respecto al plano horizontal de 2°, adicional con la finalidad de facilitar el proceso de fabricación de dichos elementos se ha configurado la longitud total de corte en 4 tramos, ver Figura 4.33.

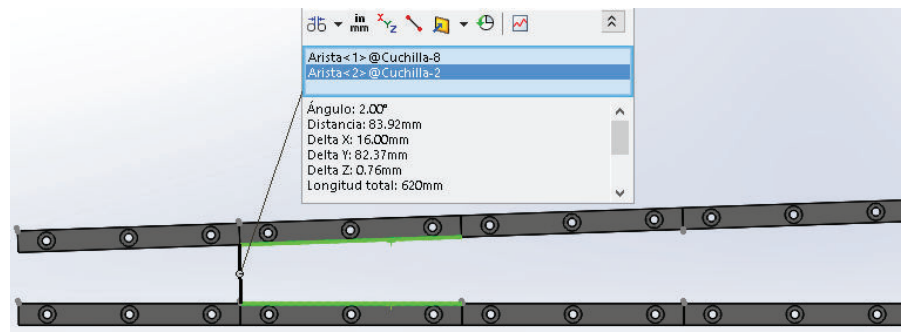


Figura 4.33. Cuchillas superiores e inferiores de guillotina.

(Fuente. Propia)

Al conocer la fuerza de corte, común en cada una de las guillotinas, 50087N, se procede a simular bajo las condiciones y cargas descritas en la Figura 4.34.

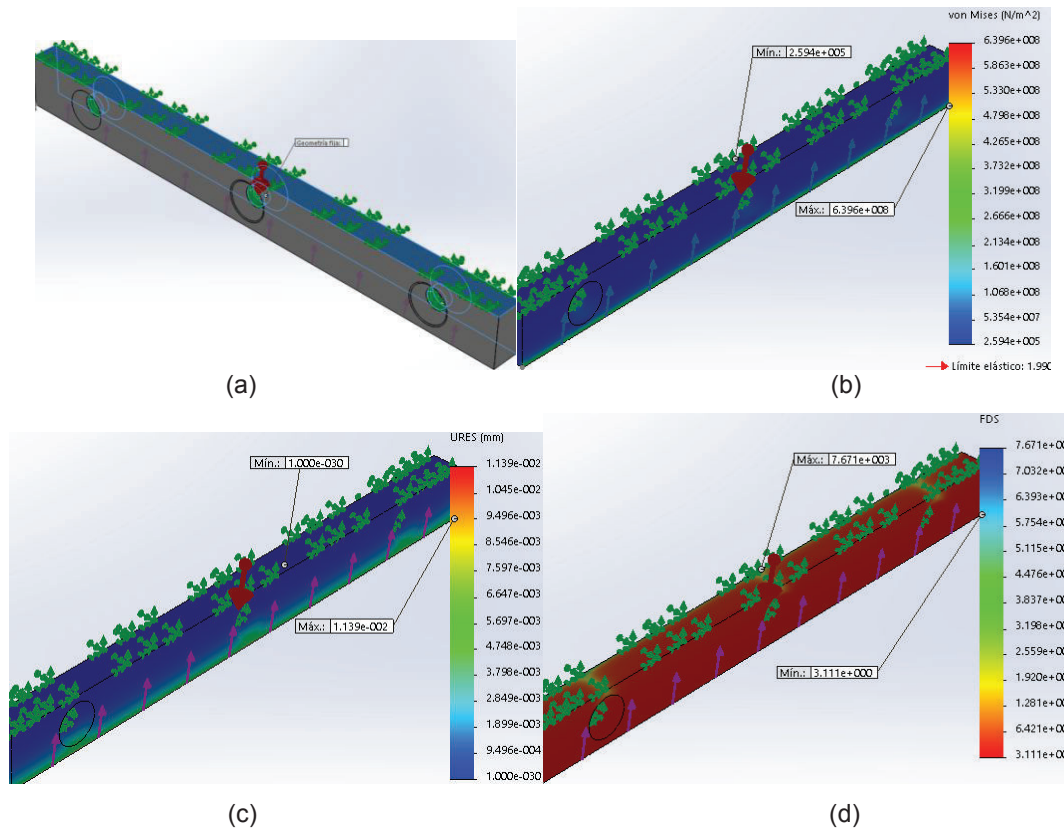


Figura 4.34. Cuchilla superior de corte: (a) Restricciones y fuerzas, (b) Tensiones, (c) Desplazamientos y (d) Factor de seguridad.

(Fuente. Propia)

A partir de lo indicado en el Anexo 4.8 se emplea como material constitutivo al acero K100. De acuerdo a los resultados de la Figura 4.34 y al factor de seguridad mínimo obtenido de 28.72 se entiende que las cuchillas son apropiadas para el trabajo determinado.

4.3.9. Cuchillas inferiores, guillotina

De igual manera que las cuchillas superiores de la guillotina, las cuchillas inferiores son aquellos elementos que se ubican en forma vertical, pero permanecen en reposo. El material constitutivo es el mismo, K100, y las condiciones de restricción son las mismas, ver Figura 4.35.

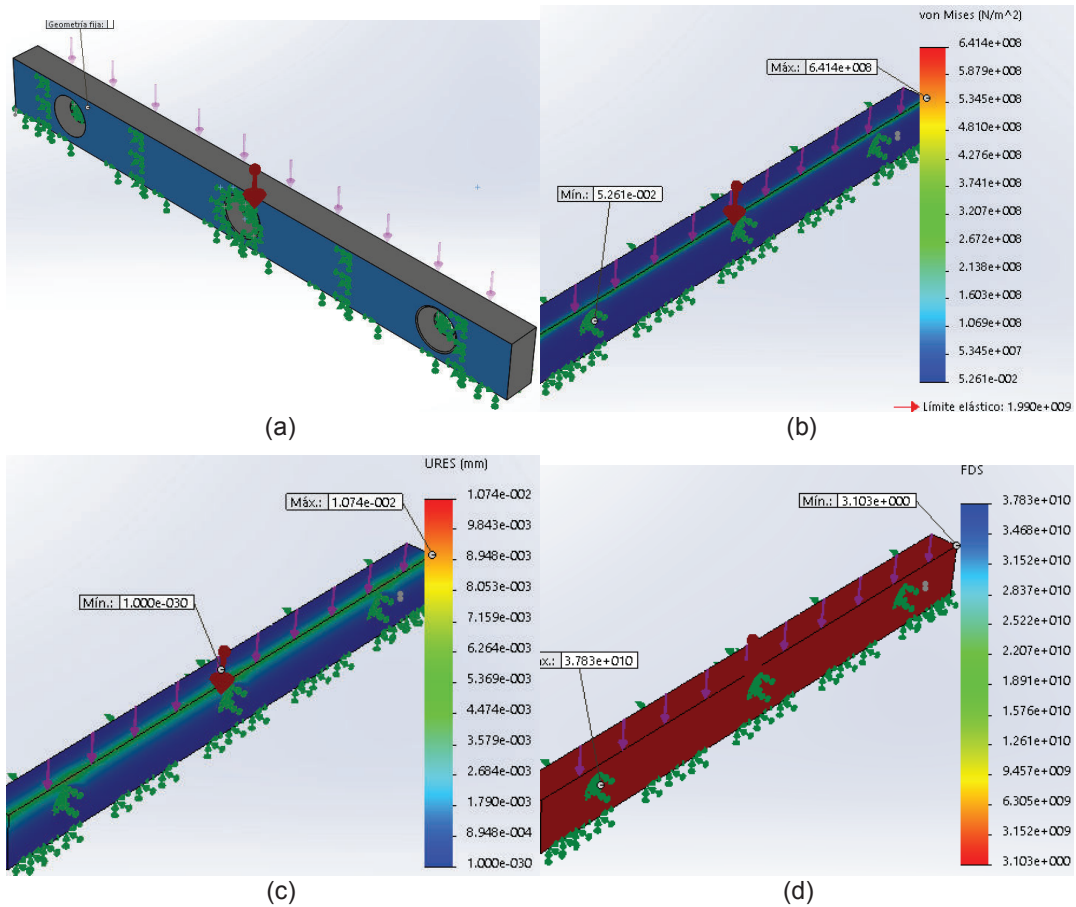


Figura 4.35. Cuchilla inferior de corte. a) Restricciones y fuerzas, (b) Tensiones, (c) Desplazamientos y (d) Factor de seguridad.
(Fuente. Propia)

De los resultados de la Figura 4.35 y en base al factor de seguridad mínimo, 3.1, se puede concluir que el elemento en cuestión es capaz de soportar las fuerzas de corte en las restricciones en las que se pretende colocarlo en funcionamiento.

4.3.10. Pernos de chuchillas, guillotina

Los 3 pernos sujetadores por cada cuchilla, ver Figura 4.36, superiores e inferiores, están sometidos a corte directo, aplastamiento y flexión, por lo que se utilizará las teorías individuales para esfuerzos puros.

Pernos seleccionados: tornillos avellanados, $\Phi 7/16'' \times 40\text{mm}$, SAE 7, siendo $F = 50087\text{N}$, $F_{\text{perno}} = 50087\text{N}/3$.

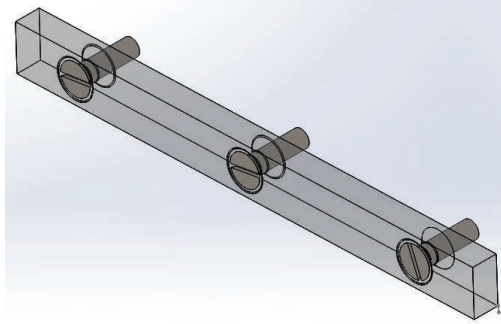


Figura 4.36. Pernos cuchillas, guillotina.
(Fuente. Propia)

Corte puro, empleando la Ecuación 2.43:

$$\tau_{xy} = \frac{F}{A}; \text{ A: \u00e1rea del tornillo}$$

$$\tau_{xy} = \frac{F}{\pi r^2} = \frac{16695\text{N}}{\pi(0.0055\text{m})^2} = 175.67\text{MPa}$$

$$n = \frac{S_{sy}}{\tau_{xy}}$$

$$S_y = 115\text{kpsi} = 793\text{MPa}(\text{grado SAE 7, shigley p\u00e1g 418})$$

$$n = \frac{0.577S_y}{\tau_{xy}} = \frac{0.577(793\text{MPa})}{175.67\text{MPa}} = 2.6$$

Aplastamiento, empleando la Ecuaci\u00f3n 2.44:

$$\sigma_x = \frac{F}{A_{ap}}; \text{ A}_{ap}: \u00e1rea de aplastamiento$$

$$\sigma_x = \frac{F}{(\text{prof perforaci\u00f3n})(\varnothing)} = \frac{16695\text{N}}{(0.0045\text{m})(0.011\text{m})} = 337.2\text{MPa}$$

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

$$n = \frac{793\text{MPa}}{337.2\text{MPa}} = 2.3$$

Flexi\u00f3n, empleando la Ecuaci\u00f3n 2.42:

$$\sigma_x = \frac{Mc}{I}$$

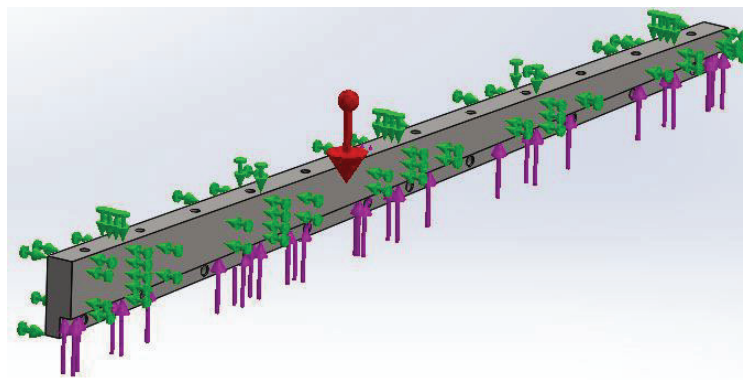
$$\sigma_x = \frac{Ft}{I/c} = \frac{32Ft}{\pi d^3} = \frac{32(16695N)(0.0045m)}{\pi(0.0111m)^3} = 559.5MPa$$

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

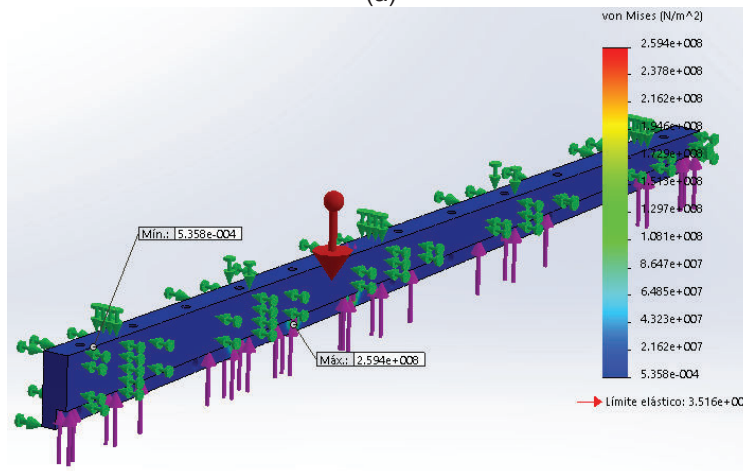
$$n = \frac{793MPa}{559.5MPa} = 1.42$$

4.3.11. Acople cuchillas-viga, guillotina

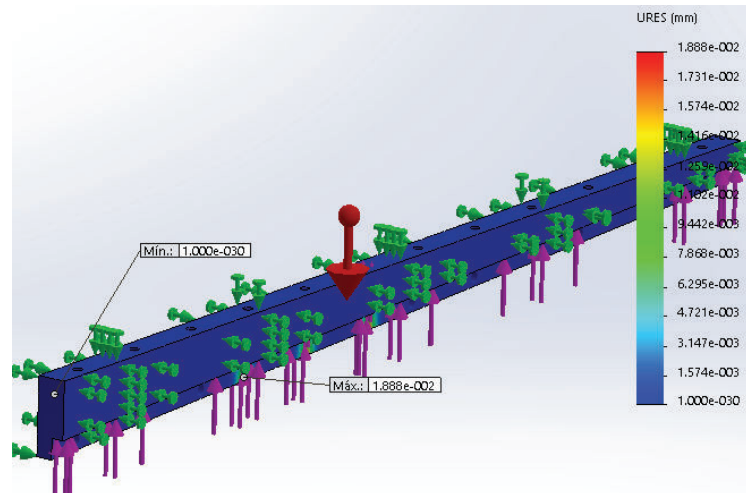
Se entiende como el elemento al que se atornillan todas las cuchillas, este a diferencia de las cuchillas corresponde a un elemento entero sólido. Para el dimensionamiento se conoce: la fuerza de corte, dimensiones, perforaciones y número. La configuración de restricciones se basa en que cada cuchilla soportará la fuerza completa de corte y la misma tiene restricción superior y laterales de movimiento. En la figura se denota la simulación bajo los parámetros mencionados:



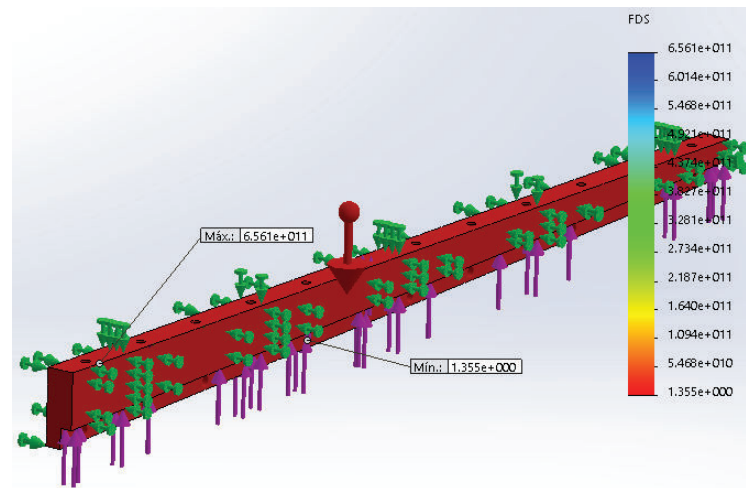
(a)



(b)



(c)



(d)

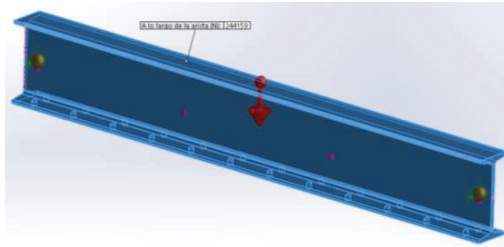
Figura 4.37. Acople cuchillas viga. a) Restricciones y fuerzas, (b) Tensiones, (c) Desplazamientos y (d) Factor de seguridad.

(Fuente. Propia)

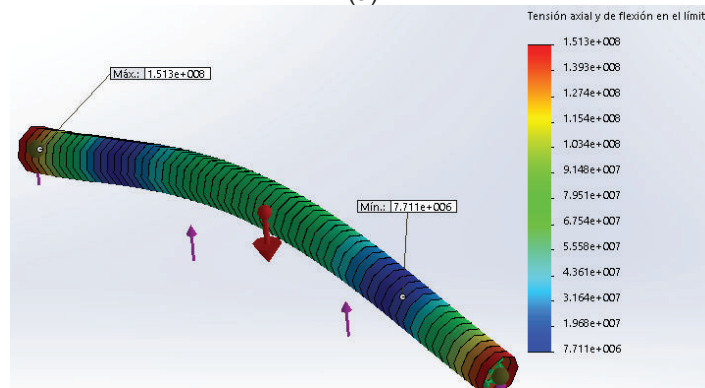
En base a la Figura 4.37, en especial al factor de seguridad mínimo de 1.35, se entiende por aceptado el diseño para este elemento.

4.3.12. Viga soporte acoples, guillotina

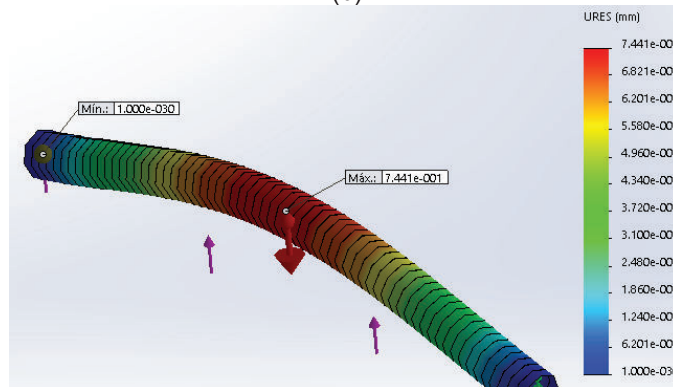
Este elemento corresponde a la configuración tanto de la guillotina como de la plegadora de láminas de acero. Sobre él se ensamblan los correspondientes acoples para cada una de las necesidades empleando tornillos, mismos que estarán trabajando bajo la acción de tensión simple. En base al requerimiento máximo se considera la fuerza de plegado, 244159N, valor que considera el plegado de una lámina de acero de bajo carbono de 3mm de espesor en una longitud de 1.22m, ver Figura 4.38.



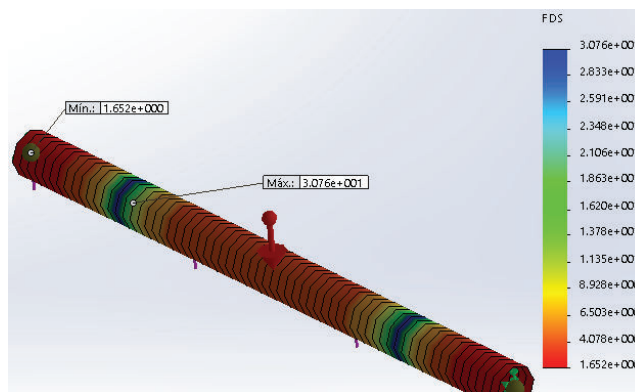
(a)



(b)



(c)



(d)

Figura 4.38. Viga soporte acoples. a) Restricciones y fuerzas, (b) Tensiones, (c) Desplazamientos y (d) Factor de seguridad.

(Fuente. Propia)

En base a la Figura 4.38 se puede verificar que el factor de seguridad mínimo mostrado durante la aplicación de la carga máxima a la que estaría sometida durante su trabajo, arrojó un valor de 1.65, valor que se acepta como apropiado ya que corresponde a un funcionamiento crítico, entendiéndose así que durante un funcionamiento normal los esfuerzos generados serían muy inferiores.

4.3.13. Pernos ensamble acople sobre viga, guillotina

Son aquellos que sirven de elementos de unión entre la viga, perfil ipn, con el acople para cuchillas, ver Figura 4.39. La configuración de pernos a emplearse son en total 8 pernos 3/8"UNC, SAE5, agarre 16mm, espesor tuerca 21/64", ver Anexo 4.12.

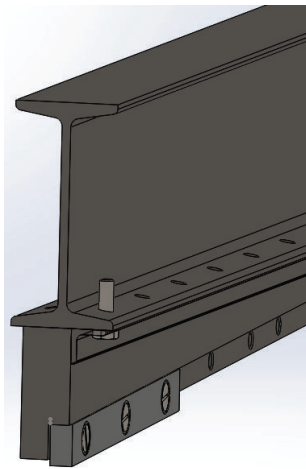


Figura 4.39. Pernos ensamble viga.
(Fuente. Propia)

$$L_p = \text{agarre} + \text{espesor tuerca} + 2\text{hilos}$$

$$L_p = 16\text{mm} + 8.33\text{mm} + 3.2\text{mm} = 27.53$$

Del Anexo 4.13, el valor comercial más cercano es de 1 ¼"=31.75mm.

De la Ecuación 2.20 se tiene que la longitud roscada es:

$$L_t = 2d + \frac{1}{4}"; L < 6"$$

$$L_t = 2(0.375) + \frac{1}{4} = 1,$$

La longitud sin rosca es:

$$l_d = 1 \frac{1}{4}'' - 1'' = .25''$$

La longitud roscada en el agarre es:

$$l_t = l - l_d$$

$$l_t = 0.63'' - 0.25'' = 0.38''$$

Del Anexo 4.10, se tiene que:

$$A_t = 0.0772 \text{ in}^2$$

En tanto que:

$$A_d = \pi r^2 = \pi(0.1875)^2 = 0.11 \text{ in}^2$$

Siendo la rigidez del perno la Ecuación 2.24:

$$k_b = \frac{A_d A_t E}{A_d l_t + A_t l_d}$$

$E = 30 \times 10^6$ psi, para acero de alta resistencia y reemplazando los valores

$$k_b = 4.17 \times 10^6 \text{ lbf/in}$$

La rigidez de los elementos la Ecuación 2.30:

$$k_m = \frac{0.5774 \pi E d}{2 \ln \left(5 \frac{0.5774 l + 0.5 d}{0.5774 l + 2.5 d} \right)}$$

$E = 29.8 \times 10^6$ psi, para acero A36, con los demás valores:

$$k_m = \frac{20270953}{1.5} = 13 \times 10^6 \text{ lbf/in}$$

Siendo la constante de rigidez la Ecuación 2.34:

$$C = \frac{k_b}{k_b + k_m} = 0.24$$

En base a la especificación SAE para pernos de acero se tiene que:

$$\text{SAE 5; } S_p = 85000 \text{ psi, resistencia de prueba mínima}$$

Considerando también que se está diseñando una conexión no permanente, sujetadores reutilizados, se obtiene la precarga con la Ecuación 2.40:

$$F_i = 0.75 F_p$$

$$F_i = 0.75 (A_t S_p) = 0.75 (0.11 \text{ in}^2) (85000 \text{ psi}) = 7012 \text{ lbf}$$

El diseño de la junta empernada arroja que se consideran 8 pernos para sujeción, por lo que se tiene la Ecuación 2.39:

$$n = \frac{S_p A_t - F_i}{C \left(\frac{P}{N} \right)}$$

Siendo P la fuerza de plegado, máximo, 244159N=54811lbf. Un factor de diseño mínimo considerado de 2. Se puede obtener el número de pernos ideales para soportar dicha carga.

$$N = \frac{C n P}{S_p A_t - F_i} = 11.2$$

Por lo que, para esta junta, aplicable para el acople del herramental de la plegadora como de la guillotina, se emplean 12 pernos $\Phi 3/8'' \times 1 \frac{1}{4}''$ SAE5, 6 por cada lado, con sus respectivas tuercas y arandelas correspondientes al tamaño.

4.3.14. Guía de movimiento lineal vertical, guillotina

Aquel elemento o conjunto de elementos destinados a facilitar el movimiento lineal del perfil IPN, acople para guillotina y plegadora, ver Figura 4.40.

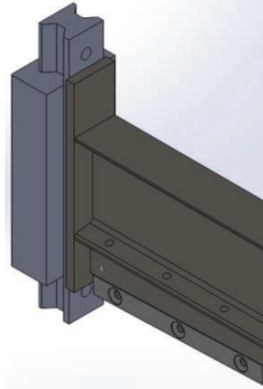


Figura 4.40. Desplazamiento lineal perfil ipn.

(Fuente. Propia)

Donde es necesario obtener los momentos generados en sus extremos, así como las reacciones verticales, en virtud de su movimiento se ha considerado para su análisis como una viga empotrada en sus dos extremos, sometida a una carga distribuida sobre toda su longitud, ver Figura 4.41.

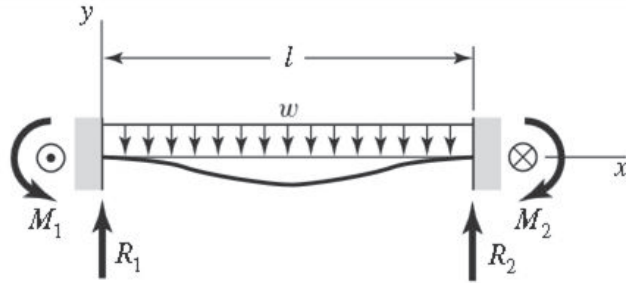


Figura 4.41. DCL perfil ipn.
(Fuente. Propia)

$$F = 244159\text{N (plegado)}$$

$$L = 1.250\text{m (perfil)}$$

$$w = 195327.2 \text{ N/m}$$

$$R_1 = R_2 = \frac{F}{2} = \frac{(244159\text{N})}{2} = 122079.5\text{N}$$

En tanto que la fuerza cortante se observa en la Figura 4.42 :



Figura 4.42. Fuerza cortante perfil ipn.
(Fuente. Propia)

$$V = \frac{w}{2}(l - 2x)$$

$$x = 0; \quad V = \frac{w}{2}(l - 0) = \frac{195327.2 \text{ N/m}}{2} \cdot 1.250\text{m} = 122079.5\text{N}$$

$$x = l/2; \quad V = \frac{w}{2}(l - l) = \frac{195327.2 \text{ N/m}}{2} \cdot 0\text{m} = 0\text{N}$$

$$x = l; \quad V = \frac{w}{2}(l - 2l) = \frac{195327.2 \frac{\text{N}}{\text{m}}}{2} (-1.250\text{m}) = -122079.5\text{N}$$

Y los momentos flexionantes se denotan en la Figura 4.43:

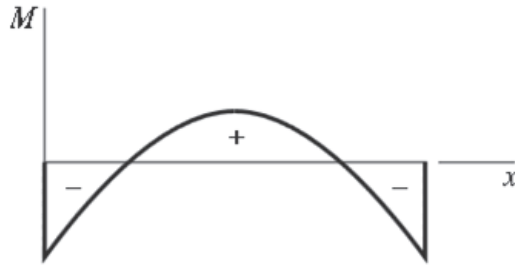


Figura 4.43. Momentos flexionantes perfil ipn.

(Fuente. Propia)

$$M = \frac{w}{12}(6lx - 6x^2 - l^2)$$

$$x = 0; M = \frac{w}{12}(0 - 0 - l^2) = \frac{195327.2 \frac{\text{N}}{\text{m}}}{12} (-(1.250\text{m})^2) = -25433.3\text{Nm}$$

$$x = l/2; M = \frac{w}{12} \left(6 \frac{l^2}{2} - 6 \frac{l^2}{4} - l^2 \right) = \frac{195327.2 \frac{\text{N}}{\text{m}}}{12} (0.5(1.250\text{m})^2) = 12716.6\text{Nm}$$

$$x = l; M = \frac{w}{12}(6l^2 - 6l^2 - l^2) = \frac{195327.2 \frac{\text{N}}{\text{m}}}{12} (-(1.250\text{m})^2) = -25433.3\text{Nm}$$

Por lo que en cada extremo del perfil ipn se genera una fuerza cortante máxima de 122079N y un momento flexionante de 25433Nm, valores a ser empleados en la selección del mecanismo del movimiento vertical lineal. A razón de que se requiere que el movimiento del perfil soportante sea homogéneo, se ha decidido emplear dos mecanismos, uno a cada extremo. Como uno de los principales objetivos del diseño es la optimización de mecanismos, se selecciona un mecanismo estándar para este fin, conocido como guía lineal de movimiento, su funcionalidad puede observarse en la Figura 4.44.

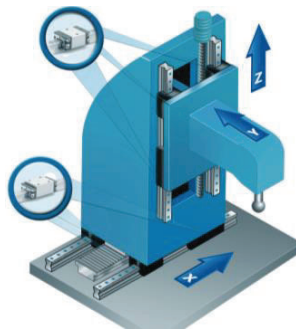


Figura 4.44. Funcionalidad guía lineal de movimiento.

(Fuente: <http://www.skf.com/binary/21-22627/6229EN-profile-rail-guides.pdf>)

Del catálogo NSK se selecciona el siguiente elemento: Modelo RB65UL, Momento flexionante máximo $M_{PO} = 28600\text{Nm}$, ver Anexo 4.14.

4.3.15. Pernos de riel guía movimiento lineal, guillotina

Si bien el modelo de la guía tiene alojamientos ya definidos para los tornillos, 6 agujeros de $M18 \times 26 \times 22$ (dxDxh), se preseleccionan tornillos $\Phi 5/8'' \text{UNC} \times 80\text{mm}$, SAE 8, siendo $V = 122079\text{N}$, $F_{\text{perno}} = 122079\text{N}/6$, ver Figura 4.45.

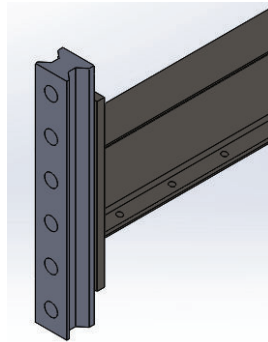


Figura 4.45. Riel de guía movimiento lineal.
(Fuente: Propia)

Corte puro, con la Ecuación 2.43:

$$\tau_{xy} = \frac{F}{A}; \text{ A: área del tornillo}$$

$$\tau_{xy} = \frac{F}{\pi r^2} = \frac{20346\text{N}}{\pi(0.008\text{m})^2} = 101.2\text{MPa}$$

$$n = \frac{S_{sy}}{\tau_{xy}}$$

$$S_y = 130\text{kpsi} = 896\text{MPa}, \text{ Anexo 4.15}$$

$$n = \frac{0.577S_y}{\tau_{xy}} = \frac{0.577(896\text{MPa})}{101.2\text{MPa}} = 5.1$$

Aplastamiento, con la Ecuación 2.44:

$$\sigma_x = \frac{F}{A_{ap}}; \text{ A}_{ap}: \text{área de aplastamiento}$$

$$\sigma_x = \frac{F}{(\text{prof perforación})(\phi)} = \frac{20346\text{N}}{(0.015\text{m})(0.016\text{m})} = 84.7\text{MPa}$$

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

$$n = \frac{896\text{MPa}}{84.7\text{MPa}} = 10.5$$

Flexión, con la Ecuación 2.42:

$$\sigma_x = \frac{Mc}{I}$$

$$t = 15\text{mm}$$

$$\sigma_x = \frac{Ft}{I/c} = \frac{32Ft}{\pi d^3} = \frac{32(20346\text{N})(0.015\text{m})}{\pi(0.016\text{m})^3} = 759\text{MPa}$$

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

$$n = \frac{896\text{MPa}}{759\text{MPa}} = 1.2$$

Por lo que la configuración de pernos se da por aceptada.

4.3.16. Pernos anclaje guía riel a estructura, guillotina

Corresponde al complemento del riel de movimiento, aquel que va a estar sujeto a la estructura de la máquina, ver Figura 4.46. A razón de que este elemento dispone de 6 alojamientos para sujeción y que la fuerza que trabaja sobre este elemento corresponde a la misma fuerza de corte V (122079N) se configuran los mismos pernos: $\Phi 5/8''$ UNCx80mm.

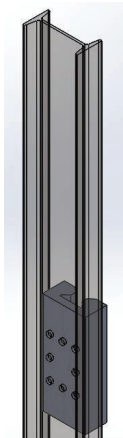


Figura 4.46. Anclaje a estructura de guía movimiento lineal.

(Fuente: Propia)

4.3.17. Unión empernada cilindro hidráulico a soporte, guillotina

La Figura 4.47 muestra el tipo de sujeción del cilindro hidráulico con la parte superior de la estructura, esta se realizará mediante los 4 tensores, roscados en sus extremos y fabricados en acero SAE 1045, estos se ensamblarán con una placa soldada a la parte superior, siendo la fuerza aportada por cada cilindro 244159N/2. La rosca corresponde a diámetro ¾" UNFx80mm(16hilos/pulgada), agarre 50mm, espesor tuerca 41/64", Anexo 4.12.

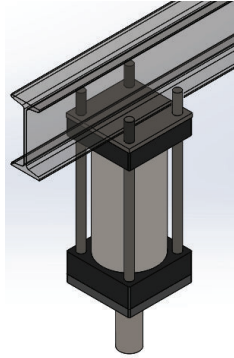


Figura 4.47. Anclaje a estructura de cilindro hidráulico.
(Fuente: Propia)

$$L_p = \text{agarre} + \text{espesor tuerca} + 2\text{hilos}$$

$$L_p = 50\text{mm} + 16.3\text{mm} + 3.2\text{mm} = 69.5\text{mm}$$

De acuerdo a la configuración geométrica de los tensores la longitud roscada para sujeción es de 80mm. De la Ecuación 2.20 se tiene que la longitud roscada es:

$$L_t = 2d + \frac{1}{4}"; L < 6"$$

$$\text{Considerando al extremo roscado se tiene que } L_t = \frac{80}{25.4} = 3.15\text{in}$$

La longitud sin rosca es:

$$\text{Todo el extremo es roscado, por lo que } l_d = 1.57$$

La longitud roscada en el agarre es:

$$l_t = 0.4\text{in}$$

Del Anexo 4.10, se tiene que:

$$A_t = 0.373\text{in}^2, \text{ UNF}$$

En tanto que:

$$A_d = \pi r^2 = \pi(0.375)^2 = 0.441\text{in}^2$$

Siendo la rigidez del perno la Ecuación 2.24:

$$k_b = \frac{A_d A_t E}{A_d l_t + A_t l_d}$$

$E = 30 \times 10^6$ psi, para acero de alta resistencia, reemplazando los demás valores

$$k_b = 6.47 \times 10^6 \text{ lbf/in}$$

La rigidez de los elementos la Ecuación 2.30:

$$k_m = \frac{0.5774 \pi E d}{2 \ln \left(5 \frac{0.5774 l + 0.5 d}{0.5774 l + 2.5 d} \right)}$$

$E = 29.8 \times 10^6$ psi, para acero A36, con los valores correspondientes se tiene:

$$k_m = \frac{40541907}{1.83} = 22.15 \times 10^6 \text{ lbf/in}$$

Siendo la constante de rigidez la Ecuación 2.34:

$$C = \frac{k_b}{k_b + k_m} = 0.226$$

En base a la especificación SAE para pernos de acero se tiene que:

$$\text{SAE 5; } S_p = 85000 \text{psi, resistencia de prueba mínima}$$

Considerando también que se está diseñando una conexión no permanente, sujetadores reutilizados, se obtiene la precarga con la Ecuación 2.40:

$$F_i = 0.75 F_p$$

$$F_i = 0.75 (A_t S_p) = 0.75 (0.373 \text{in}^2) (85000 \text{psi}) = 23778 \text{ lbf}$$

El diseño de la junta empernada arroja que se consideran 4 pernos para sujeción, por lo que se tiene la Ecuación 2.39:

$$n = \frac{S_p A_t - F_i}{C \left(\frac{P}{N} \right)}$$

Siendo P el 50% de la fuerza de plegado, 122079N=27405lbf. Un factor de diseño mínimo considerado de 2. Se puede obtener el número de pernos ideales para soportar dicha carga.

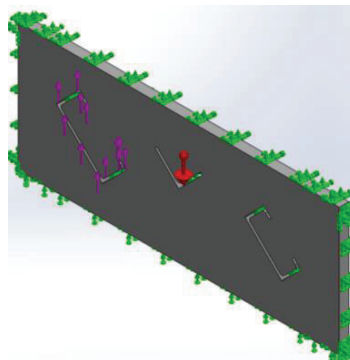
$$N = \frac{C_n P}{S_p A_t - F_i} = 1.56$$

Por lo que, para esta junta se recomienda emplear al menos 2 pernos, pero en base a la configuración de ensamble se emplearán los 4 extremos roscados de los tensores pernos 3/4" UNFx80mm(16hilos/pulgada), agarre 40mm, espesor tuerca 41/64", Anexo 4.12.

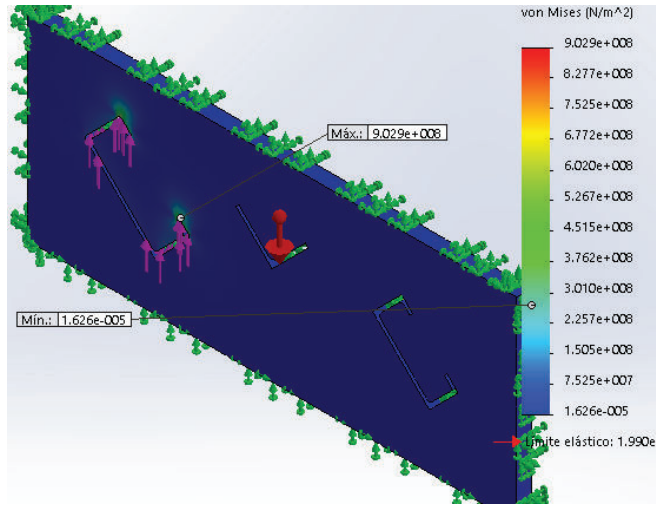
4.3.18. Cuchilla guillotina perfiles

La zona destinada al corte de los siguientes perfiles: G80x40x15x2mm-G80x40x15x3mm-G100x50x15x2mm-G100x50x15x3mm, Canal U de acero de bajo carbono U80x40x2mm-U80x40x3mm-U100x50x2mm-U100x50x3mm y ángulos de acero de bajo carbono L40x2mm-L40x3mm - L50x2mm-L50x3mm. La cuchilla móvil se encuentra conectada al perfil ipn móvil, en tanto que la cuchilla fija está anclada mediante perfiles al sistema bastidor de la máquina. A razón de que los perfiles a trabajar están dentro del rango de 2 a 3mm se optó por dejar una distancia fija entre cuchillas, esta distancia será del 7.5% del espesor máximo, equivalente a 0.22mm.

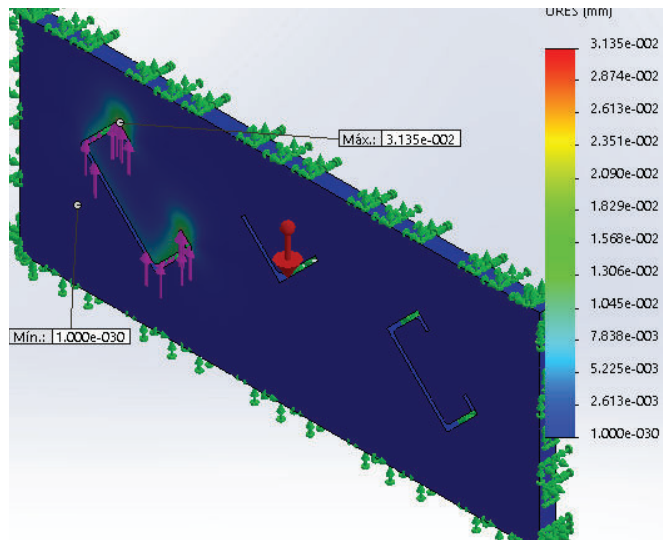
Las cuchillas emplean el mismo material asignado para las cuchillas de la guillotina de láminas de acero, siendo el K100. Para su simulación se considera el perfil dimensionalmente mayor, G100x50x15x3mm, en donde la carga de corte de 50087N se asigna a los vértices actuantes durante el descenso de la cuchilla móvil, ver Figura 4.48.



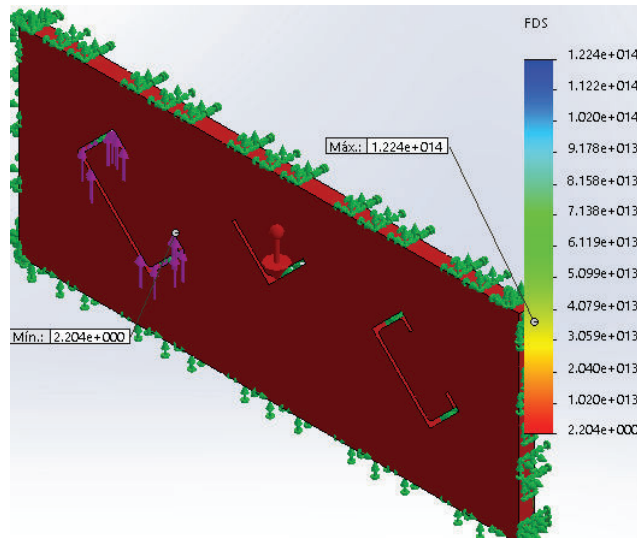
(a)



(b)



(c)



(d)

Figura 4.48. Cuchilla guillotina perfiles. a) Restricciones y fuerzas, (b) Tensiones, (c) Desplazamientos y (d) Factor de seguridad.

(Fuente: Propia)

La Figura 4.48 indica que el elemento diseñado puede soportar las cargas actuantes, arrojando un valor de seguridad mínimo de 2.2, por lo que se da por aceptado el diseño.

4.3.19. Sistema movimiento cuchillas inferiores, guillotina

Este es el mecanismo que permite mover la mesa inferior en relación al espesor de la lámina de acero a cortar, por lo que se pretende emplear para este fin husillos laminados de bolas. Constituyéndose como una solución económica, ya que estos tienen un menor coste que los husillos rectificadas, proporcionando a la aplicación una precisión de posicionamiento más que suficiente y adecuado en cuanto a rigidez. Al emplear un elemento estandarizado se revierte en una alta durabilidad, ya que los materiales son de alta pureza, con tratamiento térmicos más adecuados y con técnicas de producción de alta calidad, ver Figura 4.49.

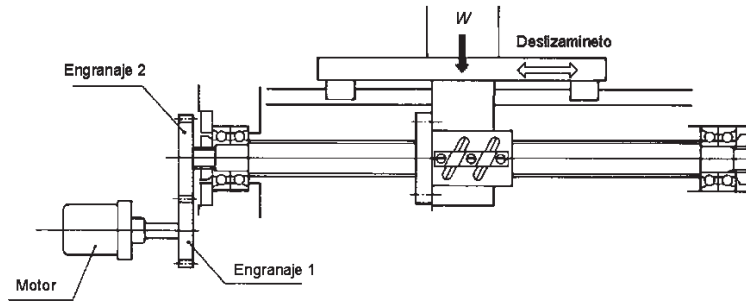


Figura 4.49. Sistema movimiento cuchilla inferior guillotina.

(Fuente: Propia)

A razón de este lo que se va a seleccionar es la carga máxima admisible por pandeo. Toda la información empleada será usada de la base de datos del fabricante [50].

$$P = \alpha \frac{N\pi^2 EI}{L^2}$$

Siendo: $\alpha=0.5$, factor de seguridad; $E=2.1 \times 10^4$, módulo elástico de Young; I =módulo de inercia para barras; $L=350\text{mm}$, longitud entre apoyos.

$$I = \frac{\pi}{64} d^4$$

Como dato inicial se toma el diámetro del husillo de 12mm, por lo que:

$$I = \frac{\pi}{64} (12\text{mm})^4 = 1018\text{mm}^4$$

N depende del sistema de apoyos, inicialmente se configura como un sistema empotrado-apoyado, 2.

Reemplazando los valores calculados:

$$P = (0.5) \frac{(2)\pi^2 \left(\frac{2.1 \times 10^4 \text{kg}}{\text{mm}^2} \right) (1018\text{mm}^4)}{(350\text{mm})^2} = 1722\text{kgf} = 16875\text{N}$$

Valor muy por encima de considerado para movimiento, en base a que es un elemento normalizado se acepta para su empleo en el diseño, hay que recalcar que este husillo se encarga solo de mover lo correspondiente a las cuchillas, estructura y la lámina de acero a procesar; las guías de movimiento lineal son las que soportan la fuerza de corte por parte de la cuchilla superior móvil.

Siendo seleccionado el modelo: PSS1205N1D0321, ver Anexo 4.16.

En virtud del diámetro del eje seleccionado de 12mm, de acuerdo a medidas estándar, se tiene un paso fino de 10mm, con una precisión de paso de $\pm 0.02\text{mm}$.

En cuanto a la velocidad crítica es necesario verificar que la velocidad de rotación del eje no se encuentre cerca de su característica de frecuencia natural, y evitar que el sistema entre en resonancia. Siendo recomendado limitar las rpm del eje al 80% de la velocidad crítica obtenida mediante cálculos.

$$n = \alpha \frac{60\lambda^2}{2\pi L^2} \sqrt{\frac{EIg}{\gamma A}}$$

Siendo: $\alpha=0.8$, factor de seguridad; $g=9.8 \text{ m/s}^2$, aceleración de la gravedad; $\gamma=7.8 \times 10^{-6} \text{ kgf}$ peso específico; A área de la sección del eje del husillo; λ coeficiente determinado por los tipos de apoyo.(3.927)

$$n = (0.8) \frac{60(3.927)^2}{2\pi(350\text{mm})^2} \sqrt{\frac{\left(\frac{2.1 \times 10^4 \text{kg}}{\text{mm}^2}\right) (1018\text{mm}^4) \left(\frac{9.8\text{m}}{\text{s}^2}\right)}{(7.8 \times 10^{-6} \text{kgf})(\pi(6\text{mm})^2)}} = 468\text{rpm}$$

Este valor será empleado al momento de emplear un motor para accionar este sistema.

En base al principio de funcionamiento se requiere de servomotores, ya que con ellos se tienen desplazamientos angulares muy pequeños. Por lo que:

$$\text{RPM} = \frac{V_L}{P_T}$$

Siendo: V_L = velocidad requerido de desplazamiento(mm/min); P_T =longitud que recorre la tuerca en una revolución (paso) (mm/rev)

$$V_L = \frac{50\text{mm}}{\text{s}} = 3000 \frac{\text{mm}}{\text{min}}$$

$$P_T = 10 \frac{\text{mm}}{\text{rev}}$$

$$\text{RPM} = \frac{3000 \frac{\text{mm}}{\text{min}}}{10 \frac{\text{mm}}{\text{rev}}} = 300\text{rpm}$$

Siendo la velocidad de giro inferior a la velocidad crítica se considera aproximado dicho valor, ya que mediante el empleo de un reductor de engranajes el valor más cercano es de 291rpm, valor escogido para continuar con el cálculo.

El valor para seleccionar el motor a emplearse corresponde a determinar el torque de dicho elemento:

$$T_1 = \left(\frac{F_a(l)}{2\pi n} + T_B \right) \frac{N_1}{N_2}$$

Siendo: $F_a = \mu W$, μ coeficiente de fricción guías, W peso en movimiento; l =paso del husillo, cm; $n=0.9$, eficiencia del husillo; T_B para de fricción del rodamiento; N_1/N_2 relación de transmisión.

$$F_a = \mu W$$

$W = 50\text{kgf}$, valor estimado de masa en movimiento.

$\mu = 0.1$, acero sobre acero, lubricado.

$$F_a = (0.1)(50\text{kgf}) = 5\text{kgf}$$

$$l = 1\text{cm}$$

$$T_B = 0.05\text{Nm} = 0.51\text{kgf cm}$$

$$\frac{N_1}{N_2} = \frac{\text{RPM}_{\text{motor}}}{\text{RPM}_{\text{husillo}}} = \frac{3000\text{rpm}}{291\text{rpm}} = 10.3$$

Por lo que reemplazando se tiene:

$$T_1 = \left(\frac{(5\text{kgf})(1\text{cm})}{2\pi(0.9)} + 0.51\text{kgfcm} \right) 10.3 = 14.36\text{kgfcm} = 1.4\text{Nm}$$

Empleando dicho valor para calcular la potencia del motor, se tiene:

$$P = Tw$$

$$w = 3000\text{rpm} = 314.16\text{rad/s}$$

$$P = (1.4\text{Nm}) \left(\frac{314.16\text{rad}}{\text{s}} \right) = 440\text{W} = 0.59\text{hp}.$$

4.3.20. Guía de movimiento lineal horizontal, guillotina

Estos serán los encargados de soportar la fuerza actuante de corte de 50087Nm , así como los momentos generados por la misma. La configuración que se ha desarrollado consiste en el empleo de 2 guías de movimiento línea distanciadas 0.88m , equidistantes de los extremos, a estas guías se les ensamblará el elemento acople de cuchillas inferiores, ver Figura 4.50.

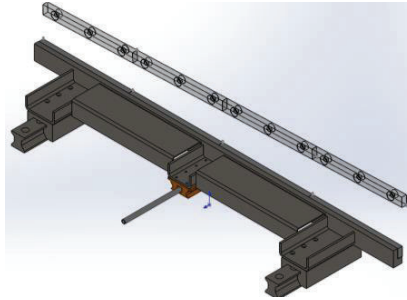


Figura 4.50. Guías de movimiento lineal guillotina.

(Fuente: Propia)

La fuerza se considerará como distribuida a lo largo de 1.22m, por lo que $W=41055\text{Nm}$. En la Figura 4.51 se obtienen las reacciones, las fuerzas cortantes, así como los momentos flexionantes en los puntos de apoyo, puntos que serán destinados a la ubicación de las guías.

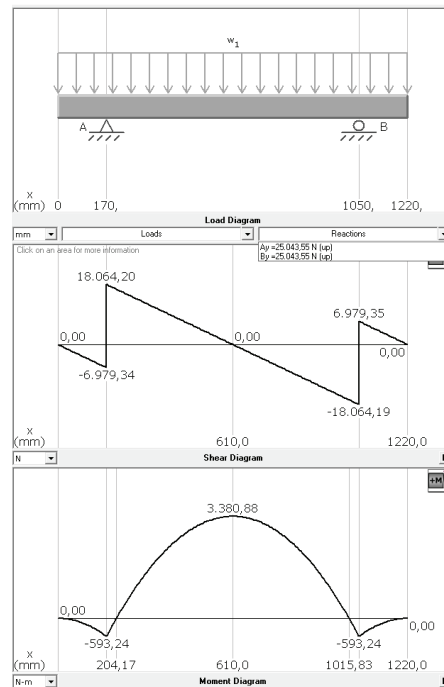


Figura 4.51. Fuerzas de reacción y momentos flexionantes de guía guillotina horizontal.

(Fuente: Propia)

Siendo los resultados obtenidos inherentes a las guías: $A_y B=25043\text{N}$, fuerzas de reacción; y $M=593.24\text{Nm}$, momento actuante sobre la guía. Con estos datos se puede seleccionar las guías que deban emplearse para este caso puntual: Modelo LAH25 GM/GMZ, carga estática 71000N, Momento flexionante 725Nm, ver Anexo 4.17.

4.3.21. Sistema de plegado

El sistema de plegado es aquel que se acopla al sistema de guillotina, es decir hace uso de la viga soporte acoples, los cilindros hidráulicos y de las correderas verticales. Por lo que es necesario dimensionar las cuchillas de plegado, el acople del mismo a la viga, y por ende los demás componentes que permitan su funcionamiento.

4.3.22. Punzón superior, plegado

Si bien existen muchos herramentales de este tipo, es necesario definir muchos de los dobleces más comunes con la finalidad de estandarizar una herramienta que permita realizarlos. Esto optimiza el proceso de plegado, ya que se elimina el tiempo de recambio de herramientas [51], ver Figura 4.52.

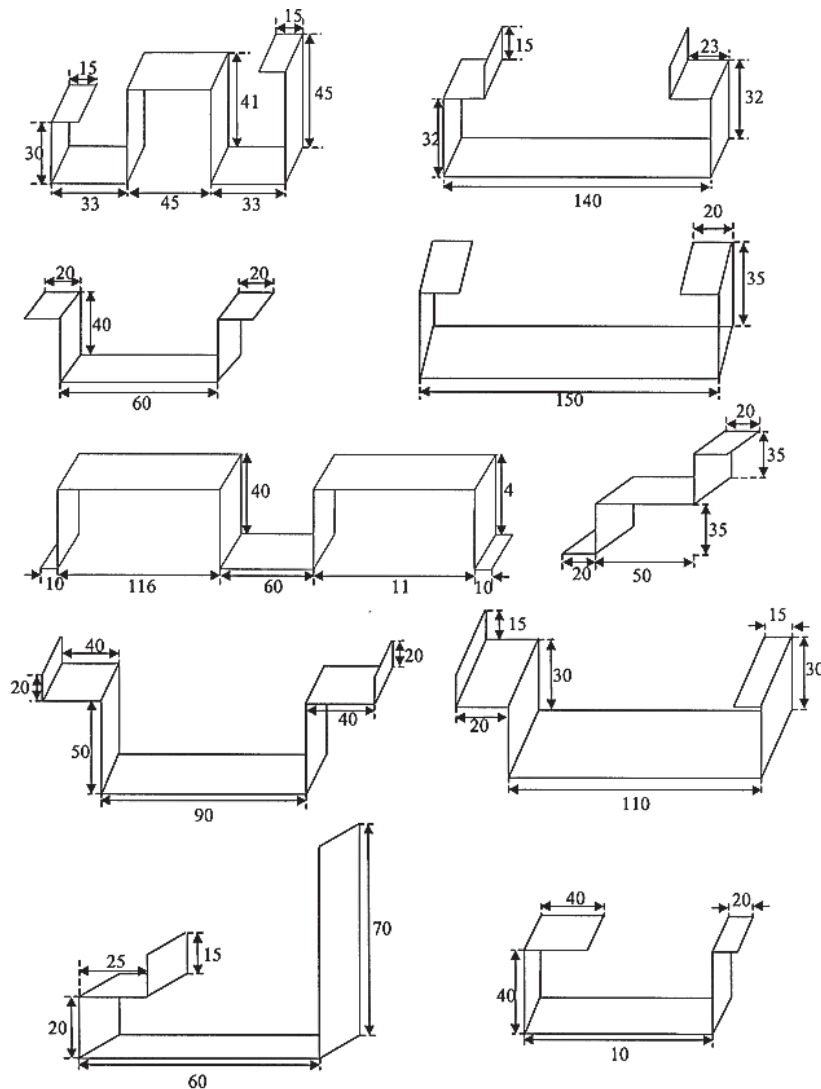


Figura 4.52. Ejemplos de dobleces en láminas de tol.

(Fuente: Ujval, 2001, p.11)

Encontrándose las siguientes dimensiones: $L_1=53\text{mm}$, $L_2=79\text{mm}$, $L_3=38\text{mm}$, $L_4=20\text{mm}$, $L_5=7\text{mm}$, $L_6=12\text{mm}$, $L_7=81.5\text{mm}$, $L_8=70\text{mm}$, $L_9=45.5\text{mm}$, $L_{10}=6.5\text{mm}$, $C_1=121\text{mm}$, $C_2=91\text{mm}$, $C_3=11\text{mm}$. Figura 4.53.

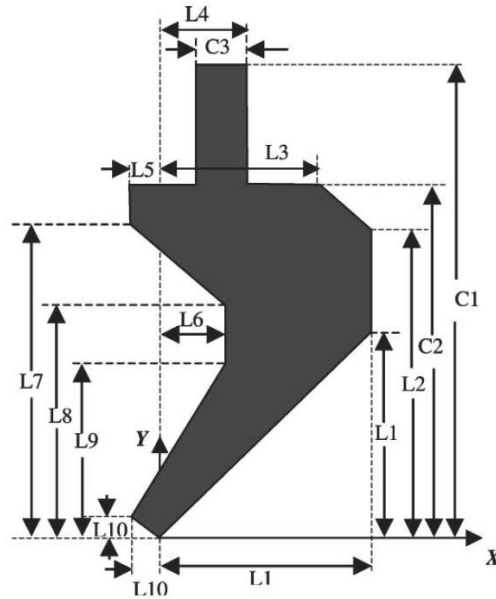


Figura 4.53. Configuración herramienta de plegado.

(Fuente: Ujval, 2001, p.4)

Dicha configuración encontrada hay que validarla para el empleo en la máquina desarrollada, por lo que se aplicarán las fuerzas respectivas, así como las restricciones, con el objeto de verificar el comportamiento de la herramienta. El cálculo inicial para determinar la potencia requerida consideró la longitud total de la plancha, 1.22m, por lo que hay que revisar los cálculos y acoplarlos a la medida nominal de cada cuchilla, 0.31m, accionando sobre una lámina de 3mm de espesor, se obtiene al emplear la Ecuación 2.12.

$$F = \frac{(L)(T^2)(UTS)}{W}$$

$$L = 310\text{mm} = 12.2\text{in}$$

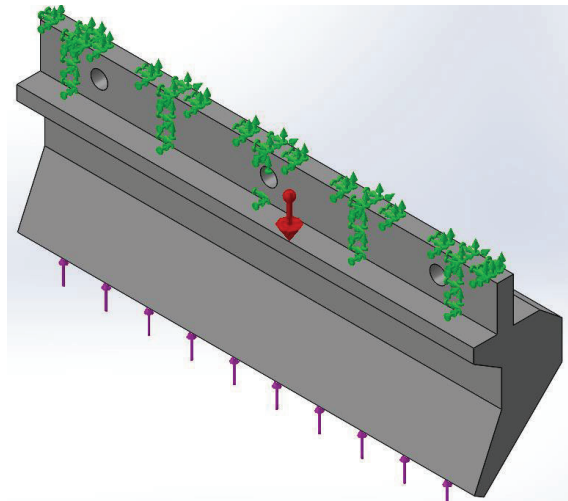
$$T = 3\text{mm} = 0.118\text{in}$$

$$UTS = \frac{58000\text{lb}}{\text{in}^2}$$

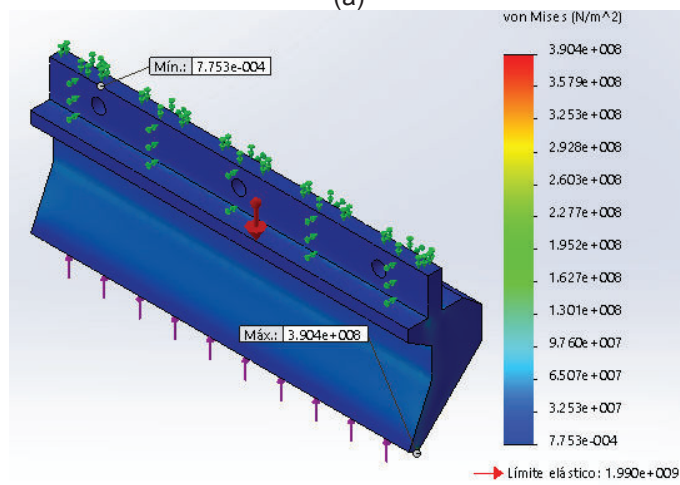
$$W = 0.709\text{in}$$

$$F = \frac{(12.2\text{in})((0.118\text{in})^2)\left(\frac{58000\text{lb}}{\text{in}^2}\right)}{0.709\text{in}} = 13896.5\text{lb} = 61900\text{N}$$

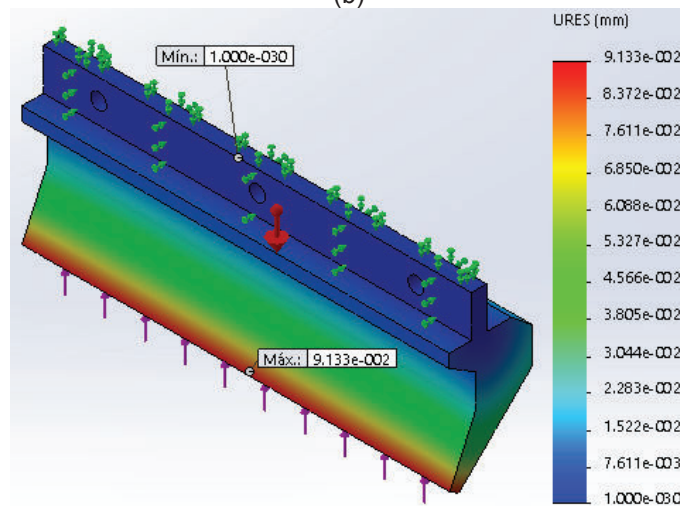
Esta fuerza es la que se aplicará sobre la cuchilla para la simulación en el software SolidWorks, ver Figura 4.54.



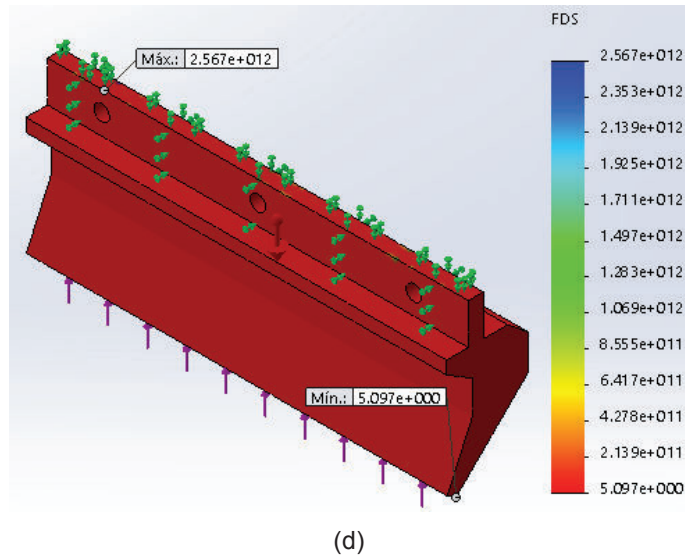
(a)



(b)



(c)



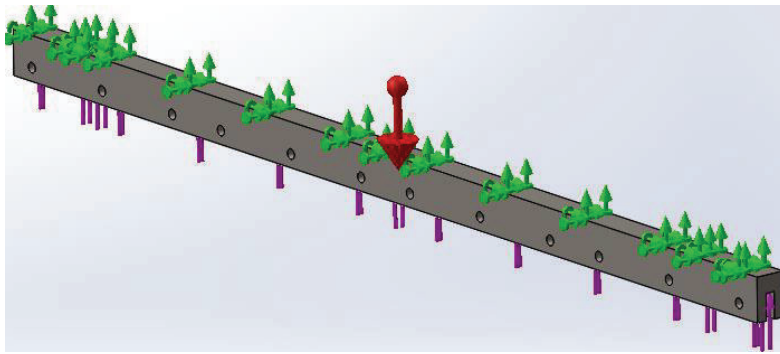
(d)
 Figura 4.54. Cuchilla de plegado. a) Restricciones y fuerzas, (b) Tensiones, (c) Desplazamientos y (d) Factor de seguridad.

(Fuente: Propia)

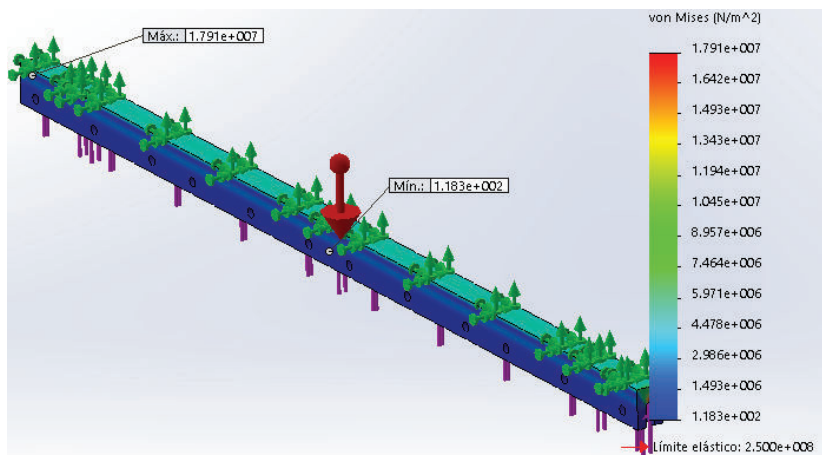
La Figura 4.54 arroja un valor mínimo de seguridad de 5, en base a un requerimiento máximo de plegado, razón por la cual se acepta la geometría descrita de la herramienta de plegado para su uso en la máquina desarrollada.

4.3.23. Acople cuchillas-viga, plegado

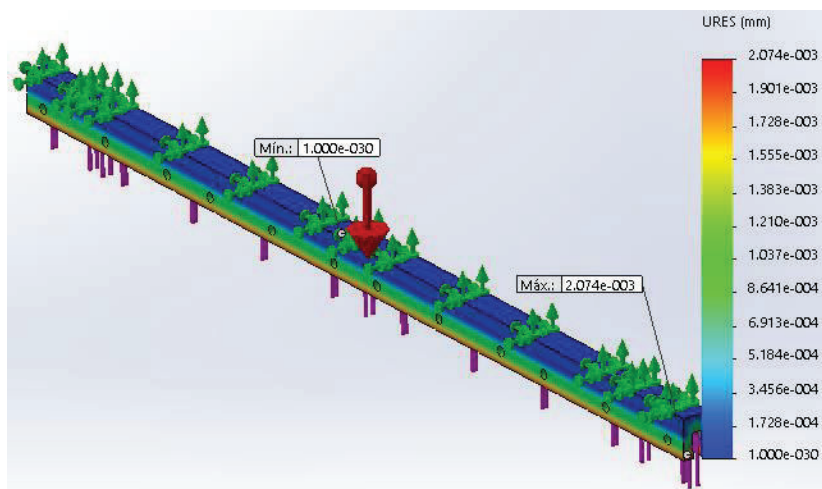
El elemento que permite acoplar las diversas cuchillas de plegado a la viga soporta acople, a diferencia de las cuchillas de plegado este se constituye en un elemento entero sólido. Su dimensionamiento se basa en los datos conocidos: fuerza de corte, dimensiones de cuchillas. En cuanto a las restricciones, estas se basan en que este elemento soportará la fuerza total de plegado, y la misma tendrá restricción superior en cuanto a movimiento. En la Figura 4.55 se denota la simulación bajo las condiciones anteriormente citadas.



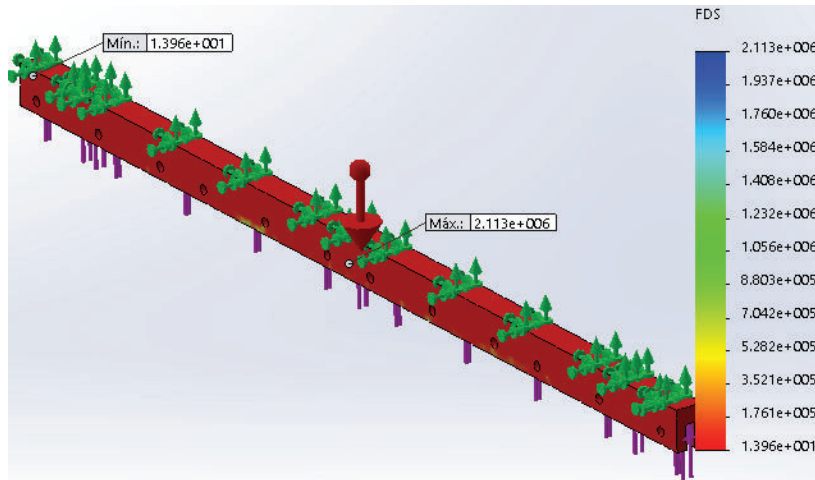
(a)



(b)



(c)



(d)

Figura 4.55. Acople cuchillas de plegado. a) Restricciones y fuerzas, (b) Tensiones, (c) Desplazamientos y (d) Factor de seguridad.

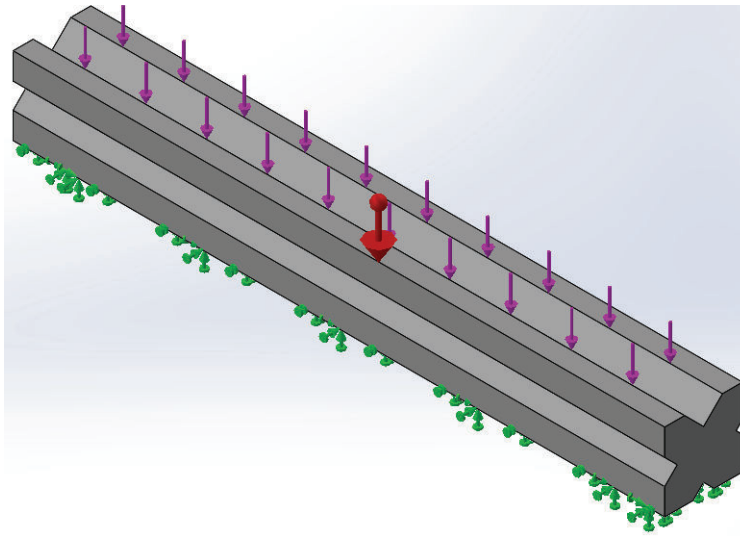
(Fuente: Propia)

De acuerdo a la Figura 4.55 se tiene un factor mínimo de seguridad de 1.4, razón por la cual se acepta el diseño del elemento en cuestión.

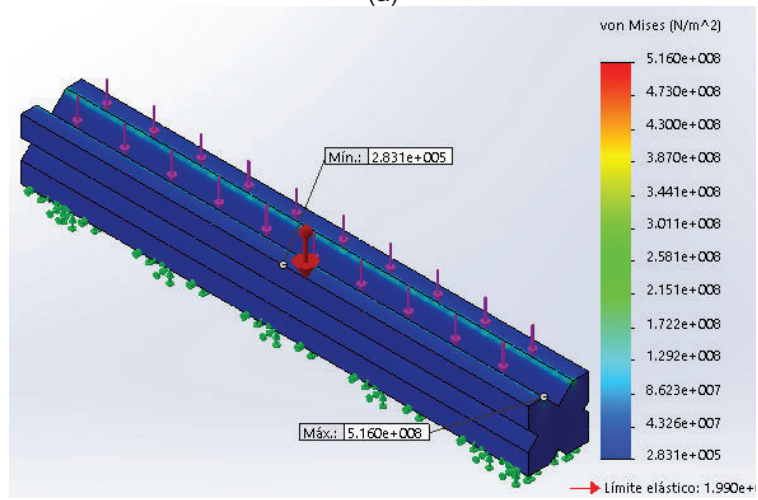
4.3.24. Matriz inferior, plegado

El diseño de este elemento corresponde al proceso de plegado de aire. En el que la cuchilla superior o punzón de plegado ejerce una presión hacia abajo sobre la lámina de acero de bajo carbono, mientras que la matriz inferior ejerce una presión hacia arriba. En base a esto el contacto de la lámina de acero se produce en 3 líneas, 1 la correspondiente a la cuchilla de plegado, en tanto que los 2 restantes corresponden a las líneas de presión sobre la matriz inferior de plegado.

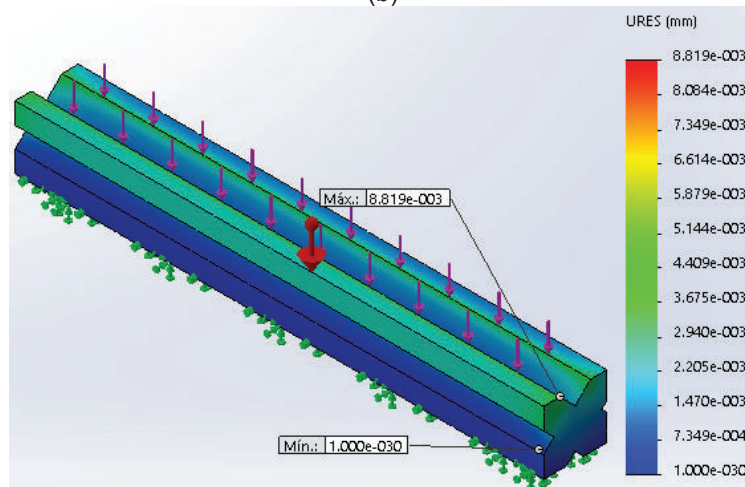
En virtud de que estos elementos corresponden a elementos de precisión se ha desarrollado la longitud total de plegado, 1.22m, en tramos de 0.31m de similar manera a las cuchillas de corte de la guillotina con la finalidad de poder garantizar su fabricación. El desarrollo de la máquina se basa en el empleo de láminas desde espesores 0.75mm hasta 3mm, del mencionado rango de espesores se ha seleccionado los más empleados: 0.9mm, 1.5mm, 2mm y 3mm; espesores que determinarán la abertura de la matriz inferior de plegado. De la misma manera que se optimizó la cuchilla de plegado, se estandariza una sola herramienta que abarque las aberturas para los espesores indicados. Conociendo las condiciones para el plegado, misma que las cuchillas, se procede con la verificación de la configuración geométrica adoptada para su diseño.



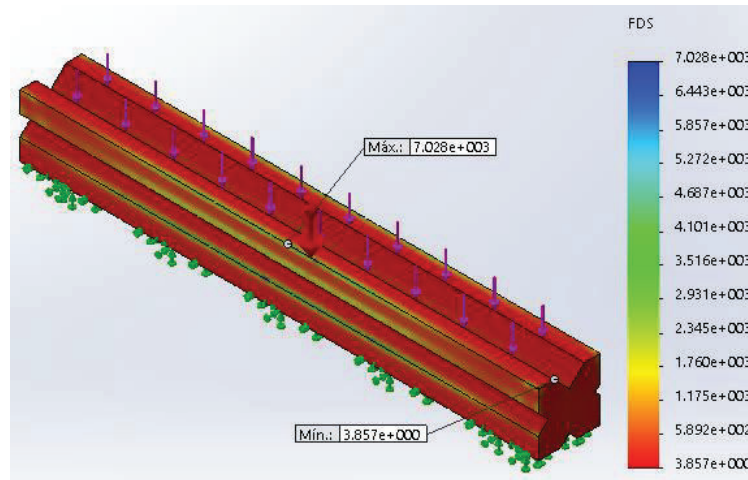
(a)



(b)



(c)



(d)

Figura 4.56. Matriz inferior de plegado. a) Restricciones y fuerzas, (b) Tensiones, (c) Desplazamientos y (d) Factor de seguridad.

(Fuente: Propia)

El factor mínimo de seguridad de la Figura 4.56 de 3.9 permite aseverar que la configuración dada es correcta, por lo que se da por aceptado el diseño.

4.3.25. Pernos de punzón superior, plegado

Los 3 pernos sujetadores por cada cuchilla, ver Figura 4.57, están sometidos a corte directo, aplastamiento y flexión, por lo que se utilizará las teorías individuales para esfuerzos puros.

Pernos seleccionados: pernos hexagonales, $\Phi 7/16'' \times 35\text{mm}$, SAE 7, siendo $F=61900\text{N}$, $F_{\text{perno}}=61900\text{N}/3$.

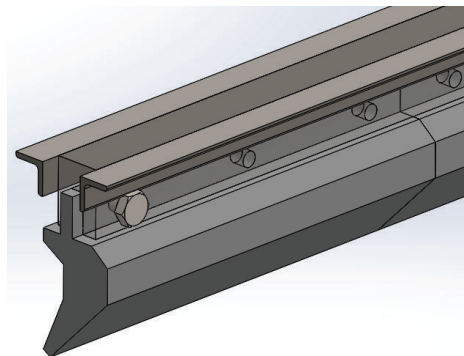


Figura 4.57. Pernos de cuchillas de plegado.

(Fuente: Propia)

Corte puro, con la Ecuación 2.43:

$$\tau_{xy} = \frac{F}{A}; \text{ A: \u00e1rea del tornillo}$$
$$\tau_{xy} = \frac{F}{\pi r^2} = \frac{20633\text{N}}{\pi(0.0055\text{m})^2} = 217.1\text{MPa}$$
$$n = \frac{S_{sy}}{\tau_{xy}}$$

$$S_y = 115\text{kpsi} = 793\text{MPa}, \text{ Anexo 4.15.}$$

$$n = \frac{0.577S_y}{\tau_{xy}} = \frac{0.577(793\text{MPa})}{217.1\text{MPa}} = 2.1$$

Aplastamiento, con la Ecuaci\u00f3n 2.44:

$$\sigma_x = \frac{F}{A_{ap}}; \text{ A}_{ap}: \u00e1rea de aplastamiento$$
$$\sigma_x = \frac{F}{(\text{prof perforaci\u00f3n})(\varnothing)} = \frac{20633\text{N}}{(0.005\text{m})(0.011\text{m})} = 375\text{MPa}$$
$$n = \frac{S_y}{\sigma_x}$$
$$n = \frac{793\text{MPa}}{375\text{MPa}} = 2.1$$

Flexi\u00f3n, con la Ecuaci\u00f3n 2.42:

$$\sigma_x = \frac{Mc}{I}$$
$$\sigma_x = \frac{Ft}{I/c} = \frac{32Ft}{\pi d^3} = \frac{32(20633\text{N})(0.005\text{m})}{\pi(0.0111\text{m})^3} = 768\text{MPa}$$
$$n = \frac{S_y}{\sigma_x}$$
$$n = \frac{793\text{MPa}}{768\text{MPa}} = 1.032$$

Siendo aceptada la configuraci\u00f3n de 3 pernos para asegurar cada una de las cuchillas de plegado.

4.3.26. Soldadura perfil IPN, guillotina plegadora

El único elemento correspondiente a vigas ipn es aquel elemento que soporta las fuerzas de corte como de plegado, por lo que a continuación se detalla el cordón de soldadura adecuado para soportar las cargas del trabajo. En virtud de que este elemento ya ha sido analizado en el apartado de movimiento lineal vertical, se tiene: $V=122079.5\text{N}$ y $M=25433.3\text{Nm}$, calculados en los extremos. Estos valores serán empleados para el cálculo del cordón.

El cordón que se plantea corresponde a una soldadura de filete de $12\text{mm}=0.47\text{in}$ por ambas caras del perfil, en donde el cortante primario corresponde a la Ecuación 2.46:

$$\tau' = \frac{V}{A}$$

$$d = 82\text{mm} = 3.3\text{in} \text{ ancho del ala del perfil}$$

$$A = 1.414hd = 1.414(0.47\text{in})(3.3\text{in}) = 2.2\text{in}^2$$

$$V = 122079.5\text{N} = 27405\text{lbf}$$

$$\tau' = \frac{27405\text{lbf}}{2.2\text{in}^2} = 12.4\text{kpsi}$$

El cortante secundario depende de la Ecuación 2.49:

$$\tau'' = \frac{Mc}{I} = \frac{1.414M}{bdh}$$

b ancho de ala, d distancia entre alas, h altura de cordón

$$M = 25433\text{Nm} = 224784\text{lbf. in}$$

$$\tau'' = \frac{1.414M}{bdh} = \frac{1.414(224784\text{lbf. in})}{(3.3\text{in})(7.086\text{in})(0.47\text{in})} = 28.9\text{kpsi}$$

Como se pretende emplear electrodos E7018, del Anexo 4.11 se tiene: $S_y=57\text{kpsi}$ y $S_{ut}=70\text{kpsi}$. Con base en una resistencia mínima y el criterio de energía de distorsión, el factor de seguridad se determina con la Ecuación 2.51:

$$n = \frac{S_{sy}}{\tau}$$

La magnitud del cortante es la ecuación de pitágoras.

$$\tau = \sqrt{\tau'^2 + \tau''^2}$$

$$\tau = \sqrt{(12.4\text{kpsi})^2 + (28.9\text{kpsi})^2} = 31.4\text{kpsi}$$

$$S_{sy} = 0.577S_y = 0.577(57\text{kpsi}) = 33\text{kpsi}$$

$$n = \frac{33\text{kpsi}}{31.4\text{kpsi}} = 1.1$$

Si bien el factor de seguridad es 1,1 se acepta este tipo de cordón pero con la condicionante de realizar tramos de soldadura en la sección vertical, alma del perfil, esto agregará mayor valor de seguridad, en consideración de que se ha considerado la mayor carga se asignará esta misma configuración de soldadura a los demás elementos similares. De acuerdo a esto se tiene la siguiente configuración de suelda, ver Figura 4.58.

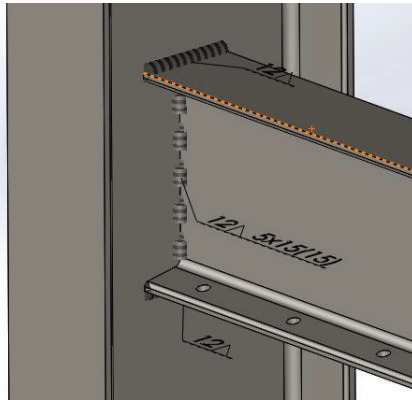


Figura 4.58. Cordón soldadura perfil ipn guillotina plegadora.

(Fuente: Propia)

4.3.27. Sistema de despunte

Sistema compuesto por varios elementos, cuya función principal es la de realizar cortes en las esquinas de las diversas láminas de acero de bajo carbono. En donde la cuchilla de corte fija es aquella ubicada en la parte inferior, en tanto que la cuchilla deslizante es aquella superior. El sistema está accionado por un sistema hidráulico previamente calculado.

4.3.28. Pernos de cuchilla, despuntadora

Los 2 pernos sujetadores por cada cuchilla, superiores e inferiores, ver Figura 4.59, están sometidos a corte directo, aplastamiento y flexión, por lo que se utilizará las teorías individuales para esfuerzos puros.

Pernos seleccionados: tornillos avellanados, $\Phi 7/16$ "x40mm, SAE 8, siendo $F=50087\text{N}$, $F_{\text{perno}}=50087\text{N}/2$.

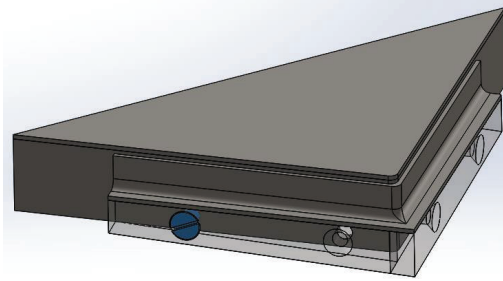


Figura 4.59. Pernos de cuchilla, despuntadora.
(Fuente: Propia)

Corte puro, con la Ecuación 2.43:

$$\tau_{xy} = \frac{F}{A}; \text{ A: \u00e1rea del tornillo}$$

$$\tau_{xy} = \frac{F}{\pi r^2} = \frac{25443\text{N}}{\pi(0.0055\text{m})^2} = 267\text{MPa}$$

$$n = \frac{S_{sy}}{\tau_{xy}}$$

$$S_y = 130\text{kpsi} = 896\text{MPa}, \text{ Anexo 4.10.}$$

$$n = \frac{0.577S_y}{\tau_{xy}} = \frac{0.577(896\text{MPa})}{267\text{MPa}} = 1.93$$

Aplastamiento, con la Ecuaci\u00f3n 2.44:

$$\sigma_x = \frac{F}{A_{ap}}; \text{ A}_{ap}: \u00e1rea de aplastamiento$$

$$\sigma_x = \frac{F}{(\text{prof perforaci\u00f3n})(\varnothing)} = \frac{25443\text{N}}{(0.0045\text{m})(0.011\text{m})} = 514\text{MPa}$$

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

$$n = \frac{896\text{MPa}}{514\text{MPa}} = 1.75$$

Flexi\u00f3n, con la Ecuaci\u00f3n 2.42:

$$\sigma_x = \frac{Mc}{I}$$

$$\sigma_x = \frac{Ft}{I/c} = \frac{32Ft}{\pi d^3} = \frac{32(25443\text{N})(0.0045\text{m})}{\pi(0.0111\text{m})^3} = 876\text{MPa}$$

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

$$n = \frac{896\text{MPa}}{876\text{MPa}} = 1.1$$

Por lo que se acepta que se emplearán 2 tornillos por cada cuchilla, superior e inferior, siendo estos: tornillos avellanados, $\Phi 7/16'' \times 40\text{mm}$, SAE 8.

4.3.29. Unión empernada cilindro hidráulico a soporte, despuntadora

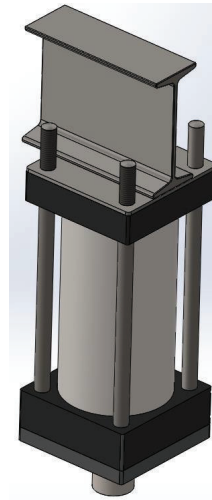


Figura 4.60. Anclaje a estructura de cilindro hidráulico.

(Fuente: Propia)

La Figura 4.60 muestra el tipo de sujeción del cilindro hidráulico con la parte superior de la estructura, esta soldada a su vez con la estructura total de la máquina. Este ensamble se realizará mediante los 4 tensores, roscados en sus extremos y fabricados en acero SAE 1045, estos se ensamblarán con una placa soldada a la parte superior, siendo la fuerza aportada por cada cilindro 50087N \times 2 (doble corte). La rosca corresponde a diámetro $3/4''$ UNF \times 80mm(16hilos/pulgada), agarre 50mm, espesor tuerca $41/64''$ (tuerca hexagonal regular, tabla a-31).

$$L_p = \text{agarre} + \text{espesor tuerca} + 2\text{hilos}$$

$$L_p = 40\text{mm} + 16.3\text{mm} + 3.2\text{mm} = 59.5\text{mm}$$

De acuerdo a la configuración geométrica de los tensores la longitud roscada para sujeción es de 80mm.

De la Ecuación 2.20 se tiene que la longitud roscada es:

$$L_t = 2d + \frac{1}{4}"; L < 6"$$

Considerando al extremo roscado se tiene que $L_t = \frac{80}{25.4} = 3.15\text{in}$

La longitud sin rosca es:

$$l_d = 1.57\text{in}(40\text{mm})$$

La longitud roscada en el agarre es:

$$l_t = 0.4\text{in}(10\text{mm})$$

Del Anexo 4.10 se tiene que:

$$A_t = 0.373\text{in}^2, \text{UNF}$$

En tanto que:

$$A_d = \pi r^2 = \pi(0.375)^2 = 0.441\text{in}^2$$

Siendo la rigidez del perno la Ecuación 2.24:

$$k_b = \frac{A_d A_t E}{A_d l_t + A_t l_d}$$

$E = 30 \times 10^6 \text{psi}$, para acero de alta resistencia, con los valores correspondientes se tiene:

$$k_b = 6.47 \times 10^6 \text{lbf/in}$$

La rigidez de los elementos la Ecuación 2.30:

$$k_m = \frac{0.5774 \pi E d}{2 \ln \left(5 \frac{0.5774 l + 0.5 d}{0.5774 l + 2.5 d} \right)}$$

$E = 29.8 \times 10^6 \text{psi}$, para acero A36, usando los datos:

$$k_m = \frac{40541907}{1.83} = 22.15 \times 10^6 \text{lbf/in}$$

Siendo la constante de rigidez la Ecuación 2.34:

$$C = \frac{k_b}{k_b + k_m} = 0.226$$

En base a la especificación SAE para pernos de acero se tiene que:

$$\text{SAE 5; } S_p = 85000 \text{psi, resistencia de prueba mínima}$$

Considerando también que se está diseñando una conexión no permanente, sujetadores reutilizados, se obtiene la precarga la Ecuación 2.40:

$$F_i = 0.75F_p$$

$$F_i = 0.75(A_t S_p) = 0.75(0.373 \text{ in}^2)(85000 \text{ psi}) = 23778 \text{ lbf}$$

El diseño de la junta empernada arroja que se consideran 4 pernos para sujeción, por lo que se tiene la Ecuación 2.39:

$$n = \frac{S_p A_t - F_i}{C \left(\frac{P}{N} \right)}$$

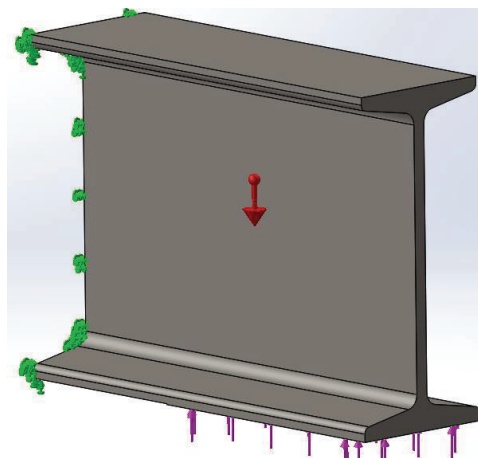
Siendo P el 50% de la fuerza de plegado, $100174 \text{ N} = 22488 \text{ lbf}$. Un factor de diseño mínimo considerado de 2. Se puede obtener el número de pernos ideales para soportar dicha carga.

$$N = \frac{C n P}{S_p A_t - F_i} = 1.28$$

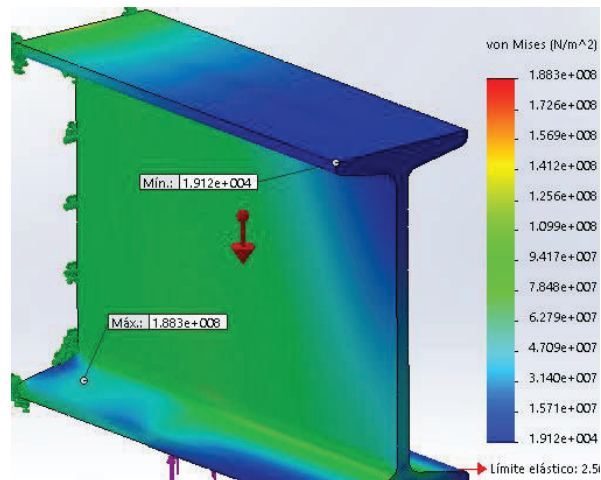
Por lo que, para esta junta se recomienda emplear al menos 2 pernos, pero en base a la configuración de ensamble se emplearán los 4 extremos roscados de los tensores pernos $\frac{3}{4}$ " UNFx80mm(16hilos/pulgada), agarre 40mm, espesor tuerca $4\frac{1}{64}$ ".

4.3.30. Soporte cilindro hidráulico, despuntadora

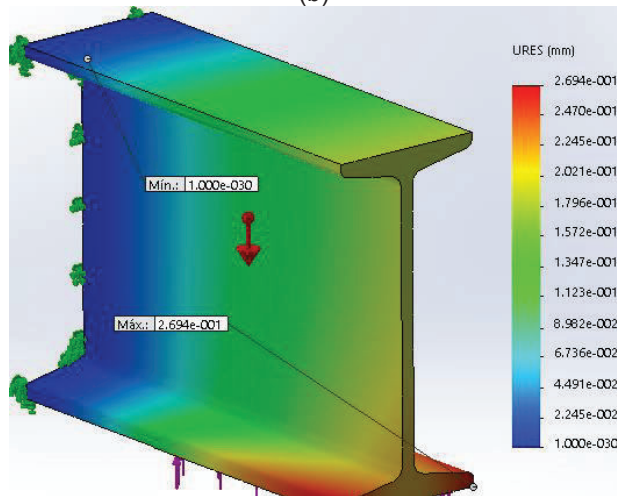
El cilindro hidráulico, ejecutor del desplazamiento de las cuchillas de corte, debe estar sujeto a la estructura mediante algún tipo de perfil, el mismo debe estar en la capacidad de soportar la fuerza de despunte, $10222 \text{ kgf} = 100174 \text{ N}$. Para la configuración de dicho perfil se han considerado varias secciones transversales, siendo la simulada en la Figura 4.61 la que muestra mejor comportamiento en su trabajo.



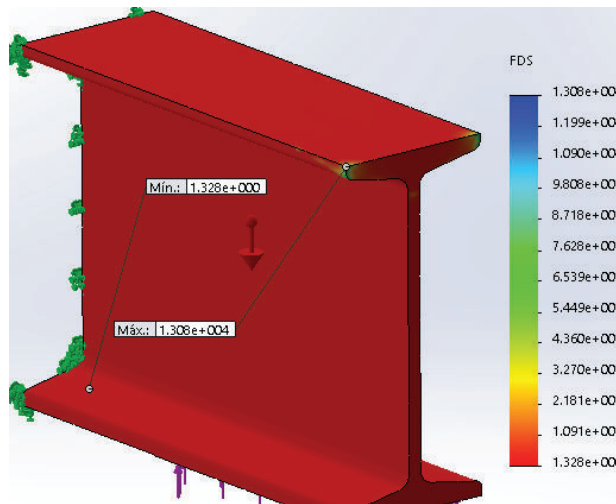
(a)



(b)



(c)



(d)

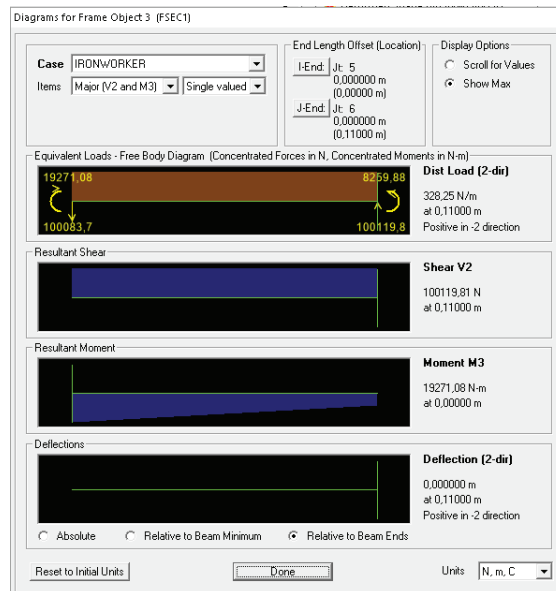
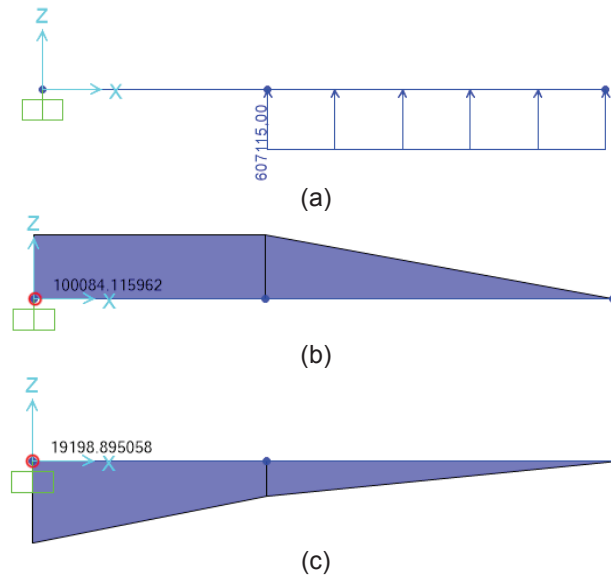
Figura 4.61. Viga de soporte cilindro hidráulico: (a) Restricciones y fuerzas, (b) Tensiones, (c) Desplazamientos y (d) Factor de seguridad.

(Fuente: Propia)

El factor de seguridad mínimo mostrado en la Figura 4.61 es de 1.4, se da por aceptado el perfil escogido como soporte de la fuerza máxima de despunte. Hay que considerar también que esta corresponde a condiciones críticas de funcionamiento.

4.3.31. Soldadura perfil IPN

El perfil anteriormente dimensionado es necesario sujetarlo a la estructura completa, por lo que es preciso una unión rígida, soldadura. De acuerdo a la configuración real del elemento se requiere de una fuerza distribuida de 100174N/0.165.



(d)

Figura 4.62. Soldadura perfil ipn. (a) DCL, (b) Fuerza cortante, (c) Momento flexionante y (d) Resumen.

(Fuente: Propia)

De la Figura 4.62 se puede verificar la fuerza de corte en el extremo requerido, 100083N, y el momento flexionante, 19271Nm. El cordón que se plantea corresponde a una soldadura de filete de 12mm=0.47in por ambas caras del perfil, en donde el cortante primario depende de la Ecuación 2.46:

$$\tau' = \frac{V}{A}$$

$$d = 156\text{mm} = 6.14\text{in} \text{ altura del alma del perfil}$$

$$A = 1.414hd = 1.414(0.47\text{in})(6.14\text{in}) = 4.08\text{in}^2$$

$$V = 100083\text{N} = 22467\text{lbf}$$

$$\tau' = \frac{22467\text{lbf}}{4.08\text{in}^2} = 5.5\text{kpsi}$$

El cortante secundario corresponde a la Ecuación 2.49:

$$\tau'' = \frac{Mc}{I} = \frac{1.414M}{bdh}$$

b ancho de ala 3.54in(90mm), d distancia entre alas 7.87in(200mm), h altura de cordón

$$M = 19271\text{Nm} = 170320\text{lbf. in}$$

$$\tau'' = \frac{1.414M}{bdh} = \frac{1.414(170320\text{lbf. in})}{(3.54\text{in})(7.87\text{in})(0.47\text{in})} = 18.4\text{kpsi}$$

Como se pretende emplear electrodos E7018, del Anexo 4.11 se tiene: $S_y=57\text{kpsi}$ y $S_{ut}=70\text{kpsi}$. Con base en una resistencia mínima y el criterio de energía de distorsión, el factor de seguridad es la Ecuación 2.51:

$$n = \frac{S_{sy}}{\tau}$$

La magnitud del cortante es la ecuación de pitágoras.

$$\tau = \sqrt{\tau'^2 + \tau''^2}$$

$$\tau = \sqrt{(5.5\text{kpsi})^2 + (18.4\text{kpsi})^2} = 19.2\text{kpsi}$$

$$S_{sy} = 0.577S_y = 0.577(57\text{kpsi}) = 33\text{kpsi}$$

$$n = \frac{33\text{kpsi}}{19.2\text{kpsi}} = 1.7$$

El factor de seguridad es 1,7, factor que nos permite indicar que la soldadura es capaz de soportar las licitaciones de carga, pero con el objetivo de garantizar la rigidez de la

soldadura se realizarán adicionalmente tramos de soldadura en la sección vertical, alma del perfil. De acuerdo a esto se tiene la siguiente configuración de suelda, ver Figura 4.63.

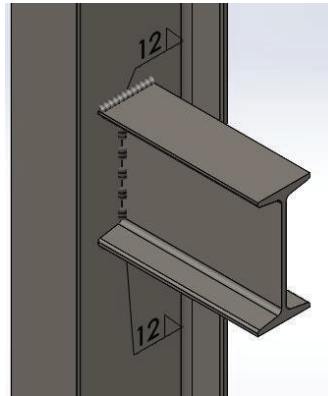
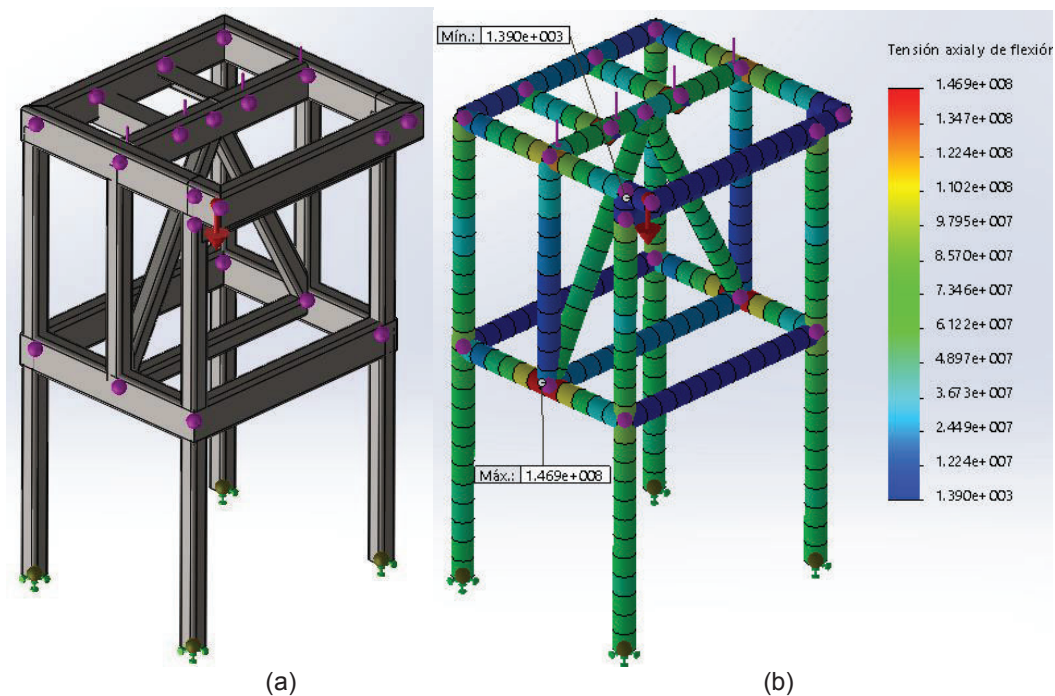


Figura 4.63. Configuración soldadura perfil ipn.
(Fuente: Propia)

4.3.32. Mesa despuntadora

Estructura que soporta las cuchillas inferiores, el mecanismo de deslizamiento y la fuerza total de corte, en virtud de esto se consideran las fuerzas actuantes sobre la misma, siendo despreciable las masas de los elementos constituyentes en relación a la fuerza total de corte, 100174N. En la figura se puede observar el comportamiento ante las condiciones extremas de trabajo.



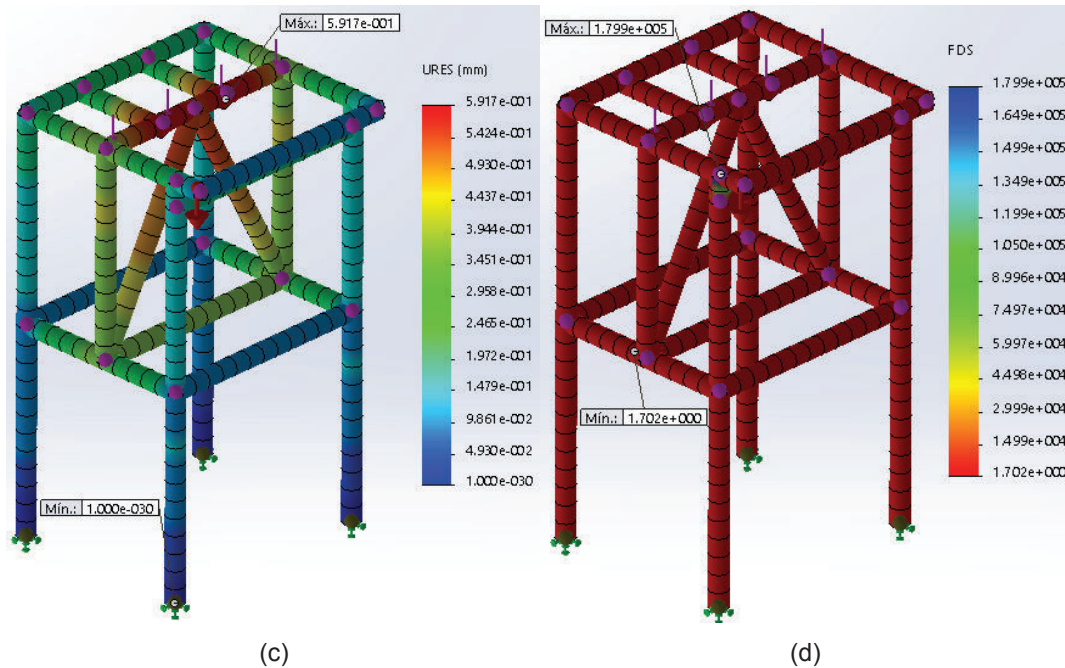


Figura 4.64. Mesa de soporte despuntadora a) Restricciones y fuerzas, (b)Tensiones, (c)Desplazamientos y (d) Factor de seguridad.

(Fuente: Propia)

El comportamiento arrojado por la simulación, ver Figura 4.64, así como el factor mínimo de seguridad, 1.7, permite dar por aceptado la configuración de la estructura. Esta queda determinada por: tubo 80x40x4mm, para componentes horizontales; tubo 40x40x4mm, para componentes verticales.

4.3.33. Sistema movimiento cuchillas inferiores, despuntadora

Este es el mecanismo que permite mover la mesa inferior en relación al espesor de la lámina de acero a cortar, se empleará el mismo concepto de diseño empleado en la guillotina. A razón de este lo que se va a seleccionar es la carga máxima admisible por pandeo.

$$P = \alpha \frac{N\pi^2 EI}{L^2}$$

Siendo: $\alpha=0.5$, factor de seguridad; $E=2.1 \times 10^4$, módulo elástico de Young; I =módulo de inercia para barras; $L=250$ mm, longitud entre apoyos.

$$I = \frac{\pi}{64} d^4$$

Como dato inicial se toma el diámetro del husillo de 10mm, por lo que:

$$I = \frac{\pi}{64} (10\text{mm})^4 = 491\text{mm}^4$$

N depende del sistema de apoyos, inicialmente se configura como un sistema empotrado-apoyado, 2.

Reemplazando los valores calculados:

$$P = (0.5) \frac{(2)\pi^2 \left(\frac{2.1 \times 10^4 \text{kg}}{\text{mm}^2} \right) (491\text{mm}^4)}{(250\text{mm})^2} = 1628\text{kgf} = 15954\text{N}$$

En virtud de que este valor está por encima del requerimiento se acepta este valor para el diseño.

Siendo seleccionado el modelo: PSS1005N1D0321, ver Anexo 4.18.

En virtud del diámetro del eje seleccionado de 10mm, de acuerdo a medidas estándar, se tiene un paso fino de 10mm, con una precisión de paso de $\pm 0.02\text{mm}$.

En cuanto a la velocidad crítica se tiene:

$$n = \alpha \frac{60\lambda^2}{2\pi L^2} \sqrt{\frac{EIg}{\gamma A}}$$

Siendo: $\alpha=0.8$, factor de seguridad; $g=9.8 \text{ m/s}^2$, aceleración de la gravedad; $\gamma=7.8 \times 10^{-6} \text{kgf}$ peso específico; A área de la sección del eje del husillo; λ coeficiente determinado por los tipos de apoyo.(3.927)

$$n = (0.8) \frac{60(3.927)^2}{2\pi(250\text{mm})^2} \sqrt{\frac{\left(\frac{2.1 \times 10^4 \text{kg}}{\text{mm}^2} \right) (491\text{mm}^4) \left(\frac{9.8\text{m}}{\text{s}^2} \right)}{(7.8 \times 10^{-6} \text{kgf})(\pi(5\text{mm})^2)}} = 765\text{rpm}$$

Este valor será empleado al momento de emplear un motor para accionar este sistema.

En cuanto a la relación de reducción se tiene que:

$$\text{RPM} = \frac{V_L}{P_T}$$

Siendo: V_L = velocidad requerido de desplazamiento(mm/min); P_T =longitud que recorre la tuerca en una revolución (paso) (mm/rev)

$$V_L = \frac{50\text{mm}}{\text{s}} = 3000 \frac{\text{mm}}{\text{min}}$$

$$P_T = 10 \frac{\text{mm}}{\text{rev}}$$

$$\text{RPM} = \frac{3000 \frac{\text{mm}}{\text{min}}}{10 \frac{\text{mm}}{\text{rev}}} = 300 \text{rpm}$$

Siendo la velocidad de giro inferior a la velocidad crítica se considera aproximado dicho valor, ya que mediante el empleo de un reductor de engranajes el valor más cercano es de 291rpm, valor escogido para continuar con el cálculo.

El valor para seleccionar el motor a emplearse corresponde a determinar el torque de dicho elemento:

$$T_1 = \left(\frac{F_a(l)}{2\pi n} + T_B \right) \frac{N_1}{N_2}$$

Siendo: $F_a = \mu W$, μ coeficiente de fricción guías, W peso en movimiento; l = paso del husillo, cm; $n=0.9$, eficiencia del husillo; T_B para de fricción del rodamiento; N_1/N_2 relación de transmisión.

$$F_a = \mu W$$

$W = 25\text{kgf}$, valor estimado de masa en movimiento.

$\mu = 0.1$, acero sobre acero, lubricado.

$$F_a = (0.1)(25\text{kgf}) = 2.5\text{kgf}$$

$$l = 1\text{cm}$$

$$T_B = 0.05\text{Nm} = 0.51\text{kgf cm}$$

$$\frac{N_1}{N_2} = \frac{\text{RPM}_{\text{motor}}}{\text{RPM}_{\text{husillo}}} = \frac{3000\text{rpm}}{291\text{rpm}} = 10.3$$

Por lo que reemplazando se tiene:

$$T_1 = \left(\frac{(2.5\text{kgf})(1\text{cm})}{2\pi(0.9)} + 0.51\text{kgfcm} \right) 10.3 = 9.8\text{kgfcm} = 0.96\text{Nm}$$

Empleando dicho valor para calcular la potencia del motor, se tiene:

$$P = Tw$$

$$w = 3000\text{rpm} = 314.16\text{rad/s}$$

$$P = (0.96\text{Nm}) \left(\frac{314.16\text{rad}}{\text{s}} \right) = 301\text{W} = 0.4\text{hp.}$$

4.3.34. Guía de movimiento lineal vertical, despuntadora

Estos serán los encargados de permitir el movimiento de las cuchillas superiores. La fuerza actuante será considerada el doble que la empleada en la guillotina, por lo que será de 100174N, debido a que son dos cuchillas que cortan al mismo tiempo. La configuración que se ha desarrollado consiste en el empleo de 2 guías de movimiento lineal, ver Figura 4.65

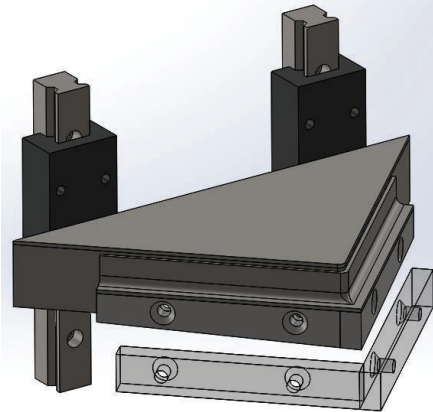
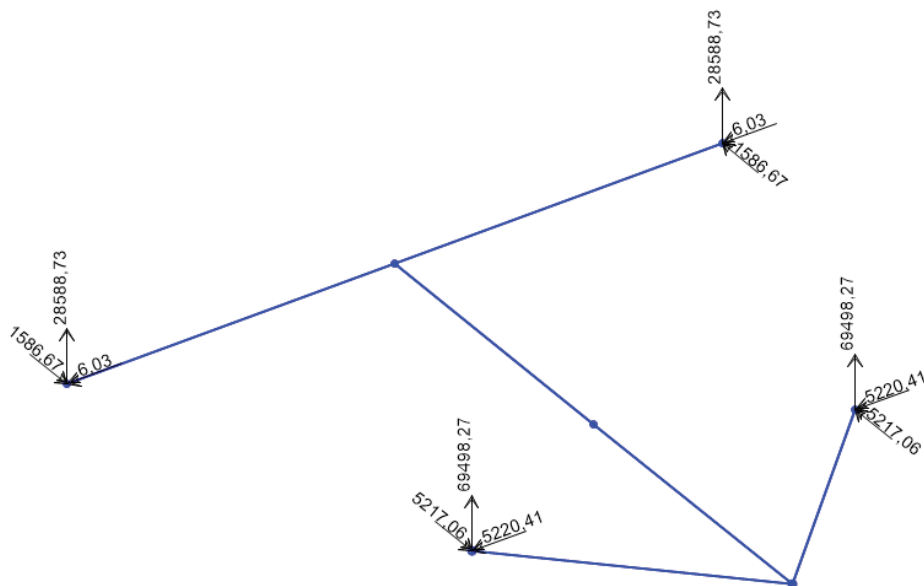


Figura 4.65. Guías de movimiento lineal vertical despuntadora.

(Fuente: Propia)

La fuerza será aplicada en el punto medio de la geometría mostrada anteriormente. En la Figura 4.66 se obtienen las reacciones, así como los momentos flexionantes en los puntos de apoyo, puntos que serán destinados a la ubicación de las guías, para esto se empleó el software SAP2000.



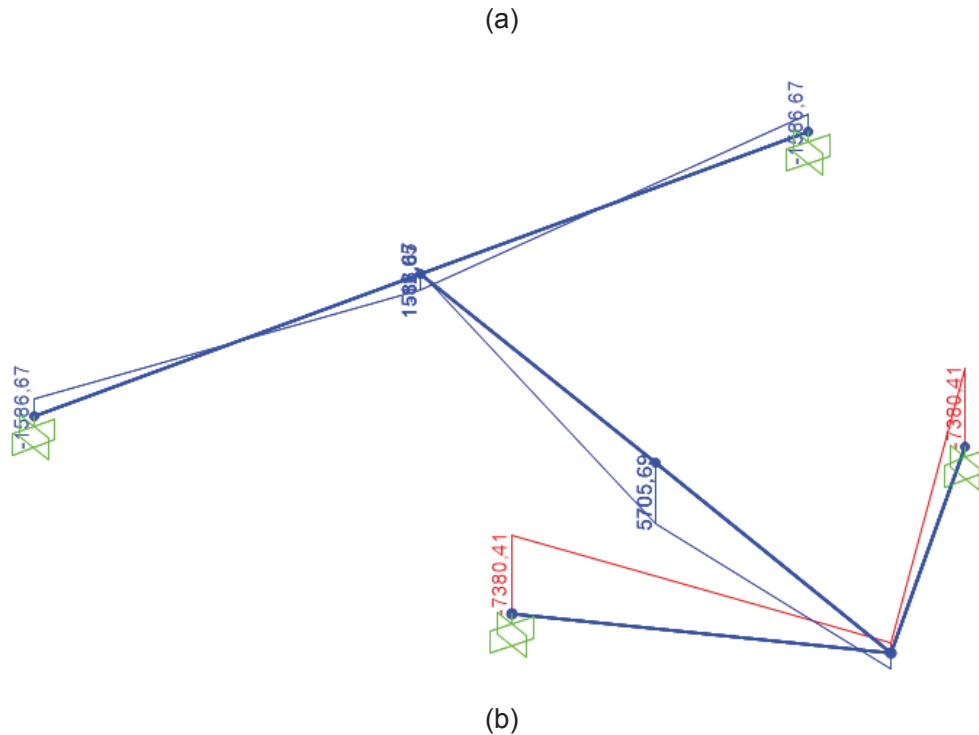


Figura 4.66. Fuerzas de reacción (a) y momentos flexionantes(b) de guía despuntadora.
(Fuente: Propia)

En relación a los puntos donde se emplearán guías de movimiento lineal de forma vertical se tiene: fuerzas de reacción 1586N y momentos flexionantes 1586Nm. Con estos datos se puede seleccionar las guías que deban emplearse para este caso puntual: Modelo LAH45 EM/EMZ, carga estática 140000N, Momento flexionante 1740Nm, ver Anexo 4.19.

4.3.35. Guía de movimiento lineal horizontal, despuntadora

Corresponde al movimiento de las cuchillas inferiores, aquellas que se desplazan en función del espesor de la lámina a cortar. La configuración que se ha desarrollado consiste en el empleo de 2 guías de movimiento lineal, ver Figura 4.67.

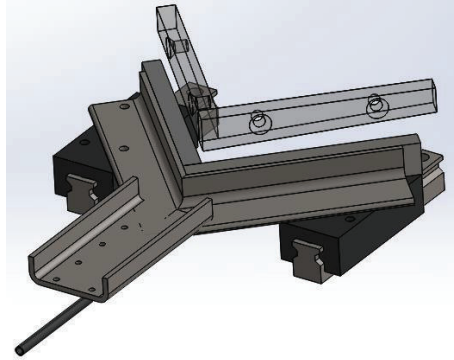


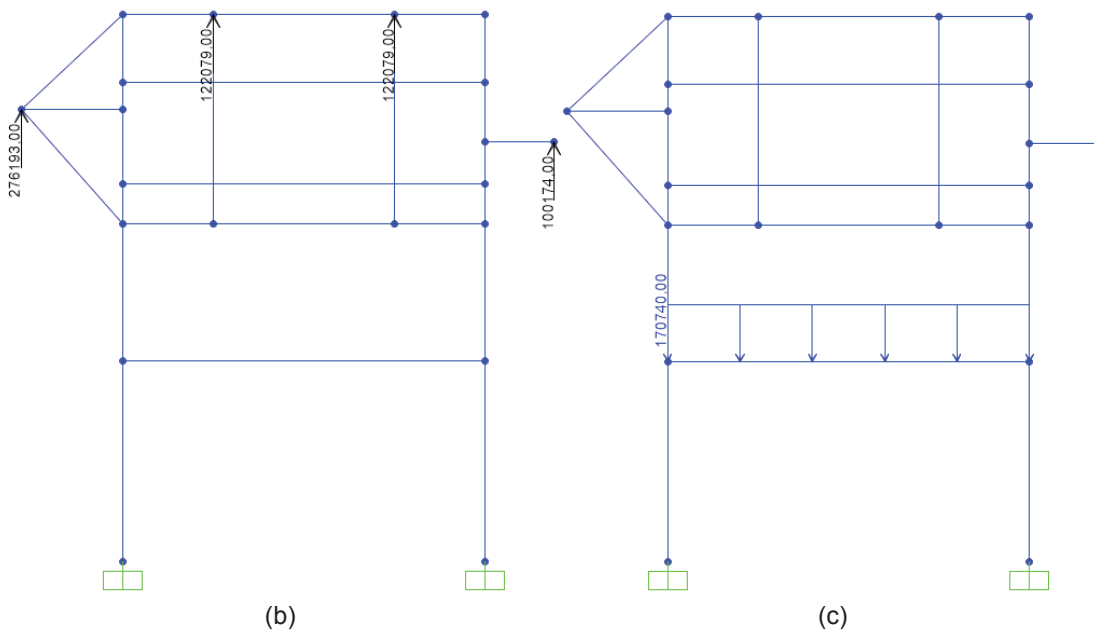
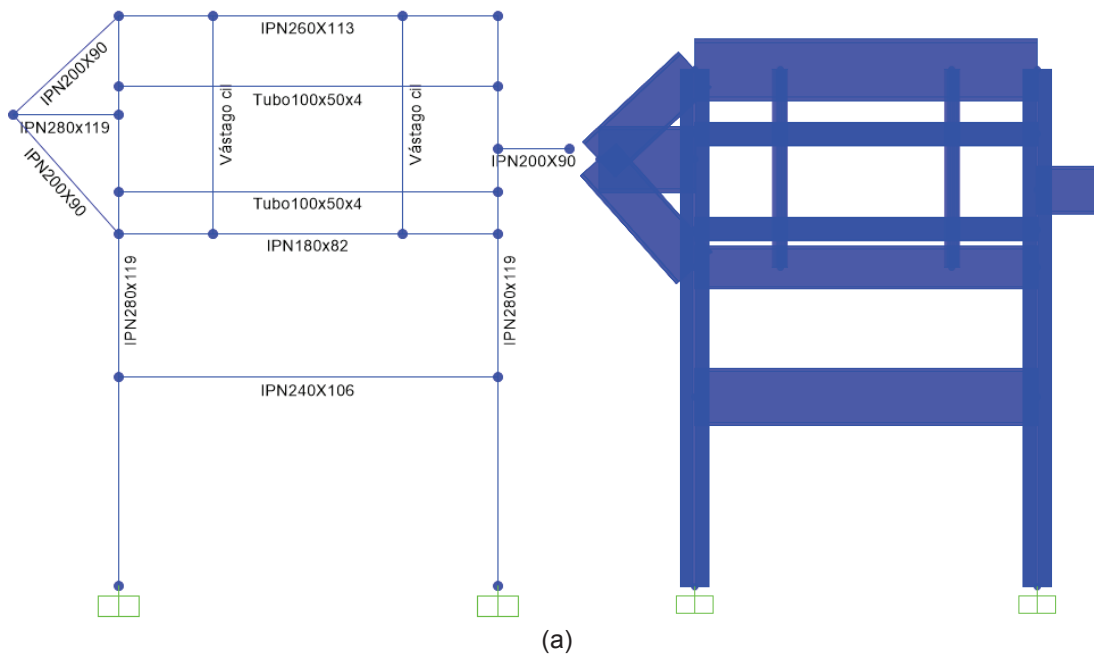
Figura 4.67. Guías de movimiento lineal horizontal despuntadora.

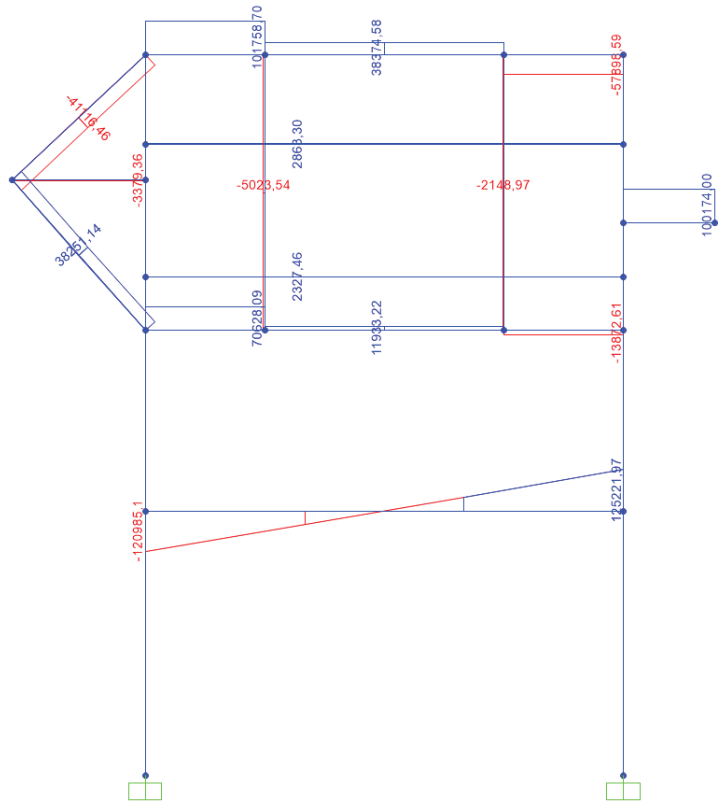
(Fuente: Propia)

En base a la Figura 4.67 se pueden desprender los valores de los puntos de ubicación de las guías de movimiento horizontal, siendo estas: fuerzas de reacción vertical 69498N y momentos flexionantes 7380Nm. Con estos parámetros se puede escoger el modelo apropiado para esta aplicación, siendo: Modelo RB45BL, carga estática 305000N, Momento flexionante 8240Nm, ver Anexo 4.20.

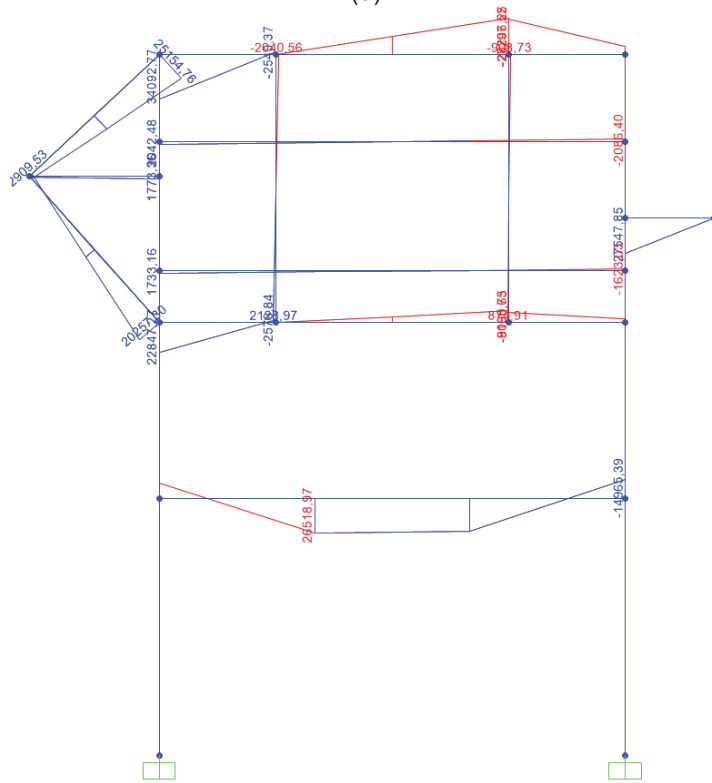
4.3.36. Estructura

La configuración de la máquina emplea más perfiles de los que han sido determinados en el diseño, por lo que para determinar fácilmente los elementos restantes se recurre al empleo del software SAP2000. Previo al uso del mismo programa, es necesario realizar consideraciones puntuales: las fuerzas de trabajo en comparación a las masas de los elementos son sumamente mayores, por lo que no serán tomadas en consideración; la máquina dispone de varias zonas de trabajo, por lo cual para la simulación se considerarán todas las fuerzas generadas, es decir todas las zonas de trabajo activas; los elementos que se van a considerar corresponden a elementos comerciales, fáciles de encontrar en el mercado. El desarrollo se observa en la Figura 4.68.

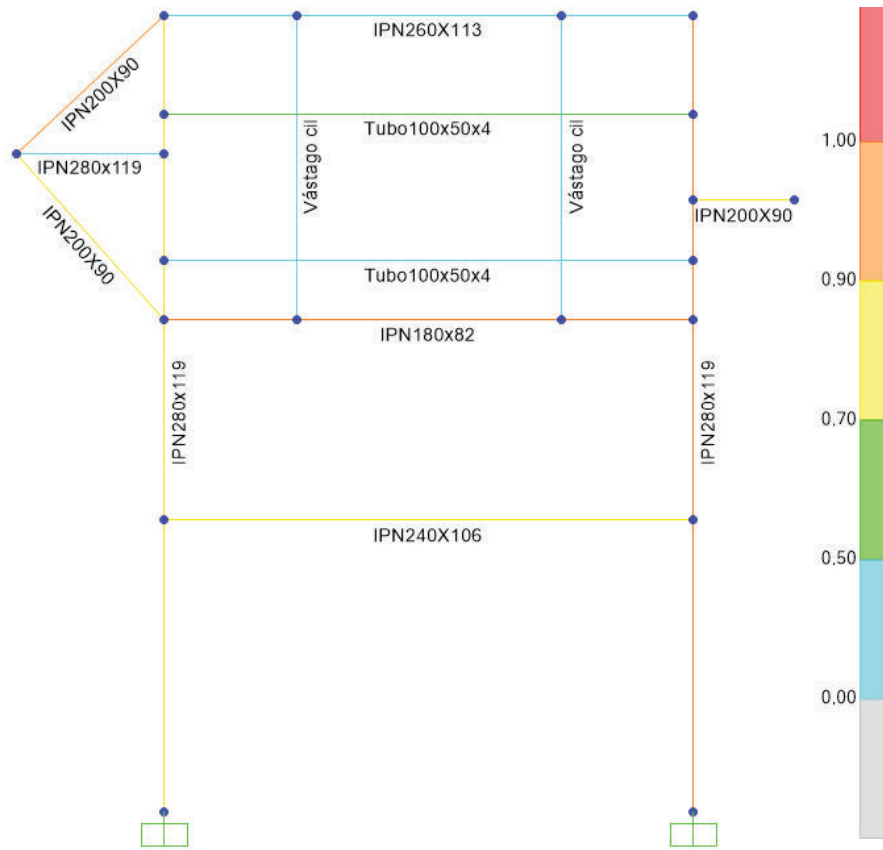




(d)



(e)



(f)

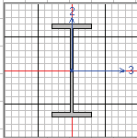
Steel Stress Check Data AISC360-05/IBC2006

File

AISC360-05/IBC2006 STEEL SECTION CHECK (Summary for Combo and Station)

Units : N, m, C

Frame : 16	X Mid: 2,311	Combo: DSTL2	Design Type: Column
Length: 2,170	Y Mid: 0,000	Shape: IPN280x119	Frame Type: Special Moment Frame
Loc : 0,505	Z Mid: 1,005	Class: Compact	Princpl Rot: 0,000 degrees



Provision: LRFD	Analysis: Direct Analysis	Reduction: Tau-b Fixed
D/C Limit=0,950	2nd Order: General 2nd Order	EA Factor=0,800
AlphaPr/Py=0,056	AlphaPr/Pe=0,006	Tau_b=1,000
PhiB=0,900	PhiC=0,900	PhiTV=0,900
PhiS=0,900	PhiS-RI=1,000	PhiST=0,900
PhiTF=0,750		

a=0,006	I33=7,810E-05	r33=0,111	S33=5,579E-04	Au3=0,003
J=0,000	I22=4,377E-06	r22=0,026	S22=7,357E-05	Au2=0,003
E=1,999E+11	Fy=24821284,0	Ry=1,500	Z33=6,500E-04	Cu=0,000
RLLF=1,000	Fu=399895958,		Z22=1,166E-04	

STRESS CHECK FORCES & MOMENTS (Combo DSTL2)

Location	Pu	Mu33	Mu22	Uu2	Uu3	Tu
0,505	88056,475	0,000	-23465,620	0,000	99423,357	0,000

PMN DEMAND/CAPACITY RATIO (H1.2,H1-1b)

D/C Ratio: $0,932 = 0,031 + 0,000 + 0,901$
 $= (1/2)(Pr/Pc) + (Mr33/Mc33) + (Mr22/Mc22)$

AXIAL FORCE & BIAXIAL MOMENT DESIGN (H1.2,H1-1b)

Factor	L	K1	K2	B1	B2	Cn
Major Bending	1,000	1,000	1,000	1,000	1,000	1,000
Minor Bending	0,366	1,000	1,000	1,000	1,000	1,000
L1tb		K1tb				
LTB	0,366	1,165	1,002			
	Pu	phi*Pnc	phi*Pnt			
Axial	Force	Capacity	Capacity			
	88056,475	1342261,840	1408139,846			
	Mu	phi*Mn	phi*Mn			
Major Moment	Moment	Capacity	No LTB			
	0,000	145342,745	145342,745			
Minor Moment	-23465,620	26049,708				

SHEAR CHECK

	Uu	phi*Un	Stress	Status
Major Shear	Force	Capacity	Ratio	Check
	0,000	394060,235	0,000	OK
Minor Shear	99423,357	494451,770	0,201	OK

(g)

Figura 4.68. Estructura ironworker: (a) Asignación de perfiles, (b)Fuerzas puntuales, (c)Fuerza distribuida, (d)Fuerzas cortantes, (e)Momentos flexionantes, (f)Diseño y (g)Comprobación elemento crítico.

(Fuente: Propia)

4.4. Control

4.4.1. Zona de punzonado

El funcionamiento de la zona de punzonado y su control se puede observar en la Figura 4.69.

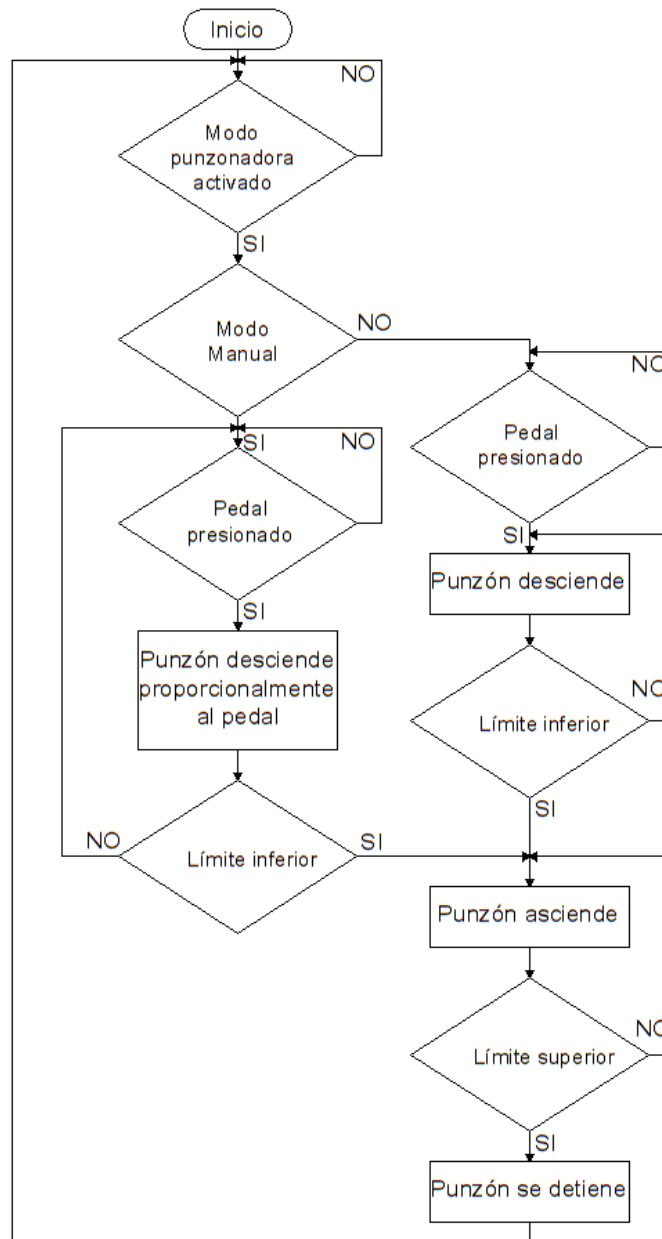


Figura 4.69. Funcionamiento zona de punzonado.

(Fuente: Propia)

A continuación, se realiza una descripción de variables empleadas:

PS1: Selector de dos posiciones para escoger modo manual/automático

PMP1: Selector de dos posiciones para seleccionar marcha o paro

PFC1: Fin de carrera para desactivar el pistón en el límite superior

PFC2: Fin de carrera para desactivar el pistón en el límite inferior

PP1: Botón tipo pedal, de acción lenta, para acelerar o disminuir la velocidad de movimiento del pistón

PL1: Luz piloto de encendido para indicar funcionamiento de la estación punzonadora

PVK1: Electroválvula para activar el movimiento de bajada del pistón

PVK2: Electroválvula para activar el movimiento de subida del pistón

PKM1: Contactor trifásico para activar la unidad hidráulica

PV1: Válvula reguladora de caudal para regular el movimiento de los pistones

Modo manual: se posiciona el selector de dos posiciones (PS1) en manual. El sistema arranca cuando el selector de dos posiciones (PMP1) se posiciona en marcha, activándose a su vez los siguientes elementos: La unidad hidráulica PKM1 y la luz de encendido (PL1). El pedal (PP1) regula proporcionalmente la válvula reguladora de caudal (PV1), ya que se trata de una salida analógica del PLC. El pistón comienza el descenso mediante la electroválvula biestable (PVK1), dicho movimiento es proporcional al pulso en el pedal (PP1), deteniéndose cuando se deja de presionar el pedal. Cuando el pistón llega a su mínima posición, el fin de carrera inferior (PFC2) activa la válvula biestable (PVK2) para que el pistón empiece a ascender. Finalmente, el pistón acciona el fin de carrera superior (PFC1) y se detiene el proceso.

Modo automático: se posiciona el selector de dos posiciones (PS1) en automático. El sistema arranca cuando el selector de dos posiciones (PMP1) se posiciona en marcha, activándose los siguientes elementos: El contactor trifásico (PKM1), unidad hidráulica, y la luz de encendido (PL1). El pedal (PP1) activa el movimiento del pistón mediante la electroválvula biestable (PVK1), esto ocurre al presionar una vez. Cuando el pistón llega a su mínima posición, el fin de carrera inferior (PFC2) activa la válvula biestable (PVK2) para que el pistón empiece a ascender. Finalmente, el pistón acciona el fin de carrera superior (PFC1) y se detiene.

Cuando se selecciona el selector de dos posiciones (PMP1) en paro se detiene la máquina, el objetivo de un botón de paro de emergencia es cortar la alimentación al PLC y suspender cualquier movimiento de la máquina en caso de emergencia.

4.4.2. Zona de estación guillotina/plegadora

El funcionamiento de la zona de guillotina/plegadora y su control se puede observar en la Figura 4.70.

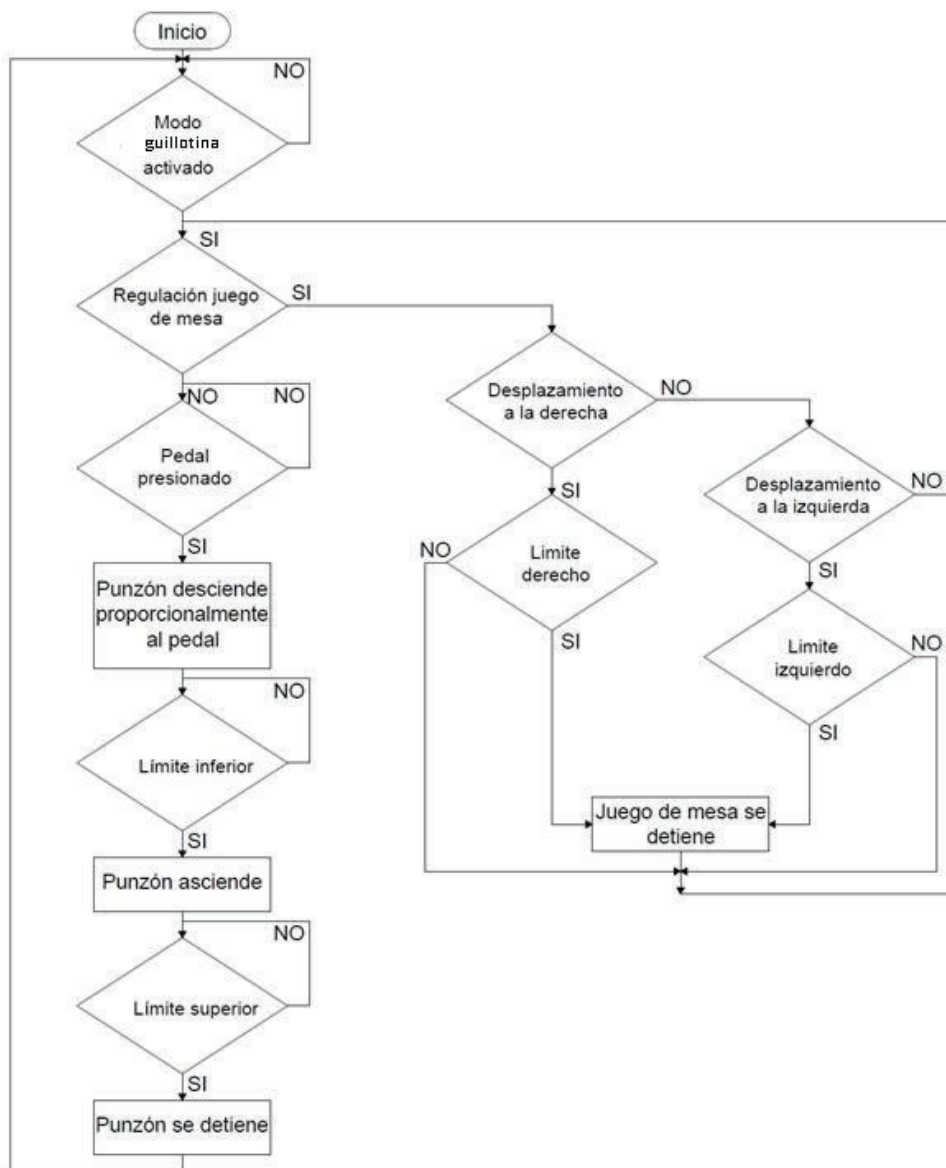


Figura 4.70. Funcionamiento zona de guillotina/plegadora.

(Fuente: Propia).

A continuación, se realiza una descripción de variables empleadas:

GS1: Selector de dos posiciones para escoger modo manual/automático

GMP1: Selector de dos posiciones para seleccionar marcha o paro

GFC1: Fin de carrera para desactivar el pistón en el límite superior

GFC2: Fin de carrera para desactivar el pistón en el límite inferior

GP1: Botón tipo pedal, de acción lenta, para acelerar o disminuir la velocidad de movimiento del pistón

GMH1: Pulsador para activar el desplazamiento izquierdo de la mesa

GMH2: Pulsador para activar el desplazamiento derecha de la mesa

GSU1: Encoder lineal para medir desplazamiento de la mesa

GL1: Luz piloto de encendido para indicar funcionamiento de la estación punzonadora

GVK1: Electroválvula para activar el movimiento de bajada del pistón

GVK2: Electroválvula para activar el movimiento de subida del pistón

GKM1: Contactor para activar el desplazamiento izquierdo de la mesa

GKM2: Contactor para activar el desplazamiento derecha de la mesa

GV1: Válvula reguladora de caudal para regular el movimiento de los pistones

Modo manual: se posiciona el selector de dos posiciones (GS1) en manual. El sistema arranca cuando el selector de dos posiciones (GMP1) se posiciona en marcha, activándose los siguientes elementos: El contactor trifásico (PKM1) a su vez energiza la unidad hidráulica y la luz de encendido (GL1). El pedal (GP1) regula proporcionalmente la válvula reguladora de caudal (GV1), ya que se trata de una salida analógica del PLC. El pistón comienza el descenso mediante la electroválvula biestable (GVK1), dicho movimiento es proporcional al pulso en el pedal (GP1), deteniéndose cuando se deja de presionar el pedal. Cuando el pistón llega a su mínima posición, el fin de carrera inferior (GFC2) activa la válvula biestable (GVK2) para que el pistón empiece a ascender. Finalmente, el pistón acciona el fin de carrera superior (GFC1) y se detiene.

Modo automático: se posiciona el selector de dos posiciones (GS1) en automático. El sistema arranca cuando el selector de dos posiciones (GMP1) se posiciona en marcha, se activándose los siguientes elementos: El contactor trifásico (PKM1) a su vez energiza la unidad hidráulica y la luz de encendido (GL1). El pedal (GP1) activa el movimiento del pistón mediante la electroválvula biestable (GVK1), con único accionamiento del pedal. Cuando el pistón llega a su mínima posición, el fin de carrera inferior (GFC2) activa la válvula biestable (GVK2) para que el pistón empiece a ascender. Finalmente, el pistón

acciona el fin de carrera superior (GFC1) y se detiene. Cuando se selecciona el selector de dos posiciones (GMP1) en paro se detiene la máquina, siempre y cuando se haya terminado un ciclo. Para el desplazamiento de la mesa se usan dos pulsadores (GMH1 y GMH2), los mismos que activan los contactores (GKM1 y GKM2) para el cambio de giro en el motor de la mesa. Para medir el desplazamiento se usa el encoder lineal (GSU1)

4.4.3. Zona de despuntadora

El funcionamiento de la zona de guillotina/plegadora y su control se puede observar en la Figura 4.71.

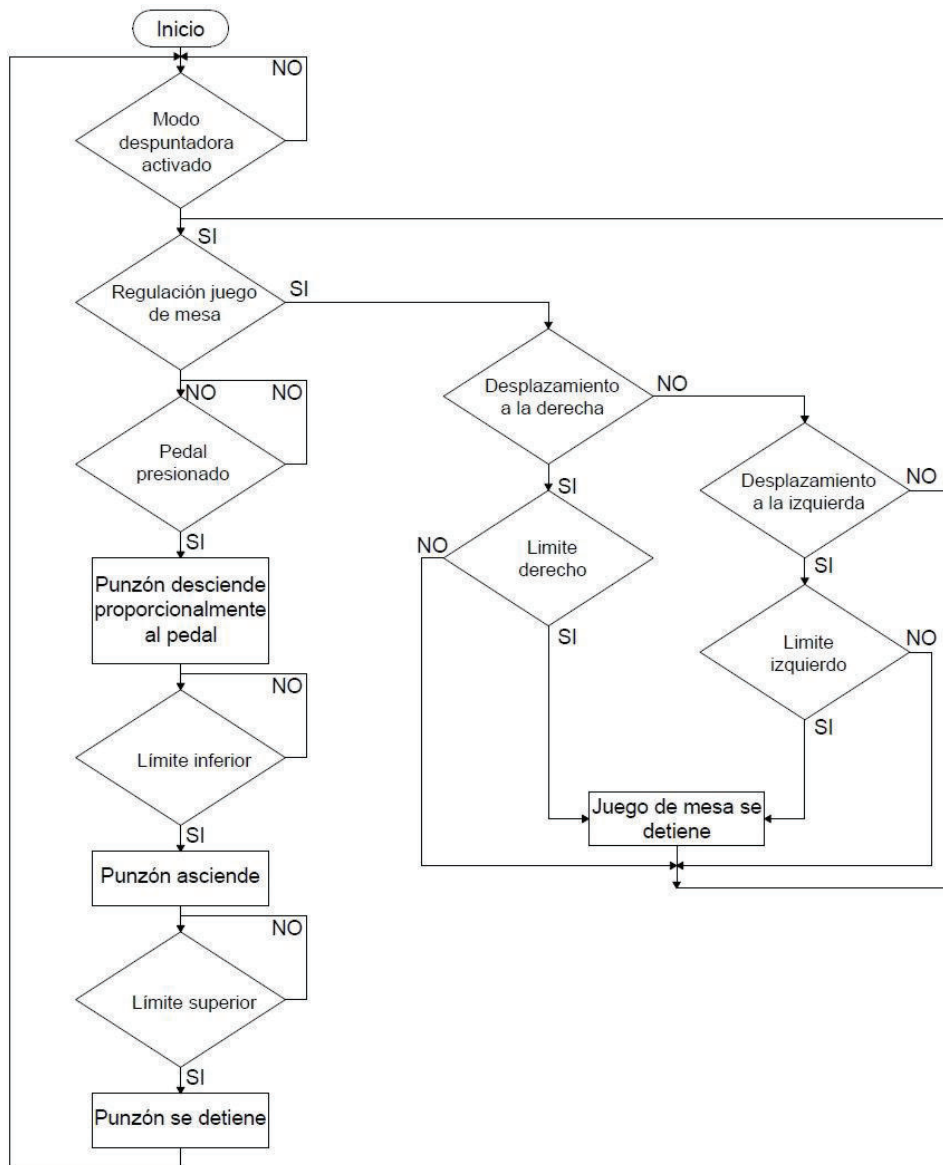


Figura 4.71. Funcionamiento zona de despunte.

(Fuente: Propia)

A continuación, se realiza una descripción de variables empleadas:

DMP1: Selector de dos posiciones para seleccionar marcha o paro

DFC1: Fin de carrera para desactivar el pistón en el límite superior

DFC2: Fin de carrera para desactivar el pistón en el límite inferior

DP1: Botón tipo pedal, de acción lenta, para acelerar o disminuir la velocidad de movimiento del pistón

DMH1: Pulsador para activar el desplazamiento izquierdo de la mesa

DMH2: Pulsador para activar el desplazamiento derecha de la mesa

DSU1: Encoder lineal para medir desplazamiento de la mesa

DL1: Luz piloto de encendido para indicar funcionamiento de la estación punzonadora

DVK1: Electroválvula para activar el movimiento de bajada del pistón

DVK2: Electroválvula para activar el movimiento de subida del pistón

DKM1: Contactor para activar el desplazamiento izquierdo de la mesa

DKM2: Contactor para activar el desplazamiento derecha de la mesa

DV1: Válvula reguladora de caudal para regular el movimiento de los pistones

El sistema arranca cuando el selector de dos posiciones (DMP1) se posiciona en marcha, activándose los siguientes elementos: contactor trifásico (PKM1) a su vez energiza la unidad hidráulica y la luz de encendido (DL1)

El pedal (DP1) regula proporcionalmente la válvula reguladora de caudal (DV1), ya que se trata de una salida analógica del PLC, activándose el movimiento con un solo pulso del pedal. El pistón comienza el descenso mediante la electroválvula biestable (DVK1). Cuando el pistón llega a su mínima posición, el fin de carrera inferior (DFC2) activa la válvula biestable (DVK2) para que el pistón empieza a ascender. Finalmente, el pistón acciona el fin de carrera superior (DFC1) y se detiene.

Cuando se selecciona el selector de dos posiciones (DMP1) en paro se detiene la máquina. Para el desplazamiento de la mesa se usan dos pulsadores (DMH1 y DMH2), los mismos que activan los contactores (DKM1 y DKM2) para el cambio de giro en el motor de la mesa. Para medir el desplazamiento se usa el encoder lineal (DSU1).

4.4.4. Configuración de PLC

A continuación, se detallan las entradas y las salidas del plc empleado para el control de la máquina punzonadora multifunción, ver Figura 4.72.

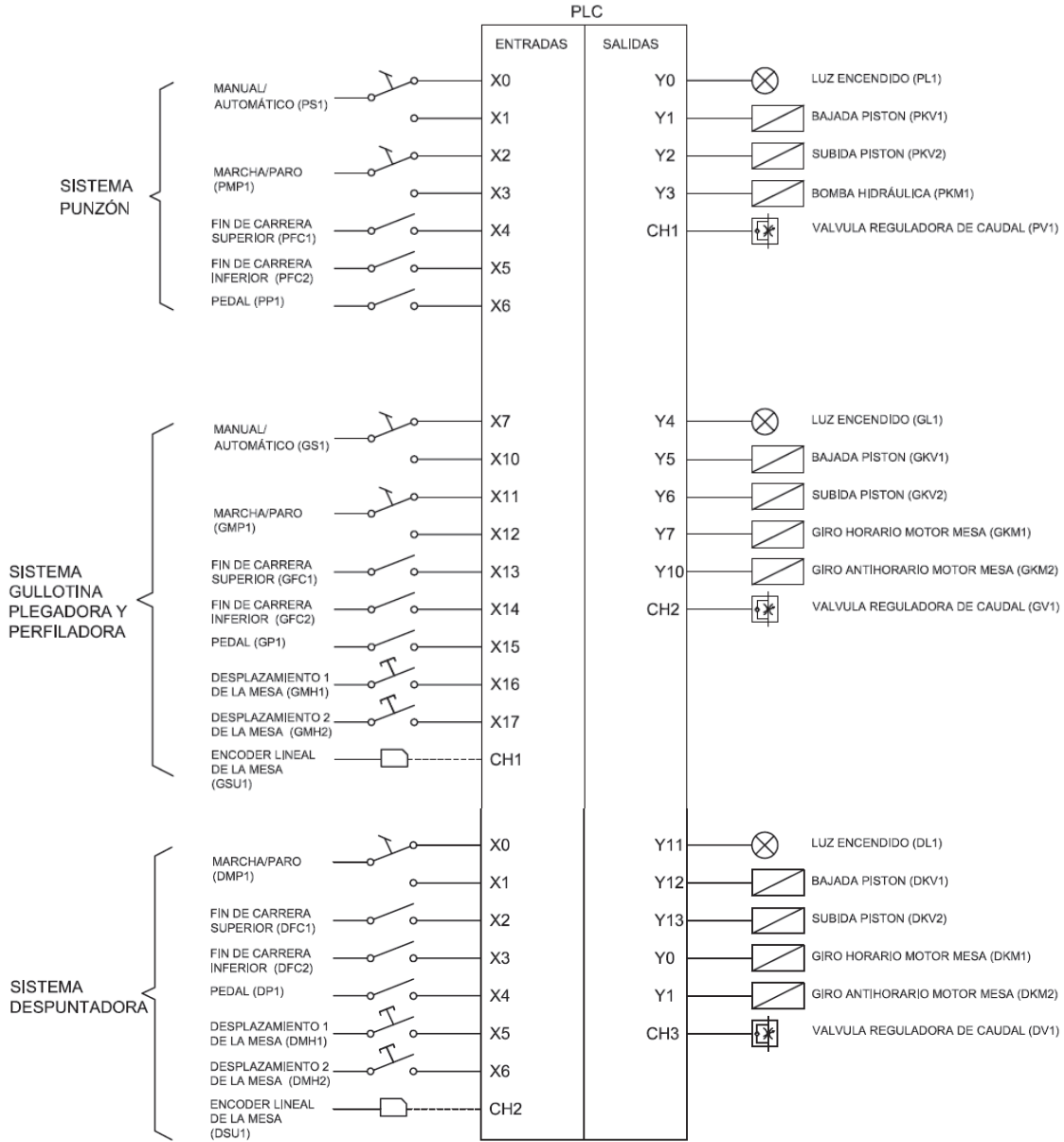


Figura 4.72. Entradas y salidas del plc.

(Fuente: Propia)

4.4.5. Programación de PLC

El funcionamiento de la máquina se asemeja al de una prensa, en el que se controla el desplazamiento vertical del elemento ejecutante. Este funcionamiento es similar para cada una de las zonas de trabajo, por lo que a continuación se detalla el modo de trabajo de la zona de punzonado.

Accionamiento de la máquina, manual o automático: el selector PS1 determina esta característica de funcionamiento. De forma NA funciona en forma manual, en tanto que NC se configura de forma automática, en este último se genera una marca posteriormente empleada, ver Figura 4.73.

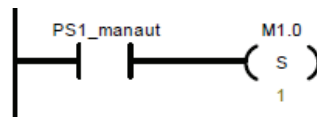


Figura 4.73. Accionamiento manual o automático.

(Fuente: Propia)

Paro o marcha: el selector PMP1 actuando como NA impide la alimentación del circuito, paro, por ende, no puede funcionar ningún elemento de la máquina; en tanto que actuando como NC alimenta todo el circuito, marcha. Previo a esto se considera la marca generada manual o automática. Al confirmar la marcha de la máquina, se activa la luz indicadora PL1 de funcionamiento, la unidad hidráulica PKM1, también se configura el funcionamiento de los finales de carrera tanto superior PFC1 como inferior PFC2, así como las marcas que posteriormente se emplearán, ver Figura 4.74.

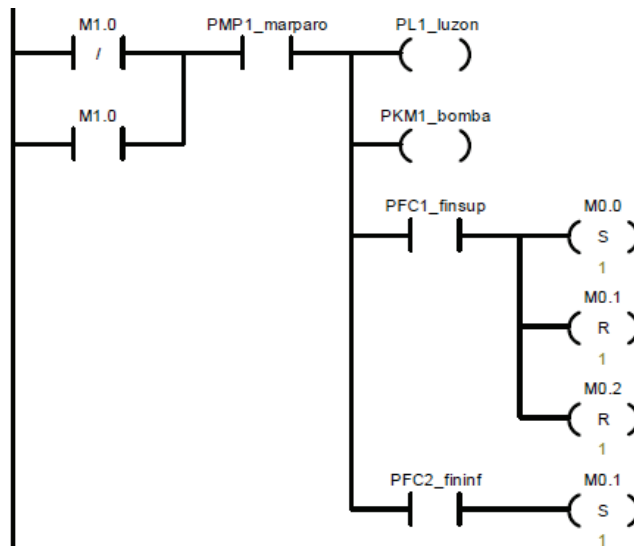


Figura 4.74. Configuración paro o marcha.

(Fuente: Propia)

Configuración pedal, este en el control se entiende como PP1, en este segmento se configura bajo la premisa de que la máquina ha sido programada de forma automática mediante la marca relacionada, ver Figura 4.75.

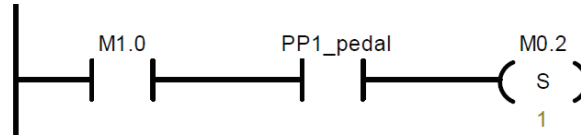


Figura 4.75. Configuración pedal.

(Fuente: Propia)

Descenso cilindro hidráulico: el movimiento de descenso se efectúa mediante la alimentación al elemento PKV1, este es distinto para el accionamiento manual en relación al accionamiento automático. Para cualquiera de los dos casos es necesario que la posición inicial del pistón sea sensada por el límite de carrera superior, PFC1, reflejada en la marca M0.0. De forma manual, la marca M0.2 no ha sido activada de acuerdo a la Figura 4.75, por lo que el pedal PP1 deberá estar continuamente presionado para que el descenso se efectúe, caso contrario se detendría el movimiento, ver

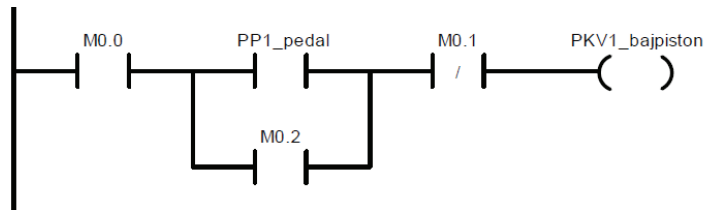


Figura 4.76. Descenso cilindro hidráulico.

(Fuente: Propia)

Ascenso cilindro hidráulico, de acuerdo a la Figura 4.74 el fin de carrera inferior PFC2 al ser activado genera la marca M0.1 al llegar el extremo de cilindro a esa posición, por lo que se cortaría la alimentación del movimiento de descenso mediante la apertura de la marca M0.1 ver Figura 4.76. En tanto que el contactor relacionado de la Figura 4.77 activaría el movimiento de ascenso al alimentar a PKV2, pero este movimiento solo está permitido hasta que se active el fin de carrera superior, PFC1, donde este resetea la marca que permite la alimentación del movimiento de ascenso.

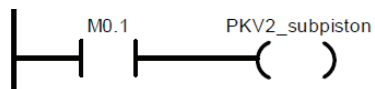


Figura 4.77. Ascenso cilindro hidráulico.

(Fuente: Propia)

La configuración completa del control empleado en el plc puede encontrarse en los anexos.

4.4.6. Dimensionamiento de los conductores

Debido a que las distancias son relativamente pequeñas, no es necesario calcular caída de tensión en los conductores y basándose en la corriente nominal del motor se calcula con cualquier tabla de conductores, ver Tabla 4.9.

Tabla 4.9. Tabla de calibre en función del amperaje.

Calibre	Área nominal de la sección transversal	Número de hilos	Espesor nominal del aislamiento	Diámetro exterior aproximado	Peso total aproximado	Capacidad de conducción de corriente*		
						60°C	75°C	90°C
AWG/kcmil	mm ²		mm	mm	kg/100m			
14	2,082	7	0,76	3,5	3	20	20	25
12	3,307	7	0,76	4,0	4	25	25	30
10	5,260	7	0,76	4,6	6	30	35	40
8	8,367	7	1,14	6,2	10	40	50	55
6	13,30	7	1,14	7,2	15	55	65	75
4	21,15	7	1,14	8,4	23	70	85	95
2	33,62	7	1,14	10,0	35	95	115	130
1	42,41	19	1,40	11,7	44	110	130	150
1/0	53,48	19	1,40	12,7	54	125	150	170
2/0	67,43	19	1,40	13,9	68	145	175	195
3/0	85,01	19	1,40	15,2	84	165	200	225
4/0	107,2	19	1,40	16,7	105	195	230	260
250	126,7	37	1,65	18,5	125	215	255	290
300	152,0	37	1,65	19,9	148	240	285	320
350	177,3	37	1,65	21,2	172	260	310	350
400	202,7	37	1,65	22,4	196	280	335	380
500	253,4	37	1,65	24,6	243	320	380	430
600	304,0	61	2,03	27,5	293	355	420	475
750	380,0	61	2,03	30,2	364	400	475	535

(Fuente: <http://www.viakon.com/pdf/categorias/24.pdf>)

Para el cableado interno se recomienda cable 16 AWG. Para la bomba hidráulica cable 8 AWG, mientras que para los otros dos motores cable 16 AWG.

4.4.7. Dimensionamiento de las protecciones

Para proteger los motores se sobredimensiona entre un 150% de la corriente nominal del motor y un 250%, utilizándose guardamotores, ver Tabla 4.10. Para mayor entendimiento se puede verificar la distribución interna del tablero de control en el diagrama 10, 13 y 16 respectivamente.

Ejemplo de cálculo:

Para el motor de la bomba hidráulica:

$$\text{Corriente} = 1.5 \times 31 \text{ [A]} = 47 \text{ [A]}$$

$$\text{Corriente} = 2.5 \times 31 \text{ [A]} = 78,4 \text{ [A]}$$

Por lo tanto, se escoge un guardamotor estándar ALLEN BRADLEY de 63 [A] que tiene la particularidad de ser regulable con un rango de ajuste de corriente.

Tabla 4.10. Dimensionamiento de los conductores

Motor	Corriente nominal [A]	Corriente del Guardamotor [A]	Modelo Guardamotor	Rango de ajuste de corriente de motor [A]
Bomba hidráulica	31	63	140-CMN-6300	40 - 63
Guillotina	1,17	2,5	140M-C2E-B25	1.6 – 2.5
Despuntadora	0,8	2,5	140M-C2E-B16	1 – 1.6

(Fuente: <http://www.ab.com/es/epub/catalogs/12768/229240/229254/229469/3100802/Selecci-n-de-productos.html>)

Para el resto de elementos se usan breakers, usándose el mismo modelo de dimensionamiento de los motores, ver Tabla 4.11. Los modelos de breakers se pueden verificar en la página:

Tabla 4.11. Dimensionamiento de los breakers.

Motor	# polos	Corriente nominal [A]	Corriente del breaker [A]	Modelo del breaker
Breaker antes de la fuente	2	5,5	10	1492-SP2B100
Breaker antes de la fuente	1	5,5	10	1492-SP1B050
Breaker para la electroválvula	1	2,4	5	1492-SP1B100

(Fuente: http://literature.rockwellautomation.com/idc/groups/literature/documents/td/1492-td010_-en-p.pdf)

CAPÍTULO 5

5. ANÁLISIS ECONÓMICO

El capítulo descrito a continuación hace referencia a una descripción general de todos los gastos que implican la fabricación de la máquina. El análisis efectuado considera los costos directos e indirectos.

El costo total encontrado se constituye como una parte fundamental para cualquier desarrollo de un proyecto. Este valor permitirá determinar su factibilidad o no en comparación a máquinas fabricadas en otros países.

5.1. Costos directos

En esta categoría se han agrupado a los costos que pueden ser deducidos fácilmente en la construcción de la máquina. Siendo los considerados: materia prima, ver Tabla 5.1, elementos normalizados, ver Tabla 5.2, y componentes eléctricos y electrónicos, Tabla 5.3.

Tabla 5.1. Costo materia prima.

CANT	UNID	MATERIAL	COSTO UNIT	COSTO TOTAL
2	m	Perfil IPN200x90mm	40	80
5	m	Perfil IPN280x119mm	85	425
1,5	m	Perfil IPN260x113mm	60	90
1,5	m	Perfil IPN180x82mm	30	45
1,5	m	Perfil IPN240x106mm	50	75
3	plan	Lámina acero e=1,1mm	18	54
0,1	plan	Lámina acero e=3mm	62	6,2
0,25	plan	Lámina acero e=5mm	100	25
8	m	Tubo 100x50x5mm	10	80
9	m	Perfil G120x60x4mm	4,5	40,5
6	m	Tubo 80x40x4mm	4	24
8	m	Tubo 40x40x4mm	2,5	20
3	m	Ángulo 50x5mm	4,7	14,1
6	m	Ángulo 25x4mm	1,4	8,4
90	kg	Acero A36	2	180
70	kg	Acero K100	2,5	175
NA	NA	Tornillería	-	50
25	gal	Aceite hidráulico Iso32	29	725
			SUBTOTAL(\$)	2117,2

(Fuente: Propia)

Tabla 5.2. Costo elementos normalizados.

CANT	UNID	MATERIAL	COSTO UNIT	COSTO TOTAL
1	u	Cilindro hidráulico doble efecto d=6"	400	400
3	u	Cilindro hidráulico doble efecto d=5"	300	900
3	u	Válvula antiretorno, 150bar, d=19mm	60	180
3	u	Válvula 4/3, 115V, 150bar	100	300
3	u	Válvula reguladora presión, 150bar	50	150
7	m	Manguera hidráulica dint=19mm, 215bar.	13	91
7	m	Manguera hidráulica dint=9,5mm, 180bar.	5,5	38,5
7	m	Manguera hidráulica dint=25,4mm, 138bar.	17,5	122,5
7	m	Manguera hidráulica dint=15,9mm, 100bar	8	56
1	u	Unidad de potencia hidráulica 160bar, 15gal/min, 15hp, 150l	2500	2500
1	u	Motoreductor eléctrico 0,6hp, 1,5Nm	550	550
1	u	Motoreductor eléctrico 0,4hp, 1Nm	490	490
2	u	Conj guía mov lineal 126x75mm	150	300
2	u	Conj guía mov lineal 70x36mm	100	200
2	u	Conj guía mov lineal 100x80mm	120	240
2	u	Conj husillo d=12mm, p=10mm	115	230
			SUBTOTAL(\$)	6748

(Fuente: Propia)

Tabla 5.3. Costos componentes eléctricos y electrónicos.

CANT	UNID	MATERIAL	COSTO UNIT	COSTO TOTAL
Punzonadora				
1		Tablero acero 1524*914*305	777,4	777,4
1		Boton de emergencia tipo hongo	2,36	2,36
3		Selector de 2 posiciones	2,15	6,45
1		Luz piloto verde	1,68	1,68
1		Panel de fondo de tablero	50	50
5		Riel din 1 metro	2,2	11
1		Guardamotor trifásico 63 [A]	95	95
1		Guardamotor trifásico 2,5 [A]	40	40
1		Guardamotor trifásico 1,6 [A]	35	35
1		Breaker 2 polos, 10 [A]	25	25
1		Breaker 1 polo, 10 [A]	20	20
1		Fuente de alimentación 24Vdc	209	209

5		Contactador trifásico, bobina 24 Vdc	25	125
1		Plc 16 DI, 12 DO	525	525
1		Módulo expansión, 8 entradas digitales	150	150
1		Módulo expansión, 4 salidas analógicas	175	175
1		Módulo expansión, 4 entradas analógicas	175	175
1		Módulo expansión, 8 salidas digitales	150	150
1		Barra de puesta a tierra	15	15
118		Portafusibles con fusible de 1 [A]	2,4	283,2
129		Bornera de paso	1,26	162,54
10		Tope para riel din	2,15	21,5
7		Etiqueta para bornera	1,55	10,85
5		Canaleta de PVC 40X40(WXH)[mm]	9,15	45,75
1		Breaker 1 polo, 5 [A]	5	5
1		Pulsador tipo pedal	20,43	20,43
2		Fin de carrera	19,99	39,98
1		Válvula reguladora de caudal, incluye tarjeta controladora EV1M3	250	250
150		Cable 16 AWG negro flexible	0,306	45,9
150		Cable 16 AWG rojo flexible	0,306	45,9
21		Cable 8 AWG verde flexible	1,25	26,25
216		Uniones 1/2 para tubería EMT	0,5	108
18		Codos 1/2 para tubería EMT	0,5	9
18		Tubería 1/2 EMT	9	162
Guill/plegadora				
1		Tablero acero 406*406*203	602	602
1		Panel de fondo de tablero	50	50
1		Boton de emergencia tipo hongo	2,36	2,36
1		Selector de 2 posiciones	2,15	2,15
2		Pulsador	1,8	3,6
1		Luz piloto verde	1,68	1,68
44		Bornera de paso	1,26	55,44
1		Riel din 1 metro	2,2	2,2
2		Tope para riel din	2,15	4,3
1		Etiqueta para bornera	1,55	1,55
1		Canaleta de PVC 40X40(WXH)[mm]	9,15	9,15
1		Pantalla HMI	250	250
1		Breaker 1 polo, 5 [A]	5	5
1		Pulsador tipo pedal	20,43	20,43
4		Fin de carrera	19,99	79,96
1		Encoder lineal	25	25
1		Válvula reguladora de caudal, incluye tarjeta controladora EV1M3	250	250
Despuntadora				
1		Tablero acero 304*304*152	490	490

1		Panel de fondo de tablero	50	50
1		Boton de emergencia tipo hongo	2,36	2,36
1		Selector de 2 posiciones	2,15	2,15
1		Luz piloto verde	1,68	1,68
40		Bornera de paso	1,26	50,4
1		Riel din 1 metro	2,2	2,2
2		Tope para riel din	2,15	4,3
1		Etiqueta para bornera	1,55	1,55
1		Canaleta de PVC 40X40(WXH)[mm]	9,15	9,15
1		Pantalla HMI	250	250
1		Breaker 1 polo, 5 [A]	5	5
1		Pulsador tipo pedal	20,43	20,43
4		Fin de carrera	19,99	79,96
1		Encoder lineal	25	25
1		Válvula reguladora de caudal, incluye tarjeta controladora EV1M3	250	250
			SUBTOTAL(\$)	6433,19

(Fuente: Propia)

En la Tabla 5.4, al desglose anterior de materiales se anexa lo correspondiente a mecanizado y fabricación. El mecanizado corresponde al procesamiento de los elementos como punzones, acoples, cuchillas y otros; en tanto que por fabricación se asigna el valor aproximado destinado al pago de personal que ejecute el armado de la estructura y el ensamble de los diversos componentes.

Tabla 5.4. Costos directos.

COSTOS DIRECTOS	\$
Materia prima	2117,2
Elementos normalizados	6748
Componentes eléctricos y electrónicos	6433,19
Mecanizado	1000
Fabricación	300
SUBTOTAL1(\$)	16598,39

(Fuente: Propia)

5.2. Costos indirectos

Son aquellos que no pueden ser desglosados fácilmente al observar la máquina, pero que sin embargo contribuyen y forman parte de los costos de fabricación total de la máquina. Estos comprenden los costos por material consumible, ver Tabla 5.5, y los costos de ingeniería, ver Tabla 5.6.

Tabla 5.5. Costo material consumible.

CANT	UNID	MATERIAL	COSTO UNIT	COSTO TOTAL
15	u	Discos de corte	5	75
5	l	Limpiador	2	10
2	gal	Pintura	30	60
10	kg	Electrodos	4	40
			SUBTOTAL(\$)	185

(Fuente: Propia)

Tabla 5.6. Costo ingeniería.

TIEMPO(h)	DETALLE	COSTO UNIT	COSTO TOTAL
140	Ingeniería y diseño mecánico	10	1400
50	Ingeniería y diseño electrónico	9	450
20	Simulación	12	240
40	Dibujos y planos	5	200
24	Supervisión y montaje	8	192
		SUBTOTAL(\$)	2482

(Fuente: Propia)

En la Tabla 5.7, adicional a los costos de materiales consumibles y a los costos de ingeniería se han anexado gastos imprevistos, mismos que pueden referirse a algún desperfecto, transporte o reproceso.

Tabla 5.7. Costos indirectos.

COSTOS INDIRECTOS	\$
Consumibles	185
Ingeniería	2482
Imprevistos fabricación	300
SUBTOTAL2	2967

(Fuente: Propia)

5.3. Costo total

Definida como la inversión total a efectuarse con la finalidad de la fabricación de la máquina completa. Resulta de la suma de los costos directos en indirectos, ver Tabla 5.8.

Tabla 5.8. Costo total.

COSTO DE MÁQUINA	\$
Costos directos	16598,39
Costos indirectos	2967
COSTO TOTAL	19565,39

(Fuente: Propia)

El valor final obtenido es de \$19565.39, que al ser comparado con una máquina ofertada por otro país \$21500 [52], pero con longitudes de trabajo más cortas, se determina que la fabricación de la máquina punzonadora multifunción es viable. Hay que destacar que la máquina diseñada a diferencia de la máquina a importar ofrece mayores ventajas, tales como: funcionalidad independiente de cada módulo de trabajo, mayor versatilidad por manejar longitudes mayores como las de las láminas de acero de 1.22m.

CAPÍTULO 6

6. CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

6.1. Conclusiones

Los objetivos planteados para el desarrollo de la presente tesis han sido alcanzados satisfactoriamente; respaldados por el desarrollo mecánico de la máquina, las simulaciones de los elementos correspondientes y la parte concerniente al control de los elementos móviles.

Todos los elementos constitutivos de la máquina han sido diseñados con factores de seguridad superiores a 2, de forma tal que se garantiza el funcionamiento apropiado para las máximas cargas que pudieran presentarse en cada una de las zonas de trabajo.

La comprensión clara del funcionamiento de la máquina permitió establecer soluciones eficientes, esto se alcanzó mediante el planteamiento de la estructura funcional y el análisis de la misma, siendo más fácilmente comprensibles el flujo de entradas y salidas.

Las consideraciones hechas para el dimensionamiento de la máquina superan aquellas ofertadas por máquinas similares, punzonadoras multifunción o ironworker, alcanzando las medidas estándar de las láminas de acero de bajo carbono, 1.22m, en espesores máximos de 3mm, desarrollado en el capítulo 1.

El accionamiento de la máquina corresponde a un funcionamiento hidráulico, mismo que activa los cilindros de doble efecto, siendo controlados mediante el empleo de un plc. Los dispositivos de movimiento preciso, como es el caso de la mesa inferior de la guillotina, son accionados mediante el movimiento de husillos, con movimiento deslizante sobre rieles estándar, controlados también mediante el plc.

El comportamiento de los elementos mecánicos sometidos a esfuerzos ha sido verificado mediante el empleo del software SolidWorks, mismos elementos corresponden a punzones, matrices, elementos de sujeción y otros, arrojando un funcionamiento apropiado.

La estructura soportante diseñada ha considerado varios tipos de perfiles, siendo la configuración final resultado de realizar varias simulaciones empleando el software de SAP2000, siendo verificadas la estabilidad y el comportamiento de la estructura ante la presencia de las diversas fuerzas generadas.

6.2. Recomendaciones

El diseño planteado de la punzonadora multifunción o ironworker debe ser plasmado de forma física, con cuya construcción se agrupan algunas de las funciones más importantes dentro de la metalmecánica en una sola máquina.

De requerir la construcción de matrices complementarias; diversos tipos de punzonado, plegados o tipos de despunte; se recomienda considerar las formas de sujeción hacia los elementos móviles, así como las dimensiones máximas y mínimas de ensamblaje, de forma tal que se aproveche al máximo el nivel de funcionamiento de la máquina.

En cuanto al nivel de control existente en la máquina, este podría ampliarse para tener el control de funcionamiento de más elementos dentro de la misma, como es el caso de mesas anexas o elementos externos de fijación de medidas, arrojando a su vez mayor optimización del funcionamiento de la máquina.

Si bien la capacidad propia de la máquina se restringe a un espesor máximo de 3mm y a una longitud máxima de lámina de acero de bajo carbono de 1.22m, en un futuro pudiera extenderse esa capacidad, de forma tal que pudiera manejar espesores superiores, así como una longitud mayor para procesamiento.

Cualquier zona de la máquina, punzonado, guillotina/plegadora o despunte, se encuentran en la capacidad de ser fabricadas independientemente, por lo que de requerirse la fabricación de una sola de esas zonas se recomienda revisar el diseño y realizar las consideraciones apropiadas para su construcción independiente.

Referencias bibliográficas

- [1] Fedimetal, «Política, estrategias y plan de acción 2035 para la Industria Metalmeccánica Ecuatoriana,» *Construmetal*, vol. 1, nº 14, p. 14, 2015.
- [2] Repermetal, «Repermetal,» Repermetal, 2016. [En línea]. Available: <http://www.repermetalecuador.com/productos>. [Último acceso: 25 Octubre 2016].
- [3] Dipac, «DIPAC MANTA,» Dipacmanta, 2016. [En línea]. Available: <http://www.dipacmanta.com/planchas-laminadas-en-frio>. [Último acceso: 25 Octubre 2016].
- [4] Dipac manta, «DIPAC MANTA,» Dipac manta, 2016. [En línea]. Available: <http://www.dipacmanta.com/planchas-laminadas-en-caliente>. [Último acceso: 25 Octubre 2016].
- [5] M. Groover, «Prensas,» de *Fundamentos de manufactura moderna*, México, McGraw Hill, 2007, p. 464.
- [6] M. Groover, «Potencia y sistemas de transmisión,» de *Fundamentos de manufactura moderna*, México, McGraw Hill, 2007, p. 468.
- [7] M. Groover, «Troqueles,» de *Fundamentos de manufactura moderna*, México, McGraw Hill, 2007, pp. 462-463.
- [8] A. Ginjaume, «Punzones,» de *Ejecución de Procesos de Mecanizado, Conformado y Montaje*, México, Paraninfo, 2005, p. 426.
- [9] A. Ginjaume, «Placa matriz: tipos y ángulos de salida.,» de *Ejecución de Procesos de Mecanizado.*, México, Paraninfo, 2005, pp. 428-429.
- [10] M. Groover, «Operaciones de corte,» de *Fundamentos de manufactura moderna*, México, McGraw Hill, 2007, pp. 441-490.
- [11] M. Rossi, «Esfuerzo necesario para el corte,» de *Estampado en frío de la chapa*, Madrid, Dossat, 1979, p. 25.

- [12] E. Oberg, «Die opening profile,» de *Machinery's handbook*, New York, Industrial Press, 2012, p. 1342.
- [13] O. Erik, «Shearing Forces,» de *Machinery's Handbook*, New York, Industrial Press, 2012, pp. 1336-1337.
- [14] H. Wisselink, «Simulation of stationary sheet metal cutting processes,» *Mechanical Engineering*, vol. 1, nº 1, p. 1, 2015.
- [15] M. Groover, «Operaciones de doblado,» de *Fundamentos de manufactura moderna*, México, McGraw Hill, 2007, pp. 448-490.
- [16] E. Oberg, «Bending Force,» de *Machinery's Handbook*, New York, Industrial Press, 2012, pp. 1352-1353.
- [17] M. Groover, «Análisis de la ingeniería del doblado,» de *Fundamentos de manufactura moderna*, México, McGraw Hill, 2007, pp. 449-450.
- [18] E. Oberg, «Springback,» de *Machinery's handbook*, New York, Industrial Press, 2012, p. 1351.
- [19] E. Oberg, «Minimum bend radius,» de *Machinery's handbook*, New York, Industrial Press, 2012, p. 1347.
- [20] E. Oberg, «Maximum bend radius,» de *Machinery's Handbook*, New York, Industrial Press, 2012, p. 1347.
- [21] A. Creus, «Hidráulica,» de *Neumática e Hidráulica*, Madrid, Marcombo Ediciones Técnicas., 2007, pp. 11-12.
- [22] A. Creus, «Cilindro hidráulico,» de *Neumática e Hidráulica*, Madrid, Marcombo ediciones técnicas, 2007, pp. 159-167.
- [23] A. Creus, «Sistemas de accionamiento,» de *Neumática e Hidráulica*, Madrid, Marcombo ediciones técnicas, 2007, pp. 167-229.

- [24] R. Budynas, «Tornillos, sujetadores y diseño de uniones no permanentes,» de *Diseño en Ingeniería Mecánica de Shigley*, México, McGraw Hill, 2008, pp. 395-456.
- [25] R. Budynas, «Soldadura, adhesión y diseño de juntas permanentes,» de *Diseño en Ingeniería Mecánica de Shigley*, México, McGraw Hill, 2008, pp. 458-472.
- [26] M. Groover, «Unión soldada,» de *Fundamentos de manufactura moderna*, México, McGraw Hill, 2007, pp. 694-695.
- [27] M. Groover, «Unión soldada,» de *Fundamentos de manufactura moderna*, México, McGraw Hill, 2007, p. 695.
- [28] R. Budynas, «Análisis de elementos finitos,» de *Diseño en Ingeniería Mecánica de Shigley*, México, McGraw Hill, 2008, pp. 934-946.
- [29] Á. Aguinaga, «Introducción a la automatización,» *Ingeniería Mecánica EPN*, vol. 1, nº 1, pp. 1-24, 2011.
- [30] A. Ginjaume, «Automatización,» de *Ejecución de Procesos de Mecanizado, Conformado y Montaje*, México, Paraninfo, 2005, pp. 455-456.
- [31] C. Riba, «Casa de la calidad,» de *Diseño concurrente*, Madrid, 2002, p. 177.
- [32] Nargesa, «Nargesa,» Nargesa, [En línea]. Available: <http://www.nargesa.com/es/maquinaria-industrial/punzonadora-hidraulica-mx700>. [Último acceso: 11 Noviembre 2016].
- [33] Durmazlar, Manual de usuario punzonadora durma RP6, Camlica: Durmazlar, 2005.
- [34] C. Riba, «Estructura funcional,» de *Diseño Concurrente*, Madrid, 2002, pp. 126-129.
- [35] Durmazlar, «Punzonadora,» de *Manual de usuario punzonadora Durmazlar RP6*, Durmazlar, p. 33.
- [36] MatWeb, «ASTM A36 Steel, plate,» MatWeb, LLC., 2017. [En línea]. Available: <http://www.matweb.com/search/datasheet.aspx?matguid=afc003f4fb40465fa3df05129f0e88e6>. [Último acceso: 18 Diciembre 2016].

- [37] ABDISA, «Máquinas de deformación de chapa,» abdsa, 2015. [En línea]. Available: <http://www.abdsa.com.ar/maquinas2.php?id=2&art=11>. [Último acceso: 18 Diciembre 2016].
- [38] G. Davis, «Design guide for bent sheet metal,» *D.S.M. Manufacturing Company*, vol. 1, nº 1, p. 4, 2011.
- [39] FAP, «Cilindros hidráulicos,» de *Cilindros hidráulicos FAP*, p. 4.
- [40] Cobarrubias, «Información técnica para mangueras,» de *Mangueras hidráulicas*, pp. 6-7.
- [41] BRETTIS SA, «Fluidos hidráulicos Brettis,» 2015. [En línea]. Available: www.brettis.com/shell/05%20TUTOR%20LUBRICACION%20SHELL%20-%20Aceites-Hidraulicos.pdf. [Último acceso: 5 Enero 2017].
- [42] Brettis SA, «Fluidos hidráulicos Brettis,» 2015. [En línea]. Available: www.brettis.com/shell/05%20TUTOR%20LUBRICACION%20SHELL%20-%20Aceites-Hidraulicos.pdf. [Último acceso: 5 Enero 2017].
- [43] M. Groover, «Análisis de ingeniería del corte de láminas metálicas,» de *Fundamentos de manufactura moderna*, 2007, p. 444.
- [44] C. McCauley, «Shearing,» de *Machinery's Handbook 29th edition*, 2012, p. 1337.
- [45] M. Rossi, «Corte,» de *Estampado en frío de la chapa*, 1980, p. 15.
- [46] OCW, 2015. [En línea]. Available: <http://ocw.usal.es/enseanzas-tecnicas/resistencia-de-materiales-ingeniero-tecnico-en-obras-publicas/contenidos/Tema10-Pandeo.pdf>. [Último acceso: 20 Enero 2017].
- [47] Acero Böhler, «Aceros para trabajos en frío,» ACEROS BOEHLER UDDEHOLM S.A., 2009. [En línea]. Available: <http://www.acerosboehler.com.ar/english/280.php>. [Último acceso: 12 Enero 2017].
- [48] Aceroscol S. A. S., «Aceroscol,» ww.elhallpublicidad.com, 2015 AISI D3. [En línea]. Available: <http://www.aceroscol.com/?p=b20104>. [Último acceso: 12 Enero 2017].

- [49] Solidworks, «Solidworks,» Dassault Systèmes, 2017. [En línea]. Available: http://help.solidworks.com/2013/spanish/SolidWorks/cworks/c_Factor_of_Safety_Check.htm?id=bc8bae5cad8c470980fe06589c49c864. [Último acceso: 13 Enero 2017].
- [50] ahrinternational, «www.ahrinternational.com,» ahrinternational, 2015. [En línea]. Available: https://www.ahrinternational.com/PDF_catalogues/NSK/SRBS_Husillos_laminados_de_recirculacion_de_bolas-Spanish_catalogue.pdf. [Último acceso: 15 Enero 2017].
- [51] A. Ujval, «Automated design of sheet metal punches for bending multiple part in a single setup,» *Robotics and Computer Integrated Manufacturing*, vol. 17, nº 1, pp. 1-15, 2001.
- [52] eBay Inc, «Geka 110A 110/120 Ton Doble Cilindro Hidráulico Ferrón, 2001,» EBAY, 2017. [En línea]. Available: <http://www.ebay.com/itm/Geka-110A-110-120-Ton-Dual-Cylinder-Hydraulic-Ironworker-2001-/201821552107>. [Último acceso: 04 03 2017].

ANEXO 1
Gráficos y Tablas.

Tabla para determinar la fuerza ejercida por un Cilindro Hidráulico

SEGUN SU DIAMETRO INTERIOR Y PRESION DE TRABAJO

A partir de la fórmula:

Fuerza (Kgr.) = Presión (Kgr./cm²) x Sup. (cm²)

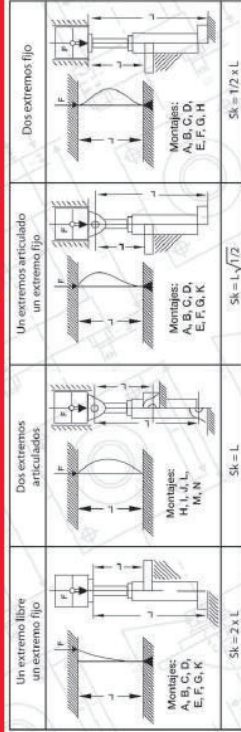
DIAMETRO DEL CILINDRO EN PULGADAS

	1.5"	2"	2.5"	3"	3.25"	3.5"	4"	4.5"	5"	6"	7"	8"	10"
10	114	203	316	456	534	620	810	1030	1270	1823	2481	3241	5064
20	228	405	633	912	1068	1241	1621	2052	2532	3646	4963	6482	10128
30	342	608	949	1368	1603	1862	2431	3078	3798	5469	7440	9723	15192
40	456	810	1266	1824	2137	2483	3241	4104	5064	7292	9920	12984	20256
50	569	1013	1582	2280	2671	3108	4051	5130	6330	9115	12400	16205	25320
60	683	1216	1899	2736	3205	3724	4862	6136	7596	10938	14680	19446	30384
70	797	1418	2215	3192	3739	4345	5672	7182	8862	12761	17360	22887	35448
80	911	1621	2532	3648	4274	4956	6482	8208	10128	14584	19840	25928	40512
90	1025	1823	2848	4104	4808	5586	7293	9234	11394	16407	22220	29169	45576
100	1139	2026	3165	4560	5342	6207	8103	10260	12660	18230	24816	32448	50640
110	1253	2229	3482	5016	5876	6828	8913	11286	13926	20053	27280	35651	55704
120	1367	2431	3788	5472	6410	7448	9724	12312	15192	21876	29760	38892	60768
130	1480	2634	4114	5928	6945	8069	10534	13338	16458	23699	32240	42133	63832
140	1595	2836	4431	6384	7479	8690	11344	14364	17724	25322	34720	45374	70896
150	1708	3039	4747	6840	8013	9310	12154	15390	19090	27345	37000	48615	75960
160	1822	3242	5064	7296	8547	9931	12965	16416	20256	29168	39680	51856	81024
170	1936	3444	5380	7752	9081	10552	13775	17442	21522	30991	42160	55097	86088
180	2050	3647	5697	8208	9616	11173	14585	18468	22788	32814	44640	58338	91152
190	2164	3849	6013	8664	10150	11793	15596	19494	24054	34637	47120	61579	96216
200	2278	4052	6330	9120	10684	12414	16208	20520	25320	36460	49600	64800	102300
210	2392	4255	6646	9576	11218	13035	17016	21546	26586	38283	52080	68061	106344
220	2506	4457	6963	10032	11752	13655	17827	22572	27852	40106	54560	71302	111408
230	2620	4660	7279	10488	12287	14276	18637	23598	29118	41929	57040	74543	116472
240	2734	4862	7596	10944	12821	14897	19447	24624	30384	43752	59520	77784	121536
250	2847	5065	7912	11400	13355	15517	20257	25650	31650	45575	62000	81025	126600

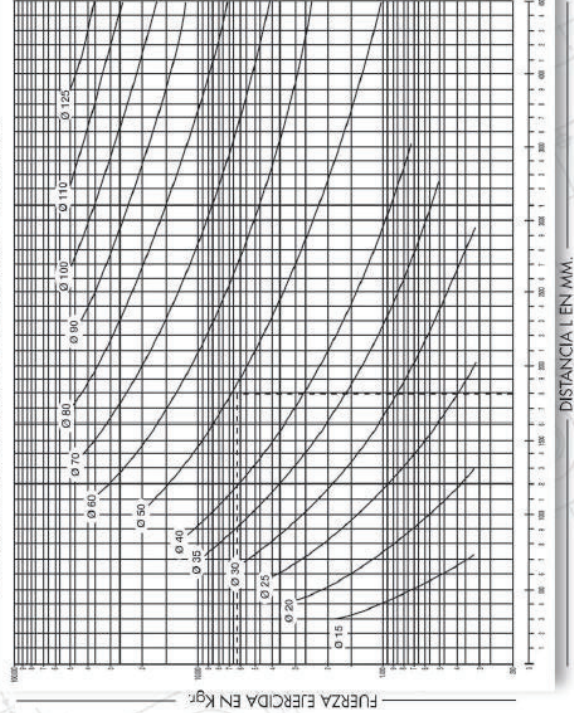
Anexo 4.1.

Cilindro hidráulico, generalidades.

Cálculo de Ø de vástago al pandeo



El cálculo al pandeo se realiza generalmente por "Euler", ya que se considera a la barra como una vara esbelta.
 $S_k = \text{Long. libre de pandeo en cm.} \quad | \quad E = \text{Mod. de elast. en kg./cm}^2 \text{ (2.1.10}^6 \text{ para acero)}$
 $J = \text{momento de inercia en cm}^4 \text{ (0.0491 \cdot d}^4 \text{ para sec. red.)} \quad | \quad C = \text{coef. de seg. (5.5)}$



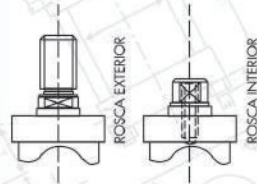
DISTANCIA L EN MM.

CILINDROS HIDRAULICOS NORMALIZADOS MOD. CHT

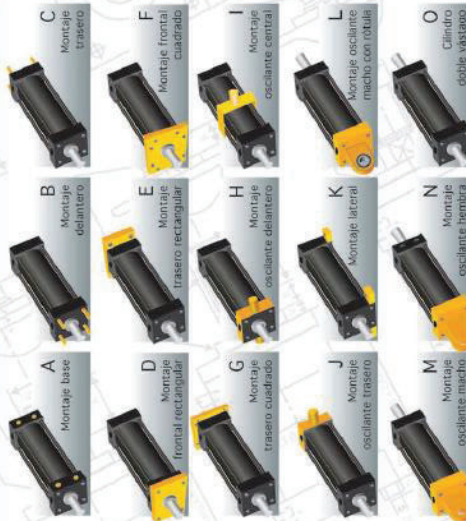
MODO DE CODIFICACION



EXTREMO DE VASTAGO



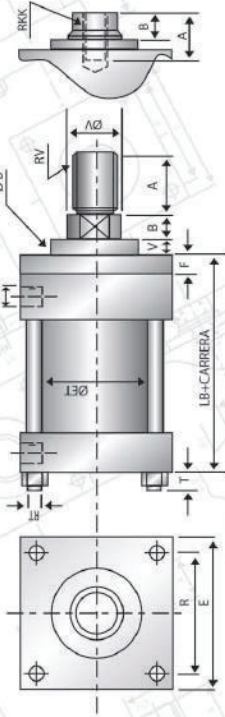
TIPO DE MONTAJE



CONEXIONES



TABLA DE DIMENSIONES GENERALES



N: Vástago normal - I: Vástago intermedio - S: Vástago super

Ø Int. del CILINDRO	1.5"		2"		2.5"		3"		3.25"		3.5"		4"		4.5"		5"		6"		8"		10"		
	N	I	N	I	N	I	N	I	N	I	N	I	N	I	N	I	N	I	N	I	N	I	N	I	
ØV	19,1	25,4	31,75	38,1	44,45	50,8	57,15	63,5	69,8	76,15	82,5	88,8	95,15	101,5	107,8	114,15	120,5	126,8	133,15	139,5	145,8	152,15	158,5	164,8	171,15
RV	12,7	15,8	19,0	22,1	25,4	28,7	32,0	35,3	38,6	41,9	45,2	48,5	51,8	55,1	58,4	61,7	65,0	68,3	71,6	74,9	78,2	81,5	84,8	88,1	91,4
(UNF)	5	7/8	1	1 1/8	1 1/4	1 1/2	1 3/4	2	2 1/2	3	3 1/2	4	4 1/2	5	5 1/2	6	6 1/2	7	7 1/2	8	8 1/2	9	9 1/2	10	10 1/2
RKK	19,2	25,4	31,75	38,1	44,45	50,8	57,15	63,5	69,8	76,15	82,5	88,8	95,15	101,5	107,8	114,15	120,5	126,8	133,15	139,5	145,8	152,15	158,5	164,8	171,15
(UNF)	5	7/8	1	1 1/8	1 1/4	1 1/2	1 3/4	2	2 1/2	3	3 1/2	4	4 1/2	5	5 1/2	6	6 1/2	7	7 1/2	8	8 1/2	9	9 1/2	10	10 1/2
A	25	38	45	50	57	60	66	72	76	82	88	95	101	107	114	120	127	133	140	146	152	159	165	172	178
S	28	41	50	57	66	72	82	88	95	101	107	114	120	127	133	140	146	152	159	165	172	178	185	191	198
Ø8	38	50	60	66	72	82	88	95	101	107	114	120	127	133	140	146	152	159	165	172	178	185	191	198	205
N	10	12	13	14	15	16	17	18	19	20	22	24	26	28	30	33	36	39	42	45	48	51	54	57	60
I	11	13	14	16	16	19	19	22	22	25	25	28	28	32	32	36	36	40	40	45	45	50	50	55	55
S	13	15	15	19	19	22	25	25	28	28	32	32	36	36	40	40	45	45	50	50	55	55	60	60	65
V	6	7	6	6	6	6	6	6	6	6	6	6	6	6	6	6	6	6	6	6	6	6	6	6	6
N	8	10	10	10	10	10	10	10	10	10	10	10	10	10	10	10	10	10	10	10	10	10	10	10	10
S	13	15	15	19	19	22	25	25	28	28	32	32	36	36	40	40	45	45	50	50	55	55	60	60	65
F	16	19	19	19	19	22	25	25	28	28	32	32	36	36	40	40	45	45	50	50	55	55	60	60	65
LB	134	137	158	159	169	169	181	181	203	203	227	227	253	253	281	281	311	311	341	341	371	371	401	401	431
T	10	11	13	13	15	15	16	16	18	18	20	20	22	22	25	25	28	28	32	32	36	36	40	40	45
RT (NF)	308	308	312	312	316	316	320	320	324	324	328	328	332	332	336	336	340	340	344	344	348	348	352	352	356
R	42	52	65	76	83	90	97	110	126	146	166	186	206	226	246	266	286	306	326	346	366	386	406	426	446
E	63	76	89	100	114	120	127	140	160	180	200	220	240	260	280	300	320	340	360	380	400	420	440	460	480
EE(NFT)	308	308	312	312	316	316	320	320	324	324	328	328	332	332	336	336	340	340	344	344	348	348	352	352	356
ØET	48	60	76	89	101	101	114	114	127	127	141	141	158	158	178	178	201	201	228	228	261	261	298	298	338

Anexo 4.3.

Manguera hidráulica fabricada bajo Norma DIN20022-2SN.



ALTA PRESION



Manguera hidráulica fabricada bajo Norma DIN 20022-2SN

Uso: En equipo y maquinarias de construcción, agrícolas, mineras y transporte en general, en líneas de alta presión, para el transporte de aceites minerales, hidráulicos, emulsiones de agua y aceite. Resiste temperaturas entre -40° y +100° C máximo y en lapsos cortos de hasta 125° C

Tubo interior: De caucho sintético resistente a los aceites

Refuerzo: Dos mallas trenzadas de alambre de acero endurecida y templado

Cubierta: Caucho sintético resistente a la abrasión e intemperie

ESPECIFICACIONES TECNICAS

Medida	Diámetro interior (Pulg/mm)	Diámetro Exterior mm (+/- 1.2)	Presión de Trabajo		Presión de Prueba		Presión de Ruptura		Radio de Curvatura
			Bar	PSI	Bar	PSI	Bar	PSI	
4	1/4 / 6.4	15	400	5800	640	9275	1600	23200	100
5	5/16 / 7.9	16.6	350	5075	560	8115	1400	20300	115
6	3/8 / 9.5	19	330	4785	528	7650	1320	19140	130
8	1/2 / 12.7	22.2	275	3990	440	6376	1100	15960	180
10	5/8 / 15.9	25.4	250	3625	400	5797	1000	14500	200
12	3/4 / 19.0	29.3	215	3120	340	4927	850	12480	240
16	1 / 25.4	38.1	165	2395	260	3768	650	9570	300
20	1 1/4 / 31.8	48.3	125	1810	200	2898	500	7240	420
24	1 1/2 / 38.1	55	90	1305	144	2087	360	5220	500
32	2 / 50.8	67.4	80	1160	128	1855	320	4640	630

Anexo 4.4.

Manguera hidráulica fabricada bajo Norma DIN20022-1SN.



MANGUERAS HIDRAULICAS

MEDIANA PRESION



Manguera hidráulica fabricada bajo Norma DIN 20022-1SN

Uso: En equipo y maquinarias de construcción, agrícolas, mineras y transporte en general, en líneas de mediana presión, para el transporte de aceites minerales, hidráulicos, emulsiones de agua y aceite. Resiste temperaturas entre -40° y +100° C máximo y en lapsos cortos de hasta 125° C.

Tubo interior: De caucho sintético resistente a los aceites

Refuerzo: Una malla trenzada de alambre de acero endurecida y templado

Cubierta: Caucho sintético resistente a la abrasión e intemperie

ESPECIFICACIONES TECNICAS

Medida	Diámetro interior (Pulg./mm)	Diámetro Exterior mm (+/- 1.2)	Presión de Trabajo		Presión de Prueba		Presión de Ruptura		Radio de Curvatura mm
			Bar	PSI	Bar	PSI	Bar	PSI	
3	3/16 / 4.8	11.8	250	3620	400	5797	1000	14490	90
4	1/4 / 6.4	13.4	225	3260	360	5212	900	13050	100
5	5/16 / 7.9	15	215	3115	340	4927	850	12320	115
6	3/8 / 9.5	17.4	180	2610	288	4174	720	10440	130
8	1/2 / 12.7	20.6	160	2320	256	3710	640	9280	180
10	5/8 / 15.9	23.7	130	1885	208	3014	520	7540	200
12	3/4 / 19.0	27.7	105	1520	168	2434	420	6000	240
16	1 / 25.4	35.6	88	1275	140	2028	350	5200	300
20	1 1/4 / 31.8	43.5	63	910	100	1450	250	3600	420
24	1 1/2 / 38.1	50.6	50	725	80	1160	200	2900	500
32	2 / 50.8	64.1	40	580	64	927	160	2320	630

Anexo 4.5.

Manguera hidráulica fabricada bajo Norma SAE 100R2AT.



Manguera hidráulica fabricada bajo Norma SAE 100R2AT

Uso: En equipo y maquinarias de construcción, agrícolas, mineras y transporte en general, en líneas de alta presión, para el transporte de aceites minerales, hidráulicos, emulsiones de agua y aceite. Resiste temperaturas entre -40° y +100° C máximo y en lapsos cortos de hasta 125° C

Tubo interior: De caucho sintético resistente a los aceites

Refuerzo: Dos mallas trenzadas de alambre de acero endurecida y templado

Cubierta: Caucho sintético resistente a la abrasión e intemperie.

ESPECIFICACIONES TECNICAS

Medida	Diámetro interior (Pulg/mm)	Diámetro Exterior mm (+/- 1.2)	Presión de Trabajo		Presión de Prueba		Presión de Ruptura		Radio de Curvatura
			Bar	PSI	Bar	PSI	Bar	PSI	
4	1/4 / 6.4	15	345	5000	551	7985	1379	20000	102
5	5/16 / 7.9	16.6	293	4250	468	6782	1172	17000	114
6	3/8 / 9.5	19	276	4000	441	6391	1103	16000	127
8	1/2 / 12.7	22.2	241	3500	386	5594	965	14000	178
10	5/8 / 15.9	25.4	190	2750	303	4390	758	11000	203
12	3/4 / 19.0	29.3	155	2250	248	3594	620	9000	241
16	1 / 25.4	38.1	138	2000	220	3188	552	8000	305
20	1 1/4 / 31.8	48.3	112	1625	179	2594	448	6500	419
24	1 1/2 / 38.1	54.6	86	1250	138	2000	345	5000	508
32	2 / 50.8	67.3	78	1125	124	1797	310	4500	635

Anexo 4.6.

Manguera hidráulica fabricada bajo Norma SAE 100R1AT.



Manguera hidráulica fabricada bajo Norma SAE 100R1AT

Uso: En equipo y maquinarias de construcción, agrícolas, mineras y transporte en general, en líneas de mediana presión, para el transporte de aceites minerales, hidráulicos, emulsiones de agua y aceite. Resiste temperaturas entre -40° y $+100^{\circ}$ C máximo y en lapsos cortos de hasta 125° C.

Tubo interior: De caucho sintético resistente a los aceites

Refuerzo: Una malla trenzada de alambre de acero endurecida y templado

Cubierta: Caucho sintético resistente a la abrasión e intemperie

ESPECIFICACIONES TECNICAS

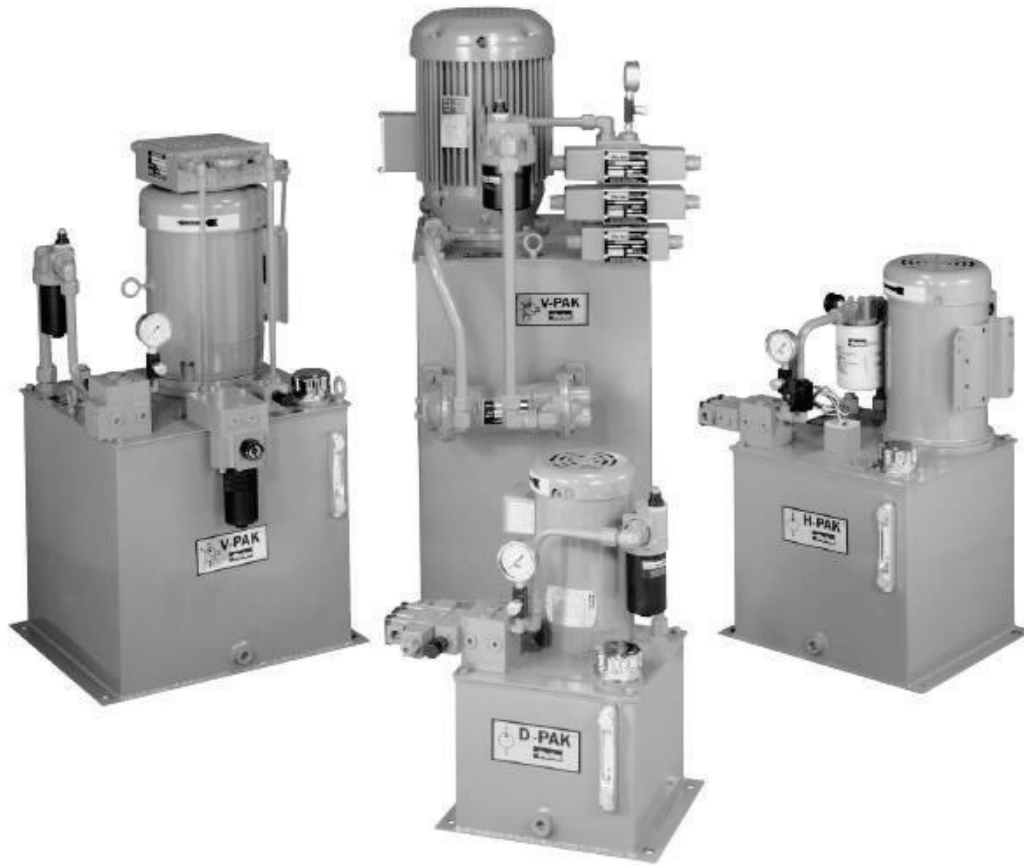
Medida	Diámetro interior (Pulg./mm)	Diámetro Exterior mm (+/- 1.2)	Presión de Trabajo		Presión de Prueba		Presión de Ruptura		Radio de Curvatura
			Bar	PSI	Bar	PSI	Bar	PSI	
4	1/4 / 6.4	13.4	190	2750	303	4390	758	11000	102
5	5/16 / 7.9	15	172	2500	275	3985	689	10000	114
6	3/8 / 9.5	17.4	155	2250	248	3594	620	9000	127
8	1/2 / 12.7	20.6	138	2000	220	3188	552	8000	178
10	5/8 / 15.9	23.7	103	1500	165	2390	414	6000	203
12	3/4 / 19.0	27.7	86	1250	138	2000	345	5000	241
16	1 / 25.4	35.6	69	1000	110	1595	276	4000	305
20	1 1/4 / 31.8	43.5	43	625	69	1000	172	2500	419
24	1 1/2 / 38.1	50.7	34	500	55	797	138	2000	508
32	2 / 50.8	64.6	26	375	41	594	103	1500	635

Anexo 4.7.

Unidad de potencia Parker, V-Pack.

Catalog HY28-2661-CD/US
Introduction

Vertical Power Units
Series D, H, V-Paks



Quick Reference Data Chart

Pump Model No.	Tank Size Liters (Gallon)	Pump Flow LPM (GPM) @ 1725 RPM	Electrical Motors KW (HP)	Maximum* Bar (PSI)
D-Paks	18.9 (5)	2.2 - 10.2 (0.9 - 2.7)	0.37 (0.5) - 2.24 (3)	207 (3000)
H-Paks	37.9 (10), 75.7 (20), 113.6 (30), 151.4 (40)	2.2 - 26.1 (0.9 - 6.3)	0.37 (0.5) - 14.9 (20)	207 (3000)
V-Paks	37.9 (10), 75.7 (20), 113.6 (30), 151.4 (40)	7.6 - 59.1 (2.0 - 15.6)	1.5 (2) - 14.9 (20)	207 (3000)

* See pump/motor combination, maximum pressure charts.

V-Paks – 2 thru 7 GPM

Reservoir (Omit If Not Required)

Ordering Code	Reservoir Size (Liters (Gallons))
V1*	37.9 (10)
V2	75.7 (20)
V3	113.6 (30)
V4	151.4 (40)

*Available up to 7.5 KW (10HP) motor.

Remote Compensator Options (Omit If Not Required)

Ordering Code	Compensator Description
Omit	Single Pressure Remote Compensator
B	Single Pressure Remote Compensator With Low Pressure Standby
BU	Single Pressure Remote Compensator With Low Pressure Standby, 24VDC
C	Bi-Pressure Remote Compensator
CJ	Bi-Pressure Remote Compensator, 24 VDC
D	Bi-Pressure Remote Compensator With Low Pressure Standby
DU	Bi-Pressure Remote Compensator With Low Pressure Standby, 24VDC
F	Provision For Customer Supplied Remote Control Relief Valve

Pump Control (Omit If Not Required)

Ordering Code	Pump Control Option
Omit	Std. Remote Compensator
A*	Load Sense (Flow Control)
H**	Horsepower Limiting

Pump Flow (7 OR Reduced Flow)

Ordering Code	Pump Flow Rate @ 1800 LPM (RPM)	Pump Used and Description
7	29.5 (7.8)	PVP16 - Std. Remote Compensator
*	Specify In GPM	Destroyed Max. Volume 7.57 LPM (2 GPM) Min.

Motor (Omit If Not Required)

Ordering Code	Motor Description (KW (HP)-RPM-Frame)
G	1.5 (2) - 1725 - 56C - 3
K	2.2 (3) - 1725 - 56C - 3
L	3.7 (5) - 1725 - 184TC - 3
M	5.6 (7.5) - 1725 - 213TC - 3
N	7.5 (10) - 1725 - 215TC - 3
P †	11.2 (15) - 1725 - 254TC - 3
S †	14.9 (20) - 1725 - 256TC - 3

Electric motors are 208-230/460V, 60Hz, 3PH 1800 RPM, TEFC consult factory for other motor speeds (RPM) and voltages.
 ** Use "W" prefix when no motor is required on unit. When ordering, "W" must be followed by motor model code equivalent to frame size of motor to be used.

Manifold

Ordering Code	Pump Control/Mounting	Supply/Return Port Actuator Port Size	Other
O	Pressure and Return Port Block with Safety Relief Valve	"T" & "T" Port SAE-12 Str. Thr'd	Convertible to S3, S5, S6 Option
S3	D03 Single Station Subplate with Safety Relief Valve	"A" & "B" Ports SAE-8 Str. Thr'd	Spare "T" & "T" SAE-10 Ports
S5	D05 Single Station Subplate with Safety Relief Valve	"A" & "B" Ports SAE-10 Str. Thr'd	Spare "T" & "T" SAE-12 Ports
M33 M35	D03 Multistation Parallel Circuit Manifold with Safety Relief Valve	"A" & "B" Ports SAE-8 Str. Thr'd	Spare "G" Port SAE-6
M53 M55	D05 Multistation Parallel Circuit Manifold with Safety Relief Valve	"A" & "B" Ports SAE-8 Str. Thr'd	Spare "G" Port SAE-6

NOTE: For shaded options A & H, lead time is four weeks.
 * Unless otherwise specified, a SAE-6 sense port line will be supplied in topplate. When shuttle check option (9 or 0) is specified on D03 or D05 manifold, sense line will be plumbed to shuttle check.
 ** Unless otherwise specified, horsepower setting will be at max. flow & pressure obtainable with motor selected. Reference Pump HP curves.
 † If horsepower limiting pump (H) control is required to be destroyed, utilize the special ordering code X.
 Example: V*5**-- = Std. Pump Destroyed to 5 GPM
 V*A4.5**-- = Load Sense Pump Destroyed to 4.5 GPM

When ordering Multi-Station Manifolds, the number of stations must be specified. If more than 5 stations required, consult factory. If valves are to be mounted, specify the valves and sequence. If the model code exceeds 25 digits, utilize the special ordering code X.
 Example: V2 7 N M33X
 X= 3 Station Manifold
 Station #1: A
 Station #2: B
 Station #3: C24

NOTE:
 Manifolds are mounted vertically.
 Bottom station is number 1.

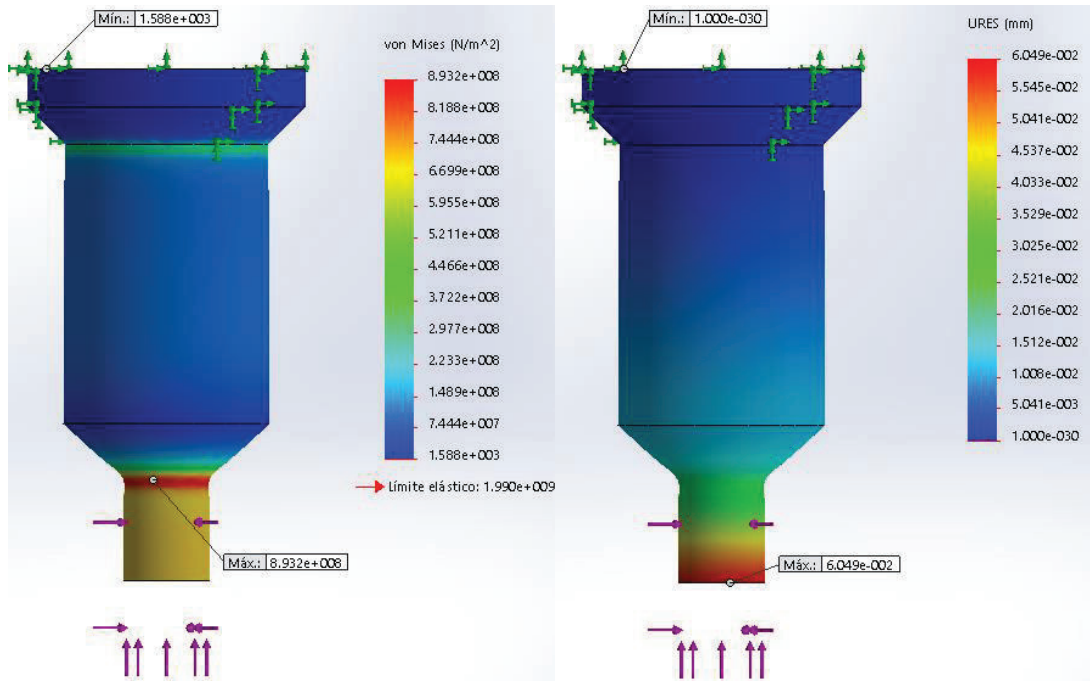
Anexo 4.8.

Aplicación acero K100.

	Aleación %						Normas		Descripción
	C	Si	Cr	Mo	V	Otros	AISI	DIN	Aplicaciones
K 100	2.00	0.25	11.50	-	-	-	~D3	1.2080	Acero ledeburítico al 12% de cromo, de alta resistencia al desgaste y estabilidad dimensional en el tratamiento térmico. Matrices y punzones de corte y estampado. Conformación en frío. Chuchillas y cizallas para corte en frío. Pensado de materiales cerámicos, calibres, etc.
K 110	1.55	0.25	11.80	0.80	0.95	-	~D2	1.2379	Acero de similares propiedades y aplicaciones a las del acero K 100, aunque con mayor tenacidad y resistencia al desgaste. Tratamiento térmico especial para nitruración: T: 1070 °C / R: 520-570 °C
K 340	1.10	0.90	8.30	2.10	0.50	+Al +Nb	-	-	Acero para trabajos en frío obtenido por refusión bajo electroescoria de alta tenacidad y resistencia a la compresión. Muy buena resistencia al desgaste por adhesión. Matrices y punzones cortantes, para embutición profunda y para conformación en frío. Cizallas. Htas. para laminación de roscas.
K 360 ISODUR	1.25	0.90	8.75	2.70	1.18		-	-	Acero de excelente resistencia al desgaste abrasivo y adhesivo. Posee asimismo alta tenacidad y resistencia a la compresión. Htas. de corte y estampado (matrices y punzones). Htas. Para la conformación en frío: embutido, extruido y acuífado. Rodillos de laminación de roscas, cizallas, calibres de medición.
K 460 ISODUR	0.95	0.55	-	0.12	0.55		O1	~1.2510	Acero indeformable de temple en aceite. Posee alta eficacia de corte y buena tenacidad. Herramientas de corte y estampado. Tallado de roscas. Herramientas de embutido. Cuchillas y calibres. Insertos de moldes para inyección de plásticos.

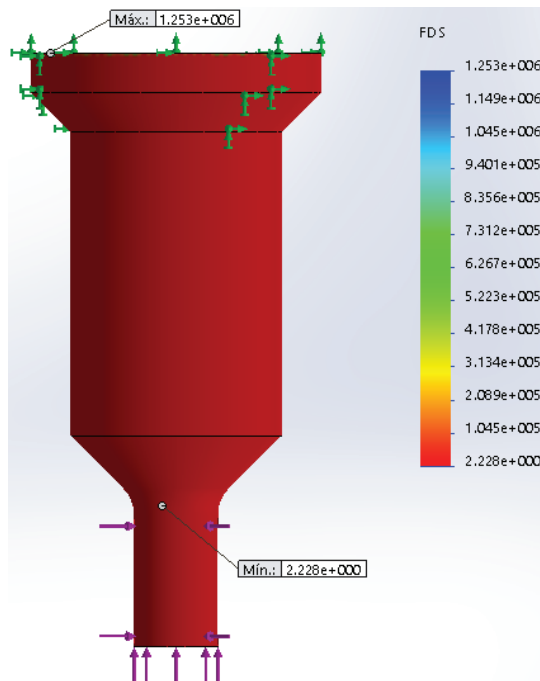
Anexo 4.9. Simulación punzón d=6.35mm, h=45mm, $e_{\text{lám acero}}=3\text{mm}$.

(a) Tensiones, (b) Desplazamientos y (c) Factor de seguridad.



(a)

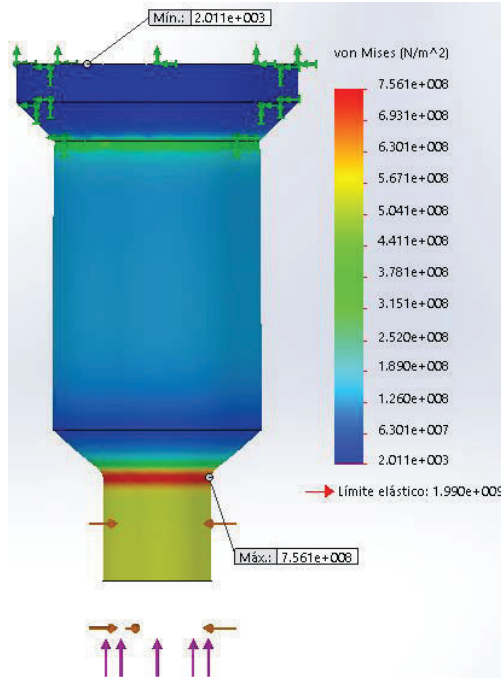
(b)



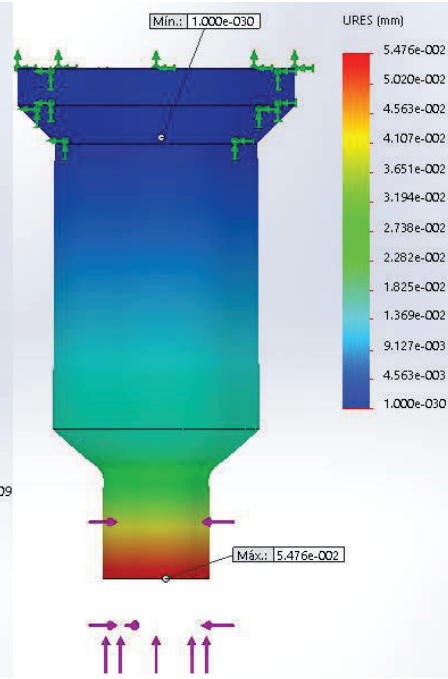
(c)

Simulación punzón d=8mm, h=45mm, e_{lám acero}=3mm.

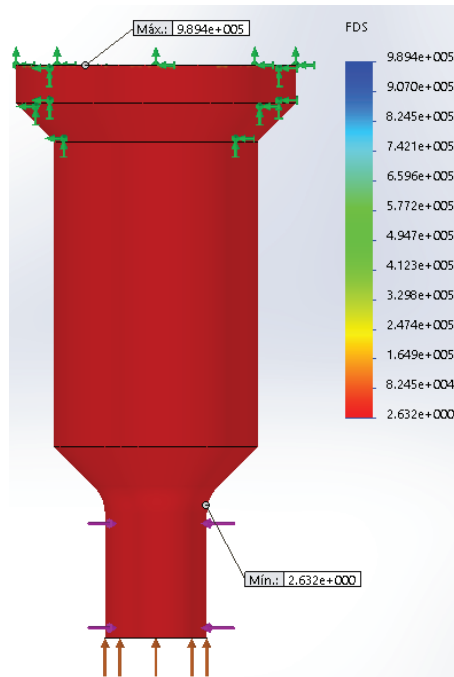
(a) Tensiones, (b) Desplazamientos y (c) Factor de seguridad.



(a)



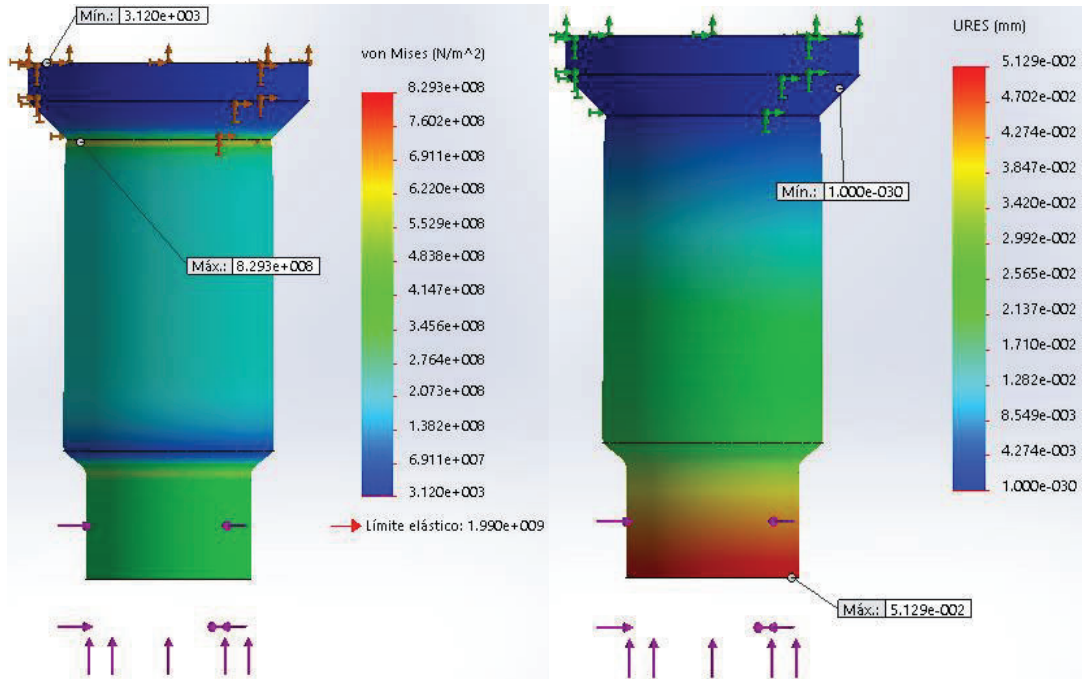
(b)



(c)

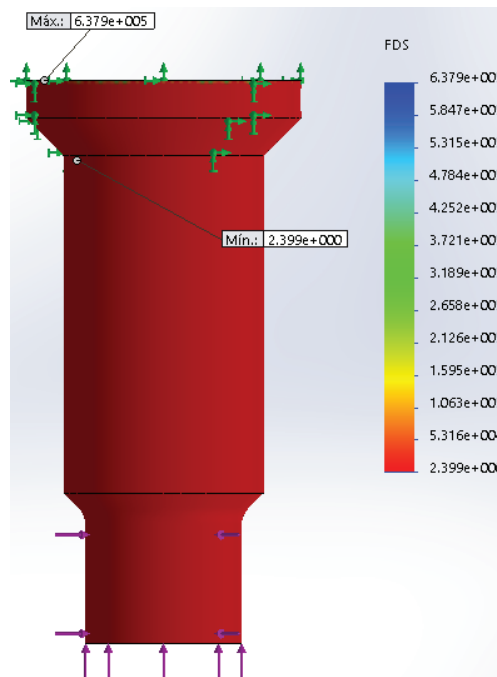
Simulación punzón d=12.5mm, h=45mm, e_{lám acero}=3mm.

(a) Tensiones, (b) Desplazamientos y (c) Factor de seguridad.



(a)

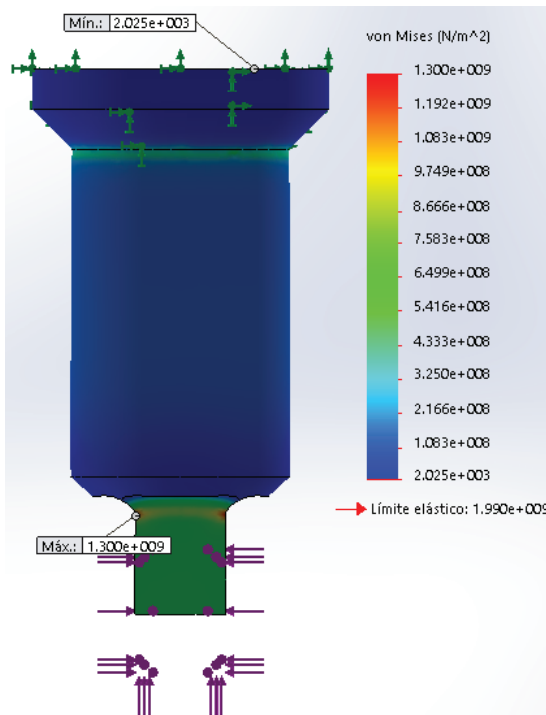
(b)



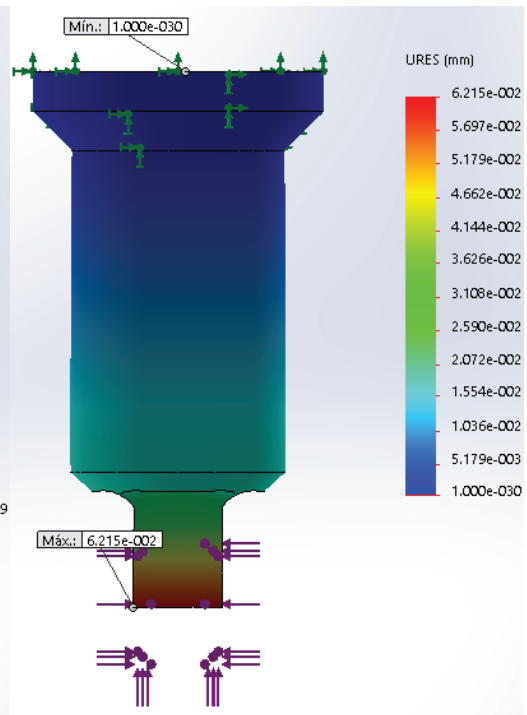
(c)

Simulación punzón cuadrado $l=6.35\text{mm}$, $h=45\text{mm}$, $e_{\text{lám acero}}=3\text{mm}$.

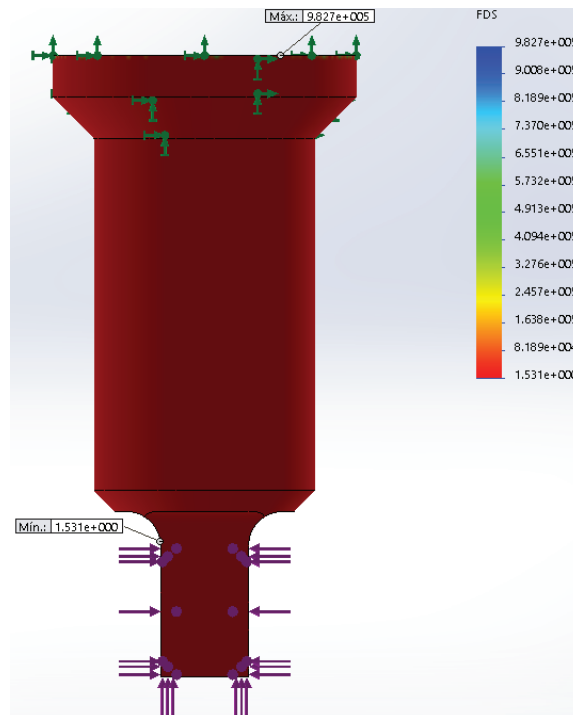
(a) Tensiones, (b) Desplazamientos y (c) Factor de seguridad.



(a)



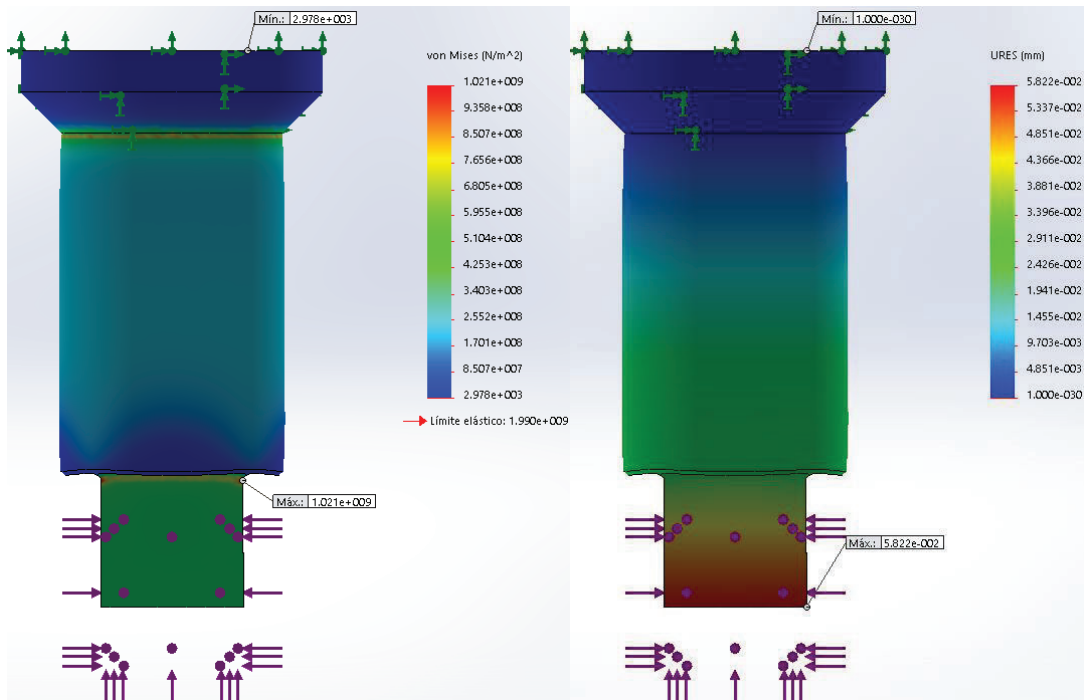
(b)



(c)

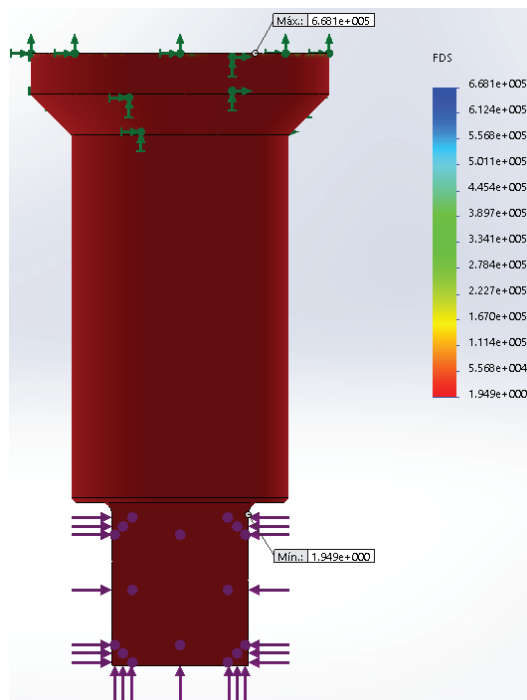
Simulación punzón cuadrado $l=10\text{mm}$, $h=45\text{mm}$, $e_{\text{lám acero}}=3\text{mm}$.

(a) Tensiones, (b) Desplazamientos y (c) Factor de seguridad.



(a)

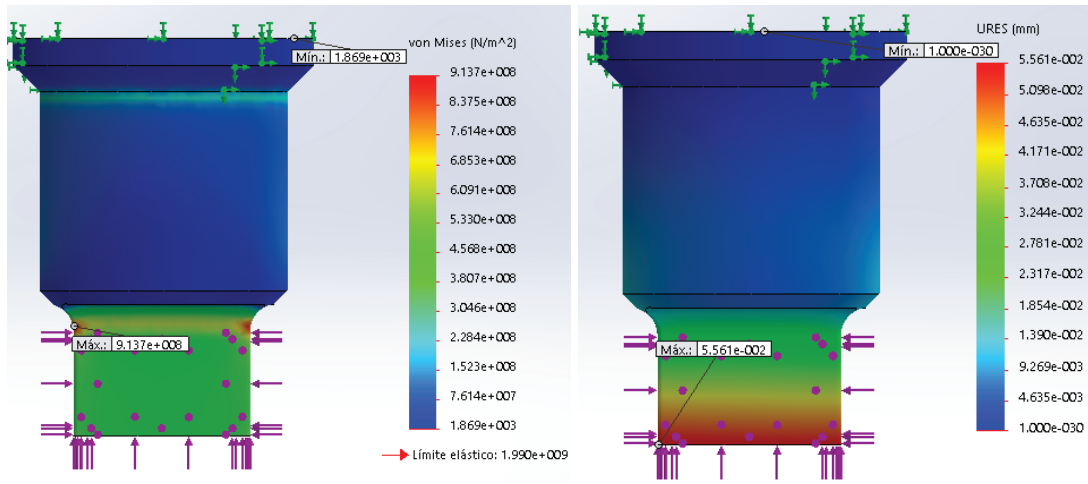
(b)



(c)

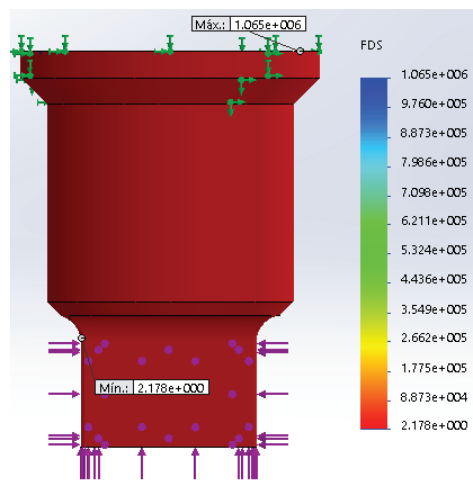
Simulación punzón rectángulo 5x20mm, h=45mm, $e_{\text{lám acero}}=3\text{mm}$.

(a) Tensiones, (b) Desplazamientos y (c) Factor de seguridad.



(a)

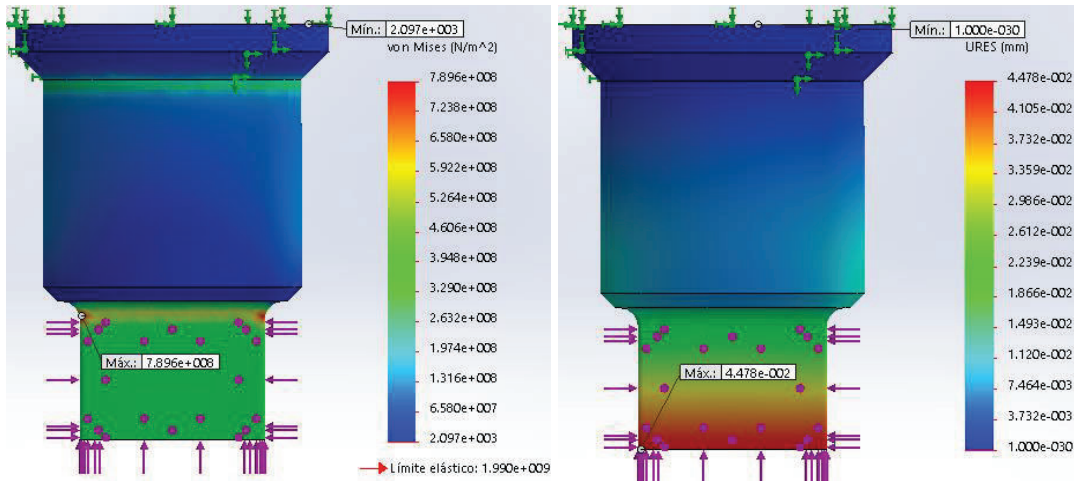
(b)



(c)

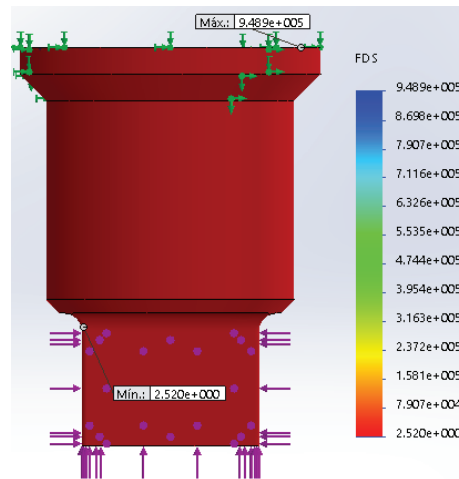
Simulación punzón rectángulo 8x20mm, h=45mm, $e_{\text{lám acero}}=3\text{mm}$.

(a) Tensiones, (b) Desplazamientos y (c) Factor de seguridad.



(a)

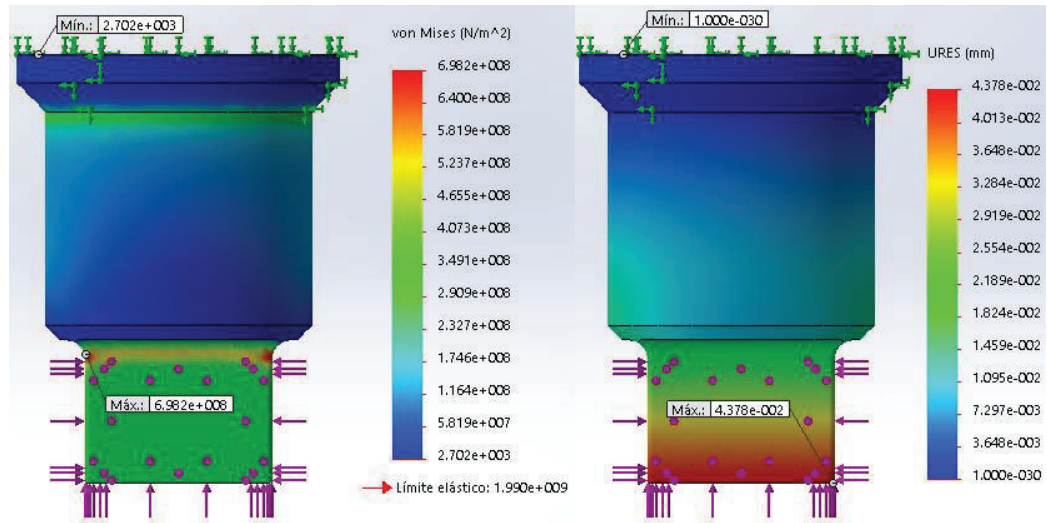
(b)



(c)

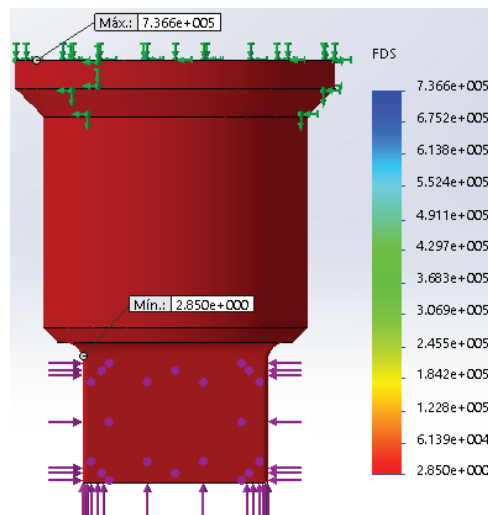
Simulación punzón rectángulo 10x20mm, h=45mm, $e_{\text{lám acero}}=3\text{mm}$.

(a) Tensiones, (b) Desplazamientos y (c) Factor de seguridad.



(a)

(b)



(c)

Anexo 4.10.

Diámetros y áreas unificadas de tornillo UNC y UNF.

Tabla 8-2

Diámetros y área de roscas unificadas de tornillo UNC y UNF*

Designación de tamaño	Diámetro mayor nominal pulg	Serie gruesa-UNC			Serie fina-UNF		
		Roscas por pulgada, N	Área de esfuerzo de tensión A_t , pulg ²	Área del diámetro menor A_m , pulg ²	Roscas por pulgada, N	Área de esfuerzo de tensión A_t , pulg ²	Área del diámetro menor A_m , pulg ²
0	0.0600				80	0.001 80	0.001 51
1	0.0730	64	0.002 63	0.002 18	72	0.002 78	0.002 37
2	0.0860	56	0.003 70	0.003 10	64	0.003 94	0.003 39
3	0.0990	48	0.004 87	0.004 06	56	0.005 23	0.004 51
4	0.1120	40	0.006 04	0.004 96	48	0.006 61	0.005 66
5	0.1250	40	0.007 96	0.006 72	44	0.008 80	0.007 16
6	0.1380	32	0.009 09	0.007 45	40	0.010 15	0.008 74
8	0.1640	32	0.014 0	0.011 96	36	0.014 74	0.012 85
10	0.1900	24	0.017 5	0.014 50	32	0.020 0	0.017 5
12	0.2160	24	0.024 2	0.020 6	28	0.025 8	0.022 6
$\frac{1}{4}$	0.2500	20	0.031 8	0.026 9	28	0.036 4	0.032 6
$\frac{5}{16}$	0.3125	18	0.052 4	0.045 4	24	0.058 0	0.052 4
$\frac{3}{8}$	0.3750	16	0.077 5	0.067 8	24	0.087 8	0.080 9
$\frac{7}{16}$	0.4375	14	0.106 3	0.093 3	20	0.118 7	0.109 0
$\frac{1}{2}$	0.5000	13	0.141 9	0.125 7	20	0.159 9	0.148 6
$\frac{9}{16}$	0.5625	12	0.182	0.162	18	0.203	0.189
$\frac{5}{8}$	0.6250	11	0.226	0.202	18	0.256	0.240
$\frac{3}{4}$	0.7500	10	0.334	0.302	16	0.373	0.351
$\frac{7}{8}$	0.8750	9	0.462	0.419	14	0.509	0.480
1	1.0000	8	0.606	0.551	12	0.663	0.625
$1\frac{1}{4}$	1.2500	7	0.969	0.890	12	1.073	1.024
$1\frac{1}{2}$	1.5000	6	1.405	1.294	12	1.581	1.521

*Esta tabla se compiló de la norma ANSI B1.1-1974. El diámetro menor se determinó mediante la ecuación $d_1 = d - 1.299\ 038p$ y el diámetro de paso o partir de $d_p = d - 0.649\ 519p$. Para calcular el área de esfuerzo de tensión se usaron la media del diámetro de paso y el diámetro menor.

Anexo 4.11.

Propiedades mínimas del metal de aporte.

Tabla 9-3

Propiedades mínimas del metal de aporte

Número de electrodo AWS*	Resistencia a la tensión, kpsi (MPa)	Resistencia a la fluencia, kpsi (MPa)	Elongación porcentual
E60xx	62 (427)	50 (345)	17-25
E70xx	70 (482)	57 (393)	22
E80xx	80 (551)	67 (462)	19
E90xx	90 (620)	77 (531)	14-17
E100xx	100 (689)	87 (600)	13-16
E120xx	120 (827)	107 (737)	14

*Sistema de numeración del código de especificaciones de la American Welding Society (AWS) para electrodos. En este sistema se usa como prefijo la letra E, en un sistema de numeración de cuatro o cinco dígitos en el cual los primeros dos o tres números designan la resistencia aproximada a la tensión. El último dígito incluye variables en la técnica de soldadura, como la fuente de corriente. El penúltimo dígito indica la posición de la soldadura, por ejemplo, plana, vertical o sobre la cabeza. El conjunto completo de especificaciones se puede obtener solicitándolo a la AWS.

Anexo 4.12.

Dimensiones de tuercas hexagonales.

Tabla A-31

Dimensiones de tuercas hexagonales

Tamaño nominal, pulg	Ancho W	Altura H		
		Hexagonal regular	Gruesa o ranurada	Contra-tuerca
$\frac{1}{4}$	$\frac{7}{16}$	$\frac{7}{32}$	$\frac{9}{32}$	$\frac{5}{32}$
$\frac{5}{16}$	$\frac{1}{2}$	$\frac{17}{64}$	$\frac{21}{64}$	$\frac{3}{16}$
$\frac{3}{8}$	$\frac{9}{16}$	$\frac{21}{64}$	$\frac{13}{32}$	$\frac{7}{32}$
$\frac{7}{16}$	$\frac{11}{16}$	$\frac{3}{8}$	$\frac{29}{64}$	$\frac{1}{4}$
$\frac{1}{2}$	$\frac{3}{4}$	$\frac{7}{16}$	$\frac{9}{16}$	$\frac{5}{16}$
$\frac{9}{16}$	$\frac{7}{8}$	$\frac{31}{64}$	$\frac{39}{64}$	$\frac{5}{16}$
$\frac{5}{8}$	$\frac{15}{16}$	$\frac{35}{64}$	$\frac{23}{32}$	$\frac{3}{8}$
$\frac{3}{4}$	$1 \frac{1}{8}$	$\frac{41}{64}$	$\frac{13}{16}$	$\frac{27}{64}$
$\frac{7}{8}$	$1 \frac{5}{16}$	$\frac{3}{4}$	$\frac{29}{32}$	$\frac{31}{64}$
1	$1 \frac{1}{2}$	$\frac{55}{64}$	1	$\frac{35}{64}$
$1 \frac{1}{8}$	$1 \frac{11}{16}$	$\frac{31}{32}$	$1 \frac{5}{32}$	$\frac{39}{64}$
$1 \frac{1}{4}$	$1 \frac{7}{8}$	$1 \frac{1}{16}$	$1 \frac{1}{4}$	$\frac{23}{32}$
$1 \frac{3}{8}$	$2 \frac{1}{16}$	$1 \frac{11}{64}$	$1 \frac{3}{8}$	$\frac{25}{32}$
$1 \frac{1}{2}$	$2 \frac{1}{4}$	$1 \frac{9}{32}$	$1 \frac{1}{2}$	$\frac{27}{32}$

Tamaño nominal, mm				
M5	8	4.7	5.1	2.7
M6	10	5.2	5.7	3.2
M8	13	6.8	7.5	4.0
M10	16	8.4	9.3	5.0
M12	18	10.8	12.0	6.0
M14	21	12.8	14.1	7.0
M16	24	14.8	16.4	8.0
M20	30	18.0	20.3	10.0
M24	36	21.5	23.9	12.0
M30	46	25.6	28.6	15.0
M36	55	31.0	34.7	18.0

Anexo 4.13.

Tamaños preferidos y número de Renard.

Tabla A-17

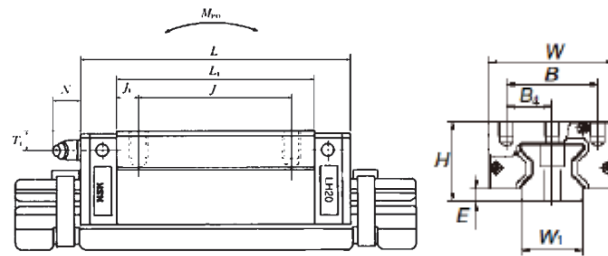
Tamaños preferidos y números de Renard (serie R) (Cuando pueda elegir, use uno de estos tamaños; sin embargo, no todas las partes o artículos están disponibles en todos los tamaños que se muestran en la tabla)

Fracción de pulgadas
$\frac{1}{64}, \frac{1}{32}, \frac{1}{16}, \frac{3}{32}, \frac{1}{8}, \frac{5}{32}, \frac{3}{16}, \frac{1}{4}, \frac{5}{16}, \frac{3}{8}, \frac{7}{16}, \frac{1}{2}, \frac{9}{16}, \frac{5}{8}, \frac{11}{16}, \frac{3}{4}, \frac{7}{8}, 1, 1\frac{1}{4}, 1\frac{1}{2}, 1\frac{3}{4}, 2, 2\frac{1}{4}, 2\frac{1}{2}, 2\frac{3}{4}, 3, 3\frac{1}{4}, 3\frac{1}{2}, 3\frac{3}{4}, 4, 4\frac{1}{4}, 4\frac{1}{2}, 4\frac{3}{4}, 5, 5\frac{1}{4}, 5\frac{1}{2}, 5\frac{3}{4}, 6, 6\frac{1}{2}, 7, 7\frac{1}{2}, 8, 8\frac{1}{2}, 9, 9\frac{1}{2}, 10, 10\frac{1}{2}, 11, 11\frac{1}{2}, 12, 12\frac{1}{2}, 13, 13\frac{1}{2}, 14, 14\frac{1}{2}, 15, 15\frac{1}{2}, 16, 16\frac{1}{2}, 17, 17\frac{1}{2}, 18, 18\frac{1}{2}, 19, 19\frac{1}{2}, 20$
Décimas de pulgadas
0.010, 0.012, 0.016, 0.020, 0.025, 0.032, 0.040, 0.05, 0.06, 0.08, 0.10, 0.12, 0.16, 0.20, 0.24, 0.30, 0.40, 0.50, 0.60, 0.80, 1.00, 1.20, 1.40, 1.60, 1.80, 2.0, 2.4, 2.6, 2.8, 3.0, 3.2, 3.4, 3.6, 3.8, 4.0, 4.2, 4.4, 4.6, 4.8, 5.0, 5.2, 5.4, 5.6, 5.8, 6.0, 7.0, 7.5, 8.5, 9.0, 9.5, 10.0, 10.5, 11.0, 11.5, 12.0, 12.5, 13.0, 13.5, 14.0, 14.5, 15.0, 15.5, 16.0, 16.5, 17.0, 17.5, 18.0, 18.5, 19.0, 19.5, 20
Milímetros
0.05, 0.06, 0.08, 0.10, 0.12, 0.16, 0.20, 0.25, 0.30, 0.40, 0.50, 0.60, 0.70, 0.80, 0.90, 1.0, 1.1, 1.2, 1.4, 1.5, 1.6, 1.8, 2.0, 2.2, 2.5, 2.8, 3.0, 3.5, 4.0, 4.5, 5.0, 5.5, 6.0, 6.5, 7.0, 8.0, 9.0, 10, 11, 12, 14, 16, 18, 20, 22, 25, 28, 30, 32, 35, 40, 45, 50, 60, 80, 100, 120, 140, 160, 180, 200, 250, 300
Números de Renard*
1a. elección, R5: 1, 1.6, 2.5, 4, 6.3, 10 2a. elección, R10: 1.25, 2, 3.15, 5, 8 3a. elección, R20: 1.12, 1.4, 1.8, 2.24, 2.8, 3.55, 4.5, 5.6, 7.1, 9 4a. elección, R40: 1.06, 1.18, 1.32, 1.5, 1.7, 1.9, 2.12, 2.36, 2.65, 3, 3.35, 3.75, 4.25, 4.75, 5.3, 6, 6.7, 7.5, 8.5, 9.5

*Se pueden multiplicar por, o dividir entre, potencias de 10.

Anexo 4.14.

Guía movimiento lineal, RB65UL.



Model No.	Assembly		Slider dimensions								Rail dimensions				Basic load rating											
	Height H	E	Width W	Length L	Mounting holes						Nipple Hole	Width W ₁	Height H ₁	Pitch F	Holes d×D×h	Dynamic (N)	Static (N)	Static moment								
					B	B ₁	J	J ₂	J ₄	Number holes								M×ℓ ₁	(N·m)	(N·m)	(N·m)					
RB65AL	75	10	126	228.4	76	38	70	70	—	6	M16×16	Rc1/8	63	52	75	18×26×22	210 000	504 000	19 200	12 700	12 700					
RB65BL				302.5		—	110	—	55													288 000	756 000	28 700	28 600	28 600
RB65UL				302.5		38	120	120	—																	









Figura 4.35 Modelo guía movimiento lineal.

Anexo 4.15.

Especificaciones SAE para pernos de acero.

Tabla 8-9

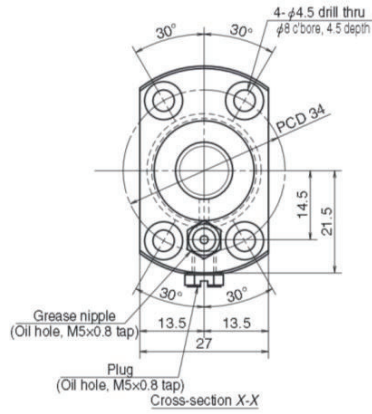
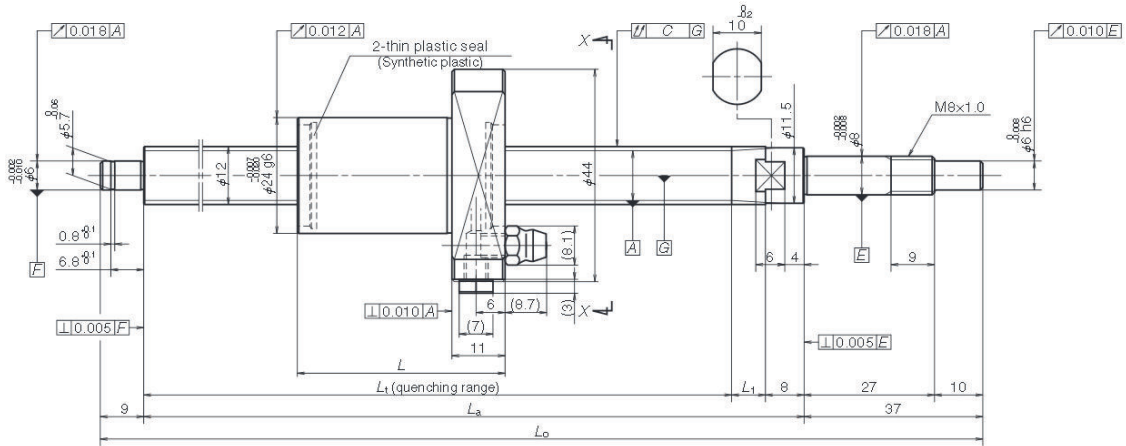
Especificaciones SAE para pernos de acero

Grado SAE núm.	Intervalo de tamaños, inclusive, pulg	Resistencia de prueba mínima,* kpsi	Resistencia mínima a la tensión,* kpsi	Resistencia mínima a la fluencia,* kpsi	Material	Marca en la cabeza
1	$\frac{1}{4}$ - $1\frac{1}{2}$	33	60	36	Acero de bajo o medio carbono	
2	$\frac{1}{4}$ - $\frac{3}{4}$ $\frac{7}{8}$ - $1\frac{1}{2}$	55	74	57	Acero de bajo o medio carbono	
		33	60	36		
4	$\frac{1}{4}$ - $1\frac{1}{2}$	65	115	100	Acero de medio carbono, estrado en frío	
5	$\frac{1}{4}$ -1 $1\frac{1}{8}$ - $1\frac{1}{2}$	85	120	92	Acero de medio carbono, T y R	
		74	105	81		
5.2	$\frac{1}{4}$ -1	85	120	92	Acero martensítico de bajo carbono, T y R	
7	$\frac{1}{4}$ - $1\frac{1}{2}$	105	133	115	Acero de aleación de medio carbono, T y R	
8	$\frac{1}{4}$ - $1\frac{1}{2}$	120	150	130	Acero de aleación de medio carbono T y R	
8.2	$\frac{1}{4}$ -1	120	150	130	Acero martensítico de bajo carbono, T y R	

*Las resistencias mínimas son resistencias que excede 99% de los sujetadores.

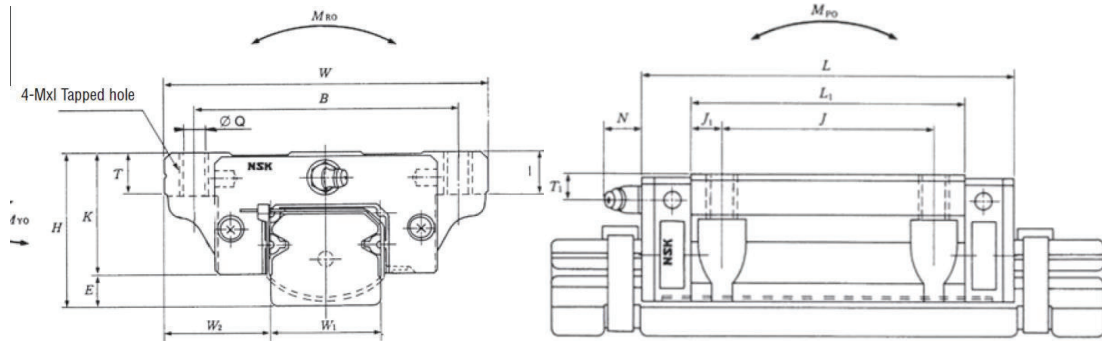
Anexo 4.16.

Husillo Movimiento horizontal.



Anexo 4.17.

Guía movimiento lineal, LAH25 GM/GMZ.

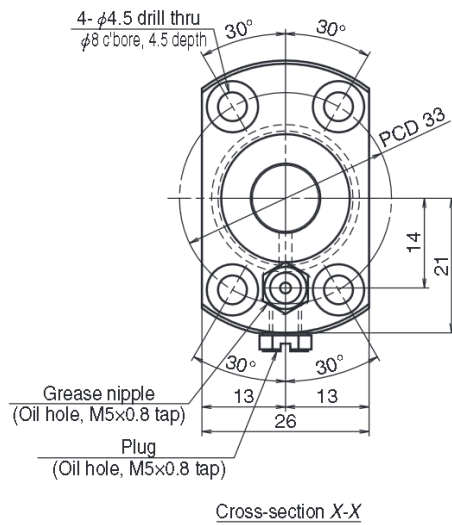
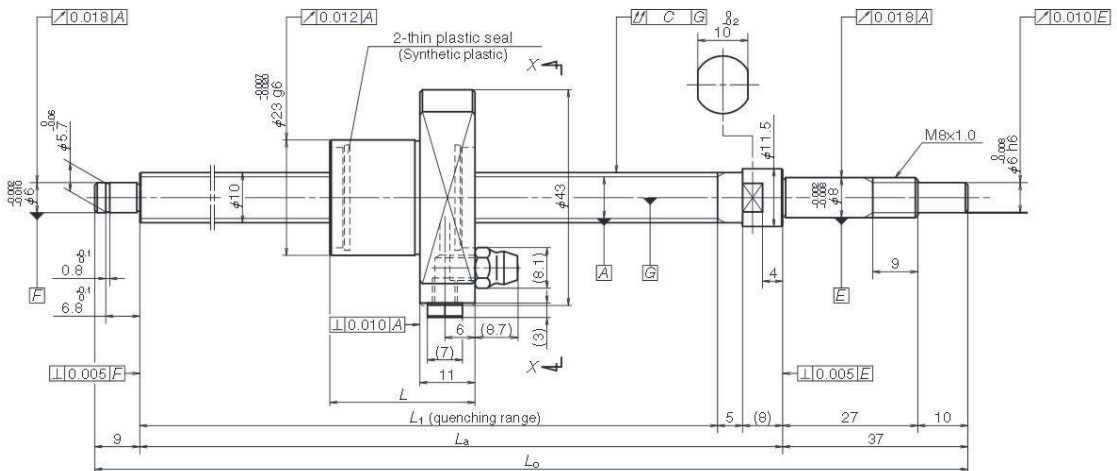


Model No.	Ass'y Dimensions			Ball Slide Dimensions									
	H	E	W ₂	W	B x J	L	L ₁	J ₁	K	T	M x pitch x l	Ø Q x l	Bolt Size Through Hole Q
LAH15 EM/EMZ GM/GMZ	24	4.6	16	47	38 x 30	55 74	39 58	4.5 14	19.4	8	M5 x 0.8 x 7	Ø4.4 x 8	M4
LAH20 EM/EMZ GM/GMZ	30	5	21.5	63	53 x 40	69.8 91.8	50 72	5 16	25	10	M6 x 1 x 9.5	Ø5.3 x 10	M5
LAH25 EM/EMZ GM/GMZ	36	7	23.5	70	57 x 45	79 107	58 86	6.5 20.5	29	11	M8 x 1.25 x 10	Ø6.8 x 10	M6

Grease Fitting			Basic Load Ratings					Weight (kg)	Model No.
Mounting Hole Thread Spec.	T ₁	N	Dynamic C (N)	Static C ₀ (N)	Static Moment (N•m)				
					M _{RO}	M _{PO}	M _{YO}		
Ø3 (thru hole)	4.5	3.3	10800 14600	20700 32000	108 166	95 216	80 181	0.17 0.25	LAH15 EM/EMZ GM/GMZ
M6 x 0.75	5	11	17400 23500	32500 50500	219 340	185 420	155 355	0.45 0.65	LAH20 EM/EMZ GM/GMZ
M6 x 0.75	6	11	25600 34500	46000 71000	360 555	320 725	267 610	0.63 0.93	LAH25 EM/EMZ GM/GMZ

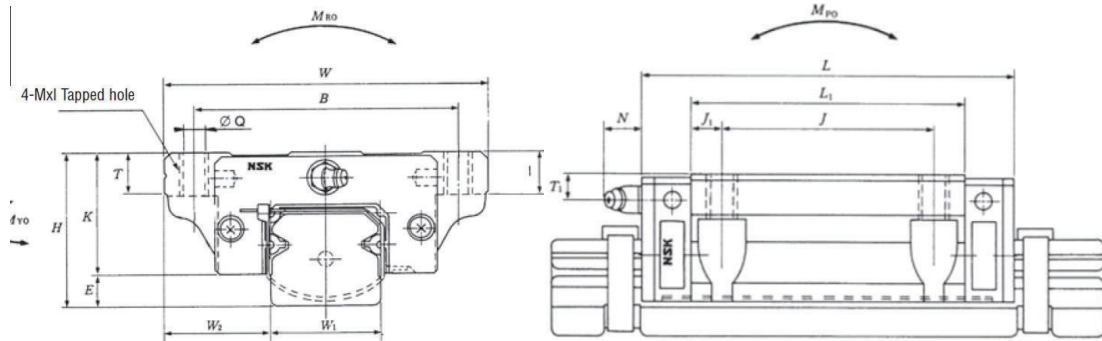
Anexo 4.18.

Husillo Movimiento horizontal, PSS1005N1D0321.



Anexo 4.19.

Guía movimiento lineal, LAH45 EM/EMZ.



Model No.	Ass'y Dimensions				Ball Slide Dimensions								
	H	E	W ₂	W	B x J	L	L ₁	J ₁	K	T	M x pitch x l	Ø Q x l	Bolt Size Through Hole Q
LAH45 EM/EMZ GM/GMZ	60	14	37.5	120	100 x 80	139 171	105 137	12.5 28.5	46	13	M12 x 1.75 x 15	Ø10.5 x 15	M10
LAH55 EM/EMZ GM/GMZ	70	15	43.5	140	116 x 95	163 201	126 164	15.5 34.5	55	15	M14 x 2 x 18	Ø12.5 x 18	M12
LAH65 EM/EMZ GM/GMZ	90	16	53.5	170	142 x 110	193 253	147 207	18.5 48.5	74	23	M16 x 2 x 24	Ø14.6 x 24	M14

Grease Fitting		Basic Load Ratings						Weight (kg)	Model No.
Mounting Hole Thread Spec.	T ₁	N	Dynamic C (N)	Static C ₀ (N)	Static Moment (N•m)				
					M _{RO}	M _{PO}	M _{YO}		
PT1/8	10	13	81000 99000	140000 187000	2140 2860	1740 3000	1460 2520	3 3.9	LAH45 EM/EMZ GM/GMZ
PT1/8	11	13	119000 146000	198000 264000	3600 4850	3000 5150	2510 4350	5 6.5	LAH55 EM/EMZ GM/GMZ
PT1/8	19	13	181000 235000	281000 410000	6150 8950	4950 10100	4150 8450	10 14.1	LAH65 EM/EMZ GM/GMZ

Anexo 4.20.

Guía movimiento lineal, RB45BL.

Anexo 4.20: 191

Model No.	Assembly		Slider dimensions										Rail dimensions				Basic load rating				
	Height H	E	Width W	Length L	Mounting holes						Nipple Hole	Width W ₁	Height H ₁	Pitch F	Holes d×D×h	Dynamic (N)	Static (N)	Static moment			
					B	B ₁	J	J ₂	J ₄	Number holes								M×ℓ ₁	(N·m)	(N·m)	(N·m)
RB30AL	38	6.5	60	110.8	40	20	40	40	—	6	M6×7	∅3	28	28	40	9×14×12	38 900	93 500	1 670	1 140	1 140
RB30BL				135.4			60	60	30	8							47 600	121 000	2 170	1 950	1 950
RB35AL	44	6.5	70	123.8	50	25	60	50	—	6	M8×8	M6×0.75	34	31	40	9×14×12	53 300	129 000	2 810	1 800	1 800
RB35BL				152			72	72	36	8							67 400	175 000	3 810	3 250	3 250
RB45AL	52	8	86	154	60	30	60	60	—	6	M10×10	M6×0.75	45	38	52.5	14×20×17	92 800	229 000	8 190	4 080	4 080
RB45BL				190			80	80	40	8							116 000	305 000	8 240	7 150	7 150
RB55AL	63	9	100	184	65	—	75	—	—	4	M12×12	Rc1/8	53	43.5	60	16×23×20	129 000	330 000	10 200	7 060	7 060
RB55TL				75			37.5	75	—	6							168 000	462 000	14 300	13 600	13 600
RB55BL	63	9	100	234	65	—	95	95	47.5	6	M12×12	Rc1/8	53	43.5	60	16×23×20	168 000	462 000	14 300	13 600	13 600
RB55UL				228.4			38	70	70	—							210 000	504 000	19 200	12 700	12 700
RB65AL	75	10	126	228.4	76	—	110	—	55	6	M16×16	Rc1/8	63	52	75	18×26×22	288 000	756 000	28 700	28 600	28 600
RB65BL				302.5			38	120	120								—	288 000	756 000	28 700	28 600
RB65UL																					

ANEXO 2

Programación PLC.

ANEXO 3
Sistema eléctrico.

ANEXO 4

Planos de fabricación.