

ESCUELA POLITÉCNICA NACIONAL

FACULTAD DE INGENIERÍA MECÁNICA

**“DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN UN SISTEMA ERGONÓMICO
SEMIAUTOMÁTICO PARA EL MONTAJE DE BATERÍAS EN LA
LÍNEA DE PRODUCCIÓN DE AUTOS”**

**PROYECTO PREVIO A LA OBTENCIÓN DEL TÍTULO DE INGENIERO
MECÁNICO**

ABAD CALVA JUAN CARLOS
carlosmanuel.mc@hotmail.com

ROMERO ORTEGA PAÚL FERNANDO
polfernan07@hotmail.com

DIRECTOR: ING. JAIME VARGAS
jvargas@epn.edu.ec

Quito, Diciembre 2008

DECLARACIÓN

Nosotros, Juan Carlos Abad Calva y Paúl Fernando Romero Ortega, declaramos bajo juramento que el trabajo aquí descrito es de nuestra autoría; que no ha sido previamente presentado por ningún grado o calificación profesional; y que hemos consultado las referencias bibliográficas que se incluyen en este documento.

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

—
Juan Carlos Abad Calva

—
Paúl Fernando Romero Ortega

CERTIFICACIÓN

Certifico que el presente trabajo fue desarrollado por Abad Calva Juan Carlos y Romero Ortega Paúl Fernando, bajo mi supervisión.

Ing. Jaime Vargas.
DIRECTOR DE PROYECTO

Ing. Jorge Escobar.
COLABORADOR

Ing. Washington Altuna.
COLABORADOR

AGRADECIMIENTOS

A Dios, por haberme dado salud y sabiduría.

A mi papá, mamá, hermanos y a toda mi familia por haberme apoyado durante toda mi Carrera Estudiantil.

A mi compañero y amigo de Tesis Paúl.

Un sincero agradecimiento a todos mis compañeros de Promoción “Huaroumas”; y amigos, por su amistad brindada durante el transcurso de mi vida estudiantil.

Al Ing. Jaime Vargas T. por su colaboración y amistad en la realización de este proyecto de titulación.

A todos los docentes de la facultad de Ingeniería Mecánica por los conocimientos impartidos.

Juan.

A Dios por haberme guiado en el camino de la vida.

A mi familia que siempre estuvieron ayudándome y apoyándome en todo momento de mi vida.

Al Ing. Jaime Vargas por su amistad, su apoyo y su desinteresada ayuda en la elaboración de la presente Tesis.

Al Ing. Orwield Guerrero que ha sido un amigo, más que un maestro en toda mi carrera estudiantil.

A mi amigo y compañero de Tesis Dragón.

A mis compañeros y amigos de Promoción “Huaroumas”; con los que he compartido muchas anécdotas imborrables de nuestras vidas.

A todos los que han contribuido a que culmine mi carrera y siempre están pendientes de mí.

Pool.

DEDICATORIA

A mis Padres: Cecilia Isabel Calva Añasco y Santos Bolívar Abad Jaramillo, quienes con su amor, comprensión y confianza supieron apoyarme para conseguir la meta propuesta y además sentirme orgulloso de ellos por haberme dado la oportunidad de demostrarles que si se puede conseguir lo que se propone en la vida.

A mis hermanos: Franklin, Darwin, Patricio y Miriam, por apoyarme en los momentos más difíciles de mi vida estudiantil, los admiro mucho por su voluntad y dedicación.

Una dedicatoria muy especial a mi abuelita Eloísa, quien a pesar de ya nos estar con nosotros siempre fue un pilar para seguir adelante.

Juan.

Con mucho cariño a mis padres: Angelito, puso sus esperanzas en mí y con su paciencia y confianza hizo de mí un hombre de bien. Lupita, con su amor y respaldo, me ha guiado por el camino correcto. Aquí está lo que ustedes me brindaron, solo les estoy devolviendo lo que me dieron en un principio, son mi ejemplo a seguir.

A mis hermanos: Johan y Michael, ángeles protectores de mi bienestar.

A mi cuñada y sobrinitas, sus ocurrencias me hacen reír.

A mi “negrita” Fer, no me deja descuidar los estudios con amor y comprensión.

Pool.

ÍNDICE GENERAL

| | |
|--|----|
| CAPÍTULO I | 1 |
| 1 GENERALIDADES..... | 1 |
| 1.1 INTRODUCCIÓN | 1 |
| 1.2 OBJETIVOS DE LA INVESTIGACIÓN..... | 1 |
| 1.2.1 OBJETIVO GENERAL..... | 1 |
| 1.2.2 OBJETIVOS ESPECÍFICOS | 2 |
| 1.3 ALCANCES..... | 2 |
| 1.4 JUSTIFICACIÓN | 2 |
| 1.5 ANTECEDENTES..... | 3 |
| 1.5.1 ANÁLISIS HISTÓRICO AUTOMOTRIZ EN EL ECUADOR..... | 3 |
| 1.5.2 REGLAS BASICAS PARA MOVIMIENTOS DE CARGAS..... | 5 |
| 1.5.3 ESTUDIO DE LA BATERIA..... | 7 |
| CAPÍTULO II..... | 9 |
| 2 ESTUDIO DE ALTERNATIVAS DE DISEÑO | 9 |
| 2.1 DEFINICIÓN DEL PROBLEMA..... | 9 |
| 2.2 RESTRICCIONES Y LIMITACIONES..... | 9 |
| 2.2.1 ESPACIO FÍSICO..... | 9 |
| 2.2.2 AMBIENTE DE TRABAJO..... | 9 |
| 2.2.3 MATERIALES..... | 10 |
| 2.3 PARAMETROS DE DISEÑO | 10 |
| 2.4 REQUERIMIENTOS FUNCIONALES..... | 10 |
| 2.5 CONFORMACIÓN DE ALTERNATIVAS | 11 |
| 2.5.1 INTRODUCCIÓN..... | 11 |
| 2.5.2 PRESENTACIÓN DE ALTERNATIVA..... | 11 |
| 2.5.3 ANÁLISIS Y SELECCIÓN | 15 |
| 2.5.4 PROTOCOLO DE PRUEBAS | 22 |
| CAPÍTULO III..... | 25 |
| 3 DISEÑO Y SELECCIÓN DE LOS COMPONENTES CONSTITUTIVOS DE LA MÁQUINA..... | 25 |
| 3.1 INTRODUCCIÓN | 25 |
| 3.2 CRITERIOS PARA EL DISEÑO..... | 25 |
| 3.3 ANÁLISIS DE CASOS DE CARGA | 25 |
| 3.3.1 CARGA VIVA..... | 26 |
| 3.3.2 CARGA MUERTA..... | 26 |
| 3.3.3 COMBINACION DE CARGAS..... | 26 |
| 3.4 FACTOR DE SEGURIDAD | 26 |

| | | |
|--------|---|-----|
| 3.5 | TIPOS DE DISEÑOS DE ELEMENTOS | 28 |
| 3.5.1 | <i>DISEÑO POR RESISTENCIA ESTÁTICA</i> | 28 |
| 3.5.2 | <i>TEORÍA DE LA ENERGÍA DE LA DISTORSIÓN</i> | 28 |
| 3.6 | DISEÑO DE LOS ELEMENTOS CONSTITUTIVOS DEL DISPOSITIVO. | 29 |
| 3.6.1 | <i>DISEÑO DEL SISTEMA DE SUJECIÓN</i> | 29 |
| 3.6.2 | <i>DISEÑO BRAZO SUJECIÓN</i> | 46 |
| 3.6.3 | <i>DISEÑO DE LOS BRAZOS EXTERNOS</i> | 52 |
| 3.6.4 | <i>DISEÑO DE PLACA ARTICULACIÓN BRAZO SUJECIÓN</i> | 66 |
| 3.6.5 | <i>DISEÑO DE PLACA SOPORTE CON ARTICULACIÓN DE BRAZO EXTERNO</i> . 70 | |
| 3.6.6 | <i>DISEÑO DE PLACA SOPORTE CILINDRO HIDRÁULICO Y BRAZOS EXTERNOS</i> | 73 |
| 3.6.7 | <i>DISEÑO DE ARTICULACIONES EXTERNAS</i> | 77 |
| 3.6.8 | <i>DISEÑO DE ARTICULACIONES INTERNAS</i> | 82 |
| 3.6.9 | <i>DISEÑO DEL BRAZO INTERNO</i> | 84 |
| 3.6.10 | <i>DISEÑO DE PLACA UNIÓN ALOJAMIENTOS DE RODAMIENTO CON BRAZO INTERNO</i> | 101 |
| 3.6.11 | <i>DISEÑO DE LA COLUMNA</i> | 104 |
| 3.6.12 | <i>DISEÑO DE LA PLACA BASE</i> | 108 |
| 3.6.13 | <i>DISEÑO Y SELECCIÓN DE PERNOS DE ANCLAJE</i> | 112 |
| 3.6.14 | <i>DISEÑO DE LA SOLDADURA</i> | 116 |
| 3.6.15 | <i>DISEÑO Y SELECCIÓN DE PERNOS</i> | 128 |
| 3.6.16 | <i>CÁLCULO Y SELECCIÓN DE RODAMIENTOS</i> | 137 |
| 3.6.17 | <i>SELECCIÓN Y DISEÑO DEL SISTEMA NEUMÁTICO</i> | 142 |
| | CAPÍTULO IV | 148 |
| 4 | CONSTRUCCIÓN, MONTAJE Y PRUEBAS DE CAMPO..... | 148 |
| 4.1 | CONSTRUCCIÓN DE LA MÁQUINA SEMI AUTOMÁTICA..... | 148 |
| 4.1.1 | <i>REQUERIMIENTOS PARA LA CONSTRUCCIÓN</i> | 148 |
| 4.1.2 | <i>HOJAS DE PROCESOS</i> | 150 |
| 4.2 | MONTAJE DE LA MÁQUINA SEMIAUTOMÁTICA PARA ELEVAR BATERIAS. | 151 |
| 4.2.1 | <i>SISTEMA DE SUJECIÓN</i> | 151 |
| 4.2.2 | <i>SISTEMA DE ELEVACION</i> | 152 |
| 4.2.3 | <i>SISTEMA ESTRUCTURA</i> | 153 |
| 4.2.4 | <i>SISTEMA BASE O SOPORTE PRINCIPAL</i> | 153 |
| 4.2.5 | <i>MONTAJE FINAL</i> | 154 |
| 4.3 | PRUEBAS DE CAMPO | 155 |
| 4.3.1 | <i>ANÁLISIS DE PRUEBA DE CAMPO</i> | 155 |
| | CAPÍTULO V | 156 |
| 5 | COSTOS | 156 |

| | | |
|-------------------|---|-----|
| 5.1 | INTRODUCCIÓN | 156 |
| 5.2 | ANÁLISIS DE COSTOS DIRECTOS | 157 |
| 5.2.1 | <i>COSTOS DE MATERIA PRIMA</i> | 157 |
| 5.2.2 | <i>COSTOS DE ELEMENTOS NORMALIZADOS Y ADICIONALES</i> | 158 |
| 5.2.3 | <i>COSTO DE MAQUINADO</i> | 159 |
| 5.2.4 | <i>COSTO DE MONTAJE</i> | 160 |
| 5.2.5 | <i>COSTO DIRECTO TOTAL</i> | 160 |
| 5.3 | ANÁLISIS DE COSTOS INDIRECTOS..... | 161 |
| 5.3.1 | <i>COSTO DE MATERIALES INDIRECTOS</i> | 161 |
| 5.3.2 | <i>COSTOS DE INGENIERÍA</i> | 162 |
| 5.3.3 | <i>COSTOS IMPREVISTOS</i> | 163 |
| 5.3.4 | <i>COSTO TOTAL INDIRECTO</i> | 164 |
| 5.4 | COSTO TOTAL DE LA MÁQUINA | 164 |
| CAPÍTULO VI | | 165 |
| 6 | CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES..... | 165 |
| 6.1 | CONCLUSIONES | 165 |
| 6.2 | RECOMENDACIONES..... | 166 |
| BIBLIOGRAFÍA..... | | 168 |

ÍNDICE DE FIGURAS

| | |
|--|----|
| FIGURA 1.1. A) PREVIO A LEVANTAR LA CARGA, B) AL LEVANTAR LA CARGA..... | 6 |
| FIGURA 1.2. AL TRANSPORTAR LA CARGA..... | 6 |
| FIGURA 2.1. ALTERNATIVA 1..... | 12 |
| FIGURA 2.2. ALTERNATIVA 2..... | 13 |
| FIGURA 2.3. ALTERNATIVA 3..... | 14 |
| FIGURA 2.4. ALTERNATIVA SELECCIONADA. | 22 |
| FIGURA 3.1. ESQUEMA DE LA TEORÍA DE LA ENERGÍA DE DISTORSIÓN | 29 |
| FIGURA 3.2. ELEMENTOS CONSTITUTIVOS DEL SISTEMA DE SUJECIÓN..... | 30 |
| FIGURA 3.3. PLACA DE SUJECIÓN FIJA Y APLICACIÓN DE CARGAS. | 30 |
| FIGURA 3.4. DIAGRAMA DE FUERZA CORTANTE..... | 33 |
| FIGURA 3.5. DIAGRAMA MOMENTO FLECTOR | 34 |
| FIGURA 3.6. DEFORMACIÓN | 35 |
| FIGURA 3.7. FACTOR DE SEGURIDAD | 36 |
| FIGURA 3.8. PLACA DE SUJECIÓN MÓVIL Y APLICACIÓN DE CARGAS. | 37 |
| FIGURA 3.9. DIAGRAMA DE FUERZA CORTANTE..... | 39 |
| FIGURA 3.10. DIAGRAMA DE MOMENTO FLECTOR..... | 39 |
| FIGURA 3.11. DEFORMACIÓN. | 40 |
| FIGURA 3.12. FACTOR DE SEGURIDAD. | 41 |
| FIGURA 3.13. PLACA SOPORTE..... | 42 |
| FIGURA 3.14. APLICACIÓN DE LAS CARGAS..... | 42 |
| FIGURA 3.15. DIAGRAMA DE FUERZA CORTANTE..... | 44 |
| FIGURA 3.16. DIAGRAMA DE MOMENTO FLECTOR..... | 44 |
| FIGURA 3.17. DEFORMACIÓN..... | 45 |
| FIGURA 3.18. FACTOR DE SEGURIDAD. | 46 |
| FIGURA 3.19. BRAZO DE SUJECIÓN. | 47 |
| FIGURA 3.20. APLICACIÓN DE CARGAS EN EL BRAZO DE SUJECIÓN. | 47 |
| FIGURA 3.21. SECCIÓN TRANSVERSAL DE UN PERFIL ESTRUCTURAL CUADRADA..... | 48 |
| FIGURA 3.22. DIAGRAMA DE FUERZA CORTANTE..... | 50 |
| FIGURA 3.23. DIAGRAMA DE MOMENTO FLECTOR. | 50 |
| FIGURA 3.24. DEFORMACIÓN BRAZO DE SUJECIÓN. | 51 |
| FIGURA 3.25. FACTOR DE SEGURIDAD BRAZO DE SUJECIÓN. | 52 |
| FIGURA 3.26. A) BRAZOS EXTERNOS, B) BRAZO DE SUJECIÓN. | 53 |
| FIGURA 3.27. APLICACIÓN DE LAS CARGAS BRAZO EXTERNO..... | 54 |
| FIGURA 3.28. APLICACIÓN DE CARGAS EN EL BRAZO EXTERNO, CASO FLEXIÓN MÁXIMA. | 54 |
| FIGURA 3.29. SECCIÓN TRANSVERSAL DE UN PERFIL ESTRUCTURAL CUADRADO. | 56 |
| FIGURA 3.30. DIAGRAMA DE FUERZA CORTANTE, CASO FLEXIÓN MÁXIMA. | 58 |

| | |
|---|----|
| FIGURA 3.31. DIAGRAMA DE MOMENTO FLECTOR, CASO FLEXIÓN MÁXIMA. | 58 |
| FIGURA 3.32. DEFORMACIÓN BRAZO EXTERNO, CASO FLEXIÓN MÁXIMA. | 59 |
| FIGURA 3.33. FACTOR DE SEGURIDAD DE BRAZO EXTERNO, CASO FLEXIÓN MÁXIMA. | 59 |
| FIGURA 3.34. APLICACIÓN DE LAS CARGAS BRAZO EXTERNO. | 60 |
| FIGURA 3.35. APLICACIÓN DE CARGAS EN EL BRAZO EXTERNO, CASO TORSIÓN MÁXIMA. | 61 |
| FIGURA 3.36. DIAGRAMA DE FUERZA CORTANTE, CASO TORSIÓN. | 64 |
| FIGURA 3.37. DIAGRAMA DE MOMENTO FLECTOR Y DE TORSIÓN, CASO DE TORSIÓN. | 65 |
| FIGURA 3.38. DEFORMACIÓN DE BRAZO EXTERNO, CASO DE TORSIÓN. | 66 |
| FIGURA 3.39. FACTOR DE SEGURIDAD BRAZO EXTERNO, CASO TORSIÓN MÁXIMA. | 66 |
| FIGURA 3.40. A) PLACA SOPORTE CON ARTICULACIÓN DE BRAZO EXTERNO, B) PLACA ARTICULACIÓN DE BRAZO SUJECIÓN, C) BRAZO DE SUJECIÓN, D) BRAZOS EXTERNOS. | 67 |
| FIGURA 3.41. DISPOSICIÓN DE CARGAS. | 68 |
| FIGURA 3.42. DEFORMACIÓN DE PLACA ARTICULACIÓN BRAZO SUJECIÓN. | 69 |
| FIGURA 3.43. FACTOR DE SEGURIDAD DE PLACA ARTICULACIÓN DE BRAZO SUJECIÓN. | 70 |
| FIGURA 3.44. DISPOSICIÓN DE CARGAS, PLACA SOPORTE CON ARTICULACIÓN DE BRAZO EXTERNO. | 71 |
| FIGURA 3.45. DEFORMACIÓN, PLACA SOPORTE CON ARTICULACIÓN DE BRAZO EXTERNO. | 72 |
| FIGURA 3.46. FACTOR DE SEGURIDAD, PLACA SOPORTE CON ARTICULACIÓN DE BRAZO EXTERNO. | 73 |
| FIGURA 3.47. DISPOSICIÓN DE CARGAS, PLACA SOPORTE DE CILINDRO NEUMÁTICO Y BRAZOS EXTERNOS. | 74 |
| FIGURA 3.48. DEFORMACIÓN, PLACA SOPORTE DE CILINDRO NEUMÁTICO Y BRAZOS EXTERNOS. | 76 |
| FIGURA 3.49. FACTOR DE SEGURIDAD, PLACA SOPORTE DE CILINDRO NEUMÁTICO Y BRAZOS EXTERNOS. | 77 |
| FIGURA 3.50. A) ARTICULACIÓN EXTERNA, B) ARTICULACIÓN INTERNA, C) BRAZO EXTERNO, D) PLACA SOPORTE DE CILINDRO NEUMÁTICO Y BRAZOS EXTERNOS. | 78 |
| FIGURA 3.51. DISPOSICIÓN DE CARGAS, ARTICULACIÓN EXTERNA. | 79 |
| FIGURA 3.52. DEFORMACIÓN, ARTICULACIÓN EXTERNA. | 80 |
| FIGURA 3.53. FACTOR DE SEGURIDAD, ARTICULACIÓN EXTERNA. | 81 |
| FIGURA 3.54. DISPOSICIÓN DE CARGAS, ARTICULACIÓN INTERNA. | 82 |
| FIGURA 3.55. DEFORMACIÓN, ARTICULACIÓN INTERNA. | 84 |
| FIGURA 3.56. FACTOR DE SEGURIDAD, ARTICULACIÓN INTERNA. | 84 |
| FIGURA 3.57. ESTRUCTURA COMPLETA DE BRAZOS EXTERNOS Y PLACAS. | 85 |
| FIGURA 3.58. DIAGRAMA MOMENTO FLEXIÓN, PLACA 1. | 86 |
| FIGURA 3.59. DISPOSICIÓN DE CARGAS BRAZO INTERNO. | 87 |
| FIGURA 3.60. ESTADO DE FUERZAS, BRAZO INTERNO. | 87 |
| FIGURA 3.61. SECCIÓN TRANSVERSAL DE PERFIL ESTRUCTURAL RECTANGULAR. | 88 |
| FIGURA 3.62. DIAGRAMA FUERZA CORTANTE BRAZO INTERNO, CASO FLEXIÓN MÁXIMA. | 90 |
| FIGURA 3.63. DIAGRAMA MOMENTO FLECTOR BRAZO INTERNO, CASO FLEXIÓN MÁXIMA. | 90 |
| FIGURA 3.64. DISPOSICIÓN DE CARGAS ESTRUCTURA COMPLETA, CASO FLEXIÓN MÁXIMA. | 91 |
| FIGURA 3.65. DEFORMACIÓN ESTRUCTURA COMPLETA, CASO FLEXIÓN MÁXIMA. | 92 |
| FIGURA 3.66. FACTOR DE SEGURIDAD ESTRUCTURA COMPLETA, CASO FLEXIÓN MÁXIMA. | 93 |
| FIGURA 3.67. ESTADO DE CARGAS BRAZO INTERNO, CASO TORSIÓN MÁXIMA. | 94 |

| | |
|--|-----|
| FIGURA 3.68. ESTADO DE FUERZAS DE BRAZO INTERNO, CASO TORSIÓN MÁXIMA. | 94 |
| FIGURA 3.69. DIAGRAMA FUERZA CORTANTE BRAZO INTERNO, CASO TORSIÓN MÁXIMA..... | 96 |
| FIGURA 3.70. DIAGRAMA MOMENTO FLECTOR Y TORSIÓN, BRAZO INTERNO. | 97 |
| FIGURA 3.71. DISPOSICIÓN DE CARGAS DE ESTRUCTURA COMPLETA, CASO TORSIÓN MÁXIMA..... | 98 |
| FIGURA 3.72. DEFORMACIÓN DE ESTRUCTURA COMPLETA, CASO TORSIÓN MÁXIMA..... | 98 |
| FIGURA 3.73. FACTOR DE SEGURIDAD DE ESTRUCTURA COMPLETA, CASO TORSIÓN MÁXIMA. | 99 |
| FIGURA 3.74. DIAGRAMA DE MOMENTO FLECTOR, PLACA 2..... | 100 |
| FIGURA 3.75. DIMENSIONES DE LA PLACA UNIÓN ALOJAMIENTOS DE RODAMIENTOS CON BRAZOS INTERNOS. | 101 |
| FIGURA 3.76. DIAGRAMA DE MOMENTO FLECTOR, PLACA UNIÓN ALOJAMIENTOS DE RODAMIENTOS CON BRAZOS INTERNOS. | 102 |
| FIGURA 3.77. DEFORMACIÓN, PLACA UNIÓN ALOJAMIENTOS DE RODAMIENTOS CON BRAZOS INTERNOS. | 103 |
| FIGURA 3.78. FACTOR DE SEGURIDAD, PLACA UNIÓN ALOJAMIENTOS DE RODAMIENTOS CON BRAZOS INTERNOS. | 104 |
| FIGURA 3.79. DISPOSICIÓN DE CARGAS, COLUMNA. | 105 |
| FIGURA 3.80. SECCIÓN TRANSVERSAL, PERFIL ESTRUCTURAL REDONDA. | 106 |
| FIGURA 3.81. DIAGRAMA DE DISPOSICIÓN DE CARGAS, PLACA BASE. | 109 |
| FIGURA 3.82. DIAGRAMA DE DISPOSICIÓN DE CARGAS, PERNOS DE ANCLAJE. | 113 |
| FIGURA 3.83. PERNOS DE ANCLAJE. | 116 |
| FIGURA 3.84. SECCIÓN DEL CORDÓN DE SOLDADURA DE FILETE, COLUMNA Y PLACA BASE..... | 119 |
| FIGURA 3.85. SECCIÓN DEL CORDÓN DE SOLDADURA DE FILETE, BRAZO INTERNOS. | 122 |
| FIGURA 3.86. DIAGRAMA PARA EL DISEÑO DE LOS PERNOS. | 128 |
| FIGURA 3.87. RODAMIENTO EN SECCIÓN..... | 137 |
| FIGURA 3.88. CILINDRO NEUMÁTICO. | 142 |

ÍNDICE DE TABLAS

| | |
|--|-----|
| TABLA 1.1. ESPECIFICACIONES GENERALES DE BATERÍAS ACDELCO..... | 8 |
| TABLA 2.1 CÓDIGOS DE EQUIVALENCIA | 18 |
| TABLA 2.2 VALORACIÓN DE ALTERNATIVAS | 19 |
| TABLA 2.3. FORMATO PARA LA VERIFICACIÓN DE LAS DIMENSIONES GENERALES. | 23 |
| TABLA 2.4. FORMATO PARA PRUEBA DE FUNCIONAMIENTO EN PLENA CARGA..... | 24 |
| TABLA 3.1. PROPIEDADES DEL PERFIL 50X50X1.5 [MM]. | 48 |
| TABLA 3.2. SELECCIÓN DEL PERFIL PARA EL BRAZO DE SUJECIÓN..... | 49 |
| TABLA 3.3. PROPIEDADES DEL PERFIL 50X50X1.5 [MM]. | 56 |
| TABLA 3.4. SELECCIÓN DEL PERFIL PARA EL BRAZO EXTERNO. | 57 |
| TABLA 3.5. SELECCIÓN DEL PERFIL PARA EL BRAZO EXTERNO, CASO TORSIÓN MÁXIMA. | 64 |
| TABLA 3.6. ESPECIFICACIONES GENERALES DEL PERFIL 40X60X1.5. | 88 |
| TABLA 3.7. ESPECIFICACIONES DE PERFIL..... | 106 |
| TABLA 3.8. SELECCIÓN DEL PERFIL ESTRUCTURAL REDONDA ADECUADO | 108 |
| TABLA 3.9. CARACTERÍSTICAS DE PERNOS DE ANCLAJE. | 115 |
| TABLA 3.10. CARACTERÍSTICAS DE CILINDROS NEUMÁTICOS SMC. | 145 |
| TABLA 5.1. COSTOS DE MATERIAS PRIMAS | 157 |
| TABLA 5.2. COSTOS DE ELEMENTOS NORMALIZADOS | 159 |
| TABLA 5.3. COSTOS DE MAQUINADO. | 159 |
| TABLA 5.4. COSTOS DE MONTAJE | 160 |
| TABLA 5.5. COSTO DIRECTO TOTAL..... | 160 |
| TABLA 5.6. COSTOS DE MATERIALES INDIRECTOS | 161 |
| TABLA 5.7. TAREAS Y TIEMPOS UTILIZADOS EN INGENIERÍA..... | 162 |
| TABLA 5.8. COSTOS IMPREVISTOS | 163 |
| TABLA 5.9. COSTO TOTAL INDIRECTO | 164 |
| TABLA 5.10. COSTO TOTAL DE LA MÁQUINA | 164 |

ÍNDICE DE ANEXOS

| | |
|--|-----|
| ANEXO A-1 | |
| ESPECIFICACIONES DE PERFILES ESTRUCTURALES DE SECCIÓN CUADRADA | 170 |
| ANEXO A-2 | |
| ESPECIFICACIONES DE PERFILES ESTRUCTURALES RECTANGULARES | 172 |
| ANEXO A-3 | |
| ESPECIFICACIONES DE PERFILES ESTRUCTURALES DE SECCIÓN REDONDA | 174 |
| ANEXO A- 4 | |
| ESPECIFICACIONES DE PERNOS DE ANCLAJE..... | 176 |
| ANEXO A - 5 | |
| A) PROPIEDADES DE CORDONES DE SOLDADURA DE FILETE SOMETIDAS A FLEXIÓN Y TORSIÓN..... | 179 |
| B) PROPIEDADES MÍNIMAS DEL METAL DE SOLDADURA | 179 |
| ANEXO A – 6 ESPECIFICACIONES DE PERNOS | |
| A) ESPECIFICACIONES Y MARCAS DE IDENTIFICACIÓN DE PERNOS, TORNILLOS, ESPÁRRAGOS. | 183 |
| B) CARACTERÍSTICAS DE ROSCAS UNIFICADAS UNC Y UNF..... | 183 |
| C) DIÁMETROS Y ÁREAS DE ROSCAS DE PASO FINO Y DE PASO BASTO | 183 |
| ANEXO A – 7 | |
| ESPECIFICACIONES DE RODAMIENTOS CÓNICOS | 187 |
| ANEXO A – 8 | |
| CATALOGO DE CILINDROS NEUMÁTICOS SMC..... | 189 |
| ANEXO A – 9 | |
| HOJAS DE PROCESOS | 193 |
| ANEXO A – 10 | |
| PRUEBAS DE CAMPO | 198 |
| ANEXO A – 11 | |
| COSTOS | 201 |

ANEXO A – 12

FOTOS DE LA CONSTRUCCIÓN DE LA MÁQUINA..... 205

ANEXO A – 13

PLANOS DE TALLER Y MONTAJE..... 212

RESUMEN

El presente proyecto tiene como objetivo principal diseñar y construir un sistema ergonómico semiautomático para el montaje de baterías en la línea de producción de autos, con la finalidad de cumplir una necesidad específica de un sector de la producción local de vehículos.

Dentro de este documento se hace referencia a los antecedentes, justificación, objetivos y alcances de éste proyecto, lo cual, va a cubrir las necesidades de la persona que financia el diseño y construcción del dispositivo ergonómico, tales como: eficiencia, facilidad de operación, bajos costos, etc.

Se determina las alternativas del prototipo, así como, parámetros de diseño y funcionales, y la selección de la alternativa más eficaz. Posteriormente, se establece los elementos constitutivos mas adecuados del prototipo, la selección de elementos normalizados y el dimensionamiento general del sistema ergonómico semiautomático para el montaje de baterías en la línea de producción de autos.

Se incluye las respectivas hojas de procesos para cada uno de los elementos, además de los planos respectivos, proceso de montaje y los resultados de las pruebas de campo desarrolladas, documentos que detallan de forma técnica la construcción de la máquina.

Finalmente, se presenta el análisis de costos relacionados con el diseño y construcción del sistema ergonómico, así como, las respectivas Conclusiones y Recomendaciones que se debe tener en cuenta para el correcto funcionamiento del prototipo.

PRESENTACIÓN

El presente proyecto tiene como objetivo principal el DISEÑAR Y CONSTRUIR UN SISTEMA ERGONÓMICO SEMIAUTOMÁTICO PARA EL MONTAJE DE BATERÍAS EN LA LÍNEA DE PRODUCCIÓN DE AUTOS, con tecnología y materiales nacionales y ajustada a las necesidades del cliente.

La máquina debe ser un dispositivo innovador, que permita ofrecer a la industria, los medios más eficaces y rentables para el montaje de baterías en la línea de producción de autos, prestando también, comodidad, ayuda y sobre todo, cuidando la salud de operario.

El diseño y construcción de un sistema ergonómico semiautomático para el montaje de baterías en la línea de producción de autos, está dividido en cuatro partes fundamentales, que son:

El primer subconjunto, es el soporte principal del dispositivo y de mayor envergadura. Consta en la base con una placa soldada a la columna, con sus respectivos nervios para dar mayor rigidez; en la parte superior de la columna esta acoplada una serie de elementos (placas y rodamientos) que permitirán que los demás subconjuntos giren alrededor de la misma.

El segundo subconjunto, es una estructura que consta de dos perfiles soldados a unas placas a cada extremo de las mismas.

El tercer subconjunto, es una estructura que tiene como función dar el movimiento vertical del prototipo, está constituido por un cilindro neumático, sostenido a una placa fijada al subconjunto anterior, la misma que, tiene unas articulaciones para dos perfiles que son los que darán dicho movimiento, al otro extremo se encuentra una placa con articulaciones, donde se unen al siguiente subconjunto.

El cuarto subconjunto, llamado de sujeción, porque se encuentra constituido por elementos que ayudan a coger y transportar las baterías desde una estantería hasta el sitio correspondiente del vehículo.

Los materiales utilizados para los sistemas, se han seleccionado de acuerdo a las exigencias requeridas y su disponibilidad en el mercado nacional.

CAPÍTULO I

1 GENERALIDADES

1.1 INTRODUCCIÓN

La manipulación de carga y descarga de baterías es un proceso importante en la línea de producción de las diferentes ensambladoras de vehículos. El montaje de las mismas se realiza manualmente representando significativos tiempos perdidos en las empresas, y se buscan alternativas para mejorar el proceso, reduciendo el tiempo al mínimo sin descuidar la integridad del producto y la salud del trabajador.

El operario de dicha área de trabajo debe trasladar la batería desde una estantería hacia el vehículo en la línea de producción, lo cargan sobre sus brazos (cuyo peso aproximado de 16,4 kg.), existiendo un elevado tiempo de producción, porque los trabajadores no tienen la misma capacidad física en todas las horas de trabajo, por ende existe lesiones por el esfuerzo físico y movimientos bruscos al transportar la carga.

El propósito de este proyecto de titulación es diseñar un sistema, ergonómico semiautomático que sirva para el montaje de baterías en la línea de producción de autos de una manera más rápida y eficiente, cuidando la salud del trabajador y la integridad del vehículo.

1.2 OBJETIVOS DE LA INVESTIGACIÓN

1.2.1 OBJETIVO GENERAL

Diseñar y Construir un Sistema Ergonómico Semiautomático para el montaje de Baterías en la Línea de Producción de autos.

1.2.2 OBJETIVOS ESPECÍFICOS

- Realizar un dispositivo innovador, que permita ofrecer a la industria, los medios más eficaces y rentables para el montaje de baterías en la línea de producción de autos.
- Minimizar los riesgos de seguridad ocupacional y ambiental.
- Optimizar el tiempo de trabajo, logrando de esta manera aumentar la producción.
- Realizar un estudio de mercado para ser más competitivos en la industria.

1.3 ALCANCES

- Realizar un estudio de mercado buscando la aceptación que tendrá el producto.
- Estudiar de la información disponible en internet y bibliografía especializada, los mecanismos más comunes para ser utilizados en la construcción del prototipo a construir.
- Investigar los materiales que existen.
- Una vez desarrollado el proyecto se cubrirá las necesidades que se tiene en el mercado y mejorará la competencia en el desarrollo tecnológico.

1.4 JUSTIFICACIÓN

Debido al creciente desarrollo del sector automotriz y la gran demanda de los consumidores, se ha visto la necesidad de desarrollar un proyecto que satisfaga las demandas actuales que presentan las industrias, la misma que facilitará la operación y disminuirá los costos en la producción.

Se diseñará el dispositivo con materia prima existente en nuestro medio que a la vez presentará la facilidad de conseguir los repuestos en caso que se lo requiera, lo que no sucede con dispositivos importados ya que limitaría la producción hasta conseguir el repuesto adecuado.

1.5 ANTECEDENTES

1.5.1 ANÁLISIS HISTÓRICO AUTOMOTRIZ EN EL ECUADOR

1.5.1.1 Origen

El origen del sector Automotor en el Ecuador se inicia en el siglo XX con la aparición de los primeros importadores y distribuidores de vehículos motorizados en ciudades del país. Este sector nació frente a las perspectivas de un mercado subregional. Este bloque se planteó como meta incursionar en el mundo industrial automotriz y para el año 1992, se levanta la prohibición de importaciones en Ecuador, ingresaron al país una variedad de automotores que crearon una dura competencia a la industria nacional, pero permitió así mismo la posibilidad de exportar a otros países.

El modelo de sustitución de importaciones adoptado por Ecuador, facilitó el nacimiento de la Industria de Ensamblaje Automotriz que se estableció en la región Sierra a fin de impulsar el desarrollo de las ciudades andinas con un marco favorable a través de la Ley de Fomento Industrial y protecciones Arancelarias.

Esto propició que se establecieran ensambladoras en el país, siendo la primera planta, la de la firma Autos y Máquinas del Ecuador S.A, Aymesa, fundada en 1970. Luego la compañía Omnibus BB Transportes S.A., lo realizó el 16 de Octubre de 1975, siendo la compañía ensambladora que más ha producido hasta la actualidad. Otra compañía fue la Manufacturas Armaduría y Repuestos del Ecuador, Maresa, fundada en el año de 1976 y que empezó sus operaciones en el año 1997. Coenansa, Corporación Ensambladora Automotriz Nacional, fue la última planta ensambladora de automotores en Ecuador.

1.5.1.2 Evolución del Sector Automotriz en Ecuador

El sector automotor desempeña un papel estratégico en la actividad económica del país y particularmente en el sector industrial, por su encadenamiento productivo con otras industrias. Así como ser pionero en la innovación de procesos de producción y comercialización en el sector manufacturero, además

de su importancia en el sector exportador. Por la importancia que tiene la industria automotriz, ha sido uno de los sectores a los que se le ha brindado mayor protección frente a la competencia externa y nacional.

La industria automotriz opera con mano de obra calificada y altos estándares de calidad, por tal, es una industria importante en las estrategias de desarrollo, modernización y globalización de las actividades productivas del país. La globalización de mercados en la actualidad, con pocos proveedores y centros únicos de manufactura especializados, definen la tendencia de la industria automotriz, las principales características que definen esta industria son:

- Alto grado de automatización de los sistemas de producción, para lo que es necesario la mano de obra calificada.
- Los proveedores autopartistas asumen una actitud más activa en el diseño, ingeniería y cooperación con los productores de la industria.
- Proliferación de modelos y marcas, producción local e importaciones considerando la preferencia de los consumidores.
- Participación de los gobiernos en la industria con programas de acción industrial, por su importancia de la industria automotriz en la economía.

El proceso de ensamblaje se organiza de la siguiente manera: proceso de ensamblaje del chasis, carrocerías y autopartes.

Las plantas ensambladoras de acuerdo a las necesidades y a las posibilidades económicas han ido desarrollando su propia tecnología, lo que les ha permitido el montaje de instalaciones modernas que garantizan la elaboración de un producto mejor acabado, con mayor aporte nacional.

En la última década se han producido fluctuaciones en los niveles de producción de las ensambladoras nacionales, que han dependido en gran parte de la evolución de la economía ecuatoriana.

Ha incidido la variedad de modelos para atender a varios segmentos del mercado, factor que ha dependido de las estrategias regionales de las compañías automotrices internacionales y de la orientación hacia la especialización en la producción de vehículos dentro del Convenio de

Complementación en el Sector Automotor. Depende también las estrategias de venta de los concesionarios han sido un elemento determinante a través de las promociones, descuentos y facilidades que se han otorgado, así como de los precios de las unidades vehiculares.

1.5.2 REGLAS BASICAS PARA MOVIMIENTOS DE CARGAS

El movimiento de cargas, tanto manual como mecánico, tiene incidencia dentro de los accidentes de trabajo que el Banco de Seguros del Estado denomina “esfuerzo físico y falsos movimientos” y que constituyen el 20 % del total en la industria en general.

1.5.2.1 Previo a levantar una Carga

- Observar el tamaño, forma y volumen de la carga, para estudiar la manera más segura de levantarla.
- El peso de la carga, verificando que no sea mayor que la capacidad individual.
- La necesidad de usar elementos de protección personal.
- El camino a ser recorrido, si no hay obstáculos, lugares resbalosos, etc.

1.5.2.2 Al levantar la Carga

- Los pies deben colocarse separados, a ambos lados de la carga o uno más adelante con respecto al otro. Se aumenta así la base de sustentación.
- Al bajar deben doblarse las rodillas, manteniendo la cabeza y la columna recta.
- Agarrar firmemente la carga, usando la palma de la mano y todos los dedos.
- Los brazos deben permanecer extendidos y pegados al cuerpo, realizando la fuerza para levantar la carga sólo con las piernas.

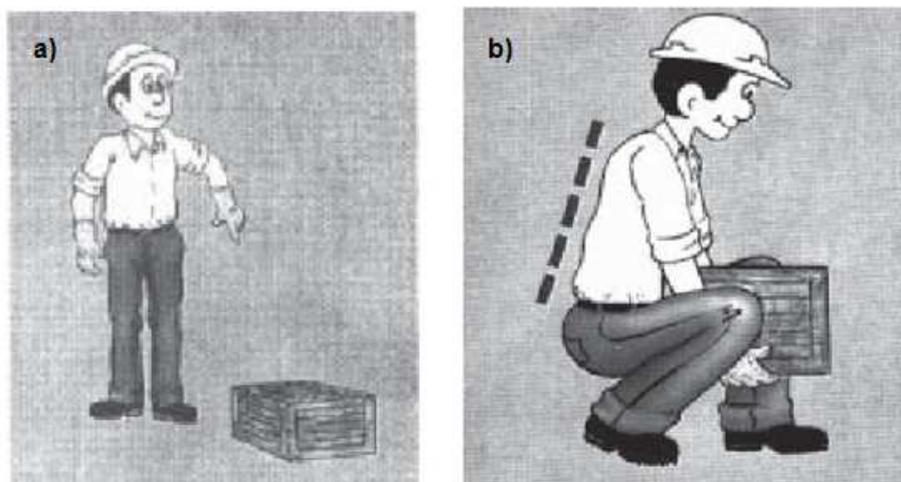


Figura 1.1. a) Previo a levantar la carga, b) Al levantar la carga.

1.5.2.3 Al transportar la Carga

- La carga se mantiene cercana al cuerpo.
- La barbilla metida hacia adentro. La espalda recta.
- Durante el transporte, mantener la carga centralizada y realizar la fuerza con las piernas.
- No es conveniente permanecer mucho rato con la carga, o distancias muy largas o muchas veces seguidas. No debe hacerse movimientos bruscos, girar transportando una carga pesada.

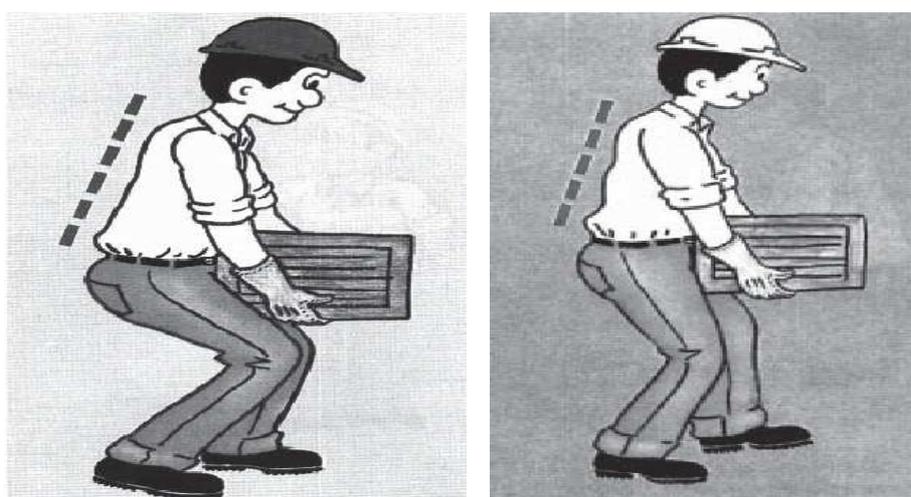


Figura 1.2. Al transportar la carga.

1.5.3 ESTUDIO DE LA BATERIA

1.5.3.1 Definición

Es un dispositivo electroquímico el cual almacena energía en forma química. Cuando se conecta a un circuito eléctrico, la energía química se transforma en energía eléctrica, todas las baterías son similares en su construcción y están compuestas por un número de celdas electroquímicas, cada una de estas celdas está compuesta de un electrodo positivo y otro negativo y además de un separador.

1.5.3.2 Material de la Caja de las Baterías

1.5.3.2.1 Definición

El Polipropileno (PP), es el polímero termoplástico, parcialmente cristalino, que se obtiene de la polimerización del propileno (o propeno). Pertenece al grupo de las poliolefinas. Es un plástico muy duro y resistente, es opaco y con gran resistencia al calor pues se ablanda a una temperatura más elevada de los 150 ° C. Es muy resistente a los golpes aunque tiene poca densidad, es resistente a los productos corrosivos, tiene gran resistencia contra diversos solventes químicos, así como contra álcalis y ácidos.

1.5.3.2.2 Propiedades Mecánicas

- Puede utilizarse en calidad de material para elementos deslizantes.
- Buena resistencia superficial.
- Buena resistencia química a la humedad y al calor sin deformarse.
- Buena dureza superficial y estabilidad dimensional.

Las especificaciones generales de baterías, que se utilizan frecuentemente en la línea de producción de autos, es de marca ACDelco, como se muestra en la tabla 1.1. Se toma como referencia de pesos, dimensiones, etc., para el presente proyecto.

Tabla 1.1. Especificaciones generales de baterías ACDelco.

| Código ACDelco | Línea | Peso (kg) | C 20 (Ah) | RC (min) | CCA (A) | Dimensiones (mm) | | | |
|----------------|---------------|--------------|-----------|----------|---------|------------------|-------|------|-----|
| | | | | | | Largo | Ancho | Alto | |
| B045DVL1 | ACDelco White | 11,2 | 45 | 60 | 300 | 210 | 175 | 175 | |
| B055DVL1 | | 13,1 | 55 | 80 | 375 | 244 | 175 | 175 | |
| B070DVL1 | | 16,4 | 70 | 110 | 620 | 283 | 175 | 175 | |
| 11A045D1 | ACDelco Red | 11,0 | 45 | 65 | 320 | 210 | 175 | 175 | |
| 11A047D1 | | 14,0 | 47 | 70 | 425 | 237 | 129 | 227 | |
| 11A055E1 | | 13,2 | 55 | 85 | 425 | 244 | 175 | 175 | |
| 11A063E1 | | 15,2 | 63 | 105 | 500 | 281 | 175 | 175 | |
| 11A070D1 | | 16,5 | 70 | 115 | 620 | 281 | 175 | 175 | |
| 11A075D1 | | 17,9 | 75 | 105 | 530 | 273 | 170 | 226 | |
| 11A090D1 | | 23,1 | 90 | 160 | 700 | 360 | 177 | 190 | |
| 11A100E2 | | 25,3 | 100 | 165 | 640 | 330 | 172 | 241 | |
| 11A135D3 | | 39,0 | 135 | 240 | 770 | 510 | 213 | 236 | |
| 11B045D1 | | ACDelco Gold | 11,9 | 45 | 65 | 375 | 210 | 175 | 175 |
| 11B055D1 | | | 13,9 | 55 | 85 | 425 | 244 | 175 | 175 |
| 11B065D1 | 17,8 | | 65 | 115 | 620 | 281 | 175 | 175 | |
| 11B070E1 | 18,3 | | 70 | 115 | 660 | 281 | 175 | 175 | |
| 11B135D3 | 39,0 | | 135 | 240 | 770 | 510 | 213 | 236 | |
| 11E11501 | 26,5 | | 115* | 180 | 750 | 330 | 172 | 241 | |

Fuente: ACDelco.

Elaborado: Juan Abad, Paúl Romero.

CAPÍTULO II

2 ESTUDIO DE ALTERNATIVAS DE DISEÑO

2.1 DEFINICIÓN DEL PROBLEMA

Este proyecto se basa, en la construcción y diseño de una máquina transportadora de baterías en la línea de producción en la industria de ensambladoras de vehículos. Esta industria ecuatoriana dedicada a ensamblar y comercializar los diferentes tipos de vehículos, no posee un equipo que les proporcione grandes cantidades de producto terminado, en el menor tiempo posible.

Actualmente, este proceso de montaje de baterías, se lo realiza de forma manual, existiendo un elevado tiempo de producción, porque los trabajadores no tienen la misma capacidad física en todas las horas de trabajo, por ende existe lesiones por esfuerzo físico y movimientos bruscos al transportar la carga.

2.2 RESTRICCIONES Y LIMITACIONES

Se debe tener muy en cuenta los siguientes factores que impiden un diseño óptimo y eficaz:

2.2.1 ESPACIO FÍSICO

Las dimensiones son determinadas por el espacio del lugar donde es ubicada para su respectivo funcionamiento y para realizar su determinado mantenimiento. También, el espacio debe ser suficiente para el alcance horizontal y vertical al momento de elevar y transportar la carga.

2.2.2 AMBIENTE DE TRABAJO

La máquina hay que diseñarla de acuerdo al medio en el que va a trabajar, este tipo de sistema se ocupa en un lugar cerrado, a temperatura ambiente y sin

exceso de humedad, para evitar la corrosión de los elementos constitutivos del dispositivo.

2.2.3 MATERIALES

Es la principal limitación que se tiene, por la disposición en el mercado local, cuya gran mayoría de materiales no tiene su respectivo catálogo, tablas de valores y cifras importantes que ayuden a facilitar el cálculo del diseño. Por esta razón se utilizará materiales de fácil disposición en el mercado local.

2.3 PARAMETROS DE DISEÑO

Para el dispositivo de elevar y transportar baterías es necesario establecer adecuadamente los parámetros de diseño ya que, de esto depende el eficaz funcionamiento de la máquina y son los siguientes:

1. El costo del dispositivo no debe exceder los 6.000 (seis mil) dólares, ya que si supera este valor, el cliente importaría la máquina.
2. La capacidad de montaje de baterías en la línea de producción de vehículos es de 40 baterías/día (640 Kg/día), una batería por levantada.
3. Para su fabricación se utiliza materiales que existen en el mercado.
4. Los movimientos y la sujeción de las baterías debe funcionar con sistema neumático.
5. La máxima altura que se tiene como espacio en la línea de montaje de baterías es de 2800 mm., por lo que, el dispositivo no puede exceder los 2400 mm.

2.4 REQUERIMIENTOS FUNCIONALES

Para que los requerimientos funcionales sean satisfechos, se pretende diseñar una máquina que cumpla las exigencias para la que fue ideada:

1. La máquina debe trabajar en forma semiautomática.
2. Dispositivo de fácil manipulación, montaje y mantenimiento.
3. Altura máxima de elevación del dispositivo de sujeción: 1700 mm.
4. Altura mínima a la que debe llegar el sistema de sujeción: 300 mm.

2.5 CONFORMACIÓN DE ALTERNATIVAS

2.5.1 INTRODUCCIÓN

Se busca alternativas para el montaje de baterías en la línea de producción de autos, que satisfagan a las necesidades requeridas, se realiza un estudio con la finalidad de poder determinar el prototipo apropiado para el diseño y construcción del mismo.

2.5.2 PRESENTACIÓN DE ALTERNATIVA

A continuación se describen las tres mejores alternativas para resolver el problema planteado.

2.5.2.1 Alternativa 1: “Grúa Tipo Puente con Balancín y Sujeción Neumática”

2.5.2.1.1 Descripción de la Alternativa 1.

Esta alternativa se trata de un balancín elevador, montado sobre una viga a través de troles y esta, a su vez está sujeta por troles al puente grúa soportada por los elementos estructurales como se muestra en la figura 2.1. Lo que permite manipular cargas con precisión y seguridad.

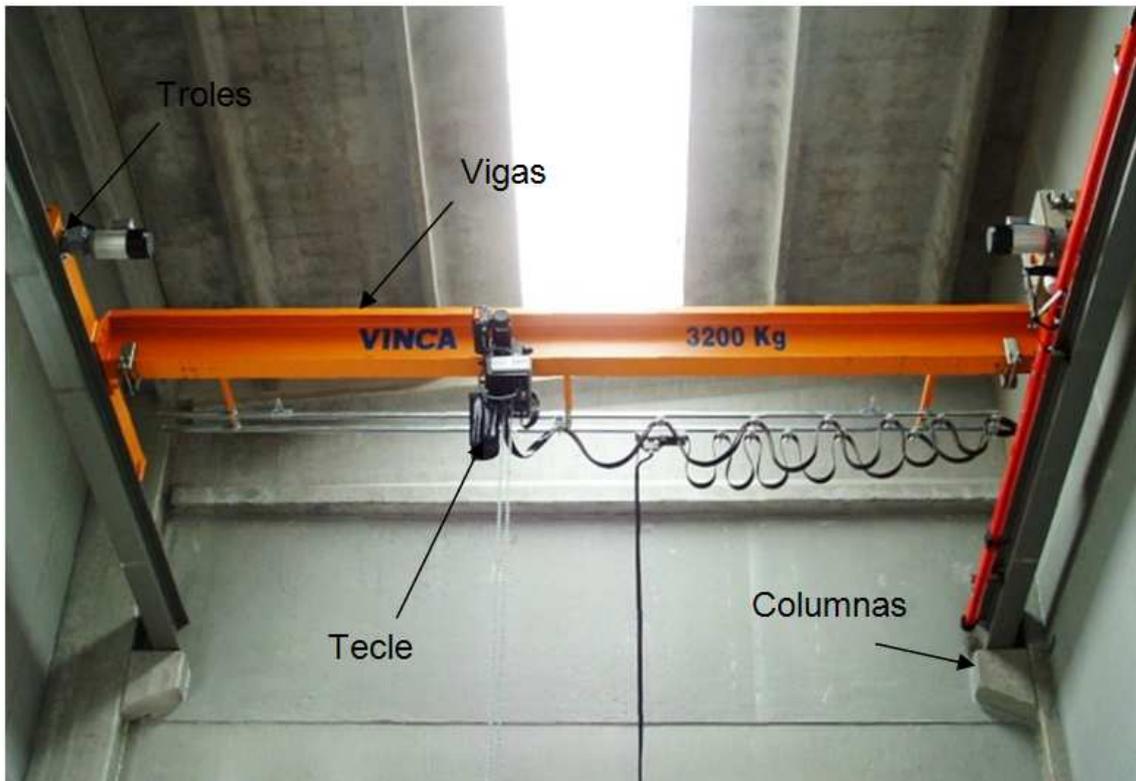


Figura 2.1. Alternativa 1.

2.5.2.1.2 Ventajas de la Alternativa 1.

- Mayor capacidad de carga por su estructura.
- Mayor facilidad de construcción.
- Fácil de mantenimiento.
- Tiene muchos campos de acción.
- Los grados de libertad que se tiene son muchos.

2.5.2.1.3 Desventajas de la Alternativa 1.

- Mayor espacio físico por su estructura.
- Manipulación es más complicada.
- La seguridad del dispositivo es poco fiable.
- Menor adaptabilidad por su sistema de control.
- Mayor peso por la cantidad de material a utilizar.

2.5.2.2 Alternativa 2: “Brazo Mecánico Tipo Telescópico y Sujeción Tipo Ventosa”

2.5.2.2.1 Descripción de la Alternativa 2.

Consiste en un sistema dotado de varios tipos de movimientos, consta de un sistema conformado por rodamientos y articulaciones para movimientos de giro, un segundo sistema es de tipo telescópico, que permite la entrada y salida mediante la sujeción de la batería, finalmente, para el posicionamiento vertical de la batería tiene un sistema neumático que permite elevarla o descenderla. Los tres sistemas que conforman la alternativa 2 se muestran en la figura 2.2.

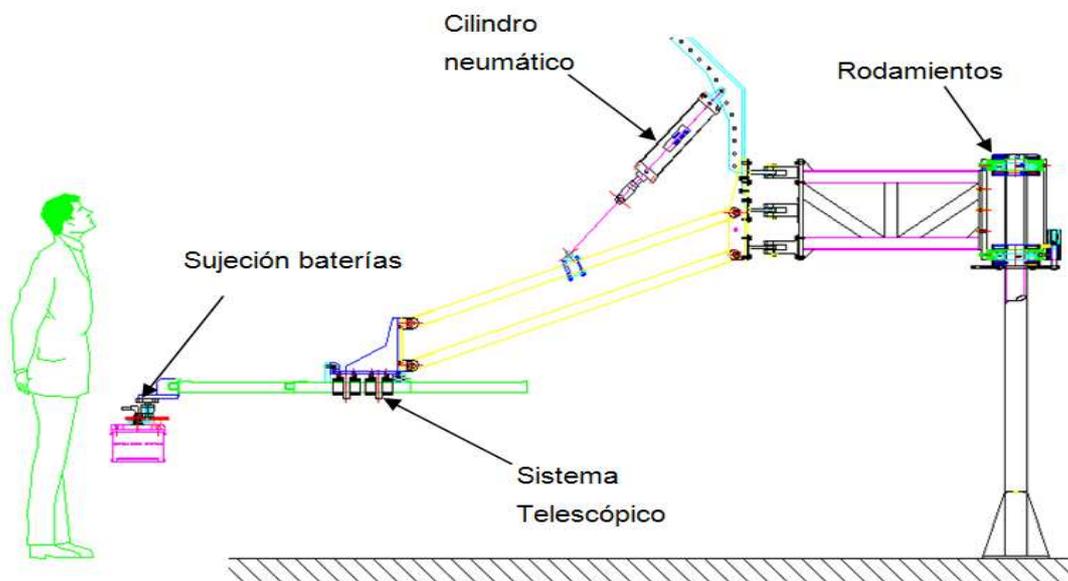


Figura 2.2. Alternativa 2.

2.5.2.2.2 Ventajas de la Alternativa 2.

- Con el sistema Telescópico permite instalar baterías en lugares poco accesibles.
- El movimiento en cualquier sentido es bueno.
- Su espacio físico es reducido.

2.5.2.2.3 Desventajas de la Alternativa 2.

- Costo de fabricación es mayor debido al sistema Telescópico.
- Parte telescópica es de difícil disponibilidad en el mercado.

- Requiere de constante mantenimiento.
- Requiere de mucha calibración para su montaje.

2.5.2.3 Alternativa 3: “Brazo con Articulaciones Mecánicas y Sujeción con Sistema Neumático”

2.5.2.3.1 Descripción de la Alternativa 3.

Esta alternativa, trata de una columna metálica empotrada al piso, en la parte superior de la misma se encuentra acoplada una serie de placas metálicas donde están alojados los rodamientos, dos de estas placas se encuentran unidas por un brazo interno, al otro extremo se encuentra el brazo externo, que es la que permite la movilidad vertical, finalmente el brazo de sujeción, que contiene el mecanismo de agarre y transporte de las baterías. Para describir gráficamente esta alternativa se dispone de la figura 2.3.

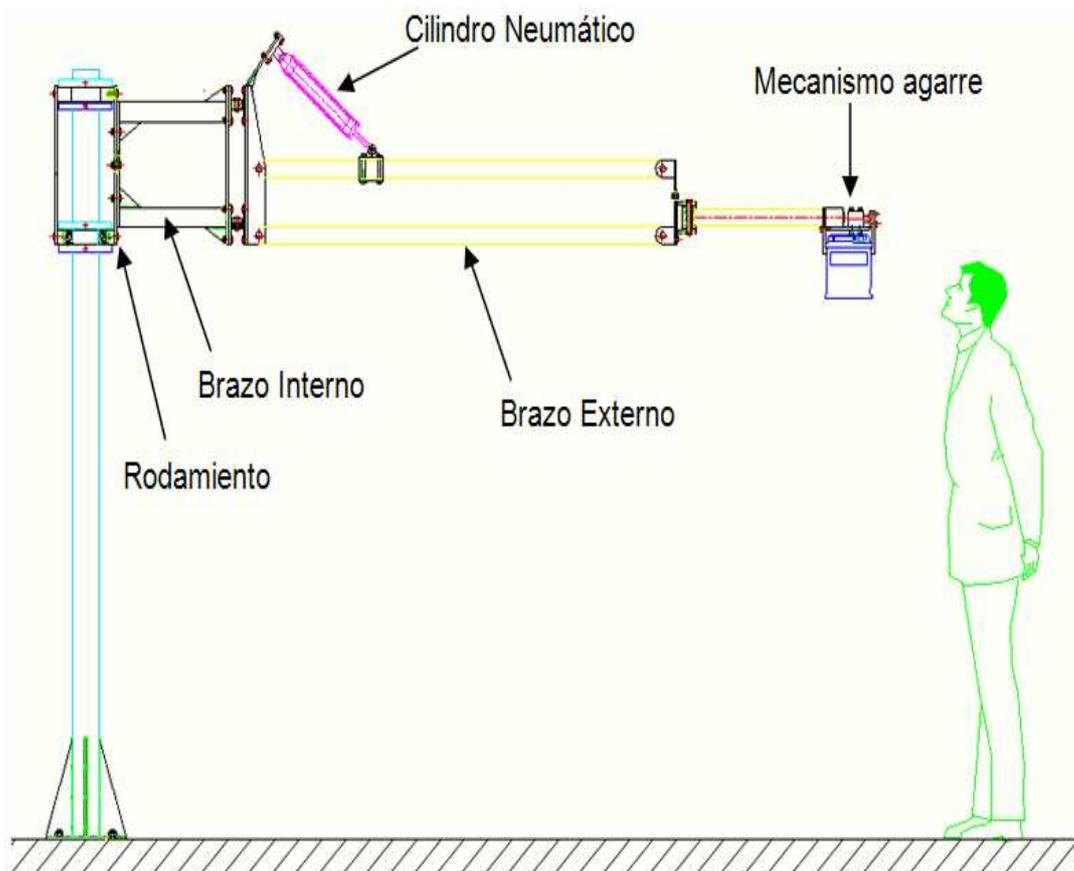


Figura 2.3. Alternativa 3.

2.5.2.3.2 *Ventajas de la Alternativa 3.*

- Su movimiento es amplio.
- Menor espacio físico por su estructura.
- Facilidad de construcción.
- Menor costo de fabricación.
- Facilidad de mantenimiento.
- Buena adaptabilidad en el manejo del sistema de sujeción.
- Buena adaptabilidad a dimensiones de la batería.

2.5.2.3.3 *Desventajas de la Alternativa 3.*

- Su capacidad de carga depende del diseño.
- Requiere de mucha calibración para su montaje.
- Precisión en la fabricación de los elementos constituyentes.
- Requiere de constante mantenimiento.

2.5.3 ANÁLISIS Y SELECCIÓN

Se realiza una breve justificación de los factores más importantes que se toman en consideración, para así obtener la mejor alternativa que cumpla con los requerimientos que se busca para solucionar el problema propuesto. Para esto se tiene en cuenta seis factores muy importantes que son:

- Costo de producción
- Facilidad de mantenimiento
- Adaptabilidad
- Capacidad de carga
- Facilidad de montaje y desmontaje
- Versatilidad
- Facilidad de construcción

A los cuales posteriormente se los realiza una cuantificación para cada alternativa correspondiente.

2.5.3.1 JUSTIFICACIÓN DE FACTORES DE COMPARACIÓN PARA LA SELECCIÓN

Se consideran los siguientes factores de comparación como los más importantes, los cuales permiten la valoración de cada alternativa, así obtener la más óptima de las alternativas, que cumpla con los requerimientos para satisfacer las necesidades y exigencias de este proyecto de titulación.

A continuación se describen cada factor de comparación:

2.5.3.1.1 Costo de Producción

Se toma en cuenta en este factor uno de los objetivos que es obtener una alternativa que posee mayores beneficios a un costo más bajo posible.

Se califica tomando en consideración el costo de cada alternativa y también de acuerdo a la disponibilidad de los materiales en el mercado, es decir la alternativa que tenga mayor calificación será la de más alto costo de producción, y la de bajo costo tendrá una calificación menor, de acuerdo a lo propuesto anteriormente.

2.5.3.1.2 Facilidad de Mantenimiento

En este factor dependiendo de cada alternativa, se toma en consideración los siguientes parámetros como son: el tipo, la complejidad, el costo, y el tiempo en que se debe realizar cuyo mantenimiento a cada sistema constitutivo correspondiente a cada alternativa, para asegurar así que la máquina este operando normalmente.

Se califica dependiendo de los parámetros anteriormente descritos, pero primordialmente se referirá al costo del mantenimiento, es decir, se tendrá una menor calificación a un costo elevado de mantenimiento.

2.5.3.1.3 Adaptabilidad

Se toma en consideración como una característica muy importante, porque se debe del nivel de la capacitación de las personas que van a operar la máquina

con facilidad y precisión, es decir, una persona con un alto nivel de capacitación, nos produce un alto costo de operación. También se debe al sistema de control de cada máquina, la cual proporciona la seguridad necesaria para operar la máquina.

Entonces se procede a calificar de forma que, si una máquina que cuenta con mayor adaptabilidad y no requiere de una gran capacitación para operarla, tendrá la calificación más alta, ya que esto determina un menor costo de operación de la misma.

2.5.3.1.4 Capacidad de Carga

Este factor se tendrá en cuenta de que alternativa tiene mayor capacidad de carga, pero el objetivo esencial, no es su capacidad de carga, sino es adaptar a las condiciones requeridas al prototipo que se busca en este proyecto sea las más seguras. Se califica a cada alternativa, dependiendo de su capacidad de carga, es decir, a mayor capacidad se obtiene una calificación alta.

2.5.3.1.5 Facilidad de Montaje y Desmontaje

Se toma en consideración los tipos de elementos constitutivos utilizados para realizar el proceso requerido, como la puesta en servicio de la máquina, y del nivel de confiabilidad para operar la misma, es decir que los elementos están en perfectas condiciones para no tener problemas en su funcionamiento normal.

Se califica de acuerdo a los parámetros expuestos anteriormente, por lo tanto, se tiene una mayor calificación, si se tiene una mayor facilidad de montaje y desmontaje de la máquina.

2.5.3.1.6 Versatilidad

Este factor está relacionado con el espacio físico, tomando en cuenta cada máquina, su estado de operación y de funcionamiento, es decir, en su operación se considera sus movimientos que realiza y también el tiempo para llevar a cabo dicho proceso de levantar y transportar la carga.

También se refiere a que si la máquina no solo va realizar el proceso con pocos grados de libertad, si no con diferentes grados de libertad.

La calificación se realiza dependiendo de lo anterior descrito, es decir, una máquina más versátil obtendrá una calificación alta y viceversa.

2.5.3.1.7 *Facilidad de Construcción*

En este factor se toma en consideración los siguientes parámetros como son: tipo de geometría, del material a utilizar, del tiempo de fabricación, las máquinas y herramientas a utilizar y del costo de cada proceso de fabricación de los elemento que constituye al sistema de la máquina, lo que se busca es que su construcción no sea muy compleja y que se pueda construir en cualquier taller mecánico, lo que implica abaratar los costos.

Se califica de manera que a menor complejidad de construcción se obtendrá una mayor calificación de cada alternativa.

2.5.3.2 CÓDIGOS DE EQUIVALENCIA

Tabla 2.1 Códigos de equivalencia

| CÓDIGO DE VALORACIÓN | | |
|-----------------------------------|-------------------|-------------------|
| FACTORES | VALORACION 10 | VALORACION 1 |
| Costo De Producción | Alta | Baja |
| Facilidad de mantenimiento | Costo Bajo | Costo Elevado |
| Adaptabilidad | Buena | Regular |
| Capacidad de carga | Mayor | Menor |
| Facilidad de montaje y desmontaje | Alta | Baja |
| Versatilidad | Alta | Baja |
| Facilidad de construcción | Complejidad menor | Complejidad mayor |

Fuente: Propia

Elaborado: Juan Abad, Paúl Romero.

2.5.3.3 VALORACIÓN DE ALTERNATIVAS

En la tabla 2.2, se presenta la forma de la valoración de cada alternativa tomando en consideración los factores anteriormente descritos, por lo tanto se procede a calificar sobre diez puntos, y además, de acuerdo a la importancia relevante de cada factor en su respectiva alternativa se tendrá su puntuación correspondiente, es decir, se califica con un mismo factor todas las alternativas pero en forma individual cada una de ellas.

Se realiza un análisis de ponderación, que se basa en el peso de cada factor, porque en todos los factores anteriormente descritos existen unos con una mayor importancia que otros, por lo que se les designara un valor de (0.1 a 1), para así poder obtener una calificación final apropiada de cada alternativa propuesta.

Tabla 2.2 Valoración de Alternativas

| Factor | Peso [P] | ALT.1 | ALT.2 | ALT.3 | PxALT.1 | PxALT2 | PxALT3 |
|--|-----------------|--------------|--------------|--------------|----------------|---------------|---------------|
| Costo de producción | 0.8 | 8 | 8 | 7 | 6.4 | 6.4 | 5.6 |
| Facilidad de mantenimiento | 0.7 | 7 | 6 | 7 | 4.9 | 4.2 | 4.9 |
| Adaptabilidad | 0.9 | 5 | 8 | 8 | 4.5 | 7.2 | 7.2 |
| Capacidad de carga | 0.6 | 9 | 7 | 7 | 5.4 | 4.2 | 4.2 |
| Facilidad de montaje y desmontaje | 0.6 | 6 | 6 | 7 | 3.6 | 3.6 | 4.2 |
| versatilidad | 0.9 | 7 | 8 | 8 | 6.3 | 7.2 | 7.2 |
| Facilidad de construcción | 1 | 8 | 6 | 7 | 8 | 6 | 7 |
| TOTAL | | | | | 39.1 | 38.8 | 40.3 |

Fuente: Propia

Elaborado: Juan Abad, Paúl Romero.

2.5.3.4 SELECCIÓN DE ALTERNATIVA

De acuerdo con los resultados de la Tabla 2.2, se obtiene con mayor puntuación de 40.3, la ALTERNATIVA 3, la cual trata de un prototipo de brazo

con articulaciones mecánicas para movimientos horizontales, con sistema neumática para el movimiento vertical y para la sujeción.

2.5.3.4.1 Descripción General del Prototipo a Construir.

Seleccionada la alternativa correspondiente se realiza una breve descripción de los subconjuntos que constituyen el prototipo.

El prototipo está dividido principalmente en cuatro subconjuntos, cuya finalidad es obtener un fácil montaje y desmontaje del dispositivo.

El primer subconjunto, es el cuerpo del dispositivo. Es una columna con su respectiva base y sus nervios para dar mayor rigidez; en la parte superior de la columna se encuentra montada una serie de elementos (placas y rodamientos) que permiten el giro del siguiente subconjunto.

El segundo subconjunto es una estructura conformada de dos tubos soldados a unas placas a cada extremo de los mismos. La sujeción con los demás subconjuntos se realiza a través de pernos. En este subconjunto también se encuentra una caja de distribución del sistema neumático.

El tercer subconjunto es una serie de elementos (brazos externos, articulaciones, pasadores, etc.) que tiene como función dar el movimiento vertical del prototipo. Además está acoplado a un cilindro neumático que se encuentra sujeta a una placa fijada al subconjunto anterior, al otro extremo de los brazos externos se encuentra una placa con articulaciones donde se unen al siguiente subconjunto.

El cuarto subconjunto, llamado de sujeción porque se encuentra constituido por diferentes componentes que ayudan a sujetar y transportar baterías desde una zona determinada hasta el sitio correspondiente en el vehículo.

Con todas las descripciones anteriormente anotadas se presenta a continuación un esquema general de prototipo a construirse. En la figura 2.4, se observa el prototipo de brazo con articulaciones mecánicas para

movimientos horizontales, con sistema neumático para el movimiento vertical y para la sujeción.

1. Columna
2. Alojamiento de rodamientos.
3. Placas topes de alojamiento.
4. Placas soporte rodamientos.
5. Placa unión alojamientos de rodamiento posterior.
6. Placa unión alojamientos de rodamiento con brazo interno.
7. Cilindro neumático.
8. Caja de control de sistema neumático.
9. Brazo interno.
10. Articulaciones interna.
11. Articulación externa.
12. Placa soporte cilindro hidráulico y brazos externos.
13. Brazos externos.
14. Placa soporte con articulación de brazo externo.
15. Placa articulación brazo sujeción.
16. Brazo sujeción.
17. Sistema de sujeción baterías.

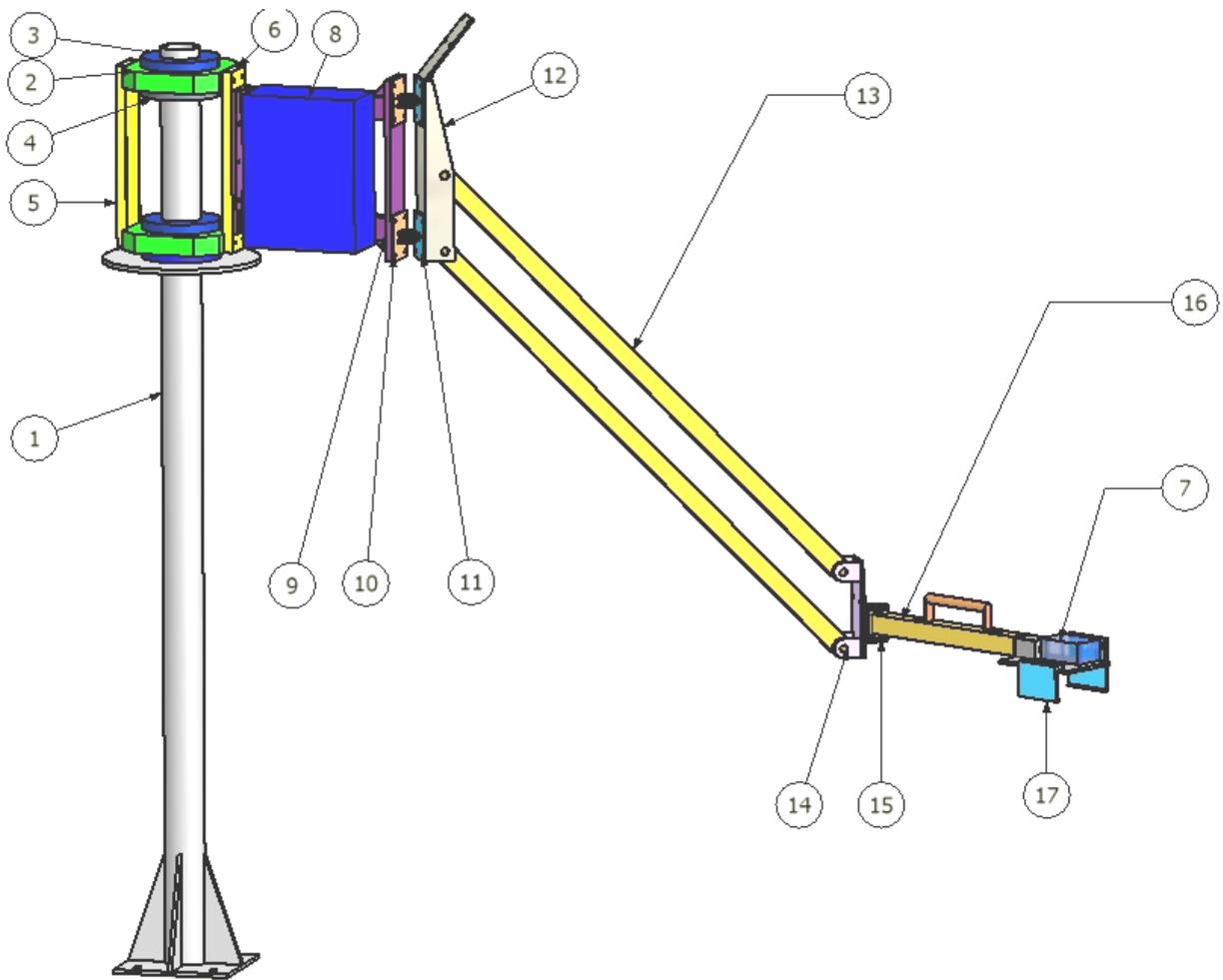


Figura 2.4. Alternativa Seleccionada.

2.5.4 PROTOCOLO DE PRUEBAS

Después de estar construida la máquina semiautomática para el montaje de baterías en la línea de producción de autos, se debe realizar un conjunto de pruebas que permitan verificar su normal funcionamiento. En tales ensayos se considera los siguientes parámetros:

- Verificación de las dimensiones generales de la máquina.
- Pruebas de funcionamiento con carga.
- Carga nominal o máxima: valor de la carga fijado por el fabricante e indicado en la placa de características del balancín y cilindros neumáticos (incluye los accesorios de neumática).

2.5.4.1 Verificación de las Dimensiones Generales

En esta prueba se procede tomar las dimensiones necesarias de la máquina construida, para realizar una verificación o comprobación con las del prototipo diseñado, por medio de personal autorizado.

Tabla 2.3. Formato para la verificación de las dimensiones generales.

| VERIFICACIÓN DE DIMENSIONES GENERALES | | | | |
|---|--------|-----------|------------|-----------|
| Máquina Semiautomática para el Montaje de Baterías en la Línea de Producción de Autos | | | | |
| EMPRESA | | FECHA | | INSPECTOR |
| Dimensión | Diseño | Prototipo | Aceptación | |
| | | | Si | No |
| Altura total de la columna (mm). | | | | |
| Longitud del brazo interior (mm). | | | | |
| Longitud del brazo exterior (mm). | | | | |
| Dimensiones del mecanismo sujetador de baterías. | | | | |
| Altura de total (máxima y mínima) de elevación. | | | | |

Fuente: Propia

Elaborado: Juan Abad, Paúl Romero.

2.5.4.2 Prueba de Funcionamiento en Plena Carga

En esta prueba se tiene como objetivo la verificación normal de funcionamiento de todos los sistemas que los constituyen a la Máquina Semiautomática para el Montaje de Baterías en la Línea de Producción de Autos, pero sometidos a su máxima capacidad de carga o carga nominal.

Tabla 2.4. Formato para prueba de funcionamiento en plena carga

| FUNCIONAMIENTO DE LOS SISTEMAS | | | | |
|---------------------------------------|--------------------------|--|-------------------------------|-----------------------------|
| Tiempo [seg] | Sistema de agarre | Sistema de cilindros neumáticos | Sistema de rodamientos | Sistema de elevación |
| 30 | | | | |
| 60 | | | | |
| 90 | | | | |
| 120 | | | | |
| 150 | | | | |

Fuente: Propia

Elaborado: Juan Abad, Paúl Romero.

CAPÍTULO III

3 DISEÑO Y SELECCIÓN DE LOS COMPONENTES CONSTITUTIVOS DE LA MÁQUINA

3.1 INTRODUCCIÓN

El objetivo del presente capítulo es detallar el procedimiento del diseño de los elementos que constituyen a la máquina, además se representan criterios, cálculos, resultados y la selección del material de los elementos.

3.2 CRITERIOS PARA EL DISEÑO

Se toma en consideración algunos criterios básicos, que serán tomados en cuenta, porque al momento de diseñar son muy importantes y estos son:

- Todos los elementos de la estructura metálica como son: la columna, brazos, manipulador sujeción, mecanismo de agarre neumático, que son diseñados teniendo en cuenta que solo actúan cargas estáticas. Esta consideración se realiza debido a que la velocidad de rotación con la carga es muy lenta.
- Los materiales que se requieren para la construcción de los elementos de la máquina son de acero ASTM A-36, por su facilidad de adquisición, bajo costo y buenas propiedades mecánicas.
- Se considera el peso propio de los elementos a diseñar debido a sus dimensiones.

3.3 ANÁLISIS DE CASOS DE CARGA

Se debe tener en consideración los tipos de cargas que actúan en la estructura de la máquina, porque debido a estas se obtienen criterios para analizar el comportamiento de cada elemento.

3.3.1 CARGA VIVA⁴

Son cargas que están sujetas a la variación de su magnitud en el tiempo. Estas cargas pueden ser puntuales y/o uniformemente distribuidas. La carga de impacto se encuentra en este grupo y se define como: “fuerza externa aplicada a una estructura o una parte de esta, si el tiempo de aplicación es menor que 1/3 del mínimo período natural de vibración de la pieza o estructura”. “Es de esperarse que un acero dulce se comporte en forma elástica, prácticamente en todo su intervalo de resistencia en las condiciones de choque de impacto”. “Por lo tanto, excepto por la carga de fatiga, el uso de propiedades estáticas en el diseño con el fin de resistir cargas de impacto da en el lado conservador”.

3.3.2 CARGA MUERTA

Las cargas muertas son aquellas que actúan estáticamente sobre la estructura, es decir, su valor no varía en el tiempo. También se consideran como cargas muertas aquellas cuya velocidad de aplicación es sumamente lenta. Dentro de éstas se tiene:

- Carga de peso propio.

3.3.3 COMBINACION DE CARGAS

La combinación de cargas permite analizar los elementos considerando al mismo tiempo varias cargas. En este caso la combinación de cargas contempla la carga viva del peso de la batería, el impacto mínimo que se tiene al cargar la batería y la carga muerta del peso mismo de los elementos de la máquina.

3.4 FACTOR DE SEGURIDAD

Los coeficientes de seguridad pueden establecerse en base del método diferencial, como producto de los coeficientes parciales que reflejan.⁵

⁴ J. SHIGLEY, Manual de diseño Mecánico, McGraw-Hill, 4ta. Ed., México, 1989, p 187-188.

⁵ J. SHIGLEY, Manual de diseño Mecánico, McGraw-Hill, 4ta. Ed., México, 1989, p 11-14.

1. La exactitud de la determinación de las cargas y tensiones especificadas; coeficiente $n_1=1,0$ a $1,5$. Es difícil proporcionar un conjunto de guías para elegir n_1 , pero una buena referencia se tiene al conocer el origen de la carga (motor eléctrico, máquina impulsora, actividad humana, fenómenos naturales). “Con frecuencia pueden seleccionarse los factores de seguridad basados en la carga, tomando en consideración las experiencias con diseños similares”⁶. Se ha tomado como referencia el proyecto previo a la obtención del Título de Ingeniero Mecánico “Diseño y construcción de una Grúa Telescópica Manual”⁷.
2. La homogeneidad de las propiedades mecánicas de los materiales de acero; coeficiente $n_2=1,2$ a $1,5$.
3. Las exigencias específicas de seguridad de trabajo; coeficientes $n_3=1,0$ a $1,5$.
4. Para aplicaciones similares al dispositivo se trabaja con un factor estándar de $n_3=1,2$. Sin embargo, existen valores de referencia para maquinaria mediana cuyos factores están entre 3 y 5, y se usan factores de hasta 8 y 9 en caso de ascensores.

El coeficiente global de seguridad para el presente proyecto es:

$$n = n_1 * n_2 * n_3$$

Donde:

$$n_1 = 1,3$$

$$n_2 = 1,28$$

$$n_1 * n_2 = 1,67 \quad (\text{Valor teórico Bresler}^8)$$

$$n_3 = 1,2 \quad (\text{Reshetov}^9)$$

$$n = 1,67 * 1,2$$

$$n = 2$$

Para el diseño de los elementos constitutivos del dispositivo, se toma como

⁶ J. SHIGLEY, Manual de diseño Mecánico, McGraw-Hill, 4ta. Ed., México, 1989, p 187-188.

⁷ MUÑOZ C., ALBÁN I., Diseño y construcción de una grúa Telescópica Manual, Proyecto previo a la obtención del título de Ingeniero Mecánico EPN, 1994, p 23.

⁸ BRESLER B., Diseño de Estructuras de Acero, 1ra. Ed., Limusa, Wiley, 1970, p 43.

⁹ RESHETOV, Elementos de Máquinas, 1ra. Ed., URSS, Vneshtorgizdaaat, 1981, p 18.

consideración un factor de seguridad promedio $n=2$, de esta forma se asegura que no ocurran fallas durante el funcionamiento normal del sistema para precautelar la integridad de los operarios y vehículos.

3.5 TIPOS DE DISEÑOS DE ELEMENTOS

3.5.1 DISEÑO POR RESISTENCIA ESTÁTICA¹⁰

Una carga estática es una acción estacionaria de una fuerza o un momento causado por una fuerza sobre un cierto objeto. Para que una fuerza o un momento sean estacionarios o estáticos deben poseer magnitud, dirección y punto (o puntos) de aplicación que sean invariables con el tiempo. Una carga estática puede ser tensión o compresión axial, fuerza cortante, momento de flexión o de torsión o cualquier combinación de estas acciones. Estas consideraciones, por lo general, se hacen para obtener las dimensiones de las piezas o componentes, y para simplificar los cálculos de diseño cuando las variaciones en las cargas son pocas o de pequeña magnitud. Cuando las piezas de máquinas fallan estáticamente, por lo general sufren una deformación muy grande debido a que el esfuerzo excedió a la resistencia de fluencia.

3.5.2 TEORÍA DE LA ENERGÍA DE LA DISTORSIÓN¹¹

Esta teoría es más precisa que las dos anteriormente descritas, para la cual se utiliza muy frecuente en el diseño. También se la denomina Teoría de la Energía de Cortante o Teoría de Von Mises – Henchy, es la más conveniente para materiales dúctiles. Esta teoría predice con mayor precisión la falla, y por tanto, se la utiliza cuando el margen de seguridad esté dentro de los límites cercanos.

¹⁰ J. SHIGLEY, Manual de diseño Mecánico, McGraw-Hill, 6ta. Ed., México, 1989, p 231-232.

¹¹ J. SHIGLEY, Manual de diseño Mecánico, McGraw-Hill, 6ta. Ed., México, 1989, p 251.

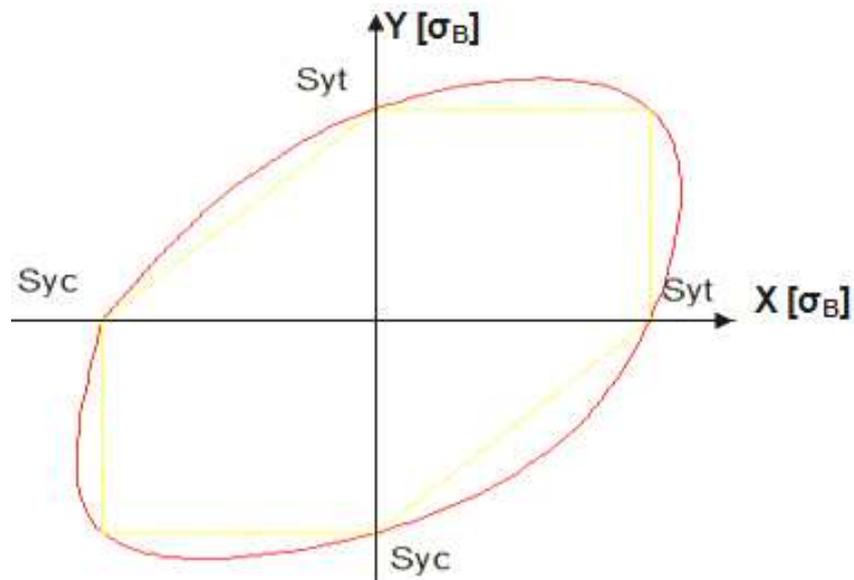


Figura 3.1. Esquema de la teoría de la energía de distorsión

3.6 DISEÑO DE LOS ELEMENTOS CONSTITUTIVOS DEL DISPOSITIVO.

3.6.1 DISEÑO DEL SISTEMA DE SUJECCIÓN.

Se establece el siguiente sistema de sujeción que está compuesto por las siguientes partes:

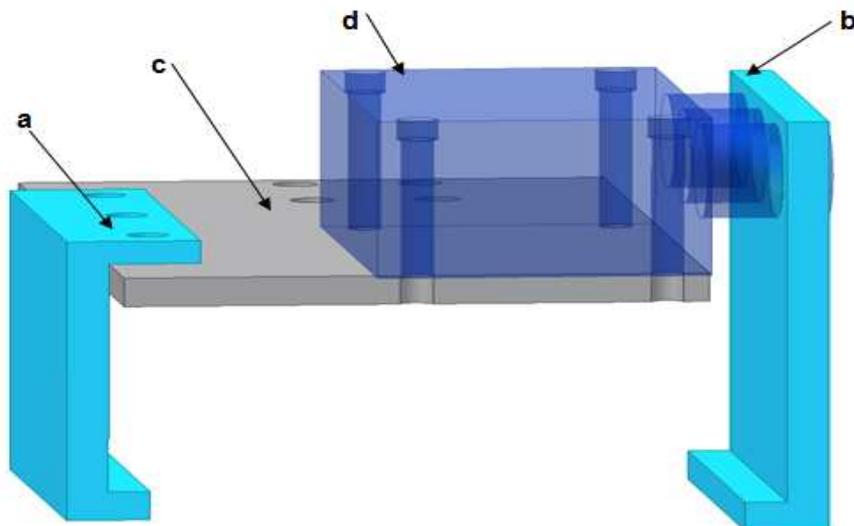


Figura 3.2. Elementos constitutivos del sistema de sujeción: a) Placa sujeción fija, b) Placa sujeción móvil, c) Placa soporte, d) Cilindro neumático.

3.6.1.1 Diseño Placa Sujeción Fija.

La placa soporta el peso de la batería y está sujeta a la placa soporte a través de pernos.

En la siguiente figura 3.3 se muestra las dimensiones fijas para el diseño de dicha placa:

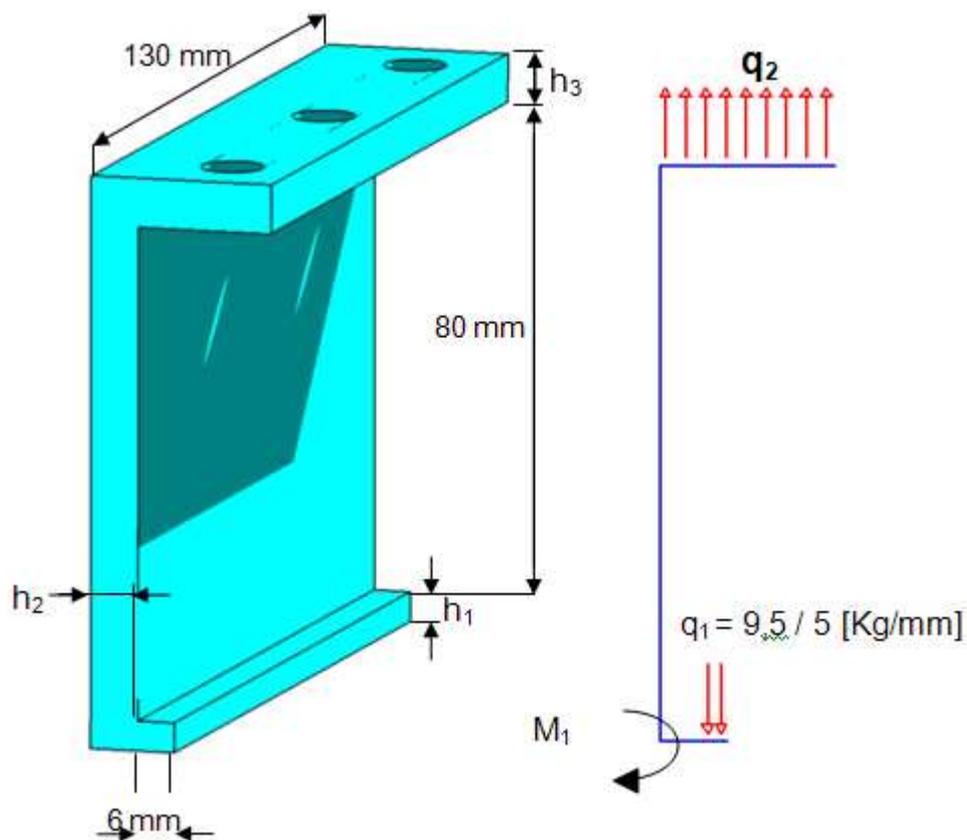


Figura 3.3. Placa de sujeción fija y Aplicación de cargas.

Datos:

| | |
|---------------------|----------|
| Peso batería: | 19 [Kg]. |
| Distancia a sujetar | 5 [mm]. |

$$\sum Fy = 0$$

$$q_1 * 5 = q_2 \left(22 + \frac{h_2}{2} \right)$$

$$q_2 = q_1 * \left(\frac{5}{22 + \frac{h_2}{2}} \right) = \frac{9,5}{22 + \frac{h_2}{2}}$$

3.6.1.1.1 Fuerza Cortante se calcula con la siguiente ecuación.

$$V = -q_1 * X + q_1 * (X - 5) \quad \text{Ec. (3.1)}$$

3.6.1.1.2 Momento Flector se determina con la siguiente relación.

$$M = -q_1 * \frac{X^2}{2} + q_1 * \left\langle (X - 5) * \left(\frac{X - 5}{2} \right) \right\rangle \quad \text{Ec. (3.2)}$$

Para $X = 0$ $M = 0$

Para $X = 5$ $M = -q_1 * \frac{25}{2}$

Para $X = 6 + \frac{h}{2}$ $M_1 = -\frac{q_1}{2} * \left(6 + \frac{h_2}{2} \right)^2 + q_1 * \left\langle \left(1 + \frac{h_2}{2} \right) * \left(0,5 + \frac{h_2}{4} \right) \right\rangle$

Donde:

| | |
|-------|---|
| q_1 | Fuerza distribuida que ejerce la batería, [Kg/mm] |
| q_2 | Fuerza distribuida de reacción, [Kg/mm] |
| h | Espesor de la placa, [mm] |
| V | Cortante máximo, [Kg] |
| M | Momento flector, [Kg-mm] |

Se diseña la placa sujeción fija por resistencia estática analizando el esfuerzo máximo a flexión.

3.6.1.1.3 *Esfuerzo Máximo a Flexión, se obtiene de la siguiente relación:*

$$\sigma_{x \max} = \frac{M_{\max} [\text{Kgf-mm}] * C [\text{mm}]}{I_x [\text{mm}^4]}$$

Donde: $\sigma_{x \max}$ = Esfuerzo máximo de flexión, $\left[\frac{\text{Kgf}}{\text{mm}^2} \right]$

M_{\max} = Momento flector máximo, $[\text{Kgf} - \text{mm}]$

C = Distancia entre el eje neutro y la fibra exterior, $[\text{mm}]$

I_x = Momento polar de inercia, $[\text{mm}^4]$

3.6.1.1.4 *Factor de Seguridad, se calcula con la siguiente ecuación:*

$$n = \frac{s_y \left[\frac{\text{Kgf}}{\text{mm}^2} \right]}{\sigma_{\max} \left[\frac{\text{Kgf}}{\text{mm}^2} \right]} \quad \text{Ec. (3.4)}$$

Donde: n = Factor de seguridad

s_y = Esfuerzo de fluencia del material, $\left[\frac{\text{Kgf}}{\text{mm}^2} \right]$

σ_{\max} = Esfuerzo de flexión máxima, $\left[\frac{\text{Kgf}}{\text{mm}^2} \right]$

Se diseña la placa sujeción fija por resistencia estática, analizando con las ecuaciones: Ec. (3.2), Ec. (3.3) y Ec. (3.4), de una forma iterativa.

Entonces, para un factor de seguridad propuesto de $n=2,5$ se tiene:

$$h_1 = 0,5 [\text{mm}]$$

$$h_2 = h_3 = 0,5 [\text{mm}]$$

Se puede observar que los cálculos realizados anteriormente por resistencia estática, se obtuvieron valores de espesores pequeños de dicha placa debido a

los esfuerzos que se generan, por lo que se debe tomar en consideración otros parámetros para diseñar todo el conjunto.

Los parámetros que se toman en consideración, serán de acuerdo al proceso de fabricación, disponibilidad del material en el mercado, por el mal trato al que está sometido el elemento y por la sujeción contra la placa soporte a través de pernos. Se debe considerar las siguientes medidas:

$$h_1 = 5 \text{ [mm]}$$

$$h_2 = 8 \text{ [mm]}$$

$$h_3 = 8 \text{ [mm]}$$

3.6.1.1.5 Diagramas de Fuerza Cortante y Momento Flector

3.6.1.1.5.1 Diagrama de Fuerza Cortante

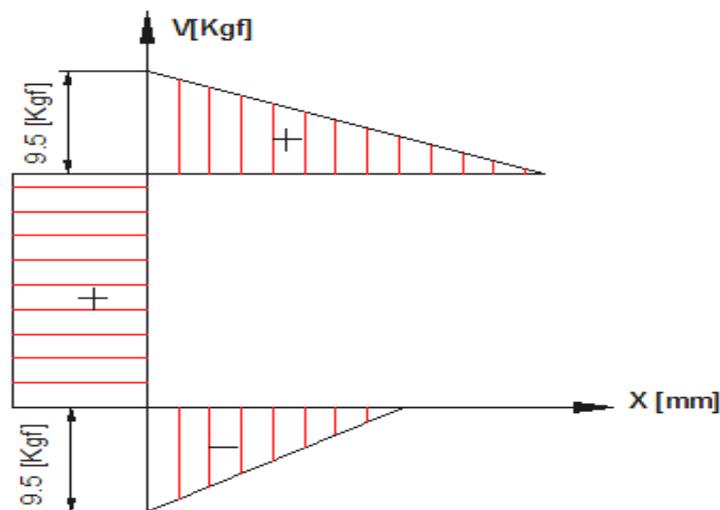


Figura 3.4. Diagrama de fuerza cortante

3.6.1.1.5.2 Diagrama de momento flector

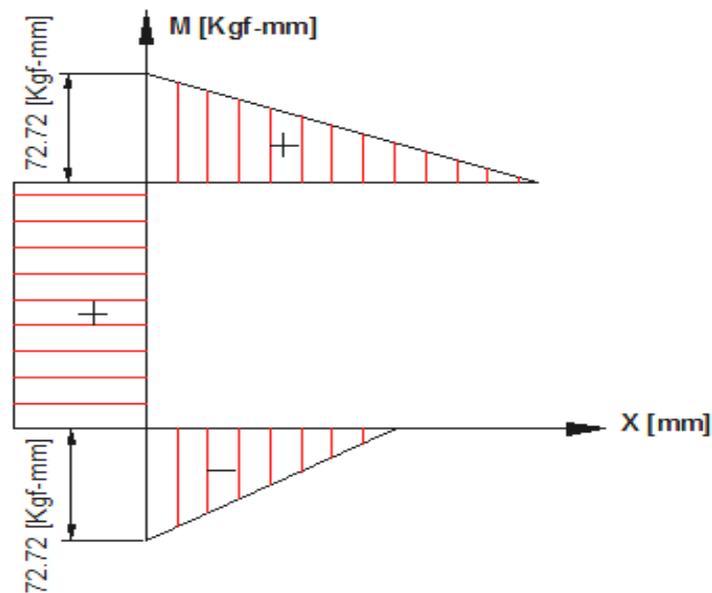


Figura 3.5. Diagrama momento flector

3.6.1.1.6 Análisis y Comprobación con Software Autodesk Inventor

Para comprobar los cálculos, se realiza un análisis utilizando el software AUTODESK INVENTOR PROFESIONAL 2008, y se obtiene los siguientes datos de los valores anteriormente considerados:

Una deformación máxima de: $2,54 \times 10^{-3}$ [mm]

Un factor de seguridad de: $n_{\min} = 15$

Momento máximo flector: $M = 7,125$ [Kg-cm]

Peso del material de: $W = 0,9547$ [Kg]

3.6.1.1.6.1 Deformación

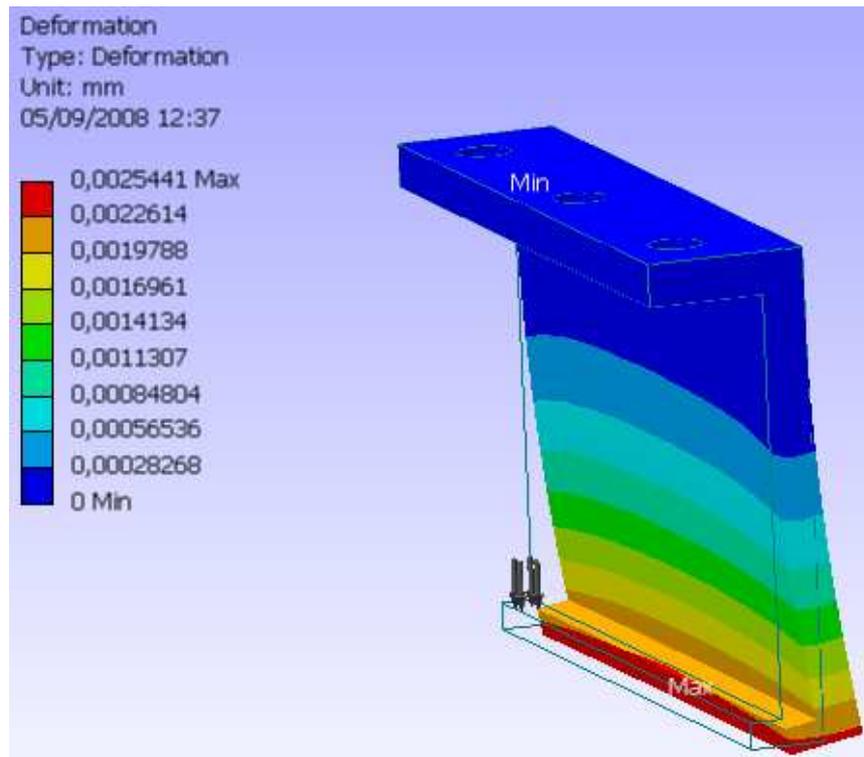


Figura 3.6. Deformación

3.6.1.1.6.2 Factor de seguridad

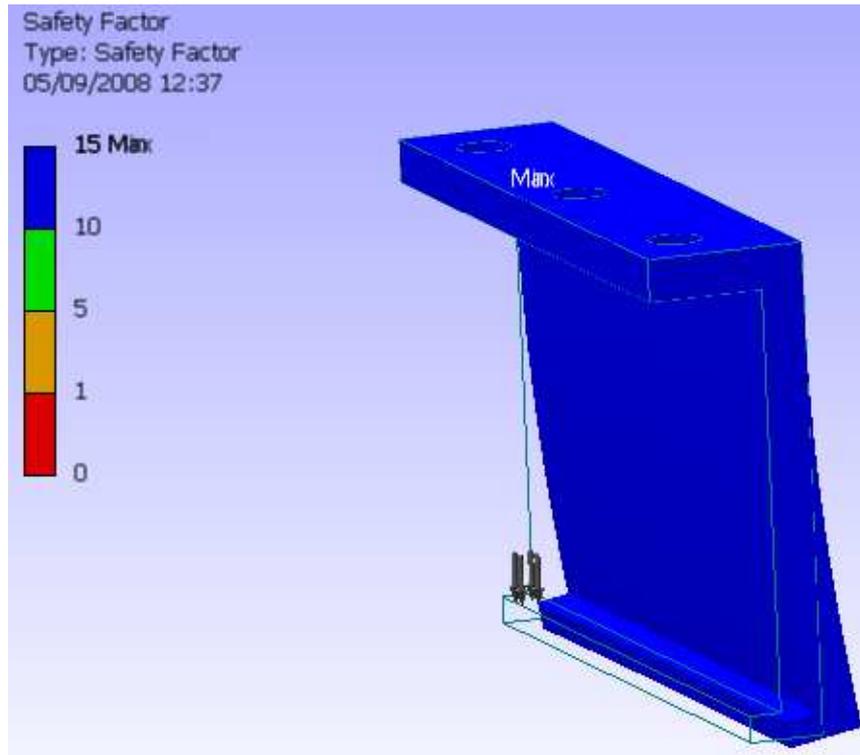


Figura 3.7. Factor de seguridad

El análisis de todos estos parámetros, con los " h " establecidos, permite concluir que la geometría considerada del elemento, cumple con los requerimientos deseados en el diseño.

3.6.1.2 Diseño Placa Sujeción Móvil.

La placa soporta el peso de la batería y está sujeta al cilindro neumático. En la siguiente figura 3.8, se muestra las dimensiones fijas para el diseño:

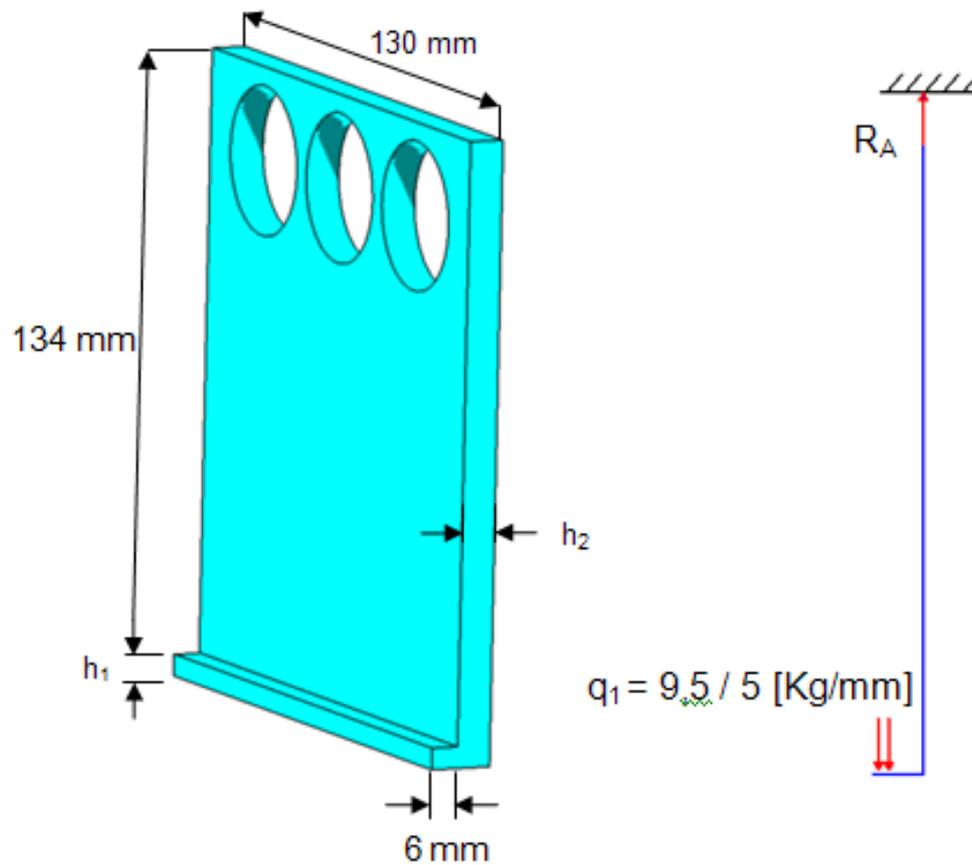


Figura 3.8. Placa de sujeción móvil y Aplicación de cargas.

Datos:

| | |
|---------------------|----------|
| Peso batería: | 19 [Kg]. |
| Distancia a sujetar | 5 [mm]. |

3.6.1.2.1 Fuerza cortante:

$$\sum Fy = 0$$

$$q_1 * 5 = R$$

$$R = 9,5 \text{ [kgf]}$$

Donde "R" es la reacción que se produce en el eje del cilindro neumático.

3.6.1.2.2 *Momento Flector:*

$$M = -q_1 * \frac{X^2}{2} + q_1 * \left\langle (X - 5) * \left(\frac{X-5}{2} \right) \right\rangle \quad \text{Ec. (3.5)}$$

Para $X = 0$ $M = 0$

Para $X = 5$ $M = -q_1 * \frac{25}{2}$

Para $X = 6 + \frac{h}{2}$ $M_1 = -\frac{q_1}{2} * \left(6 + \frac{h_2}{2} \right)^2 + q_1 * \left\langle \left(1 + \frac{h_2}{2} \right) * \left(0,5 + \frac{h_2}{4} \right) \right\rangle$

Donde:

| | |
|-------|---|
| q_1 | Fuerza distribuida que ejerce la batería, [Kg/mm] |
| q_2 | Fuerza distribuida de reacción, [Kg/mm] |
| h | Espesor de la placa, [mm] |
| V | Cortante máximo, [Kg] |
| M | Momento flector, [Kg-mm] |

Se diseña la placa sujeción móvil por resistencia estática y se analiza con las ecuaciones: Ec. (3.3), Ec. (3.4) y Ec. (3.5), de una forma iterativa.

Entonces, para un factor de seguridad propuesto de $n=2,5$ se tiene:

$$h_1 = 0,5 \text{ [mm]}$$

$$h_2 = 0,5 \text{ [mm]}$$

Esta placa mantiene las dimensiones de la placa anterior, por estética y por los mismos factores expuestos en el diseño de la placa fija, por lo que tendremos:

$$h_1 = 5 \text{ [mm]}$$

$$h_2 = 8 \text{ [mm]}$$

3.6.1.2.3 Diagramas de Fuerza Cortante y Momento Flector

3.6.1.2.3.1 Diagrama de fuerza cortante:

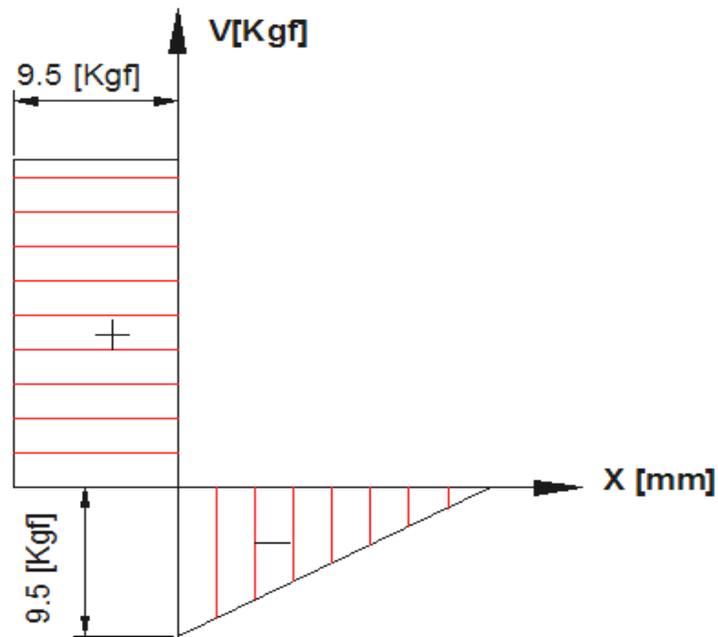


Figura 3.9. Diagrama de fuerza cortante

3.6.1.2.3.2 Diagrama de momento flector

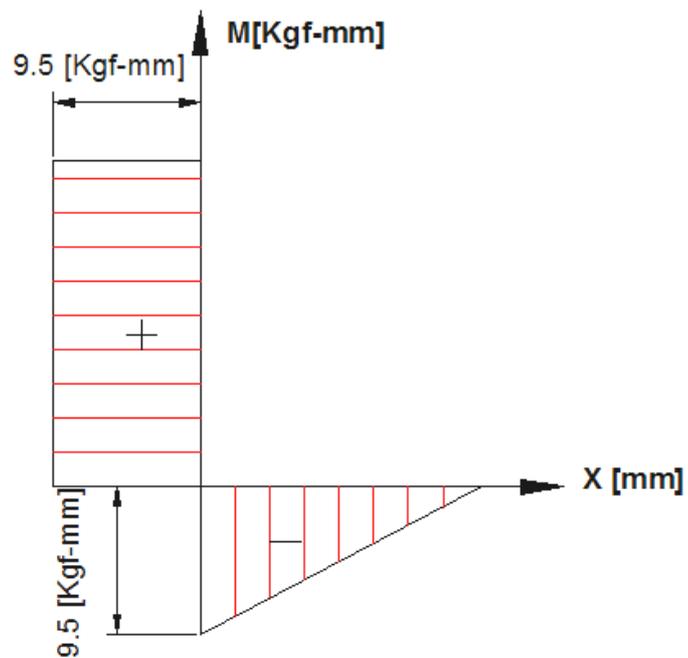


Figura 3.10. Diagrama de momento flector

3.6.1.2.4 Análisis y Comprobación con Software Autodesk Inventor

Para comprobar los cálculos se realiza un análisis utilizando el software AUTODESK INVENTOR PROFESIONAL 2008, y se obtiene los siguientes datos de los valores anteriormente considerados:

Una deformación máxima de: $3,46 \times 10^{-3}$ [mm]

Un factor de seguridad de: $n_{\min} = 15$

Momento máximo flector: $M = 7,125$ [Kg-cm]

Peso del material de: $W = 1$ [kg]

3.6.1.2.4.1 Deformación

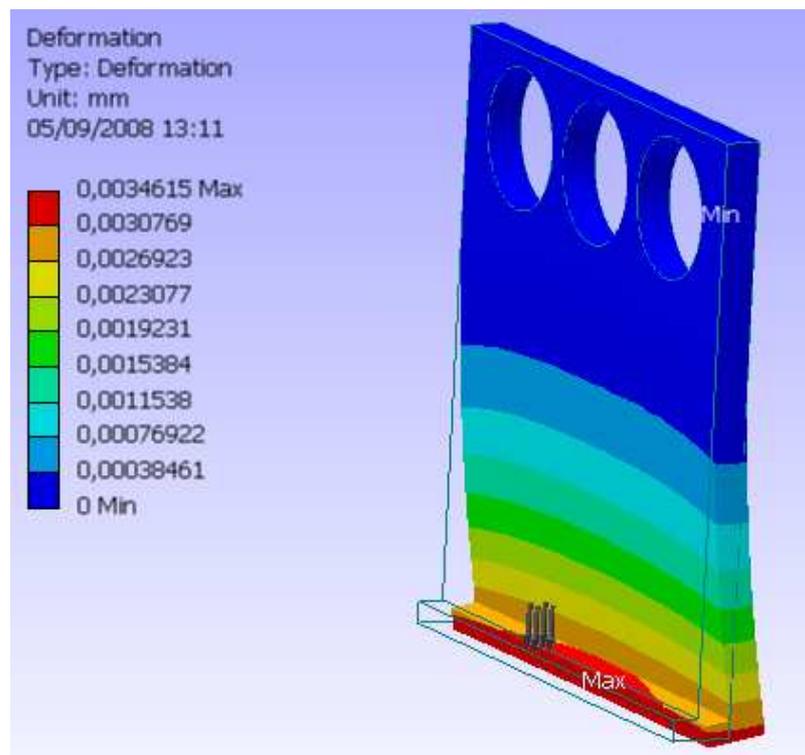


Figura 3.11. Deformación.

3.6.1.2.4.2 Factor de seguridad

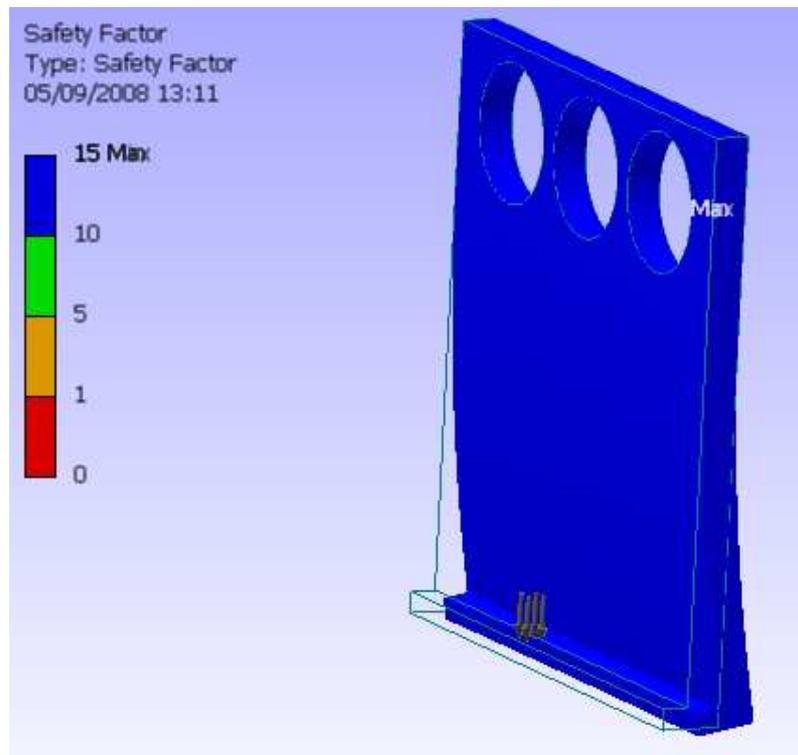


Figura 3.12. Factor de seguridad.

El análisis de todos estos parámetros, con los " h " establecidos, permite concluir que la geometría considerada del elemento, cumple con los requerimientos deseados en el diseño.

3.6.1.3 Diseño de Placa Soporte.

En esta placa, se encuentra ensamblada todos los componentes del sistema de sujeción de baterías, por lo que soporta las placas, fija y móvil, cilindro neumático y la unión con el brazo. Por esto, es importante el diseño de esta placa soporte.

Como parámetros se tiene:

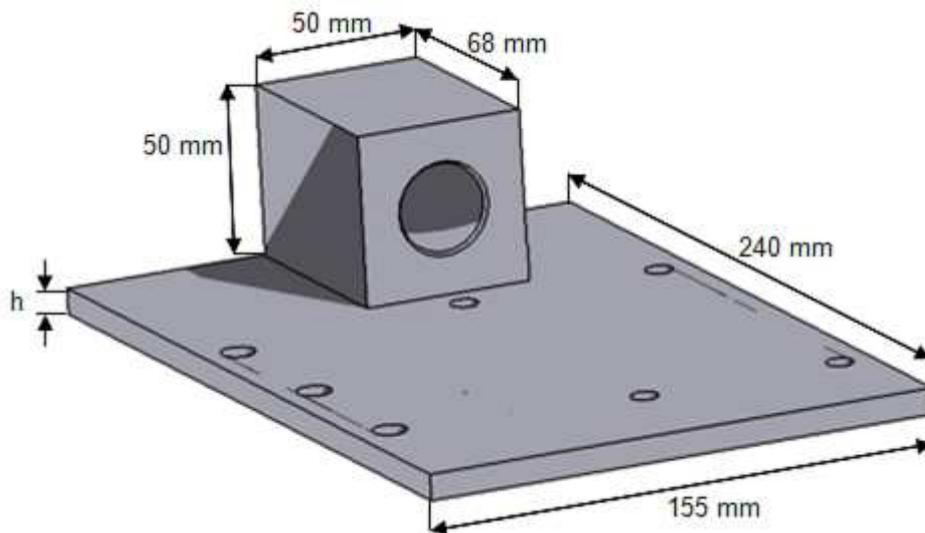


Figura 3.13. Placa soporte.

También se considera el peso de las placas de sujeción, y el peso del cilindro neumático considerado como una solo fuerza puntual.

Datos:

$$q_2 = 9,5 \text{ [Kgf]}$$

$$W_{\text{placa fija}} = 0,9547 \text{ [Kg]}$$

$$R = 9,5 \text{ [Kgf]}$$

$$W_{\text{placa móvil}} = 1 \text{ [kg]}$$

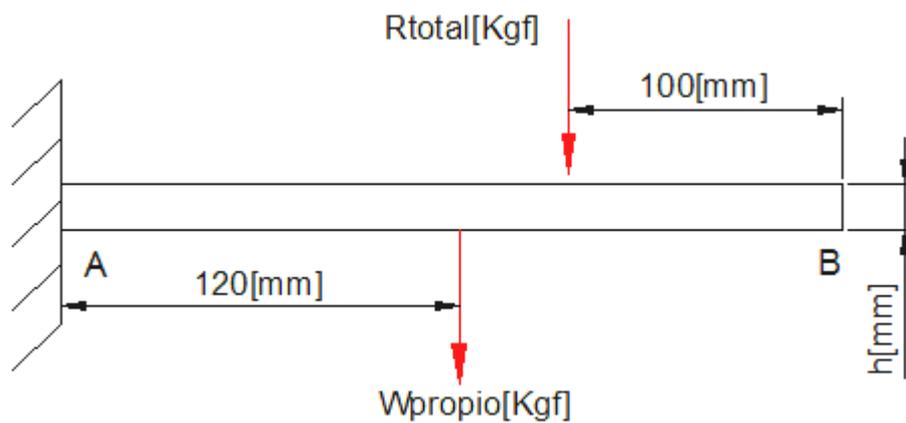


Figura 3.14. Aplicación de las cargas.

3.6.1.3.1 Fuerza cortante

$$\sum F_y = 0$$

$$R_T = 10,45 + 10,5 + W_{Total}$$

En donde:

$$W_{TOTAL} = 1 [kg] + W_{placa}$$

3.6.1.3.2 Momento Flector

$$M = 20,95(X - 100) + (1 + 0,29 * e)(X - 120) \quad \text{Ec. (3.6)}$$

$$\text{Para } X = 120 \text{ mm} \quad M = 419 [Kg - mm]$$

$$\text{Para } X = 240 \text{ mm} \quad M_{max} = 2933 + (1 + 0,29 * e) * 120 [Kg - mm]$$

Donde: e espesor de la placa, [mm]

Se diseña la placa soporte por resistencia estática, y se analiza con las ecuaciones: Ec. (3.3), Ec. (3.4) y Ec. (3.6), de una forma iterativa.

Entonces, para un factor de seguridad propuesto de $n=2,5$ se tiene:

$$e_{placa\ soporte} = 4 [mm]$$

La placa de sujeción fija y el cilindro neumático se encuentran sujetadas a esta placa soporte a través de pernos. Esta placa, tiene los agujeros roscados para unir estos elementos, dichos agujeros deben tener una mayor longitud de agarre, y de esta forma proporciona una sujeción adecuada entre ellos.

Por esta razón, se selecciona un espesor de placa mayor, tomando en consideración que la placa sujeción fija tiene un espesor de 8 mm.

$$e_{\text{placasoporte}} = 8 \text{ [mm]}$$

3.6.1.3.3 Diagramas de Fuerza Cortante y Momento Flector.

3.6.1.3.3.1 Diagrama de fuerza cortante.

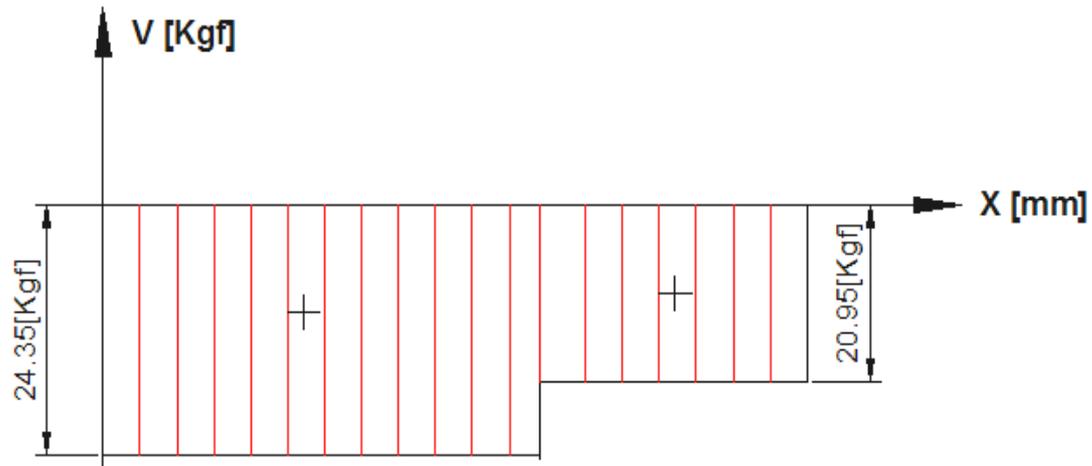


Figura 3.15. Diagrama de fuerza cortante.

3.6.1.3.3.2 Diagrama de momento flector.

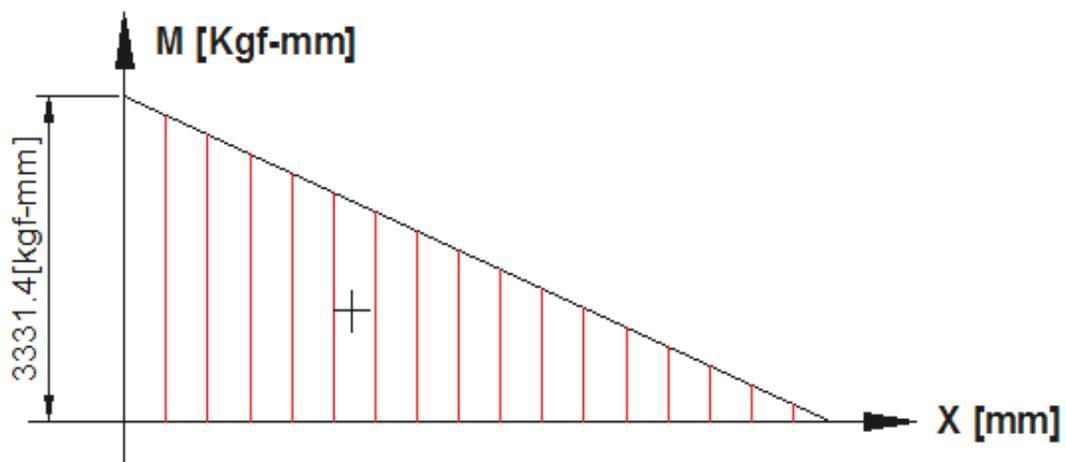


Figura 3.16. Diagrama de momento flector.

3.6.1.3.4 Análisis y Comprobación con Software Autodesk Inventor.

Para comprobar los cálculos, se realiza un análisis utilizando el software AUTODESK INVENTOR PROFESIONAL 2008, y se obtiene los siguientes datos de los valores anteriormente considerados:

Una deformación máxima de: $2,83 \times 10^{-2}$ [mm]

Un factor de seguridad de: $n_{\min.} = 15$

Momento máximo flector: $M = 333,14$ [Kg-cm]

Peso del material de: $W = 3,4$ [Kg]

Reacción total: $R_T = 24,35$

3.6.1.3.4.1 Deformación.

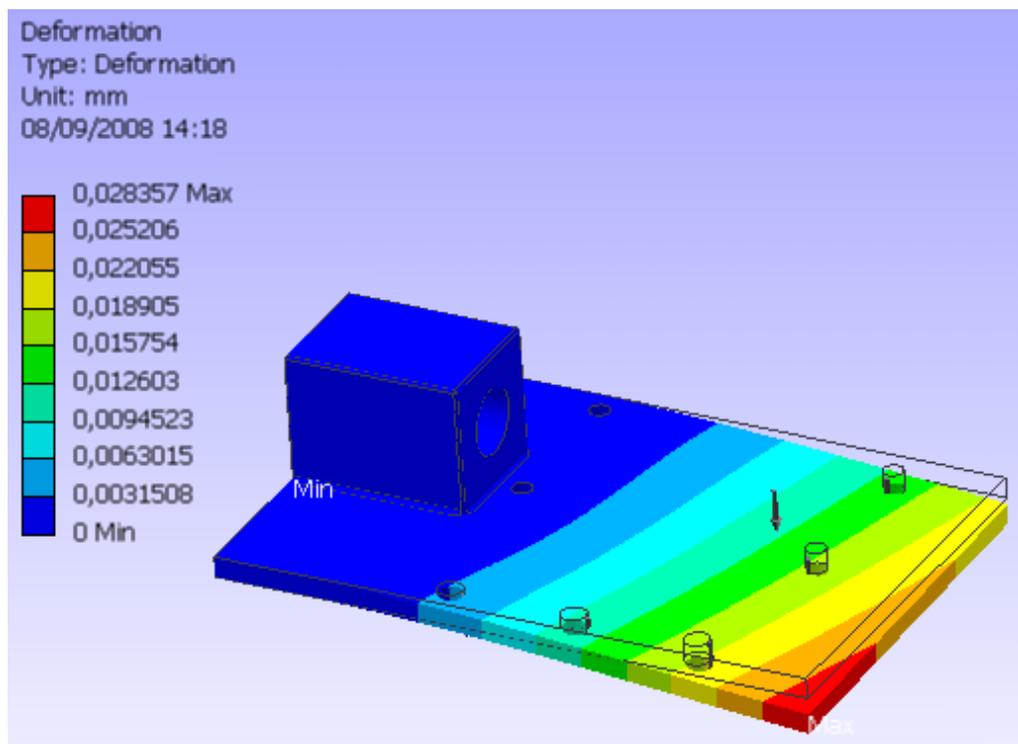


Figura 3.17. Deformación.

3.6.1.3.4.2 Factor de Seguridad.

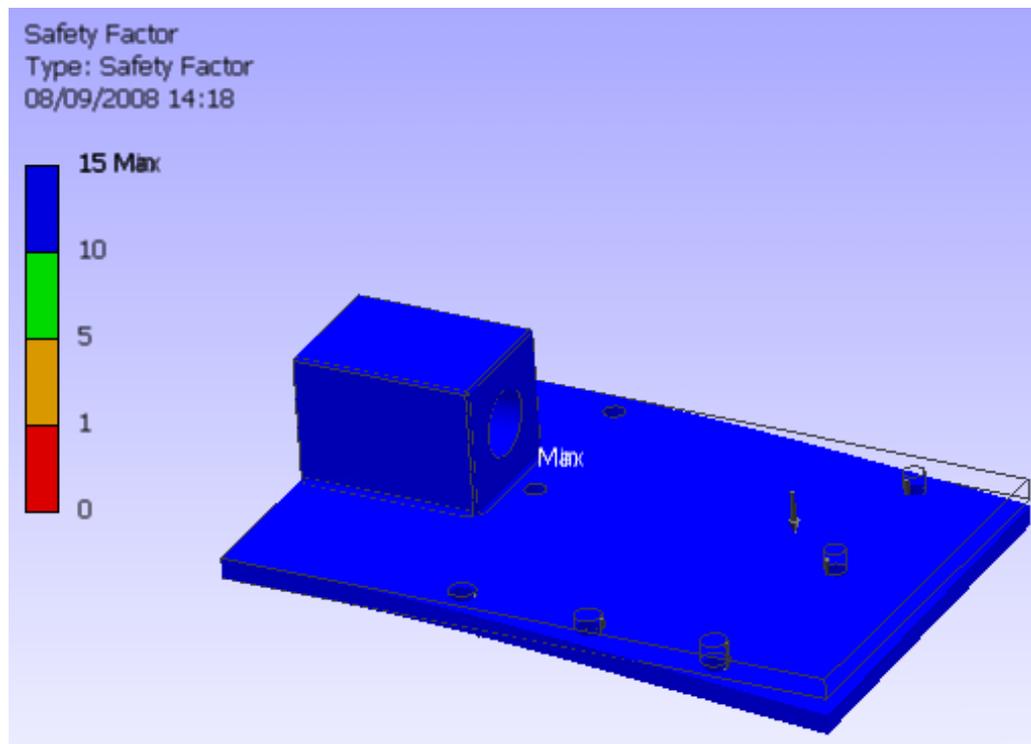


Figura 3.18. Factor de seguridad.

El análisis de todos estos parámetros, permite, concluir que la geometría considerada del elemento, cumple con los requerimientos deseados en el diseño.

3.6.2 DISEÑO BRAZO SUJECCIÓN.

El brazo tiene la función de retener y facilitar la manipulación del sistema de sujeción, cumpliendo las especificaciones establecidas, como se muestra en la figura 3.19.

El cálculo se lo realiza considerando flexión máxima, para lo cual, el brazo soporta flexión y corte.

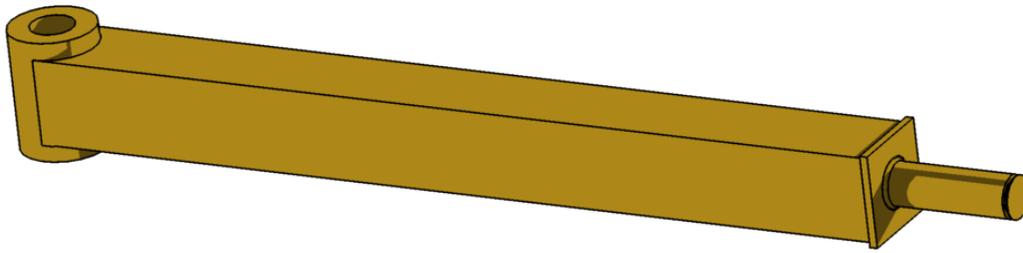


Figura 3.19. Brazo de sujeción.

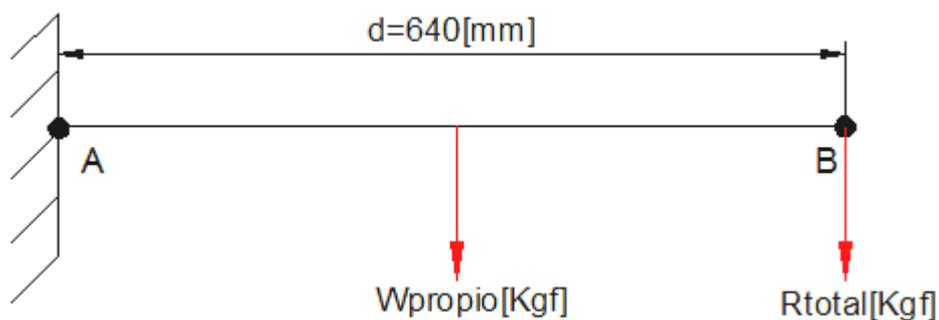


Figura 3.20. Aplicación de cargas en el brazo de sujeción.

Datos:

Carga máxima de sistema sujeción: $R_{total} = 24,35$ [Kgf]

Distancia máxima al punto A: $d = 640$ [mm]

3.6.2.1 El momento flector Máximo.

Se lo obtiene considerando, el peso propio de este brazo, y la carga máxima de sistema de sujeción.

$$M = R_{total}[\text{Kgf}] * d[\text{mm}] + W_{propio} \left[\frac{\text{Kgf}}{\text{mm}} \right] * \frac{d^2}{2} [\text{mm}^2] \quad \text{Ec. (3.7)}$$

Donde: W_{propio} Peso propio del perfil estructural, [Kgf / mm]

Para el cálculo del perfil adecuado, se realiza un proceso iterativo, y los resultados se presenta en la tabla 3.2, tomando un perfil estructural, que se encuentran con facilidad en el mercado. Luego, se analiza el factor de seguridad si es el apropiado para dicha aplicación.

Se presenta un ejemplo del cálculo de un perfil estructural de sección transversal cuadrada de acero A-36, con las siguientes características, como se puede observar en la figura 3.21 y tabla 3.1.

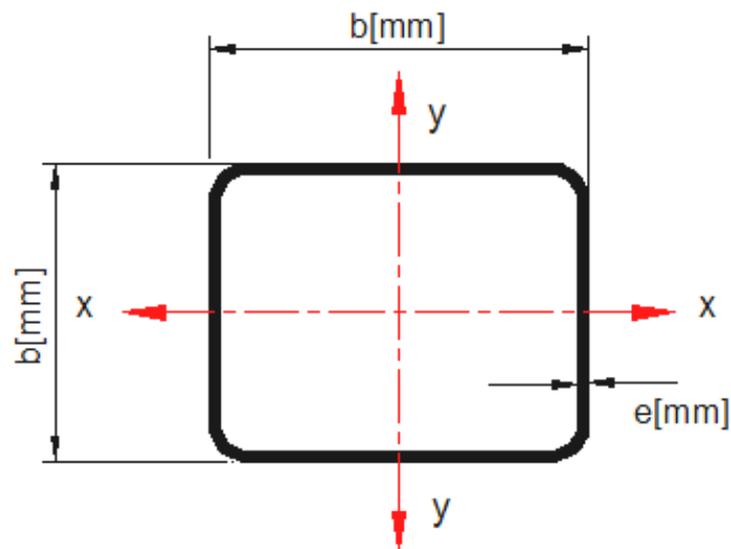


Figura 3.21. Sección transversal de un perfil estructural cuadrada.

Tabla 3.1. Propiedades del perfil 50x50x1.5 [mm].

| | |
|----------|--------------------------------|
| b | 50 [mm] |
| b | 50 [mm] |
| e | 1,5 [mm] |
| I_{xx} | 110.600 [mm ⁴] |
| S_y | 25,5 [Kg/mm ²] |
| Peso | $2,29 \times 10^{-3}$ [kgf/mm] |

3.6.2.2 La fuerza Cortante.

$$V = 35.85 \text{ [kg]}$$

3.6.2.3 El Momento Flector Máximo para el brazo de sujeción, se obtiene de la ecuación Ec. (3.7).

$$M = 24,35 \text{ [kgf]} * 640 \text{ [mm]} + 2,29 \times 10^{-3} \left[\frac{\text{kgf}}{\text{mm}} \right] * \frac{640^2}{2} \text{ [mm}^2 \text{]}$$

$$M_{\text{max}} = 16052,99 \text{ [kgf} \cdot \text{mm]}$$

3.6.2.4 Esfuerzo de Flexión Máxima, se calcula con la ecuación Ec. (3.3).

$$\sigma_{x \max} = \frac{16052,99 \text{ [kgf} \cdot \text{mm]} * 25 \text{ [mm]}}{110600 \text{ [mm}^4\text{]}}$$

$$\sigma_{x \max} = 3,62 \left[\frac{\text{kgf}}{\text{mm}^2} \right]$$

3.6.2.5 El Factor de Seguridad, se tiene con la ecuación Ec. (3.4).

$$n = \frac{25,5 \left[\frac{\text{kgf}}{\text{mm}^2} \right]}{3,62 \left[\frac{\text{kgf}}{\text{mm}^2} \right]}$$

$$n = 7$$

Tabla 3.2. Selección del perfil para el brazo de sujeción.

| B [mm] | e [mm] | P [kgf/m] | Ix [cm ⁴] | Mx [kgf-mm] | σx [kgf/mm ²] | n |
|-----------|-----------|-----------------------|--------------------------|----------------|------------------------------|--------|
| 50 | 1,5 | 2,29x10 ⁻³ | 11,06 | 16052,992 | 3,628 | 7,027 |
| 50 | 2 | 3,03x10 ⁻³ | 14,13 | 16204,544 | 2,867 | 8,894 |
| 50 | 3 | 4,48x10 ⁻³ | 21,2 | 16501,504 | 1,945 | 13,104 |

En el anexo A-1, se puede apreciar las propiedades de los perfiles estructurales de sección cuadrado, que se encuentran disponibles en el mercado.

Posteriormente, se presenta los diagramas de fuerza cortante y momento flector para el brazo de sujeción.

3.6.2.6 Diagramas de Fuerza Cortante y Momento Flector.

3.6.2.6.1 Diagrama de Fuerza Cortante.

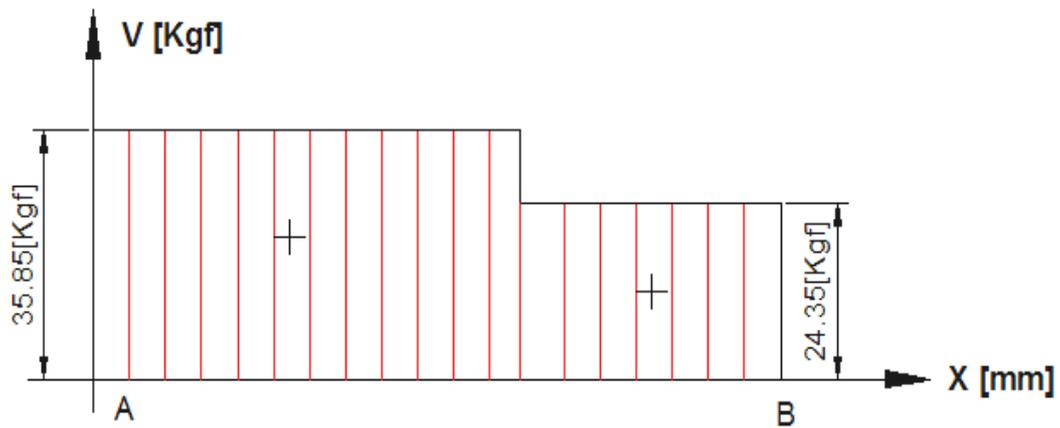


Figura 3.22. Diagrama de Fuerza Cortante.

3.6.2.6.2 Diagrama de Momento Flector.

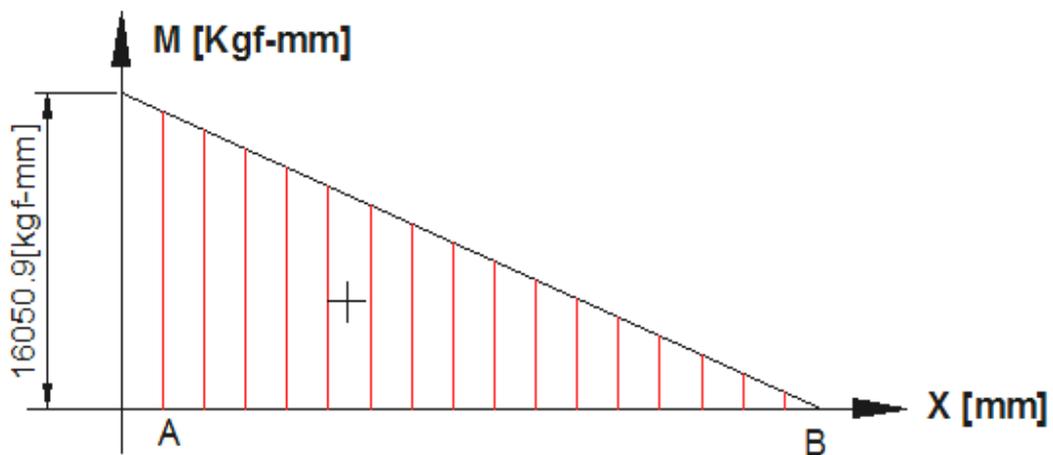


Figura 3.23. Diagrama de Momento Flector.

3.6.2.7 Análisis y Comprobación con Software Autodesk Inventor.

Para comprobar los cálculos, se realiza un análisis utilizando el software AUTODESK INVENTOR PROFESIONAL 2008, para lo cual, se considera el brazo de sujeción, con sus respectivas dimensiones y cargas aplicadas, además el software toma en cuenta el peso propio del perfil. El análisis se realiza tomando en cuenta los datos calculados teóricamente del factor de seguridad y deformación.

Una deformación máxima de: 0,55 [mm]

Un factor de seguridad de: $n_{\min.} = 7$

Peso del material de: $W = 2,328$ [Kg]

3.6.2.7.1 Deformación.

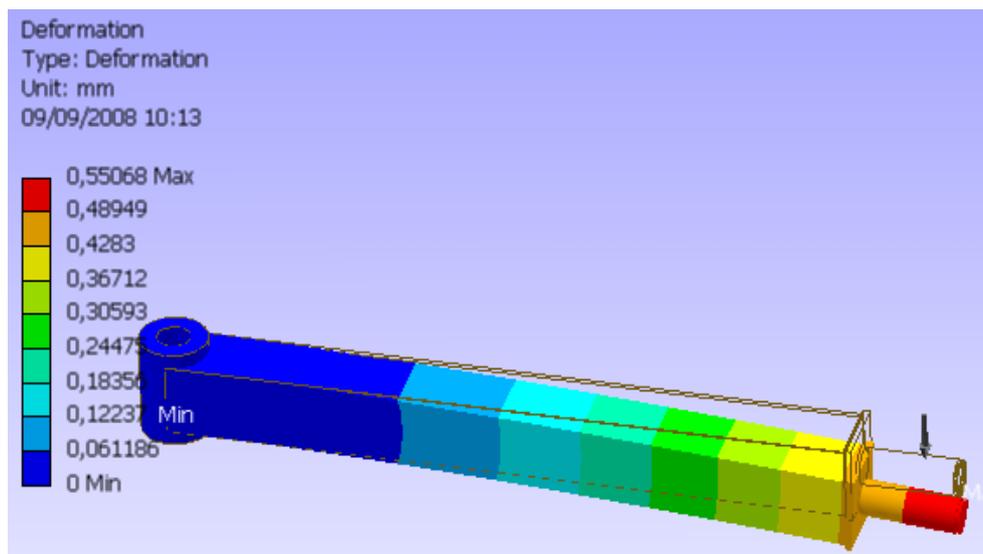


Figura 3.24. Deformación brazo de sujeción.

3.6.2.7.2 Factor de seguridad.

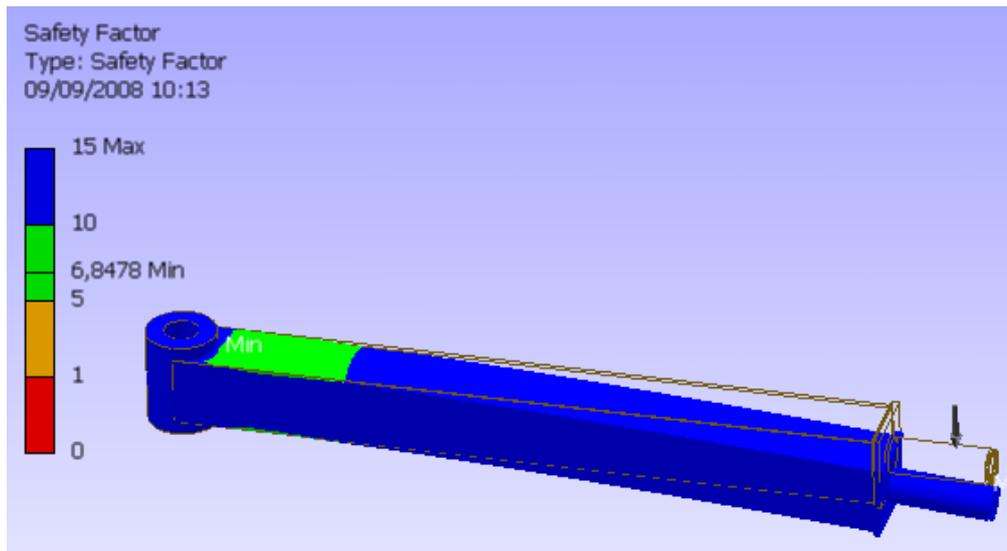


Figura 3.25. Factor de Seguridad brazo de sujeción.

Como se puede apreciar, en las figuras anteriores, la deformación es mínima, y el factor de seguridad, son aproximadamente igual al calculado teórico, su variación se debe a que el programa realiza el cálculo del perfil considerando el alojamiento del pasador, además, las propiedades del material provenientes de la biblioteca del software, por lo cual, se ha seleccionado adecuadamente el perfil.

3.6.3 DISEÑO DE LOS BRAZOS EXTERNOS.

En la figura 3.26 se muestra la disposición de los brazos externos y brazo de sujeción.

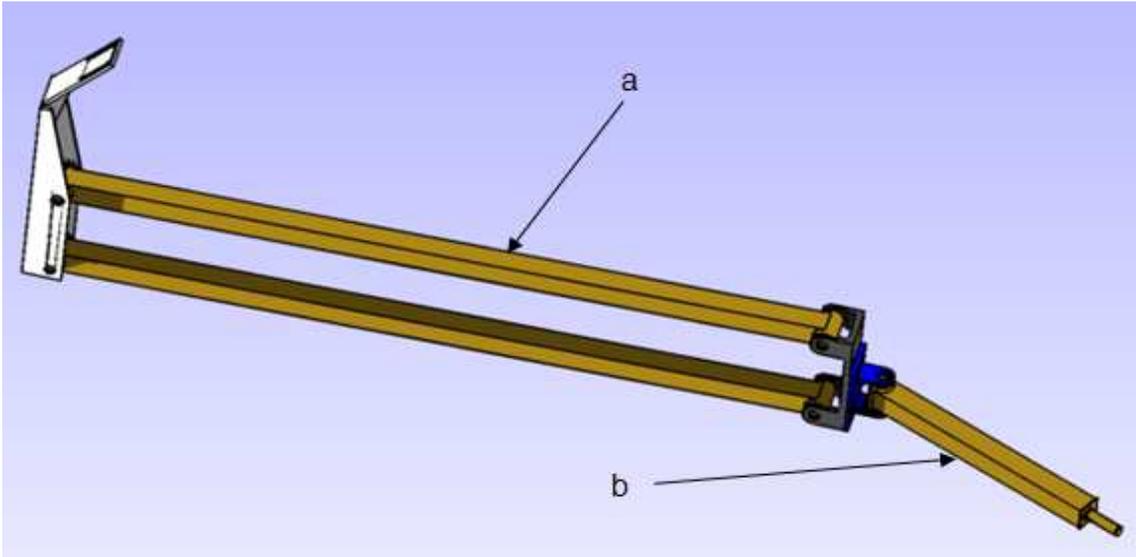


Figura 3.26. a) Brazos externos, b) Brazo de sujeción.

Se tiene los siguientes casos críticos a los que se encuentran sometidos los brazos externos:

Casos críticos para el diseño de los brazos externos.

Los brazos externos se diseñan para dos casos críticos de carga, que se explican a continuación:

1. Flexión máxima
2. Torsión máxima

3.6.3.1 Caso Flexión Máxima

Esto ocurre cuando los brazos externos y el brazo de sujeción se encuentra en la posición horizontal, y en su extremo se soporta la máxima reacción de $R_T = 24,35 [Kgf]$. Además, se toma en cuenta el peso del brazo de sujeción y el peso propio de los brazos externos, como se muestra en la figura 3.27, para el cálculo se toma en consideración como si los brazos externos fueran uno solo.

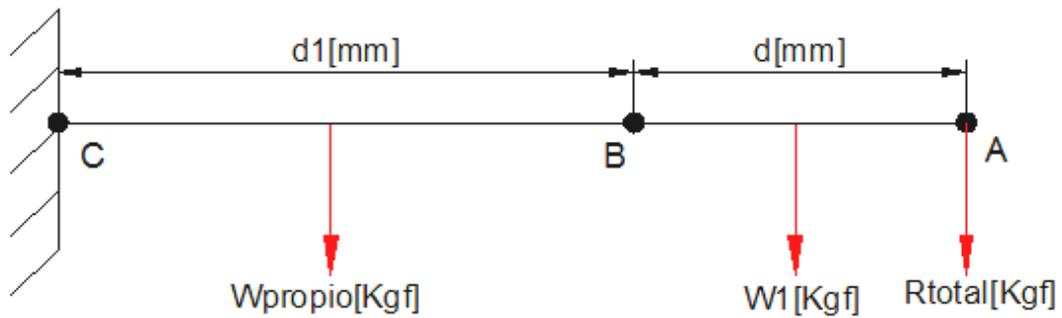


Figura 3.27. Aplicación de las cargas brazo externo.

Se traslada las fuerzas aplicadas en el brazo de sujeción al punto **B** de los brazos externos, se obtiene lo siguiente:

$$R_{total} = 24,35 \text{ [Kgf]}$$

$$W_1 = 2,328 \text{ [Kgf]}$$

$$M = 16052,99 \text{ [Kgf-mm]}$$

Como se puede apreciar en la figura 3.28, la aplicación de las cargas trasladadas al punto **B**, lo cual genera una fuerza total F_{total} y un momento flector M .

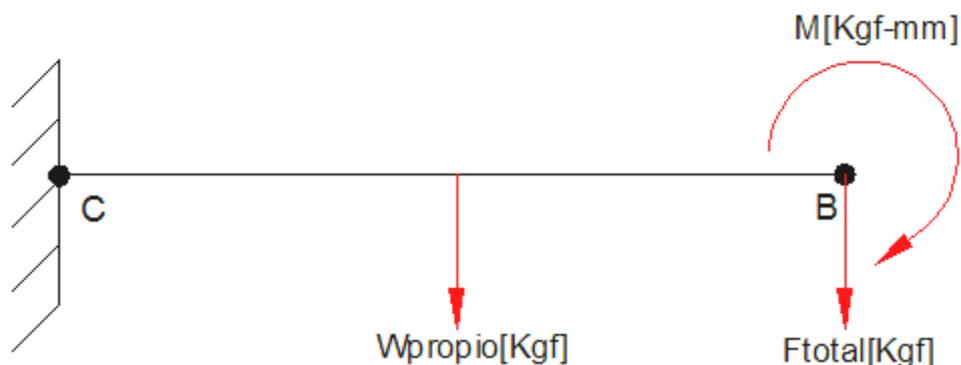


Figura 3.28. Aplicación de cargas en el brazo externo, caso flexión máxima.

Por la geometría, se considera el valor del momento máximo y la fuerza aplicada en cada brazo será dividida para dos.

Datos:

Carga máxima: $F_{total} = (24,35 + 2,328) / 2$ [Kgf] = 13,31 [Kgf]

Distancia máxima al punto B: $d = 1500$ [mm]

Momento flector: $M = 16052,99$ [kgf-mm]

El momento flector máximo se lo obtiene con el peso propio del brazo externo.

$$M = F[\text{Kgf}] * d[\text{mm}] + W_{propio} \left[\frac{\text{Kgf}}{\text{mm}} \right] * \frac{d^2}{2} [\text{mm}^2] \quad \text{Ec. (3.8)}$$

Donde: W_{propio} Es el peso propio del perfil estructural, [Kgf-mm]

Como en el caso anterior, se procede a realizar un proceso iterativo, considerando un perfil estructural que se encuentran disponibles en el mercado, y los resultados se muestra en la tabla 3.4, luego, se analiza si el factor de seguridad es el adecuado.

Se presenta un ejemplo de cálculo de un perfil estructural cuadrado de acero A-36, con las siguientes propiedades y sección transversal como se puede observar en la figura 3.29 y tabla 3.3.

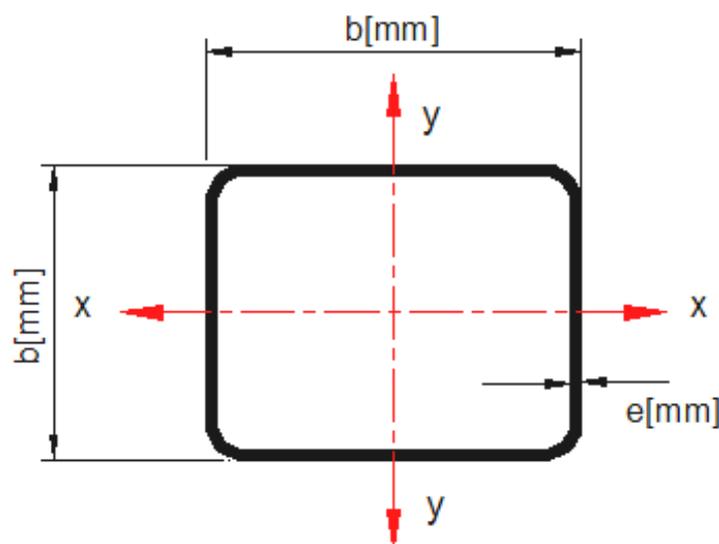


Figura 3.29. Sección transversal de un perfil estructural cuadrado.

Tabla 3.3. Propiedades del perfil 50x50x1.5 [mm].

| | |
|-------|--------------------------------|
| b | 50 [mm] |
| b | 50 [mm] |
| e | 1,5 [mm] |
| I_x | 110600 [mm ⁴] |
| S_y | 25,50 [Kg/mm ²] |
| W | $2,29 \times 10^{-3}$ [kgf/mm] |

3.6.3.1.1 *Fuerza Cortante.*

$$V = 18,006 \text{ [Kgf]}$$

3.6.3.1.2 *El Momento Flector Máximo se obtiene de la ecuación Ec. (3.8).*

$$M_{\text{máx}} = 13,31[\text{kgf}] * 1500[\text{mm}] + 2,29 \times 10^{-3} \left[\frac{\text{kgf}}{\text{mm}} \right] * \frac{1500^2}{2} [\text{mm}^2] \\ + 16052,99 \text{ [kgf} - \text{mm]}$$

$$M_{\text{máx}} = 38594,24 \text{ [kgf} - \text{mm]}$$

3.6.3.1.3 *El Esfuerzo de Flexión Máxima se calcula con la ecuación Ec. (3.3).*

$$\sigma_{x \text{ máx}} = \frac{38594,24 \text{ [kgf} - \text{mm}] * 25[\text{mm}]}{110600[\text{mm}^4]}$$

$$\sigma_{x \text{ máx}} = 8,72 \left[\frac{\text{kgf}}{\text{mm}^2} \right]$$

3.6.3.1.4 Factor de seguridad se obtiene de la ecuación Ec. (3.4).

$$n = \frac{25,5 \left[\frac{\text{kgf}}{\text{mm}^2} \right]}{8,72 \left[\frac{\text{kgf}}{\text{mm}^2} \right]}$$

$$n = 3$$

Tabla 3.4. Selección del perfil para el brazo externo.

| B [mm] | e [mm] | P [kgf/m] | I _x [cm ⁴] | M _x [kgf-mm] | σ _x [kgf/mm ²] | n |
|-----------|-----------|--------------|--------------------------------------|----------------------------|--|------|
| 50 | 1,5 | 2,29 | 11,060 | 38594,240 | 8,720 | 3,00 |
| 50 | 2 | 3,03 | 14,130 | 39426,740 | 6,975 | 3,65 |
| 50 | 3 | 4,48 | 21,200 | 41057,99 | 4,324 | 4,84 |

En el anexo A-1, se puede apreciar las propiedades de los perfiles estructurales cuadrados, que se encuentran disponibles en el mercado.

A continuación, se presenta los diagramas de fuerza cortante y momento flector para el brazo de sujeción.

3.6.3.1.5 Diagramas de Fuerza Cortante y Momento Flector.

3.6.3.1.5.1 Diagrama de Fuerza Cortante.

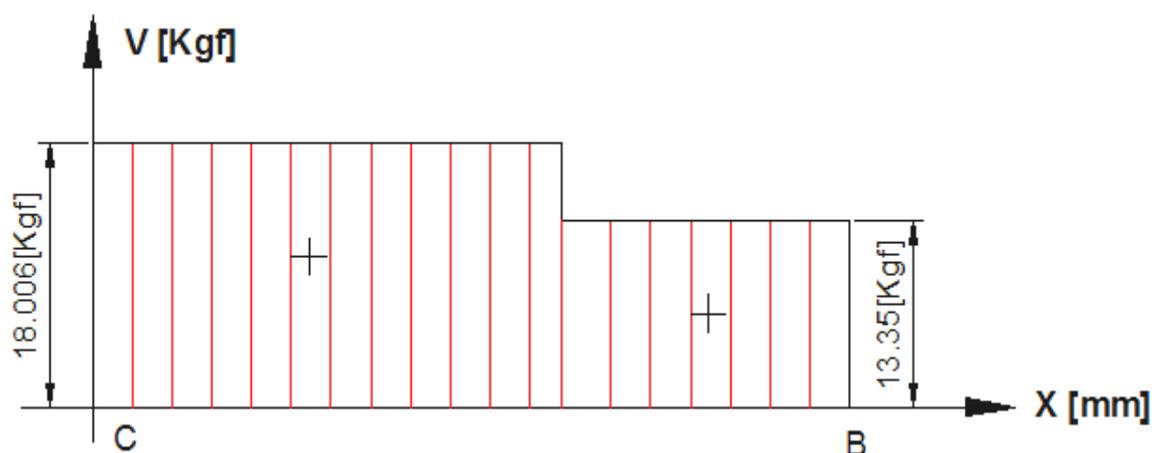


Figura 3.30. Diagrama de fuerza cortante, caso flexión máxima.

3.6.3.1.5.2 *Diagrama de Momento Flector.*

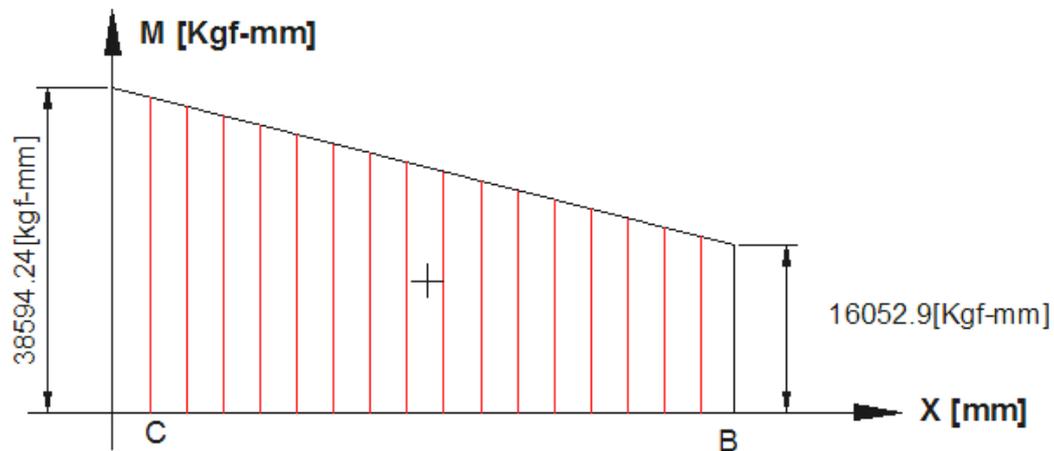


Figura 3.31. Diagrama de momento flector, caso flexión máxima.

3.6.3.1.6 *Análisis y Comprobación con Software Autodesk Inventor.*

Para comprobar los cálculos, se realiza un análisis utilizando el software AUTODESK INVENTOR PROFESIONAL 2008, para lo cual se considera, el brazo de sujeción con sus respectivas dimensiones y cargas aplicadas, además, el software toma en cuenta el peso propio del perfil. El análisis se realiza tomando en consideración los datos calculados teóricamente del factor de seguridad y deformación.

Se comprueba en el software INVENTOR PROFESIONAL 2008, aplicando las cargas establecidas. El programa toma el peso del tubo con los extremos de alojamiento de los pasadores y se obtienen los resultados siguientes:

Una deformación máxima de: **10,649 [mm]**

Un factor de seguridad de: **$n_{\min} = 3,47$**

Peso del material de: **$W = 4,696 \text{ [Kg]}$**

3.6.3.1.6.1 Deformación.

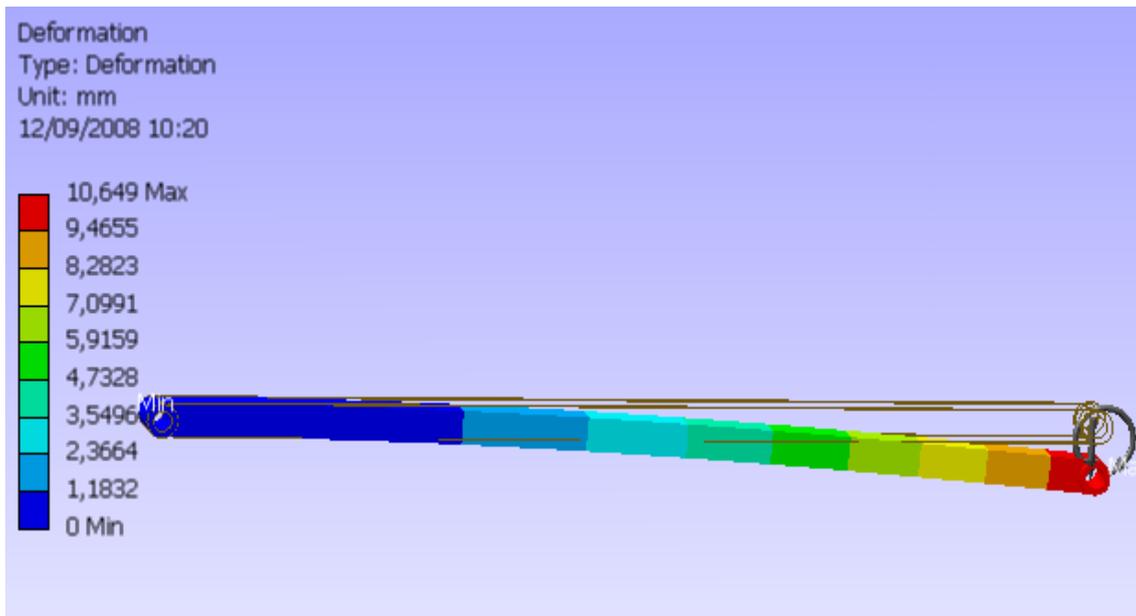


Figura 3.32. Deformación brazo externo, caso flexión máxima.

3.6.3.1.6.2 Factor de seguridad.

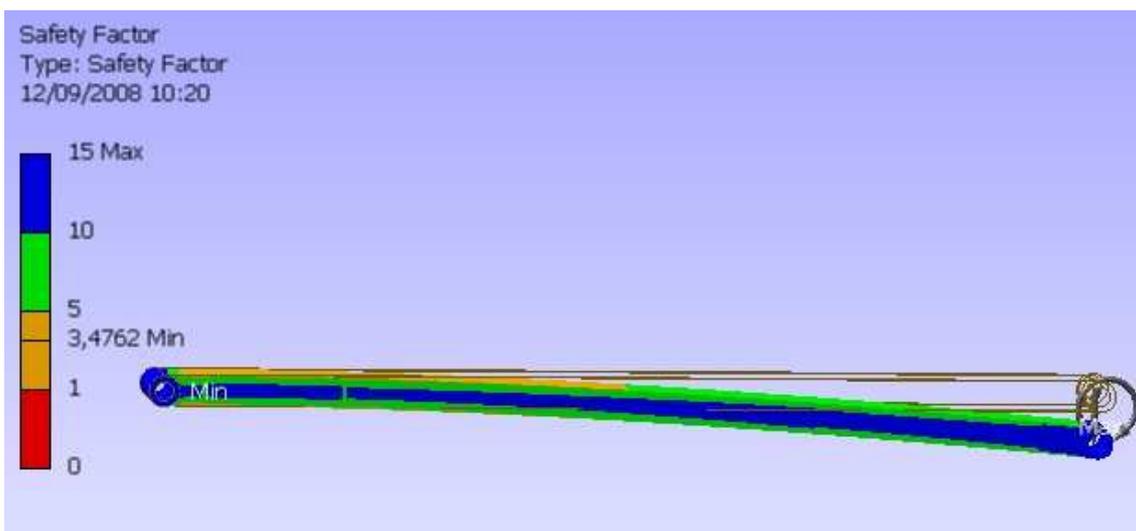


Figura 3.33. Factor de seguridad de brazo externo, caso flexión máxima.

La deformación máxima que se obtiene se reduce considerablemente, debido a, que son dos los brazos externos, por el diseño del prototipo.

3.6.3.2 Torsión Máxima.

La torsión máxima sucede, cuando el brazo externo se encuentra formando un ángulo recto con el brazo de sujeción, como se muestra en la figura 3.34.

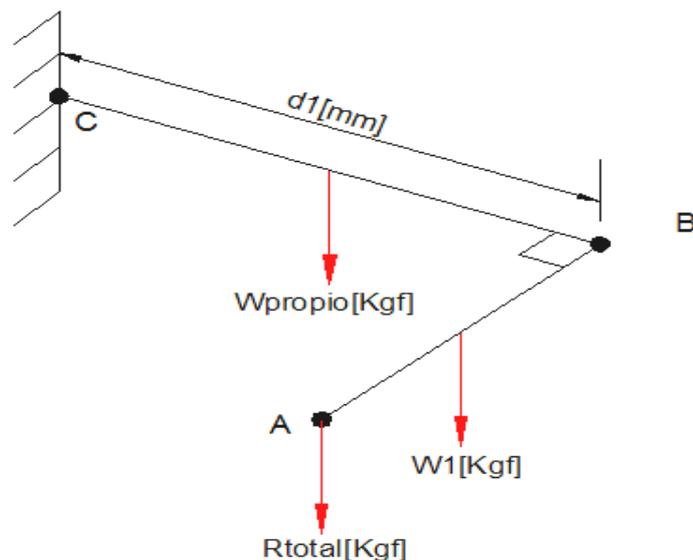


Figura 3.34. Aplicación de las cargas brazo externo.

Para este análisis, se tiene la misma combinación de cargas, y para el cálculo se toma en consideración como si los brazos externos fueran uno solo.

Trasladar las fuerzas aplicadas en el brazo de sujeción al punto B de los brazos externos. En este caso, el brazo de sujeción está sometido a flexión, y el brazo externo soporta, además de la flexión, una torsión máxima, como se indica en la figura 3.35.

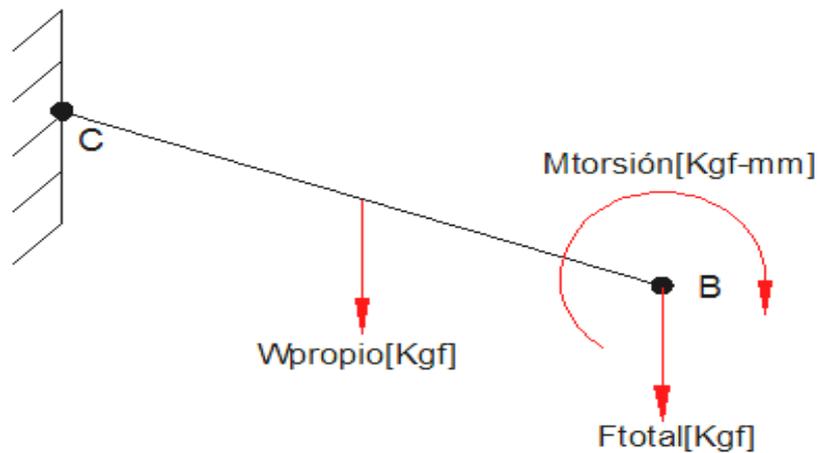


Figura 3.35. Aplicación de cargas en el brazo externo, caso torsión máxima.

Donde:

$$F_{\text{total}} = 13,31 \text{ [Kgf]}$$

$$M_{\text{torsión}} = 16052,99 \text{ [Kgf-mm]}$$

$$d_1 = 1500 \text{ [mm]}$$

3.6.3.2.1 Esfuerzo de Von Mises.

Como se tiene esfuerzos de torsión y flexión combinados, entonces se utiliza la teoría de Von Mises, para lo cual, el esfuerzo se calcula con la siguiente expresión:

$$\sigma' = \sqrt{\sigma_x^2 \left[\frac{\text{Kgf}}{\text{mm}^2} \right] + 3 * \tau^2 \left[\frac{\text{Kgf}}{\text{mm}^2} \right]} \quad \text{Ec. (3.9)}$$

Donde:

- σ' Esfuerzo de Von Mises, [kgf / mm²]
- σ_x Esfuerzo de flexión máxima, [kgf / mm²]
- τ Esfuerzo cortante, [kgf / mm²]

3.6.3.2.2 Esfuerzo Cortante.

El esfuerzo cortante se determina mediante la siguiente ecuación:

$$\tau = \frac{M_T [\text{Kgf-mm}] * r [\text{mm}]}{J [\text{mm}^4]} \quad \text{Ec. (3.10)}$$

Donde: M_T Momento de torsión, [kgf-mm]
 r Radio mínimo de giro, [mm]
 J Segundo momento de inercia, [mm⁴]

3.6.3.2.3 Segundo Momento de Inercia.

El segundo momento de inercia, se calcula de la siguiente expresión:

$$J = I_{XX}[\text{mm}^4] + I_{YY}[\text{mm}^4] \quad \text{Ec. (3.11)}$$

Donde: I_{XX} = momento polar de inercia, eje xx, [mm⁴]
 I_{YY} = momento polar de inercia, eje yy, [mm⁴]

3.6.3.2.4 El Momento Flector Máximo.

El momento flector máximo se obtiene de la siguiente expresión:

$$M = F[\text{Kgf}] * d_1[\text{mm}] + W_{\text{propio}} \left[\frac{\text{Kgf}}{\text{mm}} \right] * \frac{d_1^2}{2} [\text{mm}^2] \quad \text{Ec. (3.12)}$$

Donde: W_{propio} Es el peso propio del perfil estructural, [Kgf-mm]
 Distancia máxima al punto B: $d_1 = 1500$ [mm]

Se realiza el mismo proceso iterativo, como se realizó anteriormente, y los resultados se muestra en la tabla 3.5.

3.6.3.2.5 El momento de flexión máxima, se calcula con la ecuación Ec. (3.12).

$$M = 13,31[\text{kgf}] * 1500[\text{mm}] + 2,29 \times 10^{-3} \left[\frac{\text{kgf}}{\text{mm}} \right] * \frac{1500}{2} [\text{mm}]$$

$$M_{\text{máx}} = 22541,25 [\text{kgf} - \text{mm}]$$

3.6.3.2.6 El Esfuerzo de Flexión Máxima se obtiene de la ecuación Ec. (3.3).

$$\sigma_{x \text{ máx}} = \frac{22541,25 [\text{kgf} - \text{mm}] * 25 [\text{mm}]}{110600 [\text{mm}^4]}$$

$$\sigma_{x \text{ máx}} = 5,1 \left[\frac{\text{kgf}}{\text{mm}^2} \right]$$

El segundo momento de inercia, se calcula de la ecuación Ec. (3.11).

$$J = 110600 [\text{mm}^4] + 110600 [\text{mm}^4]$$

$$J = 221200 [\text{mm}^4]$$

3.6.3.2.7 Esfuerzo Cortante, se calcula de la ecuación Ec. (3.10).

$$\tau = \frac{16052,99 [\text{Kgf} - \text{mm}] * 19,7 [\text{mm}]}{221200 [\text{mm}^4]}$$

$$\tau = 1,429 \left[\frac{\text{Kgf}}{\text{mm}^2} \right]$$

3.6.3.2.8 Esfuerzo de Von Mises, se determina con la ecuación Ec. (3.9).

$$\sigma' = \sqrt{(5,1)^2 \left[\frac{\text{Kgf}}{\text{mm}^2} \right]^2 + 3 * (1,429)^2 \left[\frac{\text{Kgf}}{\text{mm}^2} \right]^2}$$

$$\sigma' = 5,66 \left[\frac{\text{Kgf}}{\text{mm}^2} \right]$$

3.6.3.2.9 Factor de seguridad, se obtiene de la ecuación Ec. (3.4).

$$n = \frac{25,25 \left[\frac{\text{Kgf}}{\text{mm}^2} \right]}{5,67 \left[\frac{\text{Kgf}}{\text{mm}^2} \right]}$$

$$n = 4,49$$

Tabla 3.5. Selección del perfil para el brazo externo, caso torsión máxima.

| b [mm] | e [mm] | P [kgf/mm] | J [mm ⁴] | Mx [kgf-mm] | σ_x [kgf/mm ²] | τ [kgf/mm ²] | σ' [kgf/mm ²] | n |
|-----------|-----------|-----------------------|-------------------------|----------------|--------------------------------------|----------------------------------|-------------------------------------|-------|
| 50 | 1,5 | $2,29 \times 10^{-3}$ | 22,120 | 22541,25 | 5,1 | 1,429 | 5,66 | 4,491 |
| 50 | 2 | $3,03 \times 10^{-3}$ | 28,260 | 2340,075 | 414,026 | 81,131 | 437,223 | 5,832 |
| 50 | 3 | $4,48 \times 10^{-3}$ | 42,400 | 2503,200 | 295,188 | 54,074 | 309,691 | 8,234 |

Posteriormente, se presenta los diagramas de fuerza cortante y momento flector para el brazo de sujeción.

3.6.3.2.10 Diagramas de fuerza cortante y momento flector.

3.6.3.2.10.1 Fuerza cortante.

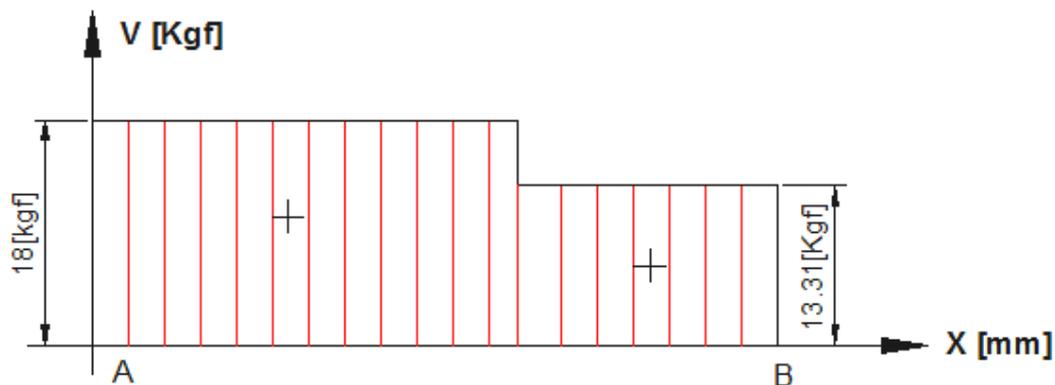


Figura 3.36. Diagrama de fuerza cortante, caso torsión.

3.6.3.2.10.2 Momento flector y de torsión.

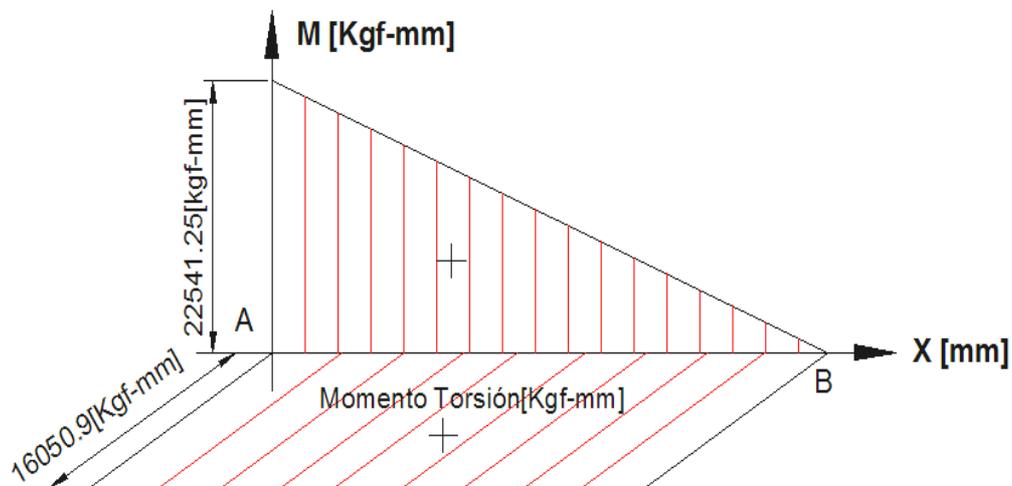


Figura 3.37. Diagrama de momento flector y de torsión, caso de torsión.

3.6.3.2.11 Análisis y Comprobación con Software Autodesk Inventor.

Para comprobar los cálculos, se realiza un análisis utilizando el software AUTODESK INVENTOR PROFESIONAL 2008, aplicando las cargas establecidas y se obtiene los resultados. Se debe considerar que el software toma el peso del perfil con los extremos de alojamiento de los pasadores y se obtienen los siguientes resultados:

Una deformación máxima de: 5,61[mm]

Un factor de seguridad de: $n_{\text{mín.}} = 4,41$

3.6.3.2.11.1 Deformación.

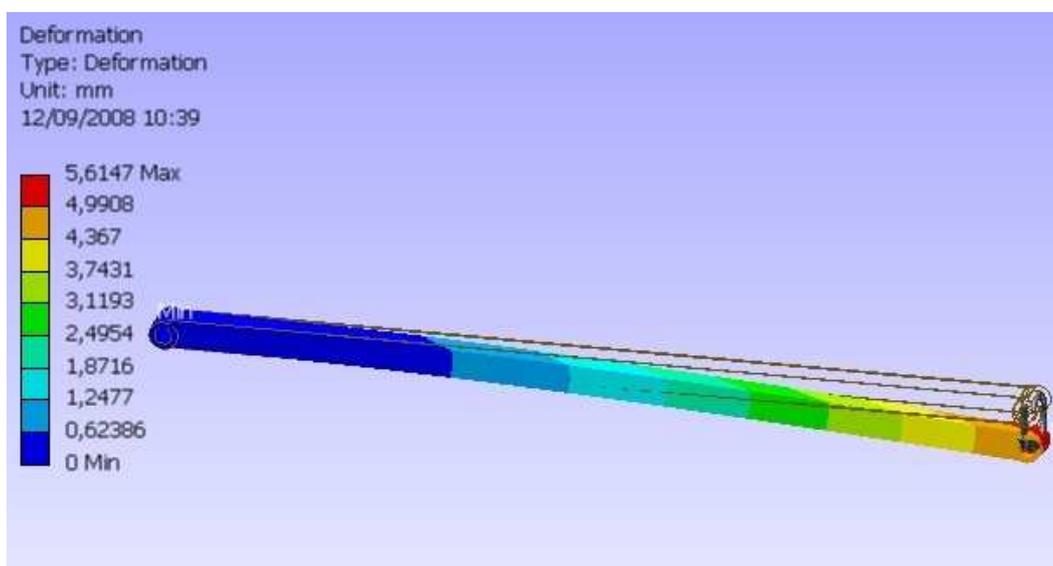


Figura 3.38. Deformación de brazo externo, caso de torsión.

3.6.3.2.11.2 Factor de Seguridad

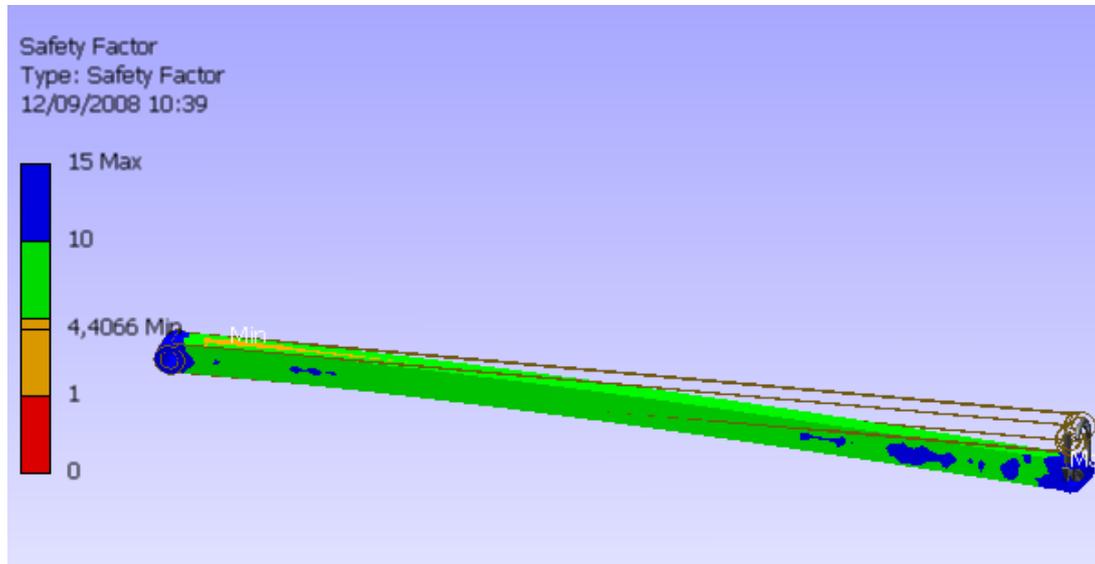


Figura 3.39. Factor de Seguridad brazo externo, caso torsión máxima.

Con los datos obtenidos, se puede concluir que, se tiene mayor seguridad en este caso de torsión máxima, y se puede decir que están bien seleccionados los perfiles.

3.6.4 DISEÑO DE PLACA ARTICULACIÓN BRAZO SUJECCIÓN.

El diseño de este elemento es muy importante debido a que, provee de movimiento horizontal al brazo de sujeción. En la figura 3.40, se muestra la disposición de la placa articulación brazo de sujeción.

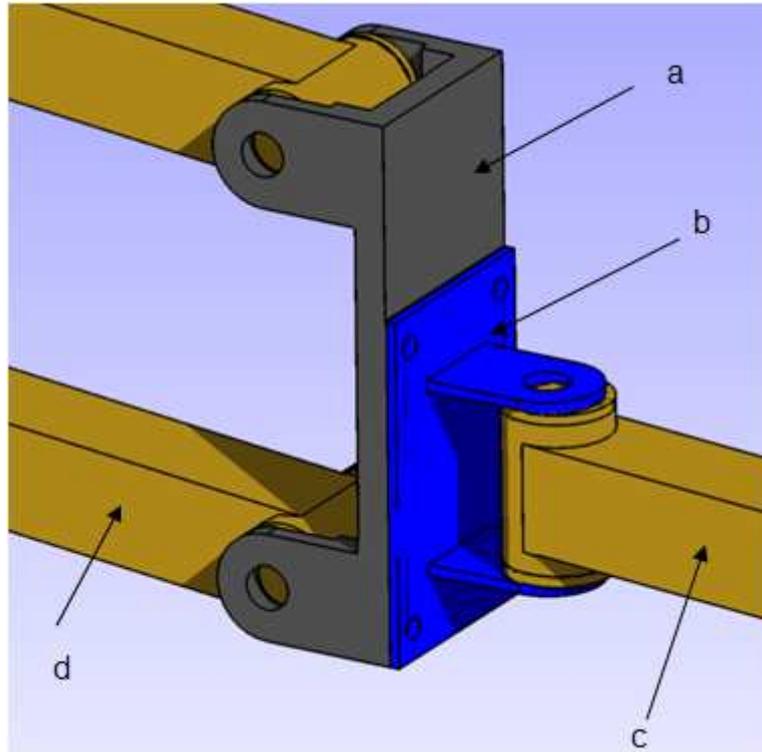


Figura 3.40. a) Placa soporte con articulación de brazo externo, b) Placa articulación de brazo sujeción, c) Brazo de sujeción, d) Brazos externos.

El cálculo se vuelve complicado por su geometría y por la disposición de las cargas. Por este motivo, se ha hecho el análisis usando el Software INVENTOR PROFESIONAL 2008.

Las restricciones consideradas para el análisis son la fijación de los agujeros de placa.

3.6.4.1 Disposición de las Cargas.

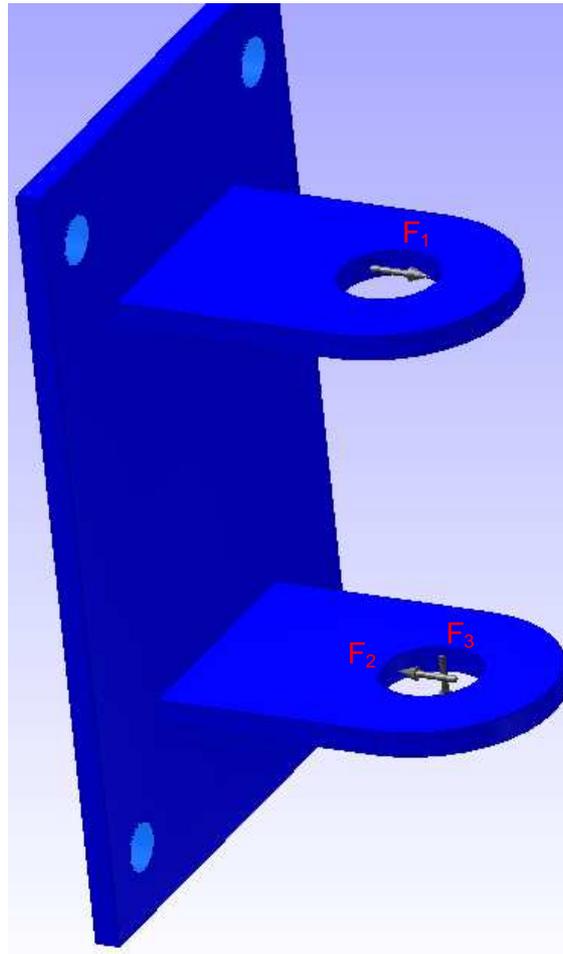


Figura 3.41. Disposición de cargas.

La disposición de las cargas aplicadas se muestra en la figura 3.41, y son las siguientes:

F_1 : Es la fuerza que se genera debido al momento flector máximo de 16.052,99 [kg-mm]. Esta fuerza superficial es de 200,66 [kgf] y se encuentra distribuida en la zona de contacto superior del pasador. El sentido es hacia el brazo sujetador.

F_2 : Fuerza superficial de 200,66 [kgf] y se encuentra distribuida en la zona de contacto inferior del pasador. El sentido es contrario al brazo sujetador.

F_3 : Fuerza superficial de 26,678 [kgf] que se genera debido al contacto superficial en la zona inferior con el bocín.

3.6.4.2 Análisis y Comprobación con Software Autodesk Inventor.

Con las restricciones y fuerzas anteriormente descritas, el software da los siguientes resultados:

Una deformación máxima de: $9,09 \times 10^{-2}$ [mm]

Un factor de seguridad de: $n_{min} = 3,6$

Peso del material de: $W = 1,014$ [Kg]

3.6.4.2.1 Deformación.

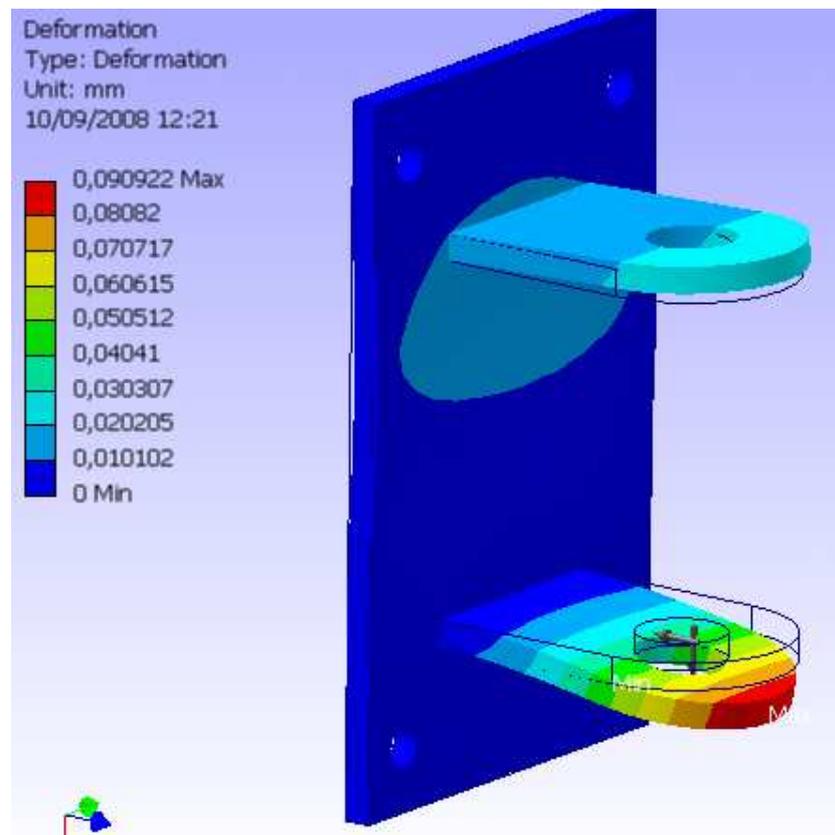


Figura 3.42. Deformación de placa articulación brazo sujeción.

3.6.4.2.2 Factor de Seguridad.

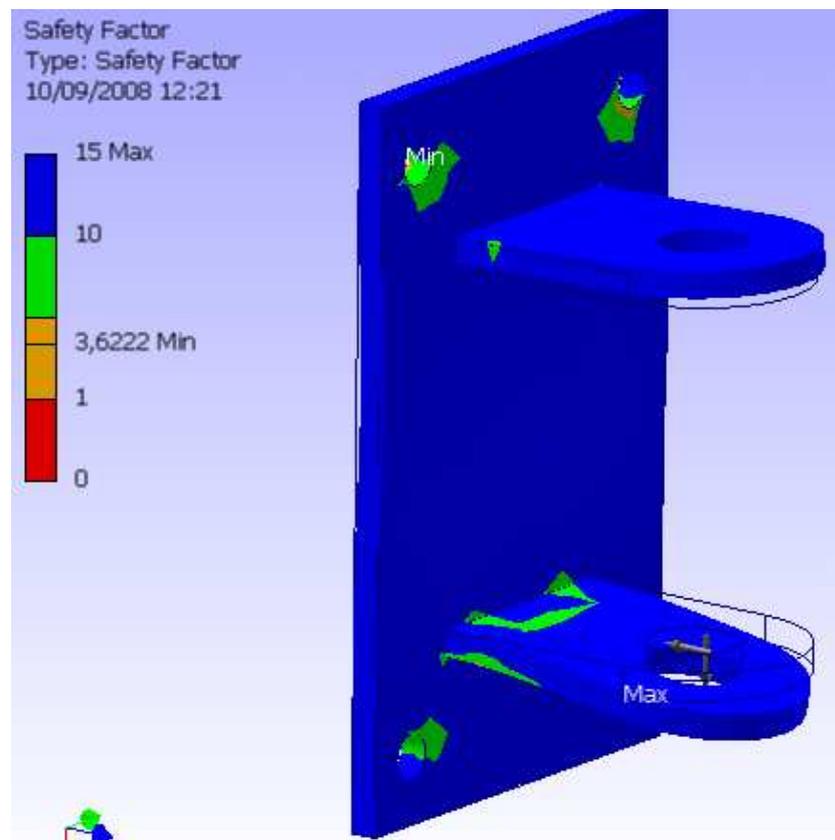


Figura 3.43. Factor de seguridad de placa articulación de brazo sujeción.

El análisis de todos estos parámetros permite concluir que, la geometría considerada del elemento, cumple con los requerimientos deseados en el diseño.

3.6.5 DISEÑO DE PLACA SOPORTE CON ARTICULACIÓN DE BRAZO EXTERNO.

El diseño de este elemento es muy importante debido a que, permite el movimiento vertical al brazo de sujeción. Su localización dentro del dispositivo se puede apreciar en la Figura 3.40.

El cálculo se vuelve complicado, por su geometría, y por la disposición de las cargas. Por este motivo, se ha hecho el análisis utilizando el software INVENTOR PROFESIONAL 2008.

3.6.5.1 Disposición de las Cargas.

Las restricciones consideradas para el análisis, son la fijación de los agujeros roscados de la placa.

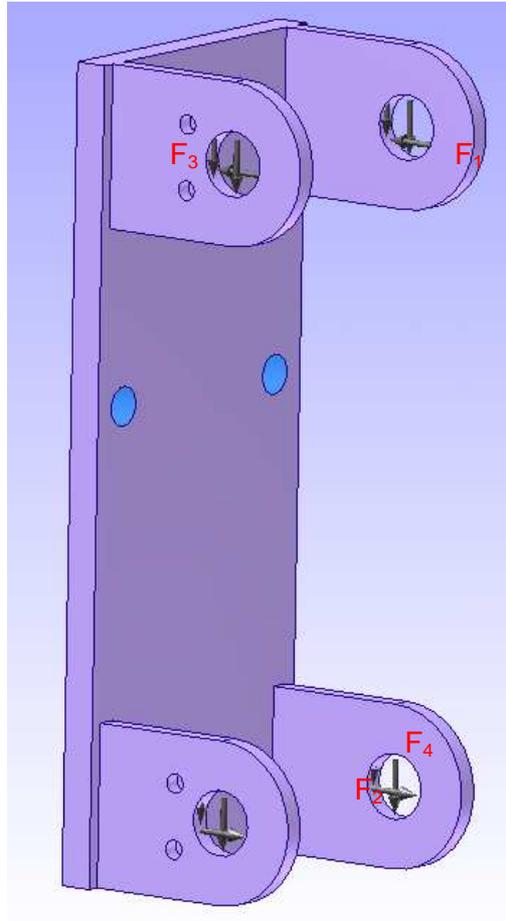


Figura 3.44. Disposición de cargas, placa soporte con articulación de brazo externo.

Las cargas aplicadas se muestra en la figura 3.46 y son las siguientes:

F_1 : Es la fuerza que se genera debido al momento flector máximo de 16.052,99 [kg-mm]. Esta fuerza superficial es de 80,26 [kgf] y se encuentra distribuida en la zona superior de contacto del pasador. El sentido es contrario a los brazos exteriores.

F_2 : Fuerza superficial de 80,26 [kgf] y se encuentra distribuida en la zona inferior de contacto de otro pasador. El sentido es hacia los brazos exteriores.

F₃: Fuerza superficial de 6,92 [kgf] que se genera debido al contacto superficial en cada uno de los agujeros de los pasadores.

F₄: Fuerza superficial de 2,35 [kgf] que se genera debido al contacto superficial en cada uno de los agujeros de los pasadores.

3.6.5.2 Análisis y Comprobación con Software Autodesk Inventor.

Con las restricciones y fuerzas anteriormente descritas, el software da los siguientes resultados:

Una deformación máxima de: $25,1 \times 10^{-2}$ [mm]

Un factor de seguridad de: $n_{\text{mín.}} = 3,205$

Peso del material de: $W = 2,47$ [Kg]

3.6.5.2.1 Deformación.

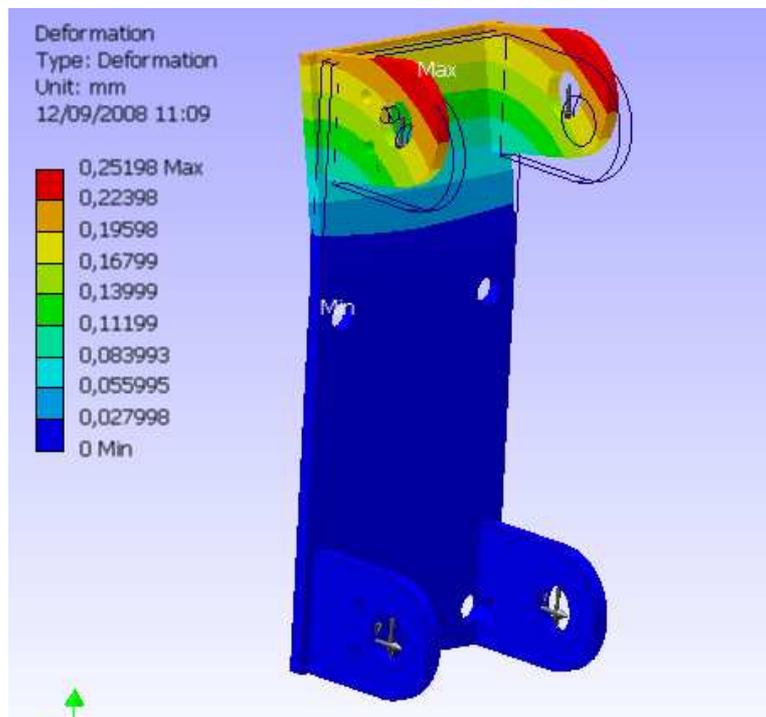


Figura 3.45. Deformación, placa soporte con articulación de brazo externo

3.6.5.2.2 Factor de seguridad

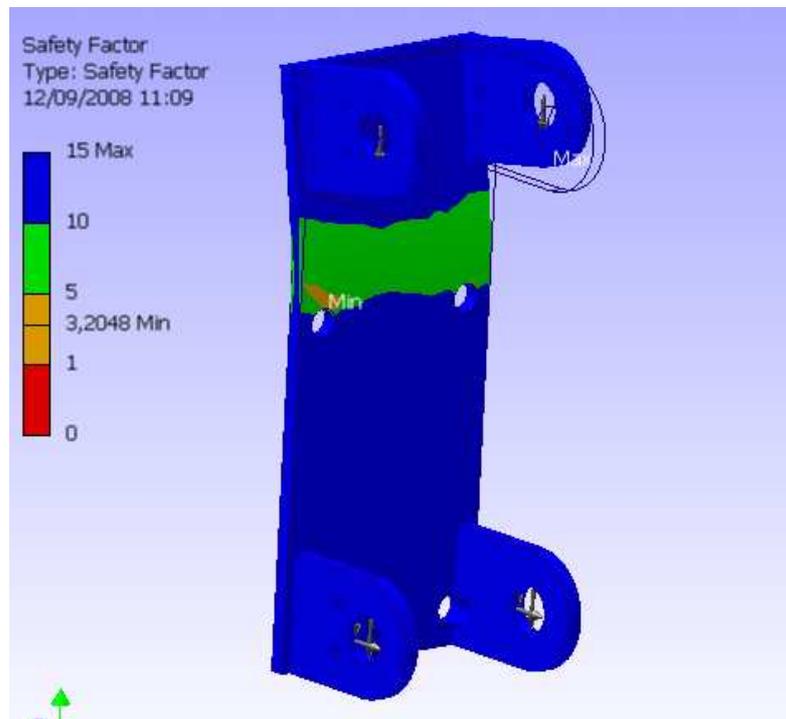


Figura 3.46. Factor de seguridad, placa soporte con articulación de brazo externo.

El análisis de todos estos parámetros, permite concluir que la geometría considerada del elemento, cumple con los requerimientos deseados en el diseño.

3.6.6 DISEÑO DE PLACA SOPORTE CILINDRO HIDRÁULICO Y BRAZOS EXTERNOS.

El diseño de este elemento es muy importante, debido a que, permite el movimiento vertical de los brazos externos, y además sostiene al cilindro neumático.

El cálculo se vuelve complicado, por su geometría y por la disposición de las cargas. Por este motivo, se ha hecho el análisis utilizando el Software INVENTOR PROFESIONAL 2008.

3.6.6.1 Disposición de las Cargas.

Las restricciones consideradas para el análisis, son la fijación de los agujeros posteriores de la placa.

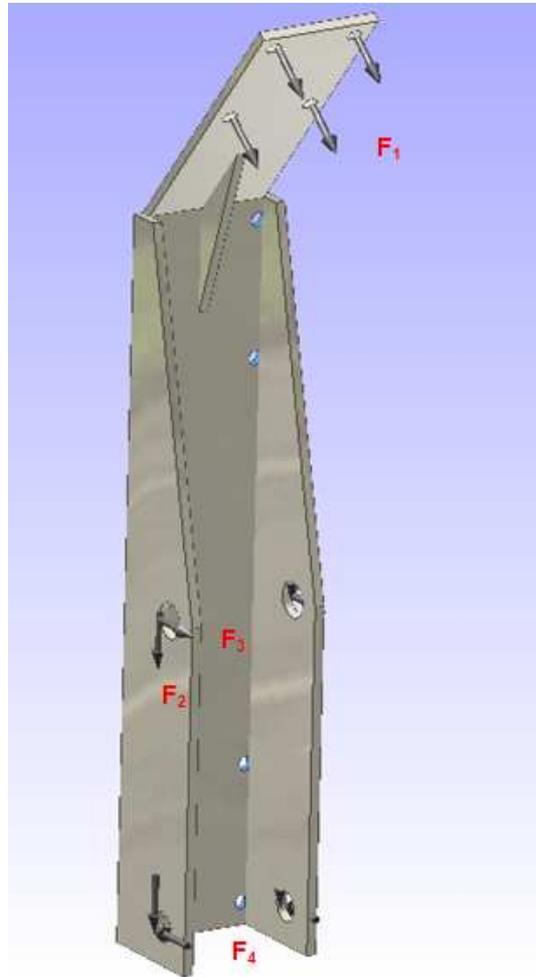


Figura 3.47. Disposición de cargas, placa soporte de cilindro neumático y brazos externos.

Las cargas aplicadas se muestran en la figura 3.47, y son las siguientes:

F_1 : Es la fuerza que se genera como componente del peso total de los elementos anteriormente diseñados. Esta fuerza es de 15,71 [kgf] y se encuentra en cada uno de los cuatro agujeros.

F_2 : Fuerza superficial de 9,88 [kgf] que se genera debido al contacto superficial en cada uno de los agujeros de los pasadores.

F₃: Es la fuerza que se genera debido al momento de 68.586,4 [kg-mm]. Esta fuerza superficial es de 342,94 [kgf] y se encuentra distribuida en la zona superior de contacto del pasador. El sentido es a los brazos exteriores.

F₄: Fuerza superficial de 342,94 [kgf] y se encuentra distribuida en la zona inferior de contacto de otro pasador. El sentido es contrario los brazos exteriores.

3.6.6.2 Análisis y Comprobación con Software Autodesk Inventor.

Con las restricciones y fuerzas anteriormente descritas, el software da los siguientes resultados:

Una deformación máxima de: $45,38 \times 10^{-2}$ [mm]

Un factor de seguridad de: $n_{min} = 4,68$

Peso del material de: $W = 5,24$ [Kg]

3.6.6.2.1 Deformación.

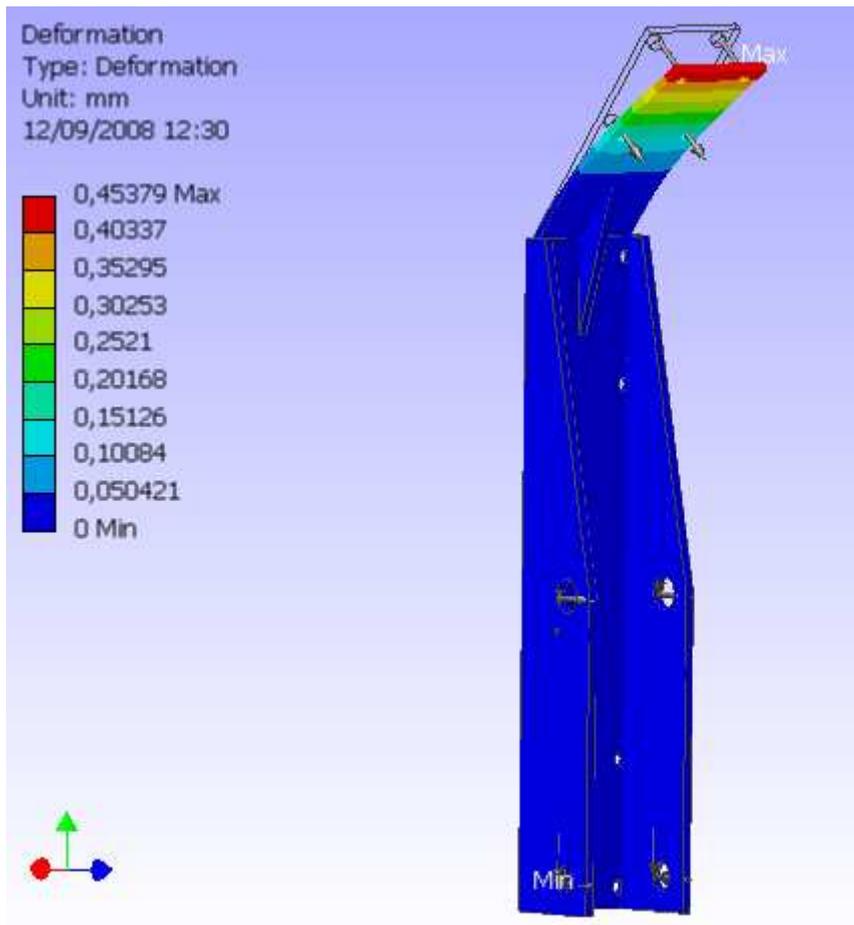


Figura 3.48. Deformación, placa soporte de cilindro neumático y brazos externos.

3.6.6.2.2 Factor de Seguridad.

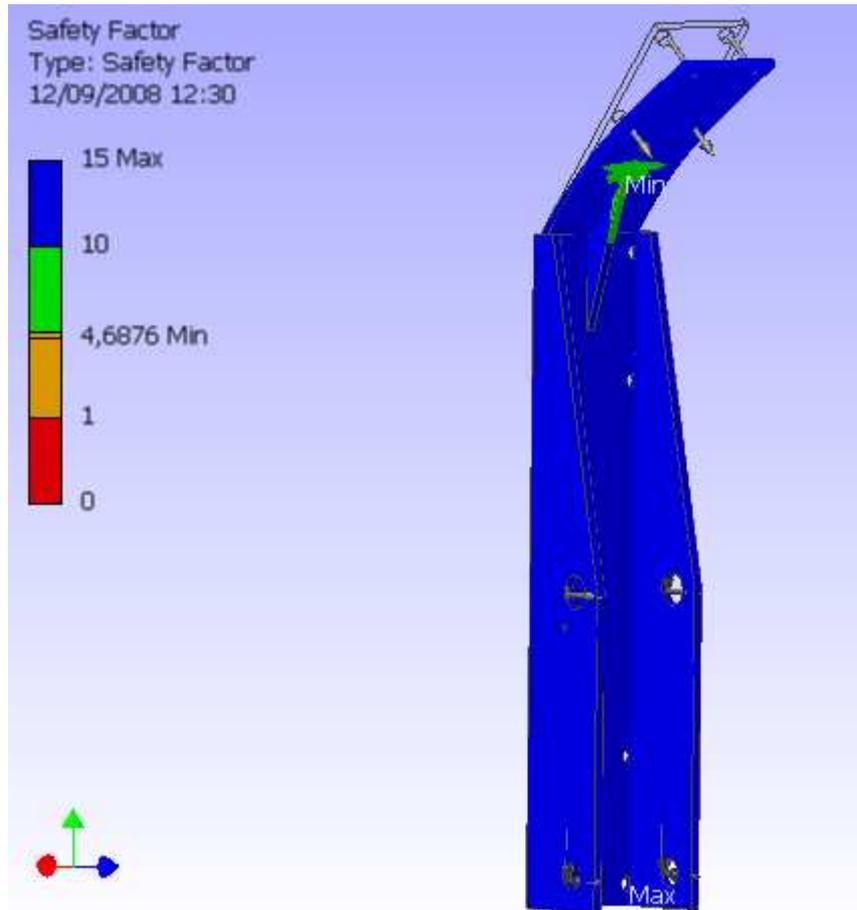


Figura 3.49. Factor de seguridad, placa soporte de cilindro neumático y brazos externos.

El análisis de todos estos parámetros permite concluir que, la geometría considerada del elemento, cumple con los requerimientos deseados en el diseño.

3.6.7 DISEÑO DE ARTICULACIONES EXTERNAS.

Su ubicación dentro del prototipo se puede observar en la figura 3.50.

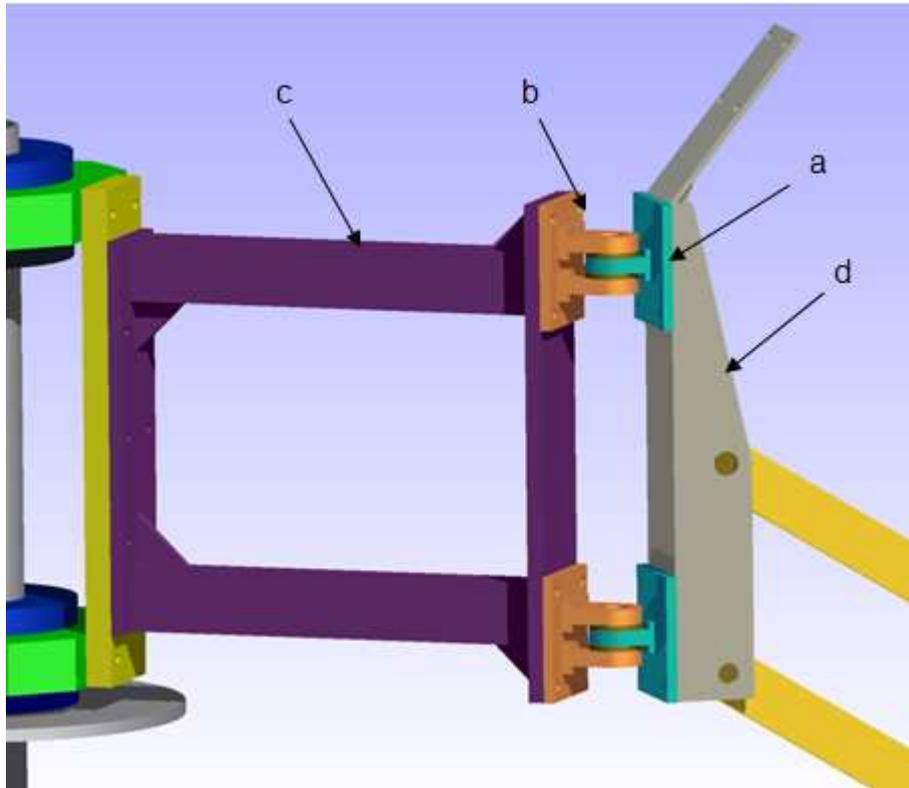


Figura 3.50. a) Articulación externa, b) Articulación interna, c) Brazo externo, d) placa soporte de cilindro neumático y brazos externos.

El diseño de este elemento es importante debido a que, es una articulación de movimiento horizontal. La articulación está unida a través de pernos a la placa soporte cilindro hidráulico y brazos externos.

El cálculo se vuelve complicado, por su geometría y por la disposición de las cargas. Por este motivo se ha hecho el análisis utilizando el Software AUTODESK INVENTOR PROFESIONAL 2008.

3.6.7.1 Disposición de las Cargas.

Las restricciones consideradas para el análisis son la fijación de los agujeros de la placa.

El ejemplo de cálculo se realiza para la articulación externa más crítica, que es la inferior, como se muestra en la figura 3.51.

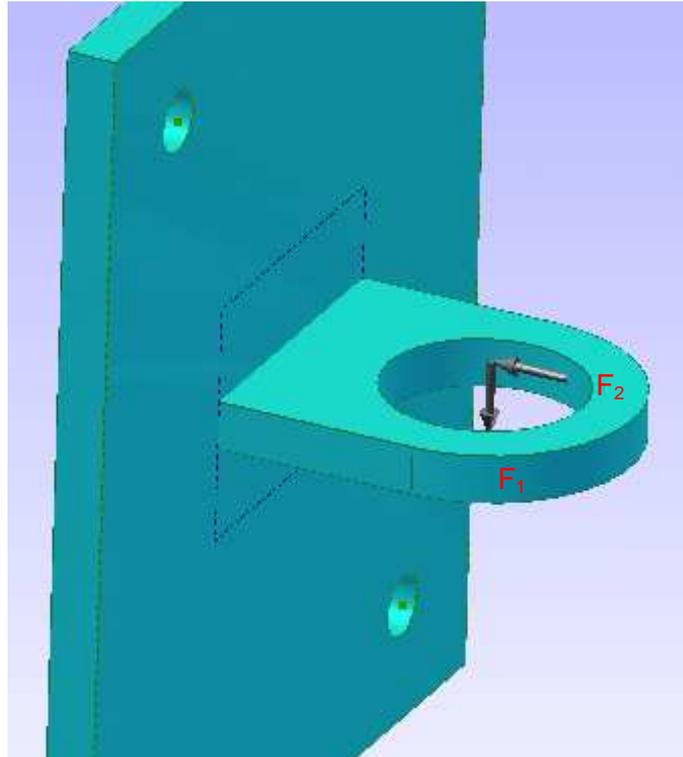


Figura 3.51. Disposición de cargas, articulación externa.

Las cargas aplicadas se muestran en la figura 3.53 y son las siguientes:

F_1 : Fuerza superficial de 44,77 [kgf] que se genera debido al contacto superficial en la zona inferior con el bocín.

F_2 : Es la fuerza que se genera debido al momento flector máximo de 68.586,4 [kg-mm]. Esta fuerza superficial es de 193,2 [kgf] y se encuentra distribuida en la zona de contacto del pasador. El sentido es hacia la placa.

3.6.7.2 Análisis y Comprobación con Software Autodesk Inventor.

Con las restricciones y fuerzas anteriormente descritas, el software da los siguientes resultados:

Una deformación máxima de: $7,29 \times 10^{-2}$ [mm]

Un factor de seguridad de: $n_{\text{mín.}} = 2,89$

Peso del material de: $W = 0,60$ [Kg]

3.6.7.2.1 Deformación

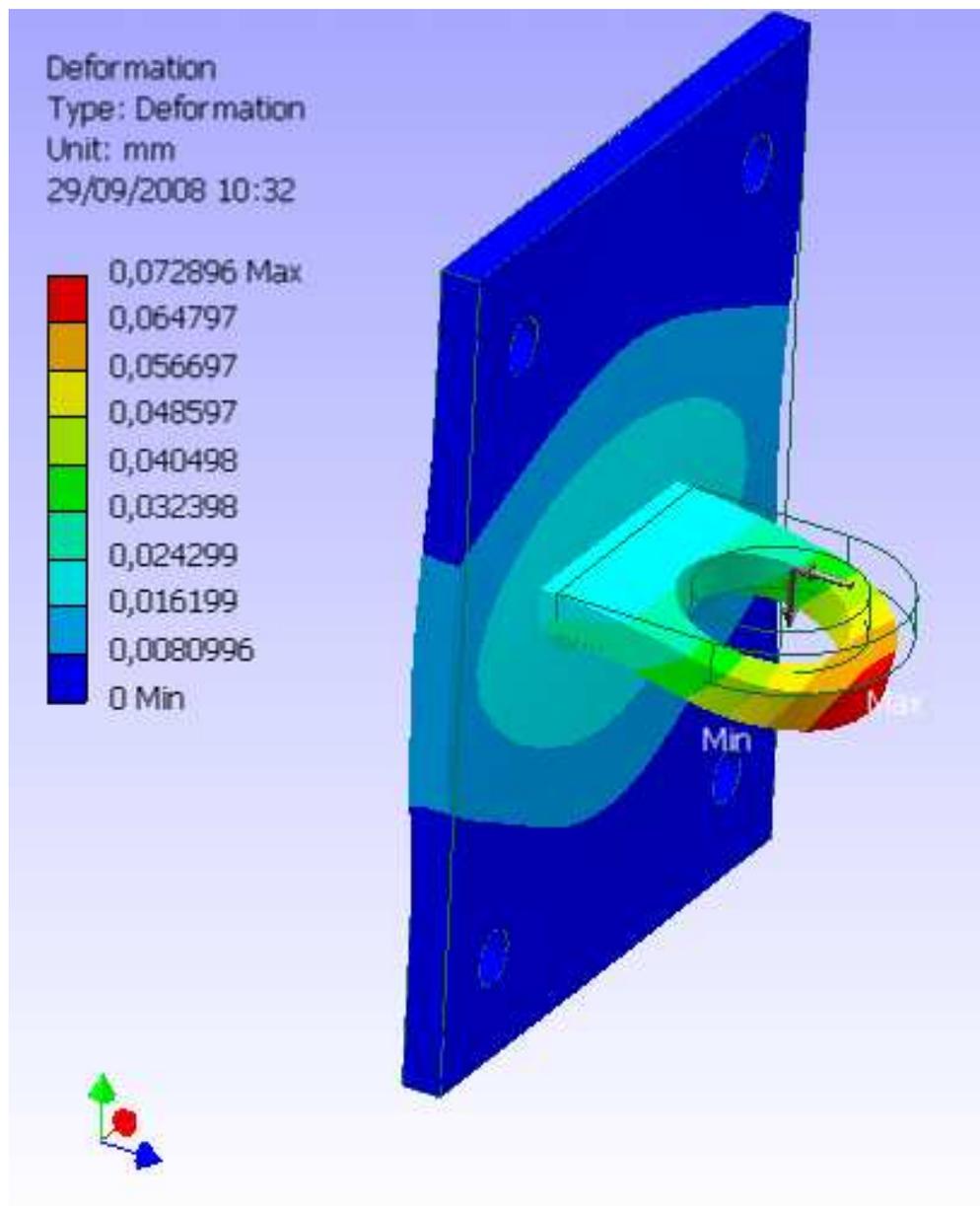


Figura 3.52. Deformación, articulación externa.

3.6.7.2.2 Factor de Seguridad.

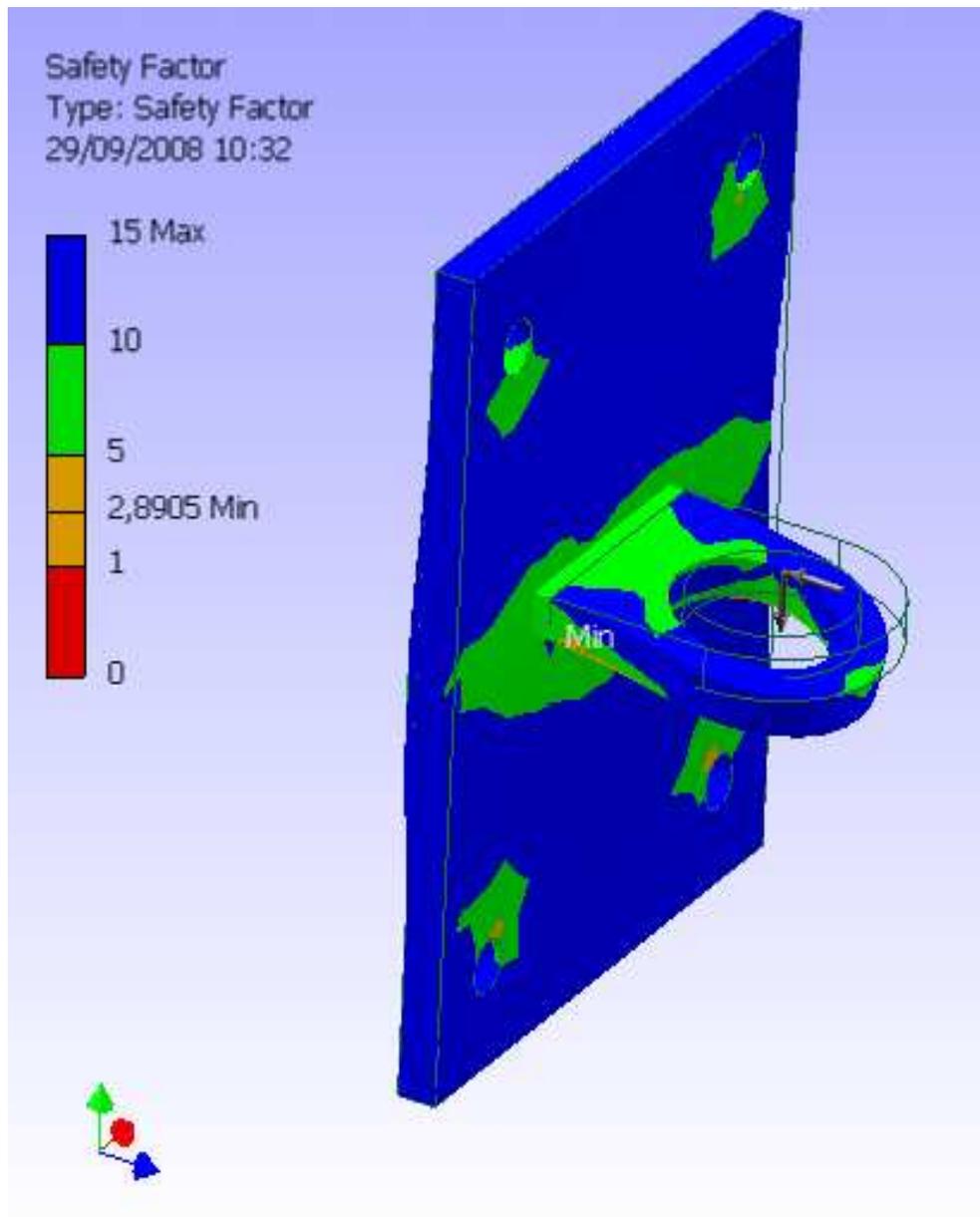


Figura 3.53. Factor de seguridad, Articulación externa.

El análisis de todos estos parámetros, permite concluir que la geometría considerada del elemento, cumple con los requerimientos deseados en el diseño, ya que se encuentra en los factores de seguridad permitidos para el diseño de máquinas establecidas.

3.6.8 DISEÑO DE ARTICULACIONES INTERNAS.

El diseño de este elemento, es importante debido a que, es una articulación que provee movimiento horizontal. La articulación está unida a través de pernos a los brazos internos, como se observa en la figura 3.50.

El cálculo se vuelve complicado, por su geometría y por la disposición de las cargas. Por este motivo se ha hecho el análisis utilizando el software Autodesk INVENTOR PROFESIONAL 2008.

3.6.8.1 Disposición de las Cargas.

Las restricciones consideradas para el análisis, son la fijación de los agujeros de la placa.

El ejemplo de cálculo se realiza para la articulación externa más crítica, que es la inferior, como se muestra en la figura 3.54.

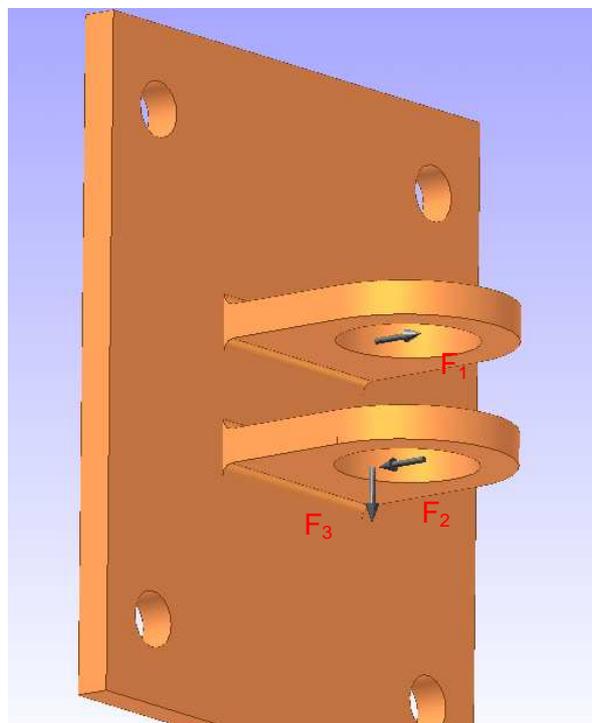


Figura 3. 54. Disposición de cargas, Articulación interna.

Las cargas aplicadas se muestra en la figura 3.54 y son las siguientes:

F_1 : Es la fuerza que se genera debido al momento flector máximo de 68.586,4 [kg-mm]. Esta fuerza superficial es de 96,6 [kgf] y se encuentra distribuida en la zona de contacto superior del pasador. El sentido es hacia la articulación externa.

F_2 : Fuerza superficial de 96,6 [kgf] y se encuentra distribuida en la zona de contacto inferior del pasador. El sentido es contrario a la articulación externa.

F_3 : Fuerza superficial de 47,77 [kgf] que se genera debido al contacto superficial en la zona inferior con el bocín.

3.6.8.2 Análisis y Comprobación con Software Autodesk Inventor.

Con las restricciones y fuerzas anteriormente descritas, el software da los siguientes resultados:

Una deformación máxima de: $6,67 \times 10^{-2}$ [mm]

Un factor de seguridad de: $n_{min} = 3,45$

Peso del material de: $W = 0,648$ [Kg]

3.6.8.2.1 Deformación

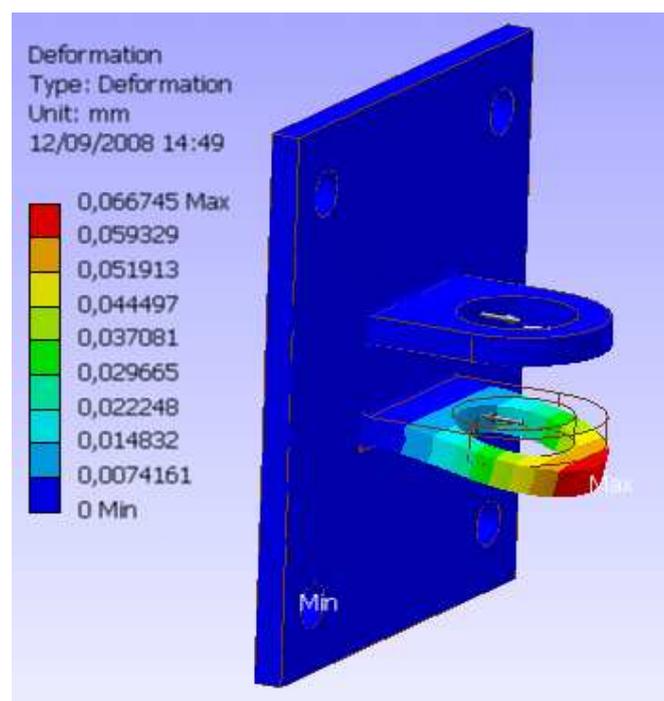


Figura 3.55. Deformación, Articulación interna.

3.6.8.2.2 Factor de Seguridad

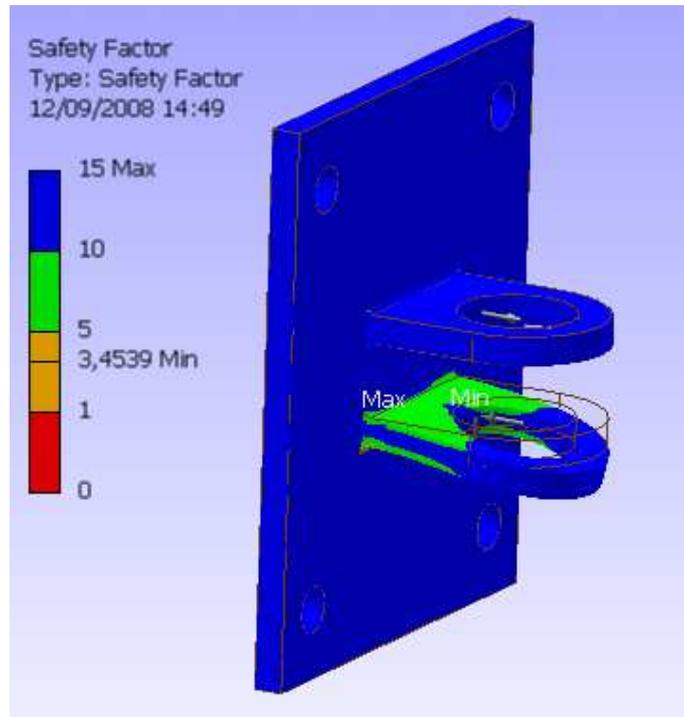


Figura 3.56. Factor de seguridad, Articulación interna.

El análisis de todos estos parámetros, permite, concluir que la geometría considerada del elemento, cumple con los requerimientos deseados en el diseño.

3.6.9 DISEÑO DEL BRAZO INTERNO.

La disposición del brazo interno se observa en la figura 3.50. Adicionalmente, en este elemento, se coloca la caja de control de sistema neumático.

Este brazo está unido a través de pernos a los otros elementos adyacentes, como se observa en la figura 3.50.

Se procede a diseñar por separado y para poder comprobar se utiliza el Software AUTODESK INVENTOR 2008, de toda la estructura completa para observar su deformación y factor de seguridad.

Como se puede apreciar en la figura 3.57, la estructura completa está compuesta por dos perfiles rectangulares, unidos con soldaduras a las dos

placas en los extremos y estas a su vez, están unidas con pernos a los conjuntos adyacentes.

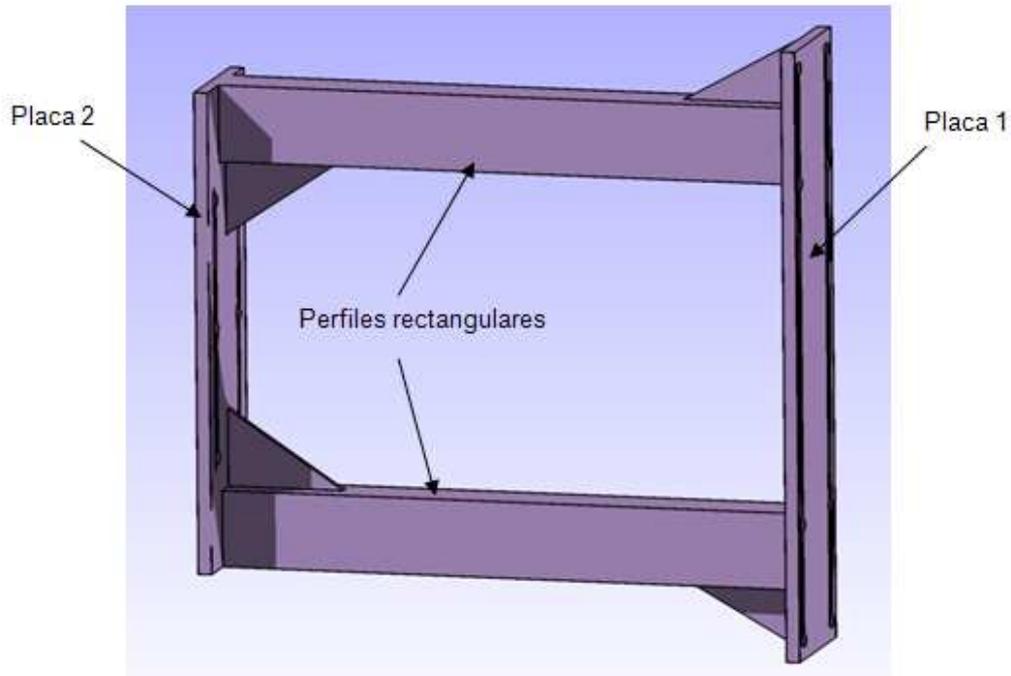


Figura 3.57. Estructura completa de brazos externos y placas.

3.6.9.1 Diseño de la placa 1.

La disposición de la placa 1, se muestra en la figura 3.57.

Datos:

$$M = 68586,4 \text{ [kgf-mm]}$$

$$d = 475 \text{ [mm]}$$

Posteriormente, se presenta el diagrama del momento flector para la placa 1.

3.6.9.1.1 Momento de flexión.

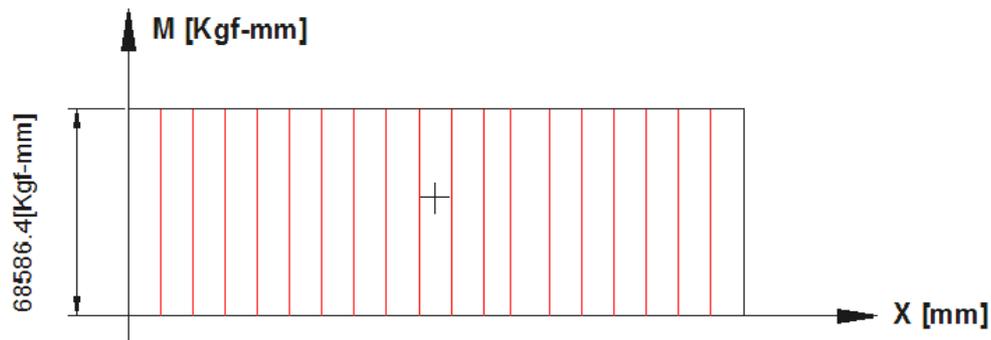


Figura 3.58. Diagrama Momento Flexión, placa 1.

3.6.9.1.2 El esfuerzo de flexión máxima, se calcula con la ecuación Ec. (3.3).

Se considera un espesor (h) de la placa de 9 mm, y se tiene:

$$\sigma = \frac{68586,4 \text{ [kgf} \cdot \text{mm]} * 6}{475 \text{ [mm]} * 9^2 \text{ [mm}^2\text{]}}$$

$$\sigma = 10,7 \left[\frac{\text{kgf}}{\text{mm}^2} \right]$$

3.6.9.1.3 El factor de seguridad, se calcula con la ecuación Ec. (3.4).

$$n = \frac{25,5 \left[\frac{\text{kgf}}{\text{mm}^2} \right]}{10,7 \left[\frac{\text{kgf}}{\text{mm}^2} \right]}$$

$$n = 2,38$$

3.6.9.2 Selección del Perfil Rectangular.

La disposición de los perfiles rectangulares de los brazos internos, se muestran en la figura 3.57. Y para el diseño de los perfiles estructurales, se considera los siguientes casos críticos.

Casos críticos para el diseño del brazo interno.

Se diseña esta estructura para los casos críticos de carga. Se ha considerado dos casos críticos que se explican a continuación:

1. Flexión máxima
2. Torsión máxima

3.6.9.2.1 Flexión máxima.

Esta ocurre, cuando el brazo interno y los brazos externos se encuentra totalmente extendidos y alineados, se toma en cuenta que el peso de cada brazo se encuentra en el centro de los mismos. La disposición de cargas que actúan en el brazo interno, se muestra en la figura 3.59.

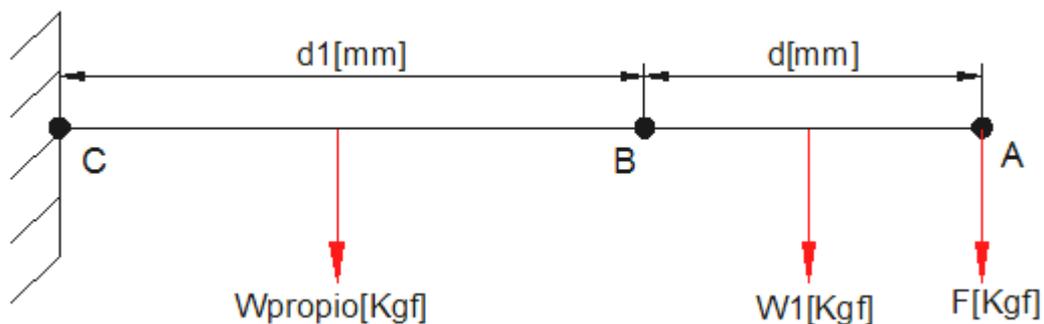


Figura 3.59. Disposición de cargas brazo interno.

Se toma en consideración el peso propio de los brazos internos W_{propio} , y toda la suma de reacciones y pesos anteriormente calculados, se los representa como una fuerza total F_{total} trasladados al punto B y además, se genera un momento flector M.

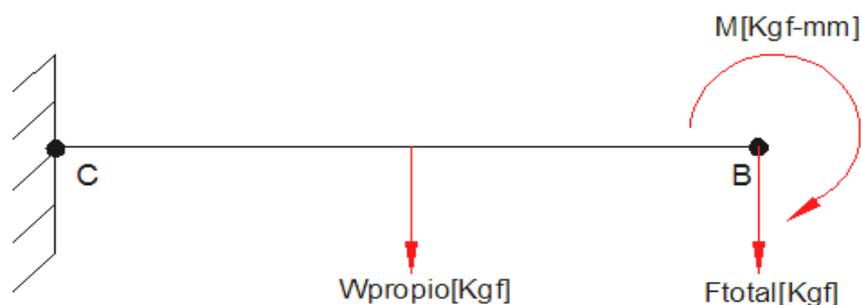


Figura 3.60. Estado de fuerzas, brazo interno.

Datos:

$$M = 68586,4 \text{ [kgf-mm]}$$

$$F_{\text{total}} = (47,298 + 3,69) / 2 = 25,94 \text{ [Kgf]}$$

$$d_1 = 420 \text{ [mm]}$$

Se presenta un ejemplo del cálculo, considerando un perfil estructural de sección transversal rectangular de acero A-36, con las siguientes características, como se puede observar en la figura 3.61 y tabla 3.6.

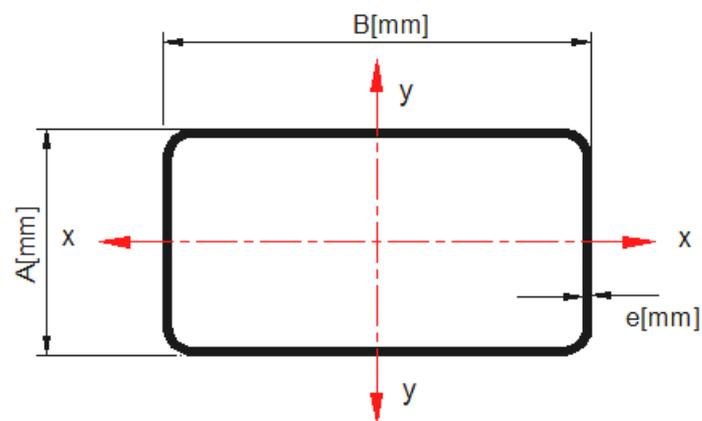


Figura 3.61. Sección transversal de perfil estructural rectangular.

Tabla 3.6. Especificaciones generales del perfil 40x60x1.5.

| | |
|-------|--------------------------------|
| A | 40 [mm] |
| B | 60 [mm] |
| e | 1,5 [mm] |
| I_x | 110600 [mm ⁴] |
| S_y | 25,50 [Kg/mm ²] |
| W | $2,29 \times 10^{-3}$ [kgf/mm] |

En el anexo A-2, se puede apreciar las propiedades de los perfiles estructurales de sección rectangular, que se encuentra disponibles en el mercado.

3.6.9.2.2 *El Momento Flector Máximo se obtiene de la ecuación Ec. (3.8).*

$$M = 24,94[\text{kgf}] * 420[\text{mm}] + 2,29 \times 10^{-3} \left[\frac{\text{kgf}}{\text{mm}} \right] * \frac{420^2}{2} [\text{mm}^2] \\ + 68586,4 [\text{kgf} - \text{mm}]$$

$$M_{\text{máx}} = 79266,958 [\text{kgf} - \text{mm}]$$

3.6.9.2.3 *El Esfuerzo de Flexión Máxima se determina de la ecuación Ec. (3.3).*

$$\sigma_{x \text{ máx}} = \frac{74517,17[\text{kgf} - \text{mm}] * 20[\text{mm}]}{14,90 \times 10^4 [\text{mm}^4]}$$

$$\sigma_{x \text{ máx}} = 10,63 \left[\frac{\text{kgf}}{\text{mm}^2} \right]$$

3.6.9.2.4 *Factor de seguridad, se calcula de la ecuación Ec. (3.4).*

$$n = \frac{25,5 \left[\frac{\text{kgf}}{\text{mm}^2} \right]}{8,729 \left[\frac{\text{kgf}}{\text{mm}^2} \right]}$$

$$n = 2,4$$

Posteriormente, se presenta los diagramas, de fuerza cortante y momento flector de los perfiles rectangulares de los brazos internos, caso flexión máxima.

3.6.9.2.5 Diagramas de Fuerza Cortante y Momento Flector.

3.6.9.2.5.1 Fuerza cortante.

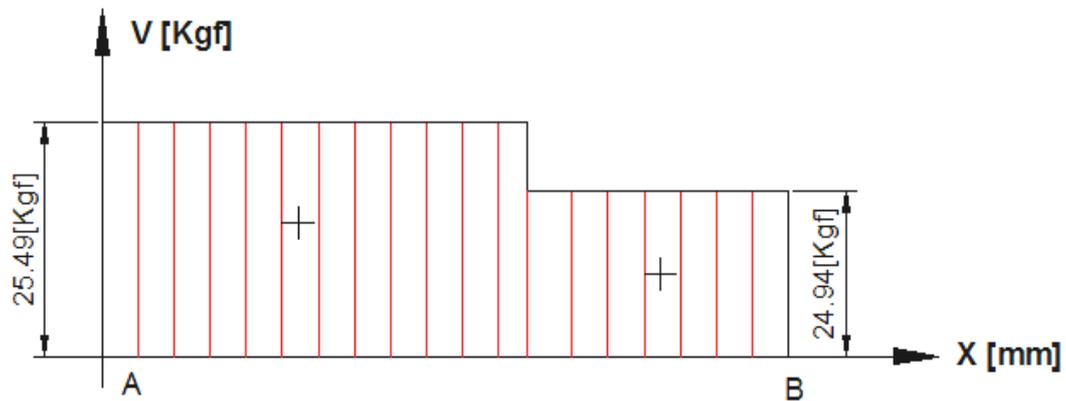


Figura 3.62. Diagrama fuerza cortante brazo interno, caso flexión máxima.

3.6.9.2.5.2 Momento flector.

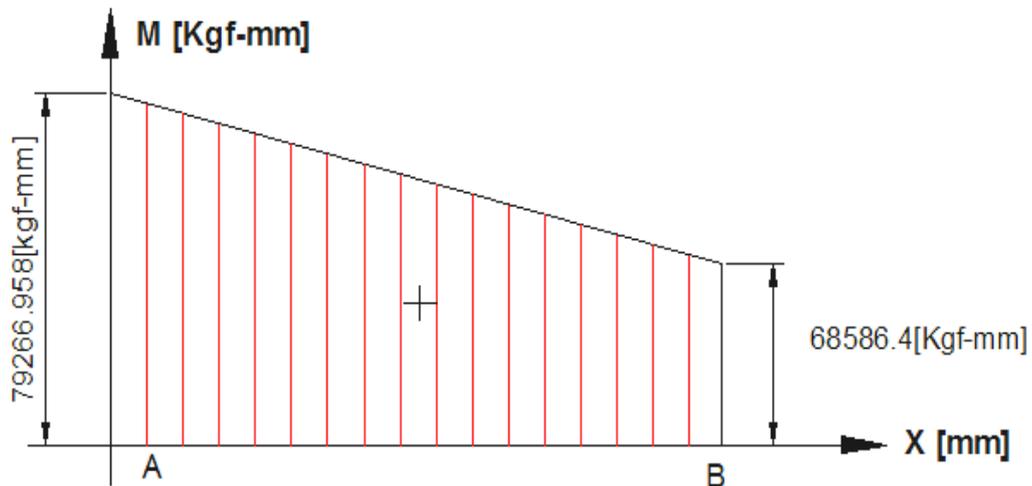


Figura 3.63. Diagrama momento flector brazo interno, caso flexión máxima.

El cálculo se vuelve complicado, por su geometría y por la disposición de las cargas. Por este motivo se ha hecho el análisis utilizando el software INVENTOR PROFESIONAL 2008.

3.6.9.2.6 Disposición de las Cargas.

Las restricciones consideradas para el análisis, son la fijación de los agujeros de la placa que se une a la placa unión alojamientos de rodamiento.

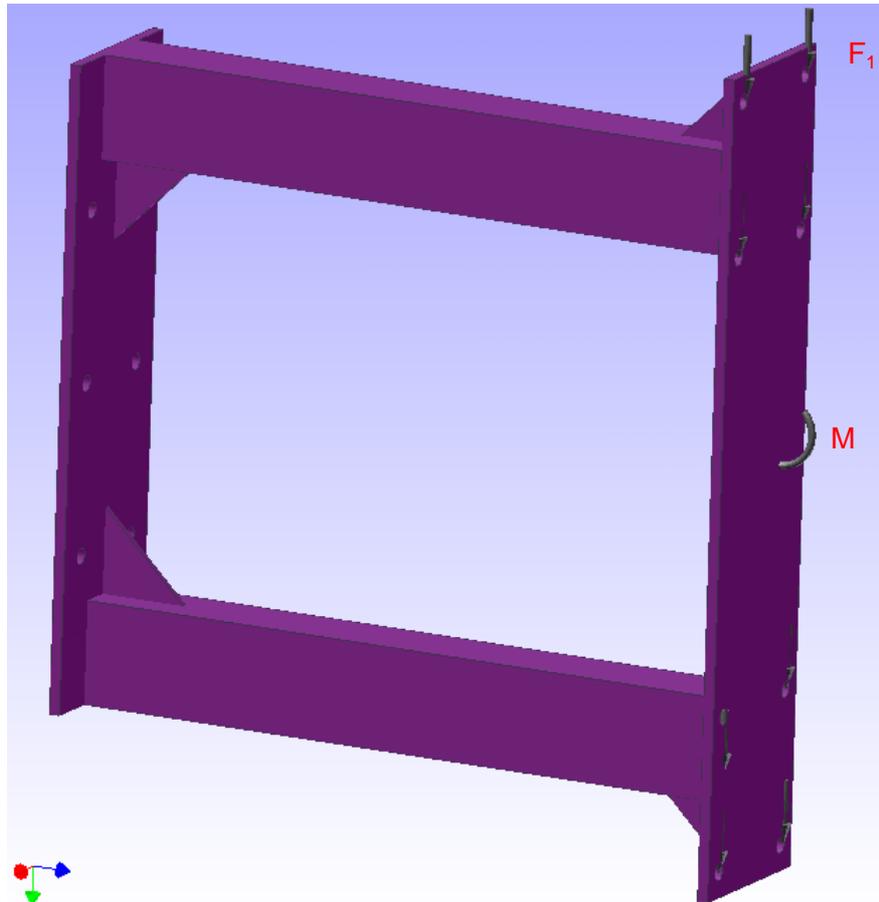


Figura 3.64. Disposición de cargas estructura completa, caso flexión máxima.

Las cargas aplicadas se muestran en la figura 3.64, y son las siguientes:

F_1 : Fuerza superficial de 5,91 [kgf] que se genera debido a la división de la fuerza $F=47,3$ [kgf] para los ocho agujeros.

M : Momento máximo de 68.586,4 [kg-mm]. Se genera debido al traslado de las reacciones y pesos.

3.6.9.2.7 Análisis y Comprobación con Software Autodesk Inventor.

Con las restricciones y fuerzas anteriormente descritas, el software da los siguientes resultados:

Una deformación máxima de: $32,24 \times 10^{-2}$ [mm]

Un factor de seguridad de: $n_{\min} = 2,7$

Peso del material de: $W = 9,42$ [Kg]

3.6.9.2.7.1 Deformación.

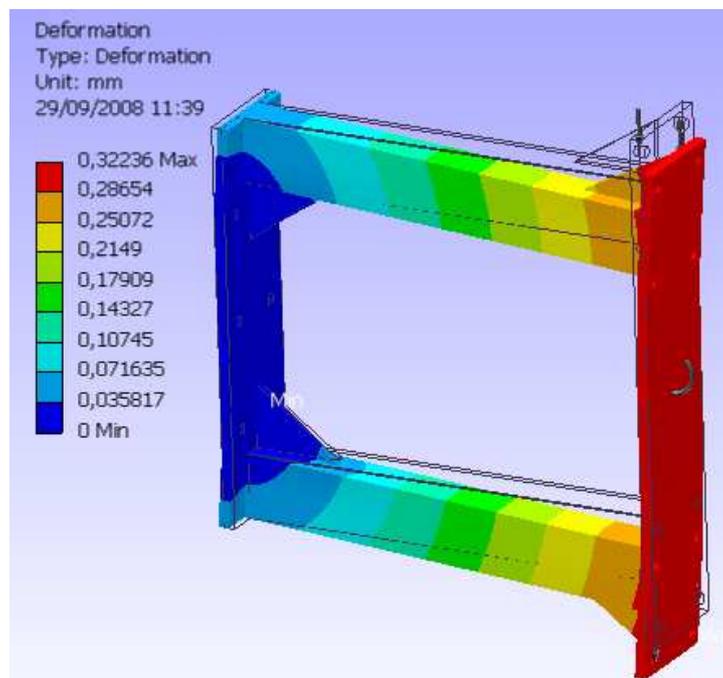


Figura 3.65. Deformación estructura completa, caso flexión máxima.

3.6.9.2.7.2 Factor de Seguridad.

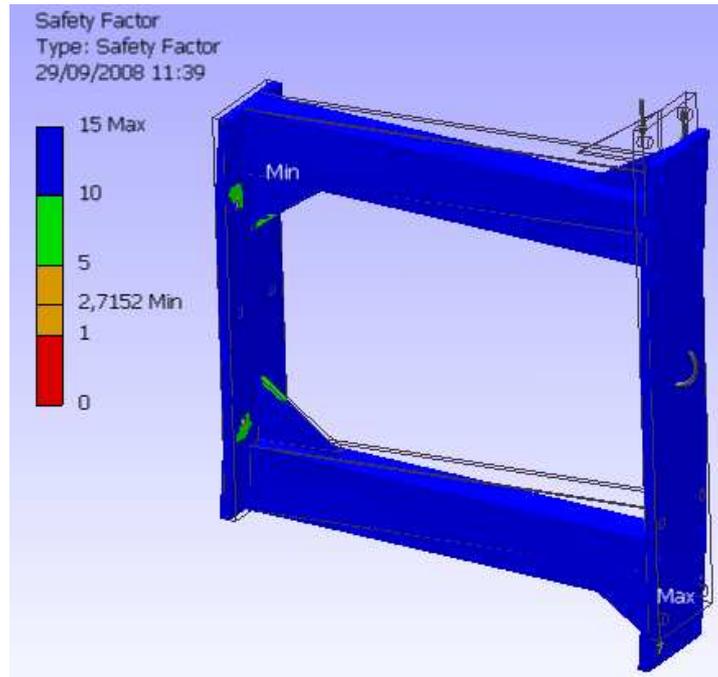


Figura 3.66. Factor de seguridad estructura completa, caso flexión máxima.

El análisis de todos estos parámetros, permite concluir que la geometría considerada del elemento, cumple con los requerimientos deseados en el diseño.

3.6.9.3 Torsión máxima.

La torsión máxima, sucede cuando el brazo interno se encuentra formando un ángulo recto con los brazos externos. Para este análisis se considera la misma combinación de cargas.

En este caso el brazo interno, está sometido a flexión y el brazo externo soporta, además de la flexión una torsión máxima como se indica en la figura 3.67.

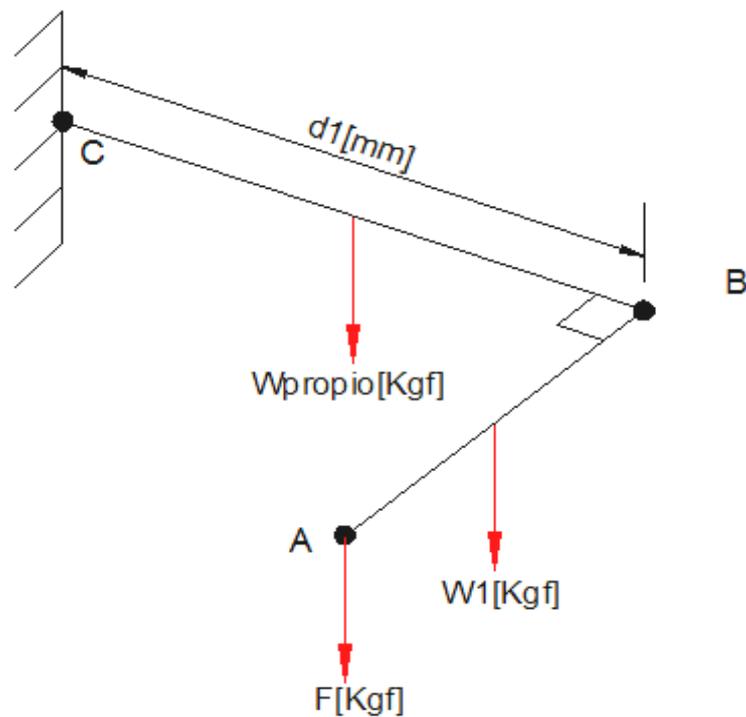


Figura 3.67. Estado de cargas brazo interno, caso torsión máxima.

La figura 3.68, permite valorar las cargas expuestas en los brazos. Trasladando las fuerzas al externo del brazo interno, se tendrá un Momento de Torsión M_T . Además, se tiene flexión ocasionada por las fuerzas.

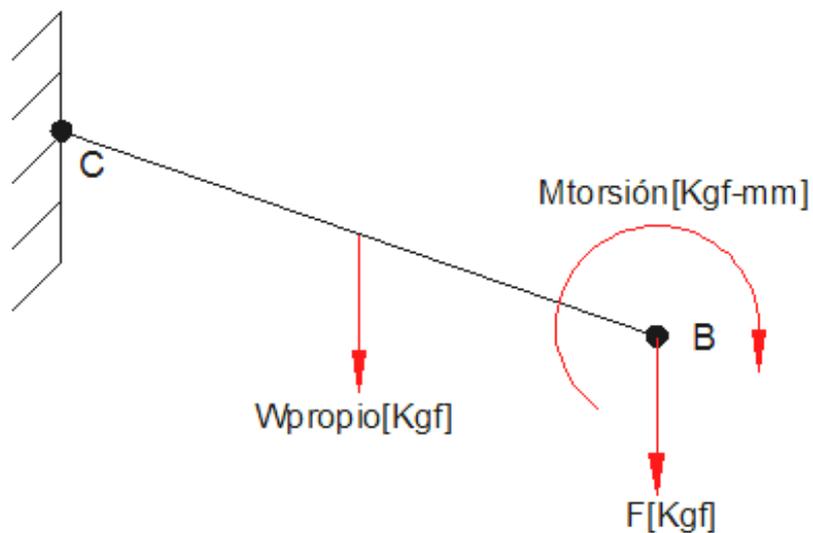


Figura 3.68. Estado de fuerzas de brazo interno, caso torsión máxima.

Datos:

$$M_{torsión} = 68586,4 \text{ [kgf-mm]}$$

$$F = (47,298 + 3,69) / 2 = 25,94 \text{ [Kgf]}$$

$$d_1 = 420 \text{ [mm]}$$

3.6.9.3.1 *El Momento Flector Máximo se obtiene de la ecuación Ec. (3.12).*

$$M = 25,44[\text{kgf}] * 420[\text{mm}] + 2,29 \times 10^{-3} \left[\frac{\text{kgf}}{\text{mm}} \right] * 420[\text{mm}] * \frac{420[\text{mm}]}{2}$$

$$M_{\text{máx}} = 10678,87 \text{ [kgf - mm]}$$

3.6.9.3.2 *El Esfuerzo de Flexión Máxima se obtiene de la ecuación Ec. (3.3).*

$$\sigma_{x \text{ máx}} = \frac{10678,87 \text{ [kgf - mm]} * 20[\text{mm}]}{14,90 \times 10^4 [\text{mm}^4]}$$

$$\sigma_{x \text{ máx}} = 1,43 \left[\frac{\text{kgf}}{\text{mm}^2} \right]$$

3.6.9.3.3 *Esfuerzo Cortante se determina con la ecuación Ec. (3.10).*

El esfuerzo cortante se calcula mediante la siguiente expresión:

$$\tau = \frac{68586,4[\text{Kgf} - \text{mm}] * 22,6[\text{mm}]}{228400 [\text{mm}^4]}$$

$$\tau = 6,78 \left[\frac{\text{Kgf}}{\text{mm}^2} \right]$$

3.6.9.3.4 *Esfuerzo de Von Mises se obtiene de la ecuación Ec. (3.9).*

$$\sigma' = \sqrt{(1,43)^2 \left[\frac{\text{Kgf}}{\text{mm}^2} \right]^2 + 3 * (6,78)^2 \left[\frac{\text{Kgf}}{\text{mm}^2} \right]^2}$$

$$\sigma' = 11,84 \left[\frac{\text{Kgf}}{\text{mm}^2} \right]$$

3.6.9.3.5 Factor de seguridad, se calcula con la ecuación Ec. (3.4).

$$n = \frac{25,25 \left[\frac{\text{Kgf}}{\text{mm}^2} \right]}{11,84 \left[\frac{\text{Kgf}}{\text{mm}^2} \right]}$$

$$n = 2,15$$

Posteriormente, se presenta los diagramas, de fuerza cortante y momento flector de los perfiles rectangulares de los brazos internos, caso torsión máxima.

3.6.9.3.6 Diagramas de Fuerza Cortante y Momento Flector.

3.6.9.3.6.1 Fuerza Cortante.

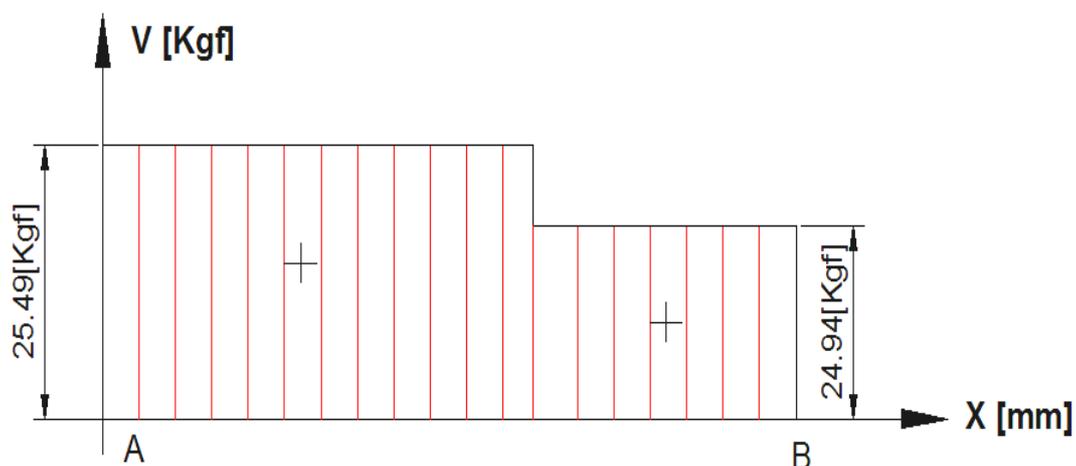


Figura 3.69. Diagrama fuerza cortante brazo interno, caso torsión máxima.

3.6.9.3.6.2 Momento de flexión y torsión.

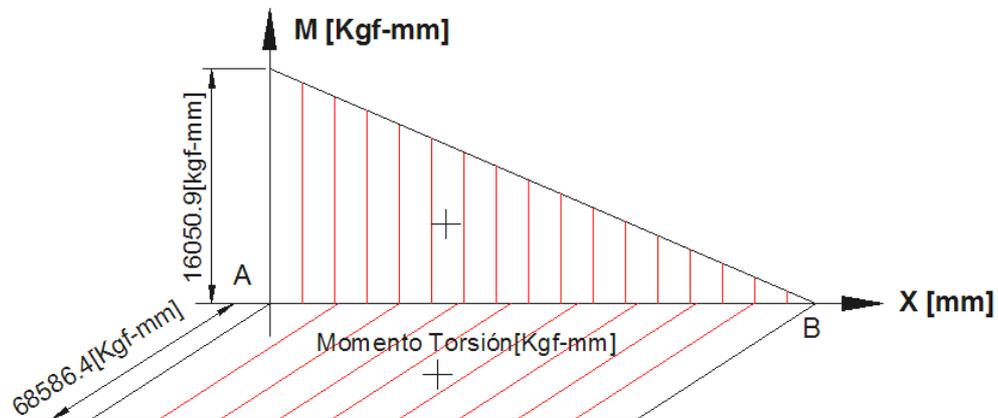


Figura 3.70. Diagrama momento flector y torsión, brazo interno.

3.6.9.3.7 Disposición de las Cargas.

Las restricciones consideradas para el análisis, son la fijación de los agujeros de la placa que se une a la placa unión alojamientos de rodamiento.

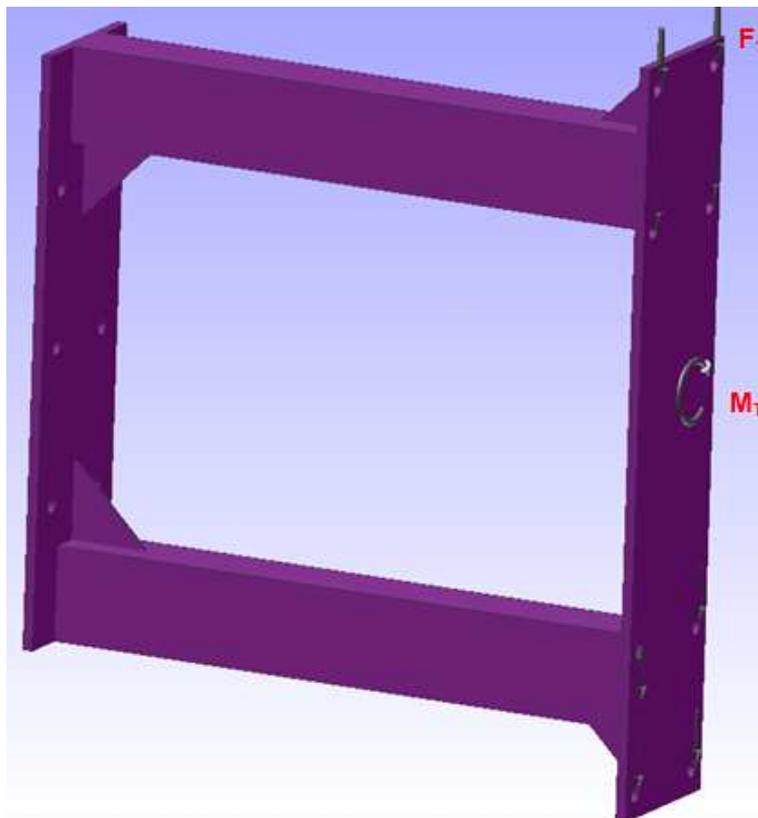


Figura 3.71. Disposición de cargas de estructura completa, caso torsión máxima. Las cargas aplicadas se muestra en la figura 3.71 y son las siguientes:

F_1 : Fuerza superficial de 5,91 [kgf] que se genera debido a la división de la fuerza $F = 47.3$ [kgf] para los ocho agujeros.

M_T : Momento de torsión de 68.586,4 [kg-mm]. Se genera debido al traslado de las reacciones y pesos.

3.6.9.3.8 Análisis y Comprobación con Software Autodesk Inventor.

Con las restricciones y fuerzas anteriormente descritas, el software da los siguientes resultados:

Una deformación máxima de: 1,45 [mm]

Un factor de seguridad de: $n_{\text{mín}} = 2,11$

Peso del material de: $W = 9,42$ [Kg]

3.6.9.3.8.1 Deformación.

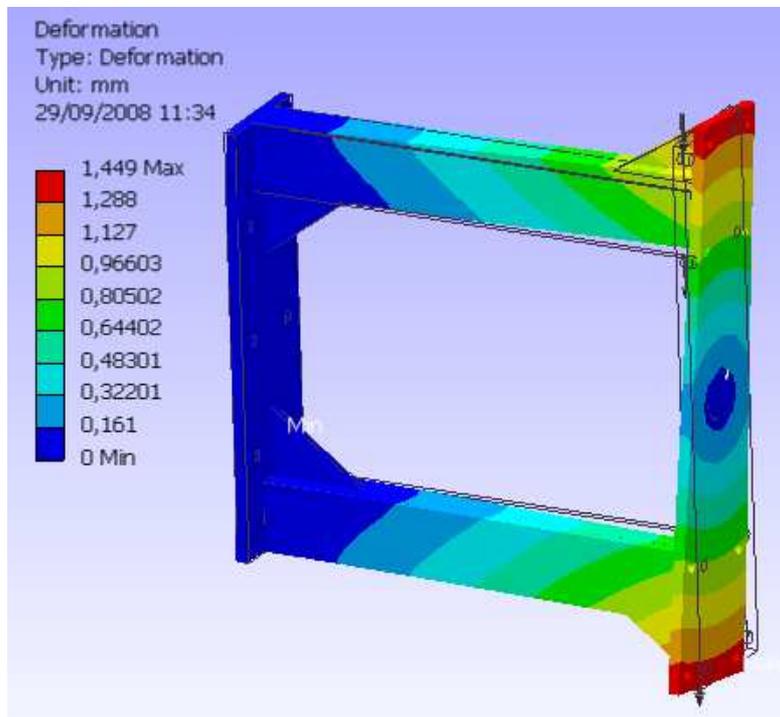


Figura 3.72. Deformación de estructura completa, caso torsión máxima

3.6.9.3.8.2 Factor de Seguridad.

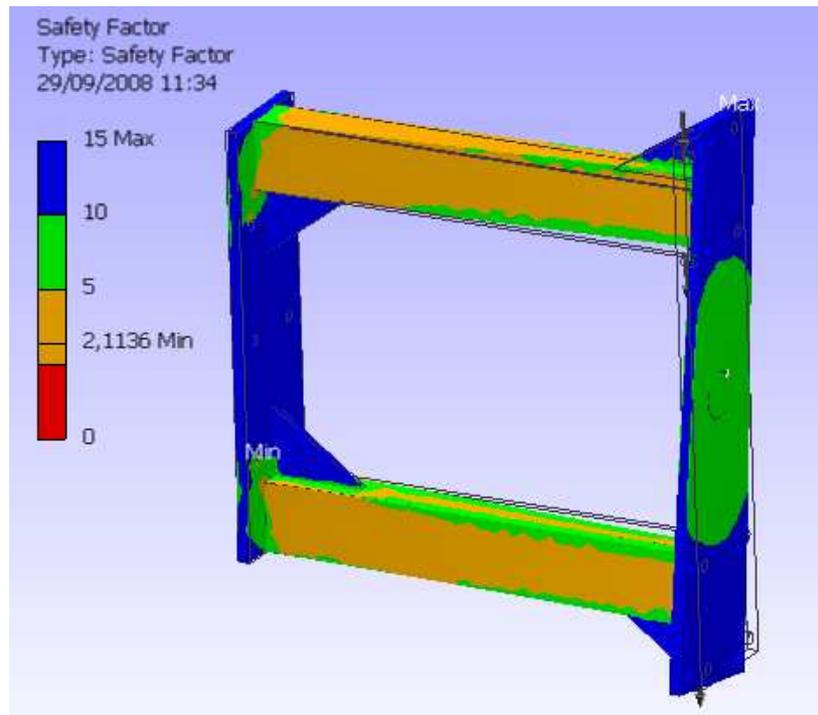


Figura 3.73. Factor de seguridad de estructura completa, caso torsión máxima.

El análisis de todos estos parámetros, permite concluir que la geometría considerada del elemento, cumple con los requerimientos deseados en el diseño.

3.6.9.4 Diseño de la placa 2:

La disposición de la placa 2, se muestra en la figura 3.57.

Datos:

$$M = 90422,2 \text{ [kgf-mm]}$$

$$d = 380 \text{ [mm]}$$

En la figura 3.74, se presenta el diagrama de momento flector para la placa 2.

3.6.9.4.1 Momento flector.

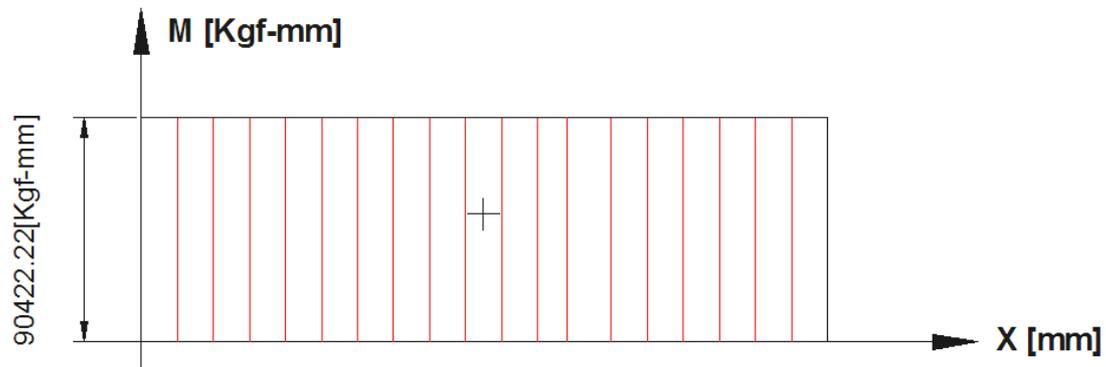


Figura 3.74. Diagrama de Momento flector, placa 2.

3.6.9.4.2 Esfuerzo de flexión máxima, se calcula con la ecuación Ec. (3.3).

Se considera un espesor (h) de la placa de 10 mm, y se obtiene:

$$\sigma = \frac{90422,2 \text{ [kgf} \cdot \text{mm]} * 6}{380[\text{mm}] * 10^2[\text{mm}^2]}$$

$$\sigma = 14,2 \left[\frac{\text{kgf}}{\text{mm}^2} \right]$$

3.6.9.4.3 El factor de seguridad, se calcula con la ecuación Ec. (3.4).

$$n = \frac{25,5 \left[\frac{\text{kgf}}{\text{mm}^2} \right]}{14,2 \left[\frac{\text{kgf}}{\text{mm}^2} \right]}$$

$$n = 2$$

3.6.10 DISEÑO DE PLACA UNIÓN ALOJAMIENTOS DE RODAMIENTOS CON BRAZO INTERNO.

La placa, sirve como unión entre las placas de alojamiento de rodamientos y el brazo interno, como se muestra en la figura 3.75. Por esto, es importante el diseño de esta placa.

Como parámetros se tiene:

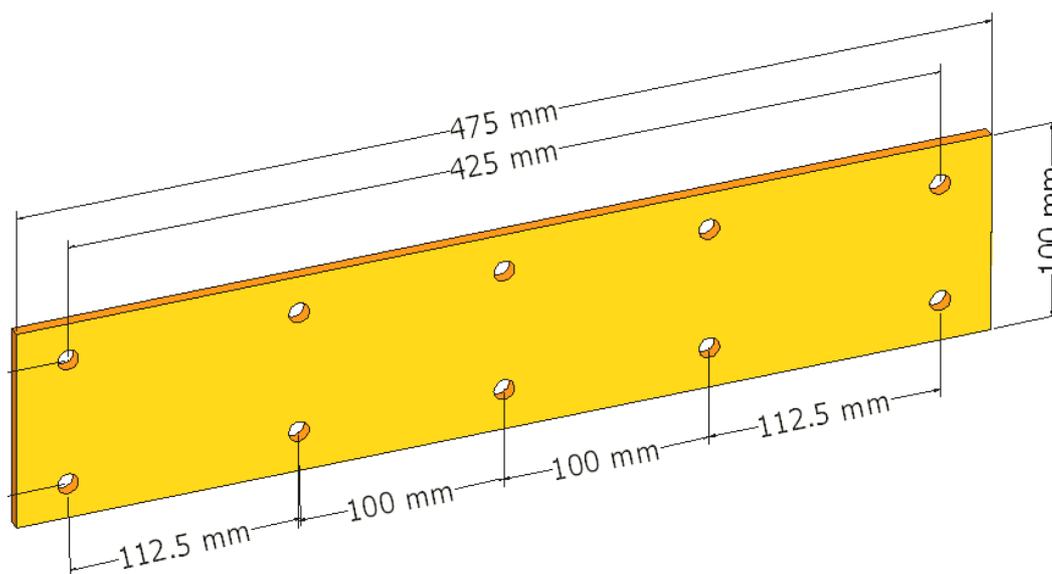


Figura 3.75. Dimensiones de la placa unión alojamientos de rodamientos con brazos internos.

También, se considera el peso de los demás elementos y las reacciones.

La fuerza F , se genera por el momento que se tiene $M_{\text{máx}} = 90.422,2$ [kg-mm].

Datos:

$$F = 45,21 \text{ [kgf]}$$

$$M_{\text{máx.}} = 90.422,2 \text{ [kgf-mm]}$$

$$d = 475 \text{ [mm]}$$

En la figura 3.76, se presenta el diagrama de momento flector para la placa unión alojamientos de rodamiento con brazo interno.

3.6.10.1 Momento flector:

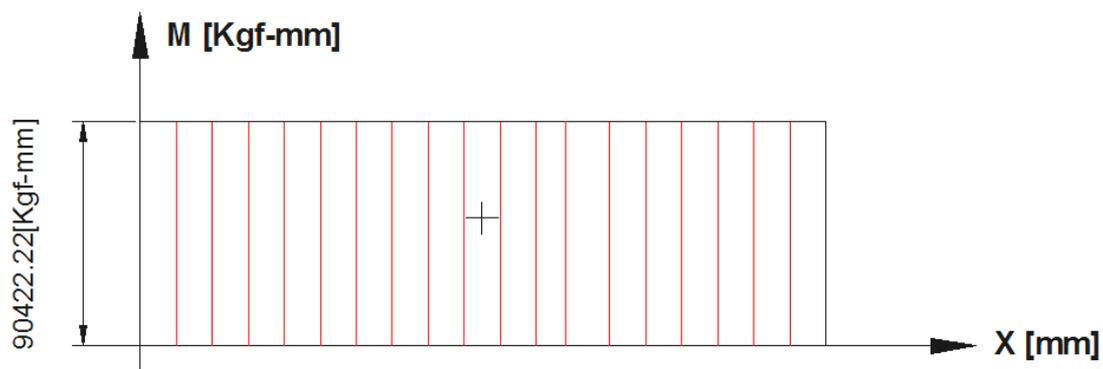


Figura 3.76. Diagrama de momento flector, placa unión alojamientos de rodamientos con brazos internos.

3.6.10.2 El esfuerzo de flexión máxima se calcula con la ecuación Ec. (3.3).

Se considera un espesor (h) de la placa de 10 mm, y se obtiene:

$$\sigma = \frac{90.422,2 \text{ [kgf} \cdot \text{mm]} * 6}{475 \text{ [mm]} * 10^2 \text{ [mm}^2]}$$

$$\sigma = 11,43 \left[\frac{\text{Kgf}}{\text{mm}^2} \right]$$

3.6.10.3 El factor de seguridad, se calcula con la ecuación Ec. (3.4).

$$n = \frac{25,5 \left[\frac{\text{kgf}}{\text{mm}^2} \right]}{11,43 \left[\frac{\text{kgf}}{\text{mm}^2} \right]}$$

$$n = 2,2$$

3.6.10.4 Análisis y Comprobación con Software Autodesk Inventor.

Para la comprobación de los cálculos realizados para esta placa, se utiliza el software INVENTOR PROFESIONAL 2008. Con los respectivas cargas indicadas anteriormente.

Se tiene los siguientes resultados:

Una deformación máxima de: $12,65 \times 10^{-2} [\text{mm}]$

Un factor de seguridad de: $n_{\text{mín}} = 2,15$

Peso del material de: $W = 3,69 [\text{Kg}]$

3.6.10.4.1 Deformación.

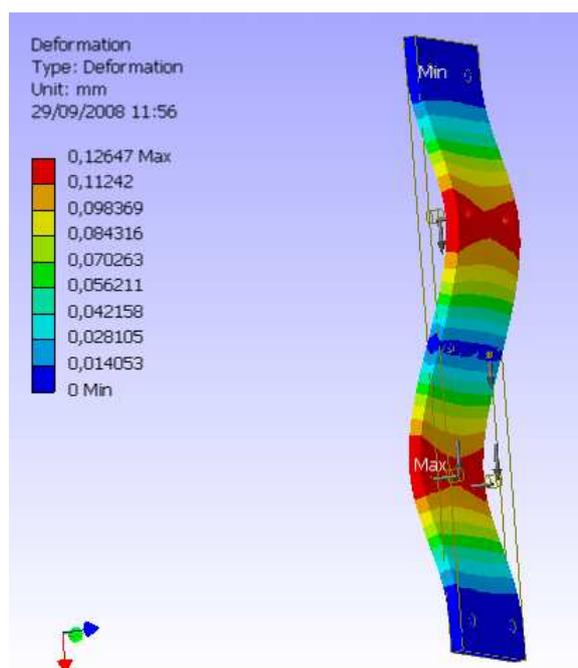


Figura 3.77. Deformación, placa unión alojamientos de rodamientos con brazos internos.

3.6.10.4.2 Factor de Seguridad.

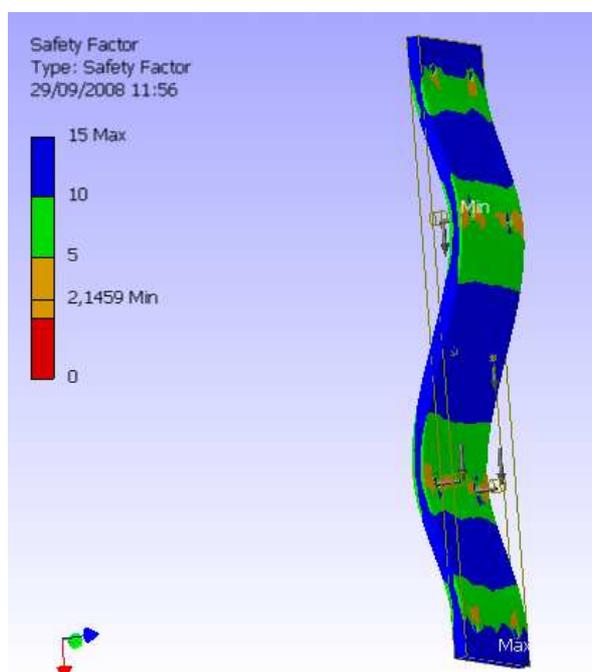


Figura 3.78. Factor de seguridad, placa unión alojamientos de rodamientos con brazos internos.

3.6.11 DISEÑO DE LA COLUMNA.

Se calcula el perfil estructural de sección circular de acero ASTM A-36, de la columna. La disposición de las cargas se muestra en la figura 3.79.

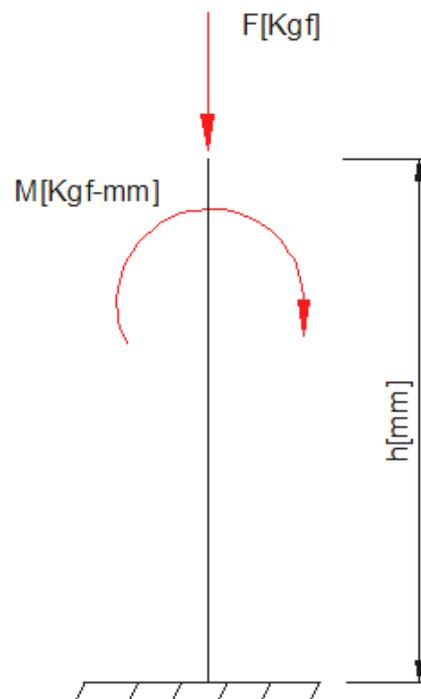


Figura 3.79. Disposición de cargas, columna.

Datos:

$$F = 93,69 \text{ [kgf]}$$

$$M = 90422,2 \text{ [kgf-mm]}$$

$$h = 2400 \text{ [mm]}$$

3.6.11.1 Momento de Inercia.

El momento de inercia I_{XX} , I_{YY} , se calcula mediante la ecuación matemática:

$$I = \frac{\pi}{64} (D^4 [\text{mm}^4] - D_i^4 [\text{mm}^4]) \quad \text{Ec. (3.13)}$$

3.6.11.2 Módulo de la Sección.

El módulo de la sección, se obtiene de la siguiente ecuación:

$$Z = \frac{\pi}{32 D} (D^4 [\text{mm}^4] - D_i^4 [\text{mm}^4]) \quad \text{Ec. (3.14)}$$

Donde:

| | |
|----------|---|
| D | Diámetro externo, [mm] |
| D_i | Diámetro interno, [mm] |
| Z | Módulo de la sección respecto al eje y, [mm^3] |
| C | Distancia desde el eje y a la fibra externa, [mm] |
| I_{yy} | Momento de inercia respecto al eje y, [mm^4] |

Para el ejemplo de cálculo, se considera un perfil estructural de acero ASTM A-36, con las características mostradas en la figura 3.80 y tabla 3.7.

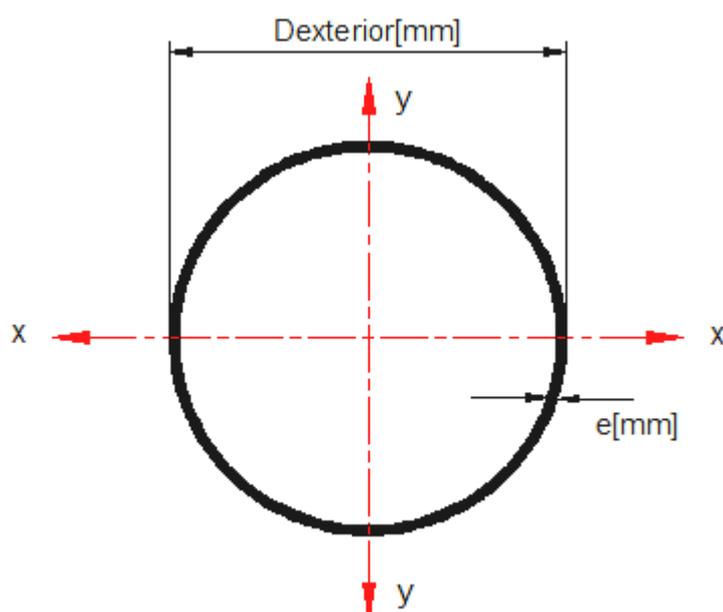


Figura 3.80. Sección transversal, perfil estructural redonda.

Tabla 3.7. Especificaciones de perfil.

| | |
|-------|----------------------------------|
| D | 101,6 [mm] |
| e | 3 [mm] |
| P | 7,29 [kg/m] |
| S_y | 25,5 [kg/mm^2] |

En el anexo A-3, se aprecia las propiedades de los perfiles estructurales de sección redonda, que se encuentran disponibles en el mercado.

3.6.11.3 Cálculo del momento de inercia, se obtiene con la ecuación Ec. (3.13).

$$I = \frac{\pi}{64} (101,6^4 [\text{mm}^4] - 98,6^4 [\text{mm}^4])$$

$$I = 59.0950 [\text{mm}^4]$$

3.6.11.4 Cálculo del módulo de sección, se obtiene con la ecuación Ec. (3.14).

$$Z = \frac{\pi}{32 * 101,6 [\text{mm}]} (101,6^4 [\text{mm}^4] - 98,6^4 [\text{mm}^4])$$

$$Z = 11.632,9 [\text{mm}^3]$$

3.6.11.5 Esfuerzo de flexión máxima, se calcula con la siguiente ecuación:

$$\sigma_{x \text{ máx}} = \frac{F[\text{Kgf}] + W_{\text{Colum.}}[\text{kgf}]}{\frac{\pi}{4}(D^2 [\text{mm}^2] - D_i^2 [\text{mm}^2])} + \frac{M_{\text{máx}}[\text{kgf-mm}] * C}{I_x [\text{mm}^4]} \quad \text{Ec. (3.15)}$$

Entonces, se calcula y se obtiene:

$$\sigma_{x \text{ máx}} = \frac{93,69[\text{kgf}] + 17,49[\text{kgf}]}{471,7 [\text{mm}^2]} + \frac{90422,2 [\text{kgf-mm}]}{11632,9 [\text{mm}^3]}$$

$$\sigma_{x \text{ máx}} = 8 \left[\frac{\text{kgf}}{\text{mm}^2} \right]$$

3.6.11.6 Factor de seguridad, se calcula con la ecuación Ec. (3.4).

$$n = \frac{25,5 \left[\frac{\text{kgf}}{\text{mm}^2} \right]}{8 \left[\frac{\text{kgf}}{\text{mm}^2} \right]}$$

$$n = 3,18$$

Tabla 3.8. Selección del perfil estructural redonda adecuado

| D [mm] | e [mm] | P [kg/m] | I [mm ⁴] | Z [mm ³] | σ [kgf/mm ²] | n |
|-----------|-----------|-------------|-------------------------|-------------------------|-----------------------------|-------|
| 101,6 | 2 | 4,91 | 399.850,602 | 7.871,074 | 11,823 | 2,156 |
| 101,6 | 3 | 7,29 | 590.951,586 | 11.632,905 | 8,010 | 3,183 |
| 101,6 | 4 | 9,63 | 776.325,752 | 15.282,003 | 6,104 | 4,177 |
| 101,6 | 5 | 11,9 | 956.088,671 | 18.820,643 | 4,962 | 5,138 |

De acuerdo a los cálculos iterativos realizados, como muestra la tabla 3.8, se ha seleccionado un perfil de sección circular de un diámetro exterior de 4 in, y espesor de 2 mm.

3.6.12 DISEÑO DE LA PLACA BASE.

Para el cálculo de la placa base, se coloca sobre un plinto de hormigón, para lo que se tendrá el siguiente diagrama de presión, como se muestra en la figura 3.81.

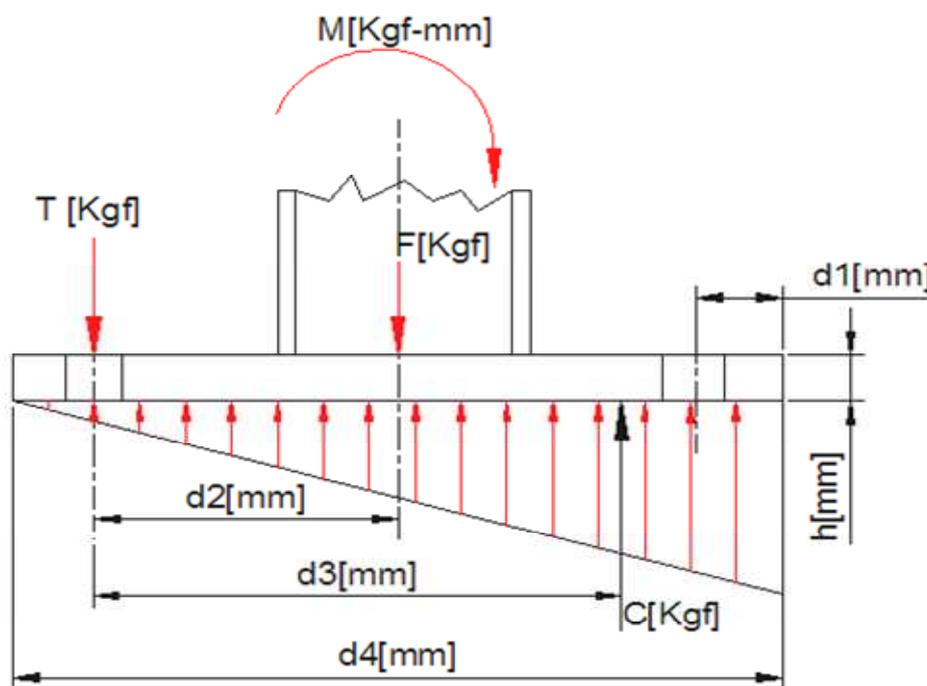


Figura 3.81. Diagrama de disposición de cargas, placa base.

Datos:

$$F = 105,47 \text{ [kgf]}$$

$$d_1 = 50 \text{ [mm]}$$

$$d_2 = 100 \text{ [mm]}$$

$$d_3 = 150 \text{ [mm]}$$

$$d_4 = 300 \text{ [mm]}$$

$$M = 90.422, 2 \text{ [kgf-mm]}$$

Se realiza una sumatoria de momentos alrededor de la carga T , que es la fuerza de tensión de los pernos resultante.

$$F \text{ [Kgf]} * d_2 \text{ [mm]} + M \text{ [Kgf-mm]} = C \text{ [Kgf]} * d_3 \text{ [mm]} \quad \text{Ec.}$$

(3.16)

3.6.12.1 Cálculo de la resultante equivalente de las presiones, se obtiene con la ecuación Ec. (3.16).

$$C = \frac{105,47[\text{Kgf}] * 100[\text{mm}] + 90422,2[\text{Kgf} - \text{mm}]}{150[\text{mm}]}$$

$$C = 673,13[\text{Kgf}]$$

3.6.12.2 La presión equivalente distribuida en toda la placa, se calcula con la siguiente ecuación:

$$P = \frac{C[\text{Kgf}]}{A[\text{mm}^2]} \quad \text{Ec. (3.17)}$$

$$P = \frac{673,13[\text{Kgf}]}{300 * 300[\text{mm}^2]}$$

$$P = 7,47 \times 10^{-3} \left[\frac{\text{Kgf}}{\text{mm}^2} \right]$$

3.6.12.3 Cálculo de la presión equivalente parcial en la placa

$$\frac{300[\text{mm}]}{P \left[\frac{\text{kgf}}{\text{mm}^2} \right]} = \frac{200[\text{mm}]}{P_1 \left[\frac{\text{Kgf}}{\text{mm}^2} \right]}$$

$$\frac{300[\text{mm}]}{7,47 \times 10^{-3} \left[\frac{\text{Kgf}}{\text{mm}^2} \right] \left[\frac{\text{kgf}}{\text{mm}^2} \right]} = \frac{200[\text{mm}]}{P_1 \left[\frac{\text{Kgf}}{\text{mm}^2} \right]}$$

$$p = 4,98 \times 10^{-3} \left[\frac{\text{Kgf}}{\text{mm}^2} \right]$$

3.6.12.4 Por la teoría de placas, se tiene el momento de flexión por unidad de longitud:

$$M'_x = \frac{p \left[\frac{\text{Kgf}}{\text{mm}^2} \right] * A [\text{mm}^2] * d_f [\text{mm}]}{d_f [\text{mm}]}$$

Ec. (3.18)

$$M'_x = \frac{4,90 \times 10^{-3} \left[\frac{\text{Kgf}}{\text{mm}^2} \right] * 300 * 300 [\text{mm}^2] * d_f [\text{mm}]}{d_f [\text{mm}]}$$

$$M'_x = 448,75 \left[\frac{\text{Kgf} - \text{mm}}{\text{mm}} \right]$$

3.6.12.5 El esfuerzo en la placa, se calcula de la siguiente ecuación, que contempla la teoría de placas:

$$\sigma_{x \text{ máx}} = \frac{6 * M'_x \left[\frac{\text{Kgf} - \text{mm}}{\text{mm}} \right]}{h^2 [\text{mm}^2]} \quad \text{Ec.}$$

(3.19)

Considerando un factor de seguridad $n=2$, y el material de la placa de acero ASTM A-36, se obtiene el esfuerzo a flexión con la ecuación Ec. (3.3).

$$\sigma_{x \text{ máx}} = \frac{25,5 \left[\frac{\text{Kgf}}{\text{mm}^2} \right]}{2}$$

$$\sigma_{x \text{ máx}} = 12,75 \left[\frac{\text{Kgf}}{\text{mm}^2} \right]$$

3.6.12.6 El espesor de la placa, se calcula con la siguiente relación, despejando de la ecuación Ec. (3.19).

$$h = \sqrt{\frac{6 * M'_{x} \left[\frac{\text{Kgf} - \text{mm}}{\text{mm}} \right]}{\sigma_{x \text{ máx}} \left[\frac{\text{Kgf}}{\text{mm}^2} \right]}}$$

$$h = \sqrt{\frac{6 * 448,75 \left[\frac{\text{Kgf} - \text{mm}}{\text{mm}} \right]}{12,75 \left[\frac{\text{Kgf}}{\text{mm}^2} \right]}}$$

$$h = 14,53 \text{ [mm]}$$

Realizado los cálculos para determinar el espesor de la placa, se coloca una placa de 15 mm espesor, que es de fácil disposición en el mercado.

3.6.13 DISEÑO Y SELECCIÓN DE PERNOS DE ANCLAJE.

Para el diseño, se considera el caso crítico para el cual la tensión resultante lo soporta un solo perno, que está sometido a esfuerzos de tracción T , como se muestra en la figura 3.82.

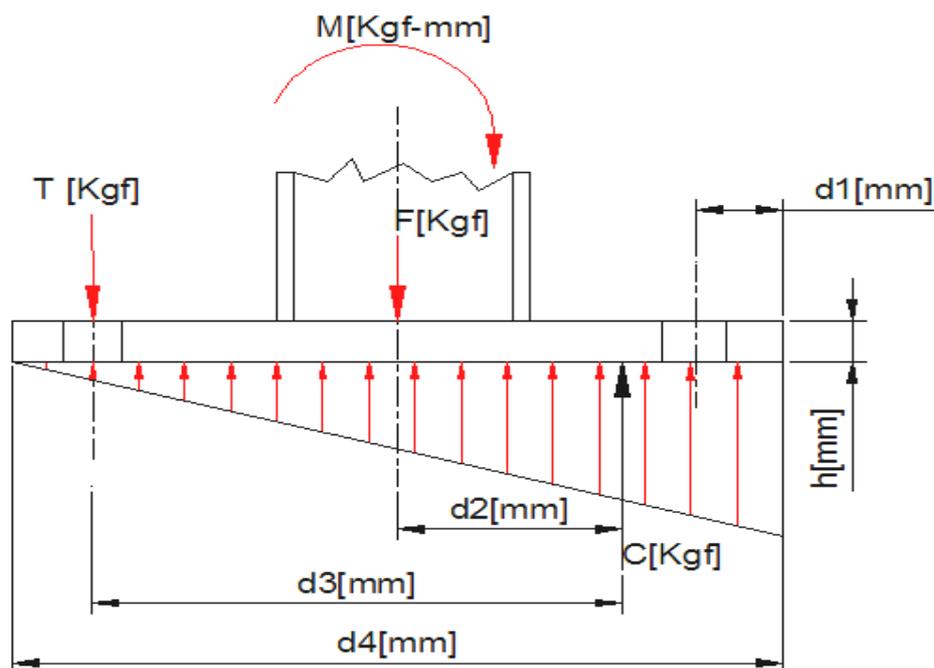


Figura 3.82. Diagrama de disposición de cargas, pernos de anclaje.

Datos:

$$F = 105,47 \text{ [kgf]}$$

$$d_1 = 50 \text{ [mm]}$$

$$d_2 = 50 \text{ [mm]}$$

$$d_3 = 150 \text{ [mm]}$$

$$d_4 = 300 \text{ [mm]}$$

$$M = 90.422, 2 \text{ [kgf-mm]}$$

Se realiza una sumatoria de momentos alrededor de la carga **C**, que es la resultante de las presiones de apoyo.

3.6.13.1 La Fuerza de tensión en el perno, se calcula con la siguiente ecuación:

$$P[\text{Kgf}] * d_1[\text{mm}] + T[\text{Kgf}] * d_2[\text{mm}] = M[\text{Kgf} - \text{mm}] \quad \text{Ec.}$$

(3.20)

Entonces, se obtiene:

$$T = \frac{90422,2[\text{Kgf} - \text{mm}] - 105,47[\text{Kgf}] * 50[\text{mm}]}{150[\text{mm}]}$$

$$T = 567,65 \text{ [Kgf]}$$

3.6.13.2 Esfuerzo máximo de tensión.

Los pernos de anclaje están sometidos a tracción, lo cual, se calcula el esfuerzo a tracción de los pernos de anclaje, con la siguiente ecuación:

$$\sigma = \frac{T \text{ [Kgf]}}{A \text{ [mm}^2\text{]}} \quad \text{Ec. (3.21)}$$

Se recomienda un factor de seguridad $n \geq 1,5$. Si se considera un factor de seguridad $n = 2$, el material del perno posee un esfuerzo de fluencia de

$s_y = 48,6 \left[\frac{\text{Kgf}}{\text{mm}^2} \right]$. El esfuerzo admisible se calcula con la ecuación Ec. (3.3).

$$\sigma = \frac{48,6 \left[\frac{\text{Kgf}}{\text{mm}^2} \right]}{2}$$

$$\sigma = 24,3 \left[\frac{\text{Kgf}}{\text{mm}^2} \right]$$

3.6.13.3 Cálculo del diámetro del perno de anclaje.

Con la ecuación Ec. (3.21), se obtiene el diámetro del perno de anclaje, de la siguiente manera:

$$\sigma = \frac{567,65 \text{ [Kgf]}}{\frac{\pi d^2 \text{ [mm}^2\text{]}}{4}} = 24,3 \left[\frac{\text{Kgf}}{\text{mm}^2} \right]$$

$$d = \sqrt{\frac{4 * n * F [\text{Kgf}]}{\pi * S_y \left[\frac{\text{Kgf}}{\text{mm}^2} \right]}}$$

$$d = \sqrt{\frac{4 * 2 * 567,65 [\text{Kgf}]}{\pi * 48,6 \left[\frac{\text{Kgf}}{\text{mm}^2} \right]}}$$

$$d = 5,5 [\text{mm}]$$

El diámetro mínimo que se puede elegir de acuerdo al resultado obtenido, es de:

$$d = 6 [\text{mm}]$$

Por razones de seguridad industrial y facilidad de disposición en el mercado, se escoge pernos de anclaje cuyas características se muestra en la tabla 3.9.

Tabla 3.9. Características de pernos de anclaje.

| | |
|-------------------------------|---|
| <u>Características</u> | |
| | - Para hormigón y mampostería |
| | - Fuerza de expansión controlada |
| | - No gira en el agujero cuando se aprieta |
| | - Permite retirar la parte a fijar |
| <u>Material</u> | |
| HLC: | - Calidad 6,8 |
| | - Acero galvanizado mínimo 5 micras |



Figura 3.83. Pernos de anclaje.

Se selecciona un perno de anclaje M8, de diámetro 10 mm, como se muestra en el Anexo A-4.

3.6.13.4 El coeficiente de seguridad parcial para las cargas aplicadas, se calcula con la siguiente ecuación:

$$Y_M = \frac{N_{RK}[KN]}{T[KN]} \quad \text{Ec. (3.22)}$$

Donde:

- Y_M Coeficiente de seguridad parcial
- N_{RK} Carga recomendada a tracción pura en [KN]
- T Carga aplicada a tracción pura en [KN]

Entonces, se tiene:

$$Y_M = \frac{7,5[KN]}{5,67[KN]}$$

$$Y_M = 1,32$$

El coeficiente de seguridad calculado es mayor que uno, lo que se considera están bien seleccionados los pernos de anclajes.

3.6.14 DISEÑO DE LA SOLDADURA.

En el anexo A-5 a), se tiene las propiedades de los cordones de soldaduras de filete sometidas a flexión.

3.6.14.1 Área de la garganta de la soldadura:

$$A = 1,414 * \pi * h[mm] * r[mm] \quad \text{Ec. (3.23)}$$

Donde: r Radio interno, [mm]
 A Área de la garganta de la soldadura, [mm]
 h Tamaño de la junta, [mm]

3.6.14.2 Fuerza cortante primario:

Por tal razón, se tiene o se genera una reacción de fuerza cortante primario:

$$\tau' = \frac{V[\text{Kgf}]}{A[\text{mm}^2]} \quad \text{Ec. (3.24)}$$

Donde: A Área total de la garganta de la soldadura, [mm²]
 V Fuerza cortante, [kgf]

3.6.14.3 Momento de inercia unitario.

$$I_u = \pi * r^3 [\text{mm}^3] \quad \text{Ec. (3.25)}$$

Donde: I_u Momento de inercia unitario, [mm³]
 r Radio interno, [mm]

3.6.14.4 Momento de inercia basado en la garganta de la soldadura.

$$I = 0,707 h[\text{mm}] I_u[\text{mm}^3] \quad \text{Ec. (3.26)}$$

Donde: h Tamaño de la junta, [mm]
 I_u Momento de inercia unitario, [mm³]

3.6.14.5 El momento flector, produce un esfuerzo normal por flexión en las juntas.

$$\sigma_{xx} = \frac{F[\text{Kgf}]}{A[\text{mm}^2]} + \frac{M[\text{Kgf-mm}] * c[\text{mm}]}{I[\text{mm}^4]} \quad \text{Ec. (3.27)}$$

3.6.14.6 Por medio del círculo de Mohr se obtiene el esfuerzo cortante máximo:

$$\tau_{\text{máx}} = \sqrt{\left(\frac{\sigma_{xx}}{2}\right)^2 \left[\frac{\text{kgf}}{\text{mm}^2}\right]^2 + \tau_{xy}^2 \left[\frac{\text{kgf}}{\text{mm}^2}\right]^2} \quad \text{Ec. (3.28)}$$

Donde:

$\tau_{\text{máx}}$ Esfuerzo cortante máximo, $\left[\frac{\text{kgf}}{\text{mm}^2}\right]$

σ_{xx} Esfuerzo normal de flexión, $\left[\frac{\text{kgf}}{\text{mm}^2}\right]$

3.6.14.7 Factor de seguridad

τ_{xy} Esfuerzo cortante primario, $\left[\frac{\text{kgf}}{\text{mm}^2}\right]$

Con la teoría de falla del esfuerzo cortante máximo, se calcula el factor de seguridad con la siguiente relación:

$$n = \frac{S_{sy}}{\tau_{xy}} \quad \text{Ec. (3.29)}$$

Entonces, se tiene:

$$n = \frac{0,5 * S_y}{1,63}$$

Donde: S_{sy} Esfuerzo de fluencia al corte, $\left[\frac{\text{kgf}}{\text{mm}^2}\right]$

En el Anexo A-5 b), se tiene las propiedades mínimas del metal de soldadura.

3.6.14.8 Soldadura entre placa base y columna.

La disposición de las cargas se muestra en la figura 3.79. La sección del cordón de soldadura de filete, que se utiliza, se muestra en la figura 3.84.

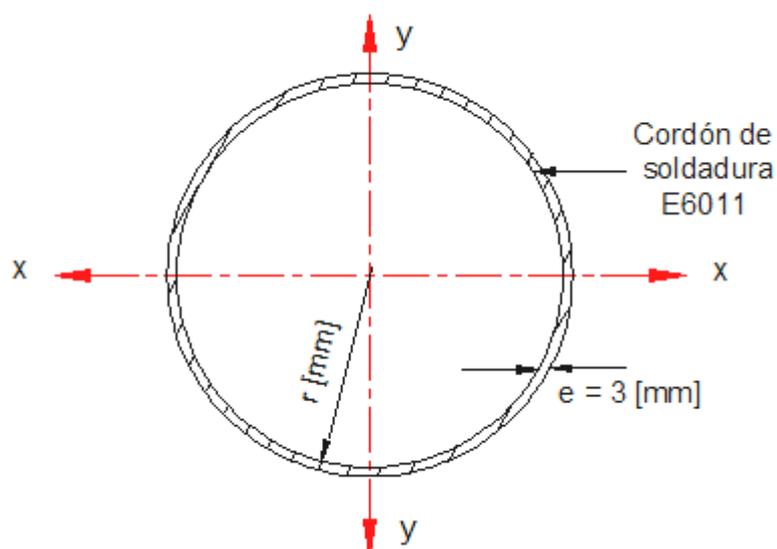


Figura 3.84. Sección del cordón de soldadura de filete, columna y placa base.

La columna se une a la placa base por medio de cordones de soldadura, y de esta manera se transmiten los esfuerzos.

Datos:

| | |
|----------------------|--------------------|
| Altura de la columna | 2.400[mm] |
| Momento flector | 90.422, 2 [kgf-mm] |
| D_{ext} | 101, 1 [mm] |
| D_{int} | 98, 6 [mm] |

Con el momento flector se puede obtener una fuerza equivalente $F_{equivalente}=37,67$ [kgf], que realice el mismo efecto que el dicho momento que debe ser aplicada, esta fuerza se encuentra en la parte superior de la columna, como se observa en la figura 3.79.

Con la ecuación Ec. (3.23) se obtiene el área total de la garganta de soldadura:

$$A = 1,414 * \pi * 4[\text{mm}] * 50,8[\text{mm}]$$

$$A = 902,65[\text{mm}^2]$$

Con la ecuación Ec. (3.24) se obtiene el esfuerzo cortante máximo:

$$\tau' = \frac{37,67[\text{Kgf}]}{902,65[\text{mm}^2]}$$

$$\tau' = 0,0417 \left[\frac{\text{kgf}}{\text{mm}^2} \right]$$

Con la ecuación Ec. (3.25) se determina el momento de inercia unitario:

$$I_u = \pi * 50,8^3 [\text{mm}^3]$$

$$I_u = 411.851,84 [\text{mm}^3]$$

Con la ecuación Ec. (3.26), se calcula el momento de inercia basado en la garganta de la soldadura:

$$I = 0,707 * 4[\text{mm}] * 411.851,84[\text{mm}^3]$$

$$I = 1.164.717,001 [\text{mm}^4]$$

El momento flector, produce un esfuerzo normal por flexión en las juntas, con la ecuación Ec. (3.27), se obtiene:

$$\sigma_{\text{xx}} = \frac{105,47[\text{Kgf}]}{902,65[\text{mm}^2]} + \frac{90422,2 [\text{Kgf} - \text{mm}] * 50,8[\text{mm}]}{1164717,004 [\text{mm}^4]}$$

$$\sigma_{\text{xx}} = 4,06 \left[\frac{\text{Kgf}}{\text{mm}^2} \right]$$

Una vez que se obtuvo las componentes de esfuerzo σ_{xx} , y τ' , para la soldadura sometida a flexión, se puede combinarlas, utilizando un diagrama de círculo de Mohr para evaluar los esfuerzos principales.

Luego, se aplica la teoría del esfuerzo cortante máximo, para determinar la probabilidad de falla o seguridad.

Por medio del círculo de Mohr se obtiene el esfuerzo cortante máximo. Con la ecuación Ec. (3.28), se determina:

$$\tau_{m\acute{a}x} = \sqrt{\left(\frac{3,25}{2}\right)^2 \left[\frac{\text{kgf}}{\text{mm}^2}\right]^2 + 0,0417^2 \left[\frac{\text{kgf}}{\text{mm}^2}\right]^2}$$

$$\tau_{m\acute{a}x} = 2,030 \left[\frac{\text{Kgf}}{\text{mm}^2}\right]$$

Se considera un electrodo E6011, cuyo esfuerzo de fluencia es de 50 Kpsi o $35,22 \left[\frac{\text{kgf}}{\text{mm}^2}\right]$, y con la ecuación Ec. (3.29) se obtiene el siguiente factor de seguridad:

$$n = \frac{0,5 * 35,22 \left[\frac{\text{kgf}}{\text{mm}^2}\right]}{2,030 \left[\frac{\text{kgf}}{\text{mm}^2}\right]}$$

$$n = 8,67$$

3.6.14.9 Soldadura de los brazos internos

La estructura de los brazos internos, se muestra en la figura 3.64 la disposición de las cargas, se considera este análisis por ser el más crítico, debido a que, se encuentra sometido a esfuerzos combinados de flexión y torsión.

La sección del cordón de soldadura de filete, que se utiliza, se muestra en la figura 3.85. Además, en el Anexo A-5 a) y b), se presenta las propiedades de los cordones de soldaduras de filete a flexión y torsión.

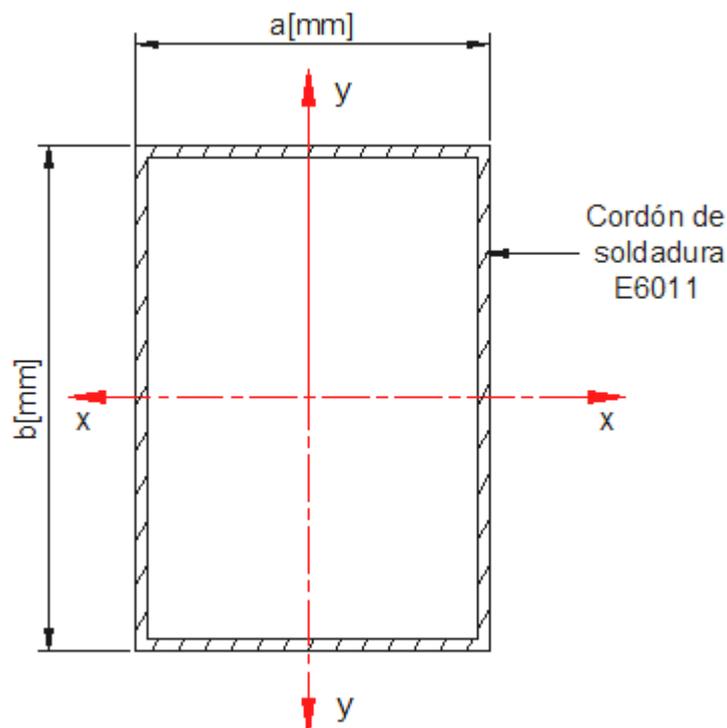


Figura 3.85. Sección del cordón de soldadura de filete, brazo internos.

3.6.14.9.1 Área de la garganta de la soldadura:

El área de la garganta de la soldadura de filete, sometidas a torsión se calcula con la siguiente ecuación:

$$A = 1,414 * \pi * h[\text{cm}] * [a + b][\text{cm}] \quad \text{Ec. (3.30)}$$

Donde:

- a Base, [cm]
- A Área de la garganta de la soldadura, [cm]
- h Tamaño de la junta, [cm]
- b Altura, [cm]

3.6.14.9.2 Momento polar de inercia unitario.

El momento polar de inercia unitario se obtiene con la siguiente ecuación:

$$J_u = \frac{[b[\text{cm}] + a[\text{cm}]]^3}{6} [\text{cm}^3] \quad \text{Ec. (3.31)}$$

Donde: J_u Momento polar de inercia unitario, [cm^3]
 b Altura, [cm]
 a Base, [cm]

3.6.14.9.3 Momento polar de inercia basado en la garganta de la soldadura.

$$J = 0,707 h[\text{cm}] J_u[\text{cm}^3] \quad \text{Ec. (3.32)}$$

Donde: h Tamaño de la junta, [cm]
 J_u Momento polar de inercia unitario, [cm^3]

3.6.14.9.4 Esfuerzo cortante secundario

El esfuerzo cortante secundario, se calcula con la siguiente ecuación:

$$\tau'' = \frac{M_{\text{torsión}}[\text{Kgf-cm}] * r[\text{cm}]}{J[\text{cm}^4]} \quad \text{Ec. (3.33)}$$

Donde: $M_{\text{torsión}}$ Momento de torsión, [Kgf - cm]
 J Momento polar de inercia, [cm^4]
 r Distancia entre el centroide del grupo de soldaduras, [cm]

3.6.14.9.5 Esfuerzo cortante resultante

El esfuerzo cortante resultante, se obtiene con la siguiente ecuación:

$$\tau = \tau'' \left[\frac{\text{kgf}}{\text{cm}^2} \right] + \tau' \left[\frac{\text{kgf}}{\text{cm}^2} \right] \quad \text{Ec. (3.34)}$$

Donde: τ'' Esfuerzo cortante secundario, [Kgf / cm²]

τ' Esfuerzo cortante primario, [Kgf/ cm²]

3.6.14.9.6 *Momento de inercia unitario.*

$$I_u = \frac{b^3[\text{cm}^3]}{6} [3a[\text{cm}] + b[\text{cm}]] \quad \text{Ec. (3.35)}$$

Donde: I_u Momento de inercia unitario, [cm³]

b Altura, [cm]

a Base, [cm]

3.6.14.9.7 *Momento de inercia basado en la garganta de la soldadura.*

$$I = 0,707 h[\text{cm}] I_u[\text{cm}^3] \quad \text{Ec. (3.3 6)}$$

Donde: h Tamaño de la junta, [mm]

I_u Momento de inercia unitario, [mm³]

3.6.14.9.8 *El momento flector, produce un esfuerzo normal por flexión en las juntas.*

$$\sigma_{xx} = \frac{M[\text{Kgf-mm}] * c[\text{mm}]}{I[\text{mm}^4]} \quad \text{Ec. (3.37)}$$

Donde: M Momento de flexión, [Kgf – cm]

I Momento de inercia, [mm³]

c Distancia entre el centroide del grupo de soldaduras, [cm]

Para el cálculo de las soldaduras de los brazos internos, y la placa 1, como se muestra en la figura 3.57, se tiene los siguientes datos:

Datos:

| | |
|----------------------|-------------------|
| Altura de la placa 1 | 47,5 [cm] |
| Momento flector | 6858, 64 [kgf-cm] |
| d (altura) | 6 [cm] |
| a (base) | 4 [cm] |

El área de la garganta de la soldadura de filete, sometida a torsión se obtiene de la ecuación Ec. (3.30).

$$A = 1,414 * \pi * 0,6[\text{cm}] * [4 + 6][\text{cm}]$$

$$A = 26,65[\text{cm}]$$

El momento polar de inercia unitario, se calcula con la ecuación Ec. (3.31)

$$J_u = \frac{[6[\text{cm}] + 4[\text{cm}]]^3}{6} [\text{cm}^3]$$

$$J_u = 166,67[\text{cm}^3]$$

El momento polar de inercia, basado en la garganta de la soldadura se obtiene con la ecuación Ec. (3.32).

$$J = 0,707 * 0,6[\text{cm}] * 166,67[\text{cm}^3]$$

$$J = 70,70[\text{cm}^4]$$

El esfuerzo cortante secundario, se calcula con la ecuación Ec. (3.33).

$$\tau'' = \frac{68.58,64[\text{Kgf-cm}] * 6.6[\text{cm}]}{70,70[\text{cm}^4]}$$

$$\tau'' = 640,27 \left[\frac{\text{kgf}}{\text{cm}^2} \right]$$

Con la ecuación Ec. (3.24) se obtiene el esfuerzo cortante primario:

$$\tau' = \frac{50,988[\text{Kgf}]}{26,65[\text{cm}^2]}$$

$$\tau' = 1,91 \left[\frac{\text{kgf}}{\text{cm}^2} \right]$$

El esfuerzo cortante resultante se obtiene con la ecuación Ec. (3.34).

$$\tau = 640,27 \left[\frac{\text{kgf}}{\text{cm}^2} \right] + 1,91 \left[\frac{\text{kgf}}{\text{cm}^2} \right]$$

$$\tau = 642,18 \left[\frac{\text{kgf}}{\text{cm}^2} \right]$$

Para flexión de soldaduras de filete, se obtienen el momento de inercia unitario con la ecuación Ec. (3.35).

$$I_u = \frac{6^2[\text{cm}^2]}{6} [3 * 4[\text{cm}] + 6[\text{cm}]]$$

$$I_u = 108 [\text{cm}^3]$$

El momento de inercia basado en la garganta de las soldaduras de filete en flexión, se calcula con la ecuación Ec. (3.36)

$$I = 0,707 * 0,6[\text{cm}] * 108[\text{cm}^3]$$

$$I = 45,81[\text{cm}^4]$$

El momento flector, produce un esfuerzo normal por flexión en las juntas y se calcula con la ecuación Ec. (3.37).

$$\sigma_{\text{máx}} = \frac{68.58,64[\text{Kgf} - \text{cm}] * 6[\text{cm}]}{45,81[\text{cm}^2]}$$

$$\sigma_{\text{máx}} = 898,31 \left[\frac{\text{Kgf}}{\text{cm}^2} \right]$$

Una vez que se obtiene las componentes de esfuerzo $\sigma_{\text{máx}}$, y τ para la soldadura sometida a flexión y torsión, se puede combinarlas utilizando un diagrama de círculo de Mohr, para evaluar los esfuerzos principales.

Luego, se aplica la teoría del esfuerzo cortante máximo para determinar la probabilidad de falla.

Por medio del círculo de Mohr se obtiene el esfuerzo cortante máximo. Con la ecuación Ec. (3.28), se determina:

$$\tau_{\text{máx}} = \sqrt{\left(\frac{891,31}{2}\right)^2 \left[\frac{\text{kgf}}{\text{mm}^2}\right]^2 + 642,18^2 \left[\frac{\text{kgf}}{\text{mm}^2}\right]^2}$$

$$\tau_{\text{máx}} = 781,66 \left[\frac{\text{Kgf}}{\text{cm}^2} \right]$$

Se considera un electrodo E6011, cuyo esfuerzo de fluencia es de 50 Kpsi o $3522,0 \left[\frac{\text{kgf}}{\text{cm}^2} \right]$, y con la ecuación Ec. (3.29) se obtiene el siguiente factor de seguridad:

$$n = \frac{0,5 * 3522 \left[\frac{\text{kgf}}{\text{cm}^2} \right]}{781,66 \left[\frac{\text{kgf}}{\text{cm}^2} \right]}$$

$$n = 2,25$$

El cálculo del cordón de soldadura sometidos a esfuerzos combinados de flexión y torsión de los brazos internos, está bien diseñado.

3.6.15 DISEÑO Y SELECCIÓN DE PERNOS.

Las especificaciones de los pernos a utilizar se muestran en el Anexo A-6. En la figura 3.86, se puede observar las funciones de dichos pernos.

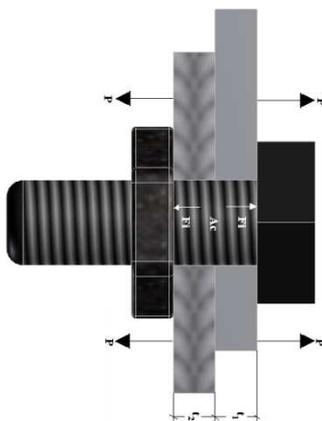


Figura 3.86. Diagrama para el diseño de los pernos.

En el Anexo A-6 a), se puede seleccionar las siguientes propiedades:

Grado SAE:

S_p = Resistencia a prueba

S_{ut} = Resistencia última a la tensión

S_y = Resistencia a la fluencia

D_n = Diámetro nominal

Del Anexo A-6 b) y c) se obtiene:

A_t = Área del esfuerzo a tensión.

Para comprobar la resistencia del perno (**C**) se realiza los siguientes cálculos:

3.6.15.1 CÁLCULO DEL MÓDULO DE RIGIDEZ DEL PERNO

El módulo de rigidez del perno, se determina con la siguiente expresión:

$$k_b = \frac{\pi \cdot d^2 [\text{pulg}^2] \cdot E [\text{psi}]}{4 \cdot l [\text{pulg}]} \quad \text{Ec. (3.38)}$$

Donde:

- k_b Constante de rigidez del perno, $\left[\frac{\text{lbs}}{\text{pulg}}\right]$
- d Diámetro nominal del perno, [pulg]
- E Módulo de elasticidad del material del perno, [psi]
- l Longitud de agarre del perno, [pulg]

3.6.15.2 CÁLCULO DE LA CONSTANTE DE LAS JUNTAS EMPERNADAS

La constante de rigidez de los elementos o juntas empernadas, se calcula con la siguiente ecuación:

$$K_m = \frac{\pi \cdot d_n^2 [\text{pulg}^2] \cdot E [\text{psi}]}{2 \cdot \ln \left[5 \cdot \frac{(l [\text{pulg}] + 0.5 \cdot d_n [\text{pulg}])}{(l [\text{pulg}] + 2.5 \cdot d_n [\text{pulg}])} \right]} \quad \text{Ec. (3.39)}$$

Donde:

- d_n Diámetro nominal del perno, [pulg]
- E Módulo de elasticidad de las juntas empernadas, [psi]
- l Longitud de agarre del perno, [pulg]

3.6.15.3 CÁLCULO DE LA CONSTANTE C:

Obtenido K_b y K_m , se calcula el valor de la constante C , por medio de la siguiente ecuación:

$$C = \frac{K_b \left[\frac{\text{lbs}}{\text{pulg}}\right]}{K_b \left[\frac{\text{lbs}}{\text{pulg}}\right] + K_m \left[\frac{\text{lbs}}{\text{pulg}}\right]} \quad \text{Ec. (3.40)}$$

| | | |
|---------------|-------|--|
| Donde: | C | Constante de los módulos de rigidez |
| | K_b | Constante de rigidez del perno, $\left[\frac{\text{lbs}}{\text{pulg}} \right]$ |
| | K_m | Constante de rigidez de las juntas empernadas, $\left[\frac{\text{lbs}}{\text{pulg}} \right]$ |

3.6.15.4 PRECARGA DE PERNOS

La importancia de la precarga en los pernos no se puede desestimar, una precarga elevada mejora tanto la resistencia de una unión de perno como el efecto de aseguramiento. El efecto de la precarga es hacer trabajar las piezas en compresión, para que haya mayor resistencia a la carga de tensión externa, y originar fricción entre ellas, a fin de resistir la carga cortante.

3.6.15.5 CÁLCULO DE LA CARGA DE PRUEBA

La carga de prueba F_p , se la determina con la siguiente expresión:

$$F_p = A_t[\text{pulg}^2] * S_p[\text{psi}] \quad \text{Ec. (3.41)}$$

| | | |
|---------------|-------|---------------------------------------|
| Donde: | F_p | Carga de prueba, [lbs] |
| | A_t | Area de tensión, [pulg ²] |
| | S_p | Resistencia a la tensión, [psi] |

3.6.15.6 CÁLCULO DE LA PRECARGA

Para determinar la precarga, se sugiere este dentro del intervalo propuesto en la siguiente ecuación:

$$0,6 * F_p[\text{lbs}] \leq F_i \leq 0,9 * F_p[\text{lbs}] \quad \text{Ec. (3.42)}$$

Entonces, se procede a calcular los límites inferior y superior del intervalo sugerido para la precarga:

Donde: 0,6*F_p Límite inferior
 0,9* F_p Límite superior

Se recomienda escoger el límite superior

3.6.15.7 PARA DISEÑO ESTÁTICO

3.6.15.7.1 *Cálculo del factor de seguridad estático, se determina con la siguiente ecuación:*

$$n = \frac{A_t[\text{pulg}^2] * S_y[\text{psi}] - F_i[\text{psi}]}{C * P[\text{lbs}]} \quad \text{Ec. (3.43)}$$

Donde: F_i Precarga, [**lbs**]
 S_y Resistencia a la fluencia, [**psi**]
 n Factor de seguridad
 P Carga externa total de cada perno, [**lbs**]
 C Constante de carga de cada perno

PARA LOS PERNOS A

Estos pernos, sirven de unión entre la placa soporte con articulación de brazo externo y la placa articulación brazo sujeción, como se puede ver en la figura 3.26.

Diseño estático

Los pernos de soporte entre placas trabajan con una carga de 123,48 kgf. Los sujetadores superiores, están sometidos a tensión simple, por lo tanto, se diseña con la teoría de falla en tensión simple.

Se selecciona un perno M8x1 Grado 2., el mismo que, se debe verificar si soporta la carga aplicada.

Grado SAE = 2

$$S_p = 55 \text{ Kpsi}$$

$$S_{ut} = 74 \text{ Kpsi}$$

$$S_y = 57 \text{ Kpsi}$$

$$D_n = 0,3125 \text{ pulg}$$

$$A_t = 0,0524 \text{ [pulg}^2\text{]}$$

El cálculo de la rigidez del perno se obtiene de la ecuación Ec. (3.38):

$$K_b = \frac{\pi * [0,3125^2] [\text{pulg}^2] * 30 \times 10^6 [\text{psi}]}{4 * 0,473 [\text{pulg}]}$$

$$K_b = 4,86 \times 10^6 \left[\frac{\text{lbs}}{\text{pulg}} \right]$$

El cálculo del módulo de rigidez de las juntas empernadas se obtiene de la ecuación Ec. (3.39):

$$K_m = \frac{\pi * [0,3125^2] [\text{pulg}^2] * 30 \times 10^6 [\text{psi}]}{2 * \ln \left[5 * \left(\frac{0,473 [\text{pulg}] + 0,5 * 0,3125 [\text{pulg}]}{0,473 [\text{pulg}] + 2,5 * 0,3125 [\text{pulg}]} \right) \right]}$$

$$K_m = 5,004 \times 10^6 \left[\frac{\text{lbs}}{\text{pulg}} \right]$$

Calculado K_b y K_m , se determina el valor de la constante C , con la ecuación Ec.(3.40):

$$C = \frac{4,86 \times 10^6 \left[\frac{\text{lbs}}{\text{pulg}} \right]}{5,004 \times 10^6 \left[\frac{\text{lbs}}{\text{pulg}} \right] + 4,86 \times 10^6 \left[\frac{\text{lbs}}{\text{pulg}} \right]}$$

$$C = 0,4927$$

El cálculo de la carga de prueba del perno, se obtiene con la ecuación Ec.(3.41):

$$F_p = 0,0524[\text{pulg}^2] * 55000 \left[\frac{\text{lbs}}{\text{pulg}^2} \right]$$

$$F_p = 2882[\text{lbs}]$$

Para el cálculo de la precarga del perno, se utiliza la ecuación Ec. (3.42).

Se calcula los límites inferior, y superior del intervalo sugerido para la precarga:

$$1729,2[\text{lbs}] = \text{límite inferior de precarga}$$

$$2593,8[\text{lbs}] = \text{límite superior de precarga}$$

Del intervalo recomendado, se escoge el límite superior:

$$2593,8[\text{lbs}] = \text{límite superior de precarga} = F_i$$

Se considera que los pernos, van a trabajar a carga estática, entonces, se calcula el factor de seguridad con la ecuación Ec. (3.43):

$$n = \frac{0,0524[\text{pulg}^2] * 57000 \left[\frac{\text{lbs}}{\text{pulg}^2} \right] - 2593,8[\text{lbs}]}{0,4927 * 271,65[\text{lbs}]}$$

$$n = 2,93$$

PARA LOS PERNOS B

Estos pernos sirven de sujeción entre la placa unión alojamientos de rodamiento con brazo interno, como se puede ver en la figura 3.57.

Diseño estático

Los pernos de sujeción trabajan con una carga de tensión, que se la obtiene de la siguiente ecuación:

$$F_B = \frac{M[\text{Kgf-mm}]}{d[\text{mm}]} \quad \text{Ec. (3.44)}$$

Donde: M Momento flector, [Kgf – mm]

d Distancia entre los pernos, [mm]

Entonces, se obtiene el valor de la fuerza de tracción, el cual se considera como caso crítico en un perno.

$$F_B = \frac{90.422,2[\text{Kgf} - \text{mm}]}{200[\text{mm}]}$$

$$F_B = 452,11 [\text{kgf}]$$

Los sujetadores superiores están sometidos a tensión simple, por lo tanto, se diseña con el procedimiento de la teoría de falla en tensión simple.

Se selecciona un perno M10x1, 5 de Grado 2, el mismo que se debe verificar si soporta la carga aplicada.

Grado SAE = 2

$$S_p = 55 \text{ Kpsi}$$

$$S_{ut} = 74 \text{ Kpsi}$$

$$S_y = 57 \text{ Kpsi}$$

$$D_n = 0,3750 \text{ pulg}$$

$$A_t = 0,0775 [\text{pulg}^2]$$

El cálculo de la rigidez del perno se obtiene con la ecuación Ec. (3.38):

$$K_b = \frac{\pi * [0,3750^2][\text{pulg}^2] * 30 \times 10^6 [\text{psi}]}{4 * 0,78 [\text{pulg}]}$$

$$K_b = 4,24 \times 10^6 \left[\frac{\text{lbs}}{\text{pulg}} \right]$$

El cálculo del módulo de rigidez de las juntas empernadas, se obtiene de la ecuación Ec. (3.39):

$$K_m = \frac{\pi * [0,3750^2][\text{pulg}^2] * 30 \times 10^6 [\text{psi}]}{2 * \ln \left[5 * \left(\frac{0,78[\text{pulg}] + 0,5 * 0,3750[\text{pulg}]}{0,78[\text{pulg}] + 2,5 * 0,3750[\text{pulg}]} \right) \right]}$$

$$K_m = 6,39 \times 10^6 \left[\frac{\text{lbs}}{\text{pulg}} \right]$$

Entonces obtenido K_b y K_m , se calcula el valor de la constante **C**, con la ecuación Ec. (3.40):

$$C = \frac{4,24 \times 10^6 \left[\frac{\text{lbs}}{\text{pulg}} \right]}{4,24 \times 10^6 \left[\frac{\text{lbs}}{\text{pulg}} \right] + 6,39 \times 10^6 \left[\frac{\text{lbs}}{\text{pulg}} \right]}$$

$$C = 0,398$$

El cálculo de la carga de prueba del perno, se obtiene con la ecuación Ec.(3.41):

$$F_p = 0,0775[\text{pulg}^2] * 55000 \left[\frac{\text{lbs}}{\text{pulg}^2} \right]$$

$$F_p = 4262,5[\text{lbs}]$$

El cálculo de la precarga del perno, se obtiene con la ecuación Ec. (3.42).

Entonces, se procede a calcular los límites inferior y superior del intervalo sugerido para la precarga:

$$2557,5[\text{lbs}] \quad \text{Límite inferior de precarga}$$

$$3836,25[\text{lbs}] \quad \text{Límite superior de precarga}$$

Se escoge el límite superior del intervalo sugerido, y se obtiene lo siguiente:

$$3836,25[\text{lbs}] \quad \text{Límite superior de precarga} = F_i$$

Se considera que estos pernos, van a trabajar a carga estática, se calcula el factor de seguridad con la ecuación Ec. (3.43):

$$n = \frac{0,0775[\text{pulg}^2] * 57000 \left[\frac{\text{lbs}}{\text{pulg}^2} \right] - 3836,25[\text{lbs}]}{0,398 * 994,6[\text{lbs}]}$$

$$n = 1,5$$

3.6.16 CÁLCULO Y SELECCIÓN DE RODAMIENTOS



Figura 3.87. Rodamiento.

3.6.16.1 PARÁMETROS DE SELECCIÓN DE UN RODAMIENTO

Al dimensionar un rodamiento hay que tomar en consideración, si esta solicitado estáticamente o dinámicamente.

- Solicitación estática: tiene que ver esencialmente si el rodamiento esta en reposo o gira muy lentamente a revoluciones muy bajas.
- Solicitación dinámica: tiene lugar si el rodamiento gira y a revoluciones altas.

3.6.16.2 DIMENSIONAMIENTO DE LOS RODAMIENTOS

3.6.16.2.1 Rodamiento solicitado estáticamente

Al actuar una carga estática, se calcula el factor de esfuerzos estáticos f_s , para demostrar que un rodamiento tiene la suficiente capacidad estática.

Cálculo del factor de esfuerzos estático.

Se obtiene con la siguiente ecuación:

$$f_s = \frac{C_0 [\text{KN}]}{P_0 [\text{KN}]} \quad \text{Ec. (3.45)}$$

Donde:

- f_s Factor de esfuerzos estaticos
- C_0 Capacidad de carga estatica, [KN]
- P_0 Carga estática equivalente, [KN]

El valor de f_s , factor de esfuerzos estáticos, se toma como valor de seguridad contra deformaciones plásticas demasiadas elevadas en los puntos de contacto de los cuerpos rodantes.

Para rodamientos que deben girar con gran suavidad y facilidad debe elegirse un factor de esfuerzos estáticos f_s elevado. Si las exigencias referentes a la suavidad de marcha son más reducidas, bastan valores más pequeños. En general, se pretende conseguir los siguientes valores recomendados:

$$f_s = 1,2 \text{ hasta } 2,5 \text{ para exigencias elevadas}$$

$$f_s = 0,8 \text{ hasta } 1,2 \text{ para exigencias normales}$$

$$f_s = 0,5 \text{ hasta } 0,8 \text{ para exigencias reducidas}$$

El factor de capacidad de carga estática, C_0 , viene indicada en tablas para cada rodamiento.

El factor P_0 , es un valor ficticio que se calcula en el caso de actuar una carga combinada, es decir, cuando el rodamiento está solicitado radial y axialmente, y se calcula con la siguiente ecuación:

$$P_0 = X_0 * F_r [\text{KN}] + Y_0 * F_a [\text{KN}] \quad \text{Ec. (3.46)}$$

Donde:

- F_r Carga radial [KN]
- F_a Carga axial [KN]

X_0 Factor radial

Y_0 Factor axial

Se tiene las diferentes fórmulas, para los diferentes tipos de rodamientos que se indican a continuación:

- Para rodamientos con una hilera de rodillos cónicos, se tiene muy en cuenta las siguientes consideraciones:

a) Si cumple con la siguiente relación:

$$\frac{F_a[\text{KN}]}{F_r[\text{KN}]} \leq \frac{1}{2 \cdot Y_0} \quad \text{Ec. (3.47)}$$

Entonces, se utiliza la siguiente ecuación:

$$P_0 = F_r[\text{KN}] \quad \text{Ec. (3.48)}$$

b) Si se cumple con la siguiente relación:

$$\frac{F_a[\text{KN}]}{F_r[\text{KN}]} > \frac{1}{2 \cdot Y_0} \quad \text{Ec. (3.49)}$$

Entonces, se utiliza la siguiente ecuación:

$$P_0 = 0,5 \cdot F_r[\text{KN}] + Y_0 \cdot F_a[\text{KN}] \quad \text{Ec. (3.50)}$$

- Para rodillos cónicos montados por parejas se calcula con la ecuación:

$$P_0 = F_r[\text{KN}] + Y_0 \cdot F_a[\text{KN}] \quad \text{Ec. (3.51)}$$

Para F_r y F_a , se toma las fuerzas que actúan sobre el rodamiento. Los factores axiales Y_0 , se indica en tablas.

CÁLCULO Y SELECCIÓN DE RODAMIENTOS

Se debe seleccionar y calcular los rodamientos en la columna, en la parte superior. Se considera que deben ser rodamientos cónicos, y estos deben cumplir el siguiente requerimiento de funcionamiento y diseño de la columna.

Datos:

Diámetro interno = 101,6 [mm] = diámetro externo de la columna redonda hueca.

Capacidad de carga estática axial de 93,69 [kgf]

La capacidad de carga estática radial, se le obtiene del momento que se genera a la columna y se obtiene de la siguiente relación:

$$F_r = \frac{M[\text{Kgf-mm}]}{d[\text{mm}]} \quad \text{Ec. (3.52)}$$

Datos:

M 90.422,2 [kgf-mm]

d 200 [mm]

Se obtiene la fuerza radial que actúa sobre los rodamientos, con la ecuación Ec. (3.52):

$$F_r = \frac{90.422,2[\text{Kgf-mm}]}{200[\text{mm}]}$$

$$F_r = 452,11 [\text{Kgf}]$$

El límite de velocidad < 3 rpm, es muy baja. Por lo que se selecciona un rodamiento cuya especificación es: FAG 32021, y sus características son las siguientes:

Datos:

$$D_i = 105\text{mm}$$

$$D_{\text{ext}} = 160\text{ mm}$$

$$y_0 = 0,7$$

$$C_0 = 180[\text{KN}]$$

Se calcula por sollicitación estática del rodamiento. Se calcula con la ecuación Ec. (3.47):

$$\frac{0,92[\text{KN}]}{4,52[\text{KN}]} \leq \frac{1}{2 * 0,7}$$

$$0,20 \leq 0,71$$

Por tal razón, se utiliza la ecuación Ec. (3.48):

$$P_0 = 4,46[\text{KN}]$$

Se procede a calcular el factor de esfuerzos estáticos o factor de seguridad, con la ecuación Ec. (3.45):

$$f_s = \frac{180[\text{KN}]}{4,52[\text{KN}]}$$

$$f_s = 39,8$$

En el anexo A-7, se presenta las especificaciones del rodamiento seleccionado.

3.6.17 SELECCIÓN Y DISEÑO DEL SISTEMA NEUMÁTICO.

En la figura 3.88 se muestra los componentes básicos de un cilindro neumático.

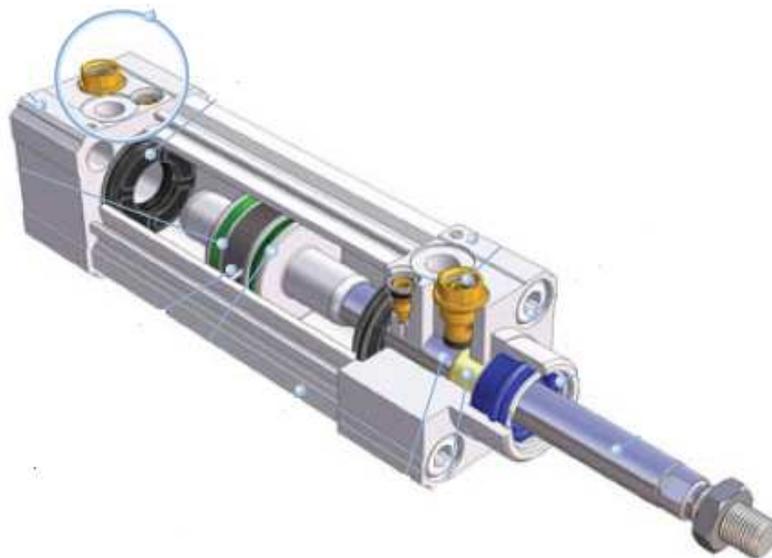


Figura 3.88. Cilindro neumático.

3.6.17.1 Cilindros Neumáticos

Son los elementos cuya función es de, transformar la energía neumática en trabajo mecánico de movimiento rectilíneo, que consta de carrera de avance y carrera de retroceso.

Carrera de avance: Si la presión de aire se aplica en la cámara posterior de un cilindro, el émbolo y el vástago se desplazan hacia adelante.

Carrera de retroceso: si la presión de aire se aplica en la cámara anterior del cilindro, el desplazamiento se realiza en sentido inverso.

3.6.17.2 Tipos de cilindros neumáticos

Existen diferentes tipos de cilindros neumáticos. Según la forma en que se realiza el retroceso del vástago, los cilindros se dividen en dos grupos:

- Cilindros de simple efecto
- Cilindros de doble efecto.

3.6.17.2.1 Cilindros de doble efecto

Tanto el movimiento de salida como el de entrada, son debidos al aire comprimido, es decir, ejerce su acción en las dos cámaras del cilindro, de esta forma puede realizar trabajo en los dos sentidos del movimiento.

El campo de aplicación de los cilindros de doble efecto, es más extenso que el de los cilindros de simple efecto.

Los cilindros de doble efecto pueden ser:

- Sin amortiguación
- Con amortiguación

Esto depende de algunos factores como son la carga y la velocidad de desplazamiento.

Los cilindros de doble efecto presenta las siguientes ventajas sobre los cilindros de simple efecto:

- Posibilidad de realizar trabajo en los dos sentidos.
- No se pierde fuerza para comprimir el muelle.
- No se aprovecha toda la longitud del cuerpo del cilindro con carrera útil.

3.6.17.3 Cálculos de cilindros:

3.6.17.3.1 Fuerza del émbolo

La fuerza ejercida por un elemento de trabajo, depende de la presión del aire, del diámetro del cilindro del rozamiento de las juntas. La fuerza teórica del émbolo se calcula con la siguiente ecuación:

$$F_{teórica} = A[cm^2] * p[kpa] \quad \text{Ec. (3.53)}$$

| | | |
|---------------|---------------|---|
| Donde: | $F_{teórica}$ | Fuerza teórica del émbolo, [N] |
| | A | Superficie útil del émbolo, [cm²] |
| | p | Presión de trabajo, [Kpa] |

En la práctica, es necesario conocer la fuerza real. Para determinarla hay que tener en cuenta los rozamientos. En condiciones normales de servicio (presión de 400 a 800 Kpa / 4 a 8 bar), se puede suponer que las fuerzas de rozamiento representan de un 3 a un 20% de la fuerza calculada.

Cálculo de la presión de trabajo

La longitud de carrera en cilindros neumáticos no debe exceder de 2000 [mm]. Con émbolos de gran tamaño y carrera larga, el sistema neumático no resulta económico por el elevado consumo de aire.

Cuando la carrera es muy larga, el esfuerzo mecánico del vástago y de los cojinetes de guía, es demasiado grande. Para evitar el riesgo de pandeo, si las carreras son grandes deben adoptarse vástagos de diámetro superior a lo normal.

3.6.17.3.2 Velocidad del émbolo

La velocidad del émbolo en cilindros neumáticos depende de la fuerza de la presión del aire, de la longitud de la tubería, de la sección entre los elementos de mando y trabajo, y del caudal que circula por el elemento de mando.

La velocidad media del émbolo, en cilindros estándares, está comprendida entre 0,1 y 1,5 [m/s].

3.6.17.4 Selección del cilindro neumático

Para seleccionar el cilindro neumático, se toma en consideración los siguientes parámetros:

- Carga máxima: 62,9 [kgf]
- Longitud de carrera: 24,9 [cm]
- Velocidad de trabajo: 5 – 50 [cm/s]

En el Anexo A-8, se especifica el catálogo de cilindros neumáticos SMC.

El cilindro neumático que se toma como referencia, tiene las siguientes características técnicas:

Tabla 3.10. Características de cilindros neumáticos SMC.

| Fluido | Aire |
|--------------------------------|---|
| Funcionamiento | Doble efecto |
| Presión de prueba | 1.5 MPa |
| Presión máx. De trabajo | 1.0 MPa |
| Presión min. de trabajo | 0.05 MPa |
| Velocidad del émbolo | 50 a 500 [mm/s] |
| Tolerancia de rosca | Clase 2 JIS |
| Tolerancia de Long. De carrera | Hasta 250 _{mm} ^{+1.0} |
| Lubricación | No necesaria |

El cilindro de referencia según el catálogo es el CA2D-40-500-N.

Donde:

| | |
|-----|--------------------------------|
| CA2 | Serie |
| D | Montaje |
| - | Material del tubo |
| 40 | Diámetro [mm] |
| - | Modelo rosca |
| 500 | Carrera del cilindro [mm] |
| -N | Sin fuelle, Sin amortiguación. |

Presión de trabajo (P).

Para calcular la presión de trabajo del cilindro, se tiene el diámetro del pistón que es de 32 [mm], como se tiene en el anexo A-8, para lo cual se calcula con la ecuación Ec. (3.53), y se tiene lo siguiente:

$$P = \frac{615,8 \text{ [N]} * 4}{\pi * 0,032^2 \text{ [m}^2\text{]}}$$

$$P = 0,765 \text{ [MPa]}$$

La presión máxima de trabajo que soporta el cilindro es de 1 [MPa], por lo tanto, 0,765 [MPa] es un valor que está dentro de lo establecido.

Diámetro mínimo del vástago ($\Phi_{\text{mín.}}$).

El cálculo del diámetro mínimo que debe tener el vástago, se lo realiza con la teoría de estabilidad, es decir, considerando la esbeltez del elemento. El factor de seguridad recomendado es ≤ 3 .¹² Se realiza el cálculo con la teoría de Euler:

$$\Phi_{\text{mín}} = \sqrt[4]{\frac{F[\text{kgf}] * L^2[\text{cm}^2] * n * 64}{E \left[\frac{\text{kgf}}{\text{cm}^2} \right] * \pi^3}} \quad \text{Ec. (3.54)}$$

Donde:

| | |
|----------------------|---|
| \varnothing_{\min} | Diámetro mínimo del vástago, [cm] |
| F | Fuerza, [kgf] |
| L | Longitud de carrera, [cm] |
| n | Factor de seguridad ≤ 3 |
| E | Módulo de elasticidad, (del acero $2,5 \times 10^6$ Kgf/cm ²) |

Entonces, se calcula el diámetro mínimo del vástago con la ecuación Ec.(3.54):

¹² MARC BARRACO S., Manual de Oleohidráulica y Diseño de Circuitos, Ed. UPC, 1998, p 188.

$$\varnothing_{\min} = \sqrt[4]{\frac{62,9[\text{kgf}] * 50^2[\text{cm}^2] * 3 * 64}{2,5 \times 10^6 \left[\frac{\text{kgf}}{\text{cm}^2} \right] * \pi^3}}$$

$$\varnothing_{\min} = 0,75 \text{ cm}$$

Por lo que se concluye, que el émbolo del cilindro no pandea porque el diámetro es mayor al mínimo.

CAPÍTULO IV

4 CONSTRUCCIÓN, MONTAJE Y PRUEBAS DE CAMPO

4.1 CONSTRUCCIÓN DE LA MÁQUINA SEMI AUTOMÁTICA

Para la construcción de la máquina semiautomática para elevar y transportar baterías, se realizó en un taller mecánico, el cual se encuentra bien equipado y posee todas las herramientas necesarias y suficientes, para la construcción de todos los elementos que constituyen a la máquina.

En el Anexo A-14, se encuentra todos los respectivos planos de taller en los cuales se tiene la ingeniería de detalle. En el Anexo A-9, se encuentra las hojas de procesos, para la fabricación de cada elemento.

Se debe tomar en cuenta que todos los perfiles estructurales, ya sea, de sección cuadrada, rectangular y redonda, se encuentra con facilidad en el mercado local.

Las placas, ejes, bocines, y demás, se las construye con la ayuda de máquinas herramientas y aparatos adecuados de medida.

4.1.1 REQUERIMIENTOS PARA LA CONSTRUCCIÓN

Para la construcción de cada elemento que constituyen a la máquina se requiere de: máquinas, equipos, herramientas, materiales, instrumentos, etc.

Los que se detallan a continuación:

4.1.1.1 MÁQUINAS Y EQUIPOS

- Esmeril
- Soldadora
- Amoladora

- Compresor
- Taladro
- Torno
- Fresadora

4.1.1.2 HERRAMIENTAS

- Brocas
- Útiles para
tornear
- Escuadras
- Limas
- Machuelos
- Martillo
- Sierra de arco
- Sierra de disco

4.1.1.3 INSTRUMENTOS DE MEDICIÓN Y VERIFICACIÓN

- Calibrador pie
de rey
- Nivel
- Flexómetro
- Escuadra
- Reloj palpadora
- Micrómetro

4.1.1.4 RESUMEN DE MATERIA PRIMA

- Eje de Acero A-36, diversos espesores.
- Eje de Bronce.

- Acero A-36, diversos espesores. Plancha de
- estructural cuadrado. Perfil
- estructural rectangular. Perfil
- estructural redondo. Perfil

4.1.1.5 ELEMENTOS ADICIONALES

- Rodamientos
- Cilindros
- neumáticos
- Pernos de anclaje
- Pernos diferentes medidas

4.1.2 HOJAS DE PROCESOS

Es necesario disponer de los procedimientos de fabricación de los diferentes elementos a construirse.

En el Anexo A-9, se presenta algunas hojas de procesos de diferentes elementos constitutivos de la máquina, los cuales serán de mucha ayuda para el trabajador encargado de la fabricación.

4.2 MONTAJE DE LA MÁQUINA SEMIAUTOMÁTICA PARA ELEVAR BATERIAS.

Para este proceso se considera de forma independiente, el montaje de cada uno de los sistemas que constituyen la máquina semiautomática para transportar baterías, como son:

- Sistema base o soporte principal.
- Sistema soporte o estructura.
- Sistema de elevación.
- Sistema de sujeción.

Posteriormente, se procede a describir los sistemas.

4.2.1 SISTEMA DE SUJECIÓN

Este sistema está constituido por los elementos, que nos permiten sujetar, y transportar las baterías:

- Placa de sujeción fija.
- Placa de sujeción móvil.
- Placa soporte.
- Cilindro neumático.

Para el montaje de este sistema, se realiza el posicionamiento de la placa de sujeción fija con la placa soporte, a través de pernos métricos hexagonales de diámetro de 8 [mm], luego, se procede a posicionar el cilindro neumático en la

placa soporte, por medio de pernos, y finalmente, la placa de sujeción móvil debe estar alineada con los émbolos del cilindro neumático, sujetos con anillos de sujeción y también con la placa de sujeción fija para su adecuado funcionamiento.

4.2.2 SISTEMA DE ELEVACION

El sistema de elevación permite el movimiento vertical, y está constituido por los siguientes elementos:

- Placa soporte con articulación de brazo externo.
- Placa articulación brazo de sujeción.
- Brazos externos.
- Placa soporte cilindro neumático de doble efecto y brazos externos.
- Articulaciones externas.
- Brazo de sujeción.
- Bocines.
- Pasadores.

Para el montaje de este sistema, se procede a realizar:

- Colocar los bocines en sus respectivas camisas externas de los brazos externos en sus extremos.
- Colocar en la placa soporte cilindro neumático, la placa soporte con articulación de brazo externo con sus respectivos bocines.
- Colocar los pasadores entre la placa soporte con articulación de brazo externo, y placa soporte cilindro neumático con los brazos externos.
- Colocar las articulaciones externas con la placa soporte cilindro neumático, con pernos métricos hexagonales de diámetro 10mm.
- Montaje de placa de articulación brazo de sujeción y placa soporte con articulación de brazo externo, con pernos métricos hexagonales de diámetro 10 [mm].

- Ubicación del cilindro neumático con el brazo externo superior en su posición adecuada, y con sus respectivos componentes.

4.2.3 SISTEMA ESTRUCTURA

Este sistema está constituido por los siguientes elementos:

- Brazos internos
- Articulaciones internas
- Nervios
- Caja de control del sistema neumática
- Placas rectangulares

Para el montaje de este sistema, se procede a realizar las soldaduras de filete con electrodo E6011, entre los brazos internos, que son los perfiles rectangulares con las placas y nervios respectivos, luego, se procede a realizar el montaje de la estructura con las articulaciones internas, por medio de pernos métricos hexagonales de diámetro 10 mm.

4.2.4 SISTEMA BASE O SOPORTE PRINCIPAL

Este sistema es el de mayor envergadura, y está constituido por los siguientes elementos:

- Columna (perfil estructural redondo).
- Placa unión alojamientos de rodamientos posterior.
- Placa soporte rodamientos.
- Alojamiento de rodamientos.
- Placa unión alojamientos de rodamientos con brazo interno.
- Placa base.
- Nervios.

- Placas topes de alojamientos de rodamientos.

Se suelda la placa base, columna y nervios, se procede a posicionar:

- Los rodamientos en sus respectivos alojamientos.
- Montaje de la placa tope de alojamientos de rodamientos en la columna.
- Montaje del conjunto soporte – rodamientos en la columna.
- Colocar la placa soporte de rodamientos en la columna.

Esta primera parte del montaje descrita anteriormente, se realiza tanto en la parte superior e inferior de la columna, y finalmente se procede con:

- Montaje de las placas unión de alojamientos de rodamientos y con brazo interno, a través de pernos métricos hexagonales de diámetro 10 [mm].

4.2.5 MONTAJE FINAL

Finalizado el montaje de cada uno de los sistemas que conforman la máquina, de forma independiente se procede al montaje global, de la siguiente manera:

- Ensamble y ubicación del sistema base o soporte principal, con pernos de anclaje a la cimentación.
- Ensamble del sistema base con el sistema de la estructura, con pernos métricos hexagonales de diámetro 10 [mm].
- Ensamble y ubicación del conjunto sistema base – estructura con el sistema de elevación, a través de pasadores y previamente la colocación de bocines en las articulaciones externas.
- Ensamble del conjunto sistema base – estructura – elevación, con el sistema de

agarre, por medio de la ubicación adecuada del brazo de sujeción, a través de un anillo de seguridad con la placa soporte, y un pasador con la placa articulación brazo de sujeción.

Luego del ensamble de los sistemas, se procede a realizar las siguientes verificaciones:

- Verificación de la presencia de los elementos normalizados como son pernos, arandelas, tuercas, anillos, etc.
- Verificar el ajuste adecuado de todos los pernos.
- Verificación del correcto montaje del sistema neumático.
- Verificar el ajuste de los pernos de anclaje.
- Verificar el correcto montaje de los pasadores en todas las articulaciones.

4.3 PRUEBAS DE CAMPO

Se realiza las pruebas de campo, de acuerdo al protocolo de pruebas descrito en el capítulo II. Tienen como objetivo, verificar las condiciones de diseño y correcto funcionamiento de la máquina.

4.3.1 ANALISIS DE PRUEBA DE CAMPO

De acuerdo a los resultados del Anexo A-10, se observa que, los sistemas funcionen adecuadamente con carga.

Finalmente se observa que la capacidad para la que fue diseñada la máquina es la apropiada.

CAPÍTULO V

5 COSTOS

5.1 INTRODUCCIÓN

En el presente capítulo, se realiza un estudio que con lleva el diseño, construcción y montaje de la máquina semiautomática para elevar y transportar baterías.

El objetivo de este análisis, es determinar la cantidad de recursos económicos a emplearse en el diseño, la construcción y la puesta en funcionamiento del prototipo.

Para este fin se parte de un análisis que toma en cuenta costos directos y costos indirectos.

Dentro del costo total se consideran los costos parciales que son:

- Materia prima.
- Elementos normalizados y adicionales.
- Costos de maquinado.
- Costos de montaje.

El costo total de la máquina semiautomática para elevar y transportar baterías, es igual a la suma de los costos totales directos y costos totales indirectos.

5.2 ANÁLISIS DE COSTOS DIRECTOS

5.2.1 COSTOS DE MATERIA PRIMA

Los costos de materia prima, son los que se genera de la compra de los diversos materiales que se necesita para la fabricación de elementos constitutivos de la máquina.

Los costos de materias primas se presenta en la Tabla 5-1.

Tabla 5.1. Costos de materias primas

| Material | Cantidad | Valor unitario[usd] | Valor total[usd] |
|---|----------|---------------------|------------------|
| Tubo estructural redondo, e=3mm, ϕ 4in, L=2400 | 1 | 38,8 | 38,8 |
| Tubo estructural cuadrado, 50x50x2, L=3700 | 1 | 30 | 30 |
| Tubo estructural rectangular, 60x40x2, L=850 | 1 | 15 | 15 |
| Plancha de acero A-36, e=6mm, 250x100 | 1 | 2,76 | 2,76 |
| Plancha de acero A-36, e=6mm, 70x50 | 4 | 0,7 | 2,8 |
| Plancha de acero A-36, e=6mm, 475x70 | 2 | 3,68 | 7,36 |
| Plancha de acero A-36, e=6mm, 115x40 | 1 | 0,75 | 0,75 |
| Plancha de acero A-36, e=6mm, 200x80 | 1 | 1,8 | 1,8 |
| Plancha de acero A-36, e=6mm, 475x92 | 1 | 4,8 | 4,8 |
| Plancha de acero A-36, e=6mm, 44x38 | 4 | 0,5 | 2 |
| Plancha de acero A-36, e=6mm, 120x100 | 2 | 1,35 | 2,7 |
| Plancha de acero A-36, e=6mm, 120x92 | 2 | 1,25 | 2,5 |
| Plancha de acero A-36, e=6mm, 70x50 | 2 | 0,6 | 1,2 |
| Plancha de acero A-36, e=6mm, 160x100 | 1 | 1,79 | 1,79 |
| Plancha de acero A-36, e=6mm, 80x50 | 4 | 0,65 | 2,6 |
| Plancha de acero A-36, e=6mm, 54x54 | 1 | 0,6 | 0,6 |
| Plancha de acero A-36, e=3mm, 44x38 | 2 | 0,5 | 1 |
| Plancha de acero A-36, e=8mm, 130x93 | 1 | 1,89 | 1,89 |
| Plancha de acero A-36, e=8mm, 130x30 | 1 | 0,8 | 0,8 |
| Plancha de acero A-36, e=8mm, 240x155 | 1 | 4,16 | 4,16 |
| Plancha de acero A-36, e=8mm, 135x130 | 1 | 2,6 | 2,6 |
| Plancha de acero A-36, e=10mm, 475x100 | 2 | 8,67 | 17,34 |
| Plancha de acero A-36, e=10mm, 284x98 | 4 | 5,14 | 20,56 |
| Plancha de acero A-36, e=10mm, 375x100 | 1 | 6,86 | 6,86 |
| Plancha de acero A-36, e=10mm, 475x100 | 1 | 8,67 | 8,67 |
| Plancha de acero A-36, e=14mm, 300x300 | 1 | 19,2 | 19,2 |
| Plancha de acero A-36, e=42mm, 210x210 | 2 | 40,28 | 80,56 |
| Plancha de acero A-36, e=50mm, 50x68 | 1 | 3,17 | 3,17 |
| Eje cilíndrico de Acero A-36 $\phi=1"$, L=79mm. | 1 | 1,05 | 1,05 |
| Eje cilíndrico de Acero A-36 $\phi=22$, L=730mm. | 1 | 7,21 | 7,21 |
| Eje cilíndrico de Acero A-36 $\phi=50$, L=440mm. | 1 | 21,81 | 21,81 |
| Eje cilíndrico de Acero A-36 $\phi=200$, L=25mm. | 2 | 14,65 | 29,3 |
| Eje cilíndrico de Acero A-36 $\phi=200$, L=22mm. | 2 | 12,89 | 25,78 |
| Eje cilíndrico de Bronce $\phi=40$, L=470mm. | 1 | 103,78 | 103,78 |
| SUBTOTAL | | | 473,2 |

Fuente: Comercializadoras de Quito

Elaborado: Juan Abad, Paúl Romero.

5.2.2 COSTOS DE ELEMENTOS NORMALIZADOS Y ADICIONALES

Son los costos que se tiene de elementos prefabricados bajo distinto tipo de normas, elementos de control, pernos, motores, rodamientos, etc.

Los costos de los elementos mecánicos normalizados seleccionados en el Capítulo III, se muestra en la Tabla 5.2.

Tabla 5.2. Costos de elementos normalizados

| Material | Cantidad | Valor unitario[usd] | Valor total[usd] |
|-----------------------------|-----------------|----------------------------|-------------------------|
| Rodamientos 4"x160x36 | 2 | 101,5 | 203 |
| Pernos (varios) | 50 | 0,05 | 2,5 |
| Tuercas (varios) | 50 | 0,038 | 1,9 |
| Rodelas (varios) | 50 | 0,034 | 1,7 |
| Anillos ceguel (varios) | 10 | 0,42 | 4,2 |
| Pernos de anclaje 5/8x4 in. | 4 | 0,21 | 0,84 |
| Unidad de sistema neumático | 1 | 2800 | 2800 |
| Voltímetro | 1 | 7,2 | 7,2 |
| | | SUBTOTAL | 3021,34 |

Fuente: Comercializadoras de Quito

Elaborado: Juan Abad, Paúl Romero.

5.2.3 COSTO 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 dispositivo. Y se calcula basándose en el tiempo requerido para la fabricación de los elementos. Estos valores se presenta en la Tabla 5.3.

Tabla 5.3. Costos de maquinado.

| Máquina | Costo por máquina incluido mano de obra y energía [usd/h] | Tiempo total[h] | Costo total por máquina[usd] |
|------------------------|---|-----------------|------------------------------|
| Fresa | 8 | 32 | 256 |
| Torno | 7 | 24 | 168 |
| Taladro Pedestal | 1,5 | 12 | 18 |
| Soldadora eléctrica | 2 | 10 | 20 |
| Soldadora Mig | 3 | 3 | 9 |
| Amoladora | 0,6 | 10 | 6 |
| Instrumentos de medida | 0,4 | 4 | 1,6 |
| | | SUBTOTAL | 478,6 |

Fuente: Taller Máquinas Herramientas, MATRO.

Elaborado: Juan Abad, Paúl Romero.

5.2.4 COSTO DE MONTAJE

Son aquellos que relacionan la mano de obra ocupada para el ensamble de las partes y piezas que constituyen la máquina semiautomática para elevar y transportar baterías, así, la puesta a punto y el afinamiento de la misma.

El resultado se puede observar en la Tabla 5.4.

Tabla 5.4. Costos de montaje

| Personal | Especialidad | Cantidad | Tiempo[h] | Costo/hora | Valor |
|-----------|---------------------|----------|-----------------|------------|-------|
| Tecnólogo | Mecánico Industrial | 1 | 8 | 2 | 16 |
| Técnico | Mecánico Industrial | 1 | 16 | 1,5 | 24 |
| Ayudante | | 1 | 24 | 1 | 24 |
| | | | SUBTOTAL | | 64 |

Fuente: Taller Máquinas Herramientas, MATRO.

Elaborado: Juan Abad, Paúl Romero.

5.2.5 COSTO DIRECTO TOTAL

En la Tabla 5.5, se indica la cantidad total del costo directo.

Tabla 5.5. Costo Directo Total

| Componente del costo | Valor [usd] |
|--------------------------------------|----------------|
| Materias primas | 473,2 |
| Elementos normalizados y adicionales | 3021,34 |
| Costos de maquinado | 478,6 |
| Costos de montaje | 64 |
| SUBTOTAL | 4037,14 |

Fuente: Comercializadoras de Quito.

Elaborado: Juan Abad, Paúl Romero.

5.3 ANÁLISIS DE COSTOS INDIRECTOS

5.3.1 COSTO DE MATERIALES INDIRECTOS

Estos costos, son los que se genera del uso de materiales suplementarios, en la construcción de los componentes de la máquina.

Los costos de materiales indirectos se muestra en la Tabla 5.6.

Tabla 5.6. Costos de materiales indirectos

| Material | Cantidad | Valor unitario [usd] | Valor total [usd] |
|-----------------------------|-----------------|----------------------|-------------------|
| Electrodos E-6011, 1/8" AGA | 2 Kg. | 5,4 | 10,8 |
| Lija para hierro | 3 uni. | 0,5 | 1,5 |
| Pintura anticorrosiva | 2 Ltrs. | 5,2 | 10,4 |
| Thiñer | 2 Ltrs. | 4,6 | 9,2 |
| Guaípe | 1 Libra | 0,9 | 0,9 |
| Discos de corte | 2 uni. | 2,5 | 5 |
| Electrodos E-7018, 1/8" AGA | 1 Kg. | 7,34 | 7,34 |
| Discos de desbaste | 1 uni. | 3,3 | 3,3 |
| Guantes | 4 | 1,3 | 5,2 |
| varios | | 10 | 10 |
| | SUBTOTAL | | 63,64 |

Fuente: Comercializadoras de Quito

Elaborado: Juan Abad, Paúl Romero.

5.3.2 COSTOS DE INGENIERÍA

Son aquellos costos, que se derivan del tiempo y del conocimiento que un ingeniero invierte en el diseño de máquinas, en el caso del dispositivo semiautomático para elevar y transportar baterías, se necesitó la participación de profesionales, los cuales desarrollaron las siguientes funciones:

- Definición del problema.
- Presentación de alternativas.
- Selección de alternativa.
- Diseño y selección de elementos de máquinas.
- Supervisión y control en la construcción.
- Supervisión y control en montaje y puesta a punto.

El tiempo dedicado al diseño y construcción del prototipo, se realiza a partir de los parámetros antes mencionados, teniendo en cuenta que, los profesionales desarrollaron tareas conjuntamente y con un tiempo en cada una de ellas detallado en la Tabla 5.7.

Tabla 5.7. Tareas y tiempos utilizados en ingeniería

| Tarea | Tiempo [h] | Detalle |
|---|-------------------|--|
| Definición del problema | 2 | Recopilación de los parametros de diseno |
| Presentación de alternativas | 2 | Descripción de las diferentes alternativas del dispositivo |
| Selección de la alternativa | 1 | Ponderación y selección de la alternativa que cumpla con los parametros requeridos |
| Diseño y selección de elementos de la máquina | 45 | Diseño mecánico y selección de los materiales de los distintos componentes de la máquina |
| Supervisión y control en la construcción | 16 | Supervisión de los procesos de construcción para la obtención de los elementos que consituyen la máquina |
| Supervisión y control en el montaje | 4 | Supervisión de las diferentes actividades para realizar el montaje correcto |
| Total tiempo [h] | 70 | |

Fuente: Propia

Elaborado: Juan Abad, Paúl Romero.

El costo por hora que percibe un profesional en diseño de maquinaria industrial, es de 20 Usd en la industria nacional, por esta razón se tiene un costo por ingeniería de 1400 Usd.

5.3.3 COSTOS IMPREVISTOS

Se relaciona principalmente con los gastos de movilización del personal, el transporte de materiales e impresiones de planos, etc. Es decir, son aquellos que no estan considerados en un principio para el análisis del costo total. Este tipo de costos se detalla en la Tabla 5.8.

Tabla 5.8. Costos imprevistos

| Imprevistos | Valor |
|---------------------------|--------------|
| Movilización del personal | 30 |
| Transporte de materiales | 30 |
| Impresiones de planos | 25 |
| Materiales extras | 15 |
| Varios | 20 |
| SUBTOTAL | 120 |

Fuente: Propia

Elaborado: Juan Abad, Paúl Romero.

5.3.4 COSTO TOTAL INDIRECTO

En la Tabla 5.9, se indica los costos totales indirectos.

Tabla 5.9. Costo Total Indirecto

| Componente del costo | Valor [usd] |
|-----------------------------|--------------------|
| Materiales indirectos | 63,64 |
| Costos de ingeniería | 1400 |
| Gastos indirectos | 120 |
| SUBTOTAL | 1583,64 |

Fuente: Propia

Elaborado: Juan Abad, Paúl Romero

5.4 COSTO TOTAL DE LA MÁQUINA

Este costo, es el resultado de la suma del costo directo, con el costo indirecto.

Esto se observa en la Tabla 5.10.

Tabla 5.10. Costo Total de la Máquina

| Componente del costo | Valor [usd] |
|-----------------------------|--------------------|
| Costo Directo | 4037,14 |
| Costo Indirecto | 1583,64 |
| TOTAL | 5620,78 |

Fuente: Propia

Elaborado: Juan Abad, Paúl Romero.

Como se puede observar en la Tabla 5.10, el costo de la máquina semiautomática para elevar y transportar baterías, es de **5.620,78** (cinco mil seis cientos veinte con 78/100) Usd. Este valor está dentro del presupuesto indicado en la sección 2.3, que es de 6.000 (seis mil) Dólares.

CAPÍTULO VI

Este capítulo, se presenta las conclusiones y recomendaciones obtenidas, luego de finalizar el presente proyecto de titulación.

6 CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

6.1 CONCLUSIONES

1. Los objetivos del proyecto, del diseño y construcción de la Máquina semiautomática para elevar y transportar baterías, se ha cumplido satisfactoriamente, es decir, aplicar en la práctica todos los conocimientos teóricos impartidos durante la formación universitaria.
2. El uso de herramientas computacionales, para el diseño de elementos de máquinas en el presente proyecto de titulación son de gran utilidad, el cual facilita el estudio de elementos con geometría complejas, permitiendo así determinar la deformación, espesores adecuados, y el factor de seguridad.
3. Para el diseño del dispositivo, se realiza con ayuda del software, Autodesk Inventor Profesional y Autocad 2009, el cual facilita la modelación del diseño.
4. La máquina diseñada, cumple con los requerimientos previamente establecidos, y siendo la más eficiente de las alternativas propuestas de solución.
5. El factor de seguridad con el cual se diseño la mayoría de elementos de máquinas del presente proyecto, es mayor que dos, el cual brinda la confiabilidad de que la máquina funcione adecuadamente.

6. La construcción de la máquina no es complicada, requiere para su elaboración de un taller mecánico industrial, equipado con máquinas herramientas comunes, como son: torno, cizalla, dobladora, suelda eléctrica, taladro, fresadora, y elementos de medición, etc.
7. El Protocolo de Pruebas, verifica el normal funcionamiento de la máquina, lo cual satisfactoriamente cumple con los parámetros establecidos en el diseño.

6.2 RECOMENDACIONES

1. Los materiales y elementos, empleados en el diseño y construcción de la máquina semiautomática para elevar y transportar baterías, son de fácil adquisición en el mercado nacional o local. El acero empleado en el prototipo, es de bajo costo y de mayor utilización en la industria, lo que facilita realizar o comprar repuestos en caso de daño.
2. Para la operación de la máquina se requiere una sola persona, la cual no debe tener necesariamente un buen nivel académico, pero, es importante capacitar al operario para el mantenimiento y funcionamiento adecuado del prototipo.
3. La máquina construida tiene la capacidad elevar y transportar dos tipos de baterías para autos, ya que el sistema de agarre permite adaptar otros elementos de manera fácil y rápida.
4. Verificar el óptimo funcionamiento de todos los sistemas que constituyen la máquina, antes de inicio de operación del prototipo.
5. En la construcción de los diferentes elementos que constituyen la máquina, verificar las dimensiones, que estén dentro del rango de

tolerancias expuestas, de tal manera, que en el proceso del ensamble no exista dificultades.

6. Este proyecto está elaborado en base a un estudio de necesidades de producción, de minimizar los riesgos de seguridad ocupacional y ambiental, y así optimizar el montaje de baterías, sin producir daños en la salud física del trabajador.

BIBLIOGRAFÍA

- INEN; Código De Dibujo Técnico-Mecánico; Quito-Ecuador, 1989.
- VARGAS,J.; Producción por Virutaje; E.P.N., Carrera de Ingeniería Mecánica; Quito-Ecuador, 2004
- MARKS; Manual del Ingeniero Mecánico; Tomo I y II McGraw-Hill; México 1984.
- SHIGLEY J.; Manual de Diseño Mecánico; Editorial McGraw-Hill; Cuarta Edición; México ,1989.
- MIROLIUBOV, S.; Resistencia de Materiales; Editorial Mir; Moscú; 1985.
- SINGER L.; Resistencia de materiales; Editorial Harla; Cuarta Edición; México; 1994.
- LARBURU, N.; Prontuario de Máquinas; Editorial Paraninfo S.A.; Madrid-España; 1995.
- HERMANN JUTZ; Tablas Para La Industria Metalúrgica; Editorial Reverte; Barcelona-España; 1984.
- KUGELFISCHER GEORG SCHAFFER; Programa Standard FAG; Catálogo 41500/2 SA; Edición, 1979
- SHIGLEY, J; Diseño en Ingeniería Mecánica; Editorial McGraw-Hill; Sexta Edición; México; 2002.
- VARGAS J.; Guía de los Fundamentos del Dibujo Industrial; E.P.N.; Carrera de Ingeniería Mecánica; Quito-Ecuador; 2005.

ANEXOS

ANEXO A-1

Especificaciones de Perfiles Estructurales de Sección Cuadrada



DIPAC[®]
PRODUCTOS DE ACERO

DISERVICIOS

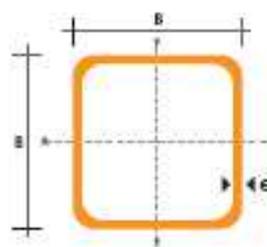
TUBO ESTRUCTURAL CUADRADO

Especificaciones Generales

| | |
|-----------------------|----------------------------|
| Norma: | ASTM A-500 |
| Recubrimiento: | Negro o galvanizado a mtz. |
| Largo normal: | 6 mtz. |
| Otros largos: | Previa Consulta |
| Dimensiones: | Desde 20mm a 100mm |
| Espesor: | Desde 2,0mm a 3,0mm |



| DIMENSIONES | | | AREA | EJES X-Xe Y-Y | | |
|-------------|---------------|--------------|-------------------------|----------------------|----------------------|---------|
| A mm | ESPESOR mm | PESO Kg/m | AREA cm ² | I cm ⁴ | W cm ³ | I cm |
| 20 | 1,2 | 0,72 | 0,90 | 0,53 | 0,53 | 0,77 |
| 20 | 1,5 | 0,88 | 1,06 | 0,58 | 0,58 | 0,74 |
| 20 | 2,0 | 1,15 | 1,34 | 0,69 | 0,69 | 0,72 |
| 25 | 1,2 | 0,90 | 1,14 | 1,08 | 0,87 | 0,97 |
| 25 | 1,5 | 1,12 | 1,35 | 1,21 | 0,97 | 0,95 |
| 25 | 2,0 | 1,47 | 1,74 | 1,48 | 1,18 | 0,92 |
| 30 | 1,2 | 1,08 | 1,38 | 1,91 | 1,28 | 1,18 |
| 30 | 1,5 | 1,35 | 1,65 | 2,19 | 1,46 | 1,15 |
| 30 | 2,0 | 1,78 | 2,14 | 2,71 | 1,81 | 1,13 |
| 40 | 1,2 | 1,47 | 1,60 | 4,38 | 2,19 | 1,25 |
| 40 | 1,5 | 1,82 | 2,25 | 5,48 | 2,74 | 1,58 |
| 40 | 2,0 | 2,41 | 2,94 | 6,93 | 3,46 | 1,54 |
| 40 | 3,0 | 3,54 | 4,44 | 10,20 | 5,10 | 1,52 |
| 50 | 1,5 | 2,25 | 2,85 | 11,06 | 4,42 | 1,97 |
| 50 | 2,0 | 3,09 | 3,74 | 14,13 | 5,95 | 1,94 |
| 50 | 3,0 | 4,48 | 5,61 | 21,20 | 8,48 | 1,91 |
| 60 | 2,0 | 3,96 | 3,74 | 21,28 | 7,09 | 2,39 |
| 60 | 3,0 | 5,42 | 6,51 | 35,06 | 11,89 | 2,34 |
| 75 | 2,0 | 4,52 | 5,74 | 50,47 | 13,46 | 2,97 |
| 75 | 3,0 | 6,71 | 8,41 | 71,54 | 19,08 | 2,92 |
| 75 | 4,0 | 8,59 | 10,95 | 89,98 | 24,00 | 2,87 |
| 100 | 2,0 | 6,17 | 7,74 | 122,99 | 24,90 | 3,99 |
| 100 | 3,0 | 9,17 | 11,41 | 175,95 | 35,39 | 3,94 |
| 100 | 4,0 | 12,13 | 14,95 | 228,09 | 45,22 | 3,89 |
| 100 | 5,0 | 14,40 | 18,36 | 270,57 | 54,11 | 3,84 |



ANEXO A-2

Especificaciones de Perfiles Estructurales Rectangulares



DIPAC[®]
PRODUCTOS DE ACERO

RECTANGULAR

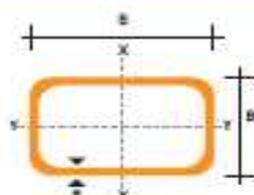
TUBO ESTRUCTURAL RECTANGULAR

Especificaciones Generales

| | |
|----------------------|---------------------------------|
| Norma | ASTM A-500 |
| Recubrimiento | Negro o galvanizado 6 mts. |
| Largo nominal | 6 mts. |
| Otros largos | Previa Consulta |
| Dimensiones | Desde 12mm x 25mm a 40mm x 80mm |
| Espesor | Desde 2,0mm a 3,0mm |



| DIMENSIONES | | | | AREA | EJES X-X | | | EJES Y-Y | | |
|-------------|---------|---------------|---------------|-------------------------|----------------------|----------------------|----------------------|----------------------|----------------------|------|
| A mm | B mm | ESPESOR mm | PESO Kgr/m | AREA cm ² | I cm ⁴ | W cm ³ | I cm ⁴ | W cm ³ | I cm ⁴ | |
| 20 | 40 | 1,2 | 1,05 | 1,33 | 2,61 | 1,30 | 1,12 | 0,88 | 0,88 | 0,83 |
| 20 | 40 | 1,5 | 1,35 | 1,65 | 3,26 | 1,53 | 1,40 | 1,09 | 1,09 | 0,81 |
| 20 | 40 | 2,0 | 1,78 | 2,14 | 4,04 | 2,02 | 1,37 | 1,33 | 1,33 | 0,79 |
| 25 | 50 | 1,5 | 1,71 | 2,10 | 6,39 | 2,56 | 1,74 | 2,19 | 1,75 | 1,02 |
| 25 | 50 | 2,0 | 2,25 | 2,74 | 8,37 | 3,35 | 1,75 | 2,80 | 2,24 | 1,01 |
| 25 | 50 | 3,0 | 3,30 | 4,14 | 12,55 | 5,02 | 1,74 | 3,99 | 3,19 | 0,99 |
| 30 | 50 | 1,5 | 1,88 | 2,25 | 7,27 | 2,91 | 1,80 | 3,32 | 2,21 | 1,21 |
| 30 | 50 | 2,0 | 2,41 | 2,94 | 9,52 | 3,81 | 1,80 | 4,28 | 2,85 | 1,21 |
| 30 | 50 | 3,0 | 3,30 | 4,21 | 12,78 | 5,11 | 1,74 | 5,66 | 3,77 | 1,16 |
| 30 | 70 | 2,0 | 3,03 | 3,74 | 22,20 | 6,34 | 2,44 | 5,85 | 3,90 | 1,25 |
| 30 | 70 | 3,0 | 4,48 | 5,41 | 30,50 | 8,71 | 2,37 | 7,84 | 5,23 | 1,20 |
| 40 | 60 | 1,5 | 2,25 | 2,91 | 14,90 | 4,97 | 2,26 | 7,54 | 3,97 | 1,65 |
| 40 | 60 | 2,0 | 3,03 | 3,74 | 19,08 | 6,13 | 2,22 | 9,81 | 4,90 | 1,62 |
| 40 | 60 | 3,0 | 4,48 | 5,41 | 25,31 | 8,44 | 2,16 | 13,37 | 6,69 | 1,57 |
| 30 | 70 | 1,5 | 2,34 | 2,91 | 19,08 | 5,17 | 2,49 | 4,76 | 3,17 | 1,28 |
| 30 | 70 | 2,0 | 2,93 | 3,74 | 22,20 | 6,34 | 2,44 | 5,85 | 3,90 | 1,25 |
| 30 | 70 | 3,0 | 4,35 | 5,41 | 30,50 | 8,71 | 2,37 | 7,84 | 5,23 | 1,20 |
| 40 | 80 | 1,5 | 2,76 | 3,74 | 31,75 | 7,94 | 2,91 | 10,77 | 5,39 | 1,70 |
| 40 | 80 | 2,0 | 3,66 | 4,54 | 37,32 | 9,33 | 2,87 | 12,70 | 6,35 | 1,67 |
| 40 | 80 | 3,0 | 5,42 | 6,61 | 52,16 | 13,04 | 2,81 | 17,49 | 8,75 | 1,63 |
| 50 | 100 | 2,0 | 4,52 | 5,74 | 74,94 | 14,99 | 3,61 | 25,65 | 10,26 | 2,11 |
| 50 | 100 | 3,0 | 6,71 | 8,41 | 105,34 | 21,27 | 3,56 | 35,97 | 14,39 | 2,07 |
| 50 | 150 | 2,0 | 6,17 | 7,74 | 207,45 | 27,66 | 5,18 | 37,17 | 14,87 | 2,19 |
| 50 | 150 | 3,0 | 9,17 | 11,41 | 298,35 | 39,78 | 5,11 | 52,54 | 21,02 | 2,15 |



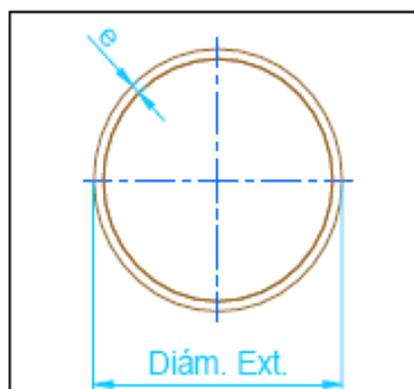
ANEXO A-3

Especificaciones de Perfiles Estructurales de Sección Redonda

TUBOS REDONDOS

PARA USO ESTRUCTURALES
E INDUSTRIALES
NORMA ASTM A500

Características generales:
Largo Normal : 6 mts.
Otros Largos : A pedido



| Designación Diámetro Exterior | | Espesor e | | Peso P | Tiras / Paquetes |
|-------------------------------------|-------|--------------|-------|-----------|---------------------|
| Pulg. | mm | mm | kg/mt | | |
| 5/8 | 15,88 | 1,0 | 0,37 | 200 | 200 |
| | | 1,2 | 0,46 | 200 | |
| | | 1,5 | 0,53 | 200 | |
| 3/4 | 19,05 | 2,0 | 0,68 | 200 | 200 |
| | | 1,0 | 0,45 | 200 | |
| | | 1,2 | 0,55 | 200 | |
| | | 1,5 | 0,65 | 200 | |
| 7/8 | 22,22 | 2,0 | 0,84 | 200 | 200 |
| | | 1,0 | 0,52 | 200 | |
| | | 1,2 | 0,65 | 200 | |
| 1 | 25,4 | 1,5 | 0,77 | 200 | 200 |
| | | 2,0 | 1,00 | 200 | |
| | | 1,0 | 0,60 | 100 | |
| | | 1,2 | 0,74 | 100 | |
| 1.1/4 | 31,75 | 1,5 | 0,88 | 100 | 100 |
| | | 2,0 | 1,15 | 100 | |
| | | 1,0 | 0,76 | 100 | |
| | | 1,2 | 0,93 | 100 | |
| 1.1/2 | 38,1 | 1,5 | 1,12 | 100 | 100 |
| | | 2,0 | 1,47 | 100 | |
| | | 1,0 | 0,91 | 91 | |
| | | 1,2 | 1,12 | 91 | |
| 1.1/2 | 38,1 | 1,5 | 1,35 | 91 | 91 |
| | | 2,0 | 1,78 | 91 | |
| | | 1,2 | 1,12 | 91 | |

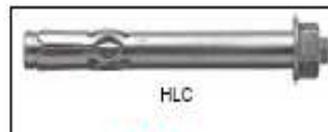
| Designación Diámetro Exterior | | Espesor e | | Peso P | Tiras / Paquetes |
|-------------------------------------|-------|--------------|-------|-----------|---------------------|
| Pulg. | mm | mm | kg/mt | | |
| 1.3/4 | 44,45 | 1,0 | 1,07 | 92 | 92 |
| | | 1,2 | 1,30 | 92 | |
| | | 1,5 | 1,59 | 92 | |
| 2 | 50,8 | 2,0 | 2,09 | 92 | 92 |
| | | 1,0 | 1,23 | 91 | |
| | | 1,2 | 1,50 | 91 | |
| | | 1,5 | 1,82 | 91 | |
| 2.1/2 | 63,5 | 2,0 | 2,41 | 91 | 91 |
| | | 3,0 | 3,54 | 91 | |
| | | 1,5 | 2,29 | 51 | |
| 3 | 76,2 | 2,0 | 3,03 | 51 | 51 |
| | | 3,0 | 4,48 | 51 | |
| | | 1,5 | 2,81 | 37 | |
| | | 2,0 | 3,66 | 37 | |
| 3.1/2 | 88,9 | 3,0 | 5,42 | 37 | 37 |
| | | 4,0 | 7,12 | 37 | |
| | | 1,5 | 3,36 | 37 | |
| | | 2,0 | 4,43 | 37 | |
| 4 | 101,6 | 3,0 | 6,36 | 37 | 37 |
| | | 4,0 | 8,38 | 24 | |
| | | 2,0 | 4,91 | 24 | |
| | | 3,0 | 7,29 | 24 | |
| 5 | 127 | 4,0 | 9,63 | 24 | 24 |
| | | 5,0 | 11,90 | 24 | |
| | | 3,0 | 9,17 | 19 | |
| | | 4,0 | 12,10 | 19 | |
| | | 5,0 | 15,00 | 19 | |

ANEXO A- 4

Especificaciones de Pernos de Anclaje

HILTI**HLC anclaje universal**

| | |
|-------------------------|--|
| Características: | |
| | - Para hormigón y mampostería |
| | - Fuerza de expansión controlada |
| | - No gira en el agujero cuando se aprieta |
| | - Permite retirar la parte a fijar |
| Materiales: | |
| HLC: | - Calidad S 5 - Acero galvanizado mínimo 5 micras |



Hormigón



Resistencia al fuego

Datos básicos de carga (para un anclaje aislado): HLC, HLC-H, HLC-F, HLC-T, HLC-E

Todos los datos de esta sección se aplican para

- Hormigón, $f_{ck} \geq 20 \text{ N/mm}^2$
- Hormigón no fisurado
- Sin influencia de bordes u otros anclajes

CONC Hormigón no fisuradoResistencia característica, R_k [kN]:

| Material base | Métrica | M5 | M6 | M8 | M10 | M12 | M16 |
|---|----------|-------|-----|------|------|------|------|
| | | Ø 6.5 | Ø 8 | Ø 10 | Ø 12 | Ø 16 | Ø 20 |
| Hormigón, $f_{ck} \geq 20 \text{ N/mm}^2$ | N_{Rk} | 2.5 | 5.0 | 7.5 | 10.0 | 15.0 | 20.0 |
| | V_{Rk} | 4.0 | 6.0 | 16.0 | 26.0 | 31.5 | 37.5 |

Resistencia de diseño, R_d [kN]:

| Material base | Métrica | M5 | M6 | M8 | M10 | M12 | M16 |
|---|----------|-------|-----|------|------|------|------|
| | | Ø 6.5 | Ø 8 | Ø 10 | Ø 12 | Ø 16 | Ø 20 |
| Hormigón, $f_{ck} \geq 20 \text{ N/mm}^2$ | N_{Rd} | 0.7 | 1.4 | 2.1 | 2.8 | 4.2 | 5.6 |
| | V_{Rd} | 1.1 | 2.5 | 4.5 | 7.3 | 8.8 | 10.5 |

Carga recomendada, L_{Rk} [kN]:

| Material base | Métrica | M5 | M6 ¹⁾ | M8 | M10 | M12 | M16 |
|---|----------|-------|------------------|------|------|------|------|
| | | Ø 6.5 | Ø 8 | Ø 10 | Ø 12 | Ø 16 | Ø 20 |
| Hormigón, $f_{ck} \geq 20 \text{ N/mm}^2$ | N_{Rk} | 0.5 | 1.0 | 1.5 | 2.0 | 3.0 | 4.0 |
| | V_{Rk} | 0.8 | 1.8 | 3.2 | 6.2 | 8.3 | 7.5 |

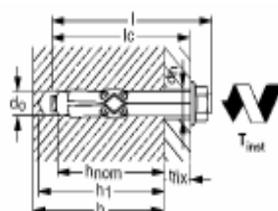
¹⁾ La resistencia recomendada (N_{Rk} y V_{Rk}) para HLC-E es 0.5 kN.

Nota: para aplicar el par de apriete adecuado (ver operaciones de colocación en la página siguiente) para el HLC-F, se recomienda la utilización de una llave hexagonal de vaso y para el HLC-T, además para el HLC-E un destornillador.

HILTI

HLC anclaje universal

Datos de colocación

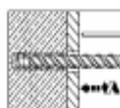


| Datos de colocación | Métrica | | | | | | | | | | | | | | | | | | | | |
|---------------------|----------------|---------|------------|--------|-------------|--------|-----------------|-----------------|-----------------|----|----|-----|----|-----|-----|-----|-----|-----|-----|-----|-----|
| | 6x32x5 | 6x34x20 | 6x36x40 | 8x40x2 | 8x55x7 | 8x70x2 | 8x85x7 | | | | | | | | | | | | | | |
| d | M5 | | M6 | | M8 | | M10 | M12 | M16 | | | | | | | | | | | | |
| d _b | 1/4" | | 8 | | 10 | | 12 | 16 | 20 | | | | | | | | | | | | |
| h ₁ | 30 | | 40 | | 47 | | 58 | 72 | 85 | | | | | | | | | | | | |
| h _{nom} | 20 | | 28 | | 32 | | 38 | 48 | 55 | | | | | | | | | | | | |
| h _o | 5 | 20 | 40 | 12 | 27 | 42 | 57 | 8 | 18 | 28 | 48 | 68 | 17 | 37 | 62 | 12 | 52 | 92 | 25 | 60 | 95 |
| l | 30 | 45 | 65 | 45 | 61 | 76 | 91 | 48 | 58 | 85 | 88 | 105 | 85 | 110 | 72 | 112 | 152 | 95 | 130 | 155 | |
| l ₁ | 25 | 40 | 60 | 40 | 55 | 70 | 85 | 40 | 50 | 65 | 80 | 100 | 55 | 75 | 100 | 60 | 100 | 140 | 80 | 115 | 150 |
| T _{inst} | 5 | | 8 | | 25 | | 40 | 50 | 80 | | | | | | | | | | | | |
| S _w | HLC HLC-H | | 8 | | 10 | | 13 | 15 | 17 | 19 | 24 | | | | | | | | | | |
| d _b | 7 | | 9 | | 11 | | 13 | 17 | 21 | | | | | | | | | | | | |
| h | 60 | | 70 | | 80 | | 90 | 100 | 120 | | | | | | | | | | | | |
| Broca | TE-CX- 1/4" | | TE-CX-8/17 | | TE-CX-10/17 | | TE-CX- 12/17 | TE-CX- 16/17 | TE-C- 20/22S | | | | | | | | | | | | |

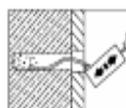
Herramientas de colocación

Martillo rotatorio (TE1, TE2, TE5, TE6, TE6A, TE15, TE15-C, TE16-M ó TE35), una broca (ver tabla anterior), un martillo y una llave dinamo-métrica.

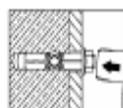
Operaciones de colocación



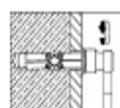
Realizar el taladro



Limpiar de polvo y fragmentos el taladro



Instalar el anclaje



Aplicar el par de apriete con llave dinamo-métrica

ANEXO A - 5

- a) Propiedades de Cordones de Soldadura de Filete Sometidas a Flexión y Torsión.
- b) Propiedades Mínimas del Metal de Soldadura**

a) Propiedades de Cordones de Soldadura de Filete Sometidas a Flexión y Torsión.

JUNTAS SOLDADAS Y PEGADAS

453

Tabla 9-2 PROPIEDADES A LA FLEXIÓN DE SOLDADURAS DE FILETE*

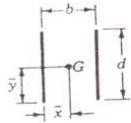
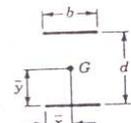
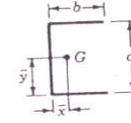
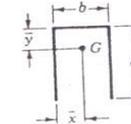
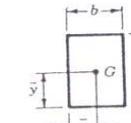
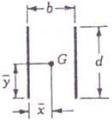
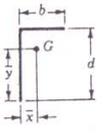
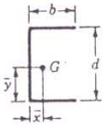
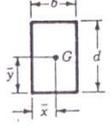
| Soldadura | Área de garganta | Localización de G | Momento de inercia unitario |
|---|----------------------|---|--|
|  | $A = 0.707hd$ | $\bar{x} = 0$ $\bar{y} = d/2$ | $I_u = \frac{d^3}{12}$ |
|  | $A = 1.414hd$ | $\bar{x} = b/2$ $\bar{y} = d/2$ | $I_u = \frac{d^3}{6}$ |
|  | $A = 1.414hb$ | $\bar{x} = b/2$ $\bar{y} = d/2$ | $I_u = \frac{bd^2}{2}$ |
|  | $A = 0.707h(2b + d)$ | $\bar{x} = \frac{b^2}{2b + d}$ $\bar{y} = d/2$ | $I_u = \frac{d^2}{12}(6b + d)$ |
|  | $A = 0.707h(b + 2d)$ | $\bar{x} = b/2$ $\bar{y} = \frac{d^2}{b + 2d}$ | $I_u = \frac{2d^3}{3} - 2d^2\bar{y} + (b + 2d)\bar{y}^2$ |
|  | $A = 1.414h(b + d)$ | $\bar{x} = b/2$ $\bar{y} = d/2$ | $I_u = \frac{d^2}{6}(3b + d)$ |

Tabla 9-1 PROPIEDADES A LA TORSIÓN DE SOLDADURAS DE FILETE*

| Soldadura | Área de garganta | Localización de G | Momento polar de inercia unitario |
|---|----------------------|--|--|
|  | $A = 0.707hd$ | $\bar{x} = 0$ $\bar{y} = d/2$ | $J_u = d^3/12$ |
|  | $A = 1.414hd$ | $\bar{x} = b/2$ $\bar{y} = d/2$ | $J_u = \frac{d(3b^2 + d^2)}{6}$ |
|  | $A = 0.707h(b + d)$ | $\bar{x} = \frac{b^2}{2(b + d)}$ $\bar{y} = \frac{2bd + d^2}{2(b + d)}$ | $J_u = \frac{(b + d)^3 - 6b^2d^2}{12(b + d)}$ |
|  | $A = 0.707h(2b + d)$ | $\bar{x} = \frac{b^2}{2b + d}$ $\bar{y} = d/2$ | $J_u = \frac{8b^3 + 6bd^2 + d^3}{12} - \frac{b^4}{2b + d}$ |
|  | $A = 1.414h(b + d)$ | $\bar{x} = b/2$ $\bar{y} = d/2$ | $J_u = \frac{(b + d)^3}{6}$ |
|  | $A = 1.414\pi hr$ | | $J_u = 2\pi r^3$ |

* G es el centroide del grupo de soldaduras, h es el tamaño de junta, el plano del par de torsión coincide con el del papel y todas las juntas son del mismo tamaño.

b) Propiedades Mínimas del Metal de Soldadura

3. JUNTAS SOLDADAS Y PEGADAS

Tabla 9-3 PROPIEDADES MÍNIMAS DE METAL DE SOLDADURA

| AWS número de electrodo* | Resistencia a la tensión, kpsi | Resistencia de fluencia, kpsi | Porcentaje de alargamiento |
|--------------------------|--------------------------------|-------------------------------|----------------------------|
| E60xx | 62 | 50 | 17-25 |
| E70xx | 70 | 57 | 22 |
| E80xx | 80 | 67 | 19 |
| E90xx | 90 | 77 | 14-17 |
| E100xx | 100 | 87 | 13-16 |
| E120xx | 120 | 107 | 14 |

ANEXO A – 6
Especificaciones de Pernos

- a) Especificaciones y Marcas de Identificación de pernos, tornillos, espárragos.
- b) Características de Roscas unificadas UNC y UNF
- c) Diámetros y Áreas de Roscas de Paso Fino y de paso Basto

a) Especificaciones y Marcas de Identificación de pernos, tornillos, espárragos.

Tabla 8-5 ESPECIFICACIONES Y MARCAS DE IDENTIFICACIÓN PARA PERNOS, TORNILLOS, ESPÁRRAGOS, SEMS^a/Y PERNOS U^b (Multiplique las resistencias en kpsi por 6.89 para obtener valores en MPa.)

| Grado SAE | Grado ASTM | Grado métrico | Diámetro nominal pulg | Resistencia a la prueba kpsi | Resistencia a la tensión kpsi | Resistencia de fluencia kpsi | Dureza Rockwell del núcleo mín/máx | Marca de grado | Productos | Material |
|-----------|-------------------------|---------------|------------------------------------|------------------------------|-------------------------------|------------------------------|------------------------------------|----------------|-----------|--|
| 1 | A307 | 4.6 | $\frac{1}{4}$ a $1\frac{1}{2}$ | 55 | 60 | 36 | B70/B100 | Ninguna | B, Sc, St | Acero de bajo o mediano carbono |
| 2 | ... | 5.8 | $\frac{1}{4}$ a $1\frac{1}{2}$ | 55 | 74 | 37 | B80/B100 | Ninguna | B, Sc, St | Acero de bajo o mediano carbono |
| | | 4.6 | de $\frac{1}{4}$ a $1\frac{1}{2}$ | 55 | 60 | 36 | B70/B100 | Ninguna | B, Sc, St | Acero de bajo o mediano carbono |
| 4 | ... | 8.9 | $\frac{1}{4}$ a $1\frac{1}{2}$ | 65 | 115 | 100 | C22/C32 | Ninguna | St | Acero de mediano carbono, estrado en frío |
| 5 | A449 o bien A325 Tipo 1 | 8.8 | $\frac{1}{4}$ a 1 | 85 | 120 | 92 | C25/C34 | | B, Sc, St | Acero de mediano carbono, Q&T |
| | | 7.8 | de $1\frac{1}{4}$ a $1\frac{1}{2}$ | 74 | 105 | 81 | C19/C30 | | B, Sc, St | Acero de mediano carbono, Q&T |
| | | 8.6 | de $1\frac{1}{4}$ a 3 | 55 | 90 | 58 | ... | | Se | Acero de bajo o de mediano carbono, Q&T |
| 5.1 | ... | 8.8 | No. 6 a $\frac{3}{4}$ | 85 | 120 | ... | C25/C40 | | B, Sc, St | Acero de bajo o de mediano carbono, Q&T |
| | | 8.8 | No. 6 a $\frac{3}{4}$ | 85 | 120 | ... | C25/C40 | | B, Sc | Acero de mediano carbono y aleación, Q & T |
| 5.2 | A325 Tipo 2 | 8.8 | $\frac{1}{4}$ a $1\frac{1}{2}$ | 85 | 120 | 92 | C25/C36 | | B, Sc | Acero martensítico de bajo carbono, totalmente inerte, de grano fino, Q&T |
| 7.8 | ... | 10.9 | $\frac{1}{4}$ a $1\frac{1}{2}$ | 105 | 135 | 115 | C28/C34 | | B, Sc | Acero de mediano carbono y aleación, Q & T |
| 8 | A354 Grado BD | 10.9 | $\frac{1}{4}$ a $1\frac{1}{2}$ | 120 | 150 | 130 | C35/C39 | | B, Sc, St | Acero de mediano carbono y aleación, Q&T |
| 8.1 | ... | 10.9 | $\frac{1}{4}$ a $1\frac{1}{2}$ | 120 | 150 | 130 | C32/C38 | Ninguna | St | Acero de mediano carbono y aleación, estrado a alta temperatura o bien, acero G15410 |
| 8.2 | ... | 10.9 | $\frac{1}{4}$ a 1 | 120 | 150 | 130 | C35/C42 | | B, Sc | Acero martensítico de bajo carbono, totalmente inerte, de grano fino, Q&T |
| ... | A574 | 12.9 | 0 a $\frac{1}{2}$ | 140 | 180 | 160 | C39/C45 | 12.9 | SHCS | Acero de aleación, Q&T |
| | | 12.9 | $\frac{1}{4}$ a $1\frac{1}{2}$ | 155 | 170 | 160 | C37/C45 | 12.9 | SHCS | Acero de aleación, Q&T |

b) Características de Roscas unificadas UNC y UNF

Tabla 8-2 CARACTERÍSTICAS DE ROSCAS UNIFICADAS UNC y UNF*

| Designación de tamaño | Diámetro mayor nominal pulg | Serie basta—UNC | | | Serie fina—UNF | | |
|-----------------------|-----------------------------|--------------------|---|--|--------------------|---|--|
| | | Hilos por pulg N | Área de esfuerzo de tensión A_t , pulg ² | Área al diámetro menor A_m , pulg ² | Hilos por pulg N | Área de esfuerzo de tensión A_t , pulg ² | Área al diámetro menor A_m , pulg ² |
| 0 | 0.0600 | | | | 80 | 0.001 80 | 0.001 51 |
| 1 | 0.0730 | 64 | 0.002 63 | 0.002 18 | 72 | 0.002 78 | 0.002 37 |
| 2 | 0.0860 | 56 | 0.003 70 | 0.003 10 | 64 | 0.003 94 | 0.003 39 |
| 3 | 0.0990 | 48 | 0.004 87 | 0.004 66 | 56 | 0.005 23 | 0.004 51 |
| 4 | 0.1120 | 40 | 0.006 04 | 0.004 96 | 48 | 0.006 61 | 0.005 66 |
| 5 | 0.1250 | 40 | 0.007 96 | 0.006 72 | 44 | 0.008 80 | 0.007 16 |
| 6 | 0.1380 | 32 | 0.009 09 | 0.007 45 | 40 | 0.010 15 | 0.008 74 |
| 8 | 0.1640 | 32 | 0.014 0 | 0.011 96 | 36 | 0.014 74 | 0.012 85 |
| 10 | 0.1900 | 24 | 0.017 5 | 0.014 50 | 32 | 0.020 0 | 0.017 5 |
| 12 | 0.2160 | 24 | 0.024 2 | 0.020 6 | 28 | 0.025 8 | 0.022 6 |
| 1/4 | 0.2500 | 20 | 0.031 8 | 0.026 9 | 28 | 0.036 4 | 0.032 6 |
| 5/16 | 0.3125 | 18 | 0.052 4 | 0.045 4 | 24 | 0.058 0 | 0.052 4 |
| 3/8 | 0.3750 | 16 | 0.077 5 | 0.067 8 | 24 | 0.087 8 | 0.080 9 |
| 7/16 | 0.4375 | 14 | 0.106 3 | 0.093 3 | 20 | 0.118 7 | 0.109 0 |
| 1/2 | 0.5000 | 13 | 0.141 9 | 0.125 7 | 20 | 0.159 9 | 0.148 6 |
| 9/16 | 0.5625 | 12 | 0.182 | 1.162 | 18 | 0.203 | 0.189 |
| 5/8 | 0.6250 | 11 | 0.226 | 0.202 | 18 | 0.256 | 0.240 |
| 3/4 | 0.7500 | 10 | 0.334 | 0.302 | 16 | 0.373 | 0.351 |
| 7/8 | 0.8750 | 9 | 0.462 | 0.419 | 14 | 0.509 | 0.480 |
| 1 | 1.0000 | 8 | 0.606 | 0.551 | 12 | 0.663 | 0.625 |
| 1 1/4 | 1.2500 | 7 | 0.969 | 0.890 | 12 | 1.073 | 1.024 |
| 1 1/2 | 1.5000 | 6 | 1.405 | 1.294 | 12 | 1.315 | 1.260 |

* Las ecuaciones y datos utilizados para desarrollar esta tabla se han obtenido de ANSI B1.1-1974 y B 18.9.1-1978. El diámetro menor se determinó con la ecuación $d_r = d - 1.226\ 869p$ y el diámetro de paso, de $d_m = d - 0.649\ 519p$. El valor medio del diámetro de paso y el diámetro menor se utiliza para calcular el área de esfuerzo de tensión.

c) Diámetros y Áreas de Roscas de Paso Fino y de paso Basto

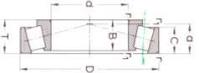
Tabla 8-1 DIÁMETROS Y ÁREAS DE ROSCAS MÉTRICAS DE PASO FINO Y DE PASO BASTO (TODAS LAS DIMENSIONES ESTÁN EN MILÍMETROS)*

| Diámetro mayor nominal, d | Serie de paso basto | | | Serie de paso fino | | |
|-----------------------------|---------------------|------------------------------------|-------------------------------|--------------------|------------------------------------|-------------------------------|
| | Paso p | Área de esfuerzo de tensión, A_t | Área al diámetro menor, A_r | Paso p | Área de esfuerzo de tensión, A_t | Área al diámetro menor, A_r |
| 1.6 | 0.35 | 1.27 | 1.07 | | | |
| 2 | 0.04 | 2.07 | 1.79 | | | |
| 2.5 | 0.45 | 3.39 | 2.98 | | | |
| 3 | 0.5 | 5.03 | 4.47 | | | |
| 3.5 | 0.6 | 6.78 | 6.00 | | | |
| 4 | 0.7 | 8.78 | 7.75 | | | |
| 5 | 0.8 | 14.2 | 12.7 | | | |
| 6 | 1 | 20.1 | 17.9 | | | |
| 8 | 1.25 | 36.6 | 32.8 | 1 | 39.2 | 36.0 |
| 10 | 1.5 | 58.0 | 52.3 | 1.25 | 61.2 | 56.3 |
| 12 | 1.75 | 84.3 | 76.3 | 1.25 | 92.1 | 86.0 |
| 14 | 2 | 115 | 104 | 1.5 | 125 | 116 |
| 16 | 2 | 157 | 144 | 1.5 | 167 | 157 |
| 20 | 2.5 | 245 | 225 | 1.5 | 272 | 259 |
| 24 | 3 | 353 | 324 | 2 | 384 | 365 |
| 30 | 3.5 | 561 | 519 | 2 | 621 | 596 |
| 36 | 4 | 817 | 759 | 2 | 915 | 884 |
| 42 | 4.5 | 1120 | 1050 | 2 | 1260 | 1230 |
| 48 | 5 | 1470 | 1380 | 2 | 1670 | 1630 |
| 56 | 5.5 | 2030 | 1910 | 2 | 2300 | 2250 |
| 64 | 6 | 2680 | 2520 | 2 | 3030 | 2980 |
| 72 | 6 | 3460 | 3280 | 2 | 3860 | 3800 |
| 80 | 6 | 4340 | 4140 | 1.5 | 4850 | 4800 |
| 90 | 6 | 5590 | 5360 | 2 | 6100 | 6020 |
| 100 | 6 | 6990 | 6740 | 2 | 7560 | 7470 |
| 110 | | | | 2 | 9180 | 9080 |

ANEXO A – 7

Especificaciones de Rodamientos Cónicos

Rodamientos FAG de rodillos cónicos



| Eje | Dimensiones | | | | | | | | | |
|-----|-------------|-----|----|------|------|-----|----------------|----|--|--|
| | d | D | B | C | T | r | r ₁ | a | | |
| 85 | 85 | 130 | 29 | 22 | 29 | 2 | 0,8 | 28 | | |
| | 85 | 130 | 26 | 22 | 26 | 2 | 0,8 | 26 | | |
| | 85 | 150 | 28 | 24 | 29,5 | 3 | 0,8 | 30 | | |
| | 85 | 150 | 36 | 30 | 38,5 | 3 | 1 | 34 | | |
| | 85 | 150 | 36 | 30 | 30 | 3 | 1 | 34 | | |
| 90 | 90 | 140 | 32 | 24 | 32 | 2,5 | 0,8 | 30 | | |
| | 90 | 140 | 32 | 24 | 32 | 2,5 | 0,8 | 30 | | |
| | 90 | 140 | 49 | 32 | 49 | 3 | 1,5 | 36 | | |
| | 90 | 160 | 30 | 26 | 32,5 | 3 | 1 | 32 | | |
| | 90 | 160 | 40 | 34 | 42,5 | 3 | 1,5 | 36 | | |
| 95 | 95 | 145 | 32 | 24 | 32 | 2,5 | 0,8 | 32 | | |
| | 95 | 145 | 39 | 32,5 | 39 | 2,5 | 0,8 | 29 | | |
| | 95 | 170 | 43 | 27 | 43,5 | 3,5 | 1,2 | 34 | | |
| | 95 | 200 | 45 | 38 | 49,5 | 4 | 1,5 | 40 | | |
| | 95 | 200 | 45 | 32 | 49,5 | 4 | 1,5 | 40 | | |
| 100 | 100 | 150 | 32 | 24 | 32 | 2,5 | 0,8 | 33 | | |
| | 100 | 150 | 32 | 24 | 32 | 2,5 | 0,8 | 33 | | |
| | 100 | 180 | 34 | 25 | 37 | 3,5 | 1,2 | 36 | | |
| | 100 | 180 | 46 | 39 | 49 | 3,5 | 1,2 | 42 | | |
| | 100 | 180 | 63 | 48 | 63 | 3,5 | 1,2 | 46 | | |
| 105 | 105 | 160 | 35 | 26 | 35 | 3 | 1 | 35 | | |
| | 105 | 160 | 43 | 30 | 43 | 3,5 | 1,2 | 38 | | |
| | 105 | 190 | 50 | 33 | 53 | 4 | 1,5 | 44 | | |
| | 105 | 190 | 50 | 33 | 53 | 4 | 1,5 | 44 | | |
| | 105 | 223 | 77 | 63 | 61,5 | 4 | 1,5 | 56 | | |

FAG | 290

| Capacidades de carga - Factores | Dinám. | | estát. | | Núm. límite de revoluciones | Denominación abreviada Rodamiento FAG | Peso | | |
|---------------------------------|--------|------|----------------|----------------|-----------------------------|---------------------------------------|------------|-----------|------|
| | e | Y | e ₀ | Y ₀ | | | | | |
| 85 | 122 | 0,44 | 1,4 | 125 | 0,7 | 2600 | 32017X | 1,41 | |
| | 122 | 0,44 | 1,4 | 125 | 0,7 | 2600 | 32017X.P5 | 1,41 | |
| | 156 | 0,29 | 2,1 | 170 | 1,1 | 2600 | 33017A | 1,7 | |
| | 153 | 0,42 | 1,4 | 129 | 0,8 | 2400 | 320217A | 2,25 | |
| | 159 | 0,42 | 1,4 | 116 | 0,8 | 2400 | 32217A | 2,88 | |
| 90 | 250 | 0,42 | 1,4 | 290 | 0,8 | 2200 | 33217 | 3,84 | |
| | 270 | 0,35 | 1,7 | 288 | 0,9 | 2000 | 300317A | 5,41 | |
| | 224 | 0,63 | 0,7 | 183 | 0,4 | 2300 | 31317A | 5,22 | |
| | 224 | 0,63 | 0,7 | 245 | 0,6 | 2000 | 32317A | 7,94 | |
| | 355 | 0,55 | 1,1 | 345 | 0,6 | 2000 | 32317B | 6,18 | |
| 95 | 140 | 0,42 | 1,4 | 140 | 0,8 | 2400 | 32018XA | 1,83 | |
| | 140 | 0,42 | 1,4 | 140 | 0,8 | 2400 | 32018XA.P5 | 1,83 | |
| | 186 | 0,27 | 2,2 | 200 | 1,2 | 2400 | 33018 | 2,33 | |
| | 224 | 0,4 | 1,5 | 232 | 0,8 | 2200 | 33118 | 3,33 | |
| | 173 | 0,42 | 1,4 | 146 | 0,8 | 2200 | 30218A | 2,76 | |
| 95 | 224 | 0,42 | 1,4 | 214 | 0,8 | 2200 | 32218A | 3,67 | |
| | 250 | 0,35 | 1,7 | 245 | 0,9 | 1900 | 30318A | 6,27 | |
| | 245 | 0,83 | 0,7 | 200 | 0,4 | 1900 | 31318 | 6,06 | |
| | 425 | 0,35 | 1,7 | 400 | 0,9 | 1900 | 32318A | 9,49 | |
| | 100 | 146 | 0,44 | 1,4 | 150 | 0,7 | 2200 | 32019XA | 1,92 |
| 146 | | 0,44 | 1,4 | 150 | 0,7 | 2200 | 32019XA.P5 | 1,92 | |
| 196 | | 0,23 | 2,1 | 205 | 0,6 | 2000 | 33019A | 2,42 | |
| 260 | | 0,42 | 1,4 | 245 | 0,8 | 2000 | 32219A | 4,52 | |
| 315 | | 0,35 | 1,7 | 270 | 0,9 | 1800 | 30319A | 7,3 | |
| 100 | 455 | 0,35 | 1,7 | 430 | 0,9 | 1800 | 32319A | 10,9 | |
| | 105 | 150 | 0,46 | 1,3 | 156 | 0,7 | 2200 | 32020X | 2 |
| | | 150 | 0,46 | 1,3 | 156 | 0,7 | 2200 | 32020X.P5 | 2 |
| | | 193 | 0,29 | 2,1 | 216 | 1,1 | 2200 | 33020A | 2,36 |
| | | 220 | 0,42 | 1,4 | 190 | 0,8 | 2000 | 30220A | 4 |
| 290 | | 0,42 | 1,4 | 275 | 0,8 | 1900 | 32220A | 5,45 | |
| 105 | 375 | 0,4 | 1,5 | 380 | 0,8 | 1900 | 33220 | 6,4 | |
| | 360 | 0,35 | 1,7 | 310 | 0,9 | 1700 | 30320A | 8,93 | |
| | 335 | 0,83 | 0,7 | 290 | 0,4 | 1600 | 31320X | 8,3 | |
| | 530 | 0,35 | 1,7 | 510 | 0,9 | 1700 | 32320A | 14 | |
| | 105 | 173 | 0,44 | 1,4 | 180 | 0,7 | 2000 | 32021X | 2,54 |
| 224 | | 0,28 | 2,1 | 245 | 1,2 | 2000 | 33021A | 3,18 | |
| 245 | | 0,42 | 1,4 | 216 | 0,8 | 1900 | 30221A | 4,72 | |
| 245 | | 0,42 | 1,4 | 216 | 0,8 | 1800 | 32221A | 4,72 | |
| 586 | | 0,35 | 1,7 | 550 | 0,9 | 1600 | 32321A | 16,1 | |

También pueden suministrarse otras ejecuciones así como rodamientos de rodillos cónicos con dimensiones en pulgadas; consultarlos por favor.

291 | FAG

ANEXO A – 8

Catalogo de Cilindros Neumáticos SMC



CAT.ES20-176 A-ES

Cilindro neumático



Series CA2
ø40, ø50, ø63, ø80, ø100

- 1 Reducción de peso del 5 al 15%.**
Gracias a sus cilindros de aleación, este modelo es de 5 al 15% más ligero que la serie CA1.
- 2 Mayor capacidad de amortiguación**
El mecanismo de junta rotaria está montado directamente en el anillo del cilindro.
- 3 Fácil ajuste de la válvula de amortiguación**
El uso de una llave hexagonal para ajustar la válvula de amortiguación permite un ajuste más preciso. La válvula de amortiguación no sobresale de la superficie de la cubierta.
- 4 Capacidad de absorción de energía cinética aumentada en un 50%.**
Con un volumen de amortiguación mayor y la adaptación de una nueva junta de amortiguación, este modelo, comparado con la serie CA1, puede absorber un 50% más de energía cinética. La junta de amortiguación supera en 5 veces la vida útil al modelo anterior.
- 5 Reducción de la flexión del vástago del 5 al 10%.**
La flexión del vástago disminuye gracias a una mayor precisión del mecanizado y del vástago, que minimiza la holgura entre estos componentes.
- 6 Las dimensiones de montaje son idénticas a las de la serie CA1.**
- 7 Las roscas NPT y G son estándar.**

Variedades de la serie

| Serie | Efecto | Tipo | Tipo de conexión | Variantes estándar | | | Diámetro cilindro (mm) |
|---|--------------|----------------------------|------------------|--------------------|---------------------|--------------------|-----------------------------|
| | | | | Carburado | Base para una línea | Eventos de vórtice | |
| Serie CA2 Estándar | Doble efecto | Vástago simple Serie CA2 | En línea | • | • | • | 40-60 83-80 100 |
| | | Vástago doble Serie CA2W | En línea | • | • | • | |
| Serie CA2K Estándar/Vástago anillo | Doble efecto | Vástago simple Serie CA2K | En línea | • | • | • | 40 60 80 |
| | | Vástago doble Serie CA2KW | En línea | • | • | • | |
| Serie CA2□Q Baja fricción | Doble efecto | Vástago simple Serie CA2□Q | En línea | • | • | • | 40 50 63 80 100 |
| Serie CBA2 Brazos a full de carrera | Doble efecto | Vástago simple Serie CBA2 | En línea | • | • | • | 40-60 83-80 100 |
| Serie CA2□H Hidroneumático | Doble efecto | Vástago simple Serie CA2□H | Hidroneumático | • | • | • | 40-60 83-80 100 |
| | | Vástago doble Serie CA2□HW | Hidroneumático | • | • | • | |

Cilindro neumático/Estándar: Doble efecto con vástago simple

Serie CA2

Ø40, Ø50, Ø63, Ø80, Ø100

Forma de pedido

Sin detección magnética CA2 L 50 100 JN

Con detección magnética CDA2 L 50 100 JN Y7BW

Montaje

| | |
|---|------------------------------|
| R | Recto |
| L | Encuadrado |
| F | Brida delantera |
| G | Brida trasera |
| C | Tracción en el eje trasero |
| D | Tracción en el eje delantero |
| T | Muñón central |

Material del tubo

| | |
|----|------------------|
| - | Tubo de aluminio |
| F* | Tubo de acero |

* No disponible con detectores magnéticos.

Diámetro

| | |
|-----|--------|
| 40 | 40 mm |
| 50 | 50 mm |
| 63 | 63 mm |
| 80 | 80 mm |
| 100 | 100 mm |

Modelo rosca conexión

| | |
|-----|-----|
| - | Rc |
| TAL | NPT |
| TF | G |

Numero de detectores magnéticos

| | |
|---|----------|
| - | 2 lms. |
| S | 1 lm. |
| 3 | 3 lms. |
| n | 10* lms. |

Detector magnético

| | |
|---|------------------------|
| - | Sin detector magnético |
|---|------------------------|

* Seleccione un modelo de detector de la tabla inferior.
* Ø 270, Y9A2 y Y7D no están montados y se suministran sueltos. (En este modelo, sólo están montados los soportes para el montaje de los detectores.)

Sujeto del cilindro

| | |
|---|--------------------------|
| - | Sin |
| J | Tela de nylon |
| K | Tela resistente al calor |

Amortiguación

| | |
|---|-------------------------------------|
| - | Con amortiguación en ambos sentidos |
| N | Sin amortiguación |

* Cuando se ha de especificar más de un símbolo, combine los símbolos en orden alfabético.

Cilindros con imán integrado

Si pide el modelo con imán integrado sin detector magnético, deje el campo del detector magnético en blanco.
(Ejemplo) CDA2L45-100

Carrera del cilindro (mm)

Para más información, consulte la página siguiente.

Detector magnético aplicable

Consulte Best Pneumatic® para más detalles sobre las características técnicas de los detectores magnéticos.

| Tipo | Función especial | Entrada eléctrica | Salida eléctrica | Cableado (salida) | Voltaje de carga | | Modelo detectores magnéticos | Longitud cable (m*) | Código p-cable | Carga aplicable |
|-----------------------------|---|------------------------|------------------|-----------------------|------------------|-----------|------------------------------|---------------------|----------------|-----------------|
| | | | | | DC | AC | | | | |
| Detector por bobina | - | Salida directa a cable | 30 | 3 hilos (Ej: 1 a NPN) | 5 V | - | Z76 | ● ● ● | - | Circuito C |
| | Indicación diagnóstica (indicador de 2 colores) | Salida directa a cable | 20 | 2 hilos | 24 V | 12 V | A54 | ● ● ● | - | Relé, PLC |
| Detector de efecto de flujo | - | Salida directa a cable | 30 | 3 hilos (NPN) | 24 V | 5 V, 12 V | Y9A | ● ● ● | ○ ○ | Circuito C |
| | - | Salida directa a cable | 30 | 3 hilos (PNP) | 24 V | 5 V, 12 V | Y7P | ● ● ● | ○ ○ | - |
| | Indicación diagnóstica (indicador de 2 colores) | Salida directa a cable | 30 | 3 hilos (NPN) | 24 V | 5 V, 12 V | Y9B | ● ● ● | ○ ○ | Circuito C |
| | Resistente a campos magnéticos (indicador de 2 colores) | Salida directa a cable | 30 | 3 hilos (PNP) | 24 V | 5 V, 12 V | Y7W | ● ● ● | ○ ○ | - |
| | Con salida diagnóstica (indicador de 2 colores) | Salida directa a cable | 30 | 3 hilos (PNP) | 24 V | 5 V, 12 V | Y7PW | ● ● ● | ○ ○ | Circuito C |
| | Resistente a campos magnéticos (indicador de 2 colores) | Salida directa a cable | 30 | 3 hilos (NPN) | 24 V | 5 V, 12 V | Y7SW | ● ● ● | ○ ○ | - |
| | Resistente a campos magnéticos (indicador de 2 colores) | Salida directa a cable | 30 | 3 hilos (PNP) | 24 V | 5 V, 12 V | Y7BA | ● ● ● | ○ ○ | - |
| | Resistente a campos magnéticos (indicador de 2 colores) | Salida directa a cable | 30 | 4 hilos (NPN) | 24 V | 5 V, 12 V | F39F | ● ● ● | ○ ○ | Circuito C |
| | Resistente a campos magnéticos (indicador de 2 colores) | Salida directa a cable | 30 | 4 hilos (PNP) | 24 V | 5 V, 12 V | PSLF | ● ● ● | ○ ○ | - |
| | Resistente a campos magnéticos (indicador de 2 colores) | Salida directa a cable | 30 | 2 hilos | 24 V | 5 V, 12 V | PSDW | ● ● ● | ○ ○ | - |

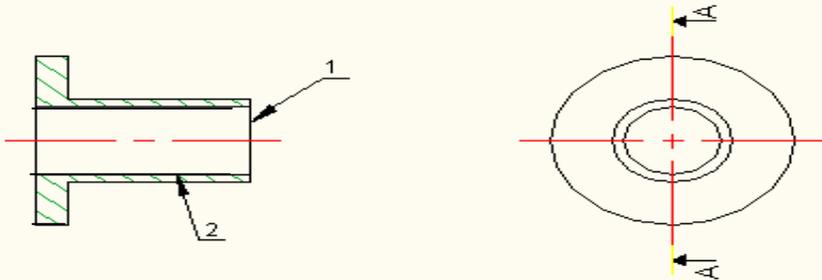
* Símbolo long. cable: 0,5 m ---- (Ejemplo) A54
3 m ---- L (Ejemplo) A54L
5 m ---- Z (Ejemplo) A54Z

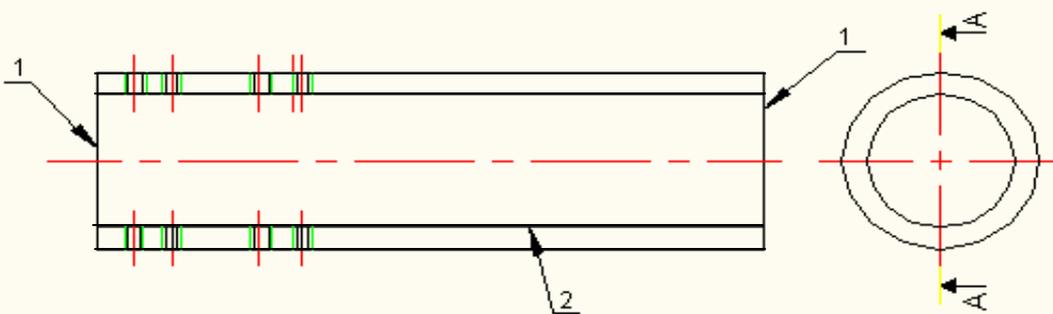
* Los detectores de estado sólido marcados con el símbolo "○" se fabrican bajo demanda.

* Además de los modelos indicados en el catálogo arriba, hay otros detectores aplicables. Para más información, consulte la pág. 15.

ANEXO A – 9

Hojas de Procesos

| Nombre de la máquina: Máquina para elevar y transportar baterías | | | | | |
|--|-------------------------|----------------------------|------------------|----------------------|---------------------|
| Denominación del elemento: | Número de plano: | Cantidad de piezas: | Material: | | |
| Bocin largo | | 10 | Bronce | | |
|  | | | | | |
| Superficie | Operaciones | Velocidad [rpm] | N pasadas | Longitud [mm] | Tiempo [min] |
| 1 | Refrentado 1 cara | 950 | 2 | ∅ 40 | 2 |
| | Agujero de centros | 680 | 1 | | 2 |
| | Taladrado ∅16 | 320 | 1 | 35 | 5 |
| 2 | Desbaste | 950 | 10 | ∅ 20; 5 | 10 |
| | Corte | 180 | 1 | ∅ 40 | 3 |
| | Refrentado | 950 | 2 | 35 | 3 |

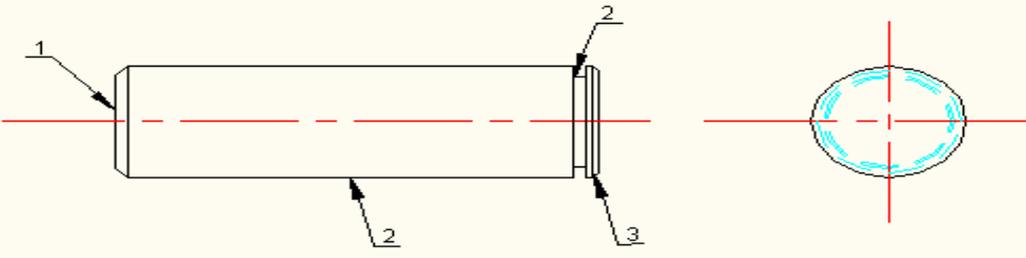
| Nombre de la máquina: Máquina para elevar y transportar baterías | | | | | |
|--|--------------------------|----------------------------|------------------|----------------------|---------------------|
| Denominación del elemento: | Número de plano: | Cantidad de piezas: | Material: | | |
| Perfil estructural redondo | 0000.002 | 1 | Acero ASTM A-36 | | |
|  | | | | | |
| Superficie | Operaciones | Velocidad [rpm] | N pasadas | Longitud [mm] | Tiempo [min] |
| 1 | Trazado a longitud | | | 2400 | 3 |
| | Corte con disco | | 1 | ∅ 4 pulg. | 2 |
| 2 | Trazado | | | 40 | 2 |
| | Trazado | | | 109 | 2 |
| | Granetiado en los trazos | | 1 | | 3 |
| | Taladrado | 680 | 1 | | 5 |

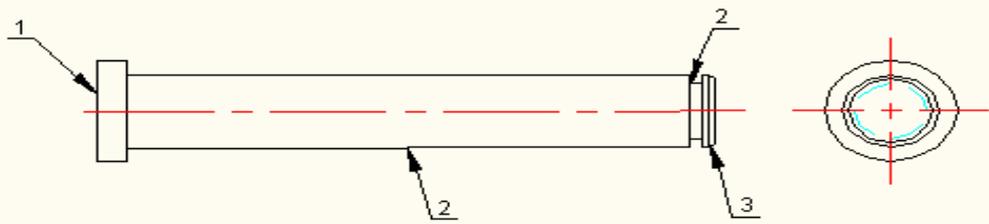
| Nombre de la máquina: Máquina para elevar y transportar baterías | | | | | |
|---|--------------------------------|----------------------------|------------------|----------------------|--------------------|
| Denominación del elemento: | Número de plano: | Cantidad de piezas: | Material: | | |
| Placa unión aloj. brazo interno | 0000.001 | 1 | Acero ASTM A-36 | | |
| | | | | | |
| Superficie | Operaciones | Velocidad [rpm] | N pasadas | Longitud [mm] | Tiempo[min] |
| 1 | Trazado | | | 475x100 | 3 |
| | Corte | 3 m/h | 1 | 475x100 +5 | 5 |
| | Amolado | | 1 | 475x100 +5 | 2 |
| 2 | Cuadrado de piezas | 950 | 2 | 475x100 | 10 |
| | Trazado de agujeros | | 1 | | 8 |
| | Taladrado $\varnothing 1 = 10$ | 680 | 1 | 10 | 8 |
| 3 | Taladrado $\varnothing 2 = 10$ | 680 | 1 | 10 | 8 |
| | Machuelado | | 3 | 10 | 10 |

| Nombre de la máquina: Máquina para elevar y transportar baterías | | | | | |
|---|-------------------------|----------------------------|------------------|----------------------|--------------------|
| Denominación del elemento: | Número de plano: | Cantidad de piezas: | Material: | | |
| Nervadura columna base | 0000.001 | 4 | Acero ASTM A-36 | | |
| | | | | | |
| Superficie | Operaciones | Velocidad [rpm] | N pasadas | Longitud [mm] | Tiempo[min] |
| 1 | Trazado | | 1 | 284x98+5 | 5 |
| | Corte | 3 m/h | 1 | 284x98+5 | 10 |
| | Amolado | | 2 | 284x98 | 5 |
| | Chafan | 680 | 2 | 2x45 | 3 |

| Nombre de la máquina: Máquina para elevar y transportar baterías | | | | | |
|---|-------------------------|----------------------------|------------------|----------------------|--------------------|
| Denominación del elemento: | Número de plano: | Cantidad de piezas: | Material: | | |
| Bocín corto | 0000.001 | 4 | Bronce | | |
| | | | | | |
| Superficie | Operaciones | Velocidad [rpm] | N pasadas | Longitud [mm] | Tiempo[min] |
| 1 | Refrentado 1 cara | 950 | 2 | ∅ 40 | 2 |
| | Agujero de centros | 680 | 1 | | 1 |
| | Taladrado ∅ 16 | 320 | 1 | 7 | 1 |
| 2 | Desbaste | 950 | 10 | ∅ 20; 2 | 10 |
| | Corte | 180 | 1 | ∅ 40 | 3 |
| | Refrentado | 950 | 2 | 7 | 2 |

| Nombre de la máquina: Máquina para elevar y transportar baterías | | | | | |
|---|-------------------------|----------------------------|------------------|----------------------|--------------------|
| Denominación del elemento: | Número de plano: | Cantidad de piezas: | Material: | | |
| Camisa externa | 0000.001 | 5 | Acero ASTM A-36 | | |
| | | | | | |
| Superficie | Operaciones | Velocidad [rpm] | N pasadas | Longitud [mm] | Tiempo[min] |
| 1 | Trazado | | 1 | 72 | 1 |
| | Cortado | 1200 | 1 | 72 | 2 |
| | Refrentado 2 caras | 950 | 2 | 1 | 3 |
| 2 | Agujero de centros | 680 | 1 | | 1 |
| | Taladrado ∅ 10 | 680 | 1 | 70 | 3 |
| | Taladrado ∅ 15, 20 | 320 | 1 | 70 | 6 |

| Nombre de la máquina: Máquina para elevar y transportar baterías | | | | | |
|--|-------------------------|----------------------------|------------------|----------------------|--------------------|
| Denominación del elemento: | Número de plano: | Cantidad de piezas: | Material: | | |
| Eje pasador | 0000.001 | 1 | Acero ASTM A-36 | | |
|  | | | | | |
| Superficie | Operaciones | Velocidad [rpm] | N pasadas | Longitud [mm] | Tiempo[min] |
| 1 | Refrentado 1 cara | 950 | 2 | ∅ 22 | 2 |
| | Agujero de centros | 680 | 1 | | 1 |
| | Desbaste | 950 | 3 | ∅2 = 16 ; 39 | 3 |
| 2 | Corte | 180 | 1 | 39+ 2 | 2 |
| | Refrentado | 950 | 2 | ∅ 22 | 2 |
| | Tronzado | 680 | 1 | ∅ 12 | 1 |
| 3 | Chafan | 680 | 1 | 1x1 45 | 2 |

| Nombre de la máquina: Máquina para elevar y transportar baterías | | | | | |
|--|-------------------------|----------------------------|------------------|----------------------|--------------------|
| Denominación del elemento: | Número de plano: | Cantidad de piezas: | Material: | | |
| Pasador largo | 0000.001 | 5 | Acero ASTM A-36 | | |
|  | | | | | |
| Superficie | Operaciones | Velocidad [rpm] | N pasadas | Longitud [mm] | Tiempo[min] |
| 1 | Refrentado 1 cara | 950 | 2 | ∅ 21 | 2 |
| | Agujero de centros | 680 | 1 | | 1 |
| | Desbaste | 950 | 4 | ∅2 = 16 ; 94 | 5 |
| 2 | Corte | 180 | 1 | 99+ 2 | 3 |
| | Refrentado | 950 | 2 | ∅ 22 | 2 |
| | Tronzado | 680 | 1 | ∅ 12 | 3 |
| 3 | Chafan | 680 | 1 | 1x1 45 | 2 |

ANEXO A – 10

Pruebas de Campo

- a) Formato para la verificación de las dimensiones generales.
- b) Formato para prueba de funcionamiento en plena carga

a) Formato para la verificación de las dimensiones generales.

| VERIFICACIÓN DE DIMENSIONES GENERALES | | | | | |
|--|---------------|------------------|-------------------|------------------|-------------------|
| Máquina Semiautomática para el Montaje de Baterías en la Línea de Producción de autos | | | | | |
| EMPRESA | MATRO | FECHA | 16/12/08 | INSPECTOR | Ing. Jaime Vargas |
| Dimensión | Diseño | Prototipo | Aceptación | | |
| | | | Si | No | |
| Altura total de la columna (mm). | 2300 | 2300 | X | | |
| Longitud del brazo interior (mm). | 640 | 641 | X | | |
| Longitud del brazo exterior (mm). | 1500 | 1500 | X | | |
| Dimensiones del mecanismo sujetador de baterías. | 140x1967x265 | 140x196x266 | X | | |
| Altura de total (máxima y mínima) de elevación. | 0 - 1570 | 0 - 1571 | x | | |

Fuente: Propia

Elaborado: Juan Abad, Paúl Romero.

b) Formato para prueba de funcionamiento en plena carga

| FUNCIONAMIENTO DE LOS SISTEMAS | | | | |
|---------------------------------------|--------------------------|--|-------------------------------|-----------------------------|
| Tiempo [seg] | Sistema de agarre | Sistema de cilindros neumáticos | Sistema de rodamientos | Sistema de elevación |
| 30 | Si | Si | Si | Si |
| 60 | Si | Si | Si | Si |
| 90 | Si | Si | Si | Si |
| 120 | Si | Si | Si | Si |
| 150 | Si | Si | Si | Si |

Fuente: Propia

Elaborado: Juan Abad, Paúl Romero.

ANEXO A – 11

Costos



Dirección: Juan Bautista Aguirre S7-168
y Bobonaza, Telf.: 313 0739
Anasayas José Larrea Lote 40-14
Quito - Ecuador

MOLDES - MATRICES - TROQUELES
Y METALMECANICA EN GENERAL

ROMERO GARZÓN ÁNGEL FLORENCIO

RUC. 1702219385001

FACTURA

Serie 001 - 001

0001557

Aut. SRI. 1106343603

Valido hasta noviembre de 2009

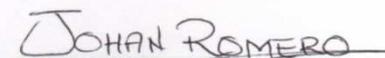
| | | | |
|------------|-----------------------------|-------------------|-----------|
| Señor: | Johan Angelo Romero O. | Fecha emisión: | 28-oct-08 |
| Dirección: | Cangonama S7-168 y Bobonaza | Orden de Compra: | |
| RUC/C.I. | 171321584-4 | Guía de Remisión: | |
| Teléfono: | 097 27 23 80 | Por lo siguiente: | |

| CANTIDAD | UNIDAD | DESCRIPCIÓN | PRECIO UNITARIO | V. DE VENTA |
|----------|--------|--|-----------------|-------------|
| 01. | uni | Tubo estructural redondo, e=3mm, φ 4in, L=2400 | 34,14 | 34,14 |
| 01. | uni | Tubo estructural cuadrado, 50x50x2, L=3700 | 26,40 | 26,40 |
| 01. | uni | Tubo estructural rectangular, 60x40x2, L=850 | 13,20 | 13,20 |
| 01. | uni | Plancha de acero A-36, e= 6mm, 250x100 | 2,43 | 2,43 |
| 04. | uni | Plancha de acero A-36, e= 6mm, 70x50 | 0,62 | 2,46 |
| 02. | uni | Plancha de acero A-36, e= 6mm, 475x70 | 3,24 | 6,48 |
| 01. | uni | Plancha de acero A-36, e= 6mm, 115x40 | 0,66 | 0,66 |
| 01. | uni | Plancha de acero A-36, e= 6mm, 200x80 | 1,58 | 1,58 |
| 01. | uni | Plancha de acero A-36, e= 6mm, 475x92 | 4,22 | 4,22 |
| 04. | uni | Plancha de acero A-36, e= 6mm, 44x38 | 0,44 | 1,76 |
| 02. | uni | Plancha de acero A-36, e= 6mm, 120x100 | 1,19 | 2,38 |
| 02. | uni | Plancha de acero A-36, e= 6mm, 120x92 | 1,10 | 2,20 |
| 02. | uni | Plancha de acero A-36, e= 6mm, 70x50 | 0,53 | 1,06 |
| 01. | uni | Plancha de acero A-36, e= 6mm, 160x100 | 1,58 | 1,58 |
| 04. | uni | Plancha de acero A-36, e= 6mm, 80x50 | 0,57 | 2,29 |
| 01. | uni | Plancha de acero A-36, e= 6mm, 54x54 | 0,53 | 0,53 |
| 02. | uni | Plancha de acero A-36, e= 3mm, 44x38 | 0,44 | 0,88 |
| 01. | uni | Plancha de acero A-36, e= 8mm, 130x93 | 1,66 | 1,66 |
| 01. | uni | Plancha de acero A-36, e= 8mm, 130x30 | 0,70 | 0,70 |
| 01. | uni | Plancha de acero A-36, e= 8mm, 240x155 | 3,66 | 3,66 |
| 01. | uni | Plancha de acero A-36, e= 8mm, 135x130 | 2,29 | 2,29 |
| 02. | uni | Plancha de acero A-36, e= 10mm, 475x100 | 7,63 | 15,26 |
| 04. | uni | Plancha de acero A-36, e= 10mm, 284x98 | 4,52 | 18,09 |
| 01. | uni | Plancha de acero A-36, e= 10mm, 375x100 | 6,04 | 6,04 |
| 01. | uni | Plancha de acero A-36, e= 10mm, 475x100 | 7,63 | 7,63 |
| 01. | uni | Plancha de acero A-36, e= 14mm, 300x300 | 16,90 | 16,90 |
| 02. | uni | Plancha de acero A-36, e= 42mm, 210x210 | 35,45 | 70,89 |
| 01. | uni | Plancha de acero A-36, e= 50mm, 50x68 | 2,79 | 2,79 |

Debo y pagaré la suma de: Doscientos ochenta con 18/100-----
dólares americanos.

| | |
|--------------|-----------|
| Valor Total: | 250,16 |
| Descuento: | |
| IVA 12%: | 30,02 |
| TOTAL: | \$ 280,18 |


Ángel F. Romero Garzón
170221938-5
Firma por MATRO


JOHAN ROMERO
Recibi conforme

ORIGINAL Cliente, COPIA Emisor

ANEXO A – 12

Fotos de la construcción de la máquina.



Fig. 1. Placas después de ser maquinadas, cuadradas.



Fig. 2. Placas soporte de rodamientos ya maquinadas.



Fig. 3. Construcción de tochos de brazos exteriores con sus respectivos pasadores.



Fig. 5. Verificación de carrera del cilindro en sujetador de baterías.





Fig. 6. Pruebas de campo.





Fig. 7. Máquina funcionando.

ANEXO A – 13

Planos de taller y Montaje.