ESCUELA POLITÉCNICA NACIONAL

FACULTAD DE INGENIERÍA MECÁNICA

DISEÑO DE UN SISTEMA SEMI-AUTOMÁTICO PARA UNA DESMONTADORA DE LLANTAS

PROYECTO PREVIO A LA OBTENCIÓN DEL TÍTULO DE INGENIERO MECÁNICO

PEDRO PABLO QUIJIA POZO
pquijia@hotmail.com
ANDRÉS DAVID RÍOS CHÁVEZ
andresriosdj@gmail.com

DIRECTOR: Ing. Jaime Vargas
Jaime.vargas@epn.edu.ec

Quito, junio 2013

DECLARACIÓN

Nosotros PEDRO PABLO QUIJIA POZO y ANDRÉS DAVID RÍOS CHÁVEZ, declaramos que el trabajo aquí descrito es de nuestra autoría; que no ha sido previamente presentado para ningún grado o calificación profesional; y, que hemos consultado las referencias bibliográficas que se incluyen en este documento.

La Escuela Politécnica Nacional, puede hacer uso de los derechos correspondientes a este trabajo, según lo establecido por la Ley de Propiedad Intelectual, por su Reglamento y por la normatividad institucional vigente.

PEDRO PABLO QUIJIA POZO	**ANDRÉS DAVID RÍOS CHÁVEZ**

CERTIFICACIÓN

Nosotros certificamos que el presente trabajo fue desarrollado por PEDRO PABLO QUIJIA POZO y ANDRÉS DAVID RÍOS CHÁVEZ, bajo nuestra supervisión.

Ing. Jaime Vargas	**Ing. Jorge Escobar**
DIRECTOR DE PROYECTO	**COLABORADOR**

AGRADECIMIENTOS

Quiero agradecer a Dios, ya que él ha guiado mi camino, hasta este instante que termino mi carrera.

A mis padres y hermano, que han sido un pilar esencial en mi vida, los cuales me han sabido brindar todo su apoyo y fortaleza, para no decaer hasta llegar a mi meta.

A mi amigo y compañero de tesis Pedro, como también al Ing. Jaime Vargas por brindarme su ayuda en el desarrollo del presente proyecto, además por su amistad incondicional, en todo el transcurso de mi vida estudiantil.

Andrés

Agradezco a Dios que me ha dado salud, capacidad para poder adquirir los conocimientos y habilidades a lo largo de la carrera hasta culminarla con éxito.

A mi madre quien me ha aconsejado y guiado. Ha estado ahí, cuando más la he necesitado con una palabra de aliento y apoyo.

A mi padre que siempre me ha apoyado y ayudado para que sea una persona de bien, lo que me permitió alcanzar todos mis objetivos.

A mi compañero de tesis Andrés, con quien hemos compartido buena parte de la carrera hasta concluirla con este proyecto. Por su aporte y amistad.

Al Ingeniero Jaime Vargas que nos apoyó en este proyecto, por sus enseñanzas como docente y experiencias compartidas como amigo.

Pedro

DEDICATORIA

El presente proyecto se lo dedico a Dios por darme las fuerzas y habilidades necesarias, para cumplir un sueño que hoy se hace realidad.

A mis padres por todo el apoyo brindado durante toda mi etapa estudiantil.

A Nelly por ser una persona incondicional, que estuvo en los momentos más alegres y difíciles de mi vida. Gracias por estar a mi lado.

Y finalmente a mi hermano Santiago, porque él siempre comparte mis alegrías y tristezas y es la persona por la cual cada día, trato de ser un mejor ser humano y un mejor profesional.

Andrés

Dedico este proyecto a mis padres Jaime y Mónica, quienes me han guiado acertadamente a lo largo de toda mi vida, hasta concluir hoy, uno de mis objetivos más importantes con éxito, y espero que se sientan orgullosos por haberlo logrado.

A mi hermana Jhoanna, para quien espero ser un buen ejemplo y apoyo en su vida, así como en sus estudios.

A mi novia Salo, quien con su cariño me ha dado la fuerza y ánimos necesarios para culminar esta etapa de mi carrera y me ha apoyado en todo.

Pedro

CONTENIDO

DECLARACIÓN ..... **II**

CERTIFICACIÓN ..... **III**

AGRADECIMIENTOS ..... **IV**

DEDICATORIA ..... **V**

CONTENIDO ..... **VI**

CONTENIDO DE FIGURAS ..... **XII**

CONTENIDO DE TABLAS ..... **XVI**

RESUMEN ..... **XVIII**

PRESENTACIÓN ..... **XIX**

CAPITULO I

GENERALIDADES DE LAS DESMONTADORAS DE LLANTAS

1.1.GENERALIDADES 1

1.2.CLASIFICACIÓN DE LAS DESMONTADORAS DE LLANTAS 2

1.3.PARTES PRINCIPALES DE UNA DESMONTADORA DE LLANTAS TÍPICA DE FUNCIONAMIENTO MANUAL 3

1.4.FUNCIÓN Y OPERACIÓN DE LOS PRINCIPALES COMPONENTES DE UNA DESMONTADORA DE LLANTAS TÍPICA 4

1.4.1.BASTIDOR 4

1.4.2.COLUMNA DEL BRAZO EXTRACTOR 4

1.4.3.PLATO DE SUJECIÓN 4

1.4.4.DESTALONADOR 4

1.4.5.SISTEMA DE CONTROL 4

1.5.PARTES PRINCIPALES DE UNA DESMONTADORA SEMIAUTOMÁTICA DE LLANTAS 5

1.6.FUNCIÓN Y OPERACIÓN DE LOS PRINCIPALES COMPONENTES DE UNA DESMONTADORA DE LLANTAS 6

1.6.1.BASTIDOR 6

1.6.2.BRAZO PRENSA TALÓN 6

1.6.3.BRAZO DESPRENDE TALÓN 6

1.6.4.ELEVADOR DE RUEDAS 6

CAPÍTULO II

ESTUDIO Y SELECCIÓN DE ALTERNATIVAS

2.1.ESTUDIO DE CAMPO 7

2.2.PARÁMETROS DE SELECCIÓN DE ALTERNATIVAS 7
2.3.ALTERNATIVA I: DESMONTADORA SEMIAUTOMÁTICA DE 3 MECANISMOS CON ELEVADOR DE NEUMÁTICOS LATERAL 8
2.3.1.DESCRIPCIÓN ALTERNATIVA I 8
2.3.2.PARTES DE LOS DISPOSITIVOS ALTERNATIVA I 9
2.3.3.FUNCIONAMIENTO ALTERNATIVA I 10
2.3.4.COSTO DE ALTERNATIVA I 11
2.3.5.VENTAJAS ALTERNATIVA I 12
2.3.6.DESVENTAJAS ALTERNATIVA I 12
2.4.ALTERNATIVA II: DESMONTADORA SEMIAUTOMÁTICA DE 2 MECANISMOS SIN ELEVADOR DE NEUMÁTICOS 13
2.4.1.DESCRIPCIÓN ALTERNATIVA II 13
2.4.2.PARTES DE LOS DISPOSITIVOS ALTERNATIVA II 13
2.4.3.FUNCIONAMIENTO ALTERNATIVA II 14
2.4.4.COSTO DE ALTERNATIVA II 15
2.4.5.VENTAJAS ALTERNATIVA II 15
2.4.6.DESVENTAJAS ALTERNATIVA II 15
2.5.ALTERNATIVA III: DESMONTADORA SEMIAUTOMÁTICA DE 3 MECANISMOS CON ELEVADOR DE NEUMÁTICOS FRONTAL 16
2.5.1.DESCRIPCIÓN ALTERNATIVA III 16
2.5.2.PARTES DE LOS DISPOSITIVOS ALTERNATIVA III 17
2.5.3.FUNCIONAMIENTO ALTERNATIVA III 17
2.5.4.COSTO DE ALTERNATIVA III 18
2.5.5.VENTAJAS ALTERNATIVA III 19
2.5.6.DESVENTAJAS ALTERNATIVA III 19
2.6.PONDERACIÓN DE ALTERNATIVAS 19
2.7.SELECCIÓN DE LA ALTERNATIVA ÓPTIMA 21
2.7.1.PROTOTIPO FINAL DE LA DESMONTADORA SEMIAUTOMATICA DE LLANTAS 21
2.7.2.PROTOCOLO DE PRUEBAS 22
2.7.3.FORMATO DE PROTOCOLO DE PRUEBAS 22

CAPÍTULO III
DISEÑO DE MECANISMOS DE LA MÁQUINA DESMONTADORA DE LLANTAS SEMIAUTOMÁTICA

3.1.ADAPTACIONES DE LA MÁQUINA DESMONTADORA SEMIAUTOMÁTICA DE LLANTAS .. 23
3.2.DIMENSIONES GENERALES 24

3.3.BRAZO PRENSA-TALÓN 25
3.3.1.DESCRIPCIÓN DE FUNCIONAMIENTO Y PARÁMETROS 25
3.3.2.ANÁLISIS DE TRAYECTORIA Y DESPLAZAMIENTO DEL SEGUIDOR 27
3.3.3.DIMENSIONAMIENTO DE LOS ESLABONES 28
3.3.3.1.GRADOS DE LIBERTAD DEL BRAZO PRENSA TALÓN 30
3.3.3.2.POSICIONES DEL BRAZO ARTICULADO 31
3.3.4.DETERMINACIÓN DE FUERZAS Y MOMENTOS EN LAS POSICIONES CRÍTICAS DEL BRAZO PRENSA TALÓN 34
3.3.5.DISEÑO POR RIGIDEZ DEL BRAZO PRENSA TALÓN 40
3.3.5.1.DEFLEXIÓN DEL BRAZO PRENSA TALÓN 41
3.3.6.RESISTENCIA DEL BRAZO PRENSA TALÓN 43
3.3.7.DISEÑO DE PASADORES DEL BRAZO PRENSA TALÓN 48
3.3.7.1.DISEÑO PASADOR A 48
3.3.7.2.DIAGRAMAS DEL PASADOR A 49
3.3.7.3.DISEÑO PASADOR B 52
3.3.7.4.DIAGRAMAS DEL PASADOR B 53
3.3.8.DISEÑO DEL SOPORTE PASADOR 55
3.3.8.1.DIAGRAMA DEL SOPORTE 56
3.3.8.2.CÁLCULO DE SOLDADURA DEL SOPORTE 58
3.3.9.EJE GUÍA 62
3.3.10.BOCÍN DEL EJE GUÍA 65
3.3.11.SELECCIÓN DEL CILINDRO NEUMÁTICO 69
3.4.BRAZO DESPRENDE TALÓN 70
3.4.1.DESCRIPCIÓN DEL FUNCIONAMIENTO 70
3.4.2.DISEÑO GEOMÉTRICO 71
3.4.3.DETERMINACIÓN DE FUERZAS Y MOMENTOS EN LA POSICIÓN CRÍTICA DEL BRAZOS 73
3.4.3.1.DIAGRAMAS DEL BRAZO DESPRENDE TALÓN 75
3.4.4.DEFLEXIÓN DEL BRAZO DESPRENDE TALÓN 76
3.4.5.RESISTENCIA DEL BRAZO DESPRENDE TALÓN 77
3.4.6.DISEÑO DEL PASADOR 78
3.4.6.1.DIAGRAMA DEL PASADOR 79
3.4.7.DISEÑO DEL SOPORTE PASADOR 82
3.4.7.1.DIAGRAMAS DEL SOPORTE PASADOR 84

3.4.7.2.DEFLEXIÓN Y RESISTENCIA DEL SOPORTE PASADOR 85
3.4.8.SOLDADURA DEL SOPORTE 87
3.4.9.EJE GUÍA 91
3.4.10.DISEÑO DEL BOCÍN 94
3.4.11.SELECCIÓN DEL CILINDRO NEUMÁTICO 95
3.5.LEVANTA NEUMÁTICOS 97
3.5.1.DESCRIPCIÓN DE FUNCIONAMIENTO Y PARÁMETROS 97
3.5.2.DISEÑO DEL BRAZO LEVANTA NEUMÁTICOS 99
3.5.2.1.DIAGRAMAS DEL BRAZO LEVANTA NEUMÁTICOS 101
3.5.3.DEFLEXIÓN DEL BRAZO 102
3.5.4.DISEÑO DE LOS SOPORTES PARA LA LLANTA 104
3.5.4.1.DEFLEXIÓN Y RESISTENCIA DEL SOPORTE 106
3.5.5.DISEÑO DE LA PLACA SOPORTE 108
3.5.5.1.DEFLEXIÓN Y RESISTENCIA DE LA PLACA SOPORTE 109
3.5.6.DISEÑO DEL BRAZO GUÍA 112
3.5.7.DISEÑO DE PASADORES DEL MECANISMO LEVANTA NEUMÁTICOS 115
3.5.7.1.DISEÑO DEL PASADOR A Y B 116
3.5.7.1.1.DIAGRAMAS DEL PASADOR A 117
3.5.7.1.2.DEFLEXIÓN Y RESISTENCIA DEL PASADOR A 118
3.5.7.2.DISEÑO DEL PASADOR C 120
3.5.7.3.DEFLEXIÓN Y RESISTENCIA DEL PASADOR C 122
3.5.7.4.DISEÑO DEL PASADOR D 125
3.5.7.5.DISEÑO PASADOR E 126
3.5.7.5.1.DIAGRAMAS PASADOR E 128
3.5.7.6.DEFLEXIÓN Y RESISTENCIA DEL PASADOR E 129
3.5.8.SELECCIÓN DEL CILINDRO NEUMÁTICO 131
3.6.DISEÑO DE ESTRUCTURAS 132
3.6.1.DISEÑO DE LA ESTRUCTURA DEL BRAZO DESPRENDE TALÓN 132
3.6.1.1.CÁLCULO DE SOLDADURA DE LAS ESTRUCTURAS 135
3.6.2.DISEÑO DE LA ESTRUCTURA DEL MECANISMO LEVANTA NEUMÁTICOS 137
3.7.SISTEMAS DE ACCIONAMIENTO 140
3.7.1.SISTEMA NEUMÁTICO 140
3.7.1.1.SELECCIÓN DEL CIRCUITO NEUMÁTICO 141
3.8.SISTEMA ELÉCTRICO Y DE CONTROL 141

3.9.RESULTADOS DE LAS ADAPTACIONES 141

CAPÍTULO IV

CONSTRUCCIÓN, MONTAJE Y PRUEBAS DE CAMPO

4.1.GENERALIDADES 144

4.1.1 MÁQUINAS HERRAMIENTAS Y EQUIPOS UTILIZADOS 144

4.2 HOJAS DE PROCESOS 145

4.3 CONSTRUCCION DEL SISTEMA 145

4.4 MONTAJE DEL SISTEMA 145

4.4.1 MONTAJE DEL BRAZO PRENSA TALÓN 145

4.4.2 MONTAJE DEL MECANISMO BRAZO LEVANTA TALÓN 146

4.4.3 MONTAJE DEL MECANISMO BRAZO LEVANTA NEUMÁTICO 147

4.4.4 MONTAJE DEL SISTEMA DE CONTROL 148

4.4.5 MONTAJE FINAL 148

4.5 PRUEBAS DE CAMPO 149

CAPÍTULO V
ESTUDIO DE COSTOS

5.1 INTRODUCCIÓN 150

5.2 COSTOS DIRECTOS 150

5.3 COSTOS INDIRECTOS 151

5.4 ANÁLISIS DE COSTOS DIRECTOS 151

5.4.1 COSTOS DE LOS MATERIALES 151

5.4.2 COSTOS DE ELEMENTOS NORMALIZADOS Y ADICIONALES 152

5.4.3 COSTOS DE MAQUINADO 152

5.4.4 COSTOS DE MONTAJE 153

5.5 COSTO DIRECTO TOTAL 154

5.6 ANÁLISIS DE COSTOS INDIRECTOS 154

5.6.1. COSTOS DE MATERIALES INDIRECTOS 154

5.6.2 COSTOS DE INGENIERÍA 155

5.6.3 COSTOS DE IMPREVISTOS 155

5.7 COSTO INDIRECTO TOTAL 156

5.8 COSTO TOTAL DE MÁQUINA 156

CAPÍTULO VI
CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

6.1. CONCLUSIONES 158

6.2. RECOMENDACIONES 159
ANEXOS Y PLANOS 162
ANEXO 1 PERFILES METÁLICOS 163
ANEXO 2 PERFILES METÁLICOS 164
ANEXO 3 CÓDIGO DE LOS CILINDROS NEUMÁTICOS 165
ANEXO 4 DATOS TÉCNICOS CILINDROS NEUMÁTICOS 166
ANEXO 5 SELECCIÓN DE LOS CILINDROS 167
ANEXO 6 SELECCIÓN DEL COMPRESOR 168
ANEXO 7 COJINETES DE FRICCIÓN SKF 169
ANEXO 8 DIAGRAMAS DE FACTORES PARA VIDA ÚTIL DEL BOCÍN 170
ANEXO 9 COJINETE DE FRICCIÓN SKF SELECCIONADO 171
ANEXO 10 DIAGRAMA DEL SISTEMA NEUMÁTICO 172
ANEXO 11 INSTRUCTIVO DE USO DE LA MÁQUINA DESMONTADORA DE LLANTAS SEMIAUTOMÁTICA 173
ANEXO 12 HOJAS DE PROCESO PARA LA FABRICACIÓN DE PIEZAS MECÁNICAS 174
ANEXO 13 PROTOCOLO DE PRUEBAS 175
PLANOS 176

CONTENIDO DE FIGURAS

FIGURA 1.1 MÁQUINA DESMONTADORA DE LLANTAS SIN ADAPTACIONES 3
FIGURA 1.2 MÁQUINA SEMIAUTOMÁTICA DESMONTADORA DE LLANTAS CON ADAPTACIONES. 5
FIGURA 2.1 ALTERNATIVA I 9
FIGURA 2.2 BRAZO PRENSA-TALÓN (A) 9
FIGURA 2.3 BRAZO PRENSA-DESPRENDE TALÓN (B) 10
FIGURA 2.4 ELEVADOR NEUMÁTICO DE RUEDA (C) 10
FIGURA 2.5 ALTERNATIVA II 13
FIGURA 2.6 BRAZO PRENSA-TALÓN (A) 13
FIGURA 2.7 BRAZO PRENSA-LEVANTA TALÓN (B) 14
FIGURA 2.8 ALTERNATIVA III 16
FIGURA 2.9 BRAZO PRENSA-TALÓN (A) 17
FIGURA 2.10 BRAZO PRENSA-DESPRENDE TALÓN (B) 17
FIGURA 2.11 ELEVADOR NEUMÁTICO DE RUEDA (C) 17
FIGURA 2.12 PROTOTIPO FINAL DE LA DESMONTADORA SEMIAUTOMÁTICA DE LLANTAS. 21
FIGURA 3.1 MÁQUINA DESMONTADORA SEMIAUTOMÁTICA DE LLANTAS (A) SIN ADAPTACIONES; (B) CON ADAPTACIONES. 23
FIGURA 3.2 DIMENSIONES GENERALES DE LA MÁQUINA 24
FIGURA 3.3 BRAZO PRENSA-TALÓN 25
FIGURA 3.4 TRAYECTORIA DEL SEGUIDOR 27
FIGURA 3.5 DIMENSIONES GEOMÉTRICAS DEL BRAZO PRENSA-TALÓN 29
FIGURA 3.6 DIMENSIONES DE LA POSICIÓN DEL BRAZO PRENSA-TALÓN 30
FIGURA 3.7 DIMENSIÓN DE LOS ESLABONES DEL BRAZO PRENSA-TALÓN (MM). 31
FIGURA 3.8 ANÁLISIS DE FUERZA EN LA POSICIÓN INICIAL DEL BRAZO PRENSA-TALÓN. 35
FIGURA 3.9 POSICIÓN CRÍTICA DEL BRAZO PRENSA-TALÓN. 36
FIGURA 3.10 DIAGRAMA DE FUERZAS Y MOMENTOS EN LA POSICIÓN INICIAL DEL BRAZO. 36
FIGURA 3.11 (A) DIAGRAMA DE FUERZAS Y MOMENTOS POSICIÓN FINAL DEL BRAZO; (B) EFECTOS DE LA FUERZA EN CADA TRAMO 37
FIGURA 3.12 DIAGRAMAS TRAMO CD, (A) DCL, (B) CORTANTE, (C) MOMENTO FLECTOR. . 38
FIGURA 3.13 DIAGRAMAS TRAMO CD, (A) DCL, (B) CORTANTE, (C) MOMENTO FLECTOR, (D) MOMENTO TORSOR. 39

FIGURA 3.14 DIAGRAMAS TRAMO CD, (A) DCL, (B) CORTANTE, (C) MOMENTO FLECTOR, (D) MOMENTO TORSOR. 40
FIGURA 3.15 PUNTO CRÍTICO BRAZO PRENSA TALÓN 43
FIGURA 3.16 DESCRIPCIÓN MÓDULO DE SECCIÓN PERFIL CUADRADO 45
FIGURA 3.17 CÍRCULO DE MOHR DE LOS ESFUERZOS ANALIZADOS EN EL BRAZO. 47
FIGURA 3.18 (A) DISPOSICIÓN DE LOS PASADORES EN EL BRAZO, (B) POSICIÓN DEL PASADOR A. 48
FIGURA 3.19 DIAGRAMAS DEL PASADOR A; (A) D.C.L.; (B) CORTANTE; (C) MOMENTO FLECTOR. 49
FIGURA 3.20 DIAGRAMAS PASADOR B; (A) D.C.L.; (B) MOMENTO FLECTOR. 53
FIGURA 3.21 EFECTOS SOBRE EL SOPORTE 55
FIGURA 3.22 DIAGRAMA DEL SOPORTE (A) D.C.L.; (B) MOMENTO FLECTOR. 56
FIGURA 3.23 SECCIÓN DEL SOPORTE 57
FIGURA 3.24 DISPOSICIÓN DE LOS CORDONES DE SOLDADURA PLACA SOPORTE 59
FIGURA 3.25 DIMENSIONES DE LA SOLDADURA A FILETE SOMETIDA A FLEXIÓN. 60
FIGURA 3.26 DISPOSICIÓN DEL EJE GUÍA 63
FIGURA 3.27 DIAGRAMAS DEL EJE GUÍA. (A) D.C.L.; (B) CORTANTE; (C) MOMENTO FLECTOR. 64
FIGURA 3.28 DIAGRAMA DE CUERPO LIBRE DEL BRAZO EN CONEXIÓN CON EL BOCÍN. 66
FIGURA 3.29 DIMENSIONES DEL BOCÍN 69
FIGURA 3.30 BRAZO DESPRENDE TALÓN 71
FIGURA 3.31 POSICIÓN DEL BRAZO DESPRENDE TALÓN 72
FIGURA 3.32 DIMENSIONES GEOMÉTRICAS DEL BRAZO DESPRENDE TALÓN 72
FIGURA 3.33 ANÁLISIS DEL BRAZO DESPRENDE TALÓN 73
FIGURA 3.34 DIAGRAMAS BRAZO DESPRENDE TALÓN. (A) D.C.L.; (B) FUERZA CORTANTE; (C) MOMENTO FLECTOR. 76
FIGURA 3.35 DISPOSICIÓN DEL PASADOR EN EL BRAZO. 79
FIGURA 3.36 DIAGRAMAS DEL PASADOR. (A) D.C.L.; (B) FUERZA CORTANTE; (C) MOMENTO FLECTOR. 80
FIGURA 3.37 DISPOSICIÓN DE LA FUERZA 83
FIGURA 3.38 DIAGRAMAS DEL SOPORTE PASADOR. (A) D.C.L.; (B) FUERZA CORTANTE; (C) MOMENTO FLECTOR; (D) MOMENTO TORSOR. 84
FIGURA 3.39 SECCIÓN DE LA PLACA SOPORTE. 85
FIGURA 3.40 DISPOSICIÓN DE LOS CORDONES DE SOLDADURA PLACA SOPORTE 88
FIGURA 3.41 PROPIEDADES DE TORSIÓN DE SOLDADURA A FILETE 89
FIGURA 3.42 DISPOSICIÓN DEL EJE GUÍA 91

FIGURA 3.43 DIAGRAMAS DEL EJE GUÍA. (A) D.C.L.; (B) FUERZA CORTANTE; (C) MOMENTO FLECTOR. 92
FIGURA 3. 44 LEVANTA NEUMÁTICO 97
FIGURA 3.45 DIMENSIONES DEL MECANISMO LEVANTA NEUMÁTICO 99
FIGURA 3.46 ESQUEMA DE POSICIÓN DE LA BARRA DE SOPORTE 99
FIGURA 3.47 DIMENSIONES DE LA POSICIÓN 1 DEL BRAZO. 100
FIGURA 3.48 DIAGRAMA DE FUERZAS DE LA POSICIÓN 1 DEL BRAZO. 100
FIGURA 3.49 DIAGRAMAS DEL BRAZO LEVANTA NEUMÁTICO. (A) D.C.L.; (B) FUERZA CORTANTE; (C) MOMENTO FLECTOR. 101
FIGURA 3.50 SECCIÓN RECTANGULAR DEL BRAZO 103
FIGURA 3.51 DISPOSICIÓN DE LOS SOPORTES. 105
FIGURA 3.52 DIAGRAMAS DEL SOPORTE. (A) D.C.L.; (B) FUERZA CORTANTE; (C) MOMENTO FLECTOR. 105
FIGURA 3.53 DISPOSICIÓN DE CARGA PLACA SOPORTE. 108
FIGURA 3.54 DIAGRAMAS DE LA PLACA SOPORTE. (A) D.C.L.; (B) FUERZA CORTANTE; (C) MOMENTO FLECTOR. 109
FIGURA 3.55 SECCIÓN RECTANGULAR DE LA PLACA SOPORTE 110
FIGURA 3.56 SECCIÓN CRÍTICA DE LA PLACA SOPORTE 111
FIGURA 3.57 DIAGRAMA DE CUERPO LIBRE DEL BRAZO GUÍA. 113
FIGURA 3.58 DISPOSICIÓN DE LAS FUERZAS EN LA PLACA SOPORTE. 114
FIGURA 3.59 DISPOSICIÓN DE LOS PASADORES MECANISMO LEVANTA NEUMÁTICOS. . 115
FIGURA 3.60 POSICIÓN Y DIMENSIÓN DEL PASADOR A Y B. 116
FIGURA 3.61 DIAGRAMAS DEL PASADOR A. (A) D.C.L.; (B) FUERZA CORTANTE; (C) MOMENTO FLECTOR. 117
FIGURA 3.62 POSICIÓN Y DIMENSIÓN DEL PASADOR C. 121
FIGURA 3.63 DIAGRAMAS PASADOR C. (A) D.C.L.; (B) FUERZA CORTANTE; (C) MOMENTO FLECTOR. 122
FIGURA 3.64 POSICIÓN Y DIMENSIÓN DEL PASADOR D 125
FIGURA 3.65 POSICIÓN DEL PASADOR E. 127
FIGURA 3.10 DIAGRAMAS DEL PASADOR E. (A) D.C.L.; (B) FUERZA CORTANTE; (C) MOMENTO FLECTOR. 128
FIGURA 3.67 SECCIÓN DE LAS ESTRUCTURAS 133
FIGURA 3.68 SECCIÓN DE LA ESTRUCTURA LEVANTA NEUMÁTICOS 137
FIGURA 3.69 DIMENSIONES DE LA MÁQUINA. (A) SIN ADAPTACIONES; (B) CON ADAPTACIONES 142
FIGURA 4.1 MECANISMO BRAZO PRENSA TALÓN 146

FIGURA 4.2 MECANISMO BRAZO LEVANTA TALÓN..... 147
FIGURA 4.3 MECANISMO BRAZO LEVANTA NEUMÁTICO..... 148

CONTENIDO DE TABLAS

TABLA 2.1 PROFORMA DE COSTOS ENCONTRADOS EN EL MERCADO ALTERNATIVA I 11
TABLA 2.2 PROFORMA DE COSTOS ENCONTRADOS EN EL MERCADO ALTERNATIVA II 15
TABLA 2.3 PROFORMA DE COSTOS ENCONTRADOS EN EL MERCADO ALTERNATIVA III ... 18
TABLA 2.4 CALIFICACIÓN DE LAS ALTERNATIVAS 20
TABLA 2.5 PROTOCOLO DE PRUEBAS 22
TABLA 3.1 DIMENSIONES GENERALES DE LA MÁQUINA 24
TABLA 3.2 VALORES DE TRABAJO DE LA MÁQUINA 25
TABLA 3.3 PARÁMETROS PARA DISEÑO DEL BRAZO PRENSA-TALÓN 26
TABLA 3.4 PROMEDIO DE FUERZA APLICADA EN EL NEUMÁTICO POR EL OPERADOR. 35
TABLA 3.5 PROPIEDADES DEL PERFIL CUADRADO DE 1 ½". 42
TABLA 3.6 DATOS DE DISEÑO PASADOR A. 48
TABLA 3.7 DATOS DE DISEÑO PASADOR B. 52
TABLA 3.8 DATOS DE DISEÑO SOPORTE PASADOR. 55
TABLA 3.9 DATOS PARA CÁLCULO DE SOLDADURA DEL SOPORTE. 58
TABLA 3.10 DATOS DE DISEÑO EJE GUÍA. 63
TABLA 3.11 DATOS DEL BOCÍN. 66
TABLA 3.12 DATOS DE SELECCIÓN DEL CILINDRO NEUMÁTICO. 69
TABLA 3.13 PARÁMETROS DEL BRAZO DESPRENDE TALÓN. 74
TABLA 3.14 PROMEDIO DE FUERZA APLICADA EN LA PALANCA CONTINENTAL 75
TABLA 3.14 DATOS DE DISEÑO DEL PASADOR. 79
TABLA 3.15 DATOS DE DISEÑO DEL SOPORTE PASADOR. 83
TABLA 3.16 RESULTADOS CÁLCULOS DE SOLDADURA DEL SOPORTE PASO 1 88
TABLA 3.17 RESULTADOS CÁLCULOS DE SOLDADURA DEL SOPORTE PASO 2 89
TABLA 3.18 RESULTADOS CÁLCULOS DE SOLDADURA DEL SOPORTE PASO 3 90
TABLA 3.19 DATOS DE DISEÑO EJE GUÍA. 91
TABLA 3.20 DATOS PARA EL DISEÑO DEL BOCÍN. 94
TABLA 3.21 RESULTADO DE CÁLCULOS PARA SELECCIÓN DEL BOCÍN. 95
TABLA 3.22 RESULTADOS DE CÁLCULOS PARA SELECCIÓN DEL CILINDRO NEUMÁTICO. 96
TABLA 3.23 PARÁMETROS DE DISEÑO DEL LEVANTA NEUMÁTICOS. 98
TABLA 3.24 DATOS DE DISEÑO DEL SOPORTE PARA LA LLANTA. 104
TABLA 3.25 DATOS DE DISEÑO DE LA PLACA SOPORTE. 108

TABLA 3.26 DATOS DE DISEÑO DE LA PLACA SOPORTE..... 113
TABLA 3.27 DATO DE DISEÑO DEL PASADOR A Y B. 116
TABLA 3.28 DATOS DE DISEÑO DEL PASADOR C. 121
TABLA 3.29 DATOS DE DISEÑO PASADOR D. 125
TABLA 3.30 PARÁMETROS DE DISEÑO PASADOR E. 127
TABLA 3.31 RESULTADOS DE CÁLCULOS PARA SELECCIÓN DEL CILINDRO NEUMÁTICO. 131
TABLA 3.32 PROPIEDADES DE LA SECCIÓN DE LA ESTRUCTURA LEVANTA NEUMÁTICOS 139
TABLA 3.33 CUADRO COMPARATIVO DEL RESULTADO DE LAS ADAPTACIONES 143
TABLA 4.1 MÁQUINAS HERRAMIENTAS 144
TABLA 4.2 HERRAMIENTAS 144
TABLA 5.1 COSTOS DE MATERIALES 152
TABLA 5.2 COSTOS DE ELEMENTOS NORMALIZADOS Y ADICIONALES UTILIZADOS EN LA TARJETA DE CONTROL Y SISTEMA NEUMÁTICO 152
TABLA 5.3 COSTOS POR MAQUINADO 153
TABLA 5.4 COSTOS DE MONTAJE 153
TABLA 5.5 COSTO DIRECTO TOTAL 154
TABLA 5.6 COSTO DE MATERIALES INDIRECTOS 155
TABLA 5.7 COSTOS DE IMPREVISTOS 156
TABLA 5.8 COSTO INDIRECTO TOTAL 156
TABLA 5.9 COSTO TOTAL DEL PROTOTIPO 157

RESUMEN

En el presente proyecto se diseña el acople de tres brazos mecánicos que permiten mejorar, la eficacia de funcionamiento de una típica desmontadora de llantas, permitiendo con esto, principalmente ahorrar tiempo y reducir esfuerzo físico para su operación.

Las adaptaciones de la máquina se las realizan teniendo en cuenta los factores: económico, funcional, tecnológico, tiempo de operación y facilidad de mantenimiento.

De las alternativas propuestas para el desarrollo de las adaptaciones se selecciona una opción basada directamente en el funcionamiento general de la máquina. Dicha opción posee tres adaptaciones.

La primera adaptación es un Brazo-Prensa Talón que como su nombre lo indica, prensa o empuja el talón del neumático para ayudar al operador en su montaje.

La segunda adaptación, es un Brazo-Desprende Talón el cual separa el talón del aro, permitiendo al operador centrar y posicionar el neumático además de lubricar la ceja del talón, para evitar posibles rasgaduras o cortes en el neumático al momento de su desmontaje. La tercera adaptación es un elevador de neumáticos, el cual facilita al operador la movilidad de subir el neumático a la base.

La activación de la máquina es electro-neumática, ya que posee electroválvulas comandadas por una tarjeta de control muy similar a un PLC, lo cual mejora la maniobrabilidad del operador.

PRESENTACIÓN

El presente proyecto tiene como objetivo diseñar una desmontadora de llantas semiautomática, de operación simple y de un costo accesible, mediante la integración de mecanismos que mejoran dicho proceso. Estos mecanismos son brazos auxiliares que optimizan la eficacia del funcionamiento de la desmontadora.

Partiendo de un trabajo de campo realizado en la ciudad de Quito, se determinan los parámetros de diseño y de funcionabilidad, los mismos que permiten analizar las alternativas de diseño, que concluyen con la selección de la alternativa más adecuada.

El diseño de la máquina va complementado con la elaboración de los respectivos planos de taller y de montaje, los mismos que permiten una fácil construcción y un simple montaje. Además se elabora la simulación del prototipo.

El presente proyecto de titulación finaliza con el correspondiente estudio de costos y la determinación de las respectivas conclusiones y recomendaciones.

CAPÍTULO I

GENERALIDADES DE LAS DESMONTADORAS DE LLANTAS

1.1. GENERALIDADES

La industria automotriz ha ido evolucionando en el transcurso de los años, permitiendo introducir en la sociedad una gran cantidad de automotores que satisfacen las actuales necesidades de los conductores, basándose en espacio, precio y funcionabilidad.

Para el mantenimiento de estos automotores se necesita diseñar equipos y maquinarias tales como:

- Bancos de pruebas para motores
- Bancos para pruebas de frenos
- Equipos de comprobación eléctrica y electrónica
- Sistemas de limpieza y rectificación de elementos motrices
- Desmontadora y montadora para cambio y reparación de neumáticos o llantas,
- Etc., etc.

Un arreglo o reparación frecuente es el de las llantas, por lo que es común encontrarlas en centros de alineación y balanceo, cuyo principal objetivo es la reparación de neumáticos, donde juega un papel preponderante las máquinas desenllantadoras.

En la actualidad se pueden encontrar desde máquinas desenllantadoras manuales hasta máquinas automatizadas, en las cuales el operador casi no interviene en el

proceso. La variedad de mecanismos utilizados para el cambio de neumáticos es muy amplia, lo que conlleva a los talleres de servicio a elegir una máquina que esté acorde a su necesidad y presupuesto.

El presente proyecto de titulación nace de la necesidad de simplificar y facilitar la operación y productividad de las desmontadoras de llantas. Partiendo de la desmontadora típica manual se diseñan los mecanismos pertinentes que hacen que el proceso sea semiautomático.

El prototipo a diseñarse debe tener un precio competitivo y que satisfaga los requerimientos de los centros automotrices.

1.2. CLASIFICACIÓN DE LAS DESMONTADORAS DE LLANTAS

Las desmontadoras de llantas se clasifican, según las dimensiones del neumático y los sistemas de accionamiento.

Según las dimensiones del neumático se dividen para:

- Vehículos livianos
- Vehículos pesados

Según el sistema de accionamiento se clasifican en:

- Manuales (Que ya no se utilizan)
- Neumáticas sin sistemas de control
- Neumáticas con sistemas de control
- Hidráulicas

1.3. PARTES PRINCIPALES DE UNA DESMONTADORA DE LLANTAS TÍPICA DE FUNCIONAMIENTO MANUAL

Las partes principales de una máquina desmontadora manual de llantas con elementos básicos para realizar un desmontaje y montaje se observa en la Fig.1.1.

1. Bastidor
2. Columna del Brazo Extractor
3. Plato de Sujeción
4. Destalonador
5. Sistema de Control

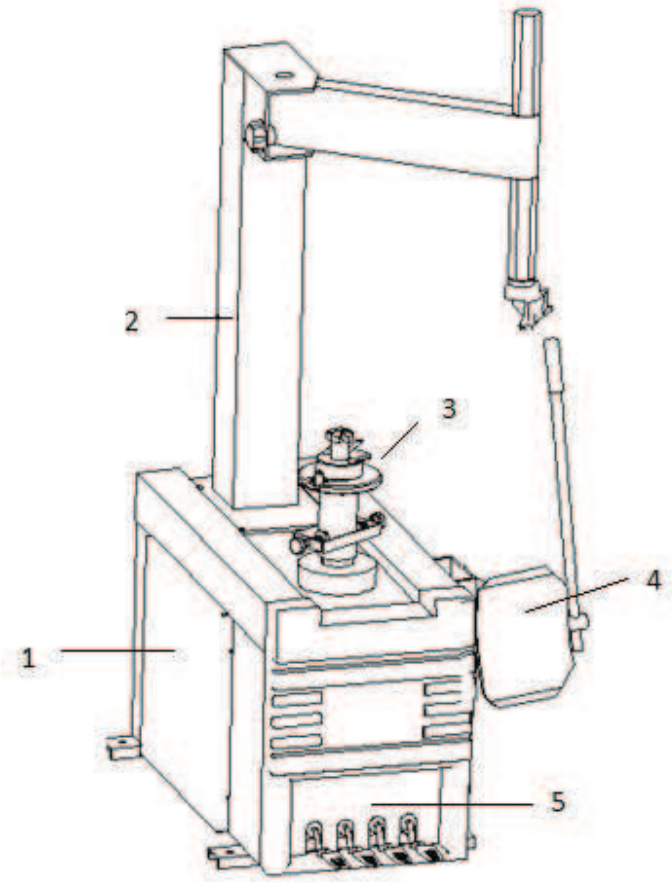


Figura 1.1 Máquina Desmontadora de llantas sin adaptaciones

ELABORACIÓN: Propia

1.4. FUNCIÓN Y OPERACIÓN DE LOS PRINCIPALES COMPONENTES DE UNA DESMONTADORA DE LLANTAS TÍPICA

1.4.1. BASTIDOR

El bastidor permite contener a los demás sistemas de accionamiento y sujeción, como sistemas de control de pedales, plato de sujeción del neumático, destalonador y brazo extractor.

1.4.2. COLUMNA DEL BRAZO EXTRACTOR

Es una estructura central que sostiene al brazo extractor de neumáticos.

1.4.3. PLATO DE SUJECIÓN

Su función es la de contener al neumático y alinearlo para que se tenga una sujeción adecuada para poder realizar el desmontaje del mismo.

1.4.4. DESTALONADOR

Separa o despega el talón de la llanta al ser accionado por un cilindro neumático de doble efecto, el cual mueve el brazo del destalonador para cumplir con la operación.

1.4.5. SISTEMA DE CONTROL

Es el encargado de permitir el accionamiento del sistema motriz, como por ejemplo el mando para el separador de talón, el control de rotación del neumático y el accionamiento de las mandíbulas de sujeción.

1.5. PARTES PRINCIPALES DE UNA DESMONTADORA SEMIAUTOMÁTICA DE LLANTAS

1. Bastidor
2. Brazo Prensa Talón.
3. Brazo desprende Talón.
4. Elevador de ruedas

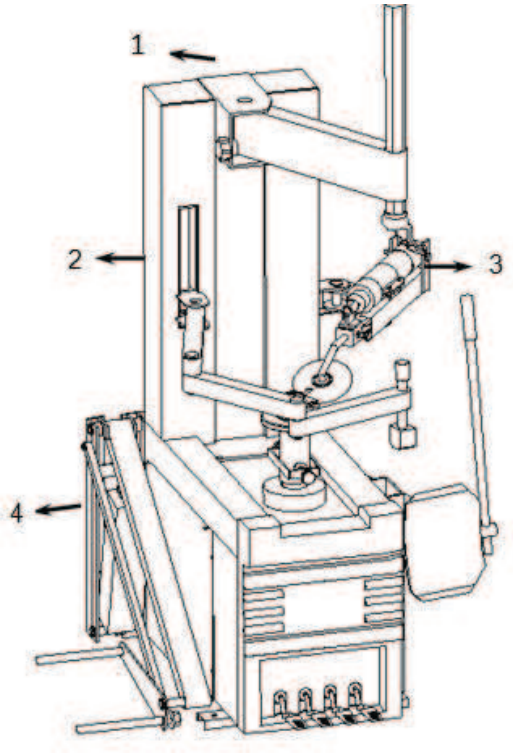


Figura 1.2 Máquina Semiautomática Desmontadora de llantas con adaptaciones.
ELABORACIÓN: Propia

Los elementos de mayor importancia en donde se concentra el proceso de desmontaje y montaje de una llanta son:

1. Bastidor
2. Brazo Prensa Talón.
3. Brazo desprende Talón.
4. Elevador de ruedas

1.6. FUNCIÓN Y OPERACIÓN DE LOS PRINCIPALES COMPONENTES DE UNA DESMONTADORA DE LLANTAS

1.6.1. BASTIDOR

El bastidor debe permitir contener a los demás sistemas de accionamiento y sujeción, como sistemas de control de pedales, plato de sujeción del neumático y brazos auxiliares.

1.6.2. BRAZO PRENSA TALÓN

La principal función del brazo prensa talón es sustituir la presión que el operador ejerce en el neumático mientras realiza el montaje.

1.6.3. BRAZO DESPRENDE TALÓN

El brazo desprende talón permite separar el talón del aro de la rueda mientras esta gira, provocando que el neumático se desprenda sin bloqueos del aro para desmontarse.

1.6.4. ELEVADOR DE RUEDAS

El elevador de ruedas permite levantar los neumáticos desde el piso sin ningún tipo de esfuerzo físico, mediante un sistema neumático.

CAPÍTULO II

ESTUDIO Y SELECCIÓN DE ALTERNATIVAS

2.1. ESTUDIO DE CAMPO

El estudio de campo se lo realiza en la ciudad de Quito en 20 Talleres relacionados a la reparación de neumáticos, los cuales se encuentran distribuidos en el Norte, Centro y Sur de la ciudad, así como también en el Valle de los Chillos, donde se realizan entrevistas personales para poder recaudar información y determinar qué tipo de máquina es la que se va a diseñar. Con toda la información recaudada se determina que la máquina a diseñar tiene las siguientes características:

- Sistema de control semiautomático
  Debido a que no es necesario un sistema automatizado al 100%, ya que esto elevaría su precio exageradamente.

- Costo no mayor a 4000 dólares
  Debido a que en el mercado se encuentran diversas variedades de desmontadoras de llantas entre este precio.

- Para vehículos livianos
  Ya que el promedio del tamaño del neumático, de la mayoría de vehículos que circulan en la actualidad, están entre el aro 13 (RIN 13) y el aro 17 (RIN 17).

2.2. PARÁMETROS DE SELECCIÓN DE ALTERNATIVAS

Los parámetros de selección están relacionados con las características que tiene que cumplir la máquina. Los siguientes parámetros sirven para seleccionar cuál de las alternativas es la más adecuada para la construcción:

- Costo
- Funcionabilidad
- Tecnológico
- Tiempo de operación
- Seguridad de operación
- Mantenimiento y operación
- Ergonomía
- Capacidad
- Construcción y Montaje

Para realizar el estudio de alternativas se divide al prototipo a diseñar en los siguientes sistemas:

- Desmontadora semiautomática de 3 mecanismos con elevador de neumáticos lateral
- Desmontadora semiautomática de 2 mecanismos sin elevador de neumáticos
- Desmontadora semiautomática de 3 mecanismos con elevador de neumáticos frontal

Para cada sistema se desarrolla el correspondiente estudio y selección de alternativas.

2.3. ALTERNATIVA I: DESMONTADORA SEMIAUTOMÁTICA DE 3 MECANISMOS CON ELEVADOR DE NEUMÁTICOS LATERAL

2.3.1. DESCRIPCIÓN ALTERNATIVA I

En la Fig.2.1, se observan los dispositivos que conforman la máquina desmontadora para la alternativa I.

(A) Brazo prensa-talón (rotatorio); (B) Brazo prensa desprende talón; (C) Elevador neumático de ruedas, los cuales son operados bajo el control de un microcontrolador PIC.

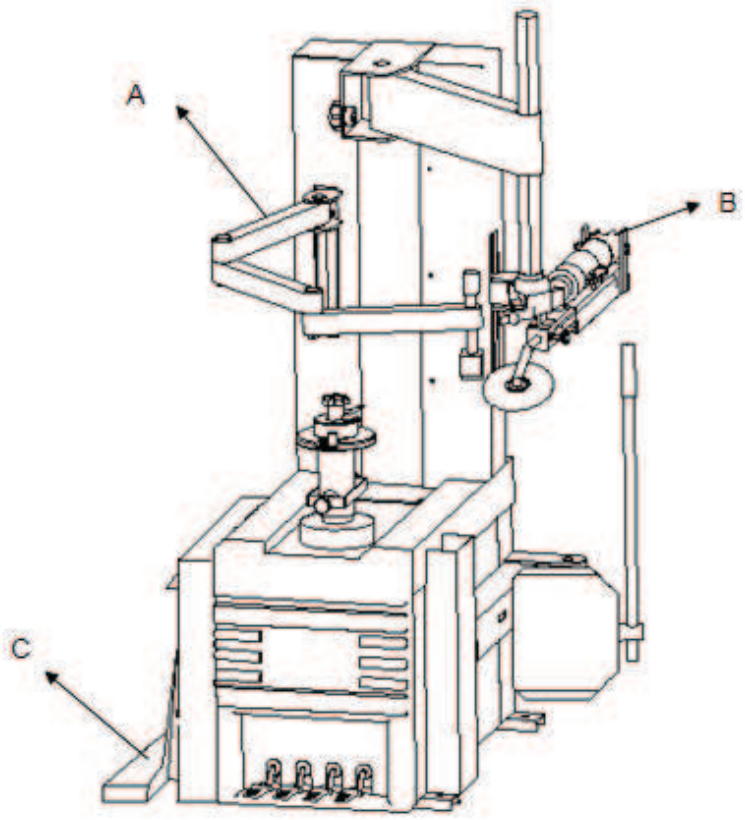


Figura 2.1 Alternativa I
ELABORACIÓN: Propia

2.3.2. PARTES DE LOS DISPOSITIVOS ALTERNATIVA I

Brazo Prensa-Talón (A)
1. Actuador
2. Soporte guía
3. Brazo móvil
4. Prensa talón

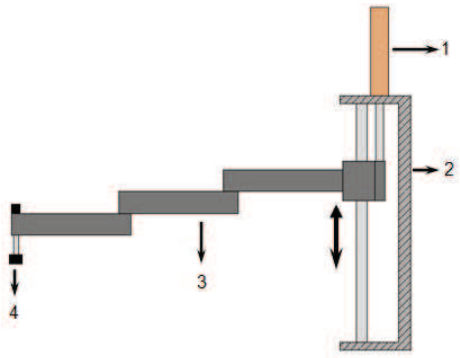


Figura 2.2 Brazo Prensa-Talón (A)

Brazo Prensa-Desprende Talón (B)
1. Actuador
2. Soporte Guía
3. Brazo
4. Rueda
5. Actuador

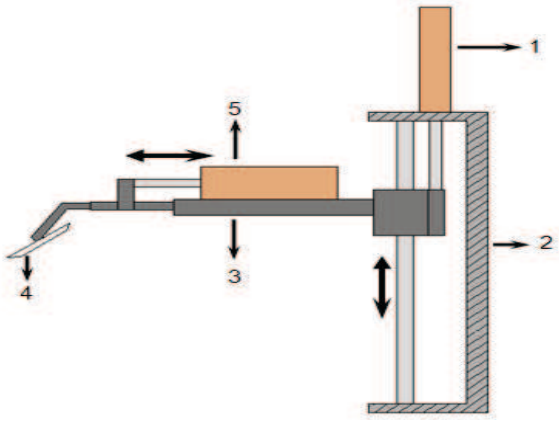


Figura 2.3 Brazo Prensa-Desprende Talón (B)

Elevador Neumático de Rueda (C)
1. Brazo palanca
2. Base de la rueda
3. Actuador
4. Soporte

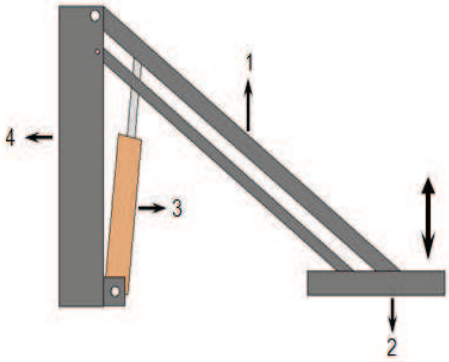


Figura 2.4 Elevador Neumático de Rueda (C)

Dentro de la partes de la tarjeta de control como principal elemento está un microcontrolador PIC, en conexión con reguladores de voltaje, botones para el mando y elementos para el control de potencia como transistores, diodos y relés.

2.3.3. FUNCIONAMIENTO ALTERNATIVA I

Las adaptaciones de esta máquina son de activación neumática y electro-neumática, el operador realiza menor esfuerzo al elevar la rueda a la base de sujeción, mediante el elevador de ruedas neumático (C), además presenta la ayuda del brazo prensa talón rotatorio (A) que posee tres elementos móviles para

mejorar la maniobrabilidad, este brazo ejerce presión en el neumático al momento de su montaje evitando bloqueos entre el aro y el neumático de la llanta.

El brazo desprende talón (B) como su nombre lo indica separa el talón del aro mientras gira la llanta, este brazo ayuda al operador tanto en la lubricación de la ceja del neumático como en el desmontaje facilitando el uso de herramienta palanca continental. Los dos brazos se activan mediante un pedal que permite el paso del aire al sistema y botones que dirigen sus movimientos, este doble accionamiento proporciona mayor seguridad al operador evitando accionamientos accidentales de los dispositivos.

El control de movimiento de los brazos se los realiza por medio de botones de mando los cuales se conectan a una tarjeta de control que activan las electroválvulas de acuerdo a la operación que se realice ya sea desmontaje o montaje. Los elementos y dispositivos que conforman la máquina tanto en la parte neumática como electrónica, permite al operador realizar cambios o mejoras en los elementos en caso de que sufra algún daño la máquina.

2.3.4. COSTO DE ALTERNATIVA I

Tabla 2.1 Proforma de Costos Encontrados en el mercado Alternativa I

ACCESORIO	COSTO ($)
DESMONTADORA SEMIAUTOMÁTICA	1200
BRAZO PRENSA-TALÓN ROTATORIO	200
ELEVADOR NEUMÁTICO DE RUEDAS	100
PRENSA DESPRENDE-TALÓN NEUMÁTICO	280
TARJETA DE MANDO (MICROCONTROLADOR)	50
MANO DE OBRA	250
VARIOS	150
TOTAL	**$ 2230**

FUENTE: Varios

2.3.5. VENTAJAS ALTERNATIVA I

- El sistema neumático y electro-neumático de los mecanismos se activa mediante botones y pedales, el aprendizaje y manipulación, de los accionamientos es sencillo y permite una inserción rápida del operador en el proceso. Además se reduce la manipulación y esfuerzo por parte del operario.
- Su costo en relación a máquinas semiautomáticas que hay en el mercado es un 25,67% más económico, el costo de la tarjeta de control es de 50 dólares.
- Doble activación de los mecanismos mediante pedal y botón evita peligro de accidentes y accionamientos indeseados.
- Para el sistema de mecanismos, se controla los cilindros neumáticos por medio de una tarjeta de control, así también pueden ser accionados por medio de botones de dirección.
- Posee un manual de mantenimiento y operación; el mantenimiento y manipulación de dispositivos está garantizado ya que sus repuestos están disponibles a nivel local.
- Los dos brazos principales se encuentran instalados junto a la columna principal de la máquina, el tercer mecanismo está sujetado a la base de la máquina, la distribución proporciona comodidad al operador.
- Se pueden desmontar neumáticos desde 0.3048m (12”) hasta 0.4064m (16”) de diámetro, con anchos de cara de 0.2032m (8”) a 0.3302m (13”).

2.3.6. DESVENTAJAS ALTERNATIVA I

- El tiempo de operación aproximado es de 3 min.
- El número de operaciones a realizar es mayor en la construcción y montaje ya que se realiza la construcción y montaje de tres mecanismos.
- El contacto excesivo con polvo en la tarjeta de control, podría afectar a su funcionamiento.

2.4. ALTERNATIVA II: DESMONTADORA SEMIAUTOMÁTICA DE 2 MECANISMOS SIN ELEVADOR DE NEUMÁTICOS

2.4.1. DESCRIPCIÓN ALTERNATIVA II

En la Fig.2.5, se describen los dispositivos que conforman la máquina desmontadora para la alternativa II. Además de los elementos expuestos la máquina dispone de un control utilizando un PLC, el cual dirige los movimientos y funciones de los dispositivos. (A) Brazo prensa-talón; (B) Brazo prensa desprende talón.

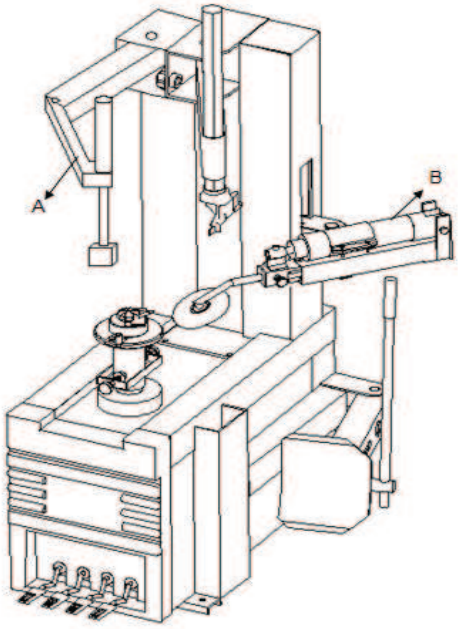


Figura 2.5 Alternativa II
ELABORACIÓN: Propia

2.4.2. PARTES DE LOS DISPOSITIVOS ALTERNATIVA II

Brazo Prensa-Talón (A)
1. Soporte
2. Brazo
3. Prensa Talón
4. Actuador

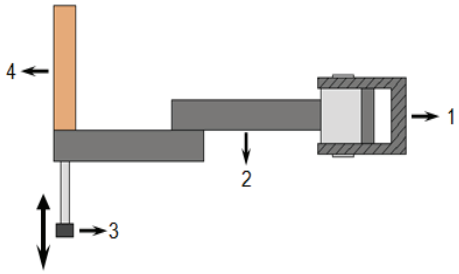


Figura 2.6 Brazo Prensa-Talón (A)

Brazo Prensa-Desprende Talón (B)
1. Actuador
2. Soporte Guía
3. Brazo
4. Rueda
5. Actuador

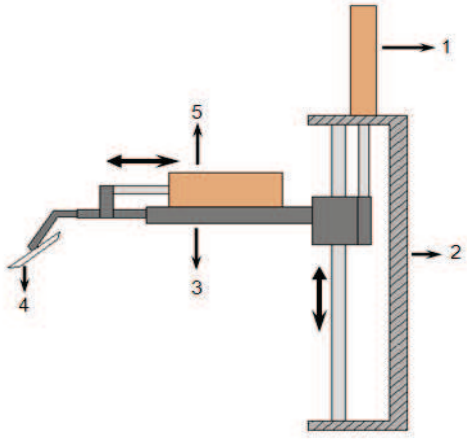


Figura 2.7 Brazo Prensa-Levanta Talón (B)

2.4.3. FUNCIONAMIENTO ALTERNATIVA II

Las adaptaciones de la máquina funcionan con un sistema electro neumático, posee dos adaptaciones uno es el brazo prensa-talón (A), el cual tiene un actuador en su extremo para presionar el neumático durante el montaje evitando bloqueos entre el aro y el neumático de la llanta, además está compuesto por dos elementos móviles para posicionar el actuador.

El brazo desprende talón (B) como su nombre lo indica separa el talón del aro mientras gira la llanta, este brazo ayuda al operador tanto en la lubricación de la ceja del neumático como en el desmontaje facilitando el uso de la palanca continental. La posición de los brazos en la máquina facilita su construcción, ya que se encuentra en una zona de la máquina que garantiza una buena estabilidad por encontrase cerca de la columna central.

Para la activación los dos brazos, cuentan con una alimentación de aire mediante pedal y botones de dirección. El control de movimiento de los brazos se los realiza por medio de botones de mando los cuales se conectan a un PLC que activa las electroválvulas de acuerdo a la operación que se realice. En la parte de control el PLC contiene un programa especializado el cual debe ser instalado por un ordenador.

2.4.4. COSTO DE ALTERNATIVA II

Tabla 2.2 Proforma de Costos Encontrados en el mercado Alternativa II

ACCESORIO	COSTO ($)
DESMONTADORA SEMIAUTOMÁTICA	1200
BRAZO PRENSA-TALÓN ROTATORIO	200
PRENSA DESPRENDE-TALÓN NEUMÁTICO	280
MANO DE OBRA	250
PLC UNITRONICS	400
VARIOS	150
TOTAL	**$ 2480**

FUENTE: Autores

2.4.5. VENTAJAS ALTERNATIVA II

- Los brazos poseen activación electro-neumática, y son accionados por medio de botones de dirección.
- El tiempo de operación aproximado es de 2 min.
- Se pueden desmontar neumáticos desde 0.3302m (13”) hasta 0.4064m (16”) de diámetro, con anchos de cara de 0.2032m (8”) a 0.3302m (13”).
- Se controla los cilindros neumáticos por medio de un PLC.
- Se realiza únicamente la construcción y montaje de dos mecanismos.

2.4.6. DESVENTAJAS ALTERNATIVA II

- Su costo en relación a máquinas desmontadoras semiautomáticas que hay en el mercado es un 17,33% más económico el costo del PLC es de 400 dólares.
- Se reduce la manipulación y esfuerzo por parte del operario, dificultad de maniobrabilidad en la operación.
- Servicio especializado para su mantenimiento en caso de presentarse problemas con el PLC.
- Activación simple de los mecanismos, es decir posee un solo botón de activación lo que aumenta el riesgo de activaciones accidentales.

2.5. ALTERNATIVA III: DESMONTADORA SEMIAUTOMÁTICA DE 3 MECANISMOS CON ELEVADOR DE NEUMÁTICOS FRONTAL

2.5.1. DESCRIPCIÓN ALTERNATIVA III

En la Fig.2.8, se describen los dispositivos que conforman la máquina desmontadora para la alternativa III. Además de los elementos expuestos la máquina dispone de un control eléctrico utilizando un controlador LOGO Siemens al cual se conectan los botones de mando y relés para dirigir los movimientos y funciones de los dispositivos. (A) Brazo prensa-talón (rotatorio); (B) Brazo prensa desprende talón; (C) Elevador neumático de ruedas.

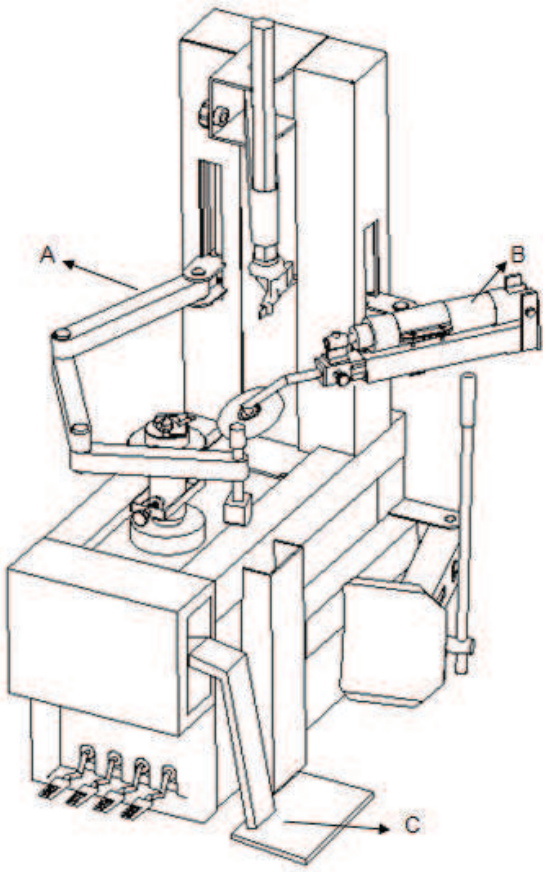


Figura 2.8 Alternativa III
ELABORACIÓN: Propia

2.5.2. PARTES DE LOS DISPOSITIVOS ALTERNATIVA III

Brazo Prensa-Talón (A)
1. Actuador
2. Soporte guía
3. Brazo móvil
4. Prensa talón

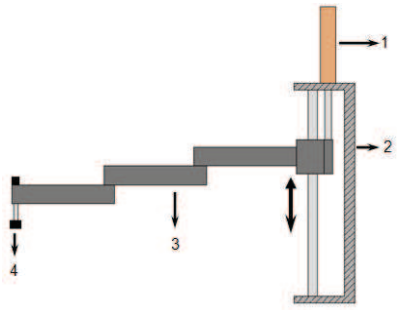


Figura 2.9 Brazo Prensa-Talón (A)

Brazo Prensa-Desprende Talón (B)
1. Actuador
2. Soporte Guía
3. Brazo
4. Rueda
5. Actuador

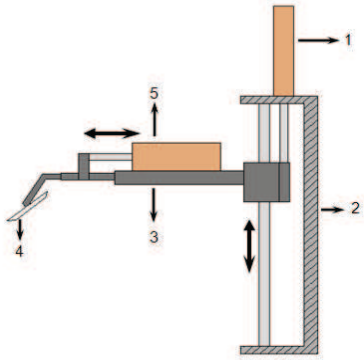


Figura 2.10 Brazo Prensa-Desprende Talón (B)

Elevador Neumático de Rueda (C)
1. Brazo palanca
2. Base de la rueda
3. Mecanismos del Actuador

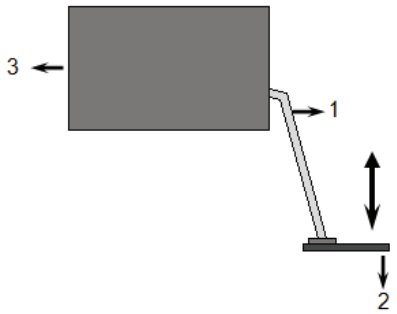


Figura 2.11 Elevador Neumático de Rueda (C)

2.5.3. FUNCIONAMIENTO ALTERNATIVA III

Las adaptaciones de la máquina funcionan con un sistema neumático y electro-neumático, el operador realiza menor esfuerzo al elevar la rueda a la base de

sujeción mediante un elevador neumático ubicado en la parte frontal pero esta posición dificulta o resta espacio mientras se realiza la operación.

El brazo prensa talón rotatorio posee tres elementos móviles que mejoran la maniobrabilidad y ayudan a ejercer presión en el neumático en el momento del montaje evitando bloqueos entre el aro y el neumático de la llanta.

El brazo desprende talón, separa el talón del aro mientras gira la llanta, éste brazo ayuda tanto en la lubricación de la ceja del neumático como en el desmontaje facilitando el uso de la palanca continental. Igualmente para la activación los dos brazos presentan una alimentación de aire mediante pedal y botones de mando para proporcionar mayor seguridad en el proceso.

La activación de las electroválvulas cuenta con un controlador de LOGO de Siemens la cual posee 6 puertos, para conectar relés y botones de mando.

2.5.4. COSTO DE ALTERNATIVA III

Tabla 2.3 Proforma de Costos Encontrados en el mercado Alternativa III

ACCESORIO	COSTO ($)
DESMONTADORA SEMIAUTOMÁTICA	1200
BRAZO PRENSA-TALÓN (ROTATORIO)	200
ELEVADOR NEUMÁTICO DE RUEDAS	150
PRENSA DESPRENDE-TALÓN NEUMÁTICO	280
LOGO DE SIEMENS	200
MANO DE OBRA	250
VARIOS	150
TOTAL	**$ 2430**

FUENTE: Autores

2.5.5. VENTAJAS ALTERNATIVA III

- Sistema electro neumático activación de mecanismos por medio de botones de mando, se reduce la manipulación y esfuerzo por parte del operario.
- Doble activación de los mecanismos mediante pedal y botón evita peligro de accidentes y accionamientos indeseados, sensores de proximidad, para evitar roces del neumático con el operador.
- Para el sistema de mecanismos, se controla los cilindros neumáticos por medio de un mando LOGO para tener una mayor precisión en su operación.
- El tiempo de operación aproximado es de 2 min.
- La distribución de los mecanismos en la máquina proporciona comodidad al operador.
- Se pueden desmontar neumáticos desde 0.3302m (13”) hasta 0.4064m (16”) pulgadas de diámetro.

2.5.6. DESVENTAJAS ALTERNATIVA III

- Su costo en relación a máquinas desmontadoras semiautomáticas que hay en el mercado es un 19% más económica, el costo del LOGO es de 200 dólares.
- El sistema neumático y electro neumático de los mecanismos es un poco complejo ya que requiere aprender a programar el sistema LOGO para su ejecución.
- Se necesita de mantenimiento especializado por el sistema LOGO.
- Se realizará la construcción y montaje de tres mecanismo, la posición del levanta neumáticos dificulta el montaje, ya que se encuentra en una zona desfavorable para la sujeción del mismo.

2.6. PONDERACIÓN DE ALTERNATIVAS

Luego del breve análisis de características, funcionamiento y costos, se realiza una tabla de valoración, para escoger la mejor alternativa de acuerdo a los valores establecidos y los parámetros planteados a continuación.

Valores establecidos:

1 = Bueno, 2 = Muy bueno, 3=Óptimo.

Parámetros a valorar y su ponderación:

- Funcionabilidad (0.15)
- Costo (0.15)
- Seguridad de operación (0.15)
- Tiempo de operación (0.1)
- Facilidad de mantenimiento (0.1)
- Ergonomía (0.1)
- Capacidad de trabajo (0.1)
- Tecnológico (0.08)
- Construcción y montaje (0.07)

Tabla 2.4 Calificación de las alternativas

Parámetro	**Valor de Ponderación**	**Alternativa 1**		**Alternativa 2**		**Alternativa 3**	
Funcionabilidad	0,15	3	0,45	1	0,15	2	0,3
Costo	0,15	3	0,45	1	0,15	2	0,3
Seguridad de operación	0,15	2	0,3	1	0,15	3	0,45
Tiempo de operación	0,1	2	0,2	1	0,1	3	0,3
Facilidad de mantenimiento	0,1	3	0,3	1	0,1	1	0,1
Ergonomía	0,1	3	0,3	3	0,3	1	0,1
Capacidad de trabajo	0,1	2	0,2	1	0,1	1	0,1
Tecnológico	0,08	1	0,08	3	0,24	2	0,16
Construcción y montaje	0,07	2	0,14	3	0,21	1	0,07
TOTAL			**2,42**		**1,5**		**1,88**

FUENTE: Autores

De los resultados obtenidos en la Tabla 2.4 se llega a la conclusión de seleccionar la **Alternativa I** con un total de **2,42 puntos** determinando que es la opción más óptima para el diseño.

2.7. SELECCIÓN DE LA ALTERNATIVA ÓPTIMA

La alternativa seleccionada consta de los siguientes sistemas de accionamiento:

- Sistema de accionamiento neumático
- Tarjeta de control electrónico.
- Elevador de Ruedas
- Brazo Prensa-Talón
- Brazo Desprende-Talón

2.7.1. PROTOTIPO FINAL DE LA DESMONTADORA SEMIAUTOMATICA DE LLANTAS

En a fig.12 se presenta el prototipo final a diseñar, señalando las partes principales del prototipo.

1. Bastidor
2. Brazo Prensa Talón.
3. Brazo desprende Talón.
4. Elevador de ruedas

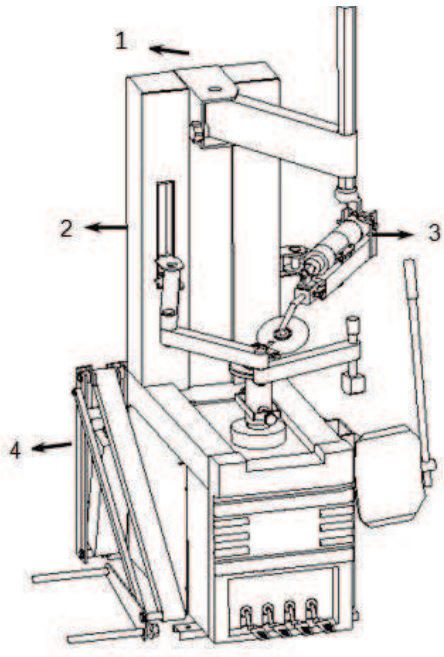


Figura 2.12 Prototipo final de la Desmontadora Semiautomática de llantas.
ELABORACIÓN: Propia

2.7.2. PROTOCOLO DE PRUEBAS

Una vez que se construyan las adaptaciones para la Desmontadora Semiautomática de Llantas se debe realizar una serie de pruebas que verifiquen su funcionamiento, a fin de que cumplan con los objetivos para los cuales se diseñan.

2.7.3. FORMATO DE PROTOCOLO DE PRUEBAS

La tabla 2.5 presenta el formato para protocolo de pruebas.

Tabla 2.5 Protocolo de pruebas

PRUEBAS DE CAMPO		
BRAZOS AUXILIARES PARA UNA DESMONTADORA DE NEUMÁTICOS		
CLIENTE	RESPONSABLE/s:	
FECHA		
PRUEBAS EN VACIO	ESTADO	
	Satisfactorio	No Satisfactorio
DIMENSIONES PRINCIPALES		
Largo Total		
Ancho Total		
Altura Total		
ENSAMBLAJE		
Ubicación adecuada de los elementos		
Calibración		
Instalaciones Eléctricas y Electrónicas		
MOVIMIENTO		
Desplazamiento adecuado de cada brazo		
Arranque y Detención		
PRUEBAS CON CARGA		
MOVIMIENTO		
Adecuado desplazamiento con peso		
Levantamiento sencillo del neumático		
Giro continuo del neumático		
FACTORES DE TRABAJO		
Potencia del motor		
Consumo de energía		
Presión de trabajo		
FIRMA	FIRMA	

Este protocolo de pruebas se presenta en el ANEXO 13.

CAPÍTULO III

DISEÑO DE MECANISMOS DE LA MÁQUINA DESMONTADORA DE LLANTAS SEMIAUTOMÁTICA

3.1. ADAPTACIONES DE LA MÁQUINA DESMONTADORA SEMIAUTOMÁTICA DE LLANTAS

Para determinar si los resultados de las adaptaciones a realizarse en la máquina desmontadora de llantas favorecen o no su funcionamiento y operación normal; inicialmente se diseñan las adaptaciones o mecanismos enfocados a instalarse en la máquina, para posteriormente realizar una comparación entre los valores de la máquina sin adaptaciones y con adaptaciones, con el propósito de encontrar resultados que determinen la construcción y montaje de las adaptaciones. En la Fig. 3.1, se presentan las adaptaciones que se realizan a la máquina y su posterior diseño.

1. Máquina desmontadora de llantas.
2. Brazo Prensa Talón.
3. Brazo desprende Talón.
4. Elevador de ruedas

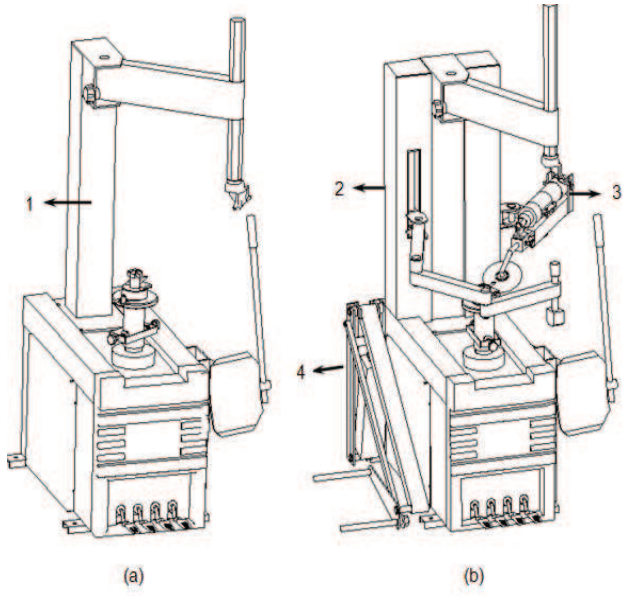


Figura 3.1 Máquina Desmontadora Semiautomática de llantas (a) Sin adaptaciones; (b) Con adaptaciones.

ELABORACIÓN: Propia

3.2. DIMENSIONES GENERALES

En la Tabla 3.1, y Fig. 3.2 se indican las dimensiones generales de la máquina, valores que se utilizan como dimensiones base para diseñar las adaptaciones.

Tabla 3.1 Dimensiones Generales de la Máquina

DATO	VALOR
ALTURA	1330 (mm)
ANCHO	865 (mm)
PROFUNDIDAD	935 (mm)
PESO APROX.	250 kg

FUENTE: Mediciones de campo por Autores.

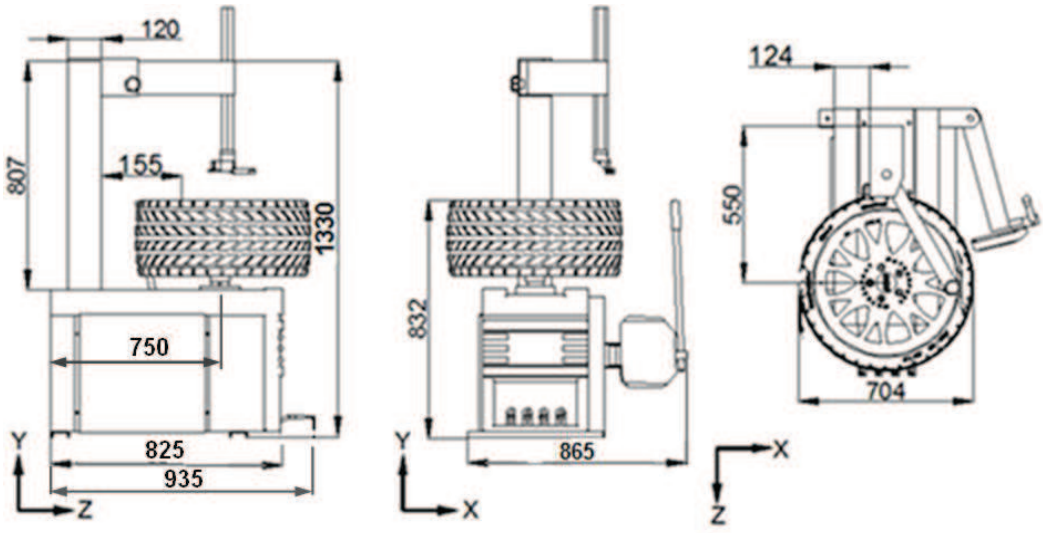


Figura 3.2 Dimensiones Generales de la Máquina

ELABORACIÓN: Propia

De igual manera en la Tabla 3.2 se presentan los valores de trabajo de la máquina:

Tabla 3.2 Valores de trabajo de la máquina

DATO	VALOR
POTENCIA DEL MOTOR	2 HP
VOLTAJE	220v
VELOCIDAD	1440 RPM
PRESIÓN DE TRABAJO	800kPa

FUENTE: Mediciones de campo por Autores.

3.3. BRAZO PRENSA-TALÓN

3.3.1. DESCRIPCIÓN DE FUNCIONAMIENTO Y PARÁMETROS

La principal función del brazo prensa talón es sustituir la presión que el operador ejerce en el neumático mientras realiza el montaje, el seguidor del brazo presiona el neumático desde el inicio del montaje y no es liberado sino hasta que el neumático haya encajado en el aro, por lo cual la trayectoria y el desplazamiento del seguidor forma un arco.

En la Fig. 3.3, se observan los elementos que conforman el brazo prensa talón; los elementos que se diseñan son: el brazo, el eje guía, la placa soporte de la guía y la dimensión de la estructura base, además se selecciona el cilindro neumático.

1. Cilindro Neumático
2. Eje Guía
3. Placa soporte Guía
4. Estructura Base
5. Prensa Talón (Seguidor)
6. Eslabón 1
7. Eslabón 2
8. Eslabón 3

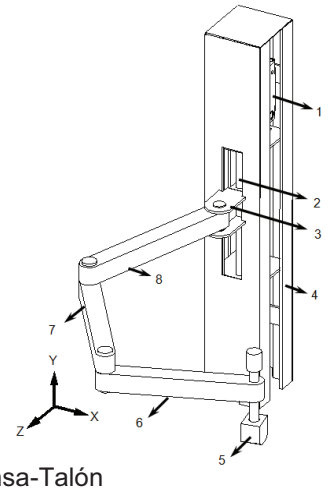


Figura 3.3 Brazo Prensa-Talón

ELABORACIÓN: Propia

En la Tabla 3.3 se presentan los parámetros para el diseño del brazo, se tiene en cuenta parámetros dimensionales, de fuerzas aplicadas y movimientos.
Los parámetros dimensionales y de movimientos están determinados por el espacio geométrico y las dimensiones generales de la Tabla 3.2 y Fig. 3.2.

Tabla 3.3 Parámetros para diseño del Brazo Prensa-Talón

PARÁMETROS DIMENSIONALES DE LA ESTRUCTURA BASE		
PARÁMETRO	**VALOR**	**DESCRIPCIÓN**
ALTURA	807 [mm]	Dimensiones generales de la máquina ver Fig. 3.2.
ANCHO	124 [mm]	
PROFUNDIDAD	120 [mm]	

PARÁMETROS DIMENSIONALES DEL BRAZO		
PARÁMETRO	**VALOR**	**DESCRIPCIÓN**
LONGITUD	950 [mm]	Dimensión obtenida mediante la suma de la distancia (a) tomada desde la estructura base hasta el punto final del arco formado por el recorrido del seguidor y la longitud de dicho arco. Ver Fig. 3.5, utilizando dimensiones de rines de llantas de 13” a 16”.

PARÁMETROS DIMENSIONALES POR MOVIMIENTOS DEL BRAZO			
MOVIMIENTO	**PARÁMETRO**	**VALOR**	**DESCRIPCIÓN**
PARALELO AL EJE Y	Distancia recorrida	292[mm]	Valor obtenido del ancho de un rin de 16” y el espacio geométrico entre la llanta y la máquina.
SOBRE EL PLANO XZ	Dimensión Angular recorrida	180°	Valor obtenido por observación al momento que el operador realiza el montaje del neumático.

PARÁMETROS POR FUERZA APLICADA		
PARÁMETRO	**VALOR**	**DESCRIPCIÓN**
FUERZA APLICADA POR EL SEGUIDOR	147[N]	Valor obtenido experimentalmente, ver Tabla 3.4
PRESIÓN DE TRABAJO	800 KPa	Valor de trabajo inicial de la máquina ver Tabla 3.2

FUENTE: Mediciones y valores generales de la máquina

3.3.2. ANÁLISIS DE TRAYECTORIA Y DESPLAZAMIENTO DEL SEGUIDOR

De acuerdo a observaciones realizadas durante el proceso el operador presiona el neumático durante un período de media vuelta como se observa en la Fig.3.4. Se ha utilizado las dimensiones de un neumático de código P165/50SR16.

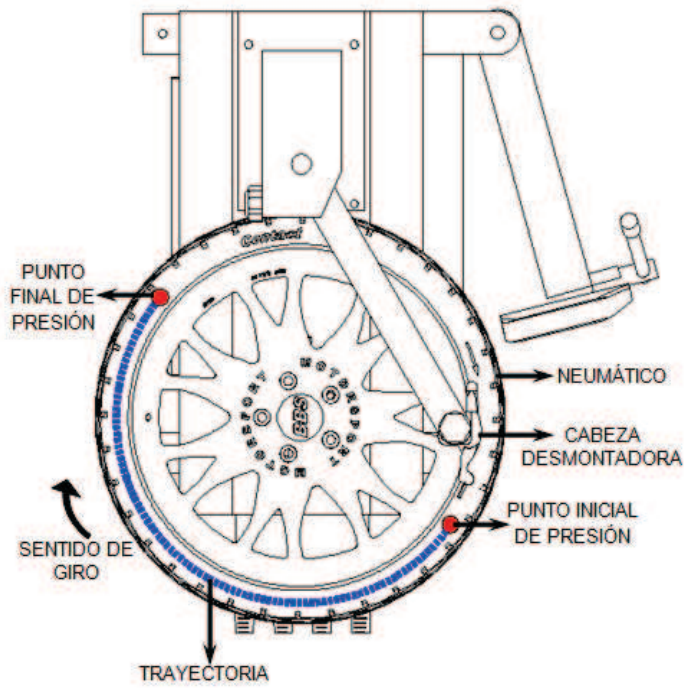


Figura 3.4 Trayectoria del Seguidor

Longitud altura del perfil = 60% del ancho del neumático.
Longitud del perfil = 99mm
Radio del aro = 8” = 203.2mm
Longitud del radio del arco = (203.2)+ (99/2)
r= 252.7 = 253mm

$S = r\theta$

Donde:
S = Distancia recorrida por cualquier punto a una distancia r. [mm]
r = Distancia del punto al eje de rotación. [mm]

θ = Desplazamiento angular del punto con respecto al eje de rotación [radianes].
Si:
θ=180° = Л Radianes
r= 253mm (radio del centro de la llanta al punto medio del neumático)

Entonces la longitud del arco (S) es:

$S = r\theta = (253)\pi \qquad S = 795mm$

A partir de la condición de que la longitud de la trayectoria, es la dimensión mínima para el brazo; a la longitud de la trayectoria se suma la distancia entre la columna central de la máquina y el punto final de la trayectoria, siendo aproximadamente 155mm.
Distancia total del brazo = S+155mm = 950mm

3.3.3. DIMENSIONAMIENTO DE LOS ESLABONES

Para articular el brazo se selecciona el número de eslabones con los que esta formado; tomando la longitud total del brazo se lo divide en tres partes, dos partes iguales de 300 mm y la tercera parte de 350mm. Teniendo en cuenta que el movimiento principal del mecanismo lo realiza el prensa talón o seguidor para presionar el neumático desplazándose en dirección paralela al eje Y, y girando junto con él para evitar rasgaduras en su superficie con una rotación en el plano XZ.

En la Fig. 3.5, se presenta el diagrama geométrico del brazo en su posición inicial seguido de la descripción de cada elemento.

DIAGRAMA GEOMÉTRICO DEL BRAZO PARA ARO DE 16”

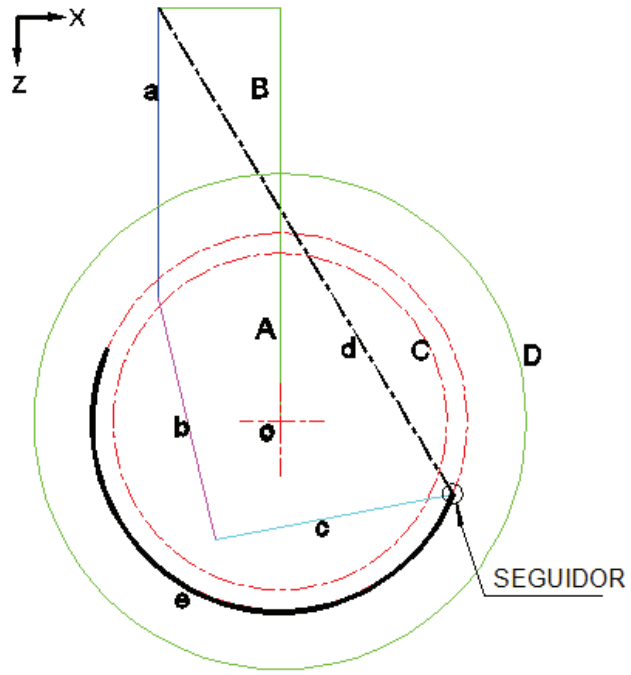


Figura 3.5 Dimensiones Geométricas del Brazo Prensa-Talón

A= Distancia del extremo de la columna al centro del rotor, (430mm).

B= Distancia del centro de la columna hasta el eslabón 1, (125mm).

C= Aro de llanta de 16”.

D= Espacio de Trabajo

o= Centro de rotación del aro de la llanta.

a= Eslabón 1, (350mm).

b= Eslabón 2, (300mm).

c= Eslabón 3, (300mm).

d= Eslabón 4, (630mm)

e= Trayectoria del seguidor sobre el neumático (795) mm.

De acuerdo al ancho del neumático y la posición en la máquina las dimensiones de recorrido del brazo en el eje Y se observan en la Fig.3.6

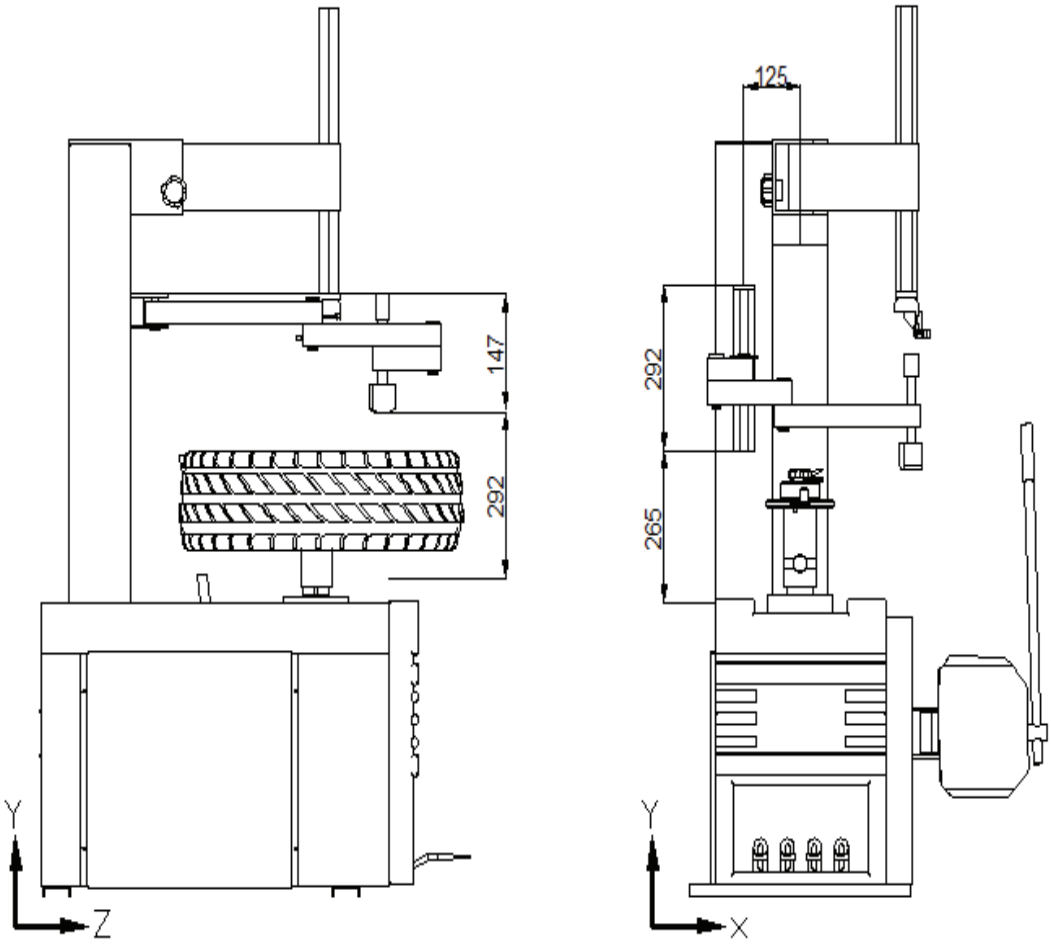


Figura 3.6 Dimensiones de la posición del Brazo Prensa-Talón
ELABORACIÓN: Propia

3.3.3.1. Grados de Libertad del Brazo Prensa talón

De acuerdo a la Fig. 3.7, se considera al mecanismo analizado como un mecanismo de cuatro barras articulado en sus extremos, con un seguidor en su extremo final el cual forma un arco con su movimiento en el plano xz, analizando los movimientos de sus eslabones y sus grados de libertad se clasifica a los movimientos en: j1: movimiento de un grado de libertad y j2: movimientos de más de 2 grados de libertad.

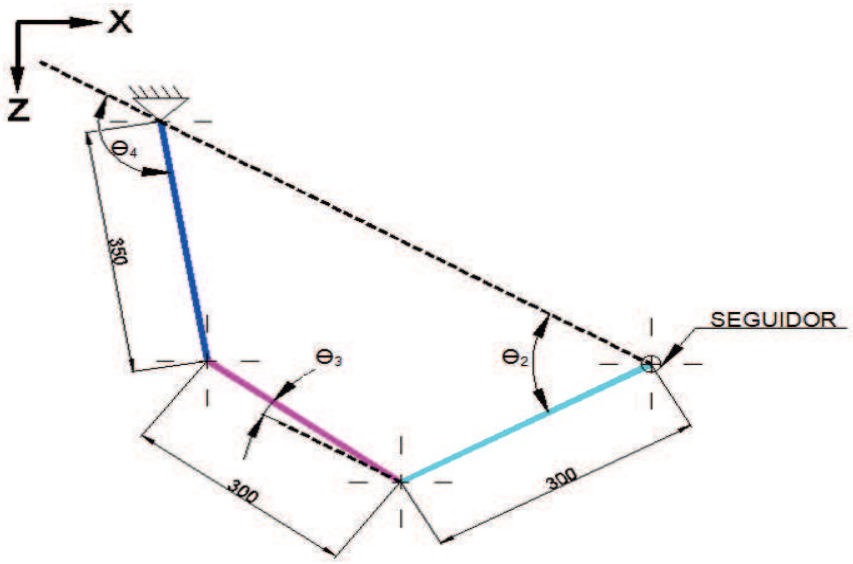


Figura 3.7 Dimensión de los eslabones del Brazo Prensa-Talón (mm).

j1=2

j2=1

m = 3(n - 1) - 2j1 - j2

m= 3(4-1) – 2(3) -1

m=2 (Grados de libertad)

3.3.3.2. Posiciones del brazo articulado

Para realizar el análisis de posición se tiene como dato las longitudes de los eslabones y el ángulo $\theta 2$.

De la Fig. 3.7, $\theta 4$, se encuentra al reemplazar los elementos A, B, C en la siguiente ecuación, para análisis de posición de mecanismos de 4 barras.

Se asume 66° para $\theta 2$.

$$\theta_{4_{1,2}} = 2\arctan\left(\frac{-B \pm \sqrt{B^2 - 4AC}}{2A}\right)$$

Para encontrar A se utiliza la ecuación:

$$A = \cos\theta_2 - K_1 - K_2\cos\theta_2 + K_3$$

Donde K1, K2, K3 se encuentran con las siguientes ecuaciones.

$$K_1 = \frac{r_1}{r_2} \qquad K_2 = \frac{r_1}{r_4} \qquad K_3 = \frac{r_2^{\,2} - r_3^{\,2} + r_4^{\,2} + r_1^{\,2}}{2r_2r_4}$$

$$K_1 = \frac{(630)}{(300)} = 2.1 \qquad K_2 = \frac{(630)}{(350)} = 1.8 \qquad K_3 = \frac{(300)^2 - (300)^2 + (350)^2 + (630)^2}{2(300)(350)} = 2.47$$

$$A = \cos\theta_2 - K_1 - K_2\cos\theta_2 + K_3$$

$$A = \cos(66) - (2.1) - (1.8)\cos(66) + (2.47) = 0.044$$

Para encontrar B se utiliza la siguiente ecuación:

$$B = -2\text{sen}\theta_2$$

$$B = -2\text{sen}(66) = -1.82$$

Para encontrar C se utiliza la siguiente ecuación, se reemplaza los valores K1, K2, K3.

$$C = K_1 - (K_2 + 1)\cos\theta_2 + K_3$$

$$C = (2.1) - (1.8 + 1)\cos(66) + (2.47) = 3.43$$

Luego se reemplaza los datos obtenidos anteriormente:

$$\theta_{4_{1,2}} = 2\arctan\left(\frac{-B \pm \sqrt{B^2 - 4AC}}{2A}\right)$$

$$\theta_{4_{1,2}} = 2\arctan\left(\frac{1.82 \pm 1.64}{0.088}\right)$$

$\theta_{4_1} = 177°$ $\theta_{4_2} = 127°$

$\theta 3$ se encuentra al reemplazar los elementos D, E, F en la siguiente ecuación:

$$\theta_{3_{1,2}} = 2\arctan\left(\frac{-E \pm \sqrt{E^2 - 4DF}}{2D}\right)$$

Para encontrar D se utiliza la ecuación:

$$D = \cos\theta_2 - K_1 - K_4\cos\theta_2 + K_5$$

Donde K4, K5 se encuentran de las siguientes ecuaciones respectivamente:

$$K_4 = \frac{r_1}{r_3} \qquad K_5 = \frac{r_4^{\,2} - r_1^{\,2} + r_2^{\,2} + r_3^{\,2}}{2r_2r_3}$$

$$K_4 = \frac{(630)}{(300)} = 2.1 \qquad K_5 = \frac{(350)^2 - (630)^2 + (300)^2 + (300)^2}{2(300)(300)} = -0.52$$

Se reemplazan los valores de K1, K4, K5:

$$D = \cos\theta_2 - K_1 - K_4\cos\theta_2 + K_5$$

$$D = \cos(66) - (2.1) - (2.1)\cos(66) + (-0.52) = -3.06$$

Para encontrar E:

$$E = -2\text{sen}(\theta_2)$$

$$(3.1)\; E = -2\text{sen}(66) = -1.82$$

Para encontrar F se reemplaza los valores de K1, K4, K5.

$$F = K_1 + (K_4 - 1)\cos\theta_2 + K_5$$

$$F = (2{,}1) + (2.1 - 1)\cos(66) + (-0.52) = 2.02$$

$\theta 3$ se encuentra, reemplazando los elementos D, E, F:

$$\theta_{3_{1,2}} = 2\arctan\left(\frac{-E \pm \sqrt{E^2 - 4DF}}{2D}\right)$$

$$\theta_{3_{1,2}} = 2\arctan\left(\frac{1.82 \pm (5.29)}{-6.12}\right) \quad \theta_{3_1} = -98°$$

$$\theta_{3_2} = 60°$$

Considerando que el brazo tiene una configuración abierta se eligen los ángulos:

$$\theta_{4_2} = 127° \qquad \theta_{3_2} = 60°$$

3.3.4. DETERMINACIÓN DE FUERZAS Y MOMENTOS EN LAS POSICIONES CRÍTICAS DEL BRAZO PRENSA TALÓN

En la Fig. 3.8, se indica la posición inicial critica de trabajo del brazo, en donde actúa una fuerza resistiva al presionar el neumático. Además se considera al brazo en general y a cada eslabón como una viga en voladizo, en la que en un extremo actúa una fuerza paralela al eje Y, y en su otro extremo de la viga se encuentra empotrada con respecto al plano XY.

De acuerdo a la operación del proceso el operador debe presionar el neumático del aro mientras gira, aplicando una fuerza aproximada de 147 [N], dato que se han obtenido mediante una prueba de campo utilizando un dinamómetro y la

aplicación de la fuerza del operador. En la Tabla 3.4 se encuentran los datos obtenidos de las mediciones realizadas.

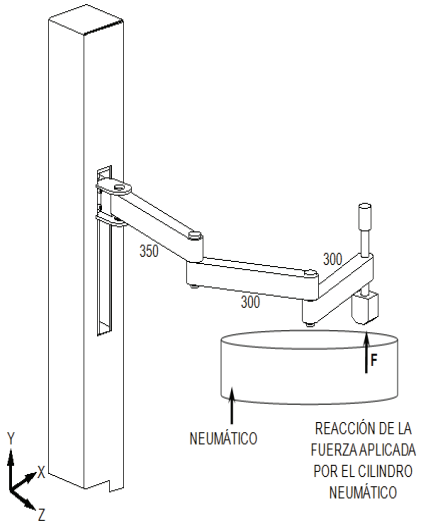


Figura 3.8 Análisis de fuerza en la posición inicial del Brazo Prensa-Talón.

Tabla 3.4 Promedio de fuerza aplicada en el neumático por el operador.

No. de Prueba	Dimensiones del Aro de la llanta en pulg.	Valor obtenido de F en [N]
1	13	145.8
2	14	146.5
3	15	147.8
4	16	147.1
PROMEDIO		147

FUENTE: Datos lubricadora Falco

Analizando la posición del brazo visto desde el plano XZ, en la Fig. 3.9, se encuentra que el punto más alejado de la fuerza aplicada es el punto donde se genera mayor energía para resistir a dicha fuerza, en la Fig. 3.10 se determina el efecto de los momentos producidos por la fuerza Fy en la posición inicial, considerando al brazo como una viga en voladizo.

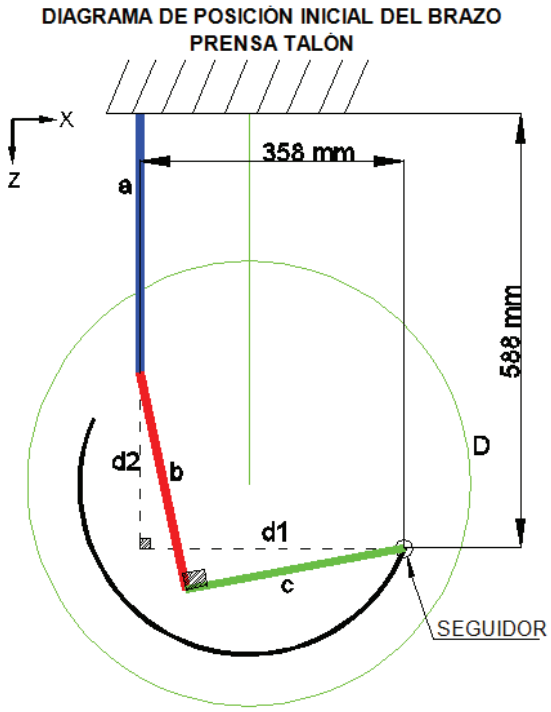


Figura 3.9 Posición Crítica del Brazo Prensa-Talón.

En las Fig.3.10 y 3.11, se representan los momentos de flexión con dos flechas seguidas color azul y los momentos de torsión con dos flechas seguidas color verde, la fuerza con una flecha.

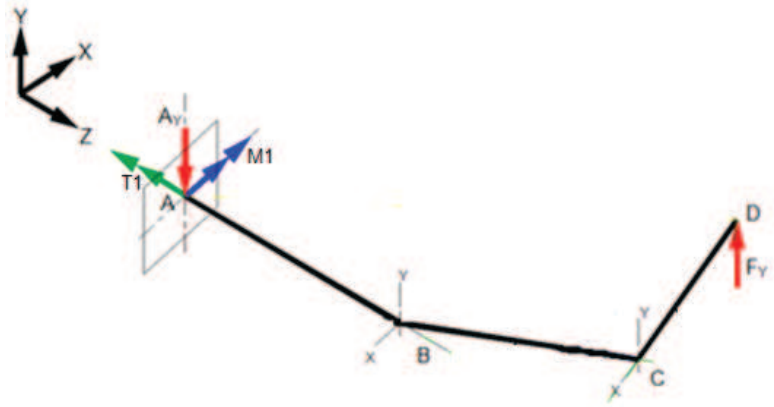


Figura 3.10 Diagrama de fuerzas y momentos en la Posición Inicial del Brazo.

A diferencia de la Fig. 3.10 en el diagrama de la Fig. 3.11, se presenta el brazo con los eslabones formando un ángulo de 90° entre sí $\theta 1 = \theta 2 = 90°$, el punto crítico que está más alejado de la fuerza Fy es el punto A, el cual deberá soportar el efecto total que produce la carga, por lo que se obtiene la fuerza, el momento flector y torsor máximos en este punto y en cada articulación, realizando un diagrama de cuerpo libre de cada uno de los eslabones.

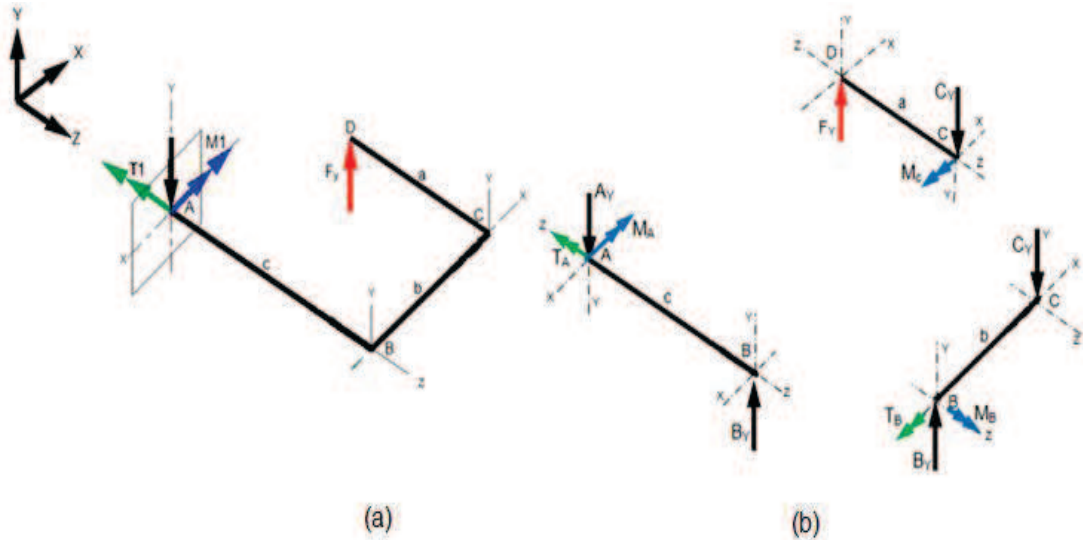


Figura 3.11 (a) Diagrama de Fuerzas y Momentos Posición Final del Brazo; (b) Efectos de la fuerza en cada tramo

Para hallar los momentos máximos y las reacciones se traslada la fuerza, a las articulaciones y al punto de empotramiento. En la Fig.3.12 (a) se observa el diagrama de cuerpo libre, de fuerzas (b) y momentos (c), en el tramo CD.

$$\Sigma F_y = 0$$
$$F_y - C_y = 0$$
$$F_y = C_y = 147[N]$$

$$\Sigma Mc = 0$$
$$F_y(0{,}3) - M_1 = 0$$
$$M_1 = 44.1[Nm]$$

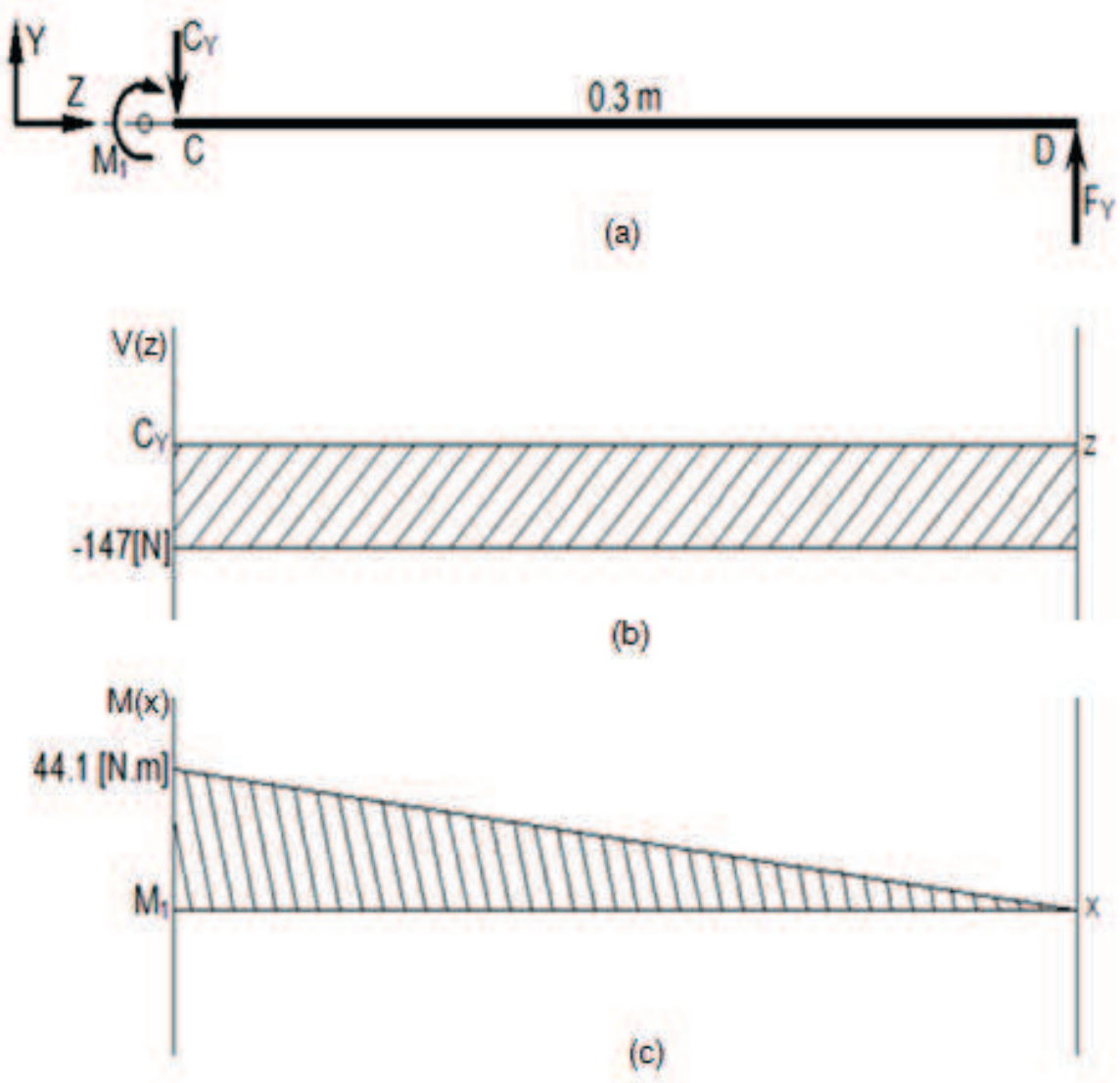


Figura 3.12 Diagramas Tramo CD, (a) DCL, (b) Cortante, (c) Momento Flector.

En la Fig.3.13 se observan los diagramas de Momentos de los valores encontrados para el tramo BC.

$\Sigma F_y = 0$
$F_y - B_Y = 0$
$Fy = B_Y = 147[N]$

$\Sigma M_B = 0$
$F_y(0,3) - M_2 = 0$
$M_2 = 44.1[Nm]$

$\Sigma T_B = 0$
$F_y(0,3) - T_1 = 0$
$T_1 = 44,1[Nm]$

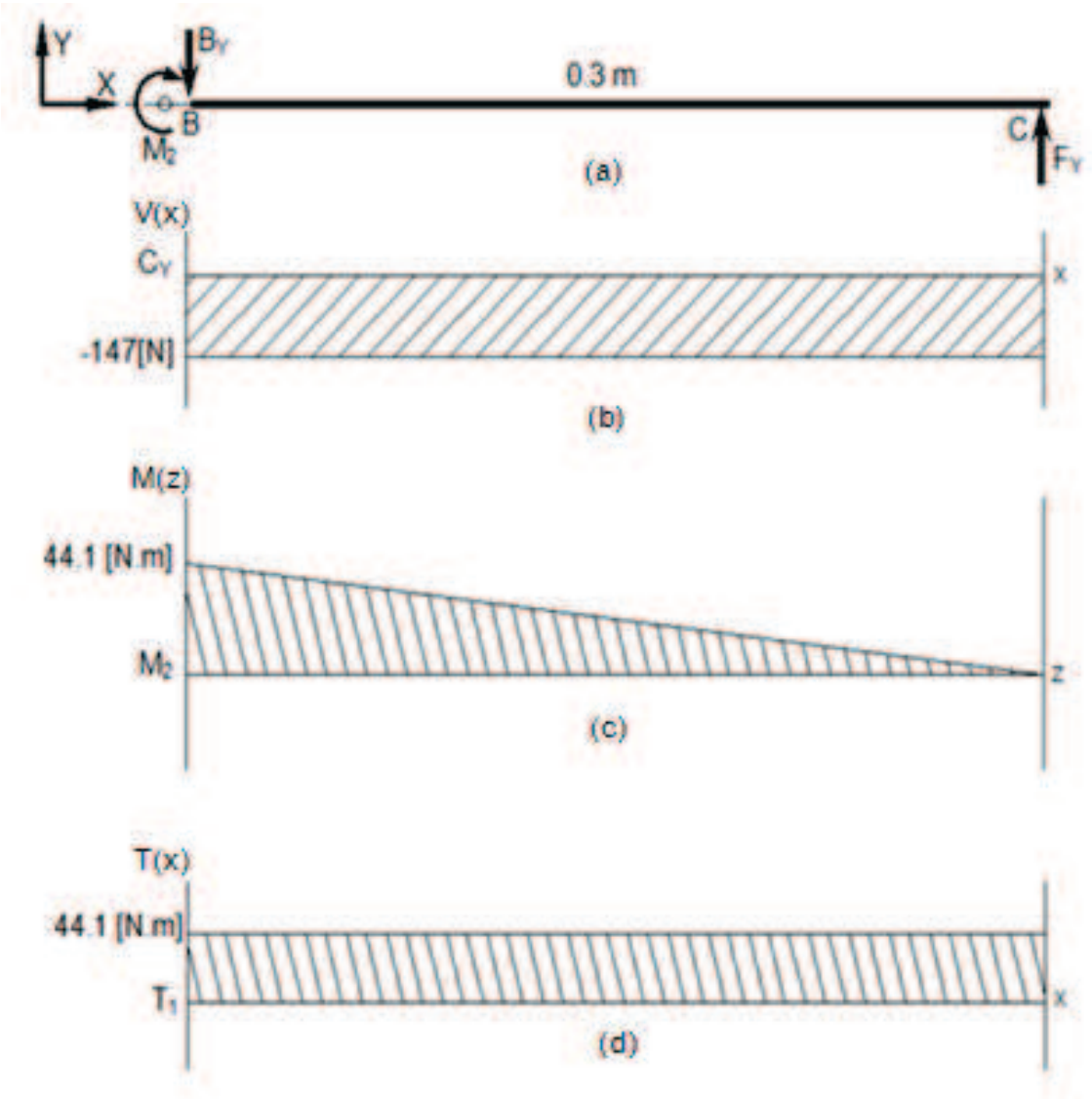


Figura 3.13 Diagramas Tramo CD, (a) DCL, (b) Cortante, (c) Momento Flector, (d) Momento Torsor.

En la Fig. 3.14 se observan los diagramas de Momentos de los valores encontrados para el tramo AB.

$$\Sigma F_y = 0$$
$$F_y - A_Y = 0$$
$$F_y = A_Y = 147[N]$$

$$\Sigma M_A = 0$$
$$F_y(0{,}35) - M_3 = 0$$
$$M_3 = 51.45[Nm]$$

$$\Sigma T_B = 0$$
$$F_y(0{,}3) - T_2 = 0$$
$$T_2 = 44{,}1[Nm]$$

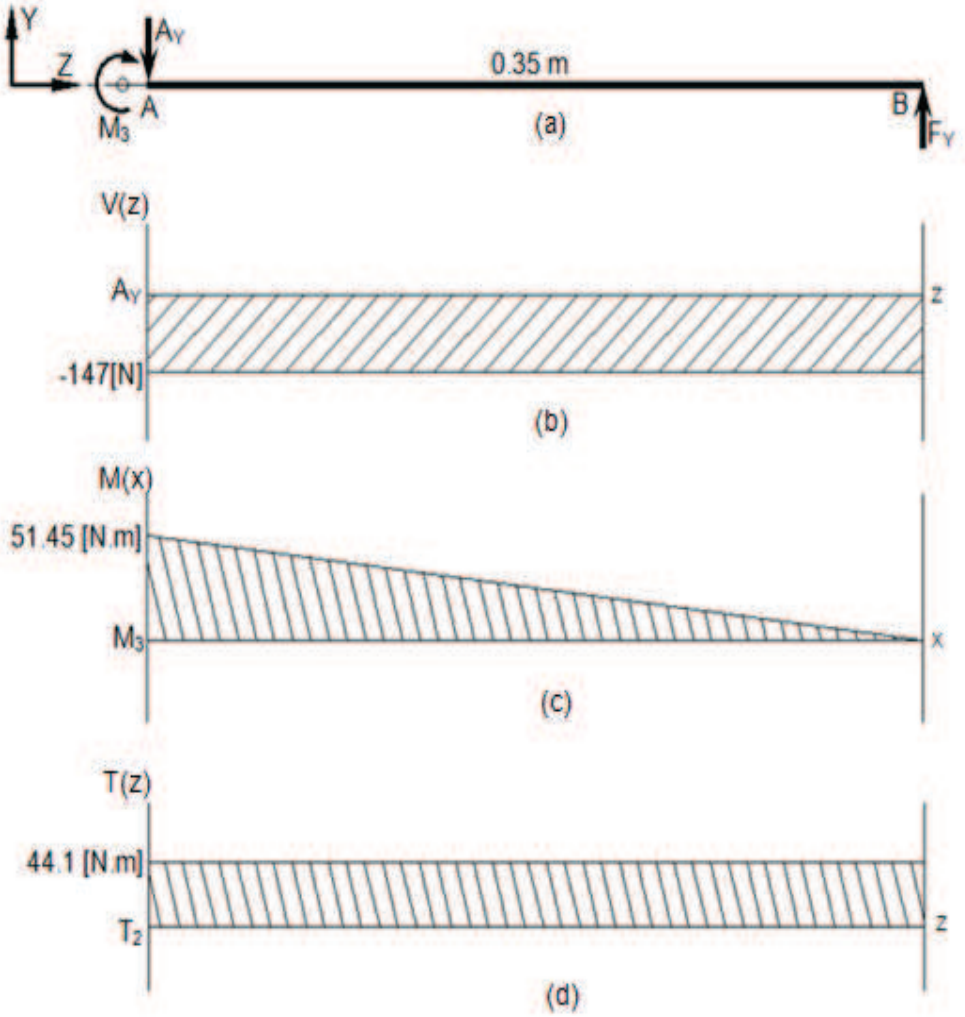


Figura 3.14 Diagramas Tramo CD, (a) DCL, (b) Cortante, (c) Momento Flector, (d) Momento Torsor.

3.3.5. DISEÑO POR RIGIDEZ DEL BRAZO PRENSA TALÓN

El diseño por rigidez está dirigido a la estabilidad del brazo, en este caso a la deflexión que sufre por acción de la fuerza aplicada. Determinado el punto crítico en este caso el punto A, se encuentra un módulo de sección que cubra el diseño en dicho punto, el dimensionamiento de la sección de los eslabones estará definida por el diseño en el punto A.

3.3.5.1. Deflexión del Brazo Prensa Talón

Según la norma AISC para la deflexión máxima en piezas generales de máquinas se recomienda que la deflexión deba encontrarse entre los siguientes valores:

δadm =0,0005 a 0,003 (pulg/pulg) o (mm/mm) de longitud del elemento

L=0.95m

$$\delta_{Adm} = 4{,}75x10^{-4}\,m. - 2{,}85x10^{-3}\,m$$

$$U = \int_0^X \frac{M^2 dx}{2EI}$$

Donde:

U= Energía de deformación

M= Momento Ejercido por la fuerza en cada brazo [N.m]

x= Distancia de aplicación del momento [mm]

E= Módulo de Elasticidad [Pa]

I= Inercia de la sección [m4]

$$U = \frac{1}{2EI}\left[\int_0^{X_1} (M_{AB})^2 dx + \int_{X_1}^{X_2} (M_{BC})^2 dx + \int_{X_2}^{X_3} (M_{CD})^2 dx\right]$$

$$U = \frac{1}{2(205x10^9)(I)}\left[\int_0^{0,35} (61{,}45)^2 dx + \int_{0,35}^{0,65} (44{,}1)^2 dx + \int_{0,65}^{0,95} (44{,}1)^2 dx\right] = \frac{5{,}1x10^{-9}}{I}$$

$$\delta_{MAX} = \frac{2U}{F}$$

$$2{,}85x10^{-3} = \frac{6{,}93x10^{-11}}{I}$$

$$I = 2{,}43x10^{-8} m^4 = 2{,}43 cm^4$$

Con la inercia calculada se encuentra un perfil adecuado para el brazo, considerando el espacio geométrico necesario para desplazarse en el eje y, de acuerdo a los parámetros de la Tabla 3.1. En la Tabla 3.5 se selecciona un tubo

cuadrado de 1½" de acero ASTM A-36 de espesores de 3, 2, 1.5 (mm). En el Anexo 1 se presenta una tabla con los datos de los perfiles seleccionados.

Tabla 3.5 Propiedades del perfil cuadrado de 1 ½".

PERFIL DE 1 ½" = 38.1 (mm)				
DATOS	**VALOR**			**UNIDAD**
	e=3(mm)	**e=2(mm)**	**e=1.5(mm)**	
INERCIA I	9,28E-07	6,92E-07	5,48E-07	[m^4]
SEGUNDO MOMENTO DE INERCIA J	1,85E-06	1,38E-06	1,09E-06	[m^4]
MODULO DE ELASTICIDAD E	2,05E+11	2,05E+11	2,05E+11	[Pa]
MODULO G	7,88E+10	7,88E+10	7,88E+10	[Pa]
MODULO DE SECCIÓN	4,6E-06	3,3E-06	2,6E-06	[m^3]

FUENTE: Catalogo IPAC, Anexo 1.

Se selecciona un perfil cuadrado de espesor 1.5 mm con inercia 5.48 cm4, y se calcula la energía de deformación total con los momentos flectores y torsores

UT=UF+Ut

Donde:

UT = Energía total de deformación

UF= Energía de deformación debida al momento flector

Ut= Energía de deformación debida al momento torsor

$$U_F = \frac{5{,}1x10^{-9}}{I}$$

$$U_t = \frac{1}{2GJ}\left[\int_0^{X_1} T_2^2\,dx + \int_{X_1}^{X_2} T_1^2\,dx\right]$$

$$U_t = \frac{1}{2(78{,}8x10^9)(1{,}09x10^{-6})}\left[\int_0^{0,35} 44{,}1^2\,dx + \int_{0,35}^{0,65} 44{,}1^2\,dx\right] = \frac{1264{,}12}{171784} = 0{,}0074$$

$$U_T = 0{,}074 + \frac{5{,}1x10^{-9}}{5.48x10^{-7}} = 0{,}0167$$

$$\delta_{MAX} = \frac{2U_T}{F}$$

$$\delta_{MAX} = 2.3 * 10^{-4} m = 0.23mm$$

Al comparar la deflexión encontrada con los límites recomendados, la deflexión es menor que los valores admisibles.

$$2.3x10^{-4} < 4{,}75x10^{-4} < 2{,}85x10^{-3} \ [m]$$

3.3.6. RESISTENCIA DEL BRAZO PRENSA TALÓN

Para verificar la resistencia del perfil seleccionado se calculan los esfuerzos principales en el punto crítico del brazo, en este caso el punto A como se observa en la Fig. 3.15.

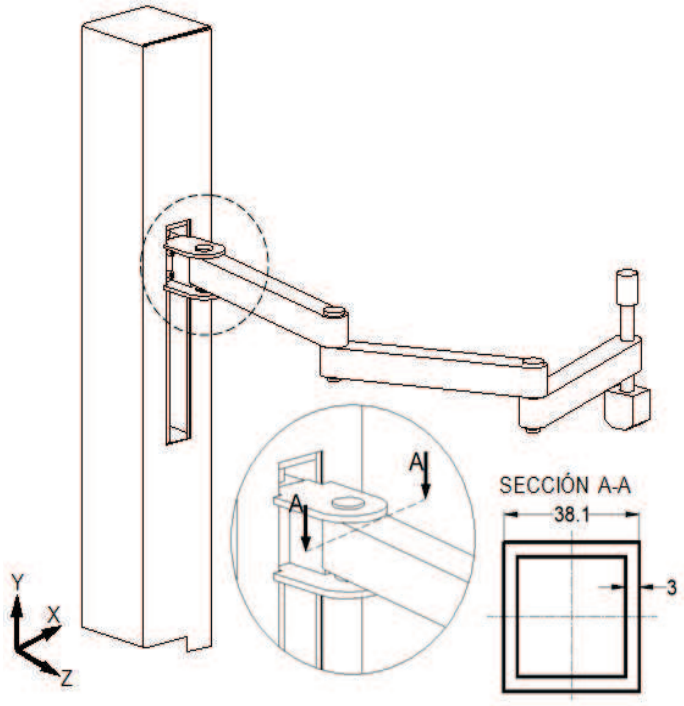


Figura 3.15 Punto crítico Brazo Prensa Talón
ELABORACIÓN: Propia

Con los momentos flectores y torsores máximos en equilibrio, se procede a determinar la resistencia en el punto crítico del brazo con el material y sección de perfil seleccionado en el diseño por rigidez.

Se encuentran los esfuerzos principales con los esfuerzos de flexión y torsión en el punto A:

$$\sigma x = \frac{M_T}{I/c}$$

Donde:

σx = Esfuerzo de Flexión [Pa]

MT= Momento Flector Total [N.m]

I/c= Módulo de Sección (ecuación (3.3)) [m3]

$$\tau_{XY} = \frac{T}{J/c}$$

Donde:

τ_{XY} = Esfuerzo de torsión (Cortante) [Pa]

T= Momento torsor [N.m]

J/c= Módulo de Sección [m3]

El momento flector total se lo determina sumando los momentos en cada tramo.

$$M_T = M_1 + M_2 + M_3$$
$$M_T = 44{,}1 + 44.1 + 51.45$$
$$M_T = 139.65[N.m]$$

El módulo de sección se lo encuentra en el catálogo de perfiles IPAC en el anexo 1.

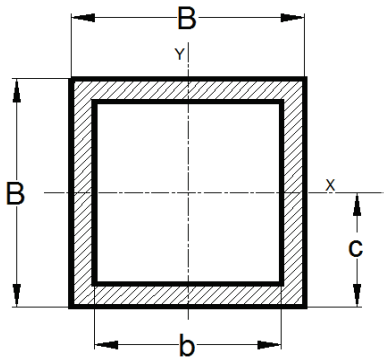


Figura 3.16 Descripción Módulo de Sección Perfil Cuadrado

$$\frac{I}{c} = \frac{B^4 - b^4}{6B}$$

Donde:

I = Inercia de la sección respecto al eje x [mm^4]

c = Radio de giro distancia de la línea neutra a la fibra más alejada [mm]

$$\frac{I}{c} = \frac{(38.1)^4 - (35.1)^4}{6(38.1)} = 2.6 * 10^3 mm$$

El esfuerzo de flexión es:

$$\sigma x = \frac{M_T * c}{I}$$

$$\sigma x = \frac{139.65}{2.6 * 10^{-6}} = 54MPa$$

El radio de giro de acuerdo al catálogo IPAC, c=1.56cm, el módulo de sección es:

J= IXX + IYY

J= (5.48 + 5.48) cm4 = 10.96cm4 =1.096*10-7m4

$$J/c = \frac{1.096 * 10^{-7}}{15.6 * 10^{-3}} = 7.03 * 10^{-6} m^3$$

El esfuerzo de torsión es:

$$T_T = T_1 + T_2$$
$$T_T = 44{,}1 + 44.1 = 88.2[\text{N.m}]$$

$$\tau_{XY} = \frac{T_T * c}{J}$$

$$\tau_{XY} = \frac{88.2}{(7.03 * 10^{-6})} = 12.6\text{MPa}$$

Al reemplazar los esfuerzos de flexión y torsión en la ecuación se tiene:

$$\sigma_A, \sigma_B = \frac{\sigma_X + \sigma_Y}{2} \pm \sqrt{\left(\frac{\sigma_X - \sigma_Y}{2}\right)^2 + \tau^2{}_{XY}}$$

$$\sigma_1, \sigma_2 = \frac{(54) + (0)}{2} \pm \sqrt{\left(\frac{(54) - (0)}{2}\right)^2 + (12.6)^2}$$

$$\sigma_1, \sigma_2 = 27 \pm 30$$

$$\sigma_1 = 57\text{MPa}, \qquad \sigma_2 = -3\text{MPa}.$$

En la Fig. 3.17 se describen gráficamente los esfuerzos analizados en el brazo mediante el círculo de Mohr.

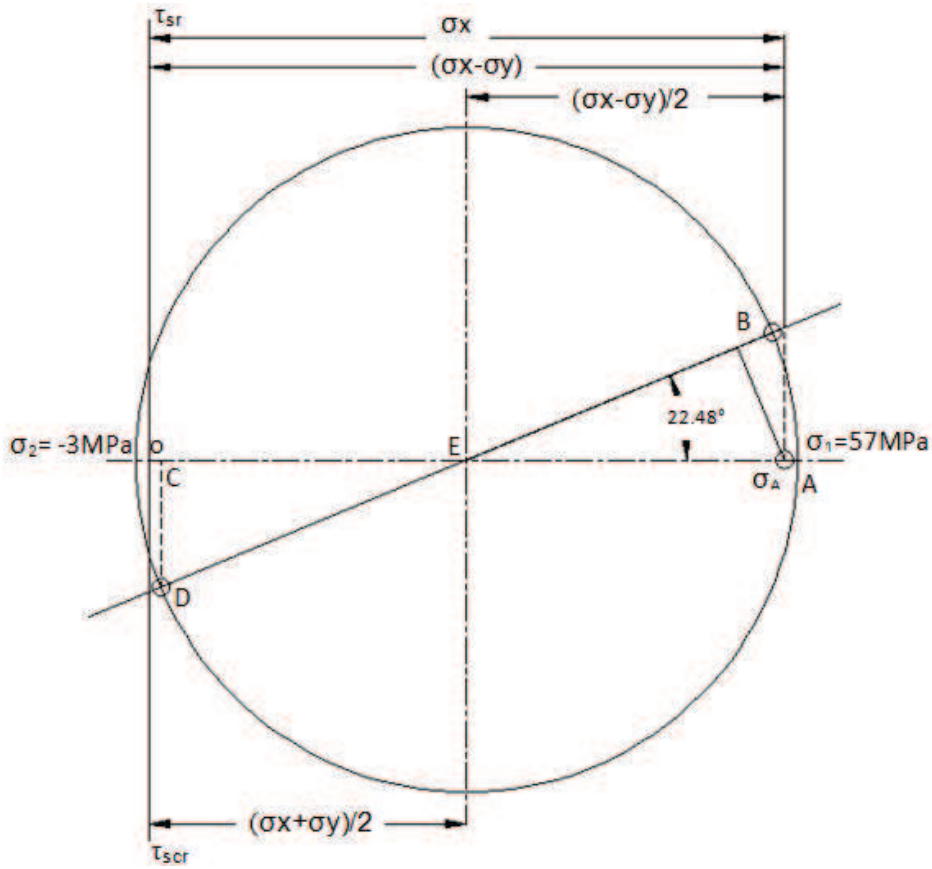


Figura 3.17 Círculo de Mohr de los esfuerzos analizados en el brazo.

Se utiliza la hipótesis de falla de Mohr Coulomb ya que la deformación a la fractura del material es de 1.6 mayor que 0.05.

$$n = \frac{Sy}{\sigma_A}$$

$$n = \frac{250MPa}{57MPa} = 4.4$$

De acuerdo al resultado obtenido, la relación de resistencia es de 4.4, cuyo valor es el necesario para el punto A.

3.3.7. DISEÑO DE PASADORES DEL BRAZO PRENSA TALÓN

La fuerza aplicada por el brazo en el neumático produce un momento en la base del brazo y en las uniones de los eslabones. Se observa la disposición de los pasadores en la Fig. 3.18, se los analiza de acuerdo a la posición en los eslabones y se procede a realizar el diagrama de cuerpo libre de cada eslabón.

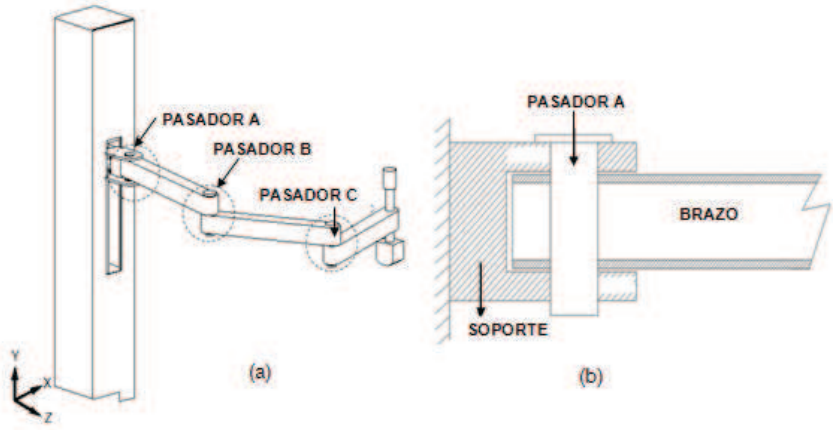


Figura 3.18 (a) Disposición de los pasadores en el brazo, (b) Posición del pasador A.

3.3.7.1. Diseño Pasador A

De acuerdo a la posición del pasador A en la Fig. 3.18 (b), se considera al pasador como una viga con apoyos simples y carga de momento. La fuerza aplicada por el brazo, produce un momento, el cual se concentra en el pasador, en la Tabla 3.6, se describen los datos iniciales para el diseño del pasador A.

Tabla 3.6 Datos de diseño Pasador A.

DATOS	VALOR	DESCRIPCIÓN
LONGITUD	50[mm]	Debido a la dimensión de perfil del brazo.
MOMENTO MAX.	139.65[N.m]	Debido a la fuerza aplicada por el brazo.
FACTOR DE SEGURIDAD	2	Criterio de diseño

FUENTE: Autores

3.3.7.2. Diagramas del pasador A

$$R_1 = -R_2 = \frac{M_1}{L} = V$$

$$V = \frac{139.65}{0{,}05} = 2.8 * 10^3$$

$$V = 2.8[KN]$$

$$M_{AB} = \frac{M_1 x}{L}$$

$$M_{AB} = \frac{(139.65)(0.025)}{0.05}$$

$$M_{AB} = 69.82[N.m]$$

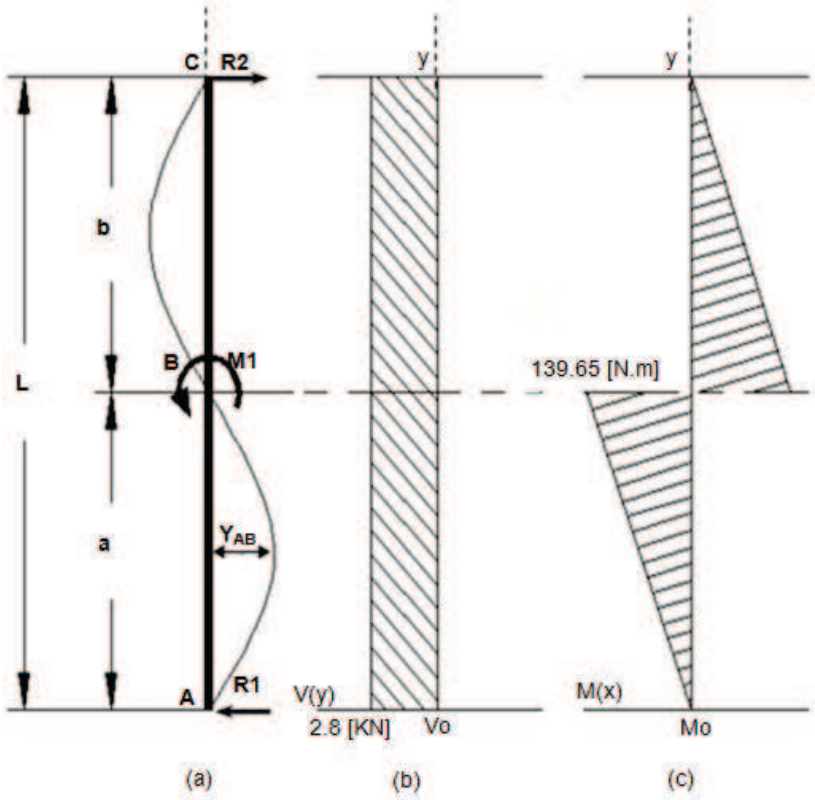


Figura 3.19 Diagramas del pasador A; (a) D.C.L.; (b) Cortante; (c) Momento flector.

La deflexión máxima del pasador YAB, se la encuentra mediante la siguiente ecuación:

$$Y_{AB} = \frac{M_{AB} x}{6EIL}\left(x^2 + 3a^2 - 6aL + 2L^2\right)$$

$$Y_{AB} = \frac{(69.82)(0.0125)}{6(205 * 10^9)I(0.05)}\left((0.0125)^2 + 3(0.025)^2 - 6(0.025)(0.05) + 2(0.05)^2\right)$$

$$Y_{AB} = \frac{6.65 * 10^{-15}}{I}$$

La deflexión recomendada para elementos de máquinas se encuentra entre:

$\delta_{ADM} = 0.0005 - 0.003$

De la longitud del elemento. L=50mm

$\delta_{ADM} = 2.5 * 10^{-6} m - 15 * 10^{-5} m$

$$15 * 10^{-5} = \frac{6.65 * 10^{-15}}{I}$$

$$I = 4.43 * 10^{-11} * 10^{-10} m^4 = 44.35 mm^4$$

Se encuentra el diámetro mínimo necesario de la sección

$$I = \frac{\pi d^4}{64} = 44.35 \qquad d = 5.5mm$$

Se realiza un cálculo tentativo con un diámetro mayor al encontrado en este caso 12mm, por facilidad de construcción.

$$I = \frac{\pi(12)^4}{64} = 1017.87 mm^4 = 1.0178 * 10^{-9} m^4$$

$$Y_{AB} = \frac{6.65 * 10^{-15}}{1.0178 * 10^{-9}} = 6.53 * 10^{-6} m$$

La deflexión encontrada esta dentro del límite recomendado

$\delta_{ADM} = 2.5 * 10^{-6} m - 15 * 10^{-5} m$

2.5*10-6m < 6.53*10-6m < 15*10-5m

La resistencia del pasador se calcula encontrando el esfuerzo de flexión al que se encuentra sometido, se utilizan los datos del cálculo tentativo de la deflexión para verificar si la resistencia es adecuada.

$$\sigma_X = \frac{M_{AB}}{I/c}$$

$$I/c = \frac{\pi d^3}{32} = \frac{\pi(0.012)^3}{32} = 1.69 * 10^{-7} m^3$$

$$\sigma_X = \frac{(69.82)}{1.69 * 10^{-7}} = 413.13 MPa$$

Con el esfuerzo principal de flexión se encuentra la relación de resistencia

$$n = \frac{S_Y}{\sigma_A} \qquad n = \frac{250}{413.13} = 0.60$$

El diámetro utilizado no resiste el esfuerzo aplicado por lo que se realiza nuevamente un cálculo tentativo con un factor de seguridad de 2 para encontrar un diámetro adecuado.

$$2 = \frac{250}{\left(\frac{69.82}{I/c}\right)}$$

$$I/c = 5.6 * 10^{-7} m^3$$

$$5.6 * 10^{-7} = \frac{\pi d^3}{32}$$

$$d = 0.017m = 17mm$$

El diámetro con un factor de seguridad de 2 es de 17mm, por facilidad de construcción para el nuevo cálculo se utiliza un diámetro de 19mm.

$$I/c = \frac{\pi(0.019)^3}{32} = 6.7 * 10^{-7} m^3$$

$$\sigma_X = \frac{(69.82)}{6.7 * 10^{-7}} = 103.74 MPa$$

$$n = \frac{S_Y}{\sigma_A} \qquad n = \frac{250}{103.74} = 2.4$$

$n < nd$

Con el valor de 2.4 de relación de resistencia encontrado se concluye que la resistencia y rigidez es adecuada para el pasador A, con dimensiones de 19mm de diámetro y 50mm de longitud efectiva.

3.3.7.3. Diseño Pasador B

De acuerdo a la posición del pasador B en la Fig. 3.20, se analiza como una viga en voladizo y carga de momento. En la tabla 3.7 se observan los datos iniciales de diseño para el pasador B.

Tabla 3.7 Datos de diseño Pasador B.

DATO	VALOR	DESCRIPCIÓN
LONGITUD	80[mm]	Debido a espacio geométrico.
LONGITUD EFECTIVA	40[mm]	Longitud a considerar en el diseño, la dimensión restante se la considera como empotrada.
MOMENTO MAX.	88.2[N.m]	Debido a la fuerza aplicada por el brazo.
FACTOR DE SEGURIDAD	> 2	Criterio de diseño

FUENTE: Autores

3.3.7.4. Diagramas del pasador B

$R_1 = 0$

$M_1 = M_B$

$M_1 = 88.2$

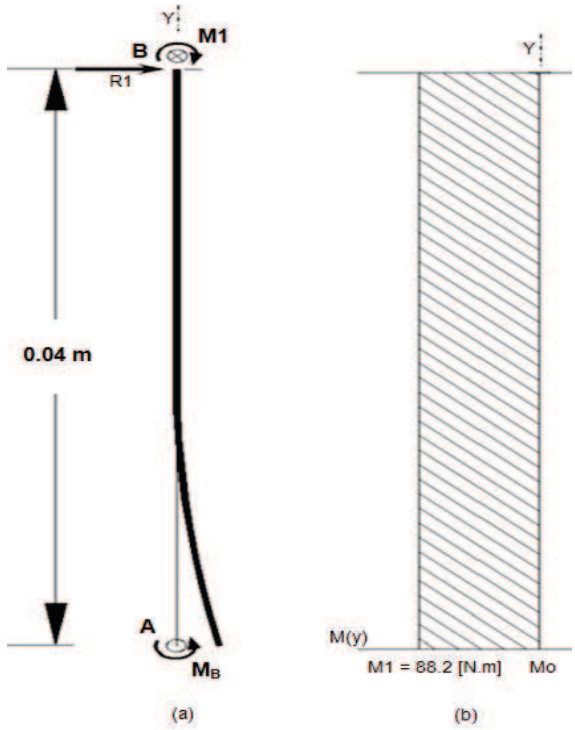


Figura 3.20 Diagramas pasador B; (a) D.C.L.; (b) Momento flector.

La deflexión máxima del pasador Y, se la encuentra mediante la siguiente ecuación:

$$Y_{MAX} = \frac{M_B L^2}{2EI}$$

$$Y_{MAX} = \frac{(88.2)(0.04)^2}{2(205 * 10^9)I} = \frac{3.44 * 10^{-13}}{I}$$

La deflexión recomendada para elementos de máquinas se encuentra entre:

$\delta_{ADM} = 0.0005 - 0.003$

De la longitud del elemento. L=0.04m

$\delta_{ADM} = 2 * 10^{-5} m - 1.2 * 10^{-4} m$

$$Y_{MAX} = \frac{3.44 * 10^{-13}}{I} = 1.2 * 10^{-4}$$

$$I = 2.9 * 10^{-9} m^4$$

Se encuentra el diámetro mínimo necesario de la sección.

$$I = \frac{\pi d^4}{64} = 2.9 * 10^{-9} \qquad d = 0.016m = 16mm$$

Se realiza un cálculo tentativo con un diámetro mayor al encontrado en este caso 19mm.

$$I = \frac{\pi(19)^4}{64} = 6397.11mm^4 = 6.4 * 10^{-9} m^4$$

$$Y_{MAX} = \frac{3.44 * 10^{-13}}{I} \qquad Y_{MAX} = 5.4 * 10^{-5} m$$

La deflexión encontrada está dentro del límite recomendado:

$$\delta_{ADM} = 2 * 10^{-5} m - 1.2 * 10^{-4} m$$

2*10-5m < 5.4*10-5m < 1.2*10-4m

La resistencia del pasador se calcula encontrando el esfuerzo de flexión al que se encuentra sometido, se utilizan los datos del cálculo tentativo de la deflexión para comprobar si el diseño por resistencia es adecuado.

$$\sigma_X = \frac{M_{AB}}{I/c}$$

$$I/c = \frac{\pi d^3}{32} = \frac{\pi(0.0195)^3}{32} = 7.27 * 10^{-7} m^3$$

$$\sigma_X = \frac{(88.2)}{7.27 * 10^{-7}} = 121.3MPa$$

Con el esfuerzo principal de flexión se encuentra la relación de resistencia

$$n = \frac{S_Y}{\sigma_A} \qquad n = \frac{250}{121.3} = 2$$

Con el valor de 2 de relación de resistencia encontrado se concluye que la resistencia y rigidez está cubierto para el pasador B, con dimensiones de 195mm de diámetro y 80mm de longitud. El pasador C se encuentra en la misma disposición que el pasador B, pero con la mitad del valor del momento soportado, el diseño para el pasador C es el adecuado con las dimensiones de B.

3.3.8. DISEÑO DEL SOPORTE PASADOR

Para el diseño del soporte pasador se ha tomado en cuenta, las dimensiones geométricas y los efectos al que se somete el soporte, como se observa en la Fig. 3.21 y la Tabla 3.8.

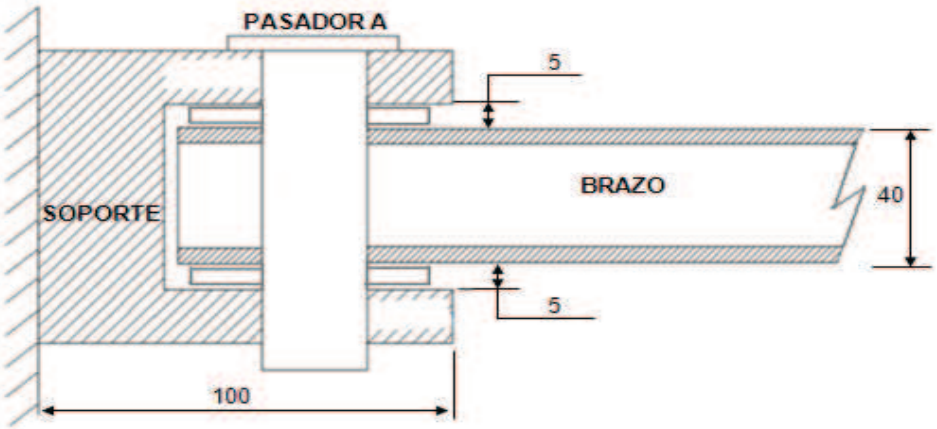


Figura 3.21 Efectos sobre el soporte

Tabla 3.8 Datos de diseño Soporte Pasador.

DATO	VALOR	DESCRIPCIÓN
MOMENTO FLECTOR	139.65 [N.m]	Debido a la fuerza aplicada por el brazo
LONGITUD	100 [mm]	Debido a espacio geométrico
ANCHO B	40 [mm]	Debido a espacio geométrico
ALTURA H	50 [mm]	Debido a espacio geométrico
FACTOR DE SEGURIDAD	> 2	Criterio de diseño

FUENTE: Autores

3.3.8.1. Diagrama del soporte

De acuerdo a la disposición de la fuerza y sus efectos se realiza un diagrama de cuerpo libre y se procede a encontrar los momentos flectores y torsores que actúan sobre el soporte, en la Fig. 3.22.

$$R_1 = 0$$
$$M_1 = M_B = 139.65[Nm]$$

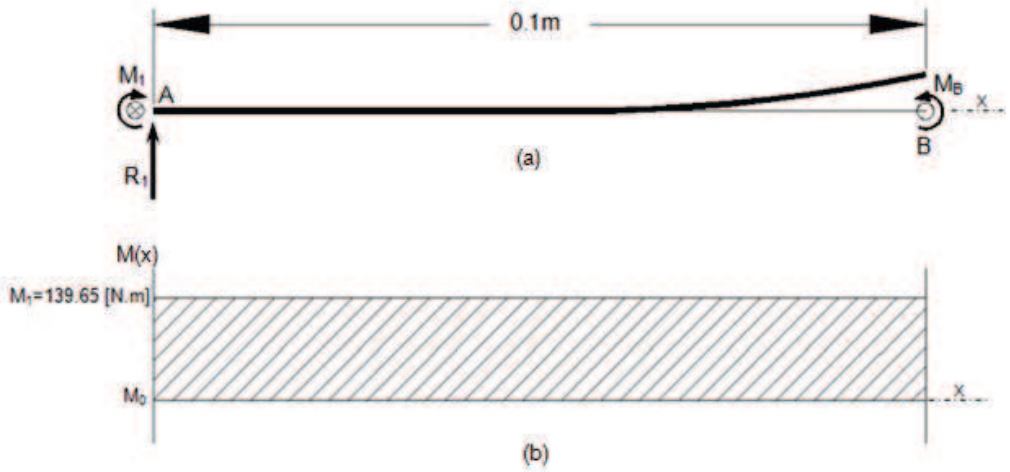


Figura 3.22 Diagrama del soporte (a) D.C.L.; (b) Momento Flector.

La deflexión máxima del soporte Y, se la encuentra mediante la ecuación:

$$Y_{MAX} = \frac{M_B L^2}{2EI}$$

$$Y_{MAX} = \frac{(139.65)(0.1)^2}{2(205 * 10^9)I} = \frac{3.40 * 10^{-12}}{I}$$

La deflexión recomendada para elementos de máquinas se encuentra entre:

$$\delta_{ADM} = 0.0005 - 0.003$$

De la longitud del elemento. L=0.1m

$$\delta_{ADM} = 5 * 10^{-5} m - 3 * 10^{-4} m$$

$$Y_{MAX} = \frac{3.40 * 10^{-12}}{I} = 3 * 10^{-4} \qquad I = 1.13 * 10^{-8} m^4$$

Encontrada la inercia necesaria, se realiza un cálculo tentativo tomando una inercia de sección que cumpla con el dimensionamiento de los elementos ya calculados.

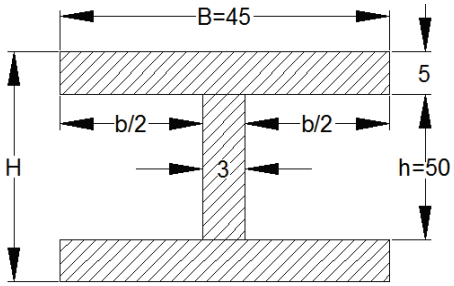


Figura 3.23 Sección del soporte

$$I = \frac{BH^3 - bh^3}{12} = \frac{(45)(60)^3 - (42)(50)^3}{12} = 372500\ mm^4 = 3.72 * 10^{-7} m^4$$

Con el nuevo valor encontrado se determina la deflexión máxima

$$Y_{MAX} = \frac{3.40 * 10^{-12}}{I}$$

$$Y_{MAX} = \frac{3.40 * 10^{-12}}{3.72 * 10^{-7} I} = 9.13 * 10^{-6} m$$

La deflexión encontrada no causa un mal funcionamiento o falla.

$$\delta_{ADM} = 5 * 10^{-5} m - 3 * 10^{-4} m$$

9*10-6m < 9*13-6m < 3*10-4m

Se determina la resistencia del soporte, se utilizan los datos del cálculo tentativo de la deflexión para comprobar si el diseño por resistencia es adecuado.

$$\sigma_X = \frac{M_B}{I/c}$$

$$\frac{I}{c} = \frac{BH^3 - bh^3}{6H} = \frac{(45)(60)^3 - (42)(50)^3}{6(60)} = 12416.66mm^3 = 1.2 * 10^{-5}m^3$$

$$\sigma_X = \frac{(139.65)}{1.2 * 10^{-5}} = 11.63MPa$$

Con el esfuerzo principal de flexión se encuentra la relación de resistencia utilizando las propiedades del acero ASTM A-36

$$n = \frac{S_Y}{\sigma_A}\frac{250}{11.63} = 22$$

Con el valor de 22 de relación de resistencia encontrado se concluye que la resistencia y rigidez es la adecuada para el soporte.

3.3.8.2. Cálculo de soldadura del soporte

En la Fig. 3.24, se presenta al soporte del pasador y la disposición de los cordones de soldadura, las dimensiones de la longitud de los cordones de soldadura dependerán de las dimensiones ya calculadas del soporte.

Tabla 3.9 Datos para cálculo de soldadura del soporte.

PÁRAMETRO	VALOR	DESCRIPCIÓN
MOMENTO FLECTOR	139.65[N.m]	Debido a la fuerza aplicada por el brazo
LONGITUD CORDÓN DE SOLDADURA L	0.06[m]	Debido a espacio geométrico
FACTOR DE SEGURIDAD	> 2	Criterio de diseño

FUENTE: Autores

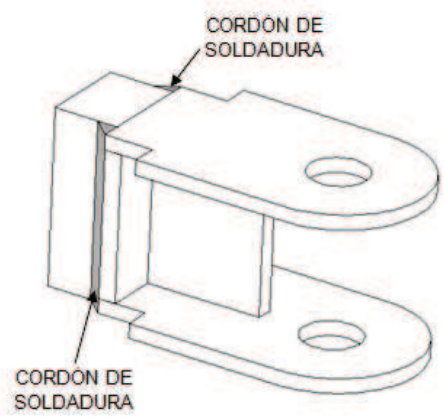


Figura 3.24 Disposición de los cordones de soldadura placa soporte

Se calcula el esfuerzo permisible a cortante utilizando un electrodo E6011.

$$\tau_{Perm} = 0.60 S_Y$$

$$\tau_{Perm} = 0.60(427 * 10^6) \qquad \tau_{Perm} = 256.2 MPa$$

La altura del filete de soldadura se determina mediante la siguiente ecuación:

$$\tau_{Perm} = \tau = \frac{1.414F}{hL}$$

Donde:

F= Fuerza Aplicada [N]

h=Altura del filete [m]

L=Longitud del cordón de soldadura [m]

La fuerza cortante aplicada en la unión de soldadura es la fuerza del momento flector del brazo actuando en la longitud del soporte es decir:

$$F = \frac{M_T}{d} = \frac{139.65}{0.1} \qquad F = 1.4K[N]$$

Se reemplaza el esfuerzo permisible y se encuentra la altura del filete:

$$256.2 * 10^6 = \frac{1.414(1.4 * 10^3)}{h(0.06)}$$

$$h = 1.28 * 10^{-4} m = 0.12 mm$$

Se toma un valor de h=3mm ya que es el valor mínimo para la altura con un electrodo de 1/8 de pulgada de diámetro; se encuentra el esfuerzo permisible y el factor de seguridad, para h=3mm.

$$\tau = \frac{1.414(1.4 * 10^3)}{(0.003)(0.06)} \qquad \tau = 10.9\text{MPa}$$

El factor de seguridad por esfuerzo cortante:

$$n = \frac{Sy}{\tau} \qquad n = \frac{427}{10.9} = 39$$

Se encuentra el esfuerzo permisible sometido a flexión para encontrar un factor de seguridad y realizar una comparación. En la Fig. 3.25 se presentan las dimensiones de soldadura sometida a flexión con las cuales se encuentran el esfuerzo cortante primario y secundario.

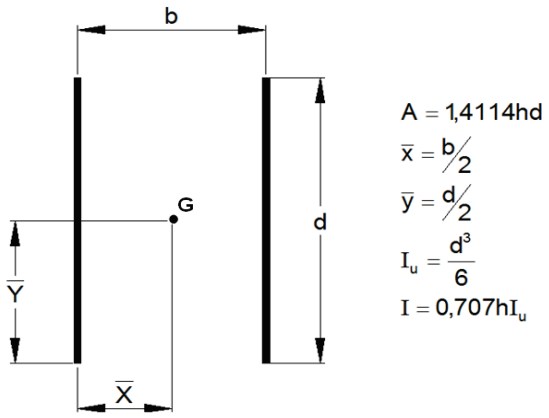


Figura 3.25 Dimensiones de la soldadura a filete sometida a flexión.

Los esfuerzos cortantes primarios y secundarios:

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

Donde:

τ´= Esfuerzo cortante primario [Pa]

V= Fuerza cortante [N]

A= Área de la sección del cordón de soldadura [m2]

$$\tau'' = \frac{M_r}{I}$$

Donde:

τ”= Esfuerzo cortante secundario [Pa]

M= Momento flector [N.m].

r= Radio de giro [m].

I= Momento de inercia [m4].

Cortante primario:

$$A = 1{,}4114hd$$

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

$$\tau' = \frac{1.4x10^3}{(1{,}4114)(h)(0{,}060)} = \frac{16.53x10^3}{h}$$

Cortante secundario:

$$I = 0{,}707\,hI_u$$

Donde I_U es:

$$I_u = \frac{d^3}{6}$$

$$\tau'' = \frac{Mr}{I}$$

$$\tau'' = \frac{(139{,}65)(0{,}030)}{(0{,}707)(h)\left(\frac{(0{,}060)^3}{6}\right)} = \frac{164{,}23x10^3}{h}$$

La magnitud del cortante se la determina de la ecuación pitagórica, donde se asume h=3 y se obtiene:

$$\tau = (\tau'^2 + \tau''^2)^{1/2}$$

$$\tau = \left[\left(\frac{16.53x10^3}{h} \right)^2 + \left(\frac{164,23x10^3}{h} \right)^2 \right]^{1/2} = \left[\frac{2,71x10^{10}}{h^2} \right]^{1/2}$$

El esfuerzo permisible a flexión con h=3mm es:

$$\tau = \left[\frac{2,71x10^{10}}{(0.003)^2} \right]^{1/2}$$

$$\tau = 54.87MPa$$

El factor de seguridad por esfuerzo a flexión es:

$$n = \frac{Sy}{\tau} \qquad n = \frac{427}{54.87} = 7.7$$

Al comparar los factores de seguridad el factor de la soldadura en el soporte es de 7.7, con h=3mm y L=60mm.

3.3.9. EJE GUÍA

El eje guía soportara el momento producido por la fuerza FY; se considera la parte central la más crítica en donde es aplicado el momento, como se observa en la Fig. 3.26.

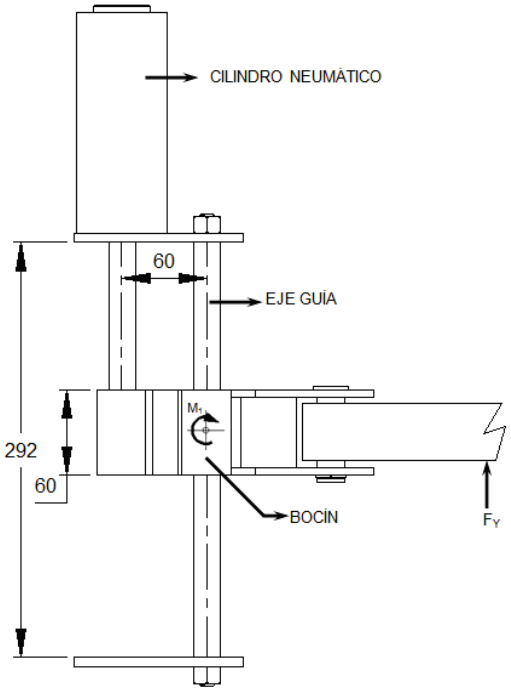


Figura 3.26 Disposición del eje guía

Tabla 3.10 Datos de diseño eje guía.

DATO	VALOR	DESCRIPCIÓN
MOMENTO FLECTOR	139.65[N.m]	Debido a la fuerza aplicada por el brazo
LONGITUD L	0.292[m]	Debido a espacio geométrico

FUENTE: Autores

Se realiza un diagrama de cuerpo libre en donde se encuentran las reacciones y los puntos de mayor deflexión, en la Fig. 3.27.

$$R_1 = \frac{(139.65)}{(0.292)}$$

$$R_1 = 478.25[N]$$

$$M_{AB} = \frac{M_1(X)}{L} = \frac{(139.65)(L/4)}{L}$$

$$M_{AB} = \frac{(139.65)(0.073)}{0.292} = 34.91[N.m]$$

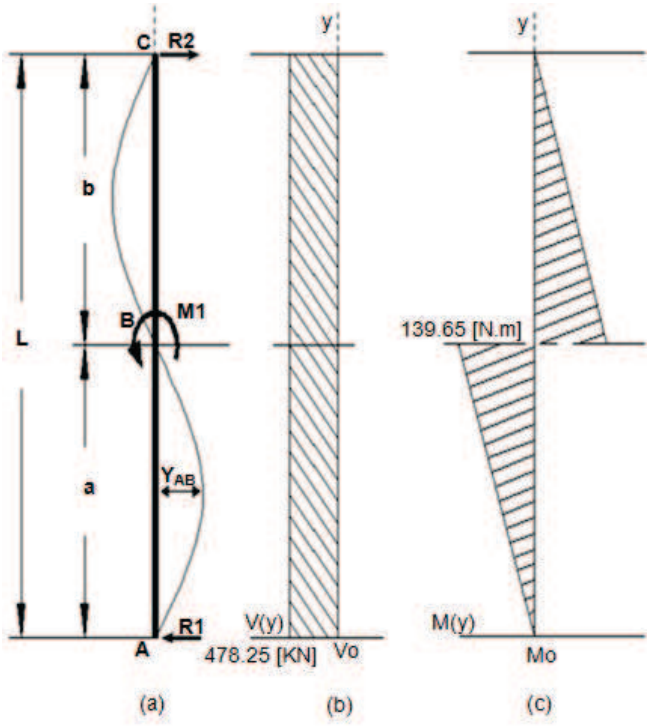


Figura 3.27 Diagramas del eje guía. (a) D.C.L.; (b) Cortante; (c) Momento flector.

Se halla la deflexión máxima mediante la siguiente ecuación:

$$Y_{AB} = \left(\frac{M_1 X}{6EIL}\right)\left(K^2 + 3\left(\frac{a}{L}\right)^2 - 6\left(\frac{a}{L}\right)\left(\frac{X}{L}\right) + 2\left(\frac{X}{L}\right)^2\right)$$

$$Y_{AB} = \left(\frac{(139.65)(0.073)}{6(205*10^9)(0.292)(I)}\right)\left(K^2 + 3\left(\frac{a}{L}\right)^2 - 6\left(\frac{a}{L}\right)\left(\frac{L}{L}\right) + 2\left(\frac{L}{L}\right)^2\right)$$

$$Y_{AB} = \frac{2.83*10^{-11}}{I}(-0.016)$$

La deflexión recomendada para elementos de máquinas se encuentra entre:

$\delta_{ADM} = 0.0005 - 0.003$

De la longitud del elemento. L=0.146m

$\delta_{ADM} = 7.3*10^{-5}\,m - 4.38*10^{-4}\,m$

$$4.38*10^{-4} = \frac{4.54*10^{-13}}{I}$$

$$I = 1.03 * 10^{-9} m^4 = 1036.52 mm^4$$

De acuerdo a la inercia encontrada con el valor máximo de deflexión se tiene:

$$I = \left(\frac{\pi d^4}{64} \right) = 1036.52 \qquad d = 12mm$$

Para el valor mínimo de deflexión:

$$7.3 * 10^{-5} = \frac{4.54 * 10^{-13}}{I}$$

$$I = 6.21 * 10^{-9} m^4 = 6219.17 mm^4$$

De acuerdo a la inercia encontrada con el valor mínimo de deflexión se tiene:

$$I = \left(\frac{\pi d^4}{64} \right) = 6219.17$$

$$d = 18.8mm$$

$$\delta_{ADM} = 7.3 * 10^{-5} - 4.38 * 10^{-4}$$

YMAX=7.3*10-5m.

Con la deflexión máxima obtenida, se elige un eje de acero ASTM A-36 de ¾" o 19mm y de longitud 292mm.

3.3.10. BOCÍN DEL EJE GUÍA

Para que el brazo realice el recorrido hasta presionar el neumático es necesario que se deslice por el eje guía, acoplado a un bocín, el cual estará sometido a una carga mientras se desliza por el eje, el desgaste del bocín es lineal y debido a que el deslizamiento no es continuo se desprecia el desgate por la temperatura además se considera una lubricación marginal ya que la velocidad de funcionamiento es baja y las superficies estarán en contacto. El diámetro interior del bocín estará en función del diámetro del eje.

Tabla 3.11 Datos del bocín.

DATO	VALOR	DESCRIPCIÓN
MOMENTO FLECTOR	139.65 [N.m]	Debido a la fuerza aplicada por el brazo.
LONGITUD	60[mm]	Debido a espacio geométrico.
DIÁMETRO INTERIOR	19[mm]	Debido a elementos ya calculados.
HOLGURA BOCÍN EJE	0.0254[mm]	Holgura diametral mínima recomendada

FUENTE: Autores

La carga equivalente producida por el momento en el bocín es la carga R1 que se necesita en el cilindro neumático para equilibrar las fuerzas, en la Fig.3.28 se realiza un diagrama de cuerpo libre asumiendo que el punto o, es el punto de apoyo para el bocín en el eje guía, se realiza una sumatoria de momentos con respecto a o y se encuentra la carga R2 aplicada en el bocín.

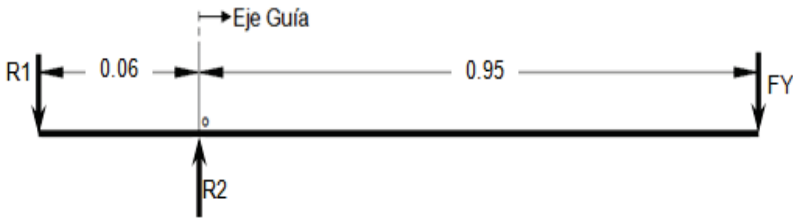


Figura 3.28 Diagrama de Cuerpo libre del brazo en conexión con el bocín.

$$\Sigma M_o = 0$$
$$R_1(0.06) - F_Y(0.95) = 0$$
$$R_1(0.06) - 147(0.95) = 0$$
$$R_1(0.06) - 139.65 = 0$$
$$R_1 = \frac{139.65}{0.06}$$
$$R_1 = 2.3KN$$

$$\Sigma Fy = 0$$
$$-R1 - FY + R2 = 0$$
$$-(2300) - (147) = -R2$$
$$R_2 = 2.447KN$$

Con el valor de la carga dinámica R2 y la dimensión del diámetro interior del bocín en el anexo 7 se elige el bocín con las dimensiones requeridas y se determina su vida útil. Una vez encontrada la carga que se aplica en el bocín, se determina la carga específica del cojinete utilizando la siguiente ecuación.

$$p = \frac{kF}{C}$$

Donde:

p = carga específica del cojinete, [N/mm2]

F = carga dinámica del cojinete, [KN]

C = capacidad de carga dinámica, (ver tablas de productos), [KN]

K = factor de carga específica, 80 para el material compuesto B/E120 para el material compuesto M [N/mm2]

$$p = \frac{(80) * (2.4 * 10^3)}{18.3 * 10^3}$$

$$p = 10.5[N / mm^2]$$

La velocidad a la que esta sometido el bocín se la encuentra mediante la ecuación:

$$v = 5.82 * 10^{-7} d * \beta * f$$

Donde:

v = velocidad de deslizamiento, [m/s].

d = diámetro del agujero del cojinete de fricción [mm]

f = frecuencia de oscilación, min-1, o velocidad de giro, [RPM]

β = medio ángulo de oscilación [grados]

Una oscilación completa 4β. β = 90°

$$v = 5.82 * 10^{-7} d * \beta * f$$

$$v = 5.82 * 10^{-7} * (19.05) * (90) * (4)$$

$v = 0.0039[m/s]$

Para determinar la vida útil del bocín se utiliza la siguiente ecuación, en donde los valores para c1, c2, c3, c4, c5, y KM, se los encuentra en los diagramas y tablas de los anexos 7,8 y 9.

$$Gn = c_1 * c_2 * c_3 * c_4 * c_5 * \left(\frac{K_M}{p * v} \right)^n$$

Gh = vida nominal básica, horas de funcionamiento
c1 = factor de carga (diagrama)
c2 = factor de velocidad (diagrama)
c3 = factor de temperatura (diagrama)
c4 = factor de rugosidad superficial (diagrama)
c5 = factor para el tipo de carga
KM = constante del material
p = carga específica del rodamiento, N/mm2
v = velocidad de deslizamiento media, m/s
n = exponente

$$Gn = c_1 * c_2 * c_3 * c_4 * c_5 * \left(\frac{K_M}{p * v} \right)^n$$

$$Gn = (1.26) * (1) * (1) * (1) * (1) * \left(\frac{480}{(10.5) * (0.0039)} \right)^n$$

$Gn = 14008[h]$ = 1 año y medio.

El bocín seleccionado tiene un diámetro interior de 19.05mm, y diámetro exterior de 22,225mm la longitud del bocín es de 25.4 mm, para cubrir con la longitud requerida se utilizan dos bocines dentro de un bocín de acero con una separación de 10mm, como se aprecia en la Fig.3.29.

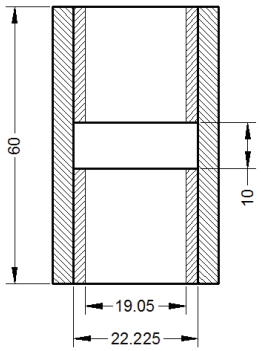


Figura 3.29 Dimensiones del bocín

3.3.11. SELECCIÓN DEL CILINDRO NEUMÁTICO

Para la selección del cilindro neumático se toma los siguientes datos de selección:

Tabla 3.12 Datos de selección del cilindro neumático.

DATO	VALOR	DESCRIPCIÓN
FUERZA F	2400 [N]	Fuerza necesaria para presionar el neumático.
CARRERA	> 292[mm]	Distancia necesaria para presionar el neumático.
PRESIÓN DE TRABAJO	800 [KPa]	Presión de trabajo de la Máquina desmontadora.

FUENTE: Autores

La presión de trabajo de la máquina desmontadora de acuerdo a su manual de funcionamiento es de 8 bar equivalente a 800kPa. Utilizando los valores de la fuerza necesaria y la presión suministrada se obtiene el diámetro del embolo con la siguiente ecuación, dato utilizado para su selección y compra.

$$S1 = \left(\frac{F}{p1 * n}\right) \qquad S1 = 0.785 * D^2$$

$$S1 = \left(\frac{230}{8 * 0.9}\right) \qquad D^2 = \left(\frac{31.94}{0.785}\right)$$

$$S1 = 31.94 cm^2 \qquad D = 6.3cm = 63mm$$

Encontrado el diámetro del embolo se selecciona el cilindro neumático en los anexos 3, 4 y 5. En donde se selecciona el cilindro neumático FESTO DSNU-20-200-PA.

Con la siguiente ecuación se determina el consumo de aire en el cilindro para el posterior uso del tanque de almacenamiento de aire.

$$Q_1 = \left[\frac{s * \pi}{4}(D^2) + \frac{s * \pi}{4}(D^2 - d^2)\right] * \left[\frac{101.3KPa + P}{101.3KPa}\right] * n$$

$$Q_1 = \left[\frac{(0.2) * \pi}{4}(0.060^2) + \frac{(0.2) * \pi}{4}((0.060)^2 - (0.018^2)\right] * \left[\frac{101.3KPa + (800kPa)}{101.3KPa}\right] * (1)$$

$$Q_1 = [5.65 * 10^{-4} + 5.14 * 10^{-4}] * [8.89] * (1)$$

$$Q_1 = 9.59 * 10^{-3} \, m^3/min = 1.6 * 10^{-4} \, m^3/s$$

Como se observa la cantidad de aire consumido es mínimo con relación a la capacidad de almacenamiento de aire de un compresor de taller y de la presión que se transmite en la máquina.

3.4. BRAZO DESPRENDE TALÓN

3.4.1. DESCRIPCIÓN DEL FUNCIONAMIENTO

El brazo desprende talón permite separar el talón del aro de la rueda mientras ésta gira, provocando que el neumático se desprenda sin bloqueos del aro para desmontarse. Se transmite el aire a través de conductos que llegan a un actuador, que en este caso es un cilindro neumático, él cual proporciona el movimiento

ascendente o descendente del brazo, proporcionando la presión necesaria para desprender el talón del neumático. El movimiento horizontal para posicionar la rueda de acuerdo al diámetro de la llanta, igualmente lo realiza un segundo cilindro neumático.

Elementos:

1. Cilindro neumático 1
2. Eje Guía
3. Soporte Guía
4. Cilindro neumático 2
5. Estructura
6. Brazo de la rueda
7. Rueda
8. Brazo

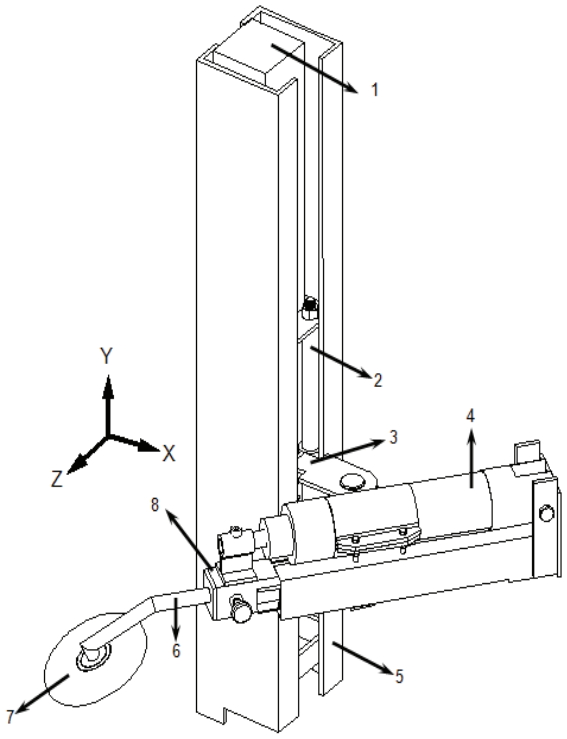


Figura 3.30 Brazo Desprende Talón
ELABORACIÓN: Propia

3.4.2. DISEÑO GEOMÉTRICO

Las dimensiones del mecanismo son tomadas en base a las dimensiones generales de la máquina y las funciones o movimientos que realiza por lo cual el diseño geométrico se sustentará desde las dimensiones generales de la máquina hasta las dimensiones del mecanismo que hay que adaptar.

De acuerdo a las dimensiones de la máquina y la posición del neumático las dimensiones geométricas del mecanismo Brazo desprende Talón se describe en la Fig. 3.31 y Fig. 3.32.

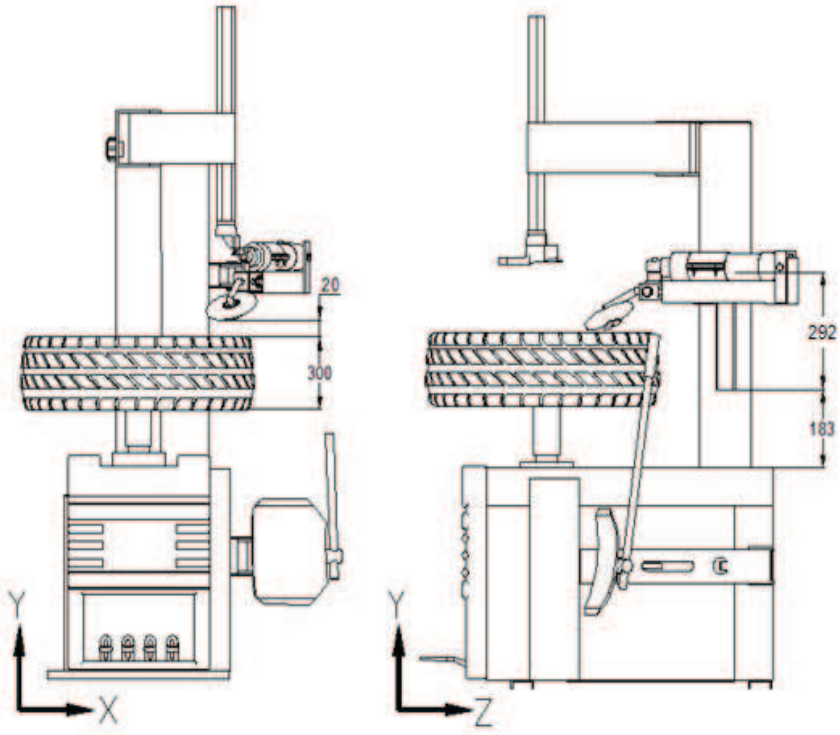


Figura 3.31 Posición del brazo desprende talón

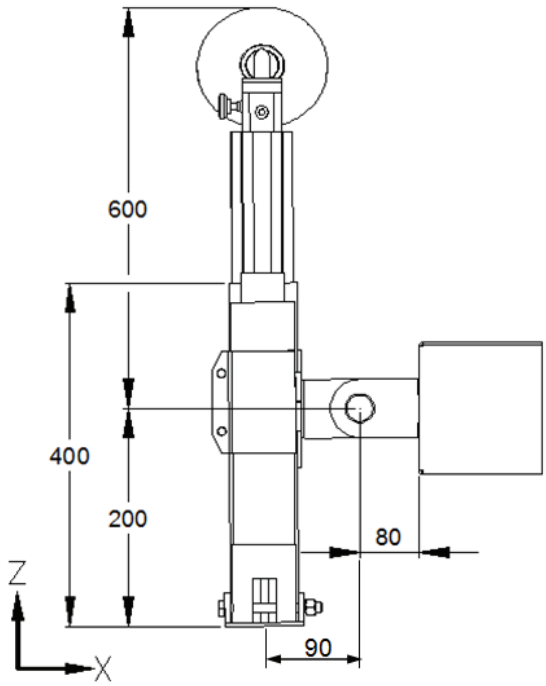


Figura 3.32 Dimensiones Geométricas del Brazo Desprende Talón

3.4.3. DETERMINACIÓN DE FUERZAS Y MOMENTOS EN LA POSICIÓN CRÍTICA DEL BRAZO

En la Fig. 3.33 se considera al Brazo Desprende-Talón como un empotramiento en voladizo, para lo cual en el análisis de resistencia se determina como un solo elemento para diseñar la sección más resistente, a la fuerza aplicada por el cilindro neumático. De acuerdo al proceso al realizar el desmontaje del neumático el operador debe separar el neumático del aro utilizando la palanca continental, aplicando una fuerza aproximada de 20 Kg o 196 [N], dato que se han obtenido mediante una prueba de campo utilizando un dinamómetro y la aplicación de la fuerza del operador.

En la Tabla 3.14 se encuentran los datos obtenidos de las mediciones realizadas y su promedio para el valor final.

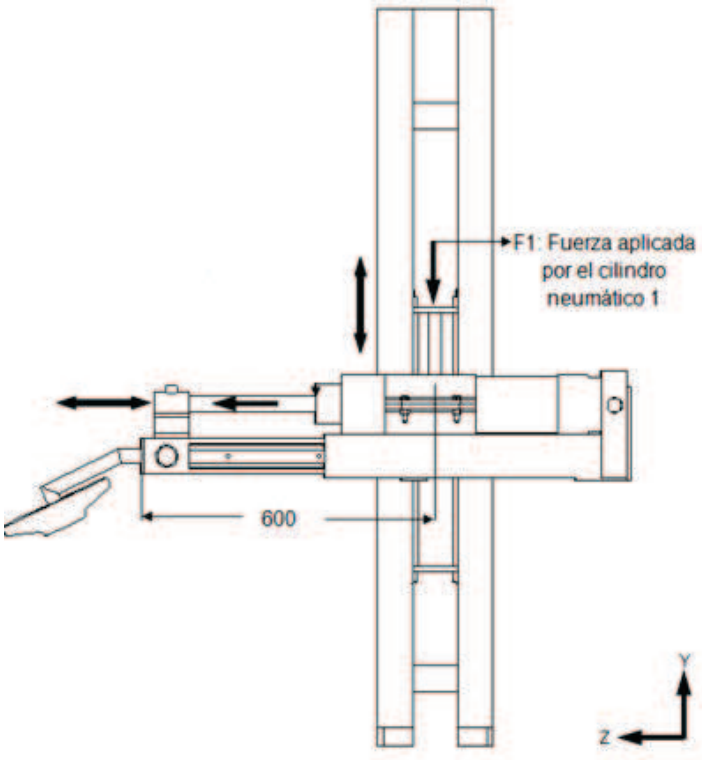


Figura 3.33 Análisis del Brazo Desprende Talón

Tabla 3.13 Parámetros del Brazo Desprende Talón.

PARÁMETROS DIMENSIONALES (ESTRUCTURA BASE)		
PARÁMETRO	**VALOR**	**DESCRIPCIÓN**
ALTURA	805 [mm]	Dimensiones generales de la máquina ver Fig. 3.1.
ANCHO	124 [mm]	
PROFUNDIDAD	120 [mm]	

PARÁMETROS DIMENSIONALES (BRAZO)		
PARÁMETRO	**VALOR**	**DESCRIPCIÓN**
LONGITUD	600 [mm]	Dimensión tomada desde la estructura base hasta el diámetro exterior del rin. Rines utilizados de 13” a 16”.

PARÁMETROS DIMENSIONALES POR MOVIMIENTOS (BRAZO)			
MOVIMIENTO	**PARÁMETRO**	**VALOR**	**DESCRIPCIÓN**
PARALELO AL EJE Y	Distancia recorrida	284[mm]	Valor obtenido del ancho de un rin de 16” y el espacio geométrico entre la llanta y la máquina.
SOBRE EL PLANO XZ	Dimensión Angular recorrida	76°	Espacio geométrico.
PARALELO AL EJE Z	DISTANCIA RECORRIDA	200	Distancia recorrida desde la posición inicial hasta el contacto con el neumático.

PARÁMETROS POR FUERZA APLICADA		
PARÁMETRO	**VALOR**	**DESCRIPCIÓN**
FUERZA APLICADA POR LA RUEDA	196[N]	Valor obtenido experimentalmente Ver Tabla 3.14
PRESIÓN DE TRABAJO	800 KPa	Valor de trabajo inicial de la máquina

PARÁMETROS PARA SISTEMAS DE ACCIONAMIENTO	
PARÁMETRO	**DESCRIPCIÓN**
DOBLE ACTIVACIÓN	Activación neumática mediante pedal y activación electrónica mediante botones de control para elección de movimientos.

FUENTE: Autores

Tabla 3.14 Promedio de fuerza aplicada en la palanca continental

NO. DE PRUEBA	DIMENSIONES DEL ARO DE LA LLANTA EN [PLG]	VALOR OBTENIDO DE F EN [N]
1	13	194
2	14	195
3	15	196
4	16	199
PROMEDIO		196

FUENTE: Lubricadora Falco

3.4.3.1. Diagramas del Brazo Desprende Talón

De acuerdo con la fuerza F1 aplicada en la Fig. 3.33, se encuentra el momento máximo del brazo mediante una sumatoria de fuerzas y de momentos.

$$\Sigma F_y = 0$$
$$F_y - R_1 = 0$$
$$F_y = R_1 = 196[N]$$

$$\Sigma M_A = 0$$
$$F_y(0{,}6) - M_1 = 0$$
$$M_1 = 117.6[Nm]$$

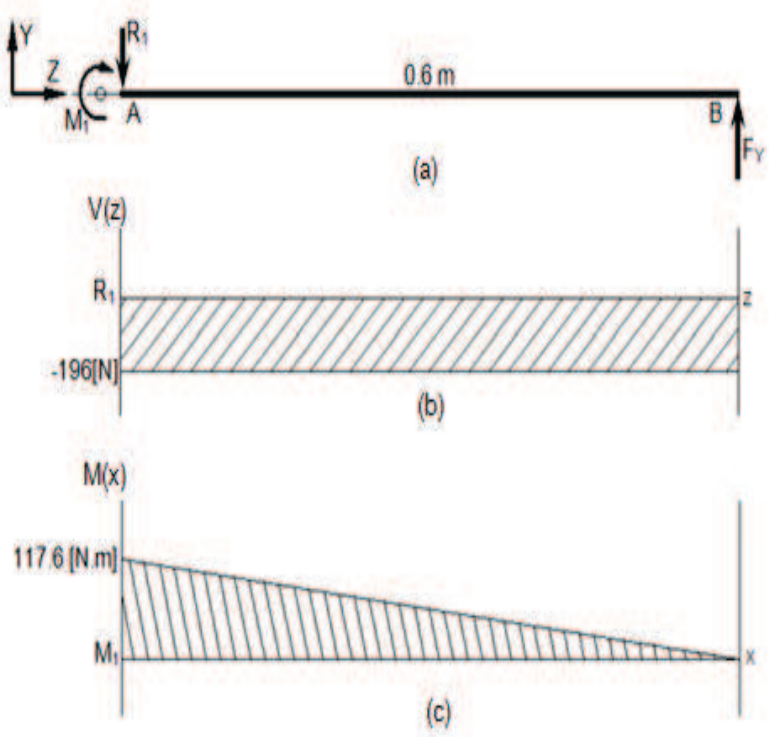


Figura 3.34 Diagramas Brazo Desprende Talón. (a) D.C.L.; (b) Fuerza Cortante; (c) Momento Flector.

3.4.4. DEFLEXIÓN DEL BRAZO DESPRENDE TALÓN

Según la AISC para la deflexión máxima en piezas generales de máquinas se recomienda que la deflexión deba encontrarse entre los siguientes valores:

δadm =0,0005 a 0,003 pulg/pulg o mm/mm de longitud del elemento

Para L=600mm

δadm= 0.3mm - 1.8mm

Con la siguiente ecuación se determina la deflexión máxima:

$$Y\max = \left(-\frac{F * L^3}{3 * E * I} \right)$$

Donde:

Y máx: Deflexión máxima [mm]

F: Fuerza Ejercida por el Cilindro Neumático [N]

L: Longitud del brazo [mm]

E: Módulo de Elasticidad [Pa]

I: Inercia de la sección [m4]

Luego se determina la inercia necesaria a una deflexión máxima de 1.8mm.

$$Y_{max} = \left(\frac{(196) * (0.6)^3}{3x(205x10^9 \; x \;)} \right) = 1.8 * 10^{-3}$$

$$I = 3.82 * 10^{-8} m^4 = 38222 mm^4$$

Se selecciona una sección de tubo cuadrado de 0.0381m (1½") de acero ASTM A-36, Sy=250MPa, con una inercia de sección de I=6.92x10-8 m4, en el Anexo 1. La deflexión máxima es:

$$Y_{max} = \left(- \frac{F * L^3}{3 * E * I} \right)$$

$$Y_{max} = \left(\frac{(196) * (0.6)^3}{3x(205x10^9 \; x \; 6.92 * 10^{-8})} \right)$$

$$Y_{max} = 9.94 * 10^{-4} m = 0.99 mm$$

De acuerdo a los límites recomendados de deflexión δadm= 0.3mm - 1.8mm. La deflexión máxima encontrada con una sección de tubo cuadrado de 0.0381m (1½") y 2mm de espesor, se encuentra entre los límites recomendados.

0.3mm < 0.99 < 1.8mm

3.4.5. RESISTENCIA DEL BRAZO DESPRENDE TALÓN

Utilizando los datos de la sección calculada para la deflexión, se encuentra el módulo de sección necesario y se verifica la resistencia.

$$I/C = \frac{H^4 - h^4}{6H}$$

$$I/C = \frac{(38.1)^4 - (34.1)^4}{6(38.1)} = 3302.90 mm^3$$

$$I/C = 3668 mm^3 = 3.3 * 10^{-6} m^3$$

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

$$\sigma x = \frac{17.6}{3.3 * 10^{-6}} = 35.63 MPa$$

$$n = \frac{Sy}{\sigma_A} \qquad n = \frac{250}{35.63} = 7$$

Con el valor obtenido de la relación de resistencia o factor de seguridad, la resistencia del brazo queda cubierta.

3.4.6. DISEÑO DEL PASADOR

En la Fig. 3.35 se observa la posición del pasador, la fuerza que es aplicada en la rueda del brazo, produce una carga de momento en el pasador, por tal razón se lo considera como una viga con apoyos simples y carga de momento.

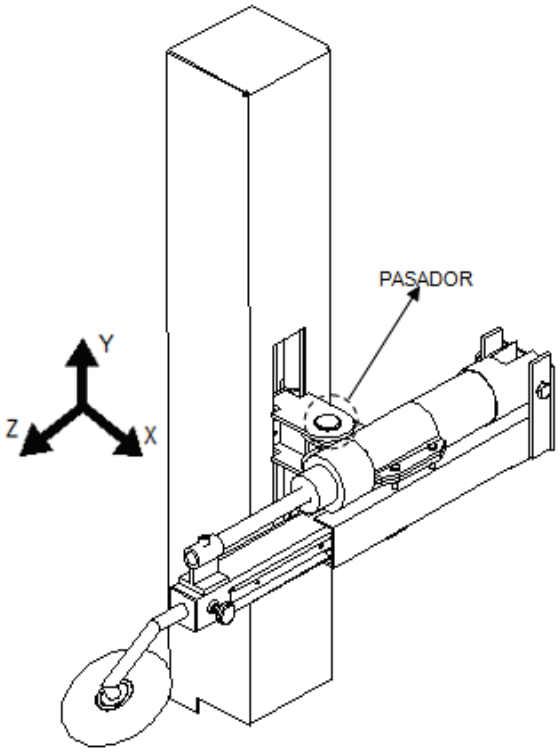


Figura 3.35 Disposición del pasador en el brazo.

Tabla 3.13 Datos de diseño del Pasador.

DATO	VALOR	DESCRIPCIÓN
LONGITUD	60[mm]	Debido a la dimensión de perfil del brazo.
MOMENTO MAX.	118[N.m]	Debido a la fuerza aplicada por el brazo.
FACTOR DE SEGURIDAD	> 2	Criterio de diseño

FUENTE: Autores

3.4.6.1. Diagrama del pasador

En la Fig. 3.36, se observan los diagramas de cuerpo libre, fuerza cortante y momento flector del pasador.

$$R_1 = -R_2 = \frac{M_1}{L}$$

$$R_1 = \frac{118}{0.06} = 1966.66[N]$$

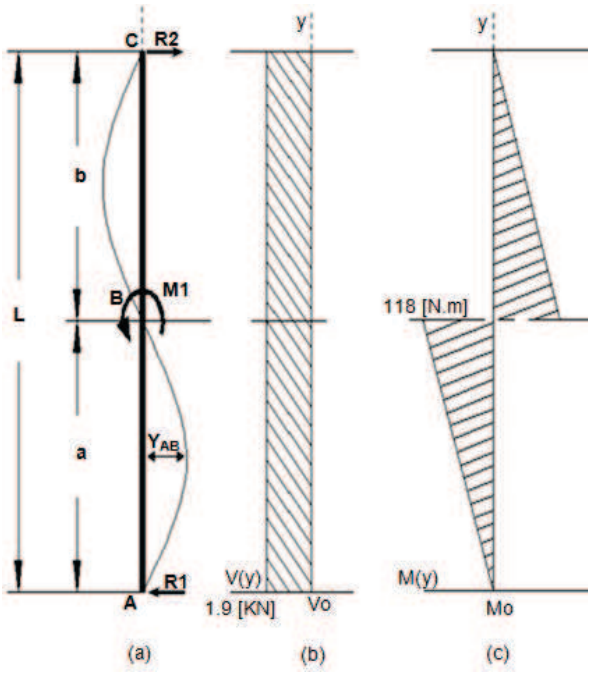


Figura 3.36 Diagramas del pasador. (a) D.C.L.; (b) Fuerza Cortante; (c) Momento Flector.

La deflexión recomendada para elementos de máquinas se encuentra entre:

$\delta_{ADM} = 0.0005 - 0.003$ De la longitud del elemento. L=60mm

$\delta_{ADM} = 3 * 10^{-5} m - 1.8 * 10^{-4} m$

La deflexión máxima del pasador YAB, se la encuentra mediante la siguiente ecuación:

$$Y_{AB} = \frac{M_1 x}{6EIL}\left(x^2 + 3a^2 - 6aL + 2L^2\right)$$

$$Y_{AB} = \frac{(118)(0.015)}{6(205 * 10^9)(I)(0.06)}\left((0.015)^2 + 3(0.03)^2 - 6(0.03)(0.06) + 2(0.06)^2\right)$$

$$Y_{AB} = \frac{1.61 * 10^{-14}}{I}$$

Se calcula la inercia necesaria para el valor de deflexión máxima recomendado:

$$1.8 * 10^{-4} = \frac{1.61 * 10^{-14}}{I}$$

$$I = 8.9 * 10^{-11} m^4 = 89.44 mm^4$$

Se encuentra el diámetro de la sección para la deflexión máxima recomendada:

$$I = \frac{\pi d^4}{64} = 89.44 \quad d = 6.5mm$$

Se realiza un cálculo tentativo con un diámetro mayor al encontrado en este caso 12mm:

$$I = \frac{\pi(12)^4}{64} \qquad I = 1017.87 mm^4$$

Se encuentra la deflexión máxima para el diámetro de 12mm

$$Y_{AB} = \frac{1.61 * 10^{-14}}{1.01 * 10^{-9}} = 1.59 * 10^{-5} m^4$$

La deflexión encontrada está dentro del límite recomendado:

$$\delta_{ADM} = 3 * 10^{-5} m - 1.8 * 10^{-4} m$$

3*10-5m < 1.59*10-5m < 1.8*10-4m

Luego se procede a encontrar el esfuerzo principal del pasador para verificar la resistencia:

$$\sigma_X = \frac{Mc}{I} = \frac{32M}{\pi d^3}$$

$$\sigma_X = \frac{32(118)}{\pi(0{,}012)^3} = 695 MPa$$

Con el esfuerzo principal mayor encontrado, se calcula la relación de resistencia:

$$n = \frac{S_Y}{\sigma_A}$$

$$n = \frac{250}{695} \qquad n = 0.36$$

El factor de seguridad es demasiado bajo por lo que el pasador falla con un diámetro de 12mm. De acuerdo al valor encontrado se realiza un cálculo tentativo con un factor de seguridad de 2 y se encuentra un nuevo diámetro:

$$n_d = \frac{S_Y}{\sigma_A}$$

$$2 = \frac{250 * 10^6}{\frac{32(118)}{\pi(d)^3}} \qquad d^3 = 9.61 * 10^{-6}$$

$$d = 0.0212\,m = 21mm$$

Se considera un diámetro de 22 mm y se obtiene el factor de seguridad:

$$n = \frac{S_Y}{\sigma_A}$$

$$n = \frac{250 * 10^6}{\frac{32(118)}{\pi(0.022)^3}} = 2.21$$

$$nd < n$$

El valor del factor de seguridad es mayor que el factor de diseño propuesto por lo tanto se elige un diámetro de 22mm de Acero ASTM A36 y 60mm de longitud.

3.4.7. DISEÑO DEL SOPORTE PASADOR

Para el diseño del soporte de pasador se han tomado en cuenta, las dimensiones geométricas y los efectos al que se somete el soporte. La fuerza aplicada en el brazo provoca un momento flexionante y un momento torsor, como se puede apreciar en la Fig. 3.37.

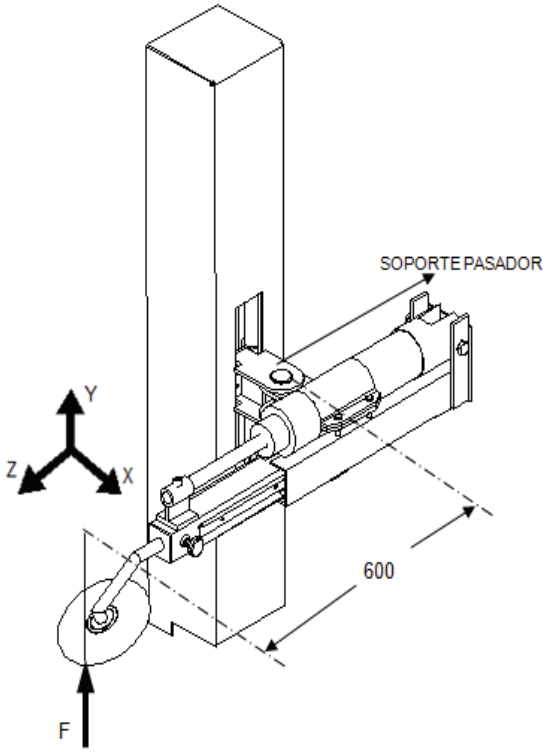


Figura 3.37 Disposición de la fuerza

Tabla 3.14 Datos de diseño del Soporte Pasador.

DATOS	VALOR	DESCRIPCIÓN
MOMENTO FLECTOR	118 [N.m]	Debido a la fuerza aplicada por el brazo
LONGITUD	100 [mm]	Debido a espacio geométrico
ANCHO B	40 [mm]	Debido a espacio geométrico
ALTURA H	50 [mm]	Debido a espacio geométrico
FACTOR DE SEGURIDAD	> 2	Criterio de diseño

FUENTE: Autores

3.4.7.1. Diagramas del soporte pasador

De acuerdo a la disposición de la fuerza y sus efectos se realiza un diagrama de cuerpo libre y se procede a encontrar los momentos flectores y torsores que actúan sobre el soporte, realizando una sumatoria de fuerzas y momentos en la Fig. 3.38, se presenta el diagrama de cuerpo libre y los diagramas de fuerza cortante y momentos.

$\Sigma F_y = 0$
$F_y - A_Y = 0$
$F_y = A_Y = 196[N]$

$\Sigma M_A = 0$
$F_y(0{,}08) - M_1 = 0$
$M_1 = 15.68[Nm]$

$\Sigma T_B = 0$
$F_y(0.6) - T_2 = 0$
$T_2 = 117.6[Nm]$

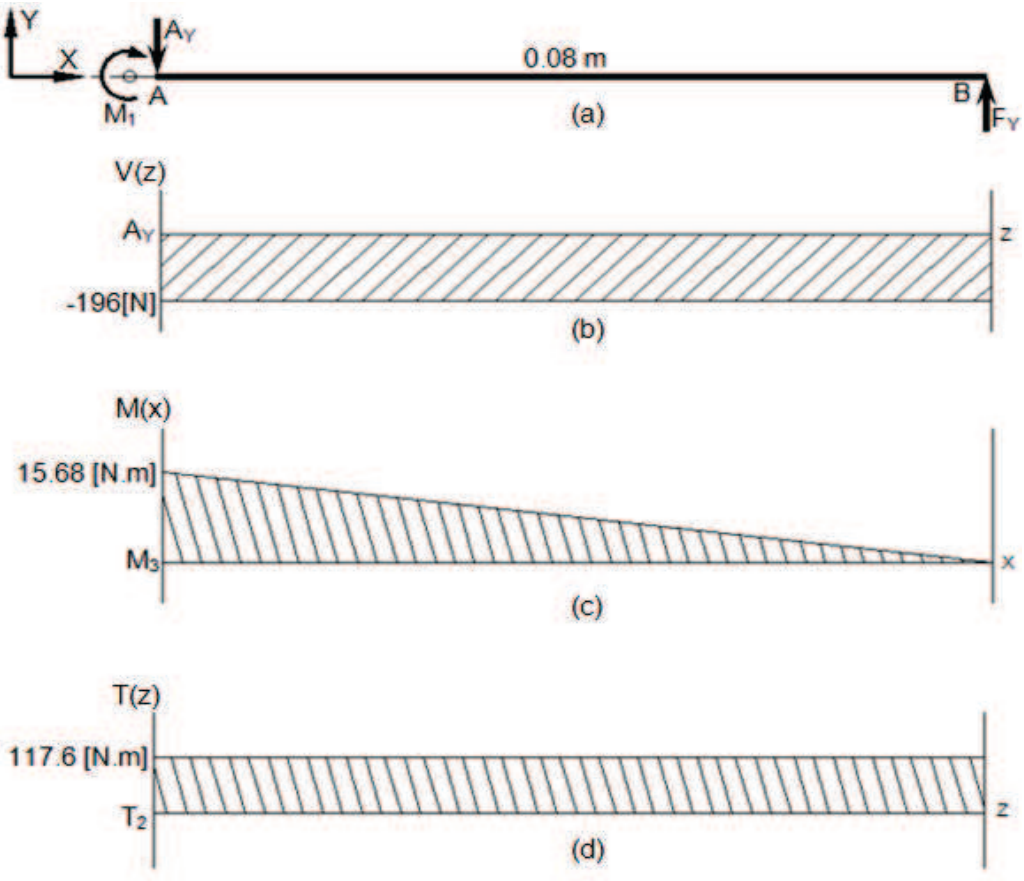


Figura 3.38 Diagramas del soporte pasador. (a) D.C.L.; (b) Fuerza Cortante; (c) Momento Flector; (d) Momento torsor.

3.4.7.2. Deflexión y resistencia del Soporte pasador

Según la AISC para la deflexión máxima en piezas generales de máquinas se recomienda que la deflexión deba encontrarse entre los siguientes valores:

δ_{ADM}=0,0005 a 0,003 pulg / pulg o mm/mm de longitud del elemento

L=0,08m

$$\delta_{ADM} = 4x10^{-5}\,m. - 2.4x10^{-4}\,m$$

De la siguiente ecuación se calcula la energía de deformación para el soporte y se encuentra la inercia para el valor mínimo de deflexión recomendado:

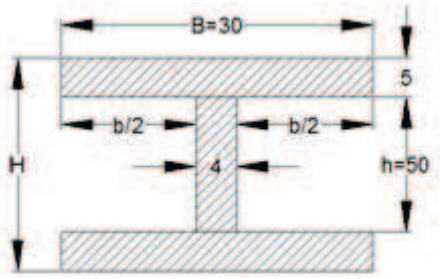
$$U_F = \frac{1}{2EI}\left[\int_0^{X_1} M_{AB}^2\,dx\right]$$

$$U_F = \frac{1}{2(205*10^9)(I)}\left[\int_0^{0.08} 5.68^2\,dx\right]$$

$$2.4*10^{-4} = \left(\frac{2\dfrac{(4.79*10^{-11})}{(I)}}{196}\right)$$

$$I = 2.03*10^{-9}\,m^4 = 2036mm^4$$

Luego de encontrar la inercia necesaria para el momento de flexión se selecciona una sección para el soporte, como el de la Fig. 3.39.



$I = 2.69x10^{-7}\,m^4$
$J = 5.38x10^{-7}\,m^4$
$E = 205x10^9\,Pa$
$G = 78,8x10^9\,Pa$

Figura 3.39 Sección de la placa soporte.

$$I = \frac{BH^3 - bh^3}{12} = \frac{(30)(60)^3 - (26)(50)^3}{12} = 269166\,mm^4 = 2.69 * 10^{-7} m^4$$

Con la inercia de la sección seleccionada se comprueba si la deflexión máxima está dentro de los límites recomendados cuando se somete al momento de flexión y torsión.

UT= UF + Ut

$$U_T = U_F + \frac{1}{2GJ}\left[\int_0^{X_1} \tau_1^2\, dx\right]$$

$$U_T = \frac{2.4 * 10^{-12}}{(2.69 * 10^{-7})}\left[9.66^2 + \frac{1}{2(78.8 * 10^9)(5.38 * 10^{-7})}\left[\int_0^{0.08} 17.6^2\, dx\right]\right]$$

$$U_T = 4.2 * 10^{-6}$$

$$\delta_{MAX} = \frac{2U}{F} \qquad \delta_{MAX} = \frac{2(4.2 * 10^{-6})}{(196)}$$

$$\delta_{MAX} = 4.28 * 10^{-8} m = 4.28 * 10^{-5} mm$$

La deflexión máxima encontrada se encuentra entre los límites recomendados.

$\delta_{Adm} = 4x10^{-5} m. - 2.4x10^{-4} m$

4*10-5 < 4.28*10-5 < 2.4*10-4

Luego se procede a encontrar el esfuerzo máximo flexionante y el esfuerzo cortante.

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

$$\frac{I}{c} = \frac{BH^3 - bh^3}{6H} = \frac{(30)(60)^3 - (26)(50)^3}{6(60)} = 8972.22 mm^3 = 8.97 * 10^{-6} m^3$$

$$\tau_{MAX} = \frac{T_x}{J/c}$$

$$\tau_{MAX} = \frac{117.6}{\frac{2.91 * 10^{-7}}{0.029}} = 11.71MPa$$

$$\sigma_A, \sigma_B = \frac{\sigma_X + \sigma_Y}{2} \pm \sqrt{\left(\frac{\sigma_X - \sigma_Y}{2}\right)^2 + \tau^2_{XY}}$$

$$\sigma_A, \sigma_B = \frac{1.74 + 0}{2} \pm \sqrt{\left(\frac{1.74 - 0}{2}\right)^2 + (11.7)^2}$$

$$\sigma_A = 12.6MPa \qquad \sigma_B = -10.86$$

Con los esfuerzos principales se encuentra la relación de resistencia:

$$n = \frac{Sy}{\sigma_A} \qquad n = \frac{250}{12.6} = 19$$

De acuerdo al valor obtenido la relación de resistencia o factor de seguridad es mucho mayor que 1 por lo tanto el diseño de resistencia queda cubierto.

3.4.8. SOLDADURA DEL SOPORTE

En la Fig. 3.40, se presenta al soporte del pasador y la disposición de los cordones de soldadura, las dimensiones de la longitud de los cordones de soldadura dependerán de las dimensiones ya calculadas del soporte.

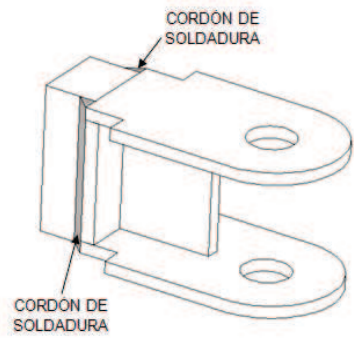


Figura 3.40 Disposición de los cordones de soldadura placa soporte

Se calcula el esfuerzo permisible a cortante utilizando un electrodo E6011, la altura del filete de soldadura, la fuerza cortante aplicada en la unión de soldadura es la fuerza del momento flector del brazo actuando en la longitud del soporte. En la Tabla 3.16 se presentan los resultados del cálculo de la altura del cordón de soldadura.

Tabla 3.15 Resultados cálculos de soldadura del soporte paso 1

DATOS	VALOR	UNIDAD	RESULTADO	UNIDAD
RESISTENCIA DEL ELECTRODO (SY)	4,27E+08	[Pa]	0,14	[mm]
ESFUERZO PERMISIBLE (τperm)	2,56E+08	[Pa]		
LONGITUD DEL CORDÓN (d)	0,06	[m]		
FUERZA CORTANTE (F)	1470	[N]		

FUENTE: Autores

Se toma un valor de h=3mm ya que es el valor mínimo para la altura con un electrodo de 1/8 de pulgada de diámetro; se encuentra el esfuerzo permisible y el factor de seguridad, para h=3mm.

Tabla 3.16 Resultados cálculos de soldadura del soporte paso 2

DATOS	VALOR	UNIDAD	RESULTADO	UNIDAD
ALTURA DEL CORDÓN (h)	0,003	[m]	1,15E+07	[Pa]
LONGITUD DEL CORDÓN (L)	0,06	[m]		
FUERZA CORTANTE (N)	1470	[N]		
RESISTENCIA MATERIAL DEL ELECTRODO (SY)	4,27E+08	[Pa]	37	[-]
ESFUERZO PERMISIBLE (τperm)	1,15E+07	[Pa]		

FUENTE: Autores

Se encuentra el esfuerzo permisible sometido a torsión para encontrar un factor de seguridad y realizar una comparación. En la Fig. 3.41 se presentan las dimensiones de soldadura sometida a torsión con las cuales se encuentran el esfuerzo cortante primario y secundario.

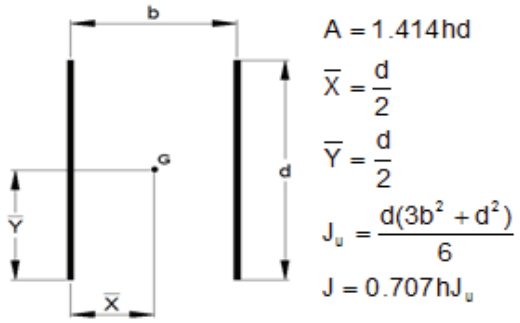


Figura 3.41 Propiedades de torsión de soldadura a filete

Tabla 3.17 Resultados cálculos de soldadura del soporte paso 3.

DATOS	VALOR	UNIDAD	RESULTADO	UNIDAD
ALTURA DEL CORDÓN (h)	0,003	[m]	5,79E+06	[Pa]
LONGITUD DEL CORDÓN (d)	0,06	[m]		
FUERZA CORTANTE (N)	1470	[N]		
ÁREA DEL CORTANTE PRIMARIO (A)	2,54E-04	[m^2]		
ALTURA DEL CORDÓN (h)	0,003	[m]	2,64E+07	[Pa]
LONGITUD DEL CORDÓN (d)	0,06	[m]		
DISTANCIA ENTRE CORDONES (b)	0,03	[m]		
MOMENTO APLICADO (M)	117,6	[N.m]		
RADIO DE GIRO (r)	0,03	[m]		
ESFUERZO CORTANTE PRIMARIO (τ)	5,79E+06	[Pa]	2,70E+07	[Pa]
ESFUERZO CORTANTE SECUNDARIO (τ")	2,64E+07	[Pa]		
RESISTENCIA MATERIAL DEL ELECTRODO (SY)	4,27E+08	[Pa]	16	[-]
ESFUERZO CORTANTE TOTAL (τtotal)	2,70E+07	[Pa]		

FUENTE: Autores

Al comparar los factores de seguridad el factor de la soldadura a torsión es menor por lo tanto el factor de seguridad de la soldadura en el soporte es de 16, con h=3mm y L=60mm.

3.4.9. EJE GUÍA

El eje guía soportara el momento producido por la fuerza FY; se considera la parte central la más crítica en donde es aplicado el momento, como se observa en la Fig.3.42.

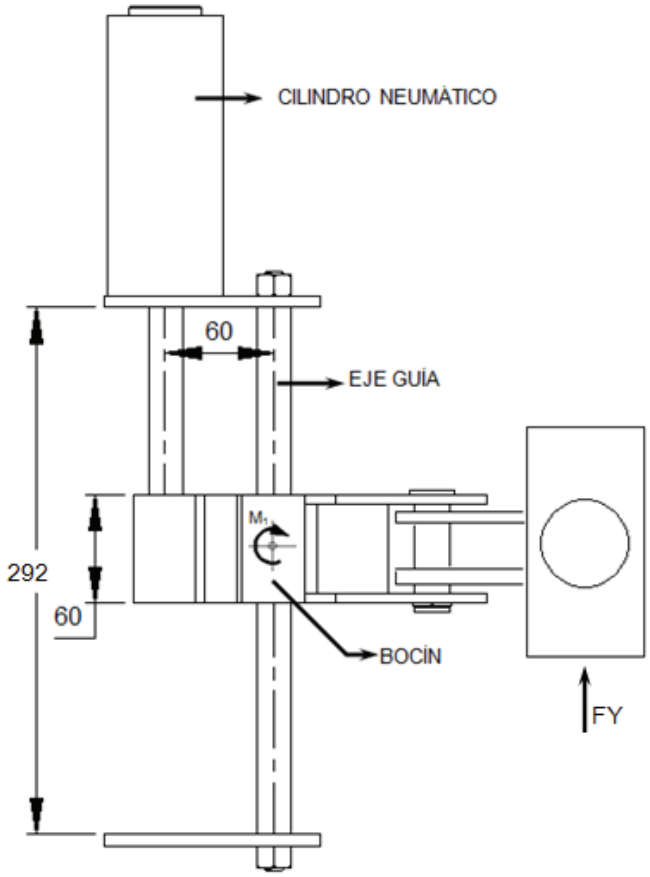


Figura 3.42 Disposición del eje guía

Tabla 3.18 Datos de diseño eje guía.

DATOS	VALOR	DESCRIPCIÓN
MOMENTO FLECTOR	117.6[N.m]	Debido a la fuerza aplicada por el brazo
LONGITUD L	0.292[m]	Debido a espacio geométrico

FUENTE: Autores

En la Fig. 3.43, (a) se realiza un diagrama de cuerpo libre en donde se encuentran las reacciones y los puntos de mayor deflexión.

$$R_1 = \frac{M_B}{L} \qquad M_{AB} = \frac{M_B(X)}{L} = \frac{(118)(¼)}{L}$$

$$R_1 = \frac{(117.6)}{(0.292)} \qquad M_{AB} = \frac{(118)(0.073)}{0.292}$$

$$R_1 = 403[N] \qquad M_{AB} = 29.5[N.m]$$

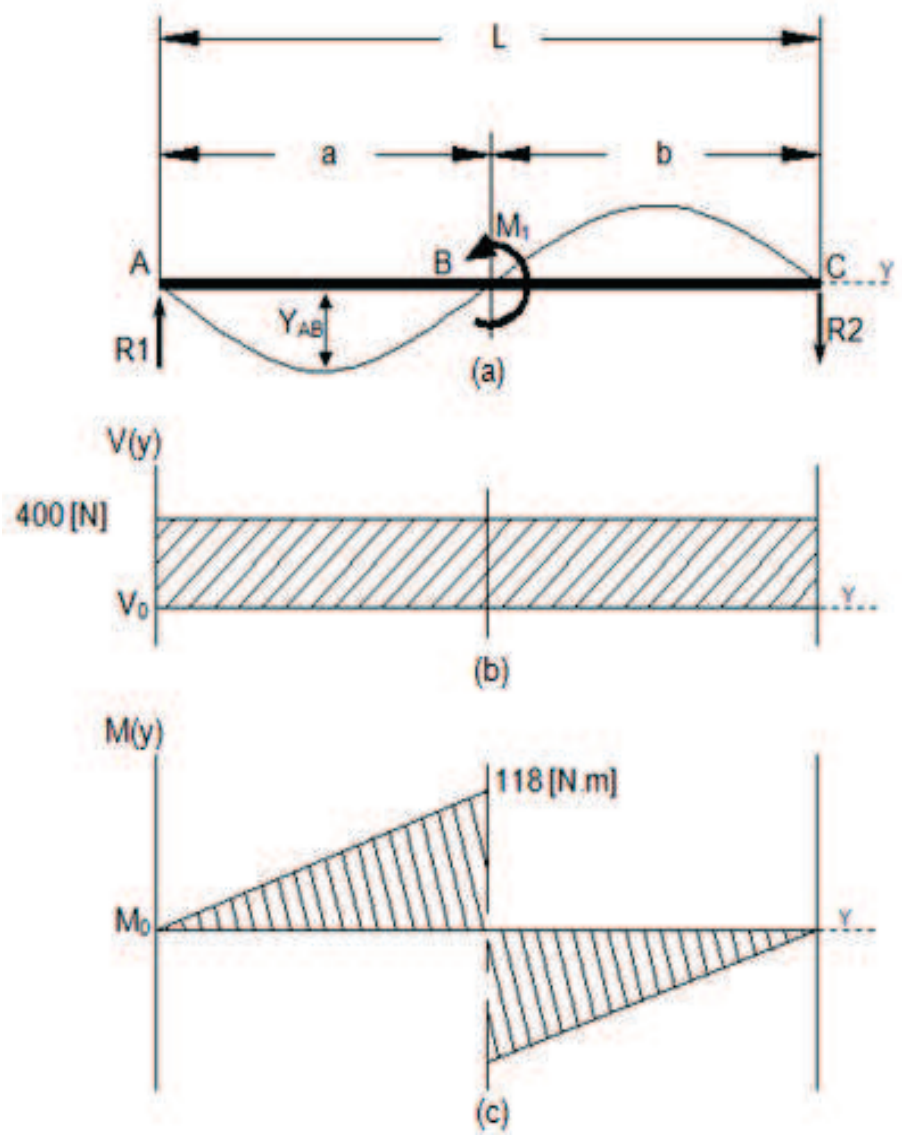


Figura 3.43 Diagramas del Eje guía. (a) D.C.L.; (b) Fuerza Cortante; (c) Momento flector.

Se halla la deflexión máxima mediante la siguiente ecuación:

$$Y_{AB} = \left(\frac{M_B X}{6EIL}\right)\left(K^2 + 3\left(\quad\right)^2 - 6\left(\quad\right)\left(\quad\right) + 2\left(\quad\right)^2\right)$$

$$Y_{AB} = \left(\frac{(118)(0.073)}{6(205*10^9)(0.292)(I)}\right)\left((0.073)^2 + 3(0.146)^2 - 6(0.146)(0.292) + 2(0.292)^2\right)$$

$$Y_{AB} = \frac{2.39*10^{-11}}{I}(-0.016)$$

La deflexión recomendada para elementos de máquinas se encuentra entre:

$\delta_{ADM} = 0.0005 - 0.003$

De la longitud del elemento L=0.146m

$\delta_{ADM} = 7.3*10^{-5}\,m - 4.38*10^{-4}\,m$

$$4.38*10^{-4} = \frac{3.82*10^{-13}}{I}$$

$$I = 8.73*10^{-10}\,m^4 = 873.059\,mm^4$$

De acuerdo a la inercia encontrada con el valor máximo de deflexión se tiene un diámetro de 12mm.

$$I = \left(\frac{\pi d^4}{64}\right) = 873.059$$

$$d = 12mm$$

Se considera un diámetro de 19mm y se encuentra la inercia.

$$I = \left(\frac{\pi(0.019)^4}{64}\right) = 6.39*10^{-9}\,m^4$$

$$Y_{AB} = \frac{3.82*10^{-13}}{6.39*10^{-9}} = 5.97*10^{-5}\,m$$

Y_{MAX}=5.97*10-5m.

5.97*10-5 < 7.3*10-5 < 4.38*10-4 [m]

Con la deflexión máxima obtenida, se elige un eje de acero ASTM A36 de 0.01905m (¾") o 19mm y de longitud 292mm para el eje guía.

3.4.10. DISEÑO DEL BOCÍN

Al igual que el bocín del brazo prensa talón, se consideran los mismos parámetros ya que se tiene iguales dimensiones a excepción del momento aplicado que posee un valor diferente en el Brazo desprende talón, en la Tabla 3.20, se presentan los datos para seleccionar el bocín.

Tabla 3.19 Datos para el diseño del bocín.

DATO	VALOR	DESCRIPCIÓN
MOMENTO FLECTOR	117.6 [N.m]	Debido a la fuerza aplicada por el brazo.
LONGITUD	60[mm]	Debido a espacio geométrico.
DIÁMETRO INTERIOR	19[mm]	Debido a elementos ya calculados.
HOLGURA BOCÍN EJE	0.0254[mm]	Holgura diametral mínima recomendada

FUENTE: Autores

En la Tabla 3.21, se presentan los resultados de los cálculos para la selección del bocín.

Tabla 3.20 Resultado de cálculos para selección del bocín.

CARGA ESPECÍFICA DEL COJINETE				
DATOS	**VALOR**	**UNIDAD**	**RESULTADO**	**UNIDAD**
CARGA DINÁMICA DEL COJINETE (F)	1.96	[KN]	8.56	[N/mm^2]
CAPACIDAD DE CARGA DINÁMICA (C)	18.3	[KN]		
FACTOR DE CARGA ESPECÍFICA (K)	80	[N/mm^2]		
VELOCIDAD DE DESLIZAMIENTO				
DIÁMETRO AGUJERO COJ. DE FRICCIÓN (d)	19.05	[mm]	0.0039	[m/s]
FRECUENCIA DE OSCILACIÓN (f)	4	[min^-1]		
MEDIO ÁNGULO DE OSCILACIÓN (ß)	90	[GRADOS]		
VIDA NOMINAL BÁSICA				
FACTOR DE CARGA (C1)	1.26		17684.64	[h]
FACTOR DE VELOCIDAD (C2)	1			
FACTOR DE TEMPERATURA (C3)	1			
FACTOR DE RUGOSIDAD SUPERFICIAL (C4)	1			
FACTOR DE TIPO DE CARGA (C5)	1			
CONSTANTE DEL MATERIAL (KM)	480			
CARGA ESPECÍFICA (p)	8.57	[N/mm^2]		
VELOCIDAD DE DESLIZAMIENTO MEDIA (V)	0.003991	[m/s]		
EXPONENTE (n)	1			

FUENTE: Autores

Se selecciona un bocín de bronce sinterizado de dimensiones de d=19.05mm, D=22mm, L=60mm.

3.4.11. SELECCIÓN DEL CILINDRO NEUMÁTICO

En la Tabla 3.22 se presentan los resultados de los cálculos para la selección del cilindro neumático en donde se utiliza las mismas ecuaciones que para el brazo prensa talón.

Tabla 3.21 Resultados de cálculos para selección del cilindro neumático.

RESULTADOS PARA LA SELECCIÓN DEL CILINDRO NEUMÁTICO						
DIÁMETRO DEL ÉMBOLO						
DATOS	**VALOR**	**UNIDAD**	**ECUACIÓN**	**VARIABLE**	**RESULTADO**	**UNIDAD**
FUERZA DE SALIDA (F)	196	[N]	(1.6)	D	6.68	[cm]
PRESIÓN (p1)	8	[BAR]				
RENDIMIENTO DEL CILINDRO (n)	0.7	[-]				
ÁREA DEL EMBOLO (S1)	35	[cm^2]				
CONSUMO DE AIRE EN LOS CILINDROS						
CARRERA (S)	0.2	[m]	(1.8)	Q2	2.00E-04	[m^3/s]
DIÁMETRO EMBOLO (D)	0.067	[m]				
DIÁMETRO VÁSTAGO (d)	0.018	[m]				
PRESIÓN (P)	800000	[Pa]				
NUMERO DE CICLOS (n)	1	[-]				

FUENTE: Autores

Como se observa la cantidad de aire consumido es mínimo con relación a la capacidad de almacenamiento de aire de un compresor de taller y de la presión que se transmite en la máquina, pero se debe tomar en cuenta el número de veces que actuara el cilindro. Se ha seleccionado el cilindro neumático FESTO DSNU-25-200-PA, los datos técnicos se los puede observar en el anexo 4.

3.5. LEVANTA NEUMÁTICOS

3.5.1. DESCRIPCIÓN DE FUNCIONAMIENTO Y PARÁMETROS

El levanta neumáticos permite levantar los neumáticos desde el piso sin ningún tipo de esfuerzo físico, mediante un sistema neumático. Con aire comprimido que es almacenado en el tanque de aire principal, se lo transmite a través de conductos que llegan a un actuador, que en este caso es un cilindro neumático, el cual proporciona el movimiento ascendente o descendente desde el piso hasta el acople de giro rotatorio, proporcionando la presión necesaria para elevar y bajar el neumático.

Elementos

1. Brazo
2. Brazo guía
3. Placa Soporte
4. Soportes
5. Cilindro neumático
6. Estructura base

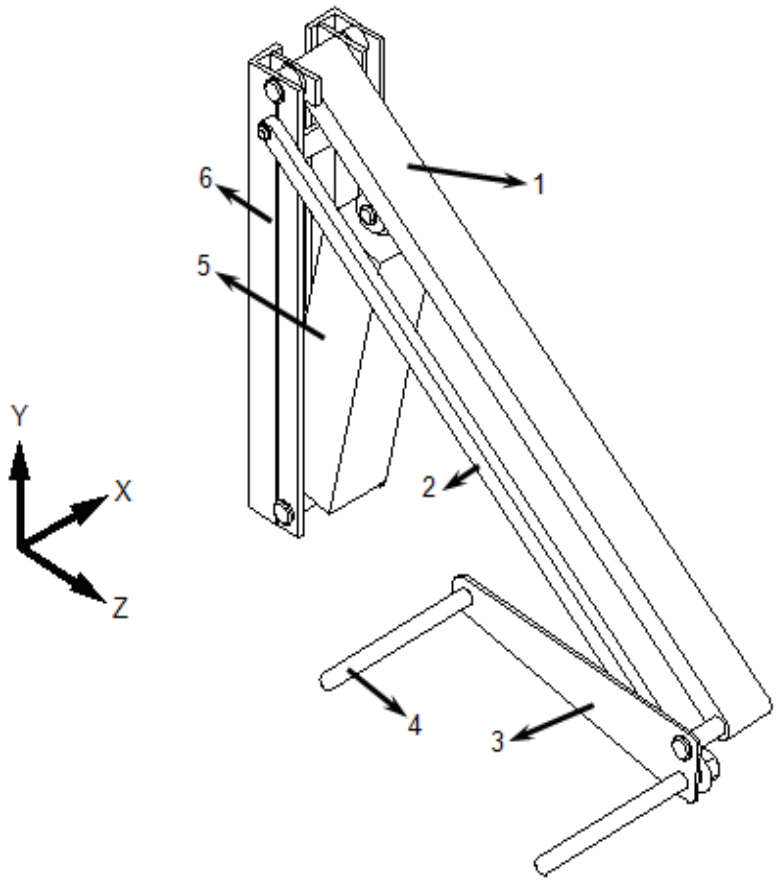


Figura 3. 44 Levanta Neumático

Tabla 3.22 Parámetros de diseño del levanta neumáticos.

PARÁMETROS DIMENSIONALES (ESTRUCTURA BASE)		
PARÁMETRO	**VALOR**	**DESCRIPCIÓN**
ALTURA	513 [mm]	Dimensiones generales de la máquina ver Fig. 3.2.
ANCHO	122 [mm]	
PROFUNDIDAD	71 [mm]	

PARÁMETROS DIMENSIONALES (BRAZO)		
PARÁMETRO	**VALOR**	**DESCRIPCIÓN**
LONGITUD	750 [mm]	Dimensión tomada desde la estructura base hasta el centro del neumático colocado en la base de la máquina.

PARÁMETROS DIMENSIONALES POR MOVIMIENTOS (BRAZO)			
MOVIMIENTO	**PARÁMETRO**	**VALOR**	**DESCRIPCIÓN**
SOBRE EL PLANO YZ	Dimensión Angular recorrida	>45°	Espacio geométrico.
PARALELO AL EJE Y	DISTANCIA RECORRIDA	513	Distancia recorrida posición inicial desde el piso hasta posición final altura de la base de la máquina.

PARÁMETROS POR FUERZA APLICADA		
PARÁMETRO	**VALOR**	**DESCRIPCIÓN**
PESO LEVANTADO POR EL BRAZO	35[Kg] = 343[N]	Valor obtenido experimentalmente, peso de neumático de 16"
PRESIÓN DE TRABAJO	800 KPa	Valor de trabajo inicial de la máquina ver Tabla 3.2

FUENTE: Autores

3.5.2. DISEÑO DEL BRAZO LEVANTA NEUMÁTICOS

Para calcular las dimensiones del mecanismo el cálculo se basa en dimensiones generales de la máquina en la Fig. 3.2 y 3.45, de donde se obtiene las dimensiones de altura de 513mm y la profundidad de 750 mm las que serán utilizadas en el diseño del mecanismo levanta neumático.

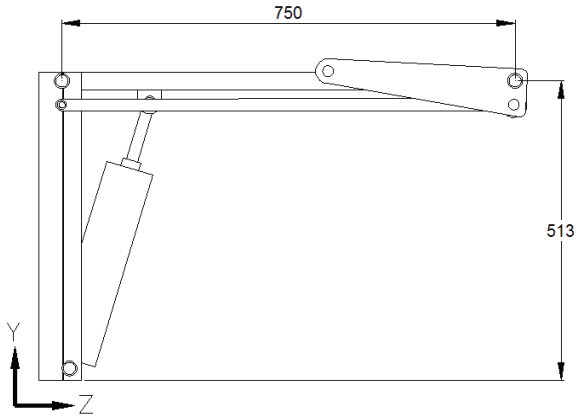


Figura 3.45 Dimensiones del mecanismo levanta neumático

De acuerdo a las posiciones del mecanismo se elige para el cálculo del brazo la posición más crítica, en este caso es la posición 1 la cual se presenta en la Fig. 3.46, en esta posición la distancia de la carga al punto de soporte de la reacción que ejerce el cilindro neumático es mayor.

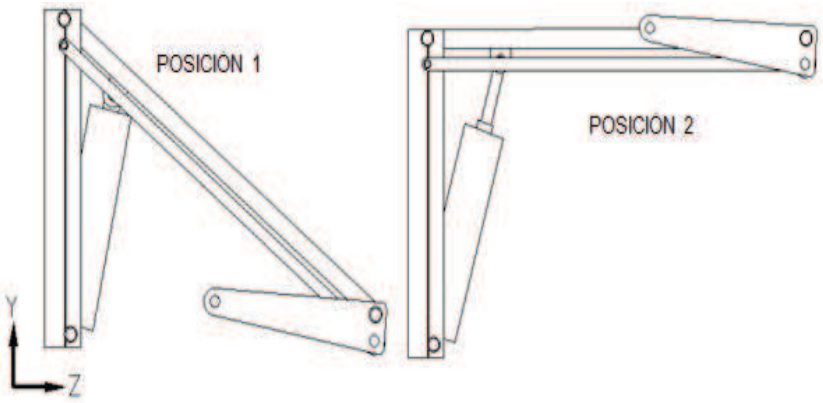


Figura 3.46 Esquema de posición de la barra de soporte

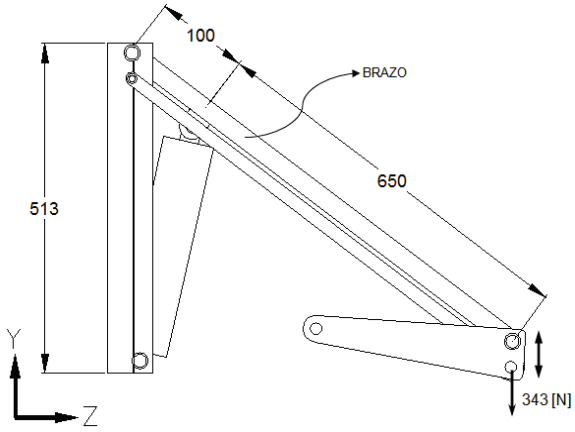


Figura 3.47 Dimensiones de la posición 1 del brazo.

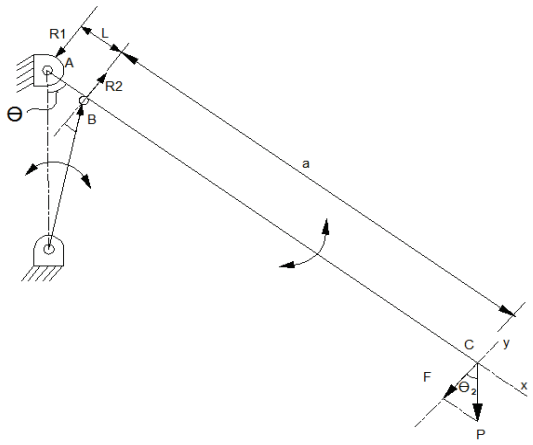


Figura 3.48 Diagrama de fuerzas de la posición 1 del brazo.

De acuerdo a la posición del diagrama el ángulo $\theta 2$ de la Fig. 3.48, se lo encuentra mediante las siguientes operaciones matemáticas.

$$\cos\theta = \left(\frac{513}{750}\right)$$

$$\theta = 46.84^{\circ}$$

Por ángulos complementarios se tiene:

$$\theta_2 = 90^{\circ} - \theta$$

$$\theta_2 = 90^{\circ} - 46.84$$

Se encuentra F para la posición de 43.16°:

$$\cos\theta_2 = \left(\frac{F}{343}\right) \quad ; \quad F = (343) * (\cos 43.16) = 250[N]$$

3.5.2.1. Diagramas del Brazo Levanta Neumáticos

$$R1 = \left(\frac{F * a}{L}\right) \qquad R2 = \left(\frac{F}{L}\right)(L + a)$$

$$R1 = \left(\frac{250 * 0.65}{0.1}\right) \qquad R2 = \left(\frac{250}{0.1}\right)(0.1 + 0.65)$$

$$R1 = 1625[N] \qquad R2 = 1875[N]$$

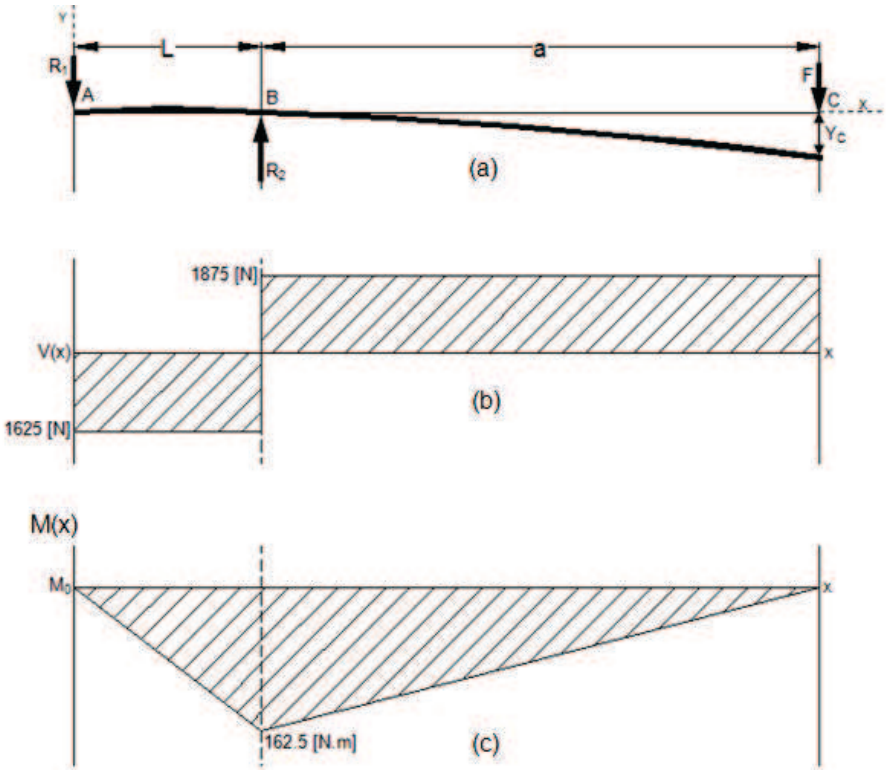


Figura 3.49 Diagramas del brazo levanta neumático. (a) D.C.L.; (b) Fuerza Cortante; (c) Momento Flector.

Para encontrar los momentos que sufre la barra se utiliza las siguientes ecuaciones:

$$M_{AB} = -\left(\frac{F * a * x}{L}\right) \qquad M_{BC} = F * (x - L - a)$$

$$M_{AB} = -\left(\frac{(250) * (0.65) * (0.1)}{0.1}\right) \qquad M_{BC} = (250) * (0.75 - 0.1 - 0.65)$$

$$M_{AB} = 162.5[N.m] \qquad M_{BC} = 0$$

3.5.3. DEFLEXIÓN DEL BRAZO

Según la AISC la deflexión máxima recomendada para piezas generales de máquinas se encuentra entre:

δadm=0,0005 a 0,003 pulg/pulg o mm/mm de longitud del elemento

δadm= 3.75*10-4 m – 2.25*10-3 m (mm).

De la siguiente ecuación:

$$Y_C = -\frac{F * a^2}{3 * E * I}(x + a)$$

Dónde:

Yc = Deflexión máxima en el punto C [mm]

F = Carga aplicada [N]

E = Módulo de Elasticidad [Pa]

I = Inercia de la sección [m4]

a = Distancia de la carga al apoyo 2 [mm]

L = Distancia de apoyo 1 al apoyo 2 [mm]

Se encuentra la inercia de una sección, necesaria para el límite máximo de deflexión recomendado.

$$Y_C = \frac{250 * 0.65^2}{3 * (205 * 10^9) * (}(0.1 + 0.65)$$

$$2.25 * 10^{-3} = \frac{1.28 * 10^{-10}}{I}$$

$$I = 5.68 * 10^{-8} m^4$$

Teniendo en cuenta el espacio geométrico de las dimensiones establecidas en la Tabla 3.23, se selecciona un material ASTM A-36 de perfil rectangular de dimensiones 50 x 30 x 3mm de espesor en el anexo 2, y se realiza un nuevo cálculo.

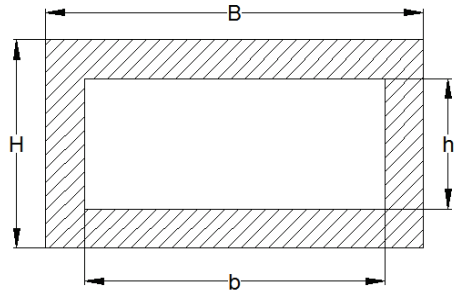


Figura 3.50 Sección rectangular del brazo.

Con la inercia de la sección seleccionada se encuentra la deflexión:

$$Y_C = \frac{105.62}{6.15 * 10^{11}(I)}(0.75)$$

$$Y_C = \frac{105.62}{6.15 * 10^{11}(6.18 * 10^{-8})}(0.75)$$

3.75*10-4m < 2.08*10-3m < 2.25*10-3m

La deflexión encontrada está dentro de los límites recomendados por lo tanto el brazo tiene un perfil de 50 x 30 x 3mm de material ASTM A36.

Para concluir con el análisis de la barra se verifica la resistencia, para lo cual se toma los valores ya obtenidos del momento máximo y valores correspondientes al perfil seleccionado.

$$\sigma_X = \frac{M}{I/C} \qquad ; \qquad \frac{I}{c} = 5.11 * 10^{-6} m^3$$

$$\sigma_X = \frac{62.5}{5.11 * 10^{-6}}$$

$$\sigma_X = 31.8[MPa]$$

$$n = \frac{S_Y}{\sigma_X} = \frac{250}{31.8} = 7$$

De acuerdo al valor del factor de seguridad obtenido, la resistencia del brazo es adecuada.

3.5.4. DISEÑO DE LOS SOPORTES PARA LA LLANTA

Los ejes soportes del neumático estarán soportando el peso de la llanta, se considera la carga de la llanta en el punto medio del soporte. En la Fig. 3.51, se observa la disposición de los soportes, dimensionados para levantar una llanta desde diámetro de rin de 0.3048m (12") hasta 0.4318m (17") considerando como dimensiones el diámetro mínimo del rin de L=0.3048m (12") y un ancho máximo de llanta de A = 0.2032m (8").

Tabla 3.23 Datos de diseño del soporte para la llanta.

DATO	VALOR	DESCRIPCIÓN
FUERZA APLICADA	343 [N]	Peso del neumático
LONGITUD DEL SOPORTE	> 8"	Ancho del neumático

FUENTE: Autores

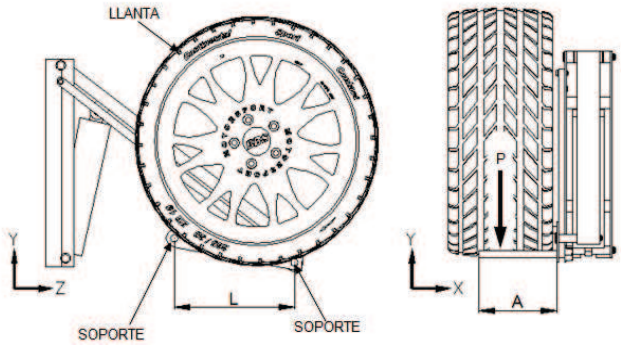


Figura 3.51 Disposición de los soportes.

Considerando a cada soporte como una viga en voladizo con una carga P en el punto medio, se realiza el diagrama de cuerpo libre de fuerza y momento en la Fig. 3.52.

$$M_1 = -P\left(\frac{L}{2}\right)$$

$R_1 = V = P$

$R_1 = 343[N]$

$M_1 = (343) * (0.1025)$

$M_1 = 35.15[N.m]$

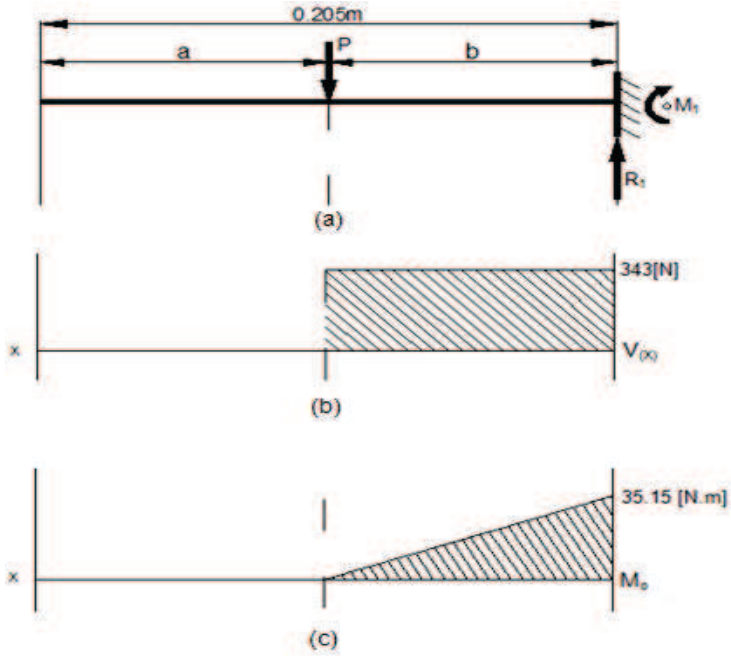


Figura 3.52 Diagramas del soporte. (a) D.C.L.; (b) Fuerza cortante; (c) Momento flector.

3.5.4.1. Deflexión y resistencia del soporte

Según la AISC la deflexión máxima para piezas generales de máquinas se debe encontrar entre:

δadm=0,0005 a 0,003 pulg/pulg o mm/mm de longitud del elemento

δadm= 1.025*10-4 m – 6.15*10-4 m

Se encuentra la inercia necesaria para una deflexión máxima recomendada mediante la ecuación.

$$Y_{MÁX} = \left(\frac{FL^3}{3EI}\right)$$

$$6.15 * 10^{-4} = \left(\frac{(343)(0.1025)^3}{3(205 * 10^9)(I)}\right)$$

$$I = 9.76 * 10^{-10}\, m^4 = 976.59 mm^4$$

De acuerdo a la inercia encontrada el diámetro mínimo para una deflexión máxima recomendada es:

$$I = \left(\frac{\pi d^4}{64}\right) = 976.59$$

$$d = 11.87mm = 12mm$$

Se selecciona un diámetro de 15mm y se encuentra la deflexión máxima:

$$I = \left(\frac{\pi d^4}{64}\right)$$

$$I = \left(\frac{\pi(15)^4}{64}\right) = 2485 mm^4$$

$$Y_{MÁX} = \left(\frac{FL^3}{3EI}\right)$$

$$Y_{MÁX} = \left(\frac{(343)(0.1025)^3}{3(205*10^9)(2.48*10^{-9})}\right) = 2.42*10^{-4}\,m$$

$$Y_{MÁX} = \left(\frac{FL^3}{3EI}\right) = \left(\frac{(343)(0.1025)^3}{3(205*10^9)(2.48*10^{-9})}\right)$$

$$Y_{MÁX} = 2.42*10^{-4}\,m$$

La deflexión máxima encontrada a un diámetro de 15mm se encuentra dentro de los límites recomendados.

δadm = 1.025*10-4 m – 6.15*10-4 m

1.025*10-4 < 2.42*10-4 < 6.15*10-4

Se verifica la resistencia de la sección ya calculada sometida a deflexión.
El esfuerzo flexionante se lo encuentra mediante:

$$\sigma_X = \frac{Mc}{I} = \frac{32M}{\pi d^3}$$

$$\sigma_X = \frac{32(35.15)}{\pi(0.015)^3} = 106\,MPa$$

El factor de seguridad para un material ASTM A36 con Sy=250MPa es:

$$n = \frac{S_Y}{\sigma_A} = \frac{250}{106} = 2.35$$

De acuerdo al factor de seguridad encontrado el diseño por resistencia del soporte estaría cubierto.

3.5.5. DISEÑO DE LA PLACA SOPORTE

Durante el movimiento del brazo la placa soporte debe mantenerse siempre en posición horizontal para mantener a la llanta equilibrada, por tal motivo se propone un diagrama de la disposición de la carga aplicada en la placa en la Fig. 3.53, en donde se considera a los puntos O y B como fijos.

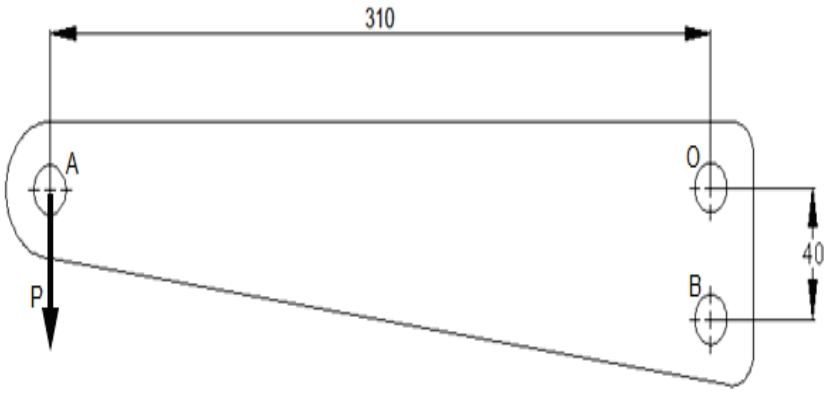


Figura 3.53 Disposición de carga placa soporte.

Tabla 3.24 Datos de diseño de la placa soporte.

DATO	VALOR	DESCRIPCIÓN
FUERZA APLICADA	343 [N]	Peso del neumático
LONGITUD DE LA PLACA	310 [m]	Espacio geométrico

FUENTE: Autores

De acuerdo a la Fig. 3.53, se considera a la placa como una viga en voladizo por lo que se encuentra la sección mínima para soportar una carga de 343[N]. En la Fig. 3.54, se presenta los diagramas de la placa soporte.

$$R_1 = V = F$$
$$R_1 = 343[N]$$

$$M_1 = -FL$$
$$M_1 = (343) * (0.31)$$
$$M_1 = 106.33[N.m]$$

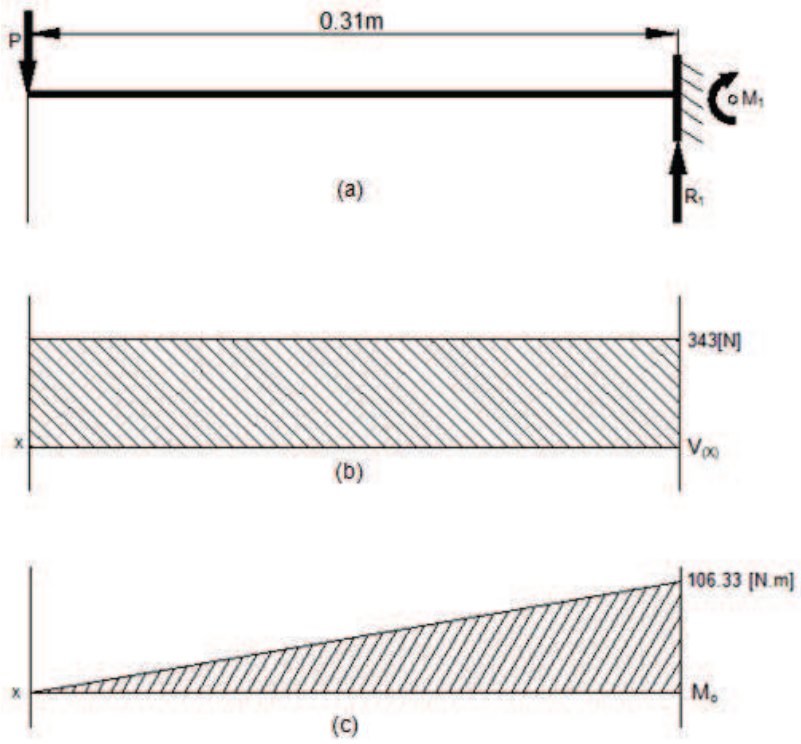


Figura 3.54 Diagramas de la placa soporte. (a) D.C.L.; (b) Fuerza cortante; (c) Momento Flector.

3.5.5.1. Deflexión y resistencia de la placa soporte

Según la AISC la deflexión máxima recomendada para piezas generales de máquinas se encuentra entre:

δadm =0,0005 a 0,003 plg/plg o mm/mm de longitud del elemento L=0.31

δadm = 1.55*10-4 m – 9.3*10-4 m (mm).

Se encuentra la inercia necesaria para una deflexión máxima recomendada mediante la siguiente ecuación:

$$Y_{MÁX} = \left(\frac{FL^3}{3EI}\right)$$

$$9.3 * 10^{-4} = \left(\frac{(343)(0.31)^3}{3(205 * 10^9)(I)}\right)$$

$$I = 1.8 * 10^{-8} m^4 = 17849 mm^4$$

Se propone utilizar una sección rectangular con un espesor para la placa de 4mm con el cual se encuentra la h mínima de la sección:

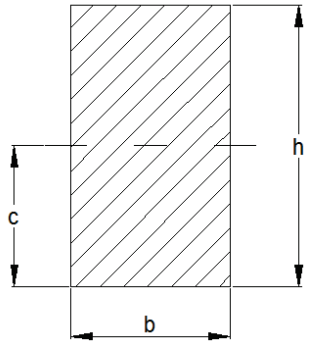


Figura 3.55 Sección rectangular de la placa soporte

$$I = \left(\frac{bh^3}{12}\right) = 17849$$

$$h^3 = 53547$$

$$h = 37{,}7mm = 38mm$$

De acuerdo a la altura encontrada se selecciona una sección rectangular de 45mm x 4mm de material ASTM A36, con el cual se encuentra la deflexión máxima.

$$I = \left(\frac{bh^3}{12}\right) \qquad I = \left(\frac{(4)(45)^3}{12}\right) = 30375 mm^4$$

La deflexión máxima con I= 30375 es:

$$Y_{MÁX} = \left(\frac{FL^3}{3EI} \right)$$

$$Y_{MÁX} = \left(\frac{(343)(0.31)^3}{3(205*10^9)(3.03*10^{-8})} \right)$$

$$Y_{MÁX} = 5.48*10^{-4} \text{m}$$

La deflexión máxima se encuentra entre los límites recomendados.

δadm = 1.55*10-4 – 9.3*10-4 (m)

1,55*10-4 < 5.48*10-4 < 9.3*10-4

Se considera la sección en el punto A como la sección crítica de la placa soporte, sometida a efecto de un esfuerzo flexionante y un cortante.

El esfuerzo flexionante se lo encuentra mediante:

$$\sigma_f = \left(\frac{M_1}{I/c} \right)$$

Teniendo en cuenta que en la sección analizada en la Fig.3.56, se encuentra un agujero en donde se acopla el soporte de la llanta.

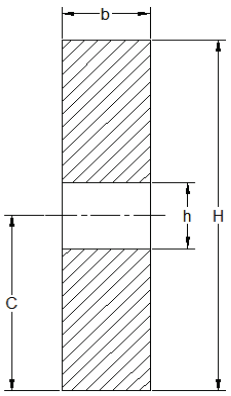


Figura 3.56 Sección crítica de la placa soporte

$$I/c = \left(\frac{b}{6}\right)\left(\frac{H^3 - h^3}{H}\right)$$

$$\sigma_f = \left(\frac{106.33}{6 * 10^{-7}}\right)$$

$$\sigma_f = 177.2MPa$$

El esfuerzo cortante se lo encuentra mediante:

$$\tau = \left(\frac{F}{A}\right)$$

$$\tau = \left(\frac{343}{(4 * 10^{-3})(0.03)}\right)$$

$$\tau = 2.8N.m$$

Se encuentra el esfuerzo principal y el factor de seguridad mediante la siguiente ecuación:

$$\sigma_A = \left(\sigma_f^{\,2} + \tau^2\right)^{1/2}$$

$$\sigma_A = \left((117.2)^2 + (2.8)^2\right)^{1/2}$$

$$\sigma_A = 117.23MPa$$

$$n = \frac{S_Y}{\sigma_A} \quad ; \quad n=2.13$$

El factor de seguridad encontrado satisface la resistencia de la placa.

3.5.6. DISEÑO DEL BRAZO GUÍA

En la Fig. 3.57, se puede observar la disposición del brazo guía el cual únicamente está sometido a una carga axial provocada por el peso del neumático, el brazo

guía mantiene a la placa soporte en posición horizontal y evita su rotación cuando se eleva el neumático.

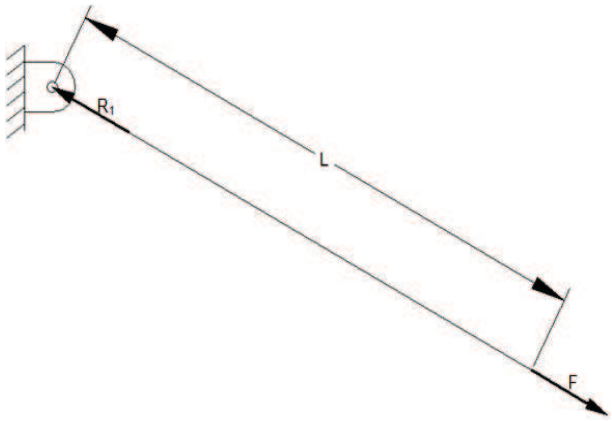


Figura 3.57 Diagrama de Cuerpo Libre del Brazo Guía.

Tabla 3.25 Datos de diseño de la placa soporte.

DATOS	VALOR	DESCRIPCIÓN
FUERZA APLICADA (P)	343 [N]	Peso del neumático
POSICIÓN INICIAL	$\theta 2$ = 43.16°	Angulo posición inicial

FUENTE: Autores

Para encontrar la fuerza R1 de la Fig. 3.58 se realiza una sumatoria de momentos con respecto al punto O, posteriormente mediante el ángulo $\theta 2$, encontrado en la Fig. 3.58, se halla el valor de F, que es la fuerza aplicada en el brazo guía.

$$\sum M_o = 0$$

$$P(0.31) - R_1(0.04) = 0$$

$$(343)(0.31) - R_1(0.04) = 0$$

$$R_1 = 2.7[KN]$$

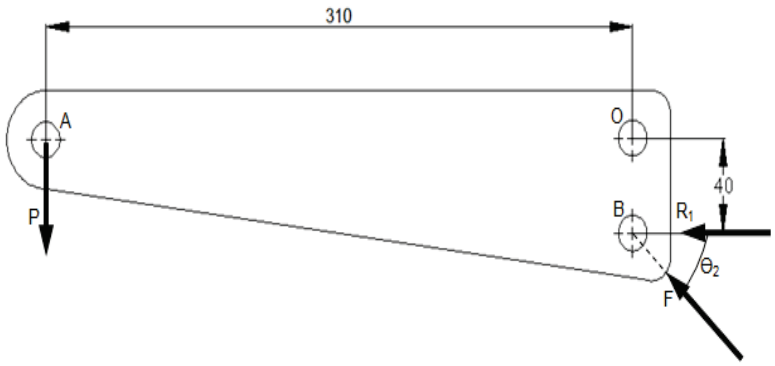


Figura 3.58 Disposición de las fuerzas en la placa soporte.

La Fuerza F se encuentra mediante la relación trigonométrica utilizando los datos en la posición 1 en la Fig. 3.48.

$$\theta_2 = 43.16^\circ \qquad \cos\theta_2 = \frac{R_1}{F}$$

$$F = \frac{2.7 * 10^3}{\cos 43.16^\circ}$$

$$F = 3.7[KN]$$

El esfuerzo principal axial del brazo guía es:

$$\sigma_A = \frac{F_A}{A}$$

Se asume un material solido ASTM A-36 y un factor de seguridad de 2 para encontrar una sección cuadrada.

$$n = \frac{S_Y}{\sigma_A}$$

$$2 = \frac{(250)}{\left(\frac{3.7 * 10^3}{A}\right)} \quad ; \quad A = 2.8 * 10^{-5} m^2$$

$$A = h^2$$
$$h = 5.29 * 10^{-3} m = 5.3mm$$

De acuerdo al área encontrada se selecciona una barra cuadrada de 9mm y se encuentra el factor de seguridad.

$$A = h^2$$
$$A = (0.009)^2$$
$$A = 8.1 * 10^{-5} m^2$$

$$n = \frac{S_Y}{\sigma_A} = \frac{250}{\frac{3.5 * 10^3}{8.1 * 10^{-5}}}$$

$$n = 5.7$$

Con el factor de seguridad encontrado el diseño queda cubierto para el brazo guía con material acero ASTM A36 de sección cuadrada de 9mm.

3.5.7. DISEÑO DE PASADORES DEL MECANISMO LEVANTA NEUMÁTICOS

En la Fig. 3.59, se presentan los pasadores A, B, C, D, E y la disposición en el mecanismo.

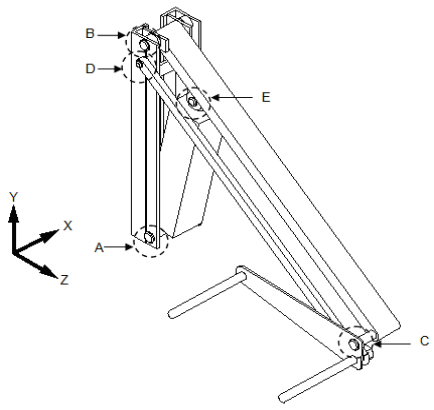


Figura 3.59 Disposición de los pasadores mecanismo levanta neumáticos.

3.5.7.1. Diseño del pasador A y B

De acuerdo a las dimensiones de elementos ya calculados que se acoplan con el pasador A y B la posición y dimensión, se la observa a continuación en la Fig. 3.60.

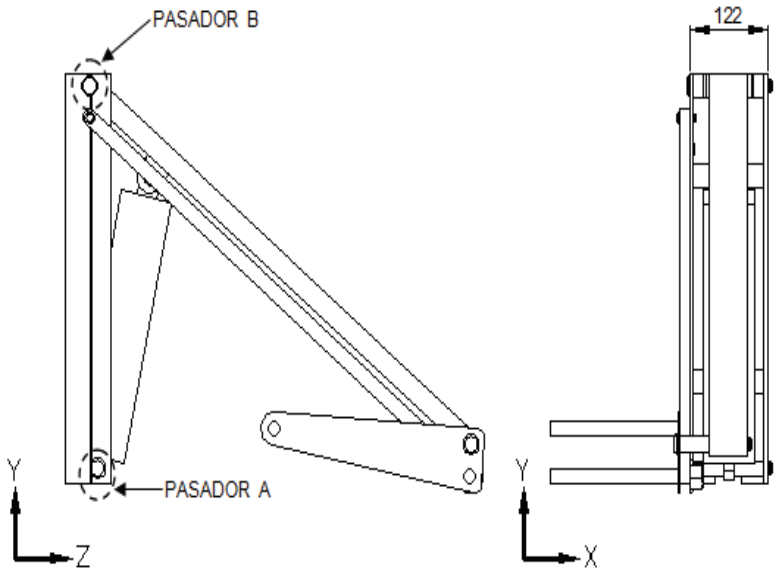


Figura 3.60 Posición y dimensión del pasador A y B.

Tabla 3.26 Dato de diseño del pasador A y B.

DATO	VALOR	DESCRIPCIÓN
LONGITUD PASADORES	122 [mm]	Espacio geométrico
FUERZA APLICADA	1875[N]	Reacción R2, ver Fig. 3.48

FUENTE: Autores

En el diagrama de cuerpo libre del brazo en la Fig. 3.49 (a), la carga a la que estará sometido el pasador A es la reacción R2 en el extremo del brazo con un valor de 1875[N]. Por lo tanto el diseño del pasador A cubre el diseño del pasador B ya que se encuentran sometidos a las mismas condiciones.

Analizando al pasador A como una viga con apoyos simples y carga central se realiza el diagrama de cuerpo libre en la Fig. 3.61(a).

3.5.7.1.1. Diagramas del Pasador A

$$R_1 = R_2 = \frac{F}{2}$$

$$R_1 = \frac{1875}{2} = 937.5[N]$$

$$M_{AB} = \left(\frac{Fx}{2}\right)$$

$$M_{AB} = \left(\frac{1875(0.061)}{2}\right)$$

$$M_{AB} = 57.18[N.m]$$

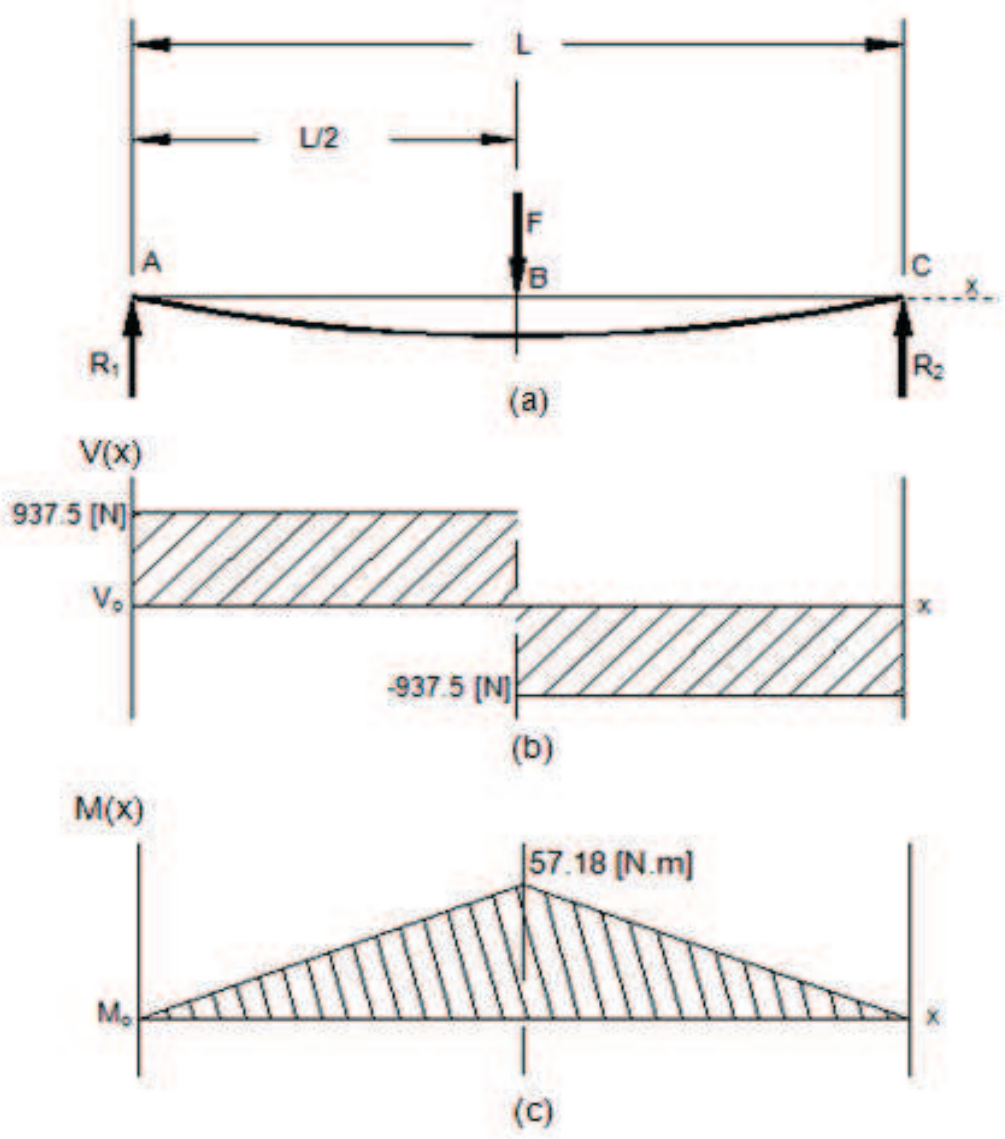


Figura 3.61 Diagramas del Pasador A. (a) D.C.L.; (b) Fuerza Cortante; (c) Momento Flector.

3.5.7.1.2. Deflexión y resistencia del pasador A

Según la AISC la deflexión máxima para piezas generales de máquinas se encuentra entre:

δadm =0,0005 a 0,003 plg/plg o mm/mm de longitud del elemento L=0.122m.

δadm = 6.1*10-5 m – 3.66*10-4 m

Se encuentra la inercia necesaria para una deflexión máxima recomendada mediante la siguiente ecuación:

$$Y_{MAX} = \left(\frac{Fl^3}{48EI} \right)$$

Dónde:

Ymáx = Deflexión máxima [mm]

F = Carga aplicada [N]

E = Módulo de Elasticidad [Pa]

I = Inercia de la sección [m4]

L = Distancia entre apoyos [mm]

$$Y_{MAX} = \left(\frac{Fl^3}{48EI} \right)$$

$$3.66 * 10^{-4} = \left(\frac{(1875)(0.122)^3}{48(205x10^9)(I)} \right)$$

$$I = 9.45 * 10^{-10} m^4 = 945 mm^4$$

El diámetro para una deflexión máxima recomendada es:

$$I = \left(\frac{\pi d^4}{64} \right) = 945 \qquad d = 11.77 mm$$

Se selecciona un diámetro de 15mm y se encuentra la deflexión máxima.

$$I = \left(\frac{\pi d^4}{64}\right) = \left(\frac{\pi(0.015)^4}{64}\right)$$

$$I = 2.48 * 10^{-9} m^4$$

$$Y_{MAX} = \left(\frac{Fl^3}{48EI}\right)$$

$$Y_{MAX} = \left(\frac{(1875)(0.122)^3}{48(205x10^9)(2.48 * 10^{-9})}\right)$$

$$Y_{MAX} = 1.39 * 10^{-4} m$$

La deflexión máxima encontrada se encuentra dentro de los límites recomendados, la dimensión del pasador A es de diámetro 15mm y 122mm de longitud.

δadm = 6.1*10-5 m – 3.66*10-4 m

6.1*10-5 m < 1.39*10-4m < 3.66*10-4 m

El pasador A se encuentra sometió a un esfuerzo de flexión y cortante por una carga central.

El esfuerzo de flexión en el pasador A es:

$$\sigma_X = \frac{Mc}{I} = \frac{32M}{\pi d^3}$$

$$\sigma_X = \frac{32(57.18)}{\pi(0.015)^3} = 172MPa$$

El esfuerzo cortante en el pasador A es:

$$\tau = \left(\frac{F}{A}\right)$$

$$\tau = \left(\frac{1875}{\pi(7.5 * 10^{-3})^2} \right)$$

$$\tau = 10.6MPa$$

El esfuerzo principal se lo encuentra mediante la ecuación pitagórica:

$$\sigma_A = \left(\sigma_X^{\ 2} + \tau^2 \right)^{1/2}$$

$$\sigma_A = \left((172)^2 + (10.6)^2 \right)^{1/2}$$

$$\sigma_A = 172.32MPa$$

$$n = \left(\frac{S_Y}{\sigma_A} \right)$$

$$n = \left(\frac{250}{172.32} \right) = 1.5$$

El factor de seguridad encontrado cubre el diseño por resistencia, con un eje de Acero ASTM A36 d=15mm y L=122mm, para el pasador A y B.

3.5.7.2. Diseño del pasador C

De acuerdo a las dimensiones de elementos ya calculados que se acoplan con el pasador C la posición y dimensión del pasador, se la observa a continuación en la Fig. 3.62.

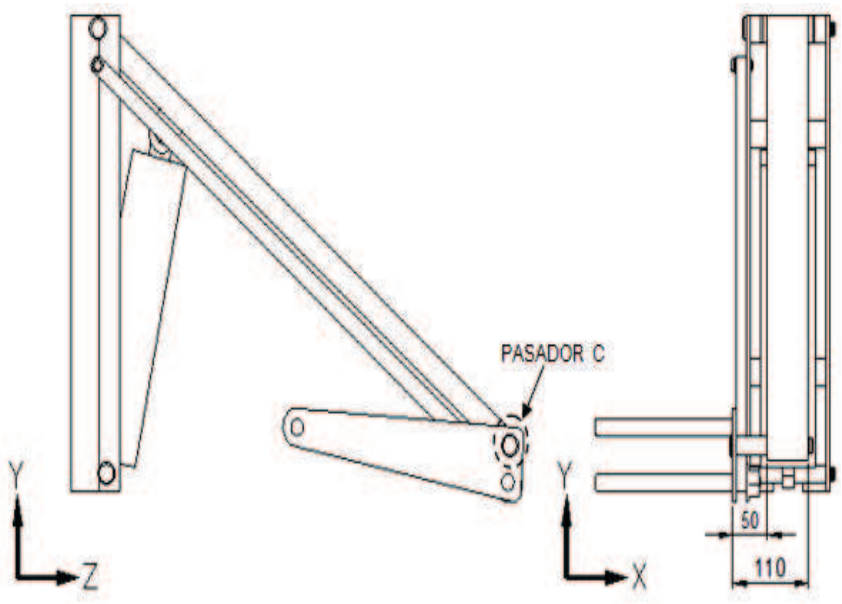


Figura 3.62 Posición y Dimensión del pasador C.

Tabla 3.27 Datos de diseño del pasador C.

DATO	VALOR	DESCRIPCIÓN
LONGITUD PASADORES	110 [mm]	Espacio geométrico
FUERZA APLICADA	343 [N]	Peso del neumático
LONGITUD DE CARGA	50 [mm]	Longitud no empotrada

FUENTE: Autores

El pasador C está sometido directamente a la carga producida por el peso de la llanta de 343[N]. Analizando al pasador C como una viga en voladizo se realiza un diagrama de cuerpo libre en la Fig. 3.63 (a).

$$R_1 = V = F$$
$$R_1 = 343[N]$$

$$M_1 = FL$$
$$M_1 = (343)(0.05)$$
$$M_1 = 17.15[N.m]$$

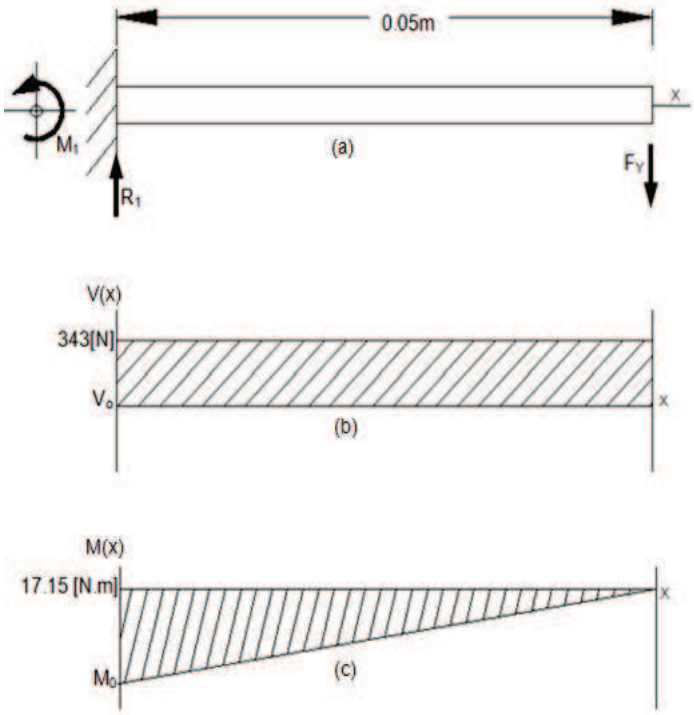


Figura 3.63 Diagramas Pasador C. (a) D.C.L.; (b) Fuerza Cortante; (c) Momento Flector.

3.5.7.3. Deflexión y resistencia del pasador C

Según la AISC la deflexión máxima para piezas generales de máquinas se encuentra entre:

δadm =0,0005 a 0,003 pulg/pulg o mm/mm de longitud del elemento L=0.05m

δadm = 2.5*10-5 m – 1.5*10-4 m

Se encuentra la inercia necesaria para una deflexión máxima recomendada mediante la ecuación:

$$Y_{MAX} = \left(\frac{FL^3}{3EI}\right)$$

$$1.5 * 10^{-4} = \left(\frac{(343)(0.05)^3}{3(205 * 10^9)(I)} \right)$$

$$I = 4.6 * 10^{-10} m^4 = 460 mm^4$$

El diámetro para la deflexión máxima recomendada es:

$$I = \left(\frac{\pi d^4}{64} \right) = 460 \qquad d = 9.83 mm$$

Se selecciona un diámetro de 15mm y se encuentra la deflexión máxima.

$$I = \left(\frac{\pi d^4}{64} \right) = \left(\frac{\pi (0.015)^4}{64} \right)$$

$$I = 2.48 * 10^{-9} m^4$$

$$Y_{MAX} = \left(\frac{FL^3}{3EI} \right)$$

$$Y_{MAX} = \left(\frac{(343)(0.05)^3}{3(205 * 10^9)(2.48 * 10^{-9})} \right)$$

La deflexión máxima encontrada se encuentra dentro de los límites recomendados, la dimensión del pasador C es de diámetro 15mm y 110mm de longitud.

δadm = 2.5*10-5 m – 1.5*10-4 m

2.5*10-5 m < 2.81*10-5m < 1.5*10-4 m

El pasador C se encuentra sometió a un esfuerzo de flexión y cortante por una carga en su extremo.

El esfuerzo de flexión en el pasador C es:

$$\sigma_X = \frac{Mc}{I} = \frac{32M}{\pi d^3}$$

$$\sigma_X = \frac{32(17.15)}{\pi(0.015)^3} = 51.75MPa$$

El esfuerzo cortante en el pasador C es:

$$\tau = \left(\frac{F}{A}\right)$$

$$\tau = \left(\frac{343}{\pi(7.5 * 10^{-3})^2}\right)$$

$$\tau = 1.9MPa$$

El esfuerzo principal se lo encuentra mediante la ecuación:

$$\sigma_A = \left(\sigma_X^{\ 2} + \tau^2\right)^{1/2}$$

$$\sigma_A = \left((51.75)^2 + (1.9)^2\right)^{1/2}$$

$$\sigma_A = 51.78MPa$$

$$n = \left(\frac{S_Y}{\sigma_A}\right) = \left(\frac{250}{51.78}\right) = 4.8$$

El factor de seguridad encontrado cubre el diseño por resistencia, con un eje de Acero ASTM A36 d=15mm y L=110mm, para el pasador C.

3.5.7.4. Diseño del pasador D

De acuerdo a las dimensiones de elementos ya calculados que se acoplan con el pasador D la posición y dimensión del pasador, se la observa a continuación en la Fig. 3.64.

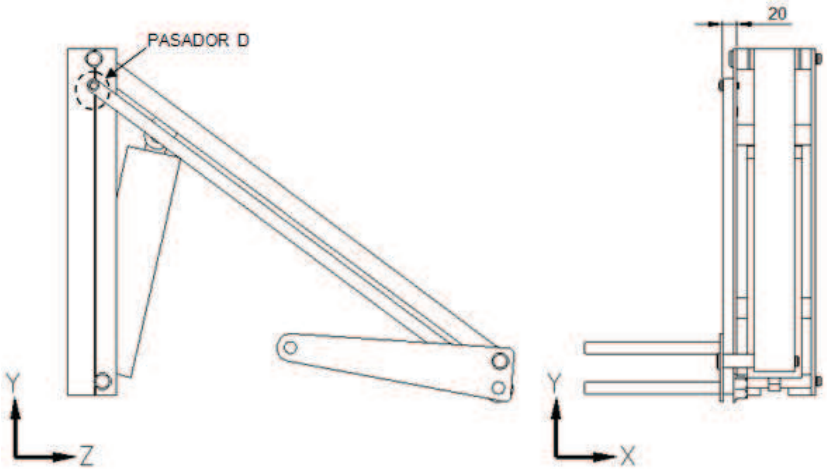


Figura 3.64 Posición y dimensión del Pasador D

Tabla 3.28 Datos de diseño pasador D.

DATO	VALOR	DESCRIPCIÓN
LONGITUD PASADORES	20 [mm]	Espacio geométrico
FUERZA APLICADA	3700 [N]	Fuerza axial brazo guía
FACTOR DE SEGURIDAD	> 2	Criterio de diseño

FUENTE: Autores

El Pasador D se encuentra sometido a un esfuerzo cortante producido por el acople con el brazo guía. La fuerza cortante en el pasador D tiene un valor de 3.7 [KN].

El esfuerzo cortante en el pasador está dado por:

$$\tau = \left(\frac{F}{A}\right)$$

Asumiendo un factor de seguridad de 2 se encuentra el diámetro, con un material de acero ASTM A36 con SY=250MPa.

$$n = \left(\frac{S_Y}{\tau}\right) \qquad 2 = \left(\frac{250 * 10^6}{\frac{3.5 * 10^3}{\pi(r)^2}}\right)$$

$$r^2 = \frac{2}{224.4 * 10^3}$$

$$r = 2.98 * 10^{-3} m = 3mm$$

$$d = 6mm$$

Se encuentra el factor de seguridad para un eje con diámetro de 10mm y se compara el resultado.

$$n = \left(\frac{S_Y}{\tau}\right) \qquad n = \left(\frac{250 * 10^6}{\frac{3.5 * 10^3}{\pi(5 * 10^{-3})^2}}\right)$$

n=5.6 nd < n

El factor de seguridad asumido es menor que el encontrado por lo tanto el diseño queda cubierto con un pasador de material acero ASTM A36 de 10mm de diámetro y 20mm de longitud.

3.5.7.5. Diseño pasador E

De acuerdo a las dimensiones de elementos ya calculados que se acoplan con el pasador E la posición y dimensión, se la observa a continuación en la Fig. 3.65.

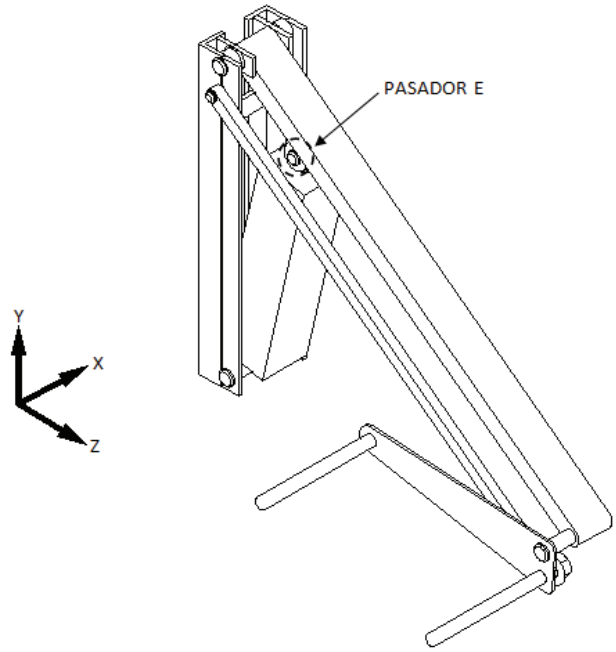


Figura 3.65 Posición del pasador E.

Tabla 3.29 Parámetros de diseño pasador E.

PARÁMETRO	VALOR	DESCRIPCIÓN
LONGITUD PASADORES (L)	88 [mm]	Espacio geométrico
FUERZA APLICADA (F)	1875 [N]	Fuerza aplicada por el cilindro neumático
FACTOR DE SEGURIDAD (n)	> 2	Criterio de diseño

FUENTE: Autores

En el diagrama de cuerpo libre del brazo en la Fig. 3.49 (a), la reacción R2 en el extremo del brazo con un valor de 1875[N], es la carga a la que estará sometido el pasador E. Analizando al pasador E como una viga con apoyos simples y carga central se realiza un diagrama de cuerpo libre en la Fig. 3.66 (a).

3.5.7.5.1. Diagramas pasador E

$$R_1 = R_2 = \frac{F}{2}$$

$$R_1 = \frac{1875}{2} = 937.5[N]$$

$$M_{AB} = \left(\frac{Fx}{2}\right)$$

$$M_{AB} = \left(\frac{1875(0.044)}{2}\right)$$

$$M_{AB} = 41.25[N.m]$$

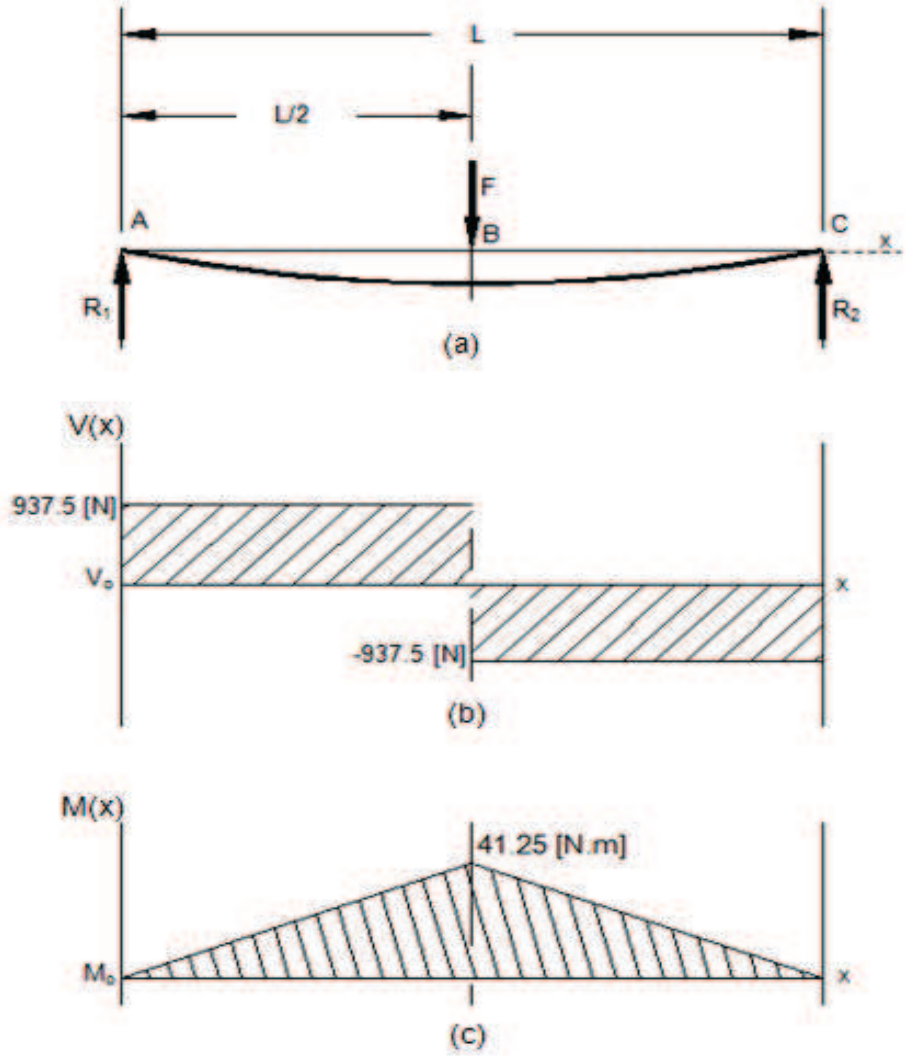


Figura 3.2 Diagramas del Pasador E. (a) D.C.L.; (b) Fuerza Cortante; (c) Momento Flector.

3.5.7.6. Deflexión y resistencia del pasador E

Según la AISC la deflexión máxima para piezas generales de máquinas se encuentra entre:

δadm=0,0005 a 0,003 plg/plg o mm/mm de longitud del elemento L=0.044m

δadm= 2.2*10-5 m – 1.32*10-4 m

Se encuentra la inercia necesaria para una deflexión máxima recomendada mediante la ecuación:

$$Y_{MAX} = \left(\frac{Fl^3}{48EI} \right)$$

$$1.32 * 10^{-4} = \left(\frac{(1875)(0.044)^3}{48(205x10^9)(I)} \right)$$

$$I = 1.22 * 10^{-10} m^4 = 122.72 mm^4$$

El diámetro para una deflexión máxima recomendada es:

$$I = \left(\frac{\pi d^4}{64} \right)$$

$$122.75 = \left(\frac{\pi d^4}{64} \right)$$

$$d = 7.07 mm$$

Se selecciona un diámetro de 15mm y se encuentra la deflexión máxima.

$$I = \left(\frac{\pi d^4}{64} \right) = \left(\frac{\pi (0.015)^4}{64} \right)$$

$$I = 2.48 * 10^{-9} m^4$$

$$Y_{MAX} = \left(\frac{Fl^3}{48EI}\right) = \left(\frac{(1875)(0.044)^3}{48(205x10^9)(2.48*10^{-9})}\right)$$

$$Y_{MAX} = 6.5*10^{-6}m$$

La deflexión máxima encontrada esta fuera de los límites recomendados, pero no causa problemas de mal funcionamiento al mecanismo ya que su deflexión es mínima la dimensión del pasador E es de diámetro 15mm y 44mm de longitud.

δadm = 2.2*10-5 m – 1.32*10-4 m

6.5*10-6 m < 2.2*10-5m < 1.32*10-4 m

El pasador E se encuentra sometido a un esfuerzo de flexión y cortante por una carga central. El esfuerzo de flexión en el pasador E es:

$$\sigma_X = \frac{Mc}{I} = \frac{32M}{\pi d^3}$$

$$\sigma_X = \frac{32(41.25)}{\pi(0.015)^3} = 124.5MPa$$

El esfuerzo cortante en el pasador A es:

$$\tau = \left(\frac{F}{A}\right)$$

$$\tau = \left(\frac{1875}{\pi(7.5*10^{-3})^2}\right)$$

$$\tau = 10.6MPa$$

El esfuerzo principal se lo encuentra mediante la ecuación:

$$\sigma_A = \left(\sigma_X^2 + \tau^2\right)^{1/2}$$

$$\sigma_A = \left((124.5)^2 + (10.6)^2\right)^{1/2}$$

$$\sigma_A = 125MPa$$

$$n = \left(\frac{S_Y}{\sigma_A}\right) \quad n = \left(\frac{250}{125}\right) = 2$$

El factor de seguridad encontrado cubre el diseño por resistencia, con un eje de Acero ASTM A36 d=15mm y L=44mm, para el pasador E.

3.5.8. SELECCIÓN DEL CILINDRO NEUMÁTICO

En la Tabla 3.31 se presentan los resultados de los cálculos para la selección del cilindro neumático en donde se ha utilizado al igual que en el brazo prensa Talón.

Tabla 3.30 Resultados de cálculos para selección del cilindro neumático.

RESULTADOS PARA LA SELECCIÓN DEL CILINDRO NEUMÁTICO						
DIÁMETRO DEL ÉMBOLO						
DATOS	**VALOR**	**UNIDAD**	**ECUACIÓN**	**VARIABLE**	**RESULTADO**	**UNIDAD**
FUERZA DE SALIDA (F)	187,5	[N]	(1.6)	D	6	[cm]
PRESIÓN (p1)	8	[BAR]				
RENDIMIENTO DEL CILINDRO (n)	0,7	[-]				
ÁREA DEL EMBOLO (S1)	33.48	[cm^2]				
CONSUMO DE AIRE EN LOS CILINDROS						
CARRERA (S)	250	[mm]	(1.8)	Q2	2,00E-04	[m^3/s]
DIÁMETRO EMBOLO (D)	6	[m]				
DIÁMETRO VÁSTAGO (d)	0,018	[m]				
PRESIÓN (P)	800000	[Pa]				
NUMERO DE CICLOS (n)	1	[-]				

FUENTE: Autores

Como se observa la cantidad de aire consumido es mínimo con relación a la capacidad de almacenamiento de aire de un compresor de taller y de la presión que se transmite en la máquina, pero se debe tomar en cuenta el número de veces que actuará el cilindro.

Se selecciona el cilindro neumático FESTO DSNU-25-200-PA, los datos técnicos se los puede observar en el anexo 4.

3.6. DISEÑO DE ESTRUCTURAS

Se considera como las dimensiones de las estructuras, las dimensiones necesarias para acoplar los elementos ya calculados, dicha estructura deberá cumplir o satisfacer con los requerimientos de los elementos sobre todo como un punto de apoyo para su funcionamiento, para ello se utiliza los parámetros de las Tablas 3.2, 3.3, 3.12, y 3.23.

3.6.1. DISEÑO DE LA ESTRUCTURA DEL BRAZO DESPRENDE TALÓN

La estructura del brazo desprende talón al igual que la estructura del brazo prensa talón se encuentran sometidas a un esfuerzo de tracción ya que los cilindros neumáticos acoplados se apoyan a la estructura produciendo una reacción igual a la fuerza que aplican.

Teniendo en cuenta que el cilindro neumático del brazo desprende talón ejerce mayor fuerza que el del brazo prensa talón, el diseño de las estructuras estaría basado en el diseño de la estructura para el brazo desprende talón, considerando las dimensiones de los elementos que se acoplan a la estructura se propone la dimensión de sección de la Fig. 3.67.

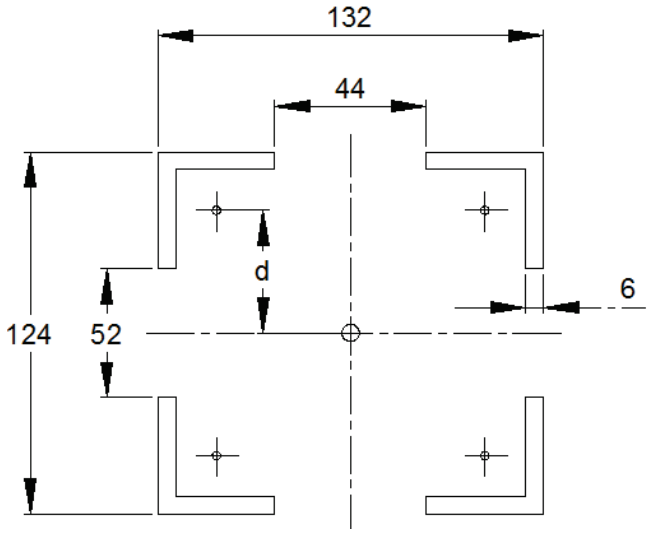


Figura 3.67 Sección de las estructuras

De acuerdo a los datos del Anexo 2 las propiedades para un ángulo de alas iguales de 40 x 6mm de espesor son:

AL = 3.08cm2= 3.08*10-4m2
ILXX = 4.47cm4=4.47*10-8m4
C=11.2mm

La inercia total de la sección se la encuentra con la siguiente ecuación:

$$I_T = \sum I_{xx} + A_T(d^2)$$

Donde:
IT= Inercia total [m4]
IXX=Inercia de cada elemento con respecto al eje x [m4]
AT= Área total de los elementos [m2]
d= distancia de los centroides de los elementos al centroide de la sección. [m]

$$I_T = \sum I_{xx} + A_T(d^2)$$
$$I_T = (4)*(4.47*10^{-8}) + (4)*(3.08*10^{-4})(0.0508^2)$$
$$I_T = 3.34*10^{-6} m^4$$

Para el análisis a la estructura se la considera como una columna sometida a compresión. De acuerdo a la relación de esbeltez, se considera una columna larga cuando Sr>10.

$$S_r = \left(\frac{L}{K}\right)$$

Donde:
Sr= Relación de esbeltez
L= Longitud [m]
K= radio de giro [m]

De la ecuación se encuentra el radio de giro y se determina la relación de esbeltez.

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

Donde:
K= Radio de giro [m]
I= Inercia de la sección [m4]
A= Área total de la sección [m2]

$$K = \sqrt{\frac{3.34 * 10^{-6}}{1.23 * 10^{-3}}}$$

$$K = 0.052$$

$$S_r = \left(\frac{L}{K}\right) = \left(\frac{0.805}{0.052}\right)$$

$$S_r = 15$$

Sr>15

Columna larga considerando a la estructura como una columna larga se encuentra la carga permisible para la sección considerada, mediante la ecuación:

$$\frac{P_{Cr}}{A} = S_Y - \frac{1}{E}\left(\frac{S_Y S_r}{2\pi}\right)^2$$

Donde:

PCr= Carga critica [N]

A= Área de la sección [m2]

SY= Resistencia del límite elástico del material [Pa]

Sr=Relación de esbeltez [m]

E=Módulo de elasticidad del material [Pa]

La fuerza aplicada axialmente en la columna es de 2[KN], se considera el limite elástico del material Acero ASTM A-36 Sy=250[MPa]

$$\frac{P_{Cr}}{A} = S_Y - \frac{1}{E}\left(\frac{S_Y S_r}{2\pi}\right)^2$$

$$\frac{P_{Cr}}{1.23 * 10^{-3}} = (250 * 10^6) - \frac{1}{(205 * 10^9)}\left(\frac{(250 * 10^6)(15)}{2\pi}\right)^2$$

$$P_C = 305 * 10^3 [N]$$

De acuerdo a la carga crítica encontrada se concluye que la carga aplicada está dentro de los límites por lo que el diseño de las estructuras queda cubierto para los dos brazos.

3.6.1.1. Cálculo de soldadura de las estructuras

Considerando los efectos a los que está sometida la estructura, estará acoplada al lado derecho de la columna central de la máquina sometiendo a los cordones de soldadura a un esfuerzo de tensión.

Se calcula el esfuerzo permisible a cortante utilizando un electrodo E6011.

$$\tau_{Perm} = 0.60 S_Y$$

$$\tau_{Perm} = 0.60(427 * 10^6)$$

$$\tau_{Perm} = 256.2 MPa$$

La altura del filete de soldadura se determina mediante la ecuación:

$$\tau_{Perm} = \tau = \frac{1.414F}{hL}$$

La fuerza cortante aplicada en la unión de soldadura es la fuerza máxima provocada por el cilindro neumático $F = 2[KN$

Se reemplaza el esfuerzo permisible y se encuentra la altura del filete:

$$256.2 * 10^6 = \frac{1.414(2 * 10^3)}{h(0.06)}$$

$$h = 1.8 * 10^{-4} m$$
$$h = 0.18 mm$$

Se toma un valor de h=3mm ya que es el valor mínimo para la altura con un electrodo de 1/8 de pulgada de diámetro; se encuentra el esfuerzo permisible y el factor de seguridad, para h=3mm.

$$\tau = \frac{1.414(2 * 10^3)}{(0.003)(0.06)}$$

$$\tau = 15.7 MPa$$

El factor de seguridad por esfuerzo cortante:

$$n = \frac{\tau_{PERM}}{\tau}$$

$$n = \frac{252.2}{15.7} = 16$$

El factor de seguridad encontrado a un valor de h=3mm cubre el diseño de soldadura para las estructuras.

3.6.2. DISEÑO DE LA ESTRUCTURA DEL MECANISMO LEVANTA NEUMÁTICOS

Considerando las dimensiones de los elementos ya calculados que se acoplan a la estructura del levanta neumáticos se propone una sección para la estructura como la de la Fig. 3.68, teniendo en cuenta que la fuerza aplica en la estructura es la fuerza R1 de la Fig. 3.49 (a).

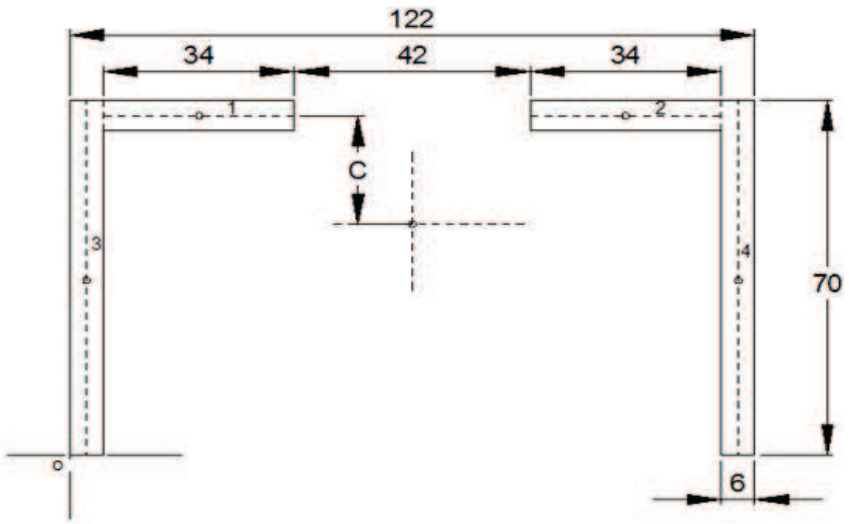


Figura 3.68 Sección de la estructura levanta neumáticos

De acuerdo a la posición de los elementos que componen la sección la inercia total de la sección se la encuentra mediante la siguiente ecuación:

$$I_T = \sum I_{xx} + A_T(d^2)$$

Se encuentra la inercia de cada elemento considerado como una sección rectangular y la posición del centroide de la sección mediante las ecuaciones siguientes considerando el punto o, como punto de origen.

$$\overline{X} = \left(\frac{(x_1 * A_1) + (x_2 * A_2) + (x_3 * A_3) + (x_n * A_n)}{A_T} \right)$$

$$\overline{Y} = \left(\frac{(y_1 * A_1) + (y_2 * A_2) + (y_3 * A_3) + (y_n * A_n)}{A_T} \right)$$

Donde:

$\overline{X}, \overline{Y}$ = Posición del centroide en los ejes X y Y. [mm]

AT = Área total de la sección [mm2]

Xn,Yn = Posición de cada sección con respecto al origen [mm]

An = Área de cada sección [mm2]

$$I = \left(\frac{b * h^3}{12} \right) = \left(\frac{(34) * (6)^3}{12} \right)$$

$I_1 = 612 mm^4$

$I_1 = I_2$

$$I_3 = \left(\frac{(6) * (70)^3}{12} \right) = 171500 mm^4$$

$I_3 = I_4$

$$\overline{X} = \left(\frac{(23 * 204) + (99 * 204) + (3 * 420) + (119 * 420)}{1248} \right)$$

$$\overline{Y} = \left(\frac{(67 * 204) + (67 * 204) + (35 * 420) + (35 * 420)}{1248} \right)$$

$C = (\overline{X}, \overline{Y})$ $C = (61, 45.5)$

La inercia total es:

$$I_T = \sum I + A_T(d^2)$$

$$I_T = (2I_1 + 2I_3) + A_T(d)^2$$

$$I_T = 921112\ mm^4 = 9.21 * 10^{-7}\ m$$

En la Tabla 3.32 se presentan los datos tabulados de la sección total y de cada una de las secciones.

Tabla 3.31 Propiedades de la sección de la estructura levanta neumáticos

ELEMENTO	b [mm]	h [mm]	ÁREA [mm2]	COORDENADAS		CENTROIDE		IXX [mm4]
				X	Y	X	Y	
1	34	6	204	23	67	61	45.5	612
2	34	6	204	99	67			612
3	6	70	420	3	35			171500
4	6	70	420	119	35			171500
TOTAL ÁREA			1248	TOTAL INERCIA DE LA SECCIÓN				921112

FUENTE: Autores

Se encuentra el radio de giro y se determina la relación de esbeltez.

$$K = \sqrt{\frac{I}{A}} = \sqrt{\frac{9.21 * 10^{-7}}{1.24 * 10^{-3}}}$$

$$K = 0.027$$

$$S_r = \left(\frac{L}{K}\right) = \left(\frac{0.516}{0.027}\right)$$

$$S_r = 19$$

Sr>10 Columna larga

Considerando a la estructura como una columna larga se encuentra la carga permisible para la sección considerada. La fuerza aplicada axialmente en la columna es de 1625[N], se considera el limite elástico del material Acero ASTM A-36 Sy=250[MPa].

$$\frac{P_{Cr}}{A} = S_Y - \frac{1}{E}\left(\frac{S_Y S_r}{2\pi}\right)^2$$

$$\frac{P_{Cr}}{1.24 * 10^{-3}} = (250 * 10^6) - \frac{1}{(205 * 10^9)}\left(\frac{(250 * 10^6)(19)}{2\pi}\right)^2$$

$$P_C = 306 * 10^3 [N]$$

De acuerdo a la carga crítica encontrada se concluye que la carga aplicada esta dentro de los límites por lo que el diseño de la estructura queda cubierto para el mecanismo levanta neumáticos.

3.7. SISTEMAS DE ACCIONAMIENTO

La máquina desmontadora cuenta con dos tipos de accionamiento como son:

- Sistema Neumático
- Sistema de Control

3.7.1. SISTEMA NEUMÁTICO

Para diseñar el sistema neumático de accionamiento de los mecanismos adaptados, se parte de los datos técnicos de funcionamiento de la máquina.

- Presión de trabajo 800kPa (8 bar).
- Accionamiento manual por medio de pedales.
- Tanque de almacenamiento de 50 litros,
- Presión máxima 1100kPa (11 bar).

De acuerdo a los movimientos y fuerzas que aplican los mecanismos por medio cilindros neumáticos se acudio a una empresa para que nos asesoren con el diseño tanto del sisema neumático como del sistema de control.

3.7.1.1. Selección del circuito neumático

Teniendo en cuenta que ya se determino los tipos de cilindros neumaticos a utilizarse, se consulto son la empresa asesora para determinar el tipo de circuito neumático para nuestras necesidades. Dicho circuito se encuentra detallado en el Anexo 10.

3.8. SISTEMA ELÉCTRICO Y DE CONTROL

Para diseñar el sistema eléctrico y de control de los mecanismos adaptados, se parte de la información técnica de funcionamiento de la máquina.

- Voltaje de funcionamiento 220V
- Motor eléctrico de 2HP monofásico

Para controlar el funcionamiento de las electrovalvulas se debe crear un sistema electronico de control en donde se pueda controlar voltajes elevados como 220v con voltajes pequeños.
Para lo cual se adquiere con la misma empresa asesora, dicha tarjeta de control que cumple con todas las necesidades planteadas.

3.9. RESULTADOS DE LAS ADAPTACIONES

Como resultados de las adaptaciones se ha realizado un cuadro comparativo entre las características de la máquina sin adaptaciones y con adaptaciones, pudiendo así observar los cambios que se han realizado en la máquina y los efectos que produce en el desarrollo del proceso.

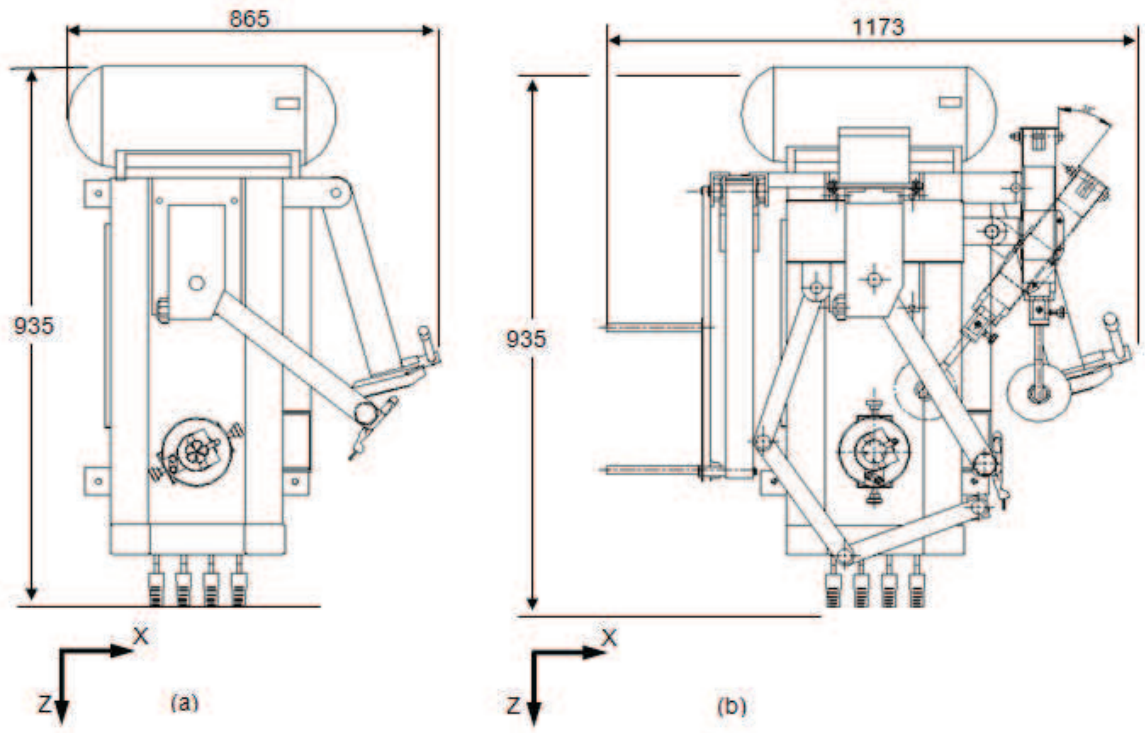


Figura 3.69 Dimensiones de la máquina. (a) Sin adaptaciones; (b) Con adaptaciones.

En la Fig. 3.69 (a) se presenta las dimensiones de la máquina desmontadora de llantas sin adaptaciones; en la Fig. 3.69 (b) se observan las dimensiones de la máquina con adaptaciones; a simple vista el área de trabajo aumenta para el caso (b), al igual que el peso de la máquina y el consumo de aire debido al funcionamiento de las adaptaciones; en la Tabla 3.33 se presenta un resumen de las características enunciadas anteriormente.

Tabla 3.33 Cuadro Comparativo del Resultado de las adaptaciones

CARACTERÍSTICA	MÁQUINA SIN ADAPTACIONES	MÁQUINA CON ADAPTACIONES
	DESCRIPCIÓN	DESCRIPCIÓN
DIMENSIONES	ALTURA 1330 [mm]	ALTURA 1330 [mm]
	ANCHO 865 [mm]	ANCHO 1173 [mm]
	PROFUNDIDAD 935 [mm]	PROFUNDIDAD 935 [mm]
PESO APROX	250 Kg	350 Kg
CONSUMO DE AIRE	1,67 * 10^-3 [m^3/s]	2,41 * 10^-3 [m^3/s]
TIEMPOS DE OPERACIÓN	De 3min hasta 3min 30s	De 2min hasta 3min
ESPACIO (ÁREA DE TRABAJO)	808775 [mm^2]	1096755 [mm^2]
FUNCIONAMIENTO	MANUAL	SEMIAUTOMÁTICO

FUENTE: Autores

Como se puede observar en la Tabla 3.33, los cambios o adaptaciones en la máquina afectan directamente en las dimensiones, el peso y el consumo de aire además como resultado y mejoramiento de la máquina las adaptaciones cuentan con un control semiautomático.

No se han encontrado efectos negativos o desfavorables para el funcionamiento de la máquina provocados por las adaptaciones, tanto las estructuras como cada elemento de las adaptaciones no se encuentran en una posición que afecte el funcionamiento principal de la máquina; cabe recalcar que las estructuras favorecen a la columna central ya que al encontrarse soldadas a dicho elemento aumenta su resistencia y estabilidad.

CAPITULO IV

CONSTRUCCIÓN, MONTAJE Y PRUEBAS DE CAMPO

4.1. GENERALIDADES

4.1.1 MÁQUINAS HERRAMIENTAS Y EQUIPOS UTILIZADOS

Para la construcción y posterior montaje de la Desmontadora de Neumáticos es imperativo el uso de máquinas y herramientas, por lo que se necesita contar con un taller mecánico que posea los equipos y herramientas necesarias para la construcción de los elementos del sistema.

Las tablas 4.1 y 4.2 muestran los equipos y herramientas utilizados:

MÁQUINAS HERRAMIENTAS	
CÓDIGO	**DENOMINACIÓN**
MH1	Torno
MH2	Soldadura
MH3	Taladro de Pedestal
MH4	Cizalla
MH5	Amoladora

Tabla 4.1 Máquinas Herramientas

HERRAMIENTAS	
CÓDIGO	**DENOMINACIÓN**
H1	Arco de Sierra
H2	Entenalla
H3	Brocas
H4	Limas
H5	Desarmadores
H6	Playos
H7	Calibrador Pie de Rey
H8	Flexómetro
H9	Nivel
H10	Martillo
H11	Escuadra

Tabla 4.2 Herramientas

4.2 HOJAS DE PROCESOS

Se desarrollan las hojas de procesos de los elementos constructivos de los brazos auxiliares para la Desmontadora de Neumáticos, facilitando el trabajo a las personas encargadas de la fabricación.

Las hojas de procesos se encuentran adjuntas en el Anexo 12.

4.3 CONSTRUCCION DEL SISTEMA

Los Equipos, Máquinas – Herramientas, Herramientas se detallan en el punto 4.1.1.

La construcción de los sistemas de brazos auxiliares y estructuras soportes se realizan en base a los planos que se encuentran en el Anexo 12

4.4 MONTAJE DEL SISTEMA

El montaje de los brazos auxiliares y de las estructuras soporte se lop realiza de forma independiente como se detalla a continuación.

4.4.1 MONTAJE DEL BRAZO PRENSA TALÓN

- Montaje de la estructura base
- Montaje del cilindro neumático
- Montaje del eje guía
- Montaje del conjunto guía y placa soporte
- Montaje de los eslabones y pasadores (forman el brazo)
- Montaje del prensa talón (seguidor)

La figura 4.1 muestra el mecanismo Brazo Prensa Talón:

1. Cilindro Neumático
2. Eje guía
3. Conjunto guía y placa soporte
4. Estructura Base
5. Prensa Talón (Seguidor)
6. Eslabón 1
7. Eslabón 2
8. Eslabón 3

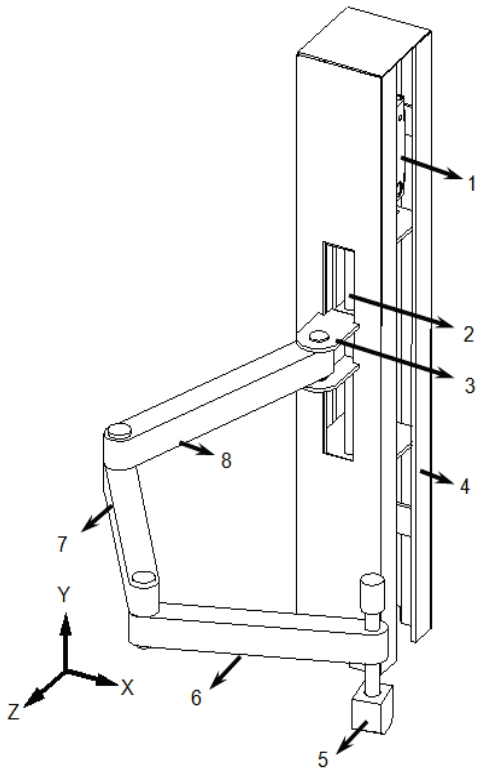


Figura 4.1 Mecanismo Brazo Prensa Talón

4.4.2 MONTAJE DEL MECANISMO BRAZO LEVANTA TALÓN

- Montaje de la estructura base
- Montaje del cilindro neumático 1
- Montaje del eje guía
- Montaje del cojunto guía y placa soporte
- Montaje del brazo soporte
- Montaje del cilindro neumático 2
- Montaje del brazo de la rueda
- Montaje de la rueda

La figura 4.2 muestra el mecanismo Brazo Levanta Talón

1. Cilindro neumático 1
2. Eje Guía
3. Conjunto guía y placa soporte
4. Cilindro neumático 2
5. Estructura
6. Brazo de la rueda
7. Rueda
8. Brazo Soporte

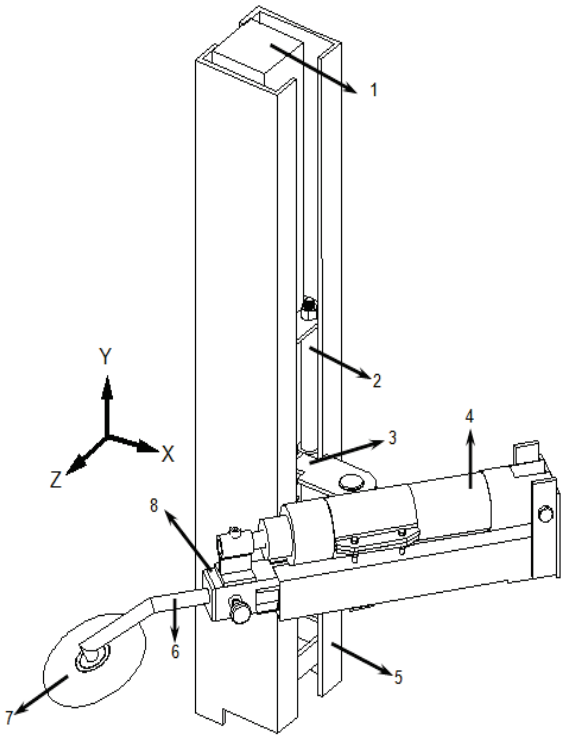


Figura 4.2 Mecanismo Brazo Levanta Talón

4.4.3 MONTAJE DEL MECANISMO BRAZO LEVANTA NEUMÁTICO

- Montaje de la estructura base
- Montaje del cilindro neumático
- Montaje del brazo elevador
- Montaje del brazo guía
- Montaje de la placa soporte
- Montaje de los soportes

La figura 4.3 muestra el mecanismo Brazo Levanta Neumático

1. Brazo Elevador
2. Brazo guía
3. Placa del soporte
4. Soportes
5. Cilindro neumático
6. Estructura base

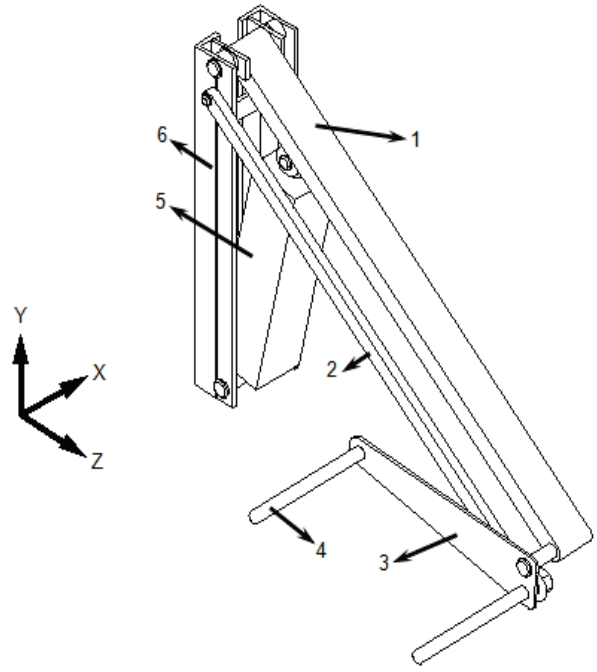


Figura 4.3 Mecanismo Brazo Levanta Neumático

4.4.4 MONTAJE DEL SISTEMA DE CONTROL

La tarjeta de control y el sistema neumático se monta en la estructura de la desmontadora de neumaticos mediante unos tornillos que sujetan una caja de control.

4.4.5 MONTAJE FINAL

Despues de realizar los montajes individuales de los brazos auxiliares y del panel de control se procede al ensamble final realizando un montaje de la siguiente manera:

- Montaje del Mecanismo Brazo Prensa Talón
- Montaje del Mecanismo Brazo Levanta Talón
- Alineación vertical de los brazos auxiliares con la estructura base de la desmontadora de neumáticos.
- Montaje del sistema de control

4.5 PRUEBAS DE CAMPO

Una vez construido el prototipo se realizan las pruebas de campo utilizando el protocolo de pruebas del anexo 13, las cuales tienen como objetivo verificar el correcto funcionamiento del sistema, asi como el cumplimiento de los requerimientos del diseñador.

CAPÍTULO V

ESTUDIO DE COSTOS

5.1 INTRODUCCIÓN

En este capítulo se realiza un estudio para poder conocer de manera acertada el costo real del Sistema SEMI-AUTOMÁTICO para una desmontadora de llantas, se deben considerar todos los factores que involucran su construcción:

- Costo de los Materiales.
- Costos de Elementos Normalizados Adicionales.
- Costo de Montaje.
- Costo de Maquinado.
- Costo de Materiales Indirectos.
- Costo de Diseño.
- Gastos Imprevistos.

Para su mejor comprensión y análisis se han dividido los costos en costos directos y costos indirectos.

5.2 COSTOS DIRECTOS

Son aquellos que se encuentran en mayor porcentaje respecto a los costos totales de la inversión del proyecto:

- Costo de los Materiales.
- Costos de Elementos Normalizados Adicionales.
- Costo de Maquinado.

- Costo de Montaje.

5.3 COSTOS INDIRECTOS

Son aquellos que no están tomados en cuenta de forma minuciosa en el análisis de costos, como son por ejemplo: transporte, tiempos muertos, imprevistos, etc. Estos costos siempre se encuentran presentes en la elaboración de un proyecto:

- Costo de Materiales Indirectos.
- Costo de Diseño.
- Gastos Imprevistos.

El costo total del prototipo es igual a la suma de los costos totales directos y costos totales indirectos.

5.4 ANÁLISIS DE COSTOS DIRECTOS

5.4.1 COSTOS DE LOS MATERIALES

Dentro de este rubro se deben tomar en cuenta todos los gastos iniciales de adquisición de materia prima es decir: tubos cuadrados, tubos redondos, perfiles, etc., dichos elementos tienen un valor detallado en la Tabla 5.1. Todos los materiales se los adquiere en el mercado nacional.

Tabla 5.1 Costos de materiales

COSTOS DE MATERIALES	VALOR
Costo de construcción de brazos y componentes	109
Costo de construcción para las estructuras	170
TOTAL	**279**

FUENTE: Comercializadoras de Quito

5.4.2 COSTOS DE ELEMENTOS NORMALIZADOS Y ADICIONALES

Son los que conlleva a la adquisición de elementos prefabricados bajo distinto tipo de norma (Tabla 5.2) como son: cilindros neumáticos, la desmontadora de neumáticos y los componentes electrónicos, etc.

Tabla 5.2 Costos de elementos normalizados y adicionales utilizados en la tarjeta de control y sistema neumático

COSTOS DE ELEMENTOS NORMALIZADOS	VALOR
Sistema Neumático	77.48
Tarjeta de control	50
Desmontadora de Llantas	1200
TOTAL	**1327.48**

FUENTE: Comercializadoras de Quito

5.4.3 COSTOS DE MAQUINADO

Este costo tiene que ver con el valor respecto a la mano de obra directa empleada en las máquinas herramientas para la fabricación de piezas del prototipo.

Tabla 5.3 Costos por maquinado

Máquina	**Costo por máquina incluido mano de obra [usd/h]**	**Tiempo total [h]**	**Costo total por máquina [usd]**
Torno	6	10	60
Soldadura	6	10	60
Taladro	4.5	1	4.50
Cizalla	4.5	2	9
Amoladora	4.5	2	9
Instrumento de medida	3	1	3
Montaje de las partes y accesorios	1	30	30
			175.5

FUENTE: Taller Máquina Herramientas

5.4.4 COSTOS DE MONTAJE

Son aquellos costos que relacionan la mano de obra ocupada para el ensamblaje de las partes y piezas que constituyen el dispositivo, así como la puesta a punto y el afinamiento de la misma (Tabla 5.4).

Para la mano de obra se usa dos personas por un lapso de 32 horas, el costo de la hora de cada uno de ellos es de 2 USD el Técnico y 1 USD el ayudante.

Tabla 5.4 Costos de Montaje

Personal	**Especialidad**	**Cantidad**	**Tiempo (h)**	**Costo/hora [usd]**
Técnico	Mecánico	1	16	2
Ayudante	Mecánico	1	16	1
				48

FUENTE: Taller Máquina Herramientas

5.5 COSTO DIRECTO TOTAL

En la Tabla 5.5 se indica la cantidad total del costo directo.

Tabla 5.5 Costo Directo Total

Componentes del Costo	Valor [usd]
Costo de Materiales	279
Costos de elementos normalizados Adicionales	1327.48
Costos de Maquinado	175.5
Costos de Montaje	48
	1829.98

FUENTE: Taller Máquina Herramientas

5.6 ANÁLISIS DE COSTOS INDIRECTOS

5.6.1. COSTOS DE MATERIALES INDIRECTOS

Estos costos son los que se generan del uso de materiales suplementarios en la construcción de los componentes del prototipo.

Los costos de materiales indirectos se muestran en la Tabla 5.6.

Tabla 5.6 Costo de materiales indirectos

Descripción	Cantidad	Val. Unitario (usd)	Val. Total (usd)
Discos de corte – Dewalt	4	2.50	10
Discos de desbaste – Dewalt	2	3,9	7.80
Cepillo de alambre – Filaschino	1	1.10	1.10
Sierra de mano – Stanley – 12”	1	5.34	5.34
Lija de Hierro # 100 – Norton	6	0.41	2.46
Pintura Anticorrosiva	4L	3	12
Pintura de acabado	3L	4	12
Tiñer acrílico	8L	1.73	13.86
Varios		20	20
			85.55

FUENTE: Taller Máquina Herramientas

5.6.2 COSTOS DE INGENIERÍA

Son aquellos costos que se derivan del tiempo y del conocimiento que un ingeniero invierte en el diseño de máquinas, en este caso una adaptación para una Desmontadora de Neumáticos.

Dicho valor esta aproximado en unos **1500 USD**, debido a la participación de 2 profesionales en un tiempo de 6 meses.

5.6.3 COSTOS DE IMPREVISTOS

Para el diseño del prototipo se tienen costos de movilización, papelería, impresión de planos entre otros, los mismos que se describen en la Tabla 5.7:

Tabla 5.7 Costos de imprevistos

Imprevisto	Valor (usd)
Papelería	15
Movilización	60
Impresión de documentos	15
Impresión de planos	10
Varios	20
	105

FUENTE: Propia

5.7 COSTO INDIRECTO TOTAL

Este costo se obtiene de la sumatoria de todos los demás costos indirectos anteriores.

En la Tabla 5.8 se indican los costos indirectos totales.

Tabla 5.8 Costo Indirecto Total.

Componentes del costo	Valor [usd]
Costo de materiales Indirectos	88.55
Costos de Ingeniería	1500
Costos de Imprevistos	105
	1693.55

FUENTE: Propia

5.8 COSTO TOTAL DE MÁQUINA

Estos costos se obtienen de la sumatoria de los costos analizados y calculados en las secciones 5.5 y 5.8, estos se indica en la Tabla 5.9.

Tabla 5.9 Costo total del prototipo

Componentes del costo	Valor [usd]
Costo Directo	1829.98
Costos Indirecto	1693.55
Total	3523.53

FUENTE: Propia

Como se puede ver en la Tabla 5.9; el costo del prototipo llega a ser de 3523.53 dólares. Este valor supera un poco el presupuesto indicado en la sección 2.3.4 que es de 2.230 dólares pero dicho valor no se lo realizo con un estudio de costos por lo que existe este rango entre el valor estimado y el real.

Además es el valor de fabricar 1 prototipo, este precio puede disminuir al tratar de producirlos en serie. De esta manera se puede reducir el costo de fabricación para que se pueda ingresar al mercado industrial con un precio competitivo.

CAPÍTULO VI

CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

6.1. CONCLUSIONES

- Las adaptaciones implementadas en la Desmontadora de Llantas mejora su productividad con un sistema semi-automático.
- Se obtuvo un manual de operación que permite maniobrar fácilmente la máquina desmontadora.
- Se ha mejorado la eficacia de la máquina, disminuyendo así el esfuerzo realizado por el operador.
- Se verificó con los cálculos que las adaptaciones no desfavorecen a los elementos originales de la máquina.
- Se ha mejorado la máquina desmontadora utilizando elementos de bajo costo y accesibles en el mercado local.
- Se tiene una simulación en computadora que muestra el prototipo ensamblado y con las etapas de montaje.
- El presente proyecto de titulación se lo realiza como un ejemplo para el inicio de una producción en serie, lo cuál disminuye los costos de fabricación y permite introducir al mercado el prototipo.

6.2. RECOMENDACIONES

- Se recomienda la fabricación de los brazos diseñados en el presente proyecto de titulación, para adaptarlos a una máquina desmontadora típica.
- Este proyecto esta enfocado a desarrollar la ingeniería nacional, la cual debe ser apoyada para mejorar la maquinaria existente en el mercado.
- Designar un espacio de trabajo adecuado, para el correcto funcionamiento y maniobrabilidad del operador, según lo indica el instructivo de operación de la máquina.
- Comprobar que el voltaje de la corriente eléctrica, en el lugar de instalación de la máquina, sea de 220V para evitar daños a los componentes electrónicos.
- Se recomienda operar la máquina utilizando protección adecuada: gafas industriales, zapatos punta de acero y guantes aislantes, que permitan una buena maniobrabilidad.
- Se recomienda fusionar las áreas mecánica y de control para desarrollar prototipos de fácil manejo, que aumenten la productividad de la maquinaria existente.

BIBLIOGRAFÍA

- BORESI, Arthur/SC HMIDT, Richard, Estática Ingeniería Mecánica, Primera edición, Mc-Graw Hill, 2001, 450pp.
- CALERO, Roque y Carta, José A. Fundamentos de mecanismos y máquinas para ingenieros. McGraw-Hill, 1999.
- ELLIS, W., Ingeniería de materiales, México, presentaciones y servicios de ingeniería, 1968, 136 pp.
- HALL, A., Hallowenko A., Laughlin H., Teoría y problemas de diseño de máquinas, México, Mc Graw-Hill, 1988, 342 pp.
- HAM, C. W., Mecánica de máquinas, México, Mc Graw-Hill, 1970, 496 pp.
- JOYANES AGUILAR, Luis, Programación en C, McGraw-Hill, 2001.
- KRAR, SF. /OSWALD, JW., Taller Mecánico, cuarta Edición, Mc-Graw Hill, 1993.
- MABIE, Hamilton y Ocvirk, Fred. Mecanismos y dinámica de maquinaria. Limusa, 1985.
- MARCIAL GARROFALES Maeso, Félix Rodríguez García: Manual de Mecánica industrial Neumática e Hidráulica, Segunda edición, Reverté S.A. 2004.
- MERIAM, LG Kraige, Estática Mecánica para Ingenieros, Tercera edición, Reverté S.A. 2005
- MOTT, R., Diseño de elementos de máquinas, New York, Prentice Hall, 1992, 750 pp.
- NORTON, Robert. Diseño de máquinas. McGraw-Hill, 1995.
- PENAGOS PLAZAS, Juan Ricardo, Como programar en lenguaje C los microcontroladores PIC16F88, 16F628A y 16F877A. segunda edición, 2010.
- SHIGLEY, D, Mischke C., Standard Handbook machine design, New York, Mc Graw-Hill, 1983, 700 pp.

- SHIGLEY, Joseph y Uicker John. Teoría de máquinas y mecanismos. McGraw-Hill, 1988.
- SHIGLEY, Joseph/MISCHKE, Diseño en Ingeniería Mecánica, Quinta Edición, Mc-GrawHill, 1992. 1100pp
- VILORA, José Roldan, Neumática, Hidráulica y Electricidad Aplicada, Tercera edición, Reverté S.A. 2005.
- ZHUHAI JiaYi Catálogo AutoServicie Equipment Co., LTD .http//www_hunter_com-PUB-PRODUCT-tirechanger dex_archivos\translate_c.htm.

ANEXOS Y PLANOS

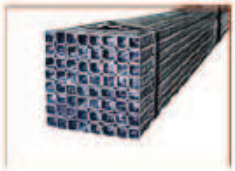
ANEXO 1 PERFILES METÁLICOS

IPAC Por los caminos del acero

Tubo Estructural: Cuadrado

ESPECIFICACIONES GENERALES

Largo Normal:	6 m
Recubrimiento:	Negro o Galvanizado
Dimensiones:	Desde 3/4 a 4 plg (20 x 20) a (100 x 100) mm
Espesores:	Desde 1.5 a 4 mm
Calidad del Acero:	JIS G3132 SPHT-1 ASTM A 569
Observaciones:	Otros largos previa consulta



NORMA INTERNA

Tolerancia Dimensional:	
3/4" (20 x 20) - 4" (100 x 100)	±0.30 mm
Variación Longitud:	-0
	+10
Rectitud:	0.4% de longitud (máximo)
Radio máximo:	3 veces el espesor

DIMENSIONES			PESO	AREA	PROPIEDADES EJES X-X e Y-Y			
Designación	B	e	P	A	I	W	i	
Plg	mm	mm	Kg/6m	cm2	cm4	cm3	cm	
3/4	20	1.5	4.98	1.05	0.58	0.58	0.74	
		2.0	6.30	1.34	0.69	0.69	0.72	
1	25	1.5	6.36	1.35	1.21	0.97	0.95	
		2.0	8.16	1.74	1.48	1.18	0.92	
1 1/4	30	1.5	7.80	1.65	2.19	1.47	1.15	
		2.0	10.08	2.14	2.71	1.81	1.12	
1 1/2	40	1.5	10.62	2.25	5.48	2.74	1.56	
		2.0	13.86	2.94	6.92	3.46	1.53	
		3.0	19.80	4.21	9.28	4.64	1.48	
2	50	1.5	13.44	2.85	11.06	4.42	1.97	
		2.0	17.58	3.74	14.13	5.65	1.94	
		3.0	25.50	5.41	19.40	7.76	1.89	
2 3/8	60	1.5	16.26	3.74	18.68	6.22	2.23	
		2.0	22.44	4.54	25.12	8.37	2.35	
		3.0	33.30	6.61	35.06	11.69	2.30	
3	75	2.0	27.00	5.74	50.47	13.46	2.97	
		3.0	39.60	8.41	71.54	19.08	2.92	Nuevo!
		4.0	51.54	10.95	89.98	24.00	2.87	
4	100	2.0	36.42	7.74	122.99	24.60	3.99	
		3.0	53.76	11.41	176.95	35.39	3.94	Nuevo!
		4.0	70.38	14.95	226.09	45.22	3.89	

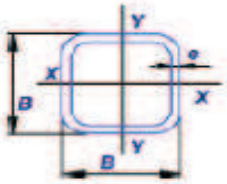
APLICACIONES

Usos Estructurales

- Columnas de estructuras
- Estructuras para techos de vidrio
- Cerramientos
- Portones
- Postes de señalización

Otros usos

- Carrocerías
- Muebles metálicos
- Máquinas para gimnasio
- Casetas de guardianía
- Estructuras para letreros
- Estructuras metálicas
- Maquinaria industrial
- Remolques



NOMENCLATURA

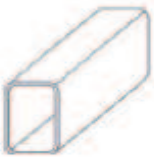
A= Area de la selección transversal del tubo, cm2 W= Módulo resistente de la sección, cm3
I= Momento de Inercia de la sección, cm4 i= Radio de giro de la sección, cm

FUENTE: Catálogo IPAC

ANEXO 2 PERFILES METÁLICOS

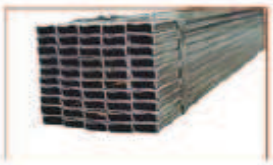
IPAC Por los caminos del acero

Tubo Estructural: Rectangular



ESPECIFICACIONES GENERALES

Largo Normal:	6 m
Recubrimiento:	Negro o Galvanizado
Dimensiones:	Desde 3/4 a 1 1/2 plg a 2 x 6 plg (20 x 40) a (50 x 150) mm
Espesores:	Desde 1.5 a 4 mm
Calidad del Acero:	JIS G3132 SPHT-1 ASTM A 569 ASTM A-36
Observaciones:	Otros dimensiones y largos previa consulta



DIMENSIONES			PESO	AREA	PROPIEDADES						
					EJE X-X			EJE Y-Y			
B	H	e	P	A	I	W	i	I	W	i	
mm	mm	mm	Kg/6m	cm2	cm4	cm3	cm	cm4	cm3	cm	
20	40	1.5	7.86	1.65	3.26	1.63	1.37	1.09	1.09	0.81	
		2.0	10.08	2.14	4.04	2.02	1.37	1.33	1.33	0.79	
25	50	1.5	10.56	2.10	6.39	2.56	1.74	2.19	1.75	1.02	
		2.0	13.38	2.74	8.37	3.35	1.75	2.80	2.24	1.01	
30	50	1.5	10.62	2.25	7.53	3.01	1.83	3.41	2.27	1.23	
		2.0	13.86	2.94	9.52	3.81	1.80	4.28	2.85	1.21	
		3.0	19.80	4.21	12.78	5.11	1.74	5.66	3.77	1.16	
40	60	1.5	14.04	2.91	14.90	4.97	2.26	7.94	3.97	1.65	
		2.0	17.58	3.74	18.39	6.13	2.22	9.81	4.90	1.62	
		3.0	25.50	5.41	25.31	8.44	2.16	13.37	6.69	1.57	
		4.0	32.70	6.95	30.83	10.28	2.11	16.15	8.08	1.52	Nuevo!

APLICACIONES

Usos Estructurales

- Estructuras para techos de vidrio
- Cerramientos
- Portones
- Postes de señalización

Otros Usos

- Carrocerías
- Muebles metálicos
- Máquinas para gimnasio
- Casetas
- Fabricación de maquinaria industrial
- Remolques

FUENTE: Catálogo IPAC

ANEXO 3 CÓDIGO DE LOS CILINDROS NEUMÁTICOS

Cilindros redondos DSNU/ESNU

FESTO

Código del producto

DSNU – 32 – 80 – PPV – A – MQ

Tipo	
Doble efecto	
DSNU	Cilindro redondo
Simple efecto	
ESNU	Cilindro redondo

Diámetro del émbolo [mm]

Carrera [mm]

Amortiguación	
P	Anillos y discos elásticos en ambos lados
PPV	Amortiguación neumática regulable en ambos lados
PPS	Amortiguación neumática autorregulable en ambos lados

Detección de posiciones	
A	Para detectores de posición

Variante	
MQ	Conexión lateral del aire comprimido
MA	Conexión axial del aire comprimido
MH	Con brida de fijación en la culata

FUENTE: Catálogo FESTO ECUAinsetec

ANEXO 4 DATOS TÉCNICOS CILINDROS NEUMÁTICOS

Cilindros redondos DSNU

Hoja de datos

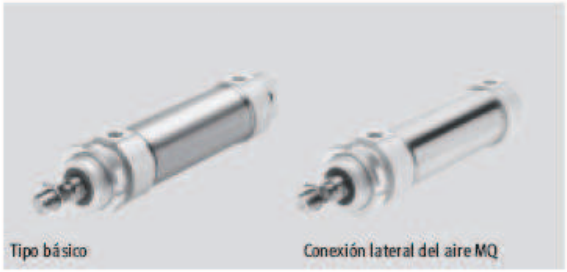
FESTO

Función

Diámetro
32 ... 63 mm

Carrera
1 ... 500 mm

Variantes
→ 16



Tipo básico | Conexión lateral del aire MQ

Conexión axial del aire MA | Con elemento de fijación directa MH

Datos técnicos generales						
Diámetro del émbolo [mm]			32	40	50	63
Conexión neumática			G⅛	G¼	G¼	G⅜
Rosca del vástago			M10x1,25	M12x1,25	M16x1,5	M16x1,5
Construcción			Émbolo			
			Vástago			
			Camisa del cilindro			
Amortiguación	P		Anillos y discos elásticos en ambos lados			
	PPV		Amortiguación regulable en ambos lados			
	PPS		Amortiguación autorregulable en ambos lados			
Carrera de amortiguación	PPV	[mm]	14	18	20	21
	PPS	[mm]	14	18	20	21
Detección de posiciones			Para detectores de posición			
Tipo de fijación			Montaje directo (sólo variante MH)			
			Con accesorios			
Posición de montaje			Indistinta			

Condiciones de funcionamiento						
Diámetro del émbolo			32	40	50	63
Fluido			Aire comprimido filtrado, lubricado o sin lubricar			
Presión de funcionamiento	[bar]	Tipo básico	1 ... 10			
		S10	0,5 ... 10		0,4 ... 10	
		S11	0,2 ... 10	–	0,2 ... 10	

Condiciones del entorno						
Cilindro redondo		Tipo básico	S6	S10	S11	R3
Temperatura ambiente[1]	[°C]	–20 ... +80	0 ... +120	+5 ... +80		–20 ... +80
Clase de resistencia a la corrosión[2]		2	2	2	2	3
ATEX		Tipos especiales → www.festo.com				

1) Tener en cuenta las condiciones de funcionamiento de los detectores
2) Clase de resistencia a la corrosión 2 según norma de Festo 940 070
Válida para piezas expuestas a moderado peligro de corrosión. Piezas exteriores en contacto directo con substancias usuales en entornos industriales, tales como disolventes, detergentes o lubricantes, con superficies principalmente decorativas.
Clase de resistencia a la corrosión 3 según norma de Festo 940 070
Válida para piezas expuestas a gran peligro de corrosión. Piezas exteriores en contacto directo con substancias usuales en entornos industriales, tales como disolventes o detergentes, con superficies funcionales.

FUENTE: Catálogo FESTO ECUAinsetec

ANEXO 5 SELECCIÓN DE LOS CILINDROS

Referencias									
Tipo	Diámetro del émbolo	Carrera	P – Anillos y discos elásticos en ambos lados A – Detección de posiciones		PPV – Amortiguación neumática regulable en ambos lados A – Detección de posiciones		PPS – Amortiguación neumática autorregulable en ambos lados A – Detección de posiciones	
	[mm]	[mm]	Nº art.	Tipo	Nº art.	Tipo	Nº art.	Tipo
	32	25	195 980	DSNU-32-25-P-A	196 020	DSNU-32-25-PPV-A	559 295	DSNU-32-25-PPS-A
		40	195 981	DSNU-32-40-P-A	196 021	DSNU-32-40-PPV-A	559 296	DSNU-32-40-PPS-A
		50	195 982	DSNU-32-50-P-A	196 022	DSNU-32-50-PPV-A	559 297	DSNU-32-50-PPS-A
		80	195 983	DSNU-32-80-P-A	196 023	DSNU-32-80-PPV-A	559 298	DSNU-32-80-PPS-A
		100	195 984	DSNU-32-100-P-A	196 024	DSNU-32-100-PPV-A	559 299	DSNU-32-100-PPS-A
		125	195 985	DSNU-32-125-P-A	196 025	DSNU-32-125-PPV-A	559 300	DSNU-32-125-PPS-A
		160	195 986	DSNU-32-160-P-A	196 026	DSNU-32-160-PPV-A	559 301	DSNU-32-160-PPS-A
		200	195 987	DSNU-32-200-P-A	196 027	DSNU-32-200-PPV-A	559 302	DSNU-32-200-PPS-A
		250	195 988	DSNU-32-250-P-A	196 028	DSNU-32-250-PPV-A	559 303	DSNU-32-250-PPS-A
		320	195 989	DSNU-32-320-P-A	196 029	DSNU-32-320-PPV-A	559 304	DSNU-32-320-PPS-A
	40	25	195 990	DSNU-40-25-P-A	196 030	DSNU-40-25-PPV-A	559 305	DSNU-40-25-PPS-A
		40	195 991	DSNU-40-40-P-A	196 031	DSNU-40-40-PPV-A	559 306	DSNU-40-40-PPS-A
		50	195 992	DSNU-40-50-P-A	196 032	DSNU-40-50-PPV-A	559 307	DSNU-40-50-PPS-A
		80	195 993	DSNU-40-80-P-A	196 033	DSNU-40-80-PPV-A	559 308	DSNU-40-80-PPS-A
		100	195 994	DSNU-40-100-P-A	196 034	DSNU-40-100-PPV-A	559 309	DSNU-40-100-PPS-A
		125	195 995	DSNU-40-125-P-A	196 035	DSNU-40-125-PPV-A	559 310	DSNU-40-125-PPS-A
		160	195 996	DSNU-40-160-P-A	196 036	DSNU-40-160-PPV-A	559 311	DSNU-40-160-PPS-A
		200	195 997	DSNU-40-200-P-A	196 037	DSNU-40-200-PPV-A	559 312	DSNU-40-200-PPS-A
		250	195 998	DSNU-40-250-P-A	196 038	DSNU-40-250-PPV-A	559 313	DSNU-40-250-PPS-A
		320	195 999	DSNU-40-320-P-A	196 039	DSNU-40-320-PPV-A	559 314	DSNU-40-320-PPS-A
	50	25	196 000	DSNU-50-25-P-A	196 040	DSNU-50-25-PPV-A	559 315	DSNU-50-25-PPS-A
		40	196 001	DSNU-50-40-P-A	196 041	DSNU-50-40-PPV-A	559 316	DSNU-50-40-PPS-A
		50	196 002	DSNU-50-50-P-A	196 042	DSNU-50-50-PPV-A	559 317	DSNU-50-50-PPS-A
		80	196 003	DSNU-50-80-P-A	196 043	DSNU-50-80-PPV-A	559 318	DSNU-50-80-PPS-A
		100	196 004	DSNU-50-100-P-A	196 044	DSNU-50-100-PPV-A	559 319	DSNU-50-100-PPS-A
		125	196 005	DSNU-50-125-P-A	196 045	DSNU-50-125-PPV-A	559 320	DSNU-50-125-PPS-A
		160	196 006	DSNU-50-160-P-A	196 046	DSNU-50-160-PPV-A	559 321	DSNU-50-160-PPS-A
		200	196 007	DSNU-50-200-P-A	196 047	DSNU-50-200-PPV-A	559 322	DSNU-50-200-PPS-A
		250	196 008	DSNU-50-250-P-A	196 048	DSNU-50-250-PPV-A	559 323	DSNU-50-250-PPS-A
		320	196 009	DSNU-50-320-P-A	196 049	DSNU-50-320-PPV-A	559 324	DSNU-50-320-PPS-A
	63	25	196 010	DSNU-63-25-P-A	196 050	DSNU-63-25-PPV-A	559 325	DSNU-63-25-PPS-A
		40	196 011	DSNU-63-40-P-A	196 051	DSNU-63-40-PPV-A	559 326	DSNU-63-40-PPS-A
		50	196 012	DSNU-63-50-P-A	196 052	DSNU-63-50-PPV-A	559 327	DSNU-63-50-PPS-A
		80	196 013	DSNU-63-80-P-A	196 053	DSNU-63-80-PPV-A	559 328	DSNU-63-80-PPS-A
		100	196 014	DSNU-63-100-P-A	196 054	DSNU-63-100-PPV-A	559 329	DSNU-63-100-PPS-A
		125	196 015	DSNU-63-125-P-A	196 055	DSNU-63-125-PPV-A	559 330	DSNU-63-125-PPS-A
		160	196 016	DSNU-63-160-P-A	196 056	DSNU-63-160-PPV-A	559 331	DSNU-63-160-PPS-A
		200	196 017	DSNU-63-200-P-A	196 057	DSNU-63-200-PPV-A	559 332	DSNU-63-200-PPS-A
		250	196 018	DSNU-63-250-P-A	196 058	DSNU-63-250-PPV-A	559 333	DSNU-63-250-PPS-A
		320	196 019	DSNU-63-320-P-A	196 059	DSNU-63-320-PPV-A	559 334	DSNU-63-320-PPS-A

FUENTE: Catálogo FESTO ECUAinsetec

ANEXO 6 SELECCIÓN DEL COMPRESOR

TIPO DE COMPRESOR	PRESION DE TRABAJO		MAX PRESION DE TRABAJO		CAPACIDAD * FAD			POTENCIA		NIVEL SONORO **	PESO*** [kg]	
	bar(e)	psig	bar(e)	psig	l/s	m³/h	cfm	kW	CV	dB(A)	LUGAR DE TRABAJO	LUGAR DE TRABAJO COMPLETO
Versión 50 Hz												
GA 5 - 7,5	7,5	109	7,3	105	14,9	53,6	31,6					
- 8,5	8,5	123	8,3	120	13,4	48,2	28,4					
- 10	10	145	9,8	141	11,5	41,4	24,4	5,5	7,5	60	215	245
- 13	13	189	12,8	185	8,7	31,3	18,4					
GA 7 - 7,5	7,5	109	7,3	105	21,0	75,6	44,5					
- 8,5	8,5	123	8,3	120	19,5	70,2	41,3					
- 10	10	145	9,8	141	17,0	61,2	36,0	7,5	10	61	224	254
- 13	13	189	12,8	185	13,5	48,6	28,6					
GA 11C - 7,5	7,5	109	7,3	105	28,5	102,6	60,4					
- 8,5	8,5	123	8,3	120	26,5	95,4	56,2					
- 10	10	145	9,8	141	24,7	88,9	52,3	11	15	62	237	272
- 13	13	189	12,8	185	20,4	73,4	43,2					

* Rendimiento de la unidad medido de acuerdo con ISO 1217, Ed. 3, Anexo C 1996
Condiciones de referencia:
- presión absoluta de entrada 14,5 psi (1 bar)
- temperatura de entrada del aire 68°F (20°C)

El FAD está medido a las siguientes presiones de trabajo:
- variantes de 7,5 bar a 7 bar(e)
- variantes de 8 bar a 8 bar(e) (7,75 bar(e) para FF)
- variantes de 13 bar a 12,5 bar(e)

** Nivel sonoro medio medido a una distancia de 1 m de acuerdo con el código de prueba Pneurop/Cagi PN1NTC8; Tolerancia 2 dB(A).

Punto de rocío a presión del secador frigorífico integrado en condiciones de referencia: +3°C.

*** El peso indicado corresponde a unidades montadas sobre suelo. Para las unidades montadas sobre depósito, añadir 35 kg adicionales.

FUENTE: TECNUN, Laboratorio de neumática

ANEXO 7 COJINETES DE FRICCIÓN SKF

Cojinetes de fricción de deslizamiento en seco de materiales compuestos, con dimensiones en pulgadas

Tolerancias, B, M, ver también el texto

Dimensiones			Capacidad de carga		Masa	Designación
			dinámica	estática		
d	D	B	C	C_0		
mm			kN		kg	-
12,7	15,081	15,875	16	50	0,0061	PCZ 0810 B
12,7	15,081	15,875	24	50	0,0049	PCZ 0810 M
12,7	15,081	22,225	22,4	71	0,0085	PCZ 0814 B
12,7	15,081	22,225	33,4	71	0,0069	PCZ 0814 M
14,287	16,669	12,7	14,6	45,5	0,0054	PCZ 0908 B
14,287	16,669	12,7	21,6	45,5	0,0044	PCZ 0908 M
14,287	16,669	19,05	21,6	68	0,0082	PCZ 0912 B
14,287	16,669	19,05	32,5	68	0,0066	PCZ 0912 M
15,875	18,256	12,7	16	50	0,006	PCZ 1008 B
15,875	18,256	12,7	24	50	0,0049	PCZ 1008 M
15,875	18,256	15,875	20	63	0,0075	PCZ 1010 B
15,875	18,256	15,875	30	63	0,0061	PCZ 1010 M
15,875	18,256	19,05	24	75	0,009	PCZ 1012 B
15,875	18,256	19,05	36	75	0,0073	PCZ 1012 M
15,875	18,256	22,225	28	88	0,011	PCZ 1014 B
15,875	18,256	22,225	42,5	88	0,0085	PCZ 1014 M
17,462	19,844	22,225	31	96,5	0,011	PCZ 1114 B
17,462	19,844	22,225	46,5	96,5	0,0093	PCZ 1114 M
19,05	22,225	12,7	18,3	56	0,0098	PCZ 1208 B
19,05	22,225	12,7	27	56	0,0084	PCZ 1208 M
19,05	22,225	19,05	28	86,5	0,015	PCZ 1212 B
19,05	22,225	19,05	41,5	86,5	0,013	PCZ 1212 M
19,05	22,225	25,4	37,5	118	0,02	PCZ 1216 B
19,05	22,225	25,4	56	118	0,017	PCZ 1216 M
22,225	25,4	19,05	32,5	102	0,017	PCZ 1412 B

FUENTE: Catálogo de cojinetes de fricción SKF

ANEXO 8 DIAGRAMAS DE FACTORES PARA VIDA ÚTIL DEL BOCÍN

Diagrama 4: Factor de carga c_1

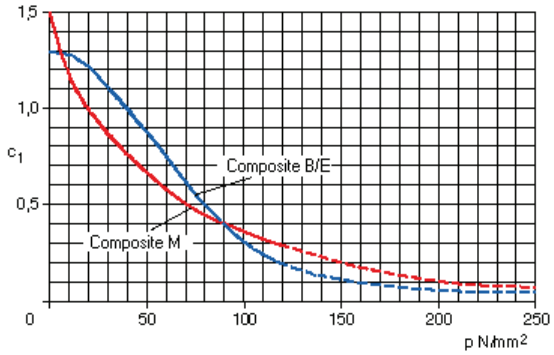


Diagrama 5: Factor de velocidad c_2

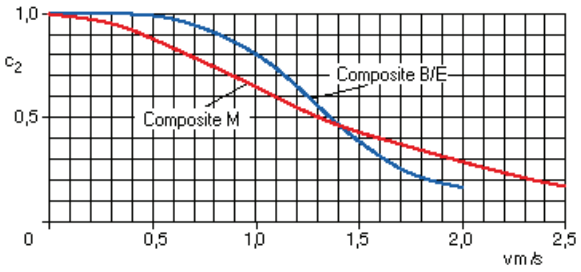


Diagrama 6: Factor de temperatura c_3

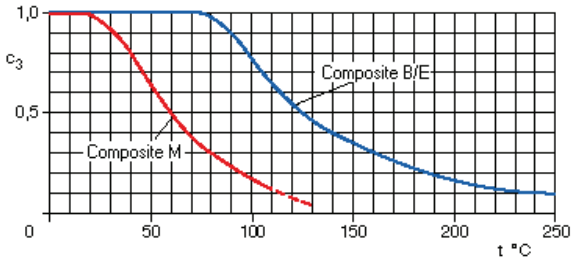
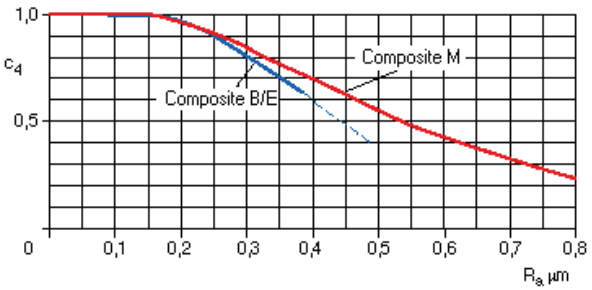


Diagrama 7: Factor de rugosidad de la superficie c_4



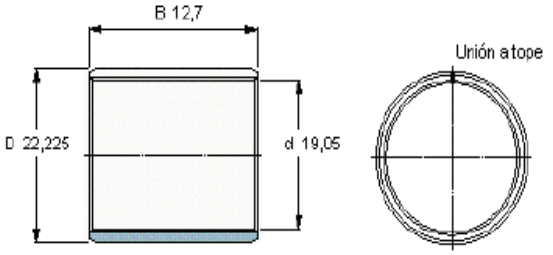
FUENTE: Catálogo SKF.

ANEXO 9 COJINETE DE FRICCIÓN SKF SELECCIONADO

Cojinetes de fricción de deslizamiento en seco de materiales compuestos, con dimensiones en pulgadas

Tolerancias, B, M, ver también el texto

Dimensiones			Capacidad de carga		Masa	Designación
			dinámica	estática		
d	D	B	C	C_0		
mm			kN		kg	-
19,05	22,225	12,7	18,3	56	0,0098	PCZ 1208 B



Factor de carga específica:	K 80
Constante del material	K_M 480

FUENTE: Catálogo de cojinetes de fricción SKF

ANEXO 10 DIAGRAMA DEL SISTEMA NEUMÁTICO

ANEXO 11 INSTRUCTIVO DE USO DE LA MÁQUINA DESMONTADORA DE LLANTAS SEMIAUTOMÁTICA

ANEXO 12 HOJAS DE PROCESO PARA LA FABRICACIÓN DE PIEZAS MECÁNICAS

ANEXO 13 PROTOCOLO DE PRUEBAS

PLANOS